



**HAL**  
open science

# Etude thermohydraulique expérimentale et numérique d'une boucle d'hélium supercritique en convection forcée soumise à des pulses périodiques de chaleur

Benjamin Lagier

► **To cite this version:**

Benjamin Lagier. Etude thermohydraulique expérimentale et numérique d'une boucle d'hélium supercritique en convection forcée soumise à des pulses périodiques de chaleur. Thermique [physics.class-ph]. Université de Grenoble, 2014. Français. NNT : 2014GRENY010 . tel-01558335

**HAL Id: tel-01558335**

**<https://theses.hal.science/tel-01558335v1>**

Submitted on 7 Jul 2017

**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.

**THÈSE**

Pour obtenir le grade de

**DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE GRENOBLE**

Spécialité : **Physique appliquée**

Arrêté ministériel : 7 août 2006

Présentée par

**Benjamin Lagier**

Thèse dirigée par **Bernard Rousset**

préparée au sein du **CEA/DSM/INAC/SBT/GRTH**

et de l'**École Doctorale de Physique**

**Etude thermohydraulique  
expérimentale et numérique d'une  
boucle d'hélium supercritique en  
convection forcée soumise à des  
pulses périodiques de chaleur**

Thèse soutenue publiquement le **Mardi 11 Mars 2014**,  
devant le jury composé de :

<b>M. Mazen Alamir</b>	Gipsa lab	Examineur
<b>M. Luca Bottura</b>	CERN	Rapporteur
<b>M. Bernard Castaing</b>	ENS Lyon	Président
<b>M. Daniel Ciazynski</b>	CEA Cadarache	Rapporteur
<b>Mme Christine Hoa</b>	CEA Grenoble	Co-Encadrante
<b>M. Bernard Rousset</b>	CEA Grenoble	Directeur de thèse
<b>M. Roberto Zanino</b>	Politecnico di Torino	Examineur
<b>Mme Pascale Dauguet</b>	Air Liquide	Invitée





# Remerciements

Ce travail de thèse a été effectué au sein du SBT au CEA Grenoble et a pu être mené à bien grâce aux compétences de haut niveau et à la bienveillance de toutes les personnes de ce service, techniciens et ingénieurs.

Je tiens en premier lieu à remercier Bernard Rousset et Christine Hoa pour leur soutien infaillible pendant ces 3 ans et demi. Bernard en tant que directeur de thèse extrêmement présent et disponible et Christine en tant qu'encadrante et co-bureau avec qui se fut un plaisir de travailler. Ils m'ont énormément appris et permis de grandir dans mes réflexions et je leur en suis extrêmement reconnaissant.

Je remercie ensuite très chaleureusement toutes les personnes qui ont tout simplement permis la réalisation des essais et ce dans les meilleures conditions :

- techniciens de la station 400 W (de vrais As) : Lionel Monteiro et Michel Bon Mardion
- équipe du liquéfacteur d'hélium (le nerf de la cryogénie) : Pascal Roussel, Hervé Rouillon, Pierre Vandelle, Pierre Morel et Didier Leclercq
- équipe automaticiens (les matheux) : Patrick Bonnay, François Bonne, Jean Noel Cheynel

Ils font également tous partie de cette grande famille qu'est le SBT et m'ont accueilli et intégré pendant cette thèse et fait vivre des moments joyeux et intenses. Merci au chef de service du SBT Alain Girard et au chef du groupe GRTH Jean Marc Poncet pour leur accueil.

Concernant la partie numérique de ce projet, je souhaite remercier tout particulièrement Roser Vallcorba pour l'introduction au sujet via VINCENTA (et les soucis qui vont avec) et Benjamin Bradu du CERN pour son aide précieuse pour se lancer dans EcosimPro à l'aide de la librairie qu'il a développé (mes respects pour ce travail exemplaire).

Merci à notre constructeur Philippe Charvin et aux petites mains de Jérôme André pour l'aide à la réalisation du circuit de lévitation magnétique. Les futurs visiteurs et élèves apprécieront je l'espère!

Merci à tous mes amis avec qui ces fabuleuses années Grenobloises touchent à leur fin pour de nouveaux départs!

Je voudrais également remercier ma famille et tout particulièrement mon père qui m'a montré la voie des sciences et qui je pense aurait été fier de son docteur de fiston...

Et pour finir un immense merci à ma Camille pour m'avoir supporté à chaque instant et dans toutes les situations, même quand la rédaction était omniprésente, et pour s'être montrée si patiente avec moi.



# Table des matières

<b>Remerciements .....</b>	<b>3</b>
<b>Table des matières .....</b>	<b>5</b>
<b>Table des symboles .....</b>	<b>9</b>
<b>Acronymes .....</b>	<b>11</b>
<b>Publications liées à la thèse.....</b>	<b>12</b>
<b>Introduction .....</b>	<b>15</b>
<b>I Les charges pulsées, un enjeu pour la réfrigération des tokamaks.....</b>	<b>21</b>
I.1 Les machines de fusion.....	21
I.1.1 La réaction de fusion nucléaire .....	22
I.1.2 Principes d'un tokamak .....	24
I.1.3 Aimants Supraconducteurs .....	27
I.1.4 Réfrigération Hélium .....	29
I.2 Les charges thermiques pulsées.....	35
I.2.1 Origine des charges pulsées .....	35
I.2.2 Effets sur le dimensionnement .....	38
I.3 Techniques de lissage des charges .....	40
I.3.1 Utilisation du réfrigérateur.....	40
I.3.2 Utilisation de la cryodistribution .....	44
I.4 Conclusion .....	49
<b>II La boucle expérimentale HELIOS .....</b>	<b>53</b>
II.1 Objectifs de la boucle .....	53
II.1.1 Projet JT60-SA.....	53
II.1.2 Dimensionnement.....	55
II.2 Présentation de l'installation.....	59
II.2.1 La station de réfrigération 400W .....	59

II.2.2	Le Cryostat Multi Tests .....	62
II.2.3	HELIOS .....	64
II.2.4	Architecture de commande.....	81
II.3	Configurations d'essais .....	83
II.3.1	Mise en froid / Réchauffage .....	83
II.3.2	Configuration isochore .....	85
II.3.3	Configuration isobare .....	86
II.4	Conclusion .....	87
<b>III</b>	<b>Modélisation dynamique de l'expérience HELIOS.....</b>	<b>89</b>
III.1	Etat de l'art en simulation dynamique appliquée à la réfrigération de grandes installations.....	89
III.1.1	Besoins requis.....	89
III.1.2	Logiciels disponibles .....	90
III.2	Présentation d'EcosimPro .....	92
III.2.1	Le logiciel EcosimPro .....	92
III.2.2	La librairie CRYOLIB .....	94
III.3	Modélisation d'HELIOS .....	96
III.3.1	Nouveaux composants .....	96
III.3.2	Modèle d'HELIOS.....	101
III.3.3	Limitations .....	107
III.4	Benchmark de validation .....	107
III.4.1	Configuration de test.....	108
III.4.2	Comparaison simulation/expérience .....	108
III.5	Conclusion .....	110
<b>IV</b>	<b>Préambule à l'analyse des résultats expérimentaux .....</b>	<b>113</b>
IV.1	Analyse physique du bain .....	113
IV.1.1	Influence du remplissage sur l'élévation de température .....	113
IV.1.2	Effet de la variation de pression d'un bain fermé sur son niveau.....	114
IV.2	Analyse physique de la boucle .....	115
IV.2.1	Effet de la détente de l'hélium supercritique .....	115
IV.2.2	Représentations spatiale et temporelle .....	117
IV.2.3	Effet d'un chauffage sur la température d'une conduite d'hélium en convection forcée	118

IV.2.4	Effet d'un chauffage sur la pression d'une boucle d'hélium en convection forcée ....	121
IV.2.5	Effets couplés pression/température.....	123
IV.2.6	Effet des pertes thermiques sur la dynamique de la boucle.....	125
IV.2.7	Compétition des différentes variations de température .....	126
IV.2.8	Effet d'un chauffage sur les débits d'une boucle d'hélium en convection forcée .....	128
IV.2.9	Observation d'un cas simple sans régulation.....	129
IV.3	Conclusion .....	131
<b>V</b>	<b>Résultats expérimentaux et numériques sur le lissage de charges pulsées .</b> .....	<b>133</b>
V.1	Présentations des essais.....	133
V.1.1	Buts des essais.....	133
V.1.2	Déroulement des essais.....	134
V.1.3	Mise en configuration d'HELIOS.....	135
V.1.4	Données d'entrées .....	136
V.1.5	Données post-traitées .....	140
V.1.6	Etat du réfrigérateur.....	141
V.2	Lissages de charge en configuration isochore.....	141
V.2.1	Volant thermique .....	141
V.2.2	Circulateur froid.....	153
V.2.3	Ligne de by-pass .....	163
V.2.4	Comparaisons des stratégies de lissage .....	174
V.3	Lissages de charge en configuration isobare.....	180
V.3.1	Volant thermique .....	181
V.3.2	Effets des autres régulations.....	191
V.3.3	Validation numérique du mode isobare.....	194
V.3.4	Conclusion configuration isobare.....	196
V.4	Conclusion .....	197
<b>VI</b>	<b>Stratégies de régulation avancées .....</b>	<b>201</b>
VI.1	Lissage de charge adaptatif .....	201
VI.1.1	Présentation de l'algorithme.....	202
VI.1.2	Validations expérimentales .....	208
VI.2	Lissages avec estimateur de charge .....	221
VI.2.1	Description de la méthode .....	221

VI.2.2	Validations expérimentales .....	228
VI.3	Associations des stratégies de lissage .....	232
VI.3.1	Détails des applications possibles .....	232
VI.4	Conclusion .....	234
<b>Conclusion générale .....</b>		<b>237</b>
<b>Bibliographie.....</b>		<b>243</b>
<b>Annexes .....</b>		<b>247</b>
	Annexe A : PID HELIOS et géométrie .....	247
	Annexe B : Informations sur les capteurs.....	249
	Annexe C : Méthodes d'étalonnage et calculs d'erreur: débitmètres, pertes statiques, erreur des thermomètres, caractéristiques des vannes .....	251
	Annexe D : Détermination des profils de charge d'HELIOS.....	268
	Annexe E : Paramètres des régulateurs PI d'HELIOS.....	273
	Annexe F : Méthodes d'interpolation linéaire implémentée dans l'automate pour le lissage avec estimateur de charge .....	274
<b>Résumé .....</b>		<b>276</b>

## Table des symboles

Symbole	Description	Unité
$A$	Surface	$m^2$
$B$	Champ magnétique	T
$CV$	Coefficient de débit	$gal.min^{-1}$
$c$	Vitesse de la lumière	$2.998 \cdot 10^6 m.s^{-1}$
$D$	Diamètre	m
$D_h$	Diamètre hydraulique	m
$h$	Enthalpie massique	$J.kg^{-1}$
$I$	Intensité	A
$K$	Gain	Dépend de l'unité du processus
$L$	Longueur	m
$L_{sat}$	Chaleur latente de vaporisation	$J.kg^{-1}$
$m$	Masse	kg
$\dot{m}$	Débit massique	$kg.s^{-1}$
$N$	Nombre de nœuds	-
$n$	Fréquence de rotation	Hz, % de la vitesse max
$P$	Pression absolue	Bar
$Per$	Périmètre	m
$Pos$	Position de la vanne	%
$q$	Energie	J
$\dot{q}$	Flux de chaleur	W
$Ra$	Rangeabilité de la vanne	-
$Re$	Nombre de Reynolds	-
$s$	Entropie massique	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
<i>Seuil</i>	Seuil	%
$T$	Température	K
$t, \tau$	Temps, temps de confinement	s
$t_{cycle}$	Période d'un cycle	s
$t_i$	Constante de temps	s
$U$	Tension	V
$U$	Energie interne	J
$u$	Energie interne massique	$J.kg^{-1}$
$V$	Volume	$m^3$
$\dot{V}$	Débit volumique	$m^3.s^{-1}$
$v$	vitesse	$m.s^{-1}$
$W$	Travail mécanique	J
$x$	Titre massique	-
$z$	Niveau	% du volume total

Symbole	Description	Unité
$\gamma$	Indice adiabatique (Cp/Cv)	-
$\eta$	Rendement	-
$\mu_0$	Perméabilité du vide	$4\pi \cdot 10^{-7} \text{ kg.m.A}^{-2}.\text{s}^{-2}$
$\nu$	Volume spécifique	$\text{m}^3.\text{kg}^{-1}$
$\rho$	Densité	$\text{kg.m}^{-3}$
$\varphi$	Débit réduit	-
$\psi$	DP réduit	-

Indice	Description
<i>in</i>	Paramètre d'entrée
<i>out</i>	Paramètre de sortie
<i>Boucle</i>	Se rapporte à la boucle
<i>Bain</i>	Se rapporte au bain

Exposant	Description
SP	Set point
<i>ini</i>	Paramètre initial

Accentuation	Description
$\dot{x}$	Dérivée temporelle
$\bar{x}$	Valeur moyenne

# Acronymes

**API** : Automate Programmable Industriel  
**BFA** : Boîte Froide Auxiliaire  
**BP** : Basse Pression  
**CF** : Circulateur froid  
**CICC**: Cable-in-Conduit Conductor, Conducteur en cable en conduit  
**CMT** : Cryostat Multi Test  
**CS** : **C**entral **S**olenoid, Groupe d'aimants du solénoïde centrale  
**DP** : Differential pressure (delta de pression)  
**EAST** : Experimental Advanced Superconducting Tokamak  
**EF** : **E**quilibrium **F**ield, Groupe d'aimants d'équilibre  
**EH** : Electrical Heating (Chauffage électrique)  
**FF** : Feed Forward  
**FIPWAY** : Factory Instrumentation Protocol  
**HELIOS**: **H**elium **L**oop for **h**igh **I**oad **S**moothering  
**HP** : Haute Pression  
**HX** : Echangeur de chaleur  
**ITER** : International Thermonuclear Experimental Reactor  
**JT60-SA** : **J**apan **T**orus **60** **S**uper **A**dvanced  
**KSTAR** : Korea Superconducting Tokamak Advanced Research  
**MLI** : Multi Layer Insulation  
**OPC** : Object Linking and Embedding for **P**rocess **C**ontrol  
**PI** : Régulateur Proportionnel Intégrale  
**Profibus** : Process Field Bus  
**TBP** : Très Basse Pression  
**TF** : Toroidal Field, Groupe d'aimants toroïdaux

## Publications liées à la thèse

B. Lagier, C. Hoa, B. Rousset, “Dynamic modelling of a forced flow supercritical helium loop with EcosimPro®”, Proceedings of the 24<sup>th</sup> ICEC, 2012

B. Lagier, B. Rousset, C. Hoa and P. Bonnay, “Experimental Validation of Advanced Regulations for Superconducting Magnet Cooling Undergoing Periodic Heat Loads”, Proceedings of CEC, Anchorage, 2013

B. Lagier, C. Hoa, B. Rousset, “Validation of EcosimPro® model for assessing 2 heat load smoothing strategies on HELIOS experiment”, *Cryogenics*, 2014, to be published

B. Lagier, P. Bonnay, and C. Hoa, “Procédé et dispositif de régulation d’un système de refroidissement cryogénique,” Brevet n°13 61636, 2013.

C. Hoa, M. Bon-Mardion, P. Bonnay, P. Charvin, J.-N. Cheynel, B. Lagier, F. Michel, L. Monteiro, J.-M. Poncet, P. Roussel, B. Rousset, et R. Vallcorba-Carbonell, « Investigations of pulsed heat loads on a forced flow supercritical helium loop – Part A: Experimental set up », *Cryogenics*, vol. 52, n° 7-9, p. 340-348, juill. 2012.

R. Vallcorba, D. Hitz, B. Rousset, B. Lagier, et C. Hoa, « Investigations of pulsed heat loads on a forced flow supercritical helium loop: Part B: Simulation of the cryogenic circuit », *Cryogenics*, vol. 52, n° 7-9, p. 349-361, juill. 2012.

B. Rousset, C. Hoa, B. Lagier, et R. Vallcorba, « 0-D thermo-hydraulic approach for predicting pressure and temperature along HELIOS SHe closed loop under pulsed loads », *Cryogenics*, vol. 53, p. 7-16, janv. 2013.





# Introduction

Relever le challenge du défi énergétique du 21<sup>ème</sup> siècle va nécessiter la mise en place de sources d'énergie disponibles, peu coûteuses, renouvelables et non polluantes. La fusion thermonucléaire, bien qu'encore à l'état de recherche, semble ouvrir la voie à une prometteuse source d'énergie basée sur des réactions qui se produisent au cœur des étoiles. L'une d'elles met en jeu les isotopes de l'hydrogène, deutérium et tritium et libère une importante quantité d'énergie lors de la fusion des deux noyaux à très haute température. Un des grands avantages de la fusion par rapport à la fission nucléaire classique est que les produits issus de la réaction sont exempts d'éléments radioactifs à durée de vie longue (uniquement du tritium dont la durée de  $\frac{1}{2}$  vie est de 12.3 ans). De plus, la réaction nucléaire au sein des réacteurs associés est intrinsèquement stable et ne peut créer une réaction en chaîne. Enfin le carburant utilisé (deutérium et tritium issu du lithium) existe en quantité abondante sur terre. Cependant la réaction de fusion doit s'effectuer à une température de plusieurs millions de degrés dans un plasma, ce qui rend indispensable d'isoler ce dernier des bords de l'enceinte du réacteur.

Dans les machines actuelles (Tore Supra, EAST : Experimental Advanced Superconducting Tokamak, KSTAR : Korea Superconducting Tokamak Advanced Research) et à venir (JT-60SA : Japan Torus 60 Super Advanced ou ITER : International Thermonuclear Experimental Reactor), le confinement du plasma de réaction est assuré par des aimants supraconducteurs qui génèrent des champs magnétiques très intenses. Pour pouvoir fonctionner, ces bobines sont refroidies à 4.4 K par une circulation forcée d'hélium supercritique (Tore Supra utilise quant à lui un bain d'hélium superfluide à 1.8 K). Le système de distribution de l'hélium se charge d'extraire la puissance dissipée vers le réfrigérateur. Cependant le fonctionnement de ce type de machine n'est pas encore stationnaire et repose sur une répétition de cycles dont la puissance déposée est pulsée et donc fortement variable. Dans le cas du tokamak JT-60SA, la puissance maximale à extraire à 4.4 K sur les aimants s'élève à 12 kW tandis que la puissance moyenne sur un cycle n'est que moitié moins soit environ 6 kW [1]. Un réfrigérateur, comme toutes les machines thermiques, possède un point de fonctionnement nominal qui a été optimisé lors de la conception. Il est donc préférable d'opérer autour de ce point et sur des processus dont la puissance est faiblement pulsée. C'est généralement la puissance maximale qui sert de référence de dimensionnement pour le réfrigérateur et un chauffage additionnel est alors utilisé pour compenser la réduction de puissance pendant le cycle. Or, les coûts d'installation et d'opération d'une station de réfrigération cryogénique de grande taille sont importants et il est préférable de limiter la capacité maximale de réfrigération à une valeur proche de la puissance moyenne. Pour cela, la charge thermique pulsée reçue pendant un cycle doit être lissée temporellement. Cette problématique prend de l'ampleur sur des processus très pulsés tels que ceux rencontrés dans le système de distribution d'hélium du tokamak JT-60SA et qui font l'objet d'étude de cette thèse.

## Objectifs et Contributions

Le CEA a en charge la fourniture du système cryogénique du tokamak JT-60SA et la réalisation d'une boucle d'essai permettant l'étude du lissage de charge thermique : l'expérience HELIOS [2] (Helium

Loop for High Load Smoothing). C'est une maquette à échelle réduite du système de distribution d'hélium du tokamak JT-60SA, constituée d'un bain d'hélium à saturation et d'une boucle en hélium supercritique. Grâce à ce système, il est possible d'investiguer des configurations de fonctionnement qui ne pourraient pas être réalisées *in situ* sur une installation telle que celle du refroidissement d'un tokamak pour des questions de disponibilité, de risques et surtout de coûts d'opération.

Les principaux objectifs de cette thèse sont de :

- Comprendre le comportement thermohydraulique d'une boucle en convection forcée soumise à des pulses transitoires de chaleur, ainsi que le comportement d'un bain saturé ouvert proche du point critique soumis à des transferts transitoires de masse et de chaleur et proposer des modèles physiques simples rendant compte des phénomènes observés.
- Utiliser les possibilités offertes par le banc de test HELIOS afin de réaliser les études expérimentales de stratégies de lissage dans deux configurations de boucle (isochore et isobare). Ces stratégies consistent soit à contrôler le débit entrant dans les échangeurs de chaleur boucle/bain soit à utiliser le bain saturé en buffer thermique.
- Développer un modèle numérique et le valider avec des premières expériences puis utiliser celui-ci de manière prédictive sur une configuration réalisable dans HELIOS et confronter les résultats. Il s'agira également d'utiliser ce modèle pour avoir accès à des informations impossibles à obtenir sur l'expérience (minimum ou maximum de température à cause des emplacements fixes des sondes de température par exemple). Et enfin utiliser le modèle validé pour optimiser les stratégies de lissage de charges existantes et développer des contrôles avancés (lissage adaptatif à la charge ou bien estimation de celle-ci).

Concernant le premier objectif évoqué, les phénomènes thermohydrauliques transitoires rencontrés sur une boucle fermée en convection forcée sont complexes et entraînent parfois des réactions inattendues telles que le refroidissement de l'hélium à la suite de l'application d'un chauffage. Chaque type de lissage va générer différents effets qui seront investigués. Le bain d'hélium saturé utilisé en volant thermique ouvert, permet également d'observer des comportements liés à la thermodynamique de l'hélium près du point critique. Cette spécificité, peu commune à d'autre fluide, peut entraîner dans certains cas l'accroissement du niveau lorsque la pression s'élève alors même que la masse de liquide diminue sous l'effet d'une évaporation accrue. On mettra aussi en évidence les impacts du couplage thermique entre la boucle et le bain augmentant le temps de retour à des conditions périodiques lors de l'utilisation du bain en volant thermique.

Une contribution de cette thèse est le développement et la validation d'un modèle de boucle d'hélium supercritique en circulation forcée conçu sur la base de considération purement thermodynamique. Dans l'approche de tests de régulation, le modèle se montre performant et assez précis tout en permettant une vitesse de calculs plus rapide que le temps réel, ce qui permet d'envisager par exemple l'utilisation de ce modèle en tant que simulateur temps réel pour la formation des opérateurs.

De nombreux modèles dynamiques sont actuellement développés pour tester le lissage des charges thermiques lié au refroidissement des bobines de tokamaks. Ces derniers présupposent un certain profil de charge appliquée (celui-ci étant généralement issu d'un calcul préalable ou couplé faisant intervenir les charges neutroniques, les pertes par effets Joules dans les jonctions électriques, les pertes AC des aimants, les pertes fixes,...). Dans la réalité ces charges seront probablement estimées

et amenées à évoluer en fonction des configurations du plasma et des réactions nucléaires testées. Pour la première fois à notre connaissance, un système de lissage avec des régulations correspondant au cas réel où la charge thermique pulsée n'est pas connue avec précision a été testé et validé.

L'optimisation de l'opération sous charges pulsées des scénarios est un point important qui demande de pouvoir déterminer des consignes de régulation en adéquation avec la puissance déposée. Cela passe par exemple par l'estimation de la puissance qui est effectivement déposée sur le système ou bien par l'ajout d'un chauffage géré intelligemment. Pour des raisons de coût et de temps évident, cette optimisation ne peut se faire ni sur site ni même sur une reproduction à échelle réduite (cette dernière devant rester significative devant l'échelle réelle). L'utilisation d'un code prédictif validé est donc nécessaire.

## **Plan de thèse**

Ce document est composé de six chapitres.

Le premier chapitre introduit le contexte de l'étude des charges thermiques pulsées pour le refroidissement des aimants supraconducteurs des réacteurs de fusion thermonucléaire. Les bases de fonctionnement d'un réfrigérateur sont rappelées et l'état de l'art actuel des méthodes de lissage de charges thermiques est présenté.

Le second chapitre décrit tout d'abord le processus de mise à l'échelle de l'expérience HELIOS à partir du système de distribution d'hélium de JT-60SA. Ensuite la géométrie, les actionneurs principaux, l'instrumentation et les configurations de la boucle et du bain d'HELIOS sont décrits en détails.

Le troisième chapitre présente l'outil de simulation EcosimPro qui a été utilisé dans le cadre de cette thèse et propose une description du modèle thermodynamique de la boucle HELIOS. Une approche simple reposant sur une décomposition des transformations que subit l'hélium est réalisée et permet d'obtenir de très bons résultats vis-à-vis des mesures expérimentales. Un travail de validation du modèle a été effectué et permet de l'utiliser comme outil prédictif.

Le quatrième chapitre rassemble les explications théoriques des phénomènes physiques nécessaires à la compréhension des effets d'un scénario de charges pulsées sur le bain à saturation et la boucle en hélium supercritique. Les différents phénomènes, spécifiquement ceux de la boucle, sont introduits de manière à analyser finement les dynamiques observées en expérience.

Le cinquième chapitre regroupe les résultats expérimentaux et les comparaisons avec le modèle thermohydraulique pour trois stratégies de lissage (buffer thermique à l'aide du bain saturé, variation de la fréquence de rotation du circulateur associé au débit de la boucle et vannes de by-pass de la charge thermique) et différentes configurations de la boucle supercritique : boucle fermée (isochore) et boucle ouverte avec régulation de pression (isobare). Tout d'abord, les trois types de lissage de charge sont présentés avec la boucle en configuration isochore. Les dynamiques sont commentées et les éventuelles différences entre résultats expérimentaux obtenus et modèle sont discutées. Ensuite ces trois mêmes stratégies ont été testées expérimentalement dans une configuration de boucle isobare et sont présentées en mettant en évidence les différences avec le

cas isochore. Les comparaisons expérience/modèle ont été menées sur de nombreux paramètres thermohydrauliques (températures, pressions, débits, puissances) afin de valider les modèles dans les deux configurations et bien rendre compte des phénomènes physiques mis en jeu.

Le sixième et dernier chapitre introduit les régulations avancées qui ont été développées. La première, le *lissage de charge adaptatif*, permet d'effectuer un lissage complet du débit de sortie du bain en optimisant l'écrêtage de débit réalisé par une des trois stratégies de lissage. La seconde, *lissage avec estimateur de charge*, permet de calculer l'optimum des débits de régulation à appliquer au bain grâce une estimation en temps réel de la puissance déposée dans l'hélium de la boucle.

La conclusion synthétise les différents résultats obtenus pendant ce travail de thèse et ouvre sur les améliorations à apporter et les perspectives à venir.





# I

## Les charges pulsées, un enjeu pour la réfrigération des tokamaks

Les tokamaks sont des réacteurs de fusion nucléaire visant à reproduire sur Terre une réaction nucléaire proche de celle qui a lieu au cœur des étoiles. Nécessitant une température de plusieurs millions de degrés pour avoir lieu, la réaction ne peut être contenue directement dans une enceinte physique. En effet, il n'existe aucun matériau susceptible de résister à une telle température. La solution trouvée consiste à faire léviter le plasma de réaction à l'aide de champs magnétiques intenses. Un moyen d'obtenir ces champs est d'utiliser des aimants supraconducteurs refroidis à la température de l'hélium liquide autour de 4 K. Les tokamaks tels qu'ITER ou JT-60SA ne fonctionneront pas de manière continue mais de façon cyclique. En effet le contrôle actuel des plasmas de deutérium et de tritium se limite à des durées de l'ordre de la minute. Étendre ce facteur avec des plasmas très énergétiques est un des objectifs de ces machines, mais un fonctionnement continu sera encore hors de leurs portées. Au cours des cycles de plasma de ces types de réacteurs, des quantités variables de chaleur doivent être extraites des aimants supraconducteurs. Ce fonctionnement induit des charges pulsées, donc hautement variables temporellement, au niveau du réfrigérateur fournissant l'hélium. Afin de réduire les coûts d'installation et de fonctionnement du système cryogénique, il est préférable d'opter pour une puissance de réfrigération qui soit la plus proche possible de la puissance moyenne effective à extraire. Pour atteindre cet objectif il est nécessaire de mettre en place des moyens permettant de lisser la charge thermique, consistant par exemple à différer dans le temps l'arrivée de la puissance extraite au niveau du réfrigérateur.

Ce chapitre abordera dans un premiers temps le fonctionnement simplifié d'une machine de fusion nucléaire et introduira la nécessité d'utiliser des aimants supraconducteurs pour confiner le plasma de la réaction. Cette utilisation s'accompagne de l'utilisation d'hélium comme fluide réfrigérant et les bases du fonctionnement d'un réfrigérateur d'hélium seront posées.

L'origine des charges thermiques pulsées au niveau des aimants et leurs implications sur le système cryogénique seront présentées dans la seconde partie.

La troisième partie présentera l'état de l'art actuel sur les différentes méthodes de lissage de charges thermiques. Seront abordées les méthodes déjà en fonctionnement sur les machines actuelles mais également les choix optés pour les futures machines et des développements récents validés numériquement.

### **I.1 Les machines de fusion**

Une des voies possibles pour la production d'énergie future réside dans la maîtrise de la réaction se produisant au cœur même des étoiles : la fusion thermo-nucléaire. Mais pour pouvoir recréer sur Terre une telle réaction de façon contrôlée, il faut nécessairement pouvoir la confiner dans une enceinte capable de résister aux températures extrêmes de plusieurs millions de degrés: il s'agit du

tokamak. Ce mot d'origine russe désigne une chambre de forme toroïdale possédant des bobines magnétiques permettant le confinement du plasma, lieu de la réaction de fusion. Ce confinement permet de maintenir le plasma en lévitation et d'éviter ainsi la sublimation des matériaux de l'enceinte. De nos jours, ces bobines permettent de créer des champs magnétiques très intenses grâce à l'utilisation de matériaux supraconducteurs. Cependant elles nécessitent d'être refroidies à des températures proches de celle de l'hélium liquide à saturation, soit environ 4.2 K à 1 bar, à l'aide de réfrigérateurs spécifiques.

### I.1.1 La réaction de fusion nucléaire

#### I.1.1.1 Mécanismes physiques

La réaction de fusion thermonucléaire qui a lieu au cœur du soleil met en jeu une propriété physique particulière des éléments très légers du tableau périodique de Mendeleïev. En effet, la transformation d'un de ces éléments en un élément plus lourd s'accompagne d'un dégagement d'énergie qui est lié à la nature plus stable de l'élément final formé (le plus stable étant le  $\text{Fe}^{56}$ ). De la même façon, la fission de noyaux très lourds en de plus légers s'accompagne également d'un dégagement d'énergie. Cette énergie peut être calculée suivant l'équation d'équivalence masse/énergie (I.1) en considérant un noyau X possédant A nucléons et Z protons.

$$M\left(X_Z^A\right)c^2 = Zm_p c^2 + Nm_n c^2 - B\left(X_Z^A\right) \quad (I.1)$$

Où  $m_p$  et  $m_n$  sont les masses du proton et du neutron (kg).  $B\left(X_Z^A\right)$  est appelée énergie de liaison du noyau X. Le rapport  $B/A$  représente l'énergie de liaison par constituant. Celle-ci représente la force avec laquelle un élément du noyau, proton ou neutron, est lié à l'ensemble. Plus cette énergie de liaison est forte, plus le noyau est stable. La Figure I.1 donne l'évolution du rapport  $B/A$  en fonction de A. On observe sur cette figure que les réactions de fusion nucléaire faisant intervenir les isotopes de l'hydrogène (deutérium, D ou  $\text{H}^2$  et tritium, T ou  $\text{H}^3$ ) pour former des isotopes de l'hélium ( $\text{He}^3$  et  $\text{He}^4$ ) permettent d'obtenir une grande quantité d'énergie.

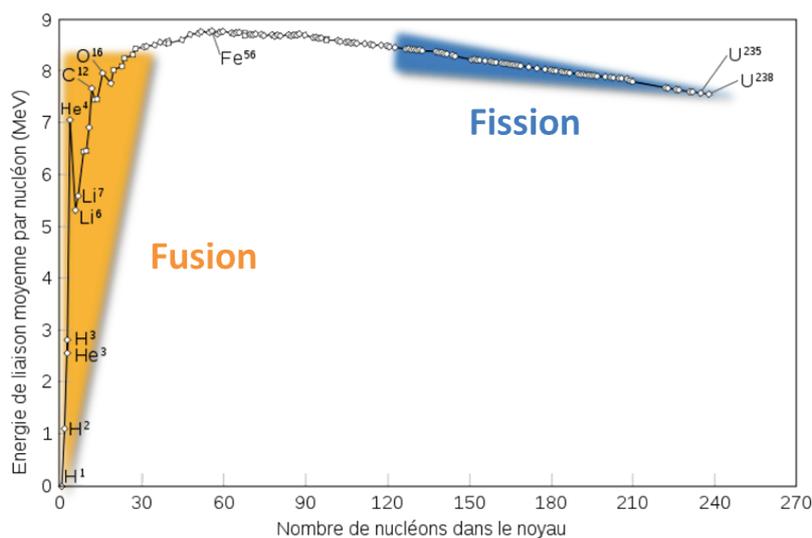


Figure I.1 Energie de liaison moyenne par nucléon en fonction de la taille des noyaux atomiques [3]

### 1.1.1.2 Conditions de réaction

Cependant pour pouvoir faire fusionner deux noyaux de charge positive, il faut pouvoir vaincre les forces électrostatiques qui naissent du rapprochement des noyaux chargés positivement et pour cela il est nécessaire de fournir une certaine quantité d'énergie cinétique au système. Plus cette énergie est grande et plus la réaction sera probable. Cette notion est illustrée par la Figure I.2 où différentes sections efficaces de réaction sont tracées en fonction de l'énergie cinétique d'un noyau de deutérium. Cette énergie est liée la température de réaction ( $10 \text{ keV} \approx 10^8 \text{ K}$ ).

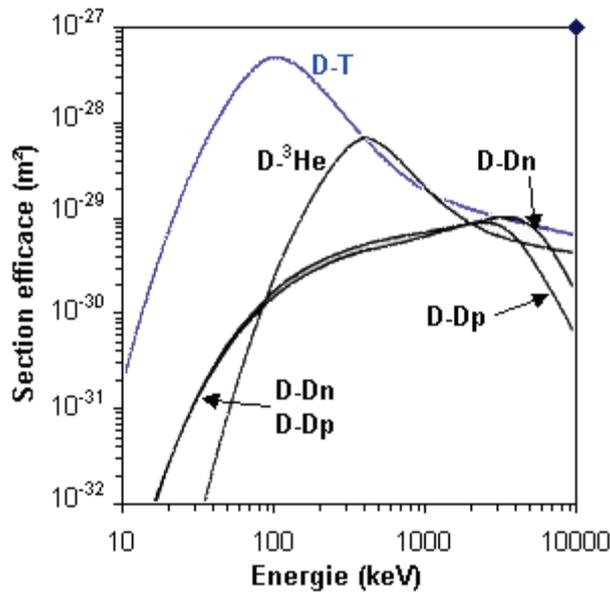
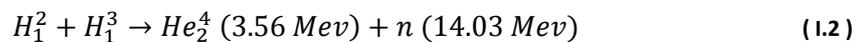


Figure I.2 Section efficace de réaction de fusion pour plusieurs couples d'éléments

La Figure I.2 montre que la réaction D-T est la plus probable et celle nécessitant le moins d'énergie. C'est cette réaction qui sera utilisée dans les futurs réacteurs de fusion nucléaire pour la production d'énergie. Cependant, à l'heure actuelle, les réactions D-D (avec création de neutron ou de protons) sont privilégiées dans les tokamaks en fonctionnement même si les sections efficaces sont plus faibles puisqu'elles ne nécessitent pas de manipuler du tritium radioactif. La réaction D-T requière une température d'opération de plus de 100 millions de degré K. Son bilan de réaction s'écrit :



On remarque que la majeure partie de l'énergie produite est transférée sous forme d'énergie cinétique au neutron issu de la réaction (14 Mev, neutron dit rapide). A titre de comparaison, la fission d'un noyau d' $U^{235}$  fournit une quantité d'énergie de 200 Mev répartie entre l'énergie cinétique des noyaux fils de la réaction. Ramené à l'unité de masse, la réaction de fusion produit plus de trois fois plus d'énergie qu'une réaction de fission. Cependant, la densité du plasma étant beaucoup plus faible que celle des combustibles de type crayon, le volume de la chambre de réaction devra être plus important que celui d'une cuve d'un réacteur de fission à puissance équivalente. De plus, la difficulté réside dans la récupération de l'énergie cinétique de ce neutron rapide qui est difficilement arrêtable sur de courtes distances et peut causer des dommages aux structures environnantes et les activer.

On définit un critère d'ignition à respecter (critère de Lawson) pour pouvoir maintenir une réaction de fusion nucléaire. Dans le cas d'une réaction D-T on obtient l'inégalité suivante [4]:

$$\rho\tau > 10^{20} \text{ s.m}^{-3} \quad (1.3)$$

Avec  $\rho$  la densité du plasma et  $\tau$  le temps de confinement de ce plasma. Si l'inégalité est respectée alors la réaction peut s'auto-entretenir.

Deux approches sont alors possibles vis-à-vis de la réaction :

- Si on ne cherche pas à confiner la réaction alors le temps de confinement court devra être compensé par une densité très forte. C'est l'approche de la fusion par confinement inertiel (Programme Laser Méga Joule).
- Inversement, si on assure un confinement de la réaction assez long la densité pourra être plus faible. C'est l'approche du confinement magnétique telle qu'utilisée dans les tokamaks.

### 1.1.2 Principes d'un tokamak

#### 1.1.2.1 Confinement magnétique du plasma

Le rôle de la chambre du tokamak va être de contenir la réaction de fusion dans un volume contrôlé afin de maintenir une température élevée, tout en évitant que les particules ne détériorent les parois de l'enceinte. Cette action est rendue possible par l'état de plasma des particules portées à très haute température ( $10^8$  K). Les électrons et les noyaux sont dissociés et forment des particules chargées qui sont donc sensibles au champ magnétique. En créant une géométrie spécifique de champ magnétique, il est donc possible de piéger le plasma dans un volume restreint. Plusieurs géométries sont apparues telles que les tokamaks (le champ magnétique poloidal créé par le courant plasma est utilisé, en conjonction avec le champ toroïdal, pour réaliser la configuration magnétique de confinement) ou les stellarators (des bobines aux géométries complexes permettent d'obtenir un confinement magnétique sans courant de plasma). Les aimants sont alors situés en dehors de la chambre de réaction et confinent le plasma à l'intérieur de celle-ci.

La capacité de confinement d'un champ magnétique peut être mesurée par sa capacité à tenir une certaine pression de gaz qui, expérimentalement, représente environ le dixième de la pression magnétique créée par un champ magnétique (1.4) :

$$P_{\text{confinement}} = \frac{1}{10} \frac{B^2}{2\mu_0} \quad [Pa] \quad (1.4)$$

Typiquement pour un champ de 5 T cela limite la densité à  $5 \cdot 10^{20}$  particules par mètre cube soit une densité comparable à un vide de  $10^{-2}$  mbar à température ambiante dans le cas d'un gaz parfait.

#### 1.1.2.2 Création du champ magnétique hélicoïdal

Pour confiner le plasma selon une géométrie toroïdale, il convient en premier lieu de disposer une première série d'aimants autour du plasma : il s'agit des bobines toroïdales ou TF (en bleu sur la Figure 1.3). Les lignes de champ magnétique créées (trajectoires noires) sont des cercles fermés, mais cela n'est pas une condition suffisante pour confiner les particules. Par construction, le champ

magnétique créé n'est pas uniforme et une dérive des particules est inévitable. Pour pallier ce problème, il faut adjoindre à la première série d'aimants des bobines centrales ou CS (en vert sur la figure) et des bobines poloïdales ou PF (en gris sur la figure) qui vont créer une seconde composante de champ magnétique (poloïdal magnetic field représenté par des flèches vertes) suivant l'axe poloïdal. Les lignes de champ résultantes ne forment alors plus des cercles mais des hélices qui compensent la dérive toroïdale.

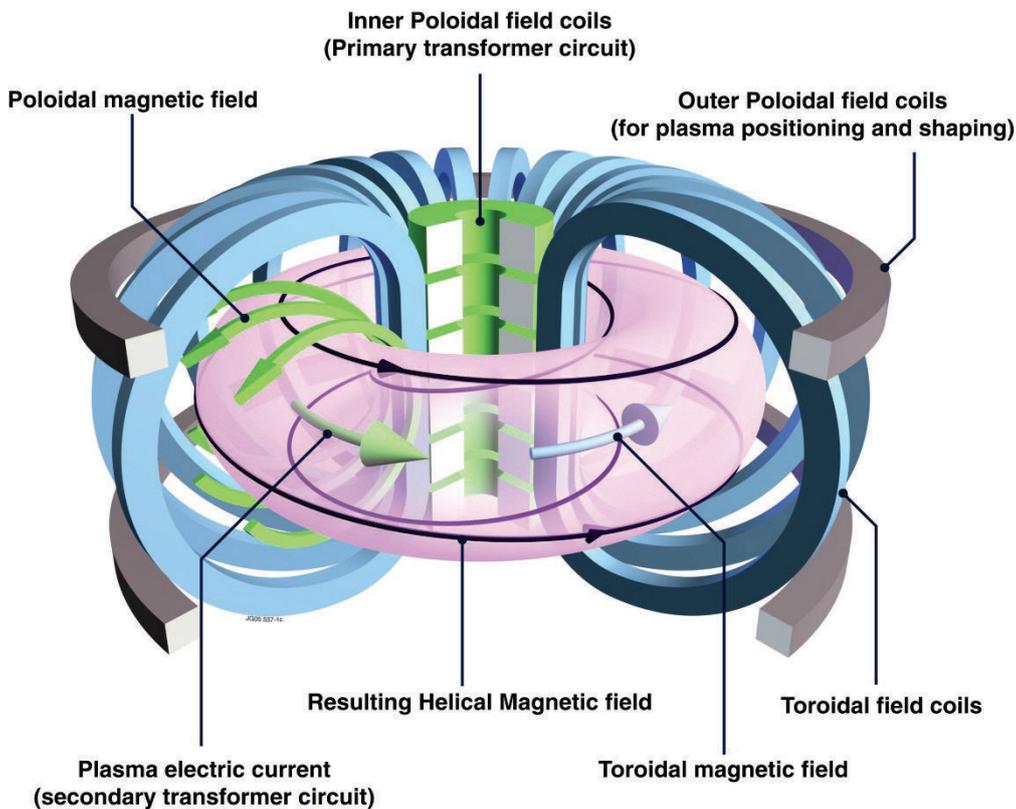


Figure I.3 Schéma du confinement magnétique d'un tokamak

Les aimants CS jouent le rôle de transformateur primaire en faisant varier leurs courants au cours d'un cycle. Cela permet de créer un courant électrique dans le plasma, qui est dans ce cas le secondaire, capable de le chauffer par effet joule jusqu'à environ 10 millions de degrés. D'autres types de chauffages doivent être mis en place pour assurer une température de plasma de l'ordre de 100 millions de degrés (injections de particules neutres ou chauffages par ondes électromagnétiques).

### 1.1.2.3 Exemples de tokamaks

Les machines de fusion actuelles permettent de valider expérimentalement le contrôle de plasma D-D (ou D-T dans le tokamak JET) plus long et avec des densités de courant plasma de plus en plus fortes et des volumes de plus en plus importants (voir Tableau I.1). La production réelle d'électricité (avec des plasmas D-T) à partir de la récupération de l'énergie des neutrons rapides via un fluide caloporteur ne sera pas réalisée par les machines en construction mais est prévue pour celles devant succéder à ITER, e.g. le réacteur DEMO, premier démonstrateur producteur d'électricité.

Les objectifs des réacteurs de dernière génération sont de pouvoir valider la génération de plasmas autosuffisants et qui produisent donc plus d'énergie que la quantité injectée. Cela est quantifié au

travers du facteur d'amplification qui est le rapport de l'énergie produite sur l'énergie nécessaire au chauffage du plasma. Cependant ce paramètre ne tiens pas compte des consommations électriques des utilités telles que la cryogénie.

**Tableau I.1 Caractéristiques des principaux tokamaks**

Paramètres	JET (EU) <i>En opération depuis 1986</i>	Tore Supra (FR) <i>En opération depuis 1988</i>	EAST (CN) <i>En opération depuis 2006</i>	KSTAR (KR) <i>En opération depuis 2008</i>	JT-60SA (JP) <i>En construction 1<sup>er</sup> plasma en 2019</i>	ITER (Inter) <i>En construction 1<sup>er</sup> plasma en 2021</i>
Grand rayon de plasma	3 m	2.4 m	1.85 m	1.8 m	3 m	6.2 m
Petit rayon de plasma	1.25 m	0.72 m	0.45 m	0.5 m	1.15 m	2 m
Volume du plasma	100 m <sup>3</sup>	25 m <sup>3</sup>	16 m <sup>3</sup>	16 m <sup>3</sup>	130 m <sup>3</sup>	840 m <sup>3</sup>
Courant plasma (axe plasma)	5-7 MA	1.7 MA	1 MA	2 MA	2.3 MA	5.3 MA
Champ magnétique toroïdal	3.4 T	4.5 T	3.5 T	3.5 T	5.65 T	11.8 T
Facteur d'amplification	0.65	≈0	≈0	≈0	1.25	10
Durée des impulsions	10 s	1000 s	1000 s	300 s	100 s	>360 s

Le projet de tokamak JT-60SA (Figure I.4) s'inscrit dans l'approche élargie d'ITER et doit servir de support aux futurs essais sur cette machine [5, p. 60]. La construction et l'exploitation sont réalisées sur le site de l'agence japonaise de l'énergie atomique (JAEA) à Naka au Japon grâce à un partenariat entre le Japon et l'Europe. Les premiers plasmas sont prévus pour 2019.

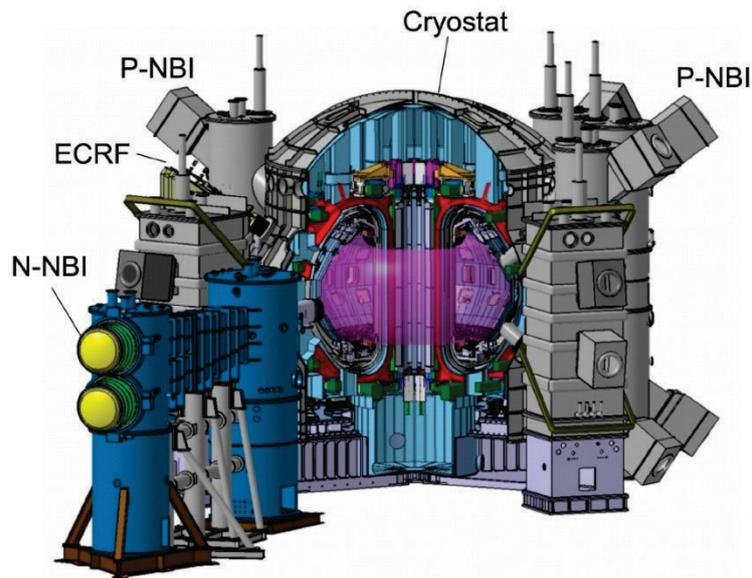


Figure I.4 Coupe du tokamak JT-60SA avec les systèmes de chauffage du plasma (NBI : neutral beam injector, ECRF : electron cyclotron range frequency)

Le système de refroidissement cryogénique du projet JT-60SA est fourni par le CEA et, dans ce cadre, la boucle expérimentale HELIOS a été construite afin d'étudier les effets de différents lissages de charges thermiques et de valider les stratégies potentiellement implémentables sur la machine. Cette thèse s'inscrit donc en partie dans l'étude des scénarios de plasma de JT-60SA.

### I.1.3 Aimants Supraconducteurs

#### I.1.3.1 Intérêts

Comme mentionné dans l'équation ( 1.4 ), le champ magnétique est le paramètre primordial du confinement magnétique. Cependant augmenter ce paramètre est difficile en pratique puisque que cela implique l'application d'un courant d'autant plus grand dans les bobines des aimants. L'utilisation de conducteurs classiques, typiquement du cuivre très pur, limite drastiquement cette augmentation, d'une part par la chaleur dégagée par effet joule dans le conducteur et d'autre part par la puissance à fournir (pic de consommation des aimants TF en cuivre de 380 MW dans le cas du JET).

L'utilisation de matériaux supraconducteurs pour la conception des aimants apporte des solutions vis-à-vis des limitations des matériaux classiques grâce à leur absence de résistance électrique en dessous de leur température de transition ( $T_c$ ). La contrepartie est qu'ils nécessitent d'être refroidis à la température de l'hélium liquide (4.3 K) voir même de l'hélium superfluide (1.8 K) pour le cas du tokamak Tore Supra par exemple. Evidement des résistances résiduelles demeurent mais la puissance nécessaire à l'établissement du champ magnétique s'en trouve énormément réduite. Dans le cas de JT-60SA, la puissance électrique maximale du système cryogénique complet sera l'ordre de 2.5 MW (soit un peu plus de 6 % de la puissance maximale dédiée au chauffage du plasma (41 MW [5])).

### 1.1.3.2 Technologies et Refroidissement

A l'heure actuelle, deux types de matériaux supraconducteurs sont utilisés pour la conception des bobines des tokamaks : le  $Nb_3Sn$  ( $T_c=18$  K) et le NbTi ( $T_c=9.5$  K). Moyennant des procédures maintenant éprouvées, ces métaux peuvent être mis en forme de brins puis de câble avec des difficultés supplémentaires pour le  $Nb_3Sn$  dues à sa faible ductilité. En dessous de 14 K (point de fusion de l'hydrogène), l'hélium est l'unique réfrigérant liquide disponible. De plus sa capacité thermique volumique est 150 fois plus grande que celle du cuivre à 4.2 K [6]. Les bobines des aimants peuvent être soit directement plongées dans un bain d'hélium superfluide (1.8 K), qui par conduction transmettra le flux de chaleur des aimants (cas du tokamak Tore Supra), ou bien contenir un système de circulation d'hélium supercritique (à une température de l'ordre de 4.4 K) qui se chargera d'extraire la puissance des aimants par convection forcée avec un débit soigneusement choisi pour ne pas faire transiter les aimants (cas de la majorité des autres installations : KSTAR, EAST, JT-60SA, ITER). Dans ce dernier cas, le câble supraconducteur possède une structure spécifique qui contient à la fois les brins supraconducteurs mais sert également de conduite pour l'hélium qui les refroidit : le CICC (cable in conduit conductor : conducteur en câble en conduite). La géométrie la plus simple consiste à faire circuler l'hélium directement entre les brins, ce qui est fait dans le cas des aimants TF (NbTi) de JT-60SA (Figure I.5). Les CICC des aimants CS ( $Nb_3Sn$ ) et EF (NbTi) sont quant à eux décomposés en deux zones distinctes pour diminuer les pertes de charge (Figure I.5): un canal central contenant uniquement de l'hélium est maintenu en place à l'aide d'une spirale (permettant les échanges de masse entre les deux zones) et le reste de la conduite contenant les brins est baigné dans l'hélium.



Figure I.5 Structure des CICC des aimants TF (NbTi), CS ( $Nb_3Sn$ ) et EF (NbTi) de JT-60SA [7]

Ces matériaux possèdent cependant des limitations et leurs points de fonctionnement doivent respecter des valeurs maximales de densité de courant, de température et de champ magnétique. Ces trois paramètres sont fortement liés et la limite forme une surface représentée sur la Figure I.6 pour le NbTi. Par exemple, dans un champ magnétique donné, il existe une densité de courant maximale (dite critique) qui peut parcourir le supraconducteur. Au-delà de ce courant, le matériau cesse d'être supraconducteur et devient résistif de même lorsque la température dépasse  $T_c$ : c'est le quench. Pour ne pas endommager les brins supraconducteurs qui pourraient fondre, une part des brins est constituée de cuivre afin de permettre un partage du courant lors des transitions. La Figure I.7 montre les courbes de courant critique en fonction du champ magnétique pour NbTi et  $Nb_3Sn$  à 4.2 K et 1.8 K. On observe que la descente en température du NbTi de 4.2 à 1.8 K entraîne une amélioration du courant critique par un facteur de 1.5 et également une amélioration du champ magnétique critique. Il est ainsi possible de créer des champs magnétiques plus fort qu'à 4.2 K.

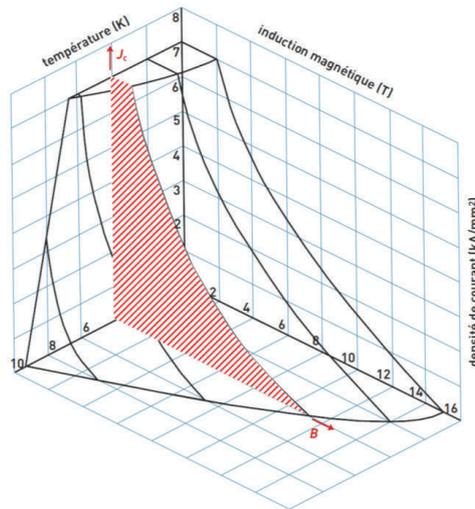


Figure I.6 Diagramme de phase d'un brin NbTi avec stabilisant. La partie hachurée est une coupe à 4 K [8]

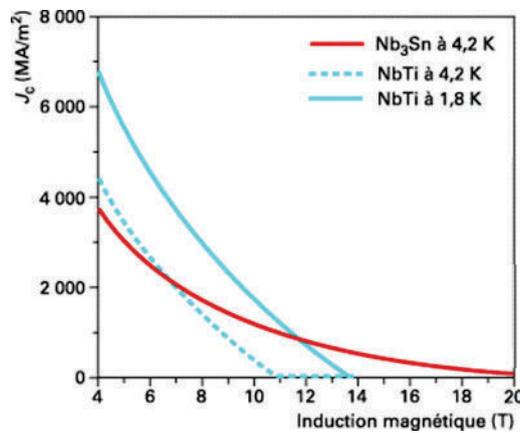


Figure I.7 Densité de courant critique de brin NbTi et Nb<sub>3</sub>Sn avec stabilisant pour différentes températures [6]

#### I.1.4 Réfrigération Hélium

Comme nous l'avons vu, les aimants supraconducteurs nécessitent d'être refroidis à des températures de l'ordre de 4.2 K. L'utilisation d'un réfrigérateur fonctionnant avec de l'hélium permettant d'atteindre ces températures est alors indissociable de leur utilisation.

##### I.1.4.1 L'Hélium

L'hélium, très abondant dans l'espace, l'est moins sur Terre du fait de son extrême volatilité. La part de l'isotope le plus abondant, l'He<sup>4</sup>, rentre dans seulement  $5.24 \cdot 10^{-4}$  % de la composition de l'atmosphère (soit 80 fois moins que le CO<sub>2</sub>) car, de par sa faible masse, il s'échappe de l'atmosphère terrestre vers l'espace. Cependant cet élément est produit en continu dans la croûte terrestre via les désintégrations nucléaire alpha d'éléments lourds radioactifs. Cet hélium, en remontant à la surface, est piégé dans les couches géologiques étanches, qui retiennent également le gaz naturel et le pétrole. Il est ainsi possible de l'extraire comme coproduit du gaz ou du pétrole jusqu'à des teneurs de plusieurs %. L'hélium est resté longtemps comme un déchet de la production de gaz naturel à cause de sa faible consommation à l'échelle mondiale. De nos jours, du fait de l'explosion de son

utilisation (cryogénie, ballons, inertage de soudures, lanceurs spatiaux...), la production et la liquéfaction d'hélium sont devenues une industrie à grande échelle couplée à la production de gaz naturel [9].

L'He<sup>3</sup>, autre isotope stable de l'hélium, possède des propriétés physiques complètement différentes de par son nombre impair de nucléons. Il est utilisé pour atteindre des températures inférieures à 1 K (cryostat à dilution d'He<sup>3</sup> dans un bain d'He<sup>4</sup>). Sa production est uniquement anthropique dans les réacteurs de fission nucléaire et sa rareté induit un coût extrêmement élevé (plusieurs milliers de dollars le litre).

Dans le cadre du refroidissement des aimants supraconducteurs des tokamaks, seul l'He<sup>4</sup> est utilisé et sera appelé hélium ultérieurement.

Le diagramme de phase de l'hélium (Figure I.8) montre trois des spécificités de l'hélium : il n'existe pas de point triple (la phase solide est atteinte à une pression minimale d'environ 26 bar). En dessous de 20 bar environ, l'hélium reste liquide jusqu'à 0 K et il existe deux phases liquides distinctes. La phase dite hélium normal ou He I se comporte comme un liquide classique. La seconde phase est dite superfluide ou He II. Cette phase particulière contient une partie d'hélium normal et une partie d'hélium superfluide qui est un fluide quantique. Ce mélange a des propriétés très particulières de conduction thermique et de viscosité en fonction de la température. Le pseudo point triple de l'hélium entre He I, He II et la vapeur est appelé point  $\lambda$ . La séparation entre les deux phases liquides constitue la ligne  $\lambda$ .

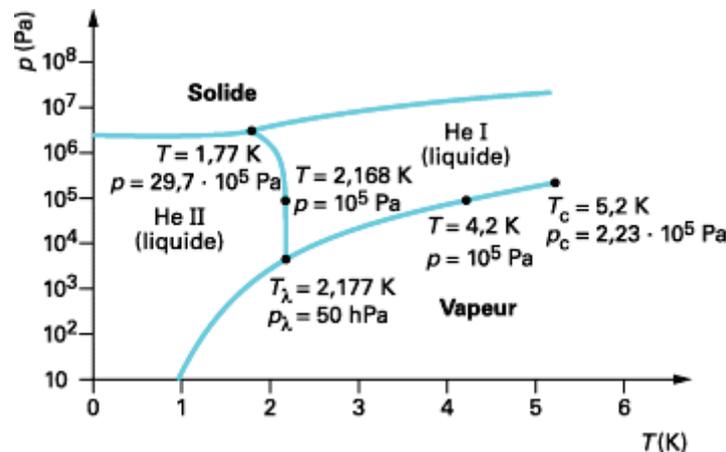


Figure I.8 Diagramme de phase de l'hélium [10]

#### 1.1.4.2 Hélium supercritique

Le point critique de l'hélium (Figure I.8) se situe à  $T_c = 5.2$  K et  $P_c = 2.23$  bar et est donc relativement facilement atteignable à partir d'hélium à saturation à 1 bar. L'avantage de travailler avec de l'hélium supercritique est qu'il conserve de bonne propriété de stockage de chaleur par rapport au liquide à saturation à 1 bar (81 % de la quantité  $\rho \times Cp$  à 4.4 K et 5 bar), tout en garantissant un écoulement monophasique quel que soit la configuration des circuits. L'absence de cavitation est un avantage indéniable lors d'utilisation de pompe de circulation par exemple et assure de meilleures conditions de fonctionnement.

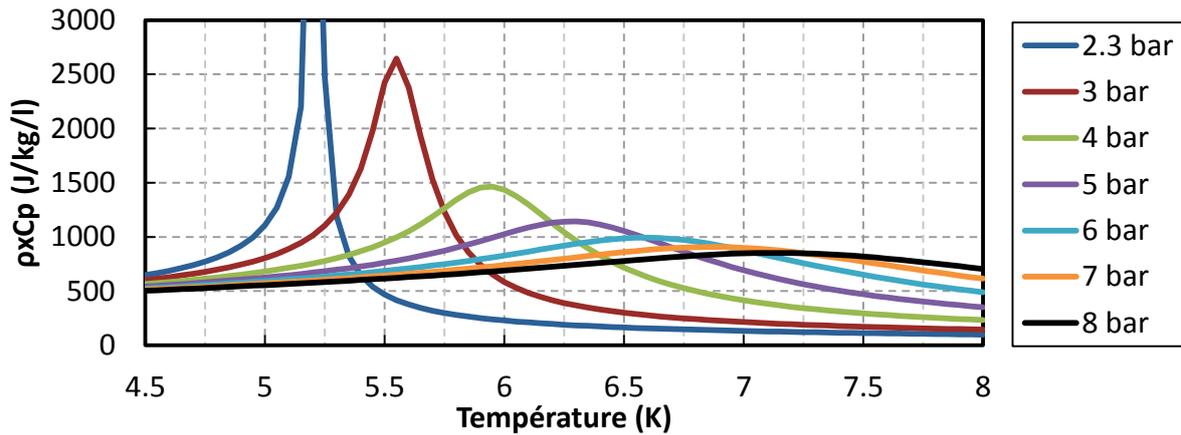


Figure 1.9 Evolution du  $\rho C_p$  de l'hélium en fonction de la température pour différentes pressions (calculé à l'aide d'HEPAK)

Proche de la pression et de la température critique le fluide possède un pic de  $\rho \times C_p$  (Figure 1.9) (qui diverge à  $T_c$  et  $P_c$ ) qui peut être utilisé pour limiter l'élévation de température lors du dépôt d'énergie. Au fur et à mesure que la pression croît, la température associée au pic augmente et l'amplitude de celui-ci décroît. La pression initiale d'une boucle d'hélium supercritique pourra donc être choisie de façon à maximiser la capacité de stockage d'énergie tout au long de l'évolution de l'hélium en cours de chauffage.

Pour une configuration de boucle fermée où la pression varie, le choix de la pression de la boucle est complexe et dépend de l'évolution couplée de la température et de la pression et donc du rapport entre la charge thermique à extraire et le volume de la boucle. Cependant dans le cas d'HELIOS, utilisé dans sa configuration de référence (boucle fermée donc système isochore), ce sont les contraintes de pression maximale atteignable (10 bar) et de profil de puissance appliqué qui ont dicté le choix d'une pression initiale d'entrée du circulateur relativement basse (2.7 bar environ). Par contre pour une configuration où la pression est régulée, il est possible de déterminer une pression optimale.

On remarque qu'aux faibles pressions (Figure 1.9), le pic est très prononcé mais décroît ensuite très vite pour des températures plus élevées. Pour une transformation typique aux cours des scénarios de charges pulsées étudiés, la température de l'hélium va varier de 4.5 K à 6.25 K environ. En supposant une transformation équirépartie sur cette gamme de température, on peut calculer la pression de fonctionnement permettant de maximiser  $\frac{1}{\Delta T} \int_{4.5}^{6.25} \rho C_p dT$  et donc de minimiser l'accroissement de température du fluide pour une puissance donnée. Le calcul donne une pression optimale de 3.1 bar mais cette valeur varie notablement si la gamme de température de fonctionnement diminue (2.5 bar pour [4.5 K – 5.5 K]) ou augmente (4.1 bar pour [4.5 K – 7 K]).

Le choix de la pression optimale dépendra donc de l'échauffement maximal moyen de l'hélium lors de son passage dans les aimants.

Dans le cadre de la thèse, on s'intéressera aux configurations de charges pulsées en boucle fermée (configuration isochore) et en boucle ouverte avec une régulation de la pression (configuration isobare). Les investigations expérimentales sur HELIOS permettront de caractériser la minimisation des élévations de températures de la boucle à basse pression.

### 1.1.4.3 Principe d'un réfrigérateur

Le principe d'un réfrigérateur est d'extraire une certaine quantité de chaleur d'une source froide vers une source chaude via l'application d'un travail mécanique. La quantité minimum de travail nécessaire peut être calculée via la formule de Carnot (1.5) :

$$\frac{W}{\dot{q}_{froid}} = \frac{T_{chaud} - T_{froid}}{T_{froid}} \quad (1.5)$$

Par exemple, la puissance théorique (et donc minimale) à fournir à température ambiante (300 K) pour extraire 1 W à 4.2 K vaut 70 W. En pratique, cela est bien plus élevé puisque les transformations ne sont pas parfaites et qu'il y a beaucoup de sources d'irréversibilités. En prenant en compte les rendements des différents composants (compresseurs à vis, turbines, échangeurs ...) la puissance à fournir est plutôt de l'ordre de 0.3 kW pour les réfrigérateurs standards. Cependant plus la taille de la machine est importante et meilleur est le rendement (220 W/W) atteint sur le réfrigérateur du LHC au CERN [11]). Ce coût énergétique élevé justifie l'utilisation d'isolations et d'écrans thermiques aux basses températures afin de limiter au maximum les pertes thermiques par rayonnement. Bien entendu un vide poussé ( $<10^{-6}$  mbar) devra être appliqué à l'enceinte du système afin de supprimer la conduction et la convection thermique liées au gaz de l'enceinte.

Différentes combinaisons de cycles thermodynamiques peuvent être utilisées pour réaliser un réfrigérateur d'hélium.

Une détente de Joule Thomson (au travers d'un orifice tel qu'une vanne par exemple) constitue une façon simple de refroidir un gaz en dessous de sa température d'inversion de façon isenthalpique. Cependant dans le cas de l'hélium, cette détente, réalisée à une température supérieure à 40 K (température d'inversion) pour atteindre la pression de saturation du bain, entrainera un échauffement du gaz au lieu d'un refroidissement et donc l'impossibilité de refroidir l'hélium par ce biais. De plus, même réalisée en dessous de la température d'inversion, cette détente ne permet pas toujours d'atteindre un mélange diphasique (exemple : la détente de 50 bar à 10 K vers 1 bar donne une température de 7.85 K). Un cycle de Joule Thomson (Figure 1.10) utilise un échangeur de chaleur à contre-courant pour pré-refroidir l'hélium entrant (1->2). L'hélium est ensuite détendu (2->5) et va former une fraction de liquide à saturation (qui peut être soutirée dans le cas d'un liquéfacteur (6) ou bien évaporée par la charge thermique à refroidir dans le cas du réfrigérateur( $\dot{q}_u$ )) et une fraction de vapeur à saturation, appelée aussi flash. Par l'intermédiaire de l'échangeur, la vapeur à saturation sortante (évaporation + flash) sert à refroidir l'hélium chaud entrant (3->4).

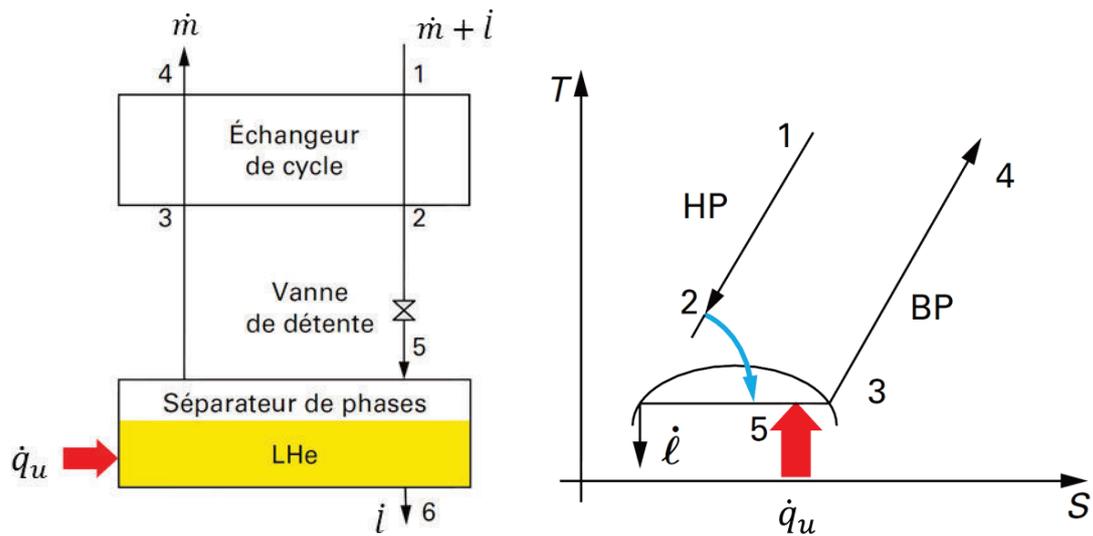


Figure I.10 Cycle de Joule Thomson et diagramme TS associé [12]

Lorsque le système est à l'équilibre, c'est-à-dire lorsque le niveau du séparateur de phase est constant, les débits massiques entrant et sortant sont constants et le bilan d'énergie s'écrit :

$$\dot{q}_u + \dot{l}(h_1 - h_6) = \dot{m}(h_4 - h_1) \quad (I.6)$$

La puissance entrant dans le système est donc intégralement transmise au bout chaud (1-4).

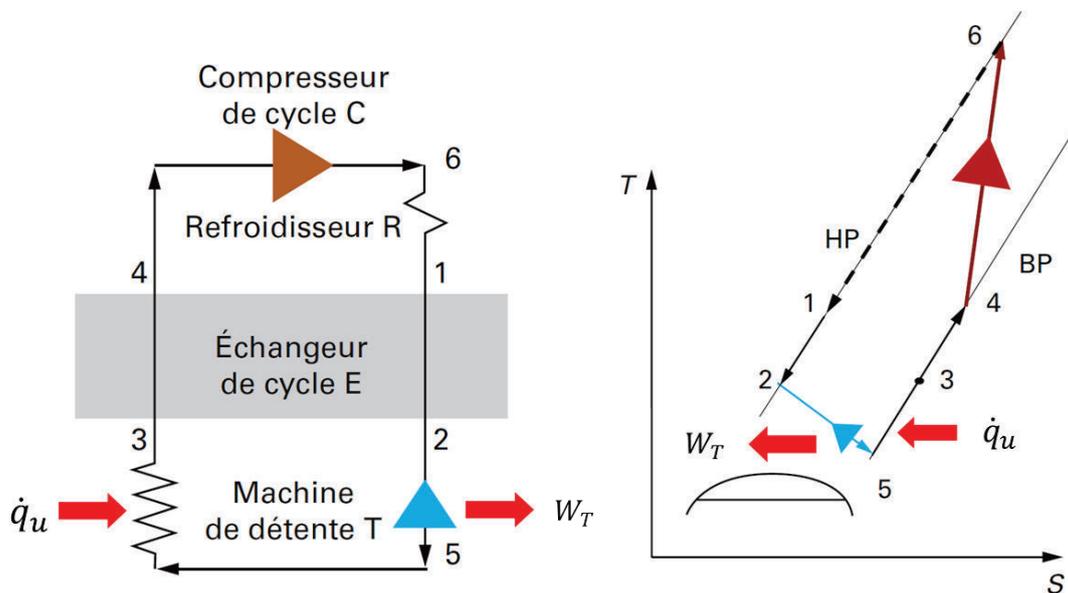


Figure I.11 Cycle de Brayton et diagramme TS associé [12]

En remplaçant la détente isenthalpique par une détente avec extraction de travail, idéalement une détente isentropique, il est possible de refroidir n'importe quel gaz à n'importe quelle température. Cependant, une unique détente depuis la température ambiante, même parfaite, ne pourrait permettre d'obtenir du liquide. Comme dans le cas du cycle de Joule Thomson, on peut utiliser un

échangeur de chaleur à contre-courant pour pré-refroidir l'hélium avant la détente (1->2) : il s'agit d'un cycle de Brayton (Figure I.11). La différence avec le cycle précédent est l'utilisation d'une turbine (ou d'un détendeur à piston) pour effectuer le travail de détente (2->5) et le travail est dissipé dans un frein situé en dehors du gaz de cycle et découplé thermiquement de celui-ci ou récupéré sur des machines très récentes [13]. Dans la plupart des cas, les turbines ne peuvent produire du liquide sous peine d'endommager les aubes. La source froide (5->3) est donc à une température supérieure au liquide à saturation. L'hélium à basse pression sert à refroidir l'hélium en entrée de turbine (3->4). Une compression isotherme (4->1) fournit l'énergie au cycle.

A l'équilibre le bilan d'énergie s'écrit :

$$W_T = \dot{m}(h_1 - h_4) + \dot{q}_u \quad (1.7)$$

La turbine extrait donc l'intégralité de la puissance du cycle exceptée celle liée à l'élévation de température due à la compression (4->6) qui est extraite via un échangeur à température ambiante.

L'association d'un ou plusieurs cycles de Brayton pré-refroidissant un cycle de Joule Thomson permet la production d'hélium liquide à partir de la température ambiante : il s'agit du cycle de Claude (Figure I.12). Le gaz de cycle avant d'entrer dans une turbine, est scindé en deux : une partie est effectivement détendue et refroidie dans la turbine et permet de refroidir la deuxième partie grâce à un échangeur. Les premières turbines doivent extraire de grande quantité de chaleur et sont donc imposantes (jusqu'à plusieurs centaines de kW extraits par les turbines sur une installation de grande taille [14]). Un pré-refroidissement à l'azote du cycle permet de s'affranchir de celles-ci en contrepartie d'une consommation continue et importante d'azote liquide.

On distingue trois types d'utilisation d'un réfrigérateur d'hélium:

- Le mode réfrigérateur : dans ce cas les débits d'hélium chaud et froid sont égaux et le bilan de masse du système est à l'équilibre. Les vapeurs d'hélium évaporées par la charge thermique permettent de correctement pré-refroidir l'hélium chaud.
- Le mode liquéfacteur : dans ce cas on crée plus de liquide que l'on en évapore dans le séparateur de phase (cas de montée de niveau de liquide ou soutirage d'hélium liquide). Le débit de retour d'hélium froid est donc inférieur au débit d'hélium chaud. A l'équilibre, de l'hélium gaz doit être rajouté dans le cycle pour respecter le bilan de masse.
- Le mode économiseur : c'est le mode opposé de la liquéfaction. De l'hélium doit être retiré du cycle pour respecter le bilan de masse.

Une installation cryogénique conçue uniquement pour la liquéfaction possède des turbines plus importantes comparativement à un réfrigérateur de même puissance équivalente pour compenser le manque de pré-refroidissement de l'hélium chaud.

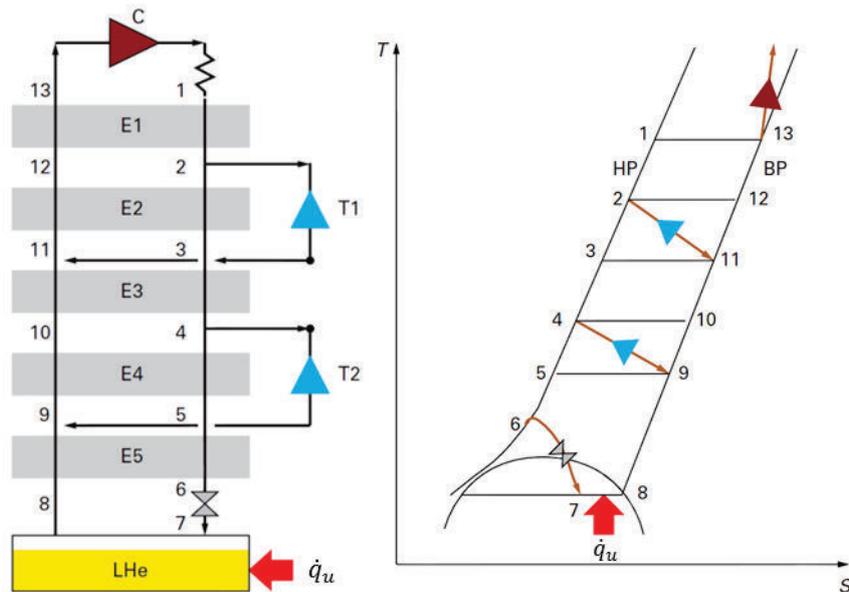


Figure I.12 Cycle de Claude à deux turbines et diagramme TS associé [12]

Le réfrigérateur installé au CEA Grenoble au sein du SBT, la station 400 W à 1.8 K, est constitué d'un étage de pré-refroidissement d'azote, d'un unique cycle de Brayton et d'un cycle de Joule Thomson avec la possibilité de remplacer la vanne par un détendeur à piston (voir II.2.1).

## I.2 Les charges thermiques pulsées

Les cycles de fonctionnement des tokamaks ne sont pas constants. Le maintien d'un plasma sur des durées de l'ordre de l'heure n'est pas encore atteint (record de 6 min 30 s sur Tore Supra en 2003 [15]) et cela implique des durées d'impulsion plutôt courtes suivies de périodes plus longues de récupération du système. Au cours de ces phases, les aimants vont donc subir des charges thermiques variables et le dimensionnement du réfrigérateur devra par conséquent prendre en compte ce type de fonctionnement.

### I.2.1 Origine des charges pulsées

#### I.2.1.1 Fonctionnement cyclique

Le fonctionnement d'un tokamak consiste en une répétition de cycles de plasma. Le déroulement des cycles suit différentes étapes nécessaires à l'établissement d'un plasma et à la récupération du système :

- Pré-magnétisation des aimants (pre-mag)
- Initialisation du plasma (init)
- Montée du courant des aimants (ramp up)
- Plasma (flat top)
- Descente du courant des aimants (ramp down)
- Période de veille (dwell period)

Chacune de ces phases va dissiper une plus ou moins grande quantité d'énergie dans les aimants: la charge thermique à extraire est pulsée (Figure I.13). Cette phase de dépôt d'énergie pulsée sera appelée pulse dans la suite. Sur l'exemple, cette phase de pulse dure 170 s.

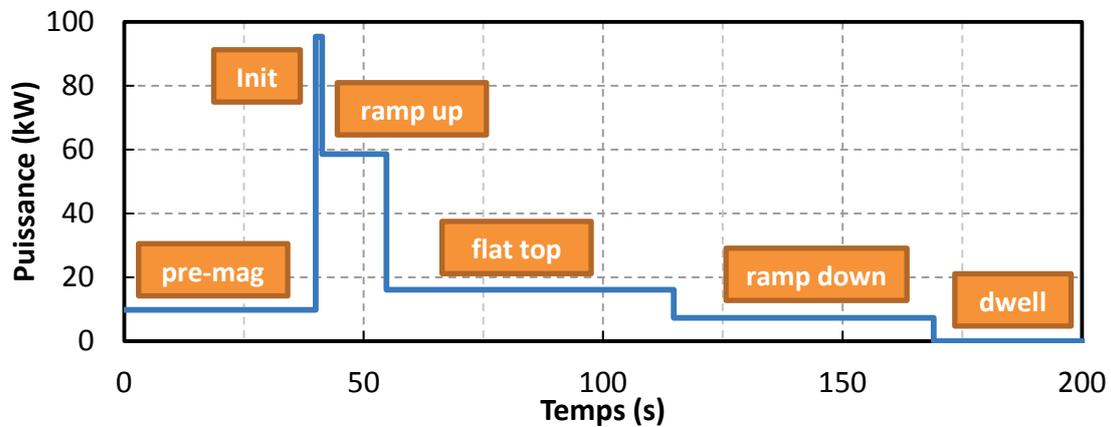


Figure I.13 Puissance variable totale attendue sur les différents types d'aimant de JT-60SA pour un cycle d'une durée totale de 1800 s (document interne JT-60SA)

La périodicité de ces cycles ne sera pas forcément atteinte sur les machines de recherches (incluant JT-60SA) mais c'est un cas dimensionnant pour l'étude de leur fonctionnement et c'est sous cette condition que sera mené le travail de cette thèse.

#### 1.2.1.2 Mécanismes des pertes

Malgré le caractère supraconducteur des CICC, et donc l'absence de dissipation par effet Joule dans les brins supraconducteurs, d'autres apports de chaleur justifient une puissance de refroidissement. Il existe quatre principaux mécanismes physiques responsables de la puissance transmise aux CICC :

- Les pertes par effet Joule dans les jonctions électriques des aimants : même extrêmement faibles (de l'ordre de 5 nΩ) ces résistances dissipent de la chaleur à cause des courants élevés qui sont appliqués aux bobines (plusieurs dizaines de kA).
- Les pertes par effet Joule dues aux courants de Foucault dans les structures des aimants : par induction électromagnétique sous l'effet de variations du champ magnétique environnant, les structures conductrices vont être parcourues par un courant qui va engendrer des pertes thermiques par effet Joule.
- Les pertes alternatives ou AC dans les supraconducteurs : elles se décomposent en une part principale dite pertes de couplage inter-brins (courants induits entre les brins dus à l'inductions variables et se refermant via les brins conducteurs) et les pertes par hystérésis (dissipation de l'énergie dans le supraconducteur par le biais de la création, la suppression et le déplacement des vortex de flux) [16].
- Les pertes par flux neutronique : les neutrons rapides créés à l'intérieur du plasma vont s'en échapper et ceux qui ne sont pas stoppés par la première paroi ou l'écran radiatif vont être freinés ou stoppés dans les aimants et leurs structures déposant ainsi de l'énergie. Ce flux n'est présent que lorsque la réaction de fusion a lieu.

Ces quatre mécanismes vont avoir des importances relatives différentes en fonction de l'étape du cycle, des types de câbles (matériaux, géométrie) et de leurs positions par rapport à la chambre de

réaction du tokamak. Dans le cas de JT-60SA par exemple, les aimants TF restent constamment alimentés en courant contrairement aux aimants CS et EF dont les courants appliqués varient (Figure I.14). Les pertes AC des aimants CS vont être très importantes à cause des fortes variations de courant qui sont imposées. Ces pertes seront comparativement moins élevées sur les aimants EF. De façon inverse, les aimants TF, puisque alimentés en permanence pendant un cycle, auront de faibles pertes AC mais d'importantes pertes dues à la résistance des jonctions électriques (277 W en moyenne sur un cycle contre moins de 5 W pour les CS et EF).

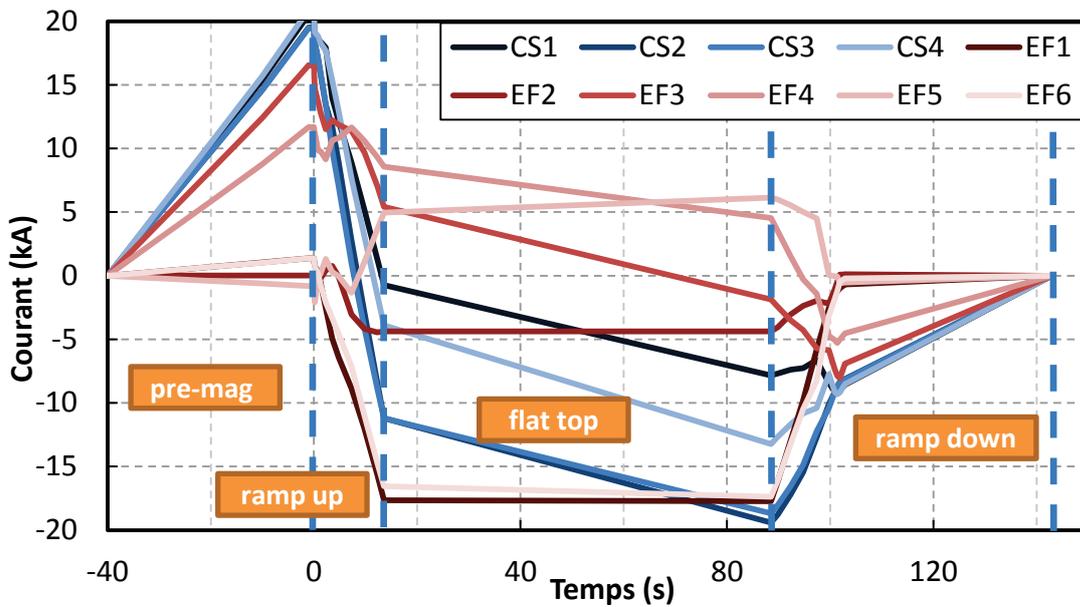


Figure I.14 Variations du courant des aimants CS et EF de JT-60SA pour un scénario de 1800 s (document interne JT-60SA)

Des charges thermiques pulsées, variables dans le temps et fonction des types d'aimant vont devoir être évacuées par le système de refroidissement.

## I.2.2 Effets sur le dimensionnement

### I.2.2.1 Interface avec les aimants

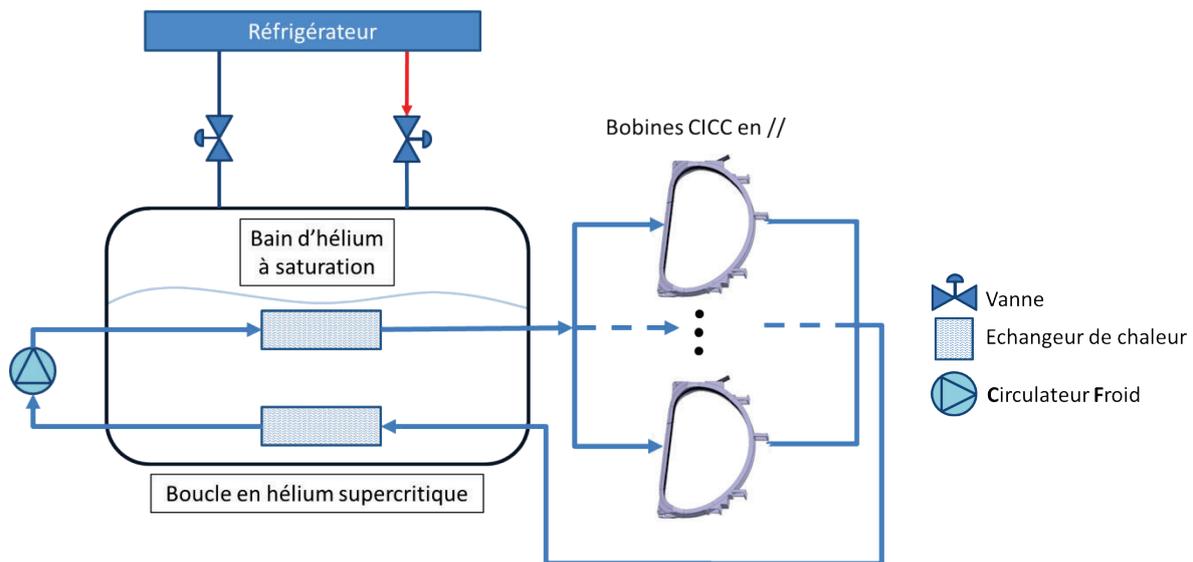


Figure I.15 Principe du système de distribution d'hélium pour le refroidissement d'aimants supraconducteurs en CICC avec une seule boucle

Dans le cas de CICC, les aimants sont refroidis par convection forcée à l'aide d'hélium supercritique. Le système est composé de plusieurs boucles permettant de refroidir différents groupes d'éléments (exemple de JT-60SA : une boucle pour les aimants TF et les structures et une seconde pour les aimants CS et EF). Ces boucles transfèrent ensuite leur énergie à un bain d'hélium à saturation en interface avec le réfrigérateur. La géométrie optimale d'une boucle comporte deux échangeurs de chaleur: un en amont du circulateur, qui échange l'énergie venant des aimants et contribue à un fonctionnement stable du circulateur, et un en aval pour permettre d'évacuer la puissance dissipée par celui-ci et conserver une température d'entrée des aimants la plus basse possible. Cet ensemble (boucles + bain) constitue le système de distribution (Figure I.15). Les débits massiques d'hélium fournis par les circulateurs doivent permettre aux aimants de fonctionner normalement sans jamais transiter vers l'état résistif même pendant les pics de puissance déposée.

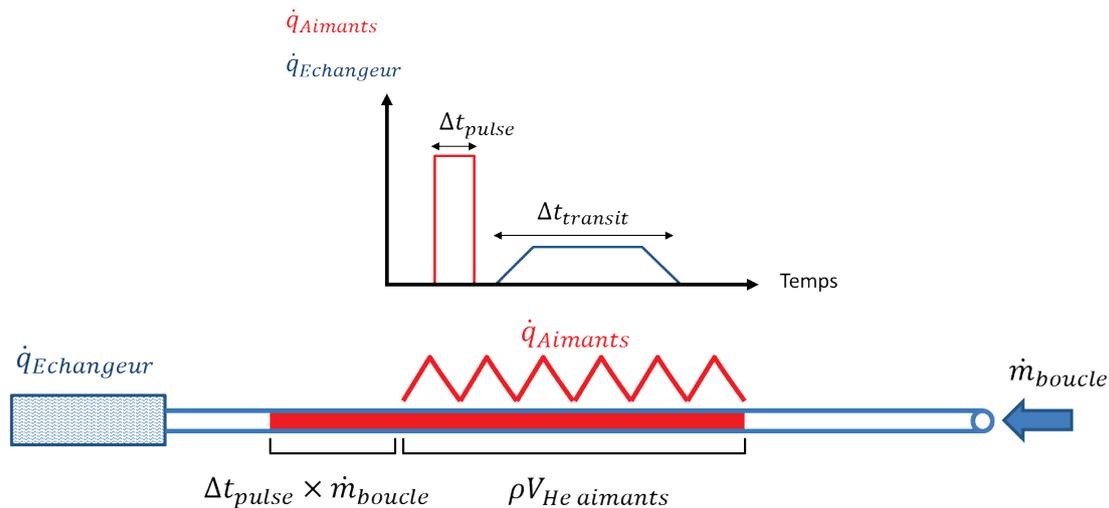


Figure 1.16 Effet de lissage d'une boucle de refroidissement

L'utilisation d'une boucle de refroidissement joue également le rôle de premier lissage thermique (Figure 1.16). En effet l'énergie dissipée est répartie sur une longueur de câble importante (une centaine de mètres pour les aimants CS) et donc sur un volume d'hélium tout aussi important (d'environ 2.3 m<sup>3</sup>). Au final, cette masse est donnée par l'expression ( 1.8 ) :

$$m_{He \text{ chauffé}} = \rho V_{He \text{ aimants}} + \dot{m}_{boucle} \Delta t_{pulse} \quad (1.8)$$

Le temps de transit de l'hélium chaud dans l'échangeur de chaleur vaut donc en divisant ( 1.8 ) par  $\dot{m}_{boucle}$  :

$$\Delta t_{transit} = \Delta t_{aimants} + \Delta t_{pulse} \quad (1.9)$$

Puisque le temps de transit de l'hélium dans les aimants ( $\Delta t_{aimants}$ ) n'est pas nul,  $\Delta t_{transit}$  est toujours supérieur à  $\Delta t_{pulse}$  et comme l'énergie totale déposée est conservée, la puissance maximale transmise au bain par la boucle est inférieure à celle transmise des aimants vers la boucle.

### 1.2.2.2 Réfrigérateur

Les cycles thermodynamiques d'un réfrigérateur décrits précédemment sont optimisés autour d'un point de fonctionnement : la taille des échangeurs, des turbines ainsi que les débits mis en jeu sont optimisés par rapport à l'utilisation (réfrigérateur ou liquéfacteur). Or dans le cas de cycles dont la puissance est pulsée il existe une différence importante entre la puissance maximale atteinte et la puissance moyenne sur le cycle. Si aucune action n'est effectuée lors d'un pic de charge alors le débit retour de vapeur risque de déséquilibrer tous les échangeurs et à terme risque de forcer l'arrêt du réfrigérateur (à cause de températures d'entrée de turbines trop froides par exemple). Dans le cas de JT-60SA (Figure 1.17), la puissance maximale attendue venant des aimants à l'interface avec le réfrigérateur est d'environ 12 kW tandis que la puissance moyenne nécessaire n'est que de 6.5 kW à 4.4 K. Se pose alors le problème du choix de la puissance totale à installer. Installer la puissance maximale est le plus simple à réaliser mais nécessite des coûts d'installation et de fonctionnement élevés tout en nécessitant également un moyen de stabiliser la charge à son maximum.

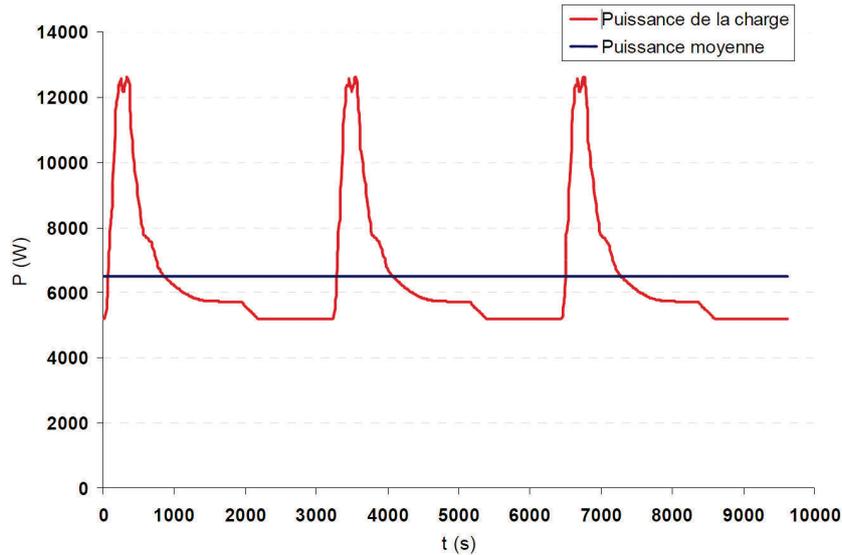


Figure I.17 Puissance de réfrigération à 4.4 K attendue à l'interface du réfrigérateur de JT-60SA [17]

En revanche, pour pouvoir n'installer que la puissance moyenne attendue, et donc réduire les coûts, il est nécessaire de lisser la charge thermique provenant des aimants et des structures. Cela revient à stocker temporairement l'énergie déposée, puis à la libérer progressivement vers le réfrigérateur. Bien entendu, ce stockage temporaire doit être compatible avec la garantie de la marge en température spécifiée pour le supraconducteur (inférieure à  $T_c$ ).

### I.3 Techniques de lissage des charges

Nous allons aborder dans cette partie les différents moyens de lissage de charges thermiques qui ont déjà été étudiés numériquement ou réalisés sur des installations existantes. Ces méthodes peuvent s'appliquer soit au niveau de la cryodistribution, soit au niveau du réfrigérateur soit aux deux niveaux de façon complémentaire.

#### I.3.1 Utilisation du réfrigérateur

Dans le cas du lissage de charge effectué au niveau du réfrigérateur, il n'y a pas de stockage d'énergie au niveau des aimants et des structures et cela n'impacte donc pas le fonctionnement des ceux-ci.

##### I.3.1.1 Chauffages annexes

Il s'agit du lissage le plus simple mais également le plus coûteux en terme de puissance à installer et en consommation énergétique. Il consiste à faire fonctionner le réfrigérateur à la puissance maximale attendue et à compenser la réduction de charges pendant la deuxième partie du cycle plasma (DWELL) par un chauffage supplémentaire placé dans le bain à saturation où échangent les boucles de refroidissement des aimants. Heureusement cette méthode seule n'est que peu utilisée sur les machines actuelles. Cependant comme décrit dans [18], un chauffage supplémentaire peut être injecté dans le bain dans le but d'optimiser une régulation principale (volant thermique, vannes de by-pass ou circulateur comme décrit ci-après). Il est ainsi possible de lisser totalement le débit retour vers le réfrigérateur à partir d'une stratégie de lissage qui ne permet qu'un écrêtage. Le Chapitre VI présentera en détail l'utilisation d'un tel chauffage additionnel dédié au contrôle avec un

calcul de minimisation de la quantité de chauffage injectée en optimisant les consignes de débits en entrée et en sortie du bain.

### 1.3.1.2 Stockage froid

En sur-dimensionnant légèrement la taille du réfrigérateur par rapport à la puissance moyenne attendue il est possible de liquéfier un surplus d'hélium dans un bain dédié pendant les phases de veille et d'utiliser cet hélium liquide pendant les phases où la puissance de réfrigération est insuffisante. L'hélium évaporé pendant le pulse est stocké dans des réservoirs à température ambiante avant d'être liquéfié à nouveau dans la phase de veille qui suit. La Figure I.18 présente le principe de fonctionnement d'un tel système étudié par Air Liquide [19] et qui a fait l'objet d'un brevet [20].

La plus grande partie du débit sortant de la turbine de détente (1) (2) est refroidie dans l'échangeur HX10 tandis qu'une part variable (3) est directement renvoyée au réfrigérateur. La fraction (2) sert à remplir le réservoir de stockage d'hélium à 4.5 K et la fraction (1) est sous refroidie dans ce volume puis est détendue pour remplir le bain d'hélium liquide à 4.3 K. Un compresseur froid permet de contrôler la pression de celui-ci. Lors de l'application des charges thermiques maximales, le débit (3) est nul et le débit (2) est au minimum, maximisant ainsi le débit apporté au bain (1). Le niveau de liquide du réservoir de stockage à 4.5 K chute donc et celui du bain est contrôlé de manière à être stable. Le réfrigérateur fonctionne en économiseur. Lors des phases de charges minimales, le débit (1) est minimal, le débit (2) permet de reformer le niveau de liquide du stockage et le débit (3) est maximum. Le réfrigérateur fonctionne en liquéfacteur.

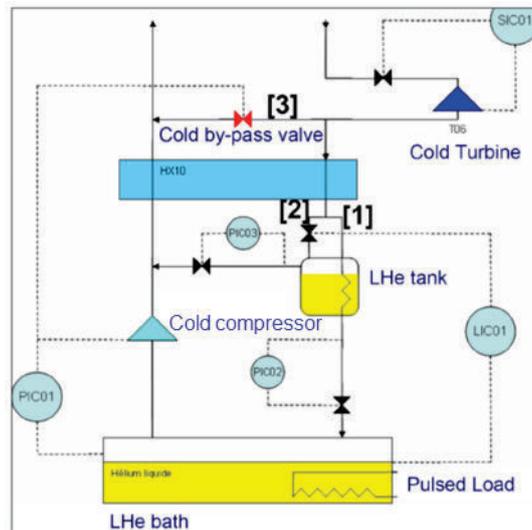


Figure I.18 Schéma du bout froid du réfrigérateur [19]

Cette solution permet un lissage partiel et atténue les oscillations de débit sur la ligne BP. Elle autorise également l'installation d'un réfrigérateur d'une puissance inférieure à la puissance maximale à évacuer. Cependant, il ne s'agit pas d'un lissage dans le sens où il n'y a pas de régulation du débit par le compresseur froid. Le bain LHe n'est pas sollicité en tant que volant thermique. De plus, cette solution demande la mise en place physique d'un second séparateur de phase dans le réfrigérateur et les systèmes de stockage à chaud doivent être dimensionnés pour encaisser la forte évaporation du bain LHe lors des pulses. Ces équipements représentent un surcoût d'installation et

les composants ne pourront pas toujours être dimensionnés pour travailler de façon optimale en économiseur/réfrigérateur/liquéfacteur.

Le système de réfrigération de KSTAR est basé sur l'utilisation d'un stockage d'hélium liquide de 4 m<sup>3</sup> et d'un buffer thermique de 6 m<sup>3</sup> [21] pour lisser en partie le débit retour vers le réfrigérateur. Cependant, comme le montre la Figure I.23, ce stockage n'est quasiment pas sollicité du fait de l'importante puissance installée comparée à la puissance réellement consommée.

### 1.3.1.3 Cycle de Ganni

Le cycle de Ganni [22] permet d'utiliser les compresseurs chauds à leur rendement optimal en fonctionnant à des taux de compressions constants et en autorisant des pressions flottantes. Les taux de compression sont conservés autour de 3.5 ce qui est optimal et permet de conserver l'efficacité de Carnot du cycle hors du point de design contrairement à une configuration classique (Figure I.19a).

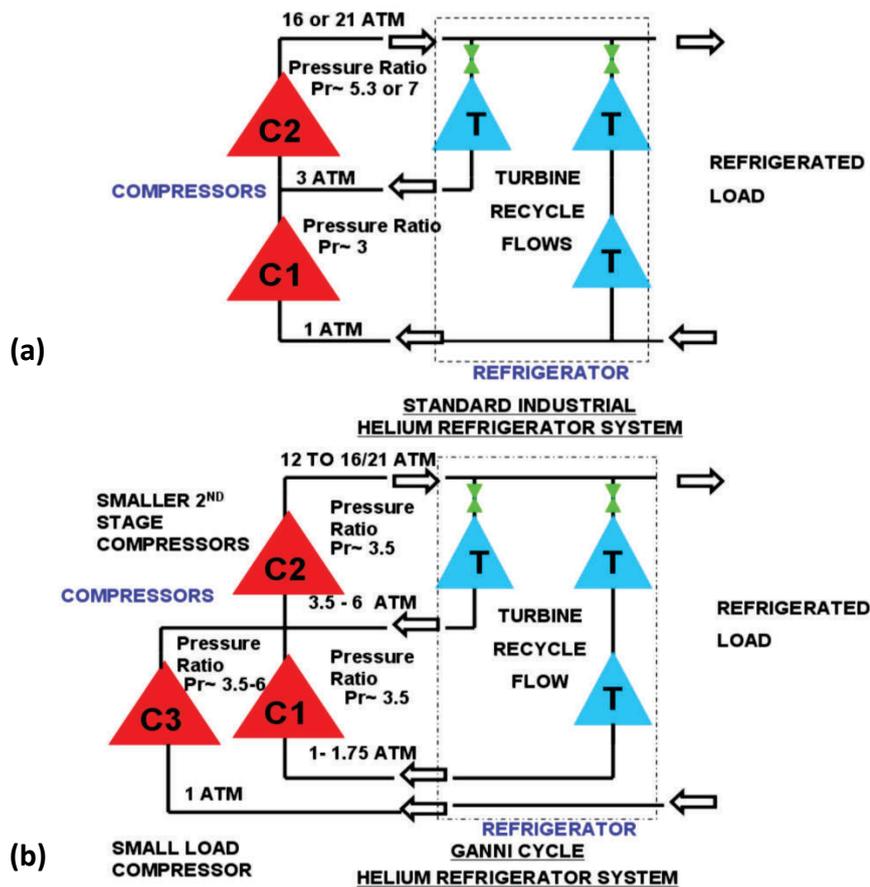


Figure I.19 Schéma simplifié (a) d'un cycle d'hélium classique et (b) d'un cycle de Ganni [22]

Les vitesses des compresseurs sont constantes (et donc les débits volumiques) et le système va s'adapter à une variation de charge thermique par une variation de masse d'hélium dans le cycle. Par exemple, lors d'une diminution de la charge, de l'hélium va être retiré du cycle ce qui va diminuer le débit massique de façon à conserver le rapport  $\frac{\dot{q}_{charge}}{\dot{m}}$  (fonctionnement en liquéfacteur sans apport de gaz à liquéfier). Le débit issu de la charge thermique n'est pas mélangé à l'hélium de cycle des turbines (les blocs échangeurs étant toute de même commun) et est comprimé par un compresseur

indépendant (C3 sur la Figure I.19b). Son taux de compression est plus élevé (il est donc moins efficace) mais sa taille est plus petite par rapport aux compresseurs des turbines et consomme donc moins d'énergie. Ce système, dit Cycle de Ganni, a été breveté et vendu sous forme de licence du Jefferson Laboratory à Linde Cryogenics.

L'avantage de ce cycle est qu'il permet de minimiser les coûts de fonctionnement tout en assurant une stabilité accrue et ce même sur des installations existantes où il peut être rajouté. Le système de pression flottante a été appliqué avec succès à de nombreuses installations aux Etats Unis [22].

Ce type de système peut effectivement être performant lorsque le réfrigérateur doit travailler de manière stable à différents points de fonctionnement ou lorsqu'il est soumis à des dynamiques relativement lentes devant les temps de stabilisation des échangeurs des turbines. Cependant, ce système, sans un lissage au moins partiel de la charge thermique réalisé en bout froid, ne semble pas en mesure d'assurer sa stabilité dans le cas d'une forte charge pulsée sur un court laps de temps (30 min) comme c'est ce qui est attendu pour les scénarios de JT-60SA.

#### 1.3.1.4 Stockage supercritique

Une étude numérique a montré que l'ajout d'un volume de stockage d'hélium supercritique en bout froid d'un réfrigérateur (Figure I.20) permet un lissage complet d'une charge thermique pulsée [23]. La modification est assez complexe et comprend un volume d'hélium supercritique qui est alimenté par le surplus de débit évaporé par la charge thermique. Ce débit est au préalable recomprimé à l'aide de compresseurs froids à haute efficacité. Le système utilise également des échangeurs de chaleur en parallèle (HX5 A-B-C) permettant d'obtenir des coefficients d'échange supérieurs ou inférieurs aux valeurs en régime permanent.

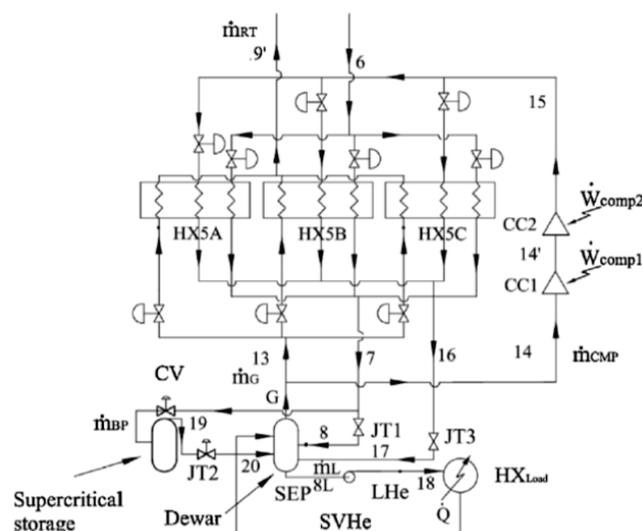


Figure I.20 Modifications apportées au bout froid du réfrigérateur dans le cas d'un stockage supercritique [23]

Pendant une phase de charge thermique élevée, une partie du débit de sortie du bain d'hélium à saturation est recomprimée et passe dans l'échangeur de chaleur avec un coefficient d'échange élevé puis est détendu dans le bain via JT3. Dans le même temps, une partie du débit entrant à haute pression, et sortant du même échangeur, est stockée dans le bain supercritique (JT2 est fermé). A

l'inverse, pendant une phase de charge thermique faible, c'est l'échangeur avec des performances dégradées qui est utilisé et la vanne JT2 s'ouvre de manière à rétablir le niveau de liquide.

L'avantage de ce système est qu'il permet de se passer de boîte froide auxiliaire puisque le système de distribution est directement connecté à la boîte froide. Cependant, sa mise en place effective est complexe et demande des améliorations technologiques majeures sur les compresseurs froids à haut rendement, la fabrication de volume de stockage supercritique et la conception d'échangeurs de chaleurs complexes engendrant des pertes thermiques supplémentaires non prises en compte dans le modèle. De ce fait, ce système de lissage n'est pas encore viable aujourd'hui.

#### 1.3.1.5 *Contrôle commande*

Outre les systèmes physiques actifs et passifs qui peuvent être rajoutés au réfrigérateur, il est possible de modifier la stratégie de contrôle global de la machine. En effet, les stratégies actuelles sont optimisées pour des charges statiques ou faiblement variables. Or nous avons vu que des charges pulsées plus ou moins lissées vont devoir être absorbées par le réfrigérateur. Le système est donc censé pouvoir gérer des variations de charges dans ses limites de fonctionnement et l'utilisation de régulateurs PID n'est pas toujours optimale.

Un travail sur la régulation des compresseurs chauds du réfrigérateur du SBT visant à améliorer la stabilité et les temps de récupération a été effectué durant la thèse de F. Clavel [24] [25]. Ce travail, reposant sur des commandes multivariables, se poursuit avec la thèse de F. Bonne : des essais comparatifs ont été réalisés sur une station de compression de 18 kW du CERN [26] montrant une amélioration par rapport aux régulateurs installés. Un contrôle avancé de la boîte froide du réfrigérateur associé à HELIOS a été également réalisé avec de bons résultats avec une charge variable [27].

### 1.3.2 Utilisation de la cryodistribution

L'utilisation de la cryodistribution implique qu'il y ait un stockage d'énergie dans l'environnement proche des aimants pouvant induire une augmentation de température de l'hélium les parcourant. Les régulations doivent donc s'effectuer à l'intérieur des marges de température acceptables pour les aimants. Le but du lissage de charge est de conserver des débits d'hélium les plus constants possibles aux interfaces avec le réfrigérateur pour ne pas le déstabiliser.

#### 1.3.2.1 *Volant thermique*

Le bain d'hélium liquide à saturation, source froide du réfrigérateur permettant l'échange de l'énergie des boucles d'hélium supercritique (Figure 1.15), peut être utilisé pour stocker temporairement les pics de puissance au cours des cycles (grâce à la forte capacité thermique volumique de l'hélium liquide à saturation:  $694 \text{ kJ.K}^{-1}.\text{m}^{-3}$  à 4.3 K). Pour mettre en œuvre cette technique, il est nécessaire de contrôler le débit sortant du bain à l'aide d'une vanne de contrôle ou bien d'un compresseur froid. Lorsque le débit de sortie est limité, l'énergie contenue dans le bain et sa pression augmentent.

Cette pressurisation induite par de l'énergie transférée via les échangeurs de chaleur situés en partie basse du bain d'hélium n'induit pas de stratification de celui-ci et s'accompagne de l'élévation en température du liquide à saturation (Figure I.21). Ceci entraîne également l'augmentation de la température de l'hélium en entrée des aimants, correspondant par exemple à environ +0.8 K de delta T entre 1.09 et 2.0 bar (4.3 à 5.1 K). De ce fait le dimensionnement du bain doit se faire en connaissance de l'énergie à stocker et des marges en température des différents types d'aimants. Plus le volume du bain sera grand et plus l'élévation de la température sera faible pour une énergie à stocker donnée.

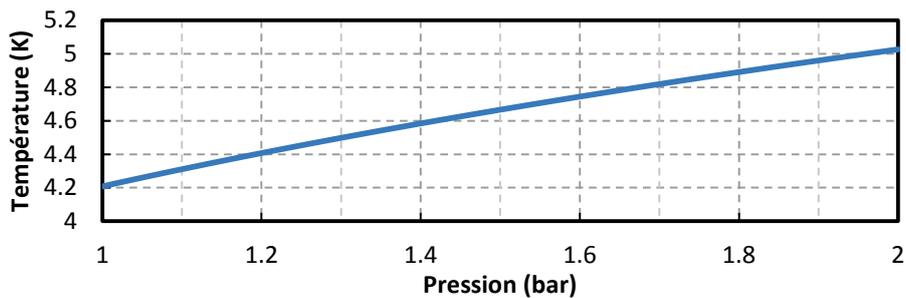


Figure I.21 Température à saturation en fonction de la pression

Une solution de lissage similaire a été adoptée pour Tore Supra mais avec l'utilisation d'un bain d'hélium liquide à saturation complètement fermé de 3 m<sup>3</sup> pour le refroidissement des structures des aimants [28]. Ce bain à masse constante est couplé thermiquement à un second bain à saturation ouvert qui extrait la chaleur par évaporation (Figure I.22), le débit étant contrôlé par un compresseur froid. Cependant le point d'opération du second bain est pratiquement constant et il n'y a pas de problématique de régulation ni du débit de sortie ni du niveau avec une pression variable qui sont les problèmes majeurs d'un bain à saturation ouvert soumis directement à des pulses de chaleur (cas d'HELIOS).

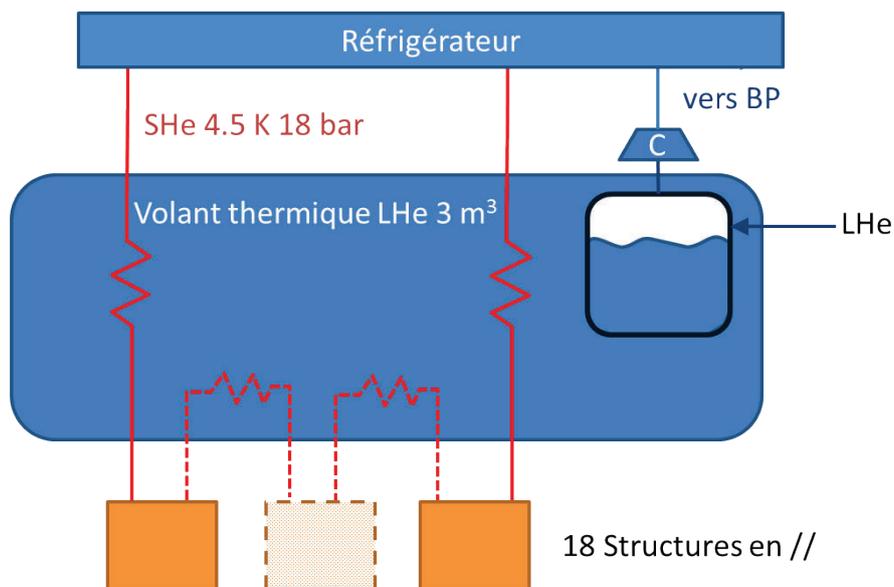


Figure I.22 Schéma de principe de fonctionnement du volant thermique de Tore Supra

Un système de volant thermique a été installé sur le système de refroidissement des aimants du tokamak KSTAR en Corée du Sud. Le volume du bain utilisé est de 6 m<sup>3</sup> (4 m<sup>3</sup> de liquide) pour une

puissance pic de 6 kW à 4.5 K (9 kW installé) [21]. Un compresseur froid permet de faire varier la pression de la ligne BP de 1.1 bar à 1.3 bar. Cependant le volume du volant thermique a été largement surdimensionné par rapport à l'amplitude des pulses des scénarios réalisés et les variations de pression et de température du bain sont de ce fait très faibles (Figure I.23), ce qui limite, pour l'instant, les évolutions des paramètres thermodynamiques du bain.

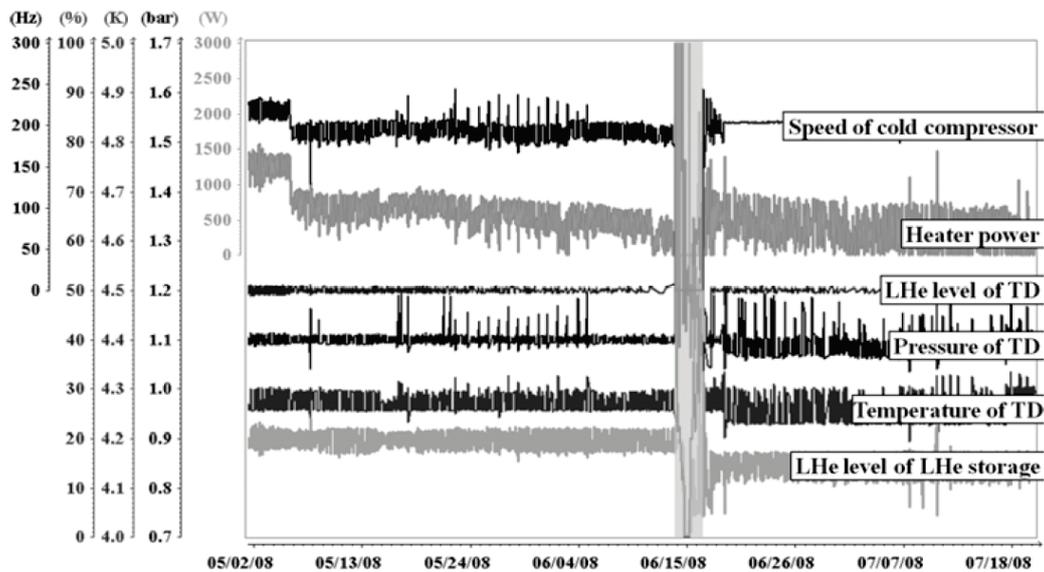


Figure I.23 Opération du volant thermique de KSTAR pendant les phases plasma [29]

Le système de volant thermique est la solution nominale envisagée dans le cas de JT-60SA où un bain de 7 m<sup>3</sup> sera utilisé pour absorber une puissance crête de 12 kW [17]. Le débit de sortie sera contrôlé par un compresseur froid.

Cette stratégie a fait l'objet de nombreux essais sur la boucle HELIOS et sera étudiée en détail dans le Chapitre V.

### 1.3.2.2 By-pass de la charge

Afin de limiter la puissance arrivant dans le bain et donc l'évaporation d'hélium, il est possible de détourner une partie du débit d'hélium des aimants directement vers l'échangeur amont du circulateur (Figure I.24). Pour effectuer cette opération sans changer de point de fonctionnement du circulateur, deux vannes sont utilisées : la vanne notée 1 permet effectivement le by-pass d'une partie du débit des aimants tandis que celle notée 2 permet de conserver un débit constant au niveau du circulateur en réduisant le débit vers les aimants.

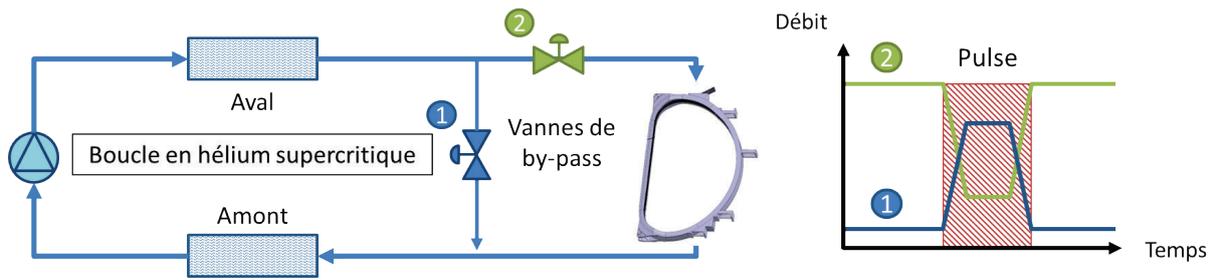


Figure I.24 Utilisation d'une vanne de by-pass pour lisser la charge

L'utilisation de cette méthode peut engendrer une importante montée en température des aimants puisque la capacité d'extraction de chaleur est réduite. Ce contrôle peut être appliqué, notamment en période de veille où les marges en température sur les aimants sont moins sévères que pendant le pulse (CS et EF ne sont plus alimentés en courant).

Dans le cadre d'une étude pour ITER, des tests d'opération des deux vannes de by-pass ont été réalisés sur la boucle de refroidissement des structures des aimants TF du tokamak KSTAR (Figure I.25) sur la base de scénarios ITER [30]. Les tests se sont déroulés sans charge autre que les pertes statiques thermiques des structures. Les vannes ont été contrôlées manuellement pour créer un profil de débit prédéterminé dans les aimants (Figure I.26a). Ces essais ont montré que le circulateur a pu être maintenu en conditions stables (Figure I.26b) pendant une série de 5 cycles. Cependant, cette expérience s'est limitée à un cas simple sans montée en température des structures ce qui ne permet pas une validation de fonctionnement du circulateur et de la boucle de refroidissement dans un cas prenant en compte la totalité des charges thermiques (statiques et transitoires).

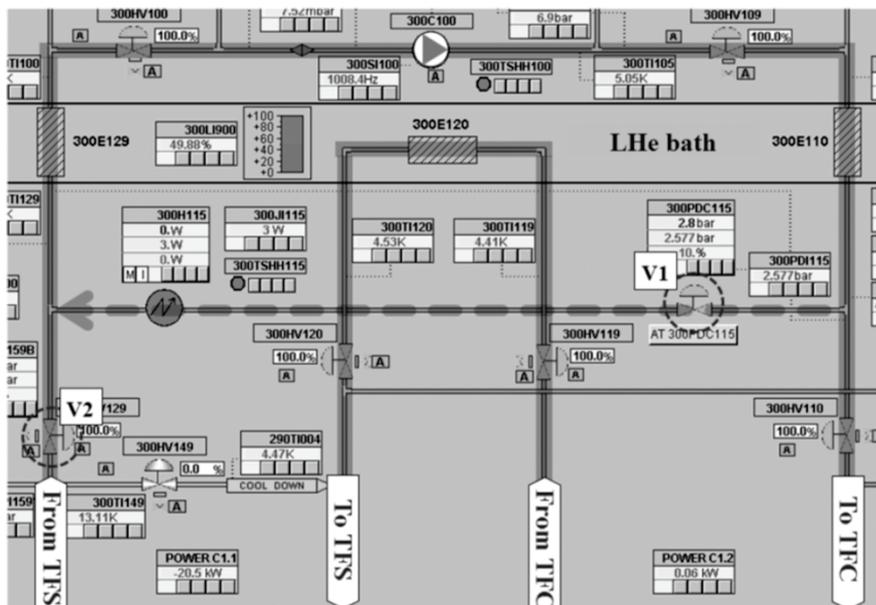


Figure I.25 Disposition des vannes de by-pass sur l'écran de contrôle des aimants TF de KSTAR [30]

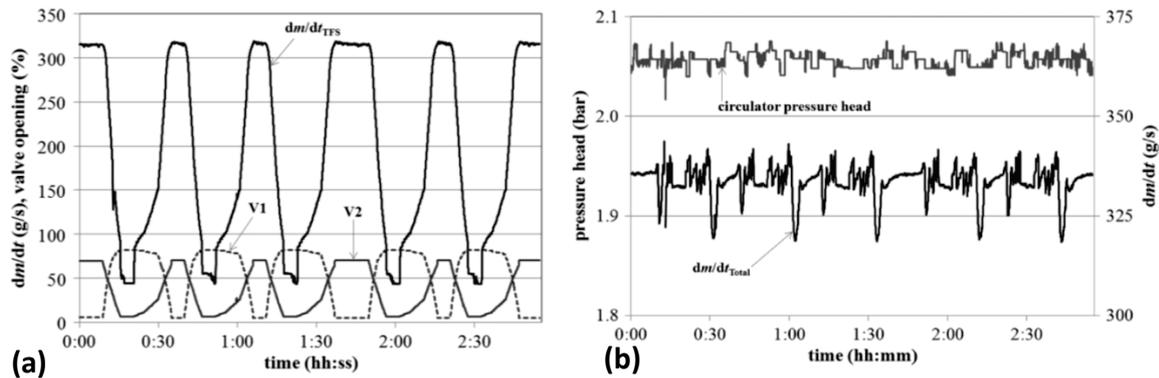


Figure I.26 Profils expérimentaux (a) des ouvertures des vannes de by-pass et du débit dans les structures TF et (b) du  $\Delta P$  et du débit aux bornes du circulateur pour 5 cycles

Cette stratégie de lissage a fait l'objet de nombreux essais sur la boucle HELIOS avec un profil de charge thermique fortement variable appliquée sur les chauffages et elle sera étudiée en détail dans le Chapitre V.

### 1.3.2.1 By-pass des échangeurs de chaleur

Une seconde solution consiste à by-passer partiellement les deux échangeurs de chaleur d'une boucle pour pouvoir contrôler l'énergie échangée avec le bain (Figure I.27). La régulation de ce paramètre de contrôle à l'aide de deux actionneurs (les deux couples de vannes de by-pass) peut s'avérer problématique. De plus, cette stratégie implique pour le circulateur de devoir travailler avec une température d'entrée variable ce qui peut être néfaste en terme de stabilité. Cela engendre également des variations de température en entrée d'aimants qui peuvent être rédhitoires.

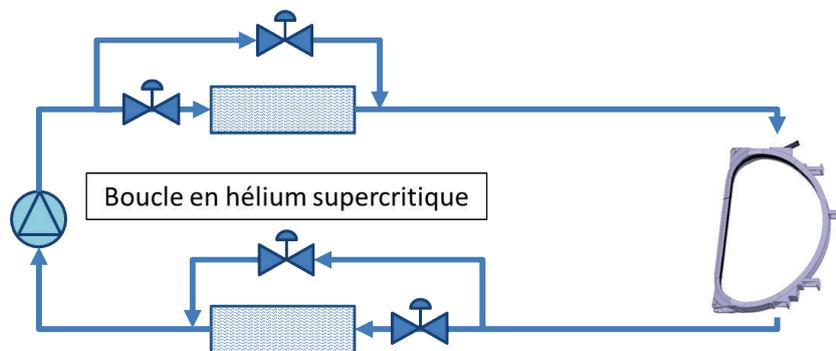


Figure I.27 Utilisation de vannes de by-pass des échangeurs de chaleur pour lisser la charge

Le système de refroidissement des aimants d'ITER utilisera probablement cette stratégie de lissage mais uniquement sur la boucle de refroidissement des structures des aimants TF [31] qui sont beaucoup moins sensibles aux variations de température que les aimants eux-mêmes.

Cette stratégie, mais en ne conservant que l'échangeur aval du circulateur (l'échangeur amont étant complètement by-passé), a fait l'objet d'essais sur la boucle HELIOS dans le cadre d'essais pour ITER [32] mais ne sera pas développée dans cette thèse. La suppression de l'échangeur amont a effectivement provoqué des instabilités sur le circulateur.

### 1.3.2.2 *Circulateur froid*

Pour réaliser un effet similaire à la réduction de débit dans les aimants effectuée à l'aide des vannes de by-pass, il est possible de réduire la vitesse du circulateur de la boucle. Dans ce cas c'est le débit total de la boucle qui est réduit afin de limiter la puissance échangée avec le bain. L'avantage de cette configuration est de permettre une réduction de la puissance dissipée par le circulateur (diminution des pertes visqueuses) ce qui permet de réduire la puissance moyenne totale sur un cycle. La technologie du circulateur doit pouvoir répondre à une large gamme de vitesse de fonctionnement, sans dégradation trop importante de l'efficacité à basse vitesse.

Cette méthode peut également engendrer des températures d'hélium élevées dans les aimants et la réduction de débit doit se faire en accord avec les marges en température des bobines.

Le lissage à l'aide du circulateur a fait l'objet de nombreux essais sur la boucle HELIOS et sera étudié en détail dans le Chapitre V.

Les méthodes utilisant le volant thermique, le circulateur et le by-pass de la charge peuvent être couplées à l'utilisation d'un chauffage supplémentaire dans le bain à saturation associé à un algorithme de régulation. Cette association fait l'objet d'un brevet de B. Rousset [18] et est développée dans le Chapitre VI.

## **I.4 Conclusion**

Ce chapitre a permis d'aborder la problématique des charges pulsées pour le refroidissement des aimants supraconducteurs utilisés pour le confinement magnétique des plasmas dans les réacteurs de fusion nucléaire. L'utilisation d'aimants supraconducteurs refroidis à l'hélium permet une diminution du coût énergétique et la production de champs magnétiques de fortes intensités mais nécessite le développement de réfrigérateurs spécifiques. Les aimants sont constitués de bobinage de CICC comprenant des brins supraconducteurs en NbTi ou Nb<sub>3</sub>SN refroidis par la circulation d'hélium supercritique autour de ces brins. La puissance dissipée par les aimants et leurs structures est ensuite échangée à un bain d'hélium liquide à saturation qui est connecté au réfrigérateur.

La puissance à extraire des aimants va fortement varier durant un cycle de plasma. Des pertes thermiques dépendant de la variation du champ magnétique, des courants induits et du flux neutronique vont apparaître. La puissance arrivant dans le bain à saturation va être en partie lissée par la boucle de refroidissement mais la puissance de réfrigération que doit fournir l'installation cryogénique va être très variable.

Or ce mode de fonctionnement n'est pas optimal puisque le réfrigérateur est censé fonctionner autour d'un point nominal de fonctionnement. Différentes techniques doivent alors être mises en place pour lisser la charge thermique et ainsi ne pas perturber le process du système cryogénique. Ces stratégies peuvent être utilisées au niveau du réfrigérateur (stockage d'hélium liquide, chauffage supplémentaire) ou bien au niveau de la distribution d'hélium vers les aimants (volant thermique, by-pass de la charge, variation de vitesse du circulateur) ; ou bien encore en associant ces deux types de

stratégie. De plus, outre ces méthodes physiques, il est possible d'améliorer le comportement global du réfrigérateur vis-à-vis des variations de charges thermiques en améliorant les stratégies de contrôle (passage de régulateur PID à des régulateurs avancés multivariables).

Cette thèse s'inscrit dans le cadre général de l'étude du lissage de charges thermiques pulsées au niveau de la distribution d'hélium dans les aimants. Les différentes stratégies de lissage évoquées vont être étudiées pour la première fois sur une installation expérimentale, grâce à la boucle HELIOS représentant une maquette à échelle réduite du système de distribution d'hélium des aimants CS du tokamak JT-60SA. Ainsi ces investigations permettront de valider expérimentalement le dimensionnement du volant thermique ouvert utilisé sur le future système cryogénique de JT-60SA. Le chapitre suivant a pour objet la description complète de la boucle HELIOS. Elle comprend un volant thermique de 340 l et une boucle de circulation de 180 m et 140 l chauffée de façon résistive pour imiter la charge déposée dans les aimants. Cette boucle est équipée d'un circulateur dont la vitesse peut être contrôlée dans une large gamme et d'un by-pass de la charge. Le profil de charge de type JT-60SA testé sur HELIOS sera tel qu'il ne pourrait être absorbé sans lissage préalable par le réfrigérateur, ce qui n'a jamais été testé auparavant et devrait permettre de valider l'installation d'un réfrigérateur pour JT-60SA basé sur la puissance moyenne et non sur la puissance crête.

Les différentes possibilités offertes par cette expérience sont étudiées en détail et font l'objet d'une modélisation dynamique. Les validations des modèles numériques permettent d'élargir les conditions de fonctionnement expérimental. Les tests de régulation sur le modèle physique sont envisageables avant les tests sur l'installation en toute sécurité.





## II

# La boucle expérimentale HELIOS

Le sujet de cette thèse concerne l'étude du comportement thermohydraulique d'une boucle d'hélium supercritique en convection forcée soumise à des pulses périodiques de puissance. L'intérêt de cette étude réside dans le développement de méthodes permettant d'effectuer un lissage de la réponse thermique associée à ces pulses au niveau de l'interface avec le réfrigérateur. Dans le cadre du projet du futur tokamak JT-60SA, dans lequel le CEA/SBT est impliqué, une maquette à échelle réduite a été proposée pour reproduire le comportement et l'opération du système de refroidissement des bobines du solénoïde central. Les circuits d'hélium supercritique ont été dimensionnés afin d'observer les mêmes réponses dynamiques aux charges pulsées sur la boucle expérimentale. Des simplifications ont été effectuées telles que des chauffages électriques sur des conduites simples en lieu et place de véritables CICC constituant les aimants.

Les opportunités qu'offre une telle expérience sont multiples dans le cadre de ma thèse :

- Comprendre la physique des phénomènes liés au transport du pulse de chaleur dans une boucle en hélium supercritique grâce à une instrumentation fournie : températures, pression, débits.
- Utiliser ces données pour construire un modèle pertinent vis-à-vis de la physique de la boucle et qui puisse permettre de développer et de tester des régulations avancées originales ainsi que de dépasser les limitations induites par l'expérience.
- Valider l'opération de la boucle dans différentes configurations de lissage thermique et comparer les résultats.
- Tester expérimentalement les régulations avancées qui ont été simulées au préalable.

Les choix et limitations optés pour la mise à l'échelle de l'expérience seront tout d'abord discutés en fonction des objectifs et de la capacité des installations disponibles. Dans une seconde partie, les installations cryogéniques du bâtiment 10.01 au CEA Grenoble seront décrites. La troisième partie sera consacrée au descriptif de l'expérience HELIOS et de tous ses composants. Finalement, les différentes configurations possibles des circuits seront présentées.

### II.1 Objectifs de la boucle

#### II.1.1 Projet JT60-SA

##### II.1.1.1 Rôle du CEA

Le Japon, avec l'aide de l'Union Européenne, effectue un upgrade d'un de ses tokamaks existants, JT-60U (JT-60 Upgrade experiment), dans le but d'aider à l'optimisation des plasmas d'ITER : ce tokamak upgradé s'appellera JT-60SA. En effet JT-60U possédait des bobines en cuivre qui seront remplacées

par des bobines supraconductrices refroidies par de l'hélium supercritique à environ 4.5 K. Ce tokamak « satellite » est inclus dans l'Approche Elargie d'ITER. Dans ce cadre, le CEA a la charge de la fourniture du système cryogénique. Pour optimiser le coût du réfrigérateur, il a été décidé de dimensionner la puissance de celui-ci en fonction de la charge thermique moyenne et non du pic de charge attendu. Il convenait donc de vérifier la faisabilité de ce lissage de charge en amont du réfrigérateur. Pour ce faire il a été décidé de réaliser une maquette à échelle réduite de la boîte froide auxiliaire (BFA) de JT-60SA : la boucle HELIOS (HElium Loop for high IOads Smoothing). Cette maquette a été réalisée au sein du CEA Grenoble, au Service des Basses Températures, qui dispose d'un réfrigérateur de grande puissance (également appelé ci-après la station 400 W) et d'un cryostat pouvant accueillir l'expérience (nommé par la suite Cryostat Multi Test (CMT)).

### II.1.1.2 Intérêt de la boucle d'essais HELIOS

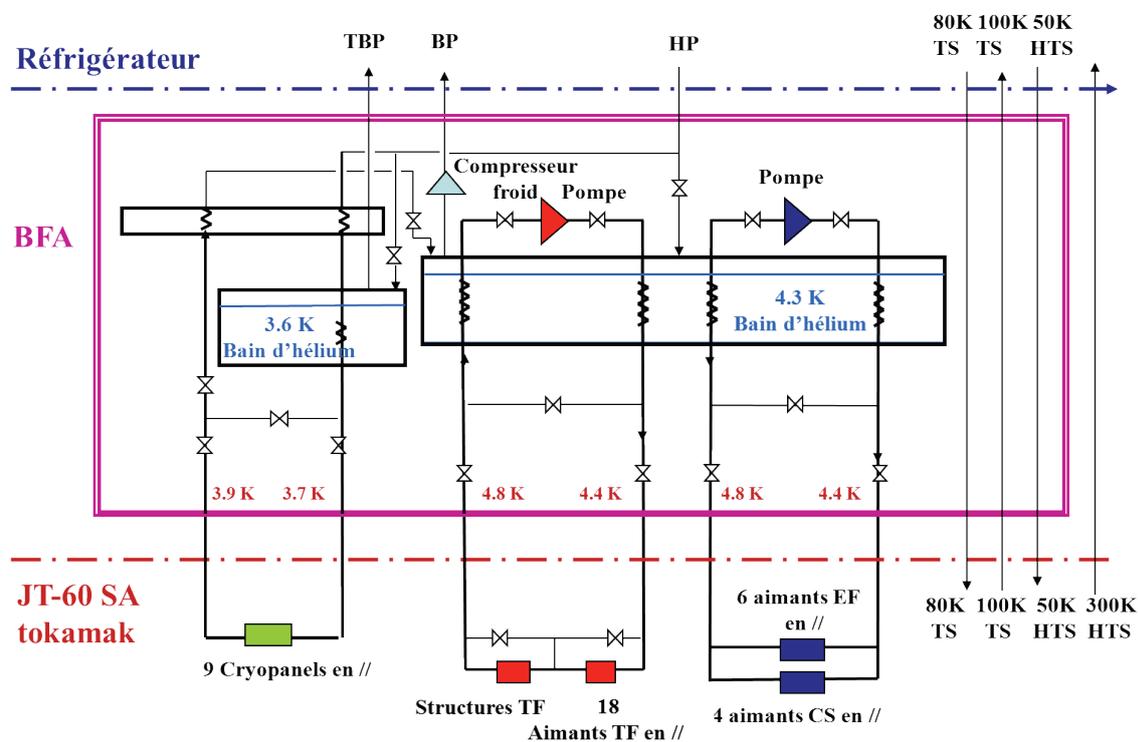


Figure II.1 Schéma de la BFA du tokamak JT-60SA

Dans le futur tokamak JT-60SA, l'hélium sera distribué à l'intérieur de la boîte froide auxiliaire suivant la Figure II.1. Il existe deux boucles en hélium supercritique qui refroidissent les trois types d'aimants du tokamak (TF, EF et CS) et leurs structures. La première boucle assure le refroidissement en parallèle des aimants EF et CS tandis que la seconde refroidit les aimants TF et leurs structures. Ces deux boucles échangent leur énergie dans un grand volant thermique (bain d'hélium à saturation) grâce à des échangeurs de chaleur à plaques brasées en aluminium. Un second bain à 3.6 K est présent pour le refroidissement des cryopompes mais ne fait pas l'objet de la présente étude.

Au cours d'un cycle de plasma, les aimants vont subir des charges pulsées (voir Chapitre I.2). Cependant tous les aimants ne vont pas être impactés de la même façon, et ce sont les aimants CS

qui vont recueillir les variations de puissance d'amplitude les plus importantes, comme le montre la Figure II.2.

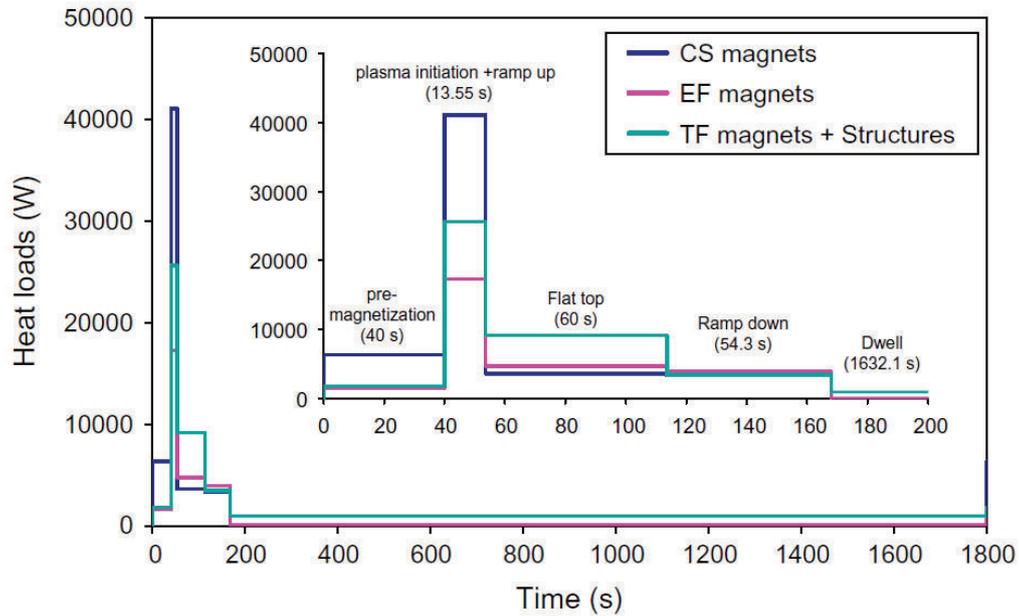


Figure II.2 Profils de puissance des aimants de JT-60SA pour un scénario de 1800 s [33]

Les autres aimants subissent également des variations dans le temps mais d'amplitudes moindres. A partir de ce constat, il a été décidé de réaliser une boucle d'étude se focalisant sur le lissage de charge de la boucle de refroidissement des aimants CS. Toutefois, les contributions énergétiques des aimants EF ainsi que de la seconde boucle sont tout de même prises en compte : un chauffage électrique immergé dans le bain permet d'appliquer cette charge restante, faisant office de seconde boucle virtuelle. Ce profil doit au préalable être calculé et ce sont les données issues d'une simulation grandeur réelle de la BFA de JT-60SA avec le logiciel VINCENTA [1] qui sont utilisées (voir Chapitre III.1).

## II.1.2 Dimensionnement

La puissance de réfrigération disponible au sein du SBT n'est pas suffisante pour réaliser une étude expérimentale sur une maquette taille réelle. De plus, la géométrie réelle comprenant des CICC n'est techniquement pas réalisable à l'heure actuelle. Il a donc fallu choisir les paramètres à conserver ainsi que ceux permettant de déterminer la mise à l'échelle de l'expérience.

### II.1.2.1 Contraintes et critères limitants

Le réfrigérateur installé au bâtiment 10.01 du SBT possède une puissance totale de réfrigération maximale de 800 W à 4.4 K [34] lorsque la puissance à extraire est déposée dans un bain d'hélium saturé situé dans la boîte froide du réfrigérateur. La connexion du réfrigérateur au CMT autorise un débit d'hélium maximum de  $26 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$  à 16 bar et 4.7 K. Actuellement la détente finale jusqu'à environ

1.1 bar se fait au travers d'une vanne JT et la puissance réelle disponible n'est plus que de 320 W à 4.4 K. C'est cette valeur limitante, arrondie à 300 W, qui permet de déterminer le facteur de mise à l'échelle. La puissance moyenne de réfrigération des aimants de JT-60SA attendue est d'environ 6 kW à 4.4 K [33] ce qui donne un rapport d'échelle des puissances d'1/20.

Afin d'être représentatif des phénomènes physiques transitoires qui auront lieu dans le système de refroidissement de JT-60SA, il est primordial de respecter le temps de transit de l'hélium à l'intérieur de la boucle. Le temps de transit du fluide entre le début des aimants et l'échangeur de chaleur situé en aval doit être identique dans l'expérience HELIOS et dans la boucle de refroidissement des aimants CS de JT-60SA.

Le volume des conduites de refroidissement des aimants EF (circuit en parallèle avec le circuit CS) n'a pas été pris en compte dans la maquette puisque qu'il en aurait résulté un volume de boucle deux fois plus important, difficilement compatible avec la taille du CMT. Le cas est donc conservatif puisque les variations de pression seront plus importantes dans le cas de la boucle d'HELIOS que dans le cas de la boucle PF (CS+EF) de JT-60SA.

La mise à l'échelle de la boucle de refroidissement ne s'applique pas à la masse des aimants CS et des structures associées. Les mesures réalisées seront conservatives puisque les augmentations de pression et de température seront plus rapides et d'amplitudes plus importantes dans HELIOS sans ce facteur d'inertie.

La géométrie spécifique des CICC, utilisés dans le cadre de JT-60SA pour les aimants CS en Nb<sub>3</sub>Sn [35], ne sera reproduite dans HELIOS que par un simple tube de volume équivalent (au rapport d'échelle près). L'expérience HELIOS ne pourra donc pas reproduire tous les comportements thermohydrauliques qui pourront apparaître dans la boucle réelle tels que les phénomènes de blocage de fluide observés lors de fortes charges [36]. Cette considération est motivée par la focalisation du sujet sur le lissage de charge à proprement parlé (aspect régulation) plutôt que sur la thermohydraulique fine des CICC.

### II.1.2.2 Calculs

La puissance moyenne à extraire dans l'expérience HELIOS représente 1/20 de celle de JT-60SA (voir Annexe D pour calcul):

$$ratio = \frac{1}{20} = \frac{\overline{\dot{q}_{HELIOS}}}{\overline{\dot{q}_{JT-60SA}}} \quad (II.1)$$

De plus, comme la puissance échangée entre la boucle et le bain aux bornes d'un échangeur virtuel s'écrit pour les deux échangeurs:

$$\dot{q} = \dot{m}\Delta h_{HX} \quad (II.2)$$

Et vu que l'on veut conserver dans HELIOS des variations de pression et de température, et donc des variations d'enthalpie massique identiques à celles rencontrées dans le circuit de JT-60SA, on en déduit :

$$ratio = \frac{\dot{m}_{HELIOS}}{\dot{m}_{JT-60SA}} \quad (II.3)$$

Il existe donc un rapport 1/20 entre le débit de la boucle CS et celui présent dans la boucle d'HELIOS.

Le temps de transit de l'hélium à travers les aimants et jusqu'à l'échangeur est un paramètre important qui influe sur la dynamique de la pression de la boucle. Plus ce temps est important et plus la boucle tend à conserver l'énergie déposée et donc à générer un pic de pression important. On veut donc s'imposer des temps de transit égaux dans les deux cas :

$$t_{JT-60SA} = t_{HELIOS} \quad (II.4)$$

En écrivant la définition du temps de transit on obtient l'égalité:

$$\frac{V_{JT-60SA}\rho_{JT-60SA}}{\dot{m}_{JT-60SA}} = \frac{V_{HELIOS}\rho_{HELIOS}}{\dot{m}_{HELIOS}} \quad (II.5)$$

Et finalement en utilisant ( II.3):

$$ratio = \frac{V_{HELIOS}}{V_{JT-60SA}} \quad (II.6)$$

Il existe donc un ratio de 1/20 entre les volumes des boucles des deux systèmes. Il n'y a pas de conditions distinctes ni sur la longueur ni sur le diamètre des tuyaux. Néanmoins, la longueur des aimants (longueur de chauffage dans HELIOS) a été conservée afin d'avoir la possibilité avec trois longueurs de chauffages distinctes de reproduire une répartition de flux représentative d'un cas réel de charge. Cependant, le circuit d'HELIOS ne comprend pas la partie des circuits des aimants EF. Le volume total disponible, plus petit, entrainera donc une réponse en pression plus élevée comparé au circuit JT-60SA, rendant l'approche de mise à l'échelle conservative.

La capacité de stockage d'énergie du bain est de même réduite et le volume total du volant thermique subit également un ratio de 1/20.

Cependant ces calculs permettent uniquement une mise à l'échelle d'HELIOS, mais ne constituent pas une similitude. Des différences importantes subsistent, en particulier la perte de charge dans un CICC de JT-60SA qui peut s'écrire :

$$\Delta P = \lambda(Re) \frac{L}{D_{JT60SA}^h} \frac{1}{2} \rho v_{JT60SA}^2 \quad (II.7)$$

Ou bien :

$$\Delta P = \lambda(Re) \frac{L}{D_{hJT60SA}^5} \frac{8\dot{m}_{JT60SA}}{\rho\pi^2} \quad (II.8)$$

Avec

$$\dot{m} = \rho v \frac{\pi D_h^2}{4} \text{ et } D_h = \frac{4A}{Per}$$

Le diamètre hydraulique va être très différent entre JT-60SA et HELIOS. En effet, dans le cas des CICC utilisés dans les aimants CS de JT-60SA, l'hélium supercritique entoure les 216 brins supraconducteurs en Nb<sub>3</sub>Sn et est réparti en 104 canaux [35] rendant le périmètre mouillé (Per)

extrêmement important tandis que dans l'expérience on utilisera un tube lisse. Or la perte de charge est inversement proportionnelle au diamètre hydraulique à la puissance 5 (équation ( II.8 )). La perte de charge dans les CICC des aimants CS va donc être extrêmement supérieure à celle d'un tube lisse d'HELIOS.

Pour pallier en partie à cette différence, une perte de charge singulière est insérée dans la boucle d'HELIOS sous forme d'une vanne située en aval des chauffages qui sera partiellement fermée pour obtenir la perte de charge désirée (c'est-à-dire la même que celle calculée dans le circuit représentant le circuit CS + EF de JT-60SA). Cette considération est bien sûr différente des pertes de charges régulières présentes dans un CICC mais permet de faire travailler le circulateur dans des conditions identiques.

En revanche les échangeurs de chaleur d'HELIOS, 1HX960 et 2HX960, ont été dimensionnés en similitude de Reynolds et de Nusselt. Ces échangeurs à plaques brasées (voir II.2.3.4) sont placés verticalement (comme ils le seront dans le futur pour JT-60SA) dans le bain à saturation dans la partie inférieure du réservoir pour minimiser l'effet d'un volume mort en fond de réservoir. La surface totale d'échange a été réduite d'un facteur 20 mais la longueur d'échange ainsi que la géométrie individuelle des passages de fluide reste inchangée (voir II.2.3.4). Le nombre de Reynolds dans un passage de fluide ( $Re = 8.6 \cdot 10^3$  [37]) ainsi que le nombre de Nusselt sont identiques dans les 2 cas. Les comportements thermique et hydraulique seront donc identiques.

Le Tableau II.1 résume les principales caractéristiques des 2 systèmes.

**Tableau II.1 Comparaison des paramètres thermohydrauliques entre HELIOS et JT-60SA**

	HELIOS	Circuit JT-60SA CS (valeur de design)
<b>Puissance de réfrigération @ 4.4 K (W)</b>	300	~ 6000
<b>Débit massique (<math>g \cdot s^{-1}</math>)</b>	32	640
<b>Température du bain (K)</b>	4.3	4.3
<b>Pression amont du circulateur de la boucle (bar)</b>	5	5
<b><math>\Delta P</math> du circulateur (bar)</b>	0.7	0.7
<b>Volume du volant thermique (<math>m^3</math>)</b>	0.34	6.8
<b>Re dans le circuit</b>	$3.8 \cdot 10^5$	$8.2 \cdot 10^4$ (canal central) 6 (Bundle)
<b>Re dans les échangeurs de chaleur</b>	$8.6 \cdot 10^3$	$8.6 \cdot 10^3$
<b>Volume de la boucle (<math>m^3</math>)</b>	0.135	2.7
	+0.006 (ligne de by-pass)	
<b>Temps de transit de la boucle (s)</b>	585	585
<b><math>V_{chaud} / V_{boucle}</math> (%)</b>	55	64 (circuit CS) 21 (circuit CS and EF)

Pour des raisons pratiques, toute la boucle n'a pas pu être mise exactement à l'échelle 1/20. Il existe des variations qui sont surtout importantes au niveau du circulateur puisque sa position dans le CMT imposait une certaine longueur de ligne. Cependant le ratio sur le volume total est conservé.

Par ailleurs les pertes statiques ne sont pas dans le ratio 1/20 : elles sont assez importantes dans HELIOS et devraient être comparativement plus faibles dans JT-60SA dû à l'effet de taille.

Le circulateur de JT-60SA possèdera également un rendement bien meilleur que celui d'HELIOS et son poids relatif dans la somme des charges thermiques sera donc plus faible.

Ces pertes statiques stationnaires additionnelles seront retranchées de la valeur de chauffage imposée dans le bain pour représenter les charges associées au refroidissement des TF et de leurs structures.

## **II.2 Présentation de l'installation**

Les installations expérimentales se situent dans le hall du bâtiment 10.01 au CEA Grenoble. Elles comprennent :

- La station de réfrigération 400W@1.8K : ce réfrigérateur d'hélium, dédié aux expériences du SBT, est composé d'une zone de compression à température ambiante (zone chaude) et d'une boîte froide pour la production du froid.
- Un cryostat multi test (CMT) permettant de loger les expériences.
- Une ligne de transfert sous vide fournissant au CMT les lignes d'hélium aller/retour en provenance de la boîte froide.

### II.2.1 La station de réfrigération 400W

#### *II.2.1.1 Présentation*

Ce réfrigérateur cryogénique est opérationnel depuis Octobre 2004 et est dédié uniquement à des expérimentations physiques [34]. Sa configuration lui permet de travailler soit en hélium normal soit en hélium superfluide grâce à des compresseurs froids travaillant à température cryogénique et à une pompe à anneau liquide à température ambiante. Toutefois, seule la partie du réfrigérateur à 4.5 K sera utilisée dans les expériences liées à HELIOS (Figure II.3). Les capacités maximales de réfrigération sans utilisation de ligne de transfert sont de 800 W à 4.5 K et 400 W à 1.8 K [38]. Cependant l'utilisation de la ligne de transfert et d'un bain secondaire réduit ces performances.

La station est limitée dans sa durée maximale d'utilisation par la pollution (principalement par l'azote et l'oxygène de l'air) de l'hélium du cycle de réfrigération qui peut endommager la turbine via la formation de glaçons. En effet les adsorbants (à 80 K et à 20 K) situés dans la boîte froide du réfrigérateur doivent être régénérés au bout d'un certain temps et ils ne sont pas secondés par d'autres adsorbants en parallèles comme c'est le cas dans les installations industrielles. De ce fait, la durée totale d'une campagne d'essai sur HELIOS, incluant les phases de refroidissement et de réchauffage, est limitée à 10 semaines environ.

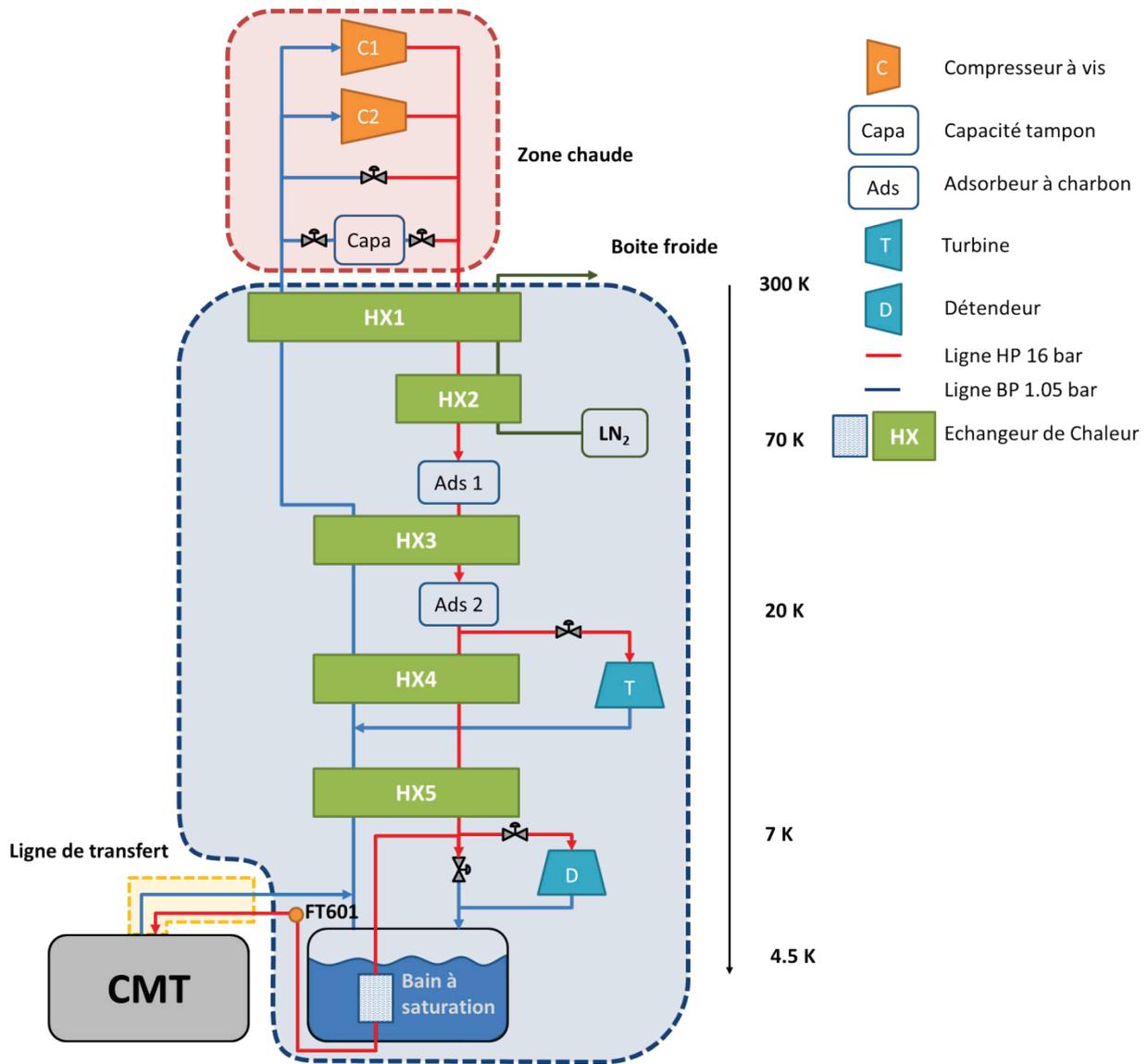


Figure II.3 PFD simplifié de la station de réfrigération 400 W

### II.2.1.2 Zone Chaude

La station de compression du réfrigérateur comprend deux compresseurs à vis bi-étagés en parallèle de marque Mycom (Figure II.4) de puissances respectives de 200 kW et 140 kW. Ils permettent de créer un débit d'hélium maximum à 300 K de  $72 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$  à 16 bar avec une pression d'aspiration de 1.05 bar.

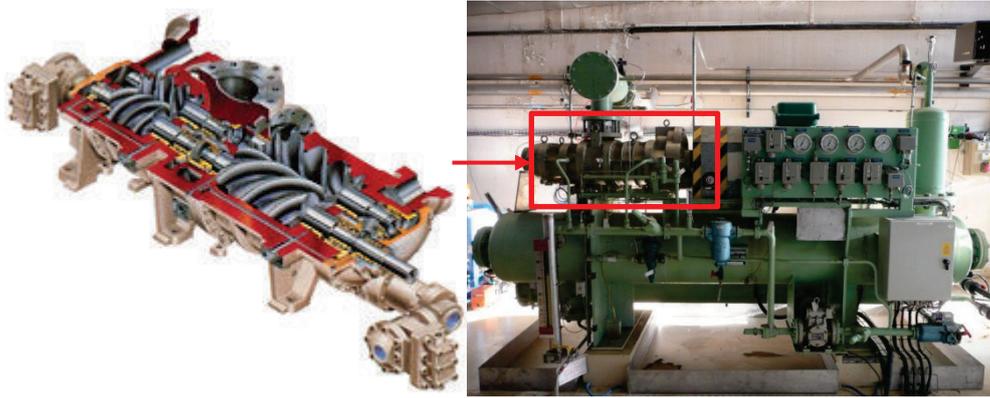


Figure II.4 Compresseur à vis Mycom de la zone chaude

Le moteur du compresseur de 200 kW est équipé d'un variateur de fréquence lui permettant d'ajuster sa vitesse de rotation (et donc sa consommation électrique) au mieux par rapport à la demande de débit [39]. Cette demande était auparavant gérée à l'aide d'un by-pass du débit HP vers la BP qui permettait de réduire le débit fourni à la boîte froide avec les compresseurs fonctionnant en permanence à 100 % de leur vitesse.

### II.2.1.3 Boîte Froide

La boîte froide (Figure II.5) utilise un cycle de Claude (voir Chapitre I.1.4) avec un étage de pré-refroidissement azote et une seule turbine. La détente finale dans le séparateur de phase peut être réalisée soit avec une vanne Joule Thomson soit avec un détendeur à piston. La deuxième méthode, réalisation d'une détente avec extraction de travail se rapprochant d'une détente isentrope, à l'avantage d'être plus efficace. Pour alimenter le CMT, la majeure partie du débit de la ligne HP en amont de la détente est dérivée et subit un sous refroidissement dans un échangeur à serpentin immergé dans le liquide du séparateur de phase (Figure II.3). La ligne HP alimentant HELIOS est donc à 16 bar et sous refroidie à environ 4.5 K avec un débit maximal de  $26 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ . Ce débit est mesuré précisément à l'aide du débitmètre Coriolis FT601 [40] situé après l'échangeur du bain.



Figure II.5 Boîte froide de la station 400 W

## II.2.2 Le Cryostat Multi Tests

### II.2.2.1 Présentation

Le CMT (Figure II.6) offre la possibilité de connecter des expériences au réfrigérateur de façon optimisée. Les expériences étaient en effet auparavant incluses à l'intérieur de la boîte froide ce qui engendrait de fortes contraintes de conception. Le CMT est une enceinte de 4 m de haut pour 2.5 m de diamètre qui possède son propre système de pompage pour le vide. L'isolation est assurée de façon passive par 100 couches d'isolation multi couches (MLI) fixées sur une structure.

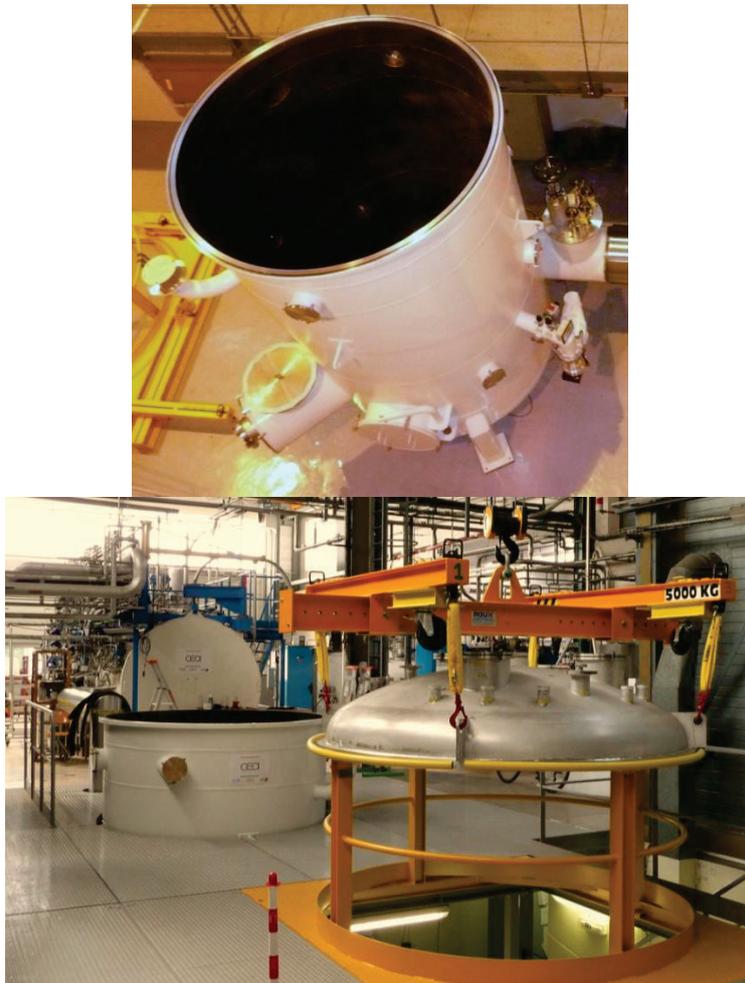


Figure II.6 Cryostat Multi Test dans le bâtiment 10.01 avec la platine d'HELIOS nue (à droite)

L'expérience est entièrement installée sous sa platine qui vient se positionner de façon à fermer l'enceinte du CMT. La manutention est effectuée à l'aide d'un palonnier à réglage de centre de gravité porté par un pont roulant qui permet d'extraire la platine du CMT et de la déposer sur un socle pour la maintenance (Figure II.6). A l'heure actuelle une seconde expérience peut être stockée sur une structure-support adjacente et il est ainsi possible de préparer plusieurs expériences en même temps en utilisant le socle et la structure support.

### II.2.2.2 Connections

Le CMT est connecté à la boîte froide du réfrigérateur par le biais d'une ligne de transfert sous vide et également isolé thermiquement à l'aide de MLI. Cette ligne comporte également une barrière à vide permettant d'isoler la boîte froide du réfrigérateur du CMT. Il est ainsi possible de travailler avec le CMT ouvert tout continuant un fonctionnement normal de la boîte froide.

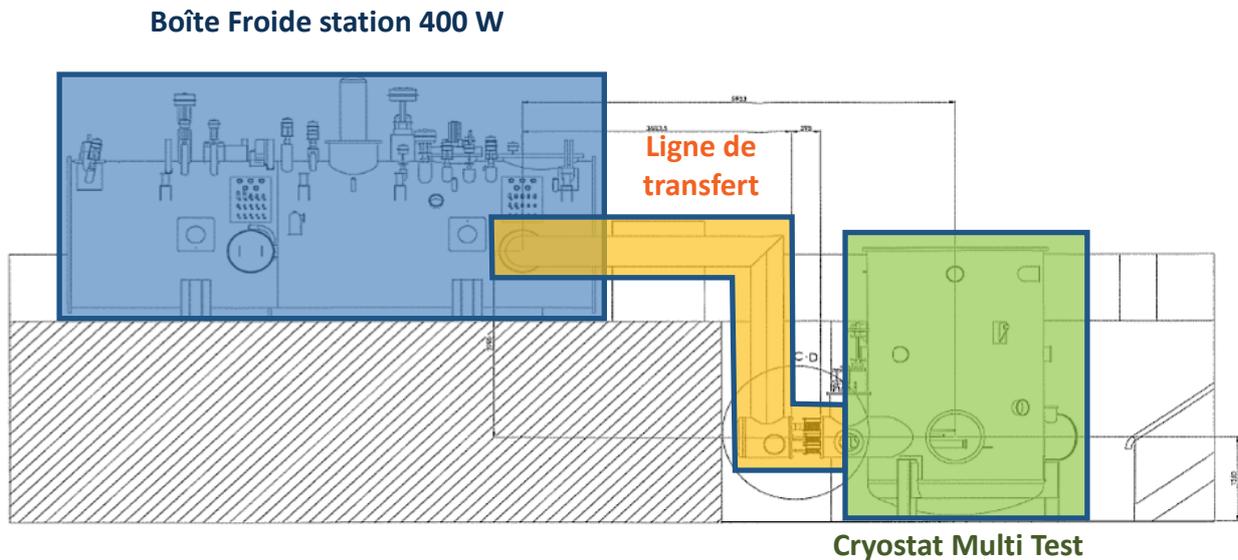


Figure II.7 Configuration de connexion entre la boîte froide de la station 400 W et le CMT

4 lignes sont disponibles dans la ligne de transfert:

- Une ligne d'hélium HP à 16 bar et 4.7 K
- Une ligne d'hélium à 2.2 K et 1.1 bar (non utilisée pour HELIOS)
- Une ligne de retour BP ou TBP (utilisée pour HELIOS principalement dans une configuration BP) à 1.1 bar
- Une ligne libre pour de futures utilisations

Le CMT possède également une platine permettant l'installation d'un circulateur d'hélium et les connections entrante et sortante associées. 50 couches de MLI sont utilisées pour son isolation.

Dans le cas d'HELIOS les connections hydrauliques à effectuer lors du montage/démontage sont limitées au nombre de 4 : 2 pour les connections avec la ligne de transfert (HP et BP) ainsi que 2 pour celles du circulateur. Le montage des brides est assuré par l'utilisation de collier de serrage et de joint de type HELICOFLEX®.

### II.2.3 HELIOS

La boucle HELIOS (Figure II.8) a été conçue de façon à être facilement démontable du CMT. L'intégralité de la structure à froid est suspendue à la platine à l'aide de tiges en fibre de verre G10. Toute l'instrumentation est fixée sur la platine et est câblée à une baie électrique spécifique située au niveau du sol. La platine regroupe également toutes les vannes froides ainsi que les soupapes de sécurité. L'ensemble de la tuyauterie est isolée individuellement avec 20 couches de MLI.

Ainsi que mentionné auparavant, la boucle HELIOS (Figure II.10 et Annexe A pour PID détaillé) est une maquette à l'échelle 1/20 de la BFA du système cryogénique du tokamak JT-60SA limité au circuit des aimants CS [2]. L'expérience est constituée d'un bain d'hélium à saturation à 1.1 bar environ et d'une boucle en hélium supercritique en convection forcée à environ 4.4 K et 5 bar. Sur la boucle sont disposées trois zones chauffées par des éléments électriques permettant d'appliquer une puissance similaire à celle transmise par les aimants supraconducteurs CS de JT-60SA avec un ratio 1/20. Un circulateur froid permet d'obtenir le débit désiré à la perte de charge voulue, cette dernière étant ajustable à l'aide des vannes du circuit. Dans le bain un chauffage électrique immergé permet d'appliquer une puissance correspondant aux autres charges de la BFA de JT-60SA.

L'ensemble des actionneurs et des capteurs d'HELIOS ainsi que leurs positionnements sont récapitulés sur la Figure II.10. Les principaux éléments que sont le circulateur froid, les chauffages et les capteurs sont développés plus en détails à la suite de cette présentation générale.

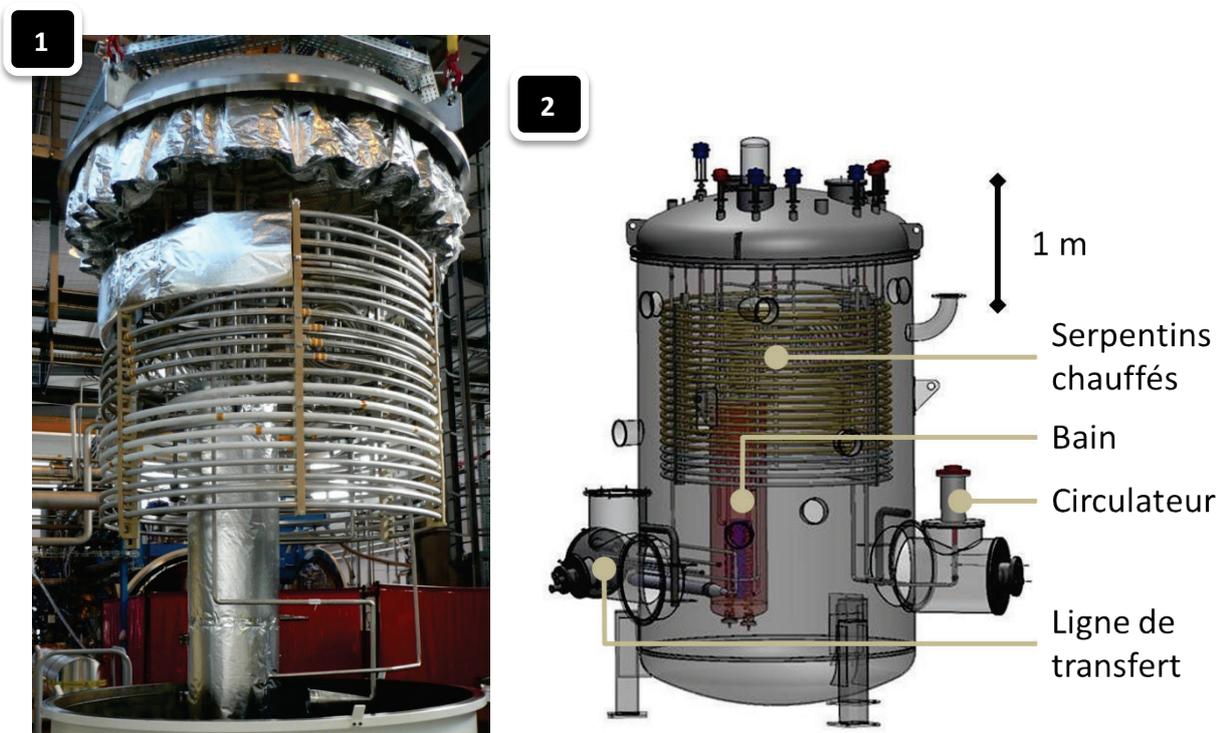


Figure II.8 Boucle HELIOS avec une partie de ses couches de MLI (1) et la vue de conception en place dans le CMT (2)

### II.2.3.1 Géométrie

#### Bain

Le bain est une enceinte en acier inoxydable de 488 mm de diamètre et de 1860 mm de haut. Il contient (Figure II.9) :

- un bloc échangeur de chaleur comprenant 1HX960 et 2HX960 (pour détail voir II.2.3.4)

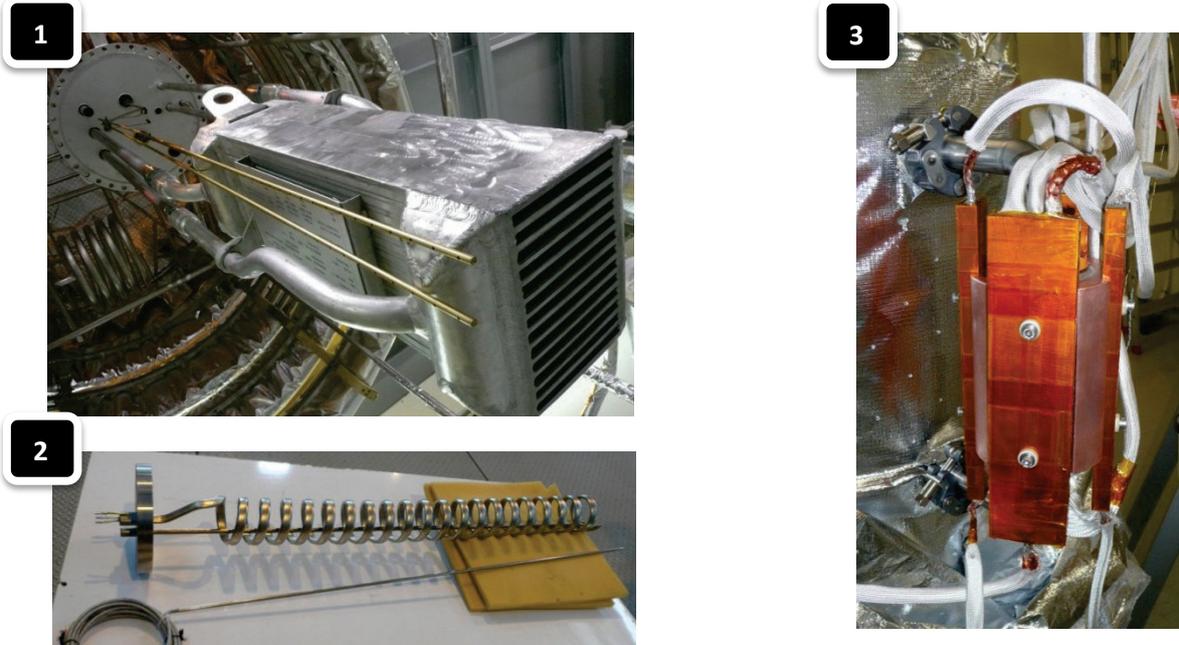


Figure II.9 Bloc échangeur en place dans la cuve du bain avec les 2 sondes de niveau vue de dessous (1). Chauffage Lukon démonté avec la sonde platine de sécurité (2). Echangeur cuivre des amenées de courant (3).

- un chauffage électrique résistif de type Lukon [41] et sa sonde platine de sécurité + un second chauffage identique de rechange
- un capteur de niveau avec fil supraconducteur Nb-Ti + un second en rechange
- un petit échangeur en cuivre déporté à l'extérieur de l'enceinte du bain pour thermaliser les amenées de courant des chauffages 3EH971 et EH960
- une entrée d'hélium contrôlée par la vanne CV940
- une sortie d'hélium pouvant être limitée par la vanne CV969

La capacité totale réelle utilisable du bain est de 340 l soit  $1/20^{\text{eme}}$  du volume du bain de JT-60SA.

Le bain a des pertes thermiques qui sont difficilement mesurables du fait de la présence des échangeurs de la boucle. Les résultats obtenus ont donné une valeur située dans la marge d'incertitude de la méthode de mesure (<10 W).

A noter que la détente au travers de la vanne d'alimentation se fait de 16 à 1.1 bar environ, ce qui engendre un flash beaucoup plus important que dans le cas JT-60SA où la détente finale sera réalisée à partir de 5 bar. Les débits entrants et sortants du bain ne pourront donc pas être dans le rapport de

réduction 1/20. Cette augmentation de débit s'ajoute à celle provenant des pertes statiques comparativement plus élevées dans HELIOS.

### Boucle

Les dimensions de la boucle HELIOS sont calquées sur celle de JT-60SA avec une mise à l'échelle d'un rapport 1/20 qui peut fluctuer en fonction des contraintes de conception de l'expérience (Tableau II.2). C'est au niveau des circuits autour du circulateur que les différences de ratio sont les plus importantes mais cela n'a que peu d'impact sur la dynamique de la boucle puisque les temps de transit dans cette partie de circuit sont courts devant ceux de la partie chauffée.

**Tableau II.2 Comparaison des volumes et des temps de transit JT-60SA/HELIOS**

Secteurs de la boucle	Volumes (l)		Ratio JT- 60SA/HELIOS	Temps de transit JT-60SA (s)	Temps de transit HELIOS (s)
	Design JT-60SA [42]	HELIOS			
CP980-1HX950	34	5.2	7	22	8
1HX950	58	2.9	20	13	13
1HX950- by-pass CV955	20	1.3	15	6	5
by-pass CV955 – Entrée aimants	270	16	17	67	57
Aimants	1700	78	22	336	370
Aimants bypass CV955	420	21	20	92	92
bypass CV955-2HX950	20	0.95	21	4	4
2HX950	58	2.9	20	13	13
2HX950-CP980	34	6.0	6	26	8
<b>TOTAL</b>	<b>2614</b>	<b>134</b>	<b>20.6</b>	<b>579</b>	<b>569</b>

La boucle fait un total de 195 m de long avec un diamètre principal de tuyauterie en DN25. Cette longueur importante est atteinte dans le CMT grâce à une mise en forme de serpentins (Figure II.8). 6 peignes en verre époxy G10 maintiennent mécaniquement l'enroulement en place, tout en évitant les court-circuits thermiques entre spires.

Les différents éléments composant la boucle sont les suivants (Figure II.10):

- Un circulateur froid (CP980) permettant de créer la circulation forcée d'hélium (voir II.2.3.3).
- 2 échangeurs de chaleurs immergés dans le liquide du bain: 1HX960 permet d'évacuer la puissance dissipée par le circulateur et 2HX960 la puissance due aux chauffages de la boucle.
- 3 éléments chauffants placés en série 1-2-3EH971 (voir II.2.3.2) qui permettent de simuler la charge à extraire des aimants.

- Une ligne de by-pass avec une vanne de contrôle (CV955) qui permet de détourner l'hélium de la zone chauffée (en vert sur la figure).
- Une ligne de charge d'hélium (CV941) connectée à la ligne HP du réfrigérateur (en jaune sur la figure).
- Une ligne de décharge d'hélium (CV949) connectée au bain saturé (en jaune sur la figure).

La vanne CV959 est utilisée pour ajuster la perte de charge du circuit à celle du circuit de JT-60SA. La vanne CV950 est utilisée conjointement à la CV955 pour la répartition des débits lors du by-pass de la charge.

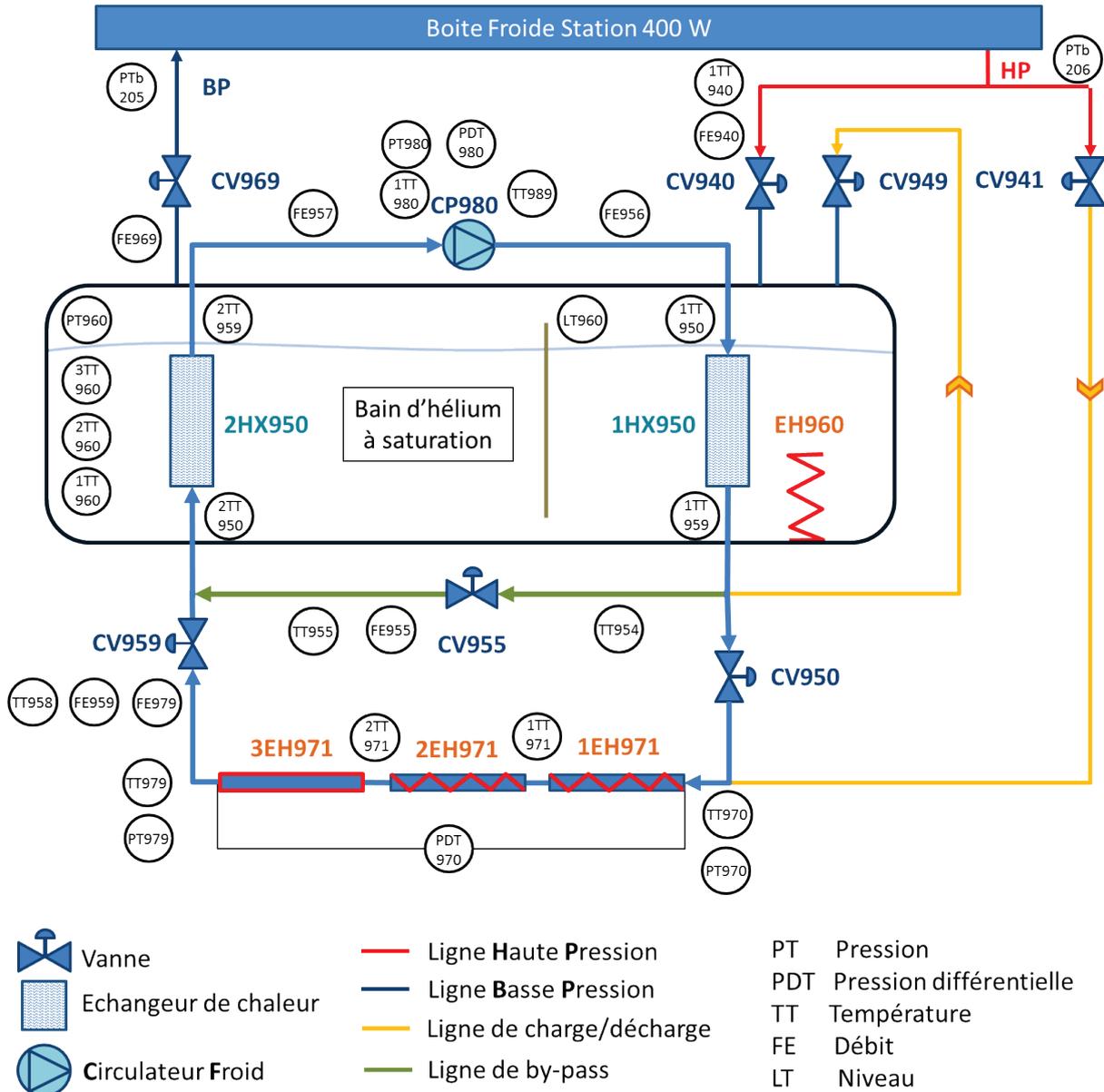


Figure II.10 PID d'HELIOS

### II.2.3.2 Chauffages

La puissance à extraire des aimants CS de JT-60SA est simulée dans HELIOS à l'aide de chauffages électriques placés sur la boucle. La longueur totale de cette zone chauffée est de 106.5 m, ce qui représente 78 l. Ces chauffages sont répartis en 3 secteurs non jointifs (Figure II.11), espacés par des zones de 8 m de longueur non chauffées permettant une mesure de température en paroi égale à celle du fluide circulant dans la section droite de mesure. Deux technologies différentes ont été utilisées pour la réalisation de ces chauffages : Thermocoax™ et chauffage dans la masse.

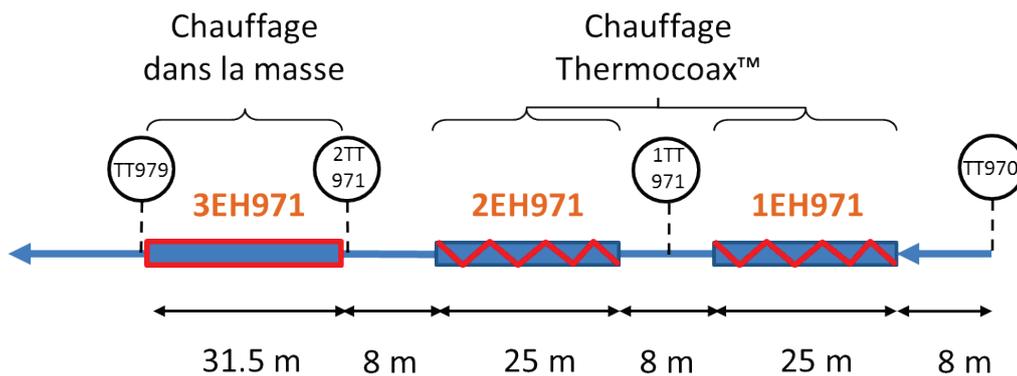


Figure II.11 Géométrie de la zone chauffée de la boucle HELIOS

#### Chauffage de type Thermocoax™

Ce type de chauffage concerne les éléments chauffants 1EH971 et 2EH971. Les longueurs de chauffage concernées sont grandes (2 x 25 m) il a été décidé d'utiliser des gaines chauffantes (2 mm de diamètre) de marque Thermocoax™ [43] brasées directement sur les tubulures (Figure II.12). 4 gaines sont réparties par section de tube. Elles sont constituées d'une résistance en alliage nickel-chrome et sont isolées de leur enveloppe en acier inoxydable par de la poudre minérale. L'avantage de ce système est qu'il permet de chauffer de grandes longueurs sans soucis d'isolation électrique. De plus, la résistance des fils étant assez élevée ( $\approx 75 \Omega$  par chauffage), un faible courant est nécessaire ( $< 2.5 A$ ) et il n'y a donc pas de souci de conduction thermique via les amenées de courant ( $D=2.5 mm$ ).



Figure II.12 Chauffages Thermocoax brasés sur les serpentins de la boucle

### Chauffage dans la masse

Ce type de chauffage concerne l'élément chauffant 3EH971 et s'applique à une longueur de chauffage de 31.5 m. Cette technique ne nécessite pas d'éléments chauffants à proprement parlé puisque que c'est le tuyau lui-même qui sert de résistance de chauffage directement via l'effet Joule ( $\approx 0.11 \Omega$  pour la totalité du chauffage). Cependant cela nécessite l'application d'un fort courant dans le tube en acier inoxydable (max 70 A). De manière à rendre négligeable les pertes par effet Joule dans les amenées de courant, il faut que celles-ci est un gros diamètre ( $D=8$  mm). Celles-ci doivent alors être thermalisées via le petit échangeur du bain pour ne pas apporter des pertes thermiques par conduction sur la ligne. La dernière jonction des amenées de courant après thermalisation sur le bain est réalisée avec du câble supraconducteur. Une autre contrainte est de devoir isoler électriquement au préalable la section de tuyau sur laquelle on applique le courant. De plus la totalité de la longueur de tuyau est recouverte d'une gaine isolante électriquement en fibre de verre (visible sur la Figure II.8-1).

Le choix d'utiliser deux technologies différentes de chauffage va servir à déterminer si ces deux modes permettent une transmission identique de la puissance appliquée au flux d'hélium. On pourra vérifier que pour une même puissance appliquée dans les deux cas, on obtient bien la même mesure de puissance (par un bilan enthalpique par exemple) et qu'il n'existe pas de fuite de puissance. En effet l'avantage du chauffage dans la masse est qu'il permet un dépôt direct dans l'hélium contrairement aux éléments Thermocoax brasés sur les conduites.

Les 3 éléments de chauffage de la ligne, mais également celui du bain, sont contrôlés par 4 alimentations continues programmables de marque TDK-LAMBDA. Un wattmètre multi-voies, avec des reprises de tension au niveau des charges, permet de contrôler de façon précise la puissance injectée dans les chauffages 1EH971 et 2EH971 ainsi que EH960. La puissance injectée dans le chauffage 3EH971 est contrôlée grâce à une mesure de tension aux bornes de la charge et la lecture, via l'automate, du courant délivré par l'alimentation.

Le Tableau II.3 résume les puissances maximales pouvant être atteintes sur chacun des éléments chauffants.

**Tableau II.3 Puissances maximales admissibles sur les éléments chauffants d'HELIOS**

Chauffages	Puissance maximale	$I_{Max}$	$U_{Max}$
1EH971	486 W	2.6 A	187 V
2EH971	517 W	2.6 A	199 V
3EH971	464 W	72.5 A	6.4 V
EH960	1035 W	4.5 A	230 V

La puissance maximale déposable sur la boucle est donc d'environ 1450 W. Ce facteur va être en parti limitant vis-à-vis des profils de puissance JT-60SA mis à l'échelle. En effet, au moment de

l'initialisation du plasma une forte quantité d'énergie va être déposée dans le circuit des aimants CS (2635 kJ en 0.15 s soit 17566 W (voir Annexe D)). Ce dépôt de puissance extrêmement important n'est pas réalisable tel quel sur HELIOS. Pour respecter la quantité d'énergie à déposer, il faut effectuer un lissage de ce pic pour ramener la puissance maximale à celle effectivement disponible. Ce premier lissage est à nuancer puisque les charges thermiques mises à l'échelle ne tiennent pas compte de l'effet d'inertie thermique des structures et sont appliquées directement à l'hélium dans HELIOS.

### II.2.3.3 Circulateur froid

L'hélium de la boucle HELIOS est mis en circulation grâce à un circulateur froid (Figure II.13). Cette pompe centrifuge de marque Barber Nichols [44], montée sur des roulements à billes en acier inoxydable, est actionnée grâce à un moteur électrique triphasé situé à chaud et contrôlé par un variateur de fréquence. Le circulateur vient se placer en partie basse du CMT sur la platine prévue à cet effet (Figure II.8-2). Cet emplacement, en bas du circuit, favorise son fonctionnement lors de la phase de refroidissement et de sa mise en route car, par gravité, le fluide dense se situe au niveau de la pompe, ce qui évite de désamorcer celle-ci lors de son démarrage. La plage de fonctionnement de la machine se situe entre 30 Hz et 160 Hz, soit avec la notation utilisée entre 18 % et 100 % de la vitesse maximale. Une hélice (inducer) placée en tête de roue permet de pré-comprimer le fluide et limite l'apparition de la cavitation en cas de fonctionnement avec une aspiration proche de la limite diphasique. Mais l'inducer n'a que peu d'influence sur les performances intrinsèques du circulateur. Par ailleurs l'utilisation d'hélium supercritique permet de s'affranchir complètement de cette contrainte puisque le fluide reste monophasique et il ne peut pas y avoir de formation de vapeur.

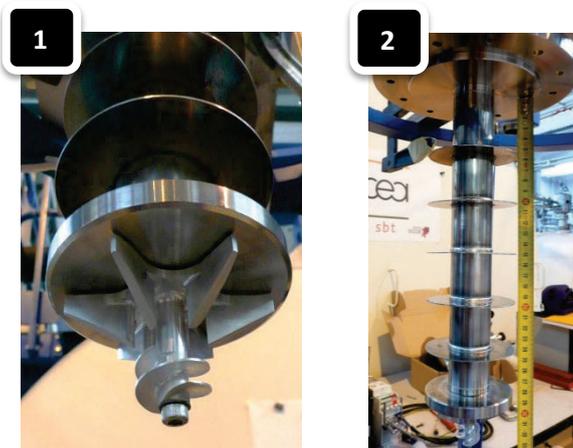


Figure II.13 Roue du circulateur froid avec l'inducer (1). Ecrans de protection thermique sur l'arbre (2).

Le point de fonctionnement de design est à  $50 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$  et 1 bar de DP à 4.4 K, 5 bar et 90 % de vitesse de rotation. Finalement les essais ont été réalisés à un point de fonctionnement différent à  $32 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$  et 0.7 bar de DP correspondant au point d'opération de la boucle CS de JT-60SA avec un rapport 1/20 sur le débit massique, mais à même pression et température.

Les points de fonctionnement du circulateur peuvent être déterminés à l'aide des courbes caractéristiques qui représentent le DP du circulateur en fonction du débit pour différentes vitesses de rotation. Le point de fonctionnement à un instant donné est déterminé par l'intersection entre la

courbe du circulateur et celle du circuit (qui dépend des pertes de charge). En adimensionnalisant le DP (coefficient de pression  $\psi$ ) ainsi que le débit (coefficient de débit réduit  $\varphi$ ), en fonction de la vitesse de rotation suivant les équations ( II.9 ) et ( II.10 ), on obtient une unique courbe caractéristique.

$$\varphi = \frac{\dot{m}}{\rho_{in} v_s A_{dif}} \quad (II.9)$$

$$\psi = \frac{\Delta P}{\rho_{in} v_s^2} \quad (II.10)$$

Avec  $A_{dif}$  la surface de sortie du diffuseur ( $2.15 \cdot 10^{-5} m^2$ ) et  $v_s$  la vitesse en sortie d'aube ( $v_s = n\pi D_r$ )  $n$  étant la fréquence de rotation du circulateur et  $D_r$  le diamètre de la roue ( $6.86 \cdot 10^{-2} m$ ).

La courbe caractéristique est reconstruite à partir de données d'étalonnage des 3 dernières campagnes d'essais et comparée avec la courbe donnée par le constructeur (Figure II.14). Les résultats sont très proches des données constructeur. On remarque que le point de fonctionnement définitif est plus proche de la limite de pompage que le point de design, mais toujours dans la plage d'utilisation. Le point de fonctionnement est donc potentiellement moins stable que le point de design.

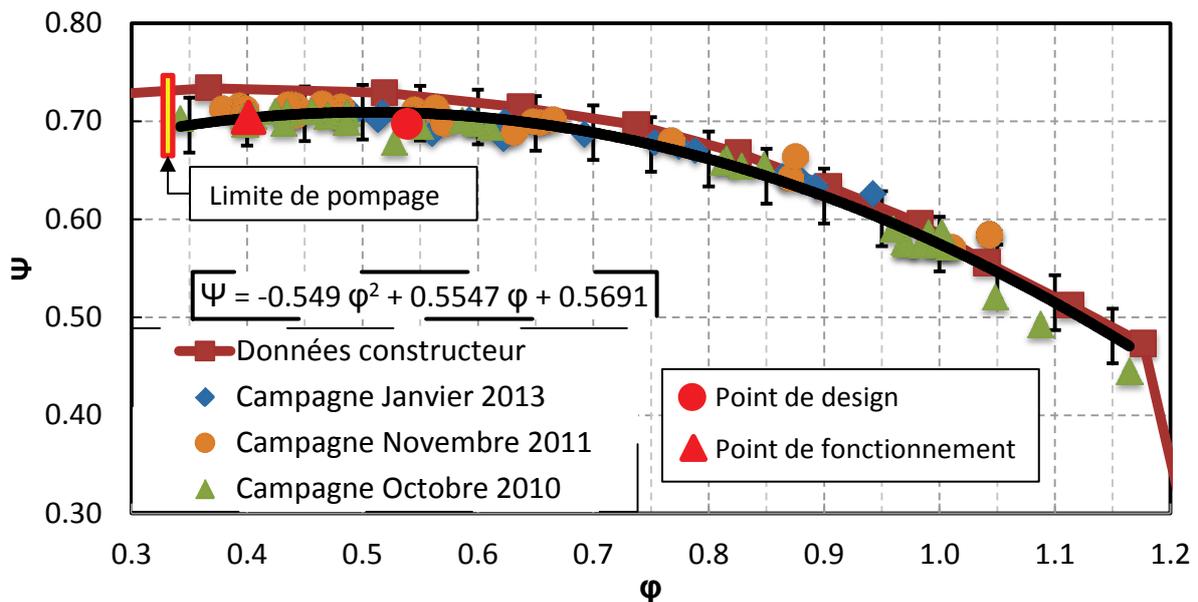


Figure II.14 Points de caractéristique expérimentaux du circulateur d'HELIOS interpolés et comparés à la courbe constructeur

Pour caractériser complètement le circulateur il est nécessaire de connaître ses rendements aux différents points considérés. Les courbes de rendement ont été obtenues à partir des mesures de pressions et de températures aux bornes de la pompe. L'efficacité a été calculée de façon globale et prend en compte à la fois le rendement hydraulique de la pompe et les pertes statiques thermiques (annoncée de 18 W par le constructeur mais plus faible en réalité, voir Tableau II.6). En utilisant uniquement les paramètres de pression et de température entrée/sortie on calcule un rendement

polytropique plutôt qu'isentropique. L'efficacité est calculée comme le rapport entre la variation d'enthalpie d'une transformation isentropique et celle de la transformation réelle (équation ( II.11 )).

$$\eta_{poly} = \frac{h_{out|s} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \quad (II.11)$$

Dans les conditions expérimentales, un rendement isentropique doit être calculé en soustrayant les pertes thermiques qui influent sur l'enthalpie de sortie mais ne sont pas directement liées au travail de compression (équation ( II.12 )).

$$\eta_{is} = \frac{h_{out|s} - h_{in}}{h_{out} - h_{in} - \frac{W_{perte}}{\dot{m}}} \quad (II.12)$$

L'avantage de cette méthode est que les deux contributions, hydraulique et thermique, sont bien séparées, ce qui permet une évaluation plus juste du rendement entre les points d'étalonnage. Cependant l'inconvénient est qu'elle nécessite une détermination précise de la perte statique sans contribution hydraulique et donc avec le circulateur arrêté. Cette mesure a été réalisée (voir Tableau II.6) mais l'erreur relative calculée est très importante (environ 100 %) et engendre donc une grande erreur sur le rendement isentropique. La méthode de calcul polytropique, plus précise dans ce cas, a été privilégiée.

L'efficacité polytropique au point de design (50 g.s<sup>-1</sup> et DP = 1 bar) est de 30.5 % (respectivement 32.9 % en isentropique), ce qui est légèrement inférieure à celle donnée par le constructeur de 33 % (respectivement 40 %). Concernant le point de fonctionnement JT-60SA (32 g.s<sup>-1</sup> et DP = 0.7 bar) le rendement est de 24.5 %. Les différentes valeurs d'efficacité calculées sont en accord avec celles obtenues avec des pompes similaires [45].

A noter que ce rendement est bien moindre que celui prévu dans le cas de JT-60SA, ce qui est en partie dû à la réduction d'échelle, mais aussi par le fait que le circulateur pour JT-60SA bénéficiera d'une autre technologie plus efficace pour traiter un débit plus grand. Les roulements à palier magnétique dynamique qui vont être utilisés permettront d'obtenir des rendements isentropiques de l'ordre de 70%. De plus les pertes thermiques liées au circulateur ne seront pas dans le rapport 1/20 de celles d'HELIOS. Et il est également peu probable que la courbe caractéristique du futur circulateur de JT-60SA ait exactement la même forme que celle obtenue sur le circulateur d'HELIOS. Les réponses hydrauliques des deux systèmes (variation de débit due à une variation de DP par exemple) pourront donc différer.

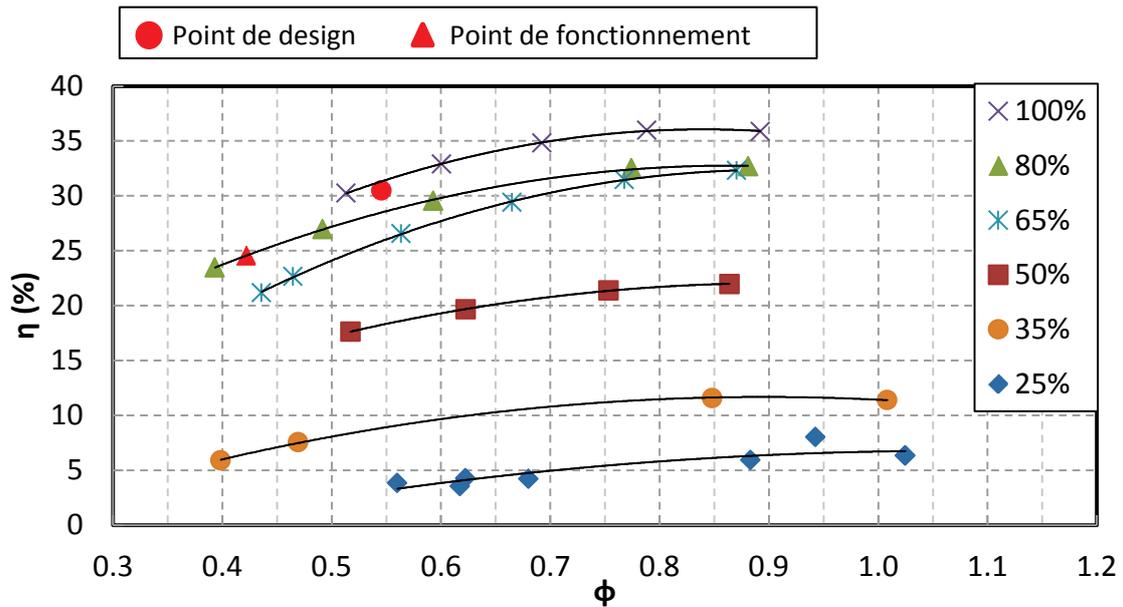


Figure II.15 Rendement du circulateur en fonction du débit réduit pour différentes vitesses de rotation

#### II.2.3.4 Echangeurs de chaleur

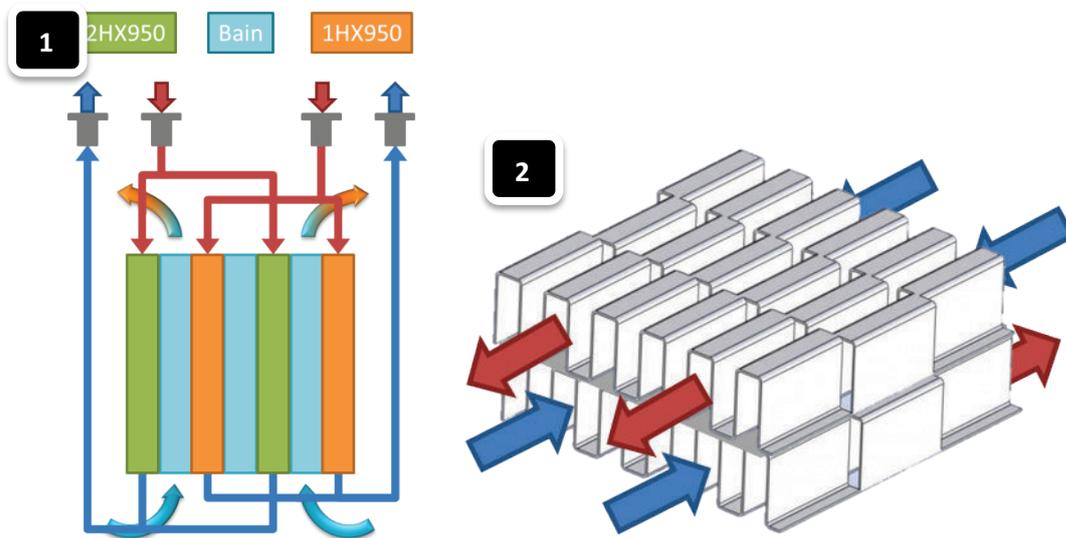
Les deux échangeurs de chaleur de la boucle forment un seul et même bloc, immergé dans l'hélium liquide en partie basse de la cuve du bain (Figure II.9-1, immersion totale à 30 % de remplissage), de 686 mm de haut par 159x221 mm. C'est un bloc échangeur à plaques brasées en aluminium conçu par la société Fives Cryogénie. Il est constitué d'une succession de couches de passage de fluide alternant hélium de la boucle et du bain (Figure II.16-1). Chaque passage de fluide est isolé par 2 tôles de séparation et des ailettes en aluminium (ondes) sont installées entre les tôles (Figure II.16-2). Les performances thermiques sont optimisées en décalant en quinconce ces ondes afin de créer des turbulences au sein du fluide qui améliorent le transfert de chaleur (plaques dites à serration). D'après [46], la limite minimale du flux de puissance surfacique pour générer une ébullition nucléé sur ce type d'échangeur à plaques est d'environ  $10 \text{ W.m}^{-2}$ . En faisant l'hypothèse que l'ensemble de la surface échange de manière uniforme ( $7.5 \text{ m}^2$  par échangeur, Tableau II.4) cela fixe une puissance minimale d'environ 75 W. En supposant maintenant une surface d'échange deux fois plus petite (le  $\Delta T$  diminue rapidement dans l'échangeur), cette puissance est réduite à 37.5 W ce qui constitue le minimum de puissance échangée sur chacun des échangeurs. La circulation de l'hélium du bain se fait donc quasi exclusivement par ébullition nucléée et thermosiphon. La circulation de l'hélium de la boucle s'effectue à contrecourant.

Les caractéristiques de l'échangeur sont les suivantes :

**Tableau II.4 Caractéristiques de l'échangeur HX950**

	1HX950	2HX950	Bain
Nombre de passage	6	6	13
Surface d'échange	5 m <sup>2</sup>	5 m <sup>2</sup>	15 m <sup>2</sup>
Section de passage	30 cm <sup>2</sup>	30 cm <sup>2</sup>	137 cm <sup>2</sup>
Longueur de passage	594 mm	594 mm	586 mm

D'après les données constructeur, l'écart en bout froid est donné à 0.03 K à 45 g.s<sup>-1</sup> pour un ΔT de 2.6 K au bout chaud. Donc la température de l'hélium de la boucle en sortie d'échangeur devrait être de +0.03 K par rapport à la température de l'hélium liquide du bain.



**Figure II.16 Principe de conception de bloc d'échangeur de chaleur d'HELIOS (1). Illustration d'un échange thermique avec des ondes en serration (2)**

Les pertes de charges données par le constructeur à 45 g.s<sup>-1</sup> à 5 K et 5 bar sont de 2 mbar, donc tout à fait négligeables par rapport à la perte de charge attendue dans HELIOS aux alentours de 700 mbar.

#### II.1.1.1 Vannes

Les vannes utilisées sur HELIOS sont des vannes automatiques à servomoteur pneumatique. Elles sont de marque WEKA et VELAN et sont actionnées à l'aide d'air comprimé. Les ouvertures des vannes sont précisément contrôlées à l'aide de positionneurs.

Chacune des vannes possède deux coefficients qui la caractérisent : la rangeabilité  $Ra$  (qui caractérise la dynamique de l'ouverture :  $Ra = \frac{CV_{Max}}{CV_{Min}}$ ) et le coefficient de débit  $CV_{Max}$  (qui correspond au débit d'eau en gal.min<sup>-1</sup> à ouverture maximale sous un DP de 1 PSI).

Les vannes installées sont toutes de type égale pourcent, c'est-à-dire que le coefficient de débit  $CV$  dépend de façon exponentielle de  $Ra$  selon l'équation ( II.13 ).

$$CV = \frac{CV_{Max}}{Ra} \left( e^{\frac{Pos}{100} \ln(Ra)} - \left( 1 - \frac{Pos}{100} \right) \right) \quad (II.13)$$

Avec Pos l'ouverture de la vanne en %.

Elles sont donc peu sensibles aux faibles ouvertures (grande précision de débit) mais très sensibles aux grandes ouvertures.

Les vannes installées ont des rangeabilités entre 50 et 100. Cependant les données des constructeurs, spécifiquement la  $Ra$ , sont peu fiables et les étalonnages *in-situ* sur HELIOS ont permis de mieux caractériser les vannes. Pour déterminer les deux coefficients on utilise une loi permettant le calcul du CV en fonction des données expérimentales. On fait ensuite une régression des points obtenue à l'aide de la fonction ( II.13 ) comme le montre l'exemple de la vanne CV940 sur la Figure II.17 (voir Annexe A pour les résultats complets). Le Tableau II.5 présente les données issues de la caractérisation expérimentale de la campagne de Janvier 2013.

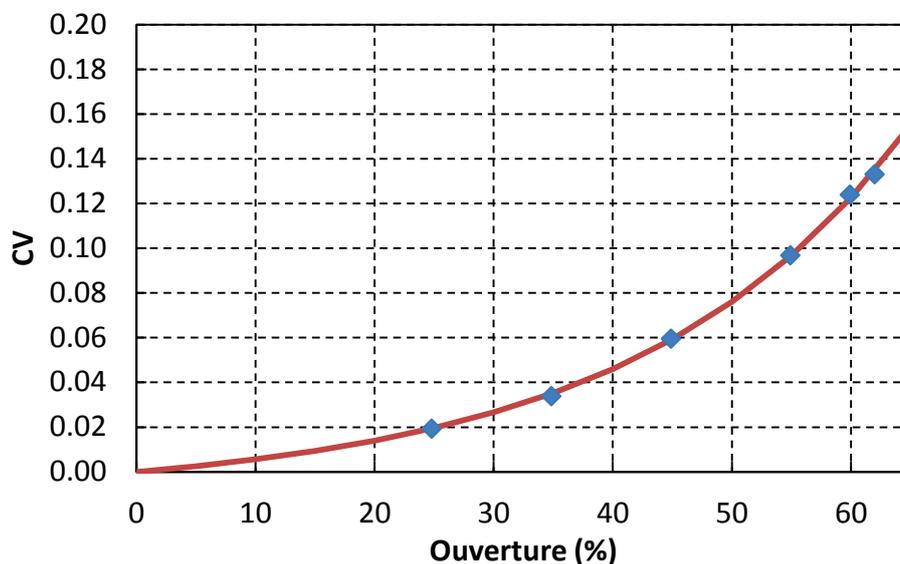


Figure II.17 Exemple de détermination des coefficients de la vanne CV940

**Tableau II.5 Caractéristiques expérimentales des vannes d'HELIOS (voir méthodologie Annexe C)**

		CV940	CV941	CV949	CV969	CV955	CV950/CV959
6 <sup>ème</sup> Campagne	<i>Ra</i>	92	87	(4202)	136	63	88
	<i>CV<sub>Max</sub></i>	0.77	0.91	(20.1)	24.5	1.58	1.66
Données constructeur	<i>Ra</i>	100	100	160-(0-30%) 100-(30-100%)	100	100	100
	<i>CV<sub>Max</sub></i>	0.4	0.55	1.5 (0-30%) 2 (30-100%)	7	1.7	1.7

Les résultats obtenus sont tout de même assez cohérents avec les données des constructeurs. En revanche, les vannes CV949 et CV969 n'ont pas été étalonnées sur des plages d'utilisation assez grande et dans de bonnes conditions pour pouvoir véritablement comparer les caractéristiques obtenues.

### II.2.3.5 Capteurs

Dans le cadre de cette thèse, la maquette HELIOS a été instrumentée de manière à comprendre et à modéliser le comportement thermohydraulique d'une boucle hélium supercritique en convection forcée soumise à des pulses de chaleur. L'instrumentation est donc nettement plus fournie que celle qui sera installée pour JT-60SA où seuls les capteurs liés aux régulations ou aux contrôles seront présents. Ici, il s'agit d'une part de disposer de toutes les conditions aux limites permettant de définir de manière univoque le problème à modéliser, d'autre part de disposer de capteurs aux points clefs permettant une compréhension des phénomènes transitoires. Les capteurs étant en général locaux il conviendra donc de les positionner en endroits les plus pertinents.

#### Température

Les sondes de températures ont été positionnées de sorte à pouvoir établir des bilans énergétiques précis : aux bornes des échangeurs et du circulateur, le long de la ligne de chauffage entre les zones chauffées et à l'entrée et à la sortie du bain.

Les mesures de température sont effectuées à l'aide de 3 types de sondes :

- Type platine : la mesure de la résistance d'un fil de platine sera utilisée pour connaître la température dans la gamme 20 K – 305 K. Une courbe théorique est utilisée pour ces sondes qui ne nécessitent aucun étalonnage. Ce type de sonde nous permettra de suivre la mise en froid et le réchauffage de l'expérience. Il existe une sonde de sécurité, accompagnant chacun des éléments chauffants de l'expérience et permettant de couper les alimentations en cas de surchauffe ( $\approx 100^\circ\text{C}$ )
- Type carbone Allen Bradley (100 ohm ¼ Watt) : C'est un composant semi-conducteur qui permet d'avoir une grande sensibilité de mesure dans la gamme 1 K - 20 K. L'étalonnage de ces sondes a été fait au SBT. L'erreur systématique totale maximum est de 18 mK.
- Type Cernox™ : C'est également un composant semi-conducteur, fabriqué à partir d'oxyde nitride de zirconium. La gamme de température est théoriquement très étendue 1.4 K - 325

K et permet de remplacer un couple de sonde platine-carbone. Ces sondes sont vendues et étalonnées par la société Lakeshore. L'erreur systématique totale maximum est de 20 mK.

La mesure de la température d'une sonde découle de la mesure de sa résistance qui est effectuée en 4 fils pour s'affranchir des résistances des fils de mesure (d'une longueur de plusieurs mètres). Les fils utilisés sont de type Manganin de 0.1 mm de diamètre. La résistance du fil est assez élevée mais sa conduction thermique est faible ce qui réduit les apports de chaleur par conduction depuis 300 K.

Les mesures de température du bain saturé sont réalisées en immergeant directement les sondes de températures dans le bain et en utilisant des passages électriques étanches au niveau de la platine du réservoir.

Dans le cas de mesure de température d'un écoulement dans un tube placé dans l'enceinte à vide du cryostat, les sondes sont installées sur des blocs de thermalisation en cuivre qui sont directement brasés sur la tuyauterie et protégés par un écran anti radiation ainsi que 20 couches de MLI (Figure II.18). Les fils sont d'abord thermalisés sur un premier bloc de cuivre (en aval dans le sens de l'écoulement) puis amenés sur le second qui contient la sonde.

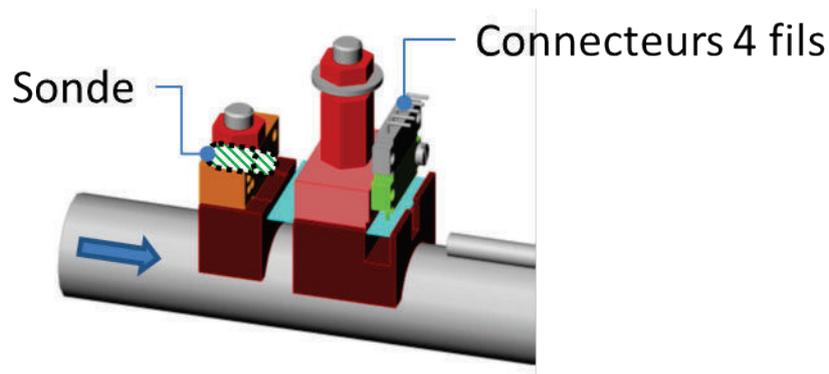


Figure II.18 Bloc de thermométrie avec thermalisation des fils de mesures (un écran thermique en aluminium et du MLI seront ajoutés en fin de montage)

Ce montage est fait pour que la température mesurée soit la plus proche possible de celle du fluide qui parcourt le tuyau sous-jacent en dérivant toutes les puissances parasites (conduction des fils et radiation) en dehors de la sonde. La différence de dynamique qui pourrait être observée due aux Cp de l'acier inoxydable et du cuivre est négligeable aux températures de travail. Cependant il existera toujours une résistance thermique entre le capteur et le fluide qui induira un gradient thermique proportionnel à la puissance transmise (ici minimisée par une limitation des pertes parasites et un effet Joule dans la sonde réduit au minimum en utilisant un courant de mesure très faible : de l'ordre de quelques microAmpères).

L'étalonnage des pertes statiques réalisé sur la boucle d'HELIOS (Tableau II.6) a permis de déterminer les écarts relatifs entre thermomètre qui sont dus à ces phénomènes parasites. La méthode utilisée (voir Annexe C) repose sur le calcul de l'écart d'enthalpie entre deux thermomètres à l'équilibre pour plusieurs débits. En traçant le  $\Delta h$  calculé en fonction de l'inverse du débit massique, il est possible de remonter à la perte statique entre les deux sondes mais un  $\Delta h \neq 0$  à débit nul peut apparaître. Il est alors possible de déterminer une correction de température qui permet d'annuler cet écart (Tableau II.7).

Tableau II.6 Pertes statiques thermiques par section de circuit calculées via la méthode décrite Annexe C

	TT989	1TT950	1TT959	TT970	1TT971	2TT971	TT979	TT958	2TT950
Pertes thermiques (W)	3.0		7.7	5.9	3.4	6.0	3.8		4.5
Incertitudes (%)	6.4		2.8	4.0	2.7	3.5	4.1		4.3
	2TT959	1TT980	CP960	1TT959	TT954	TT955	2TT950	Total	
Pertes thermiques (W)	3.8		9.2	0.5		3.5	-2.3	47.2	
Incertitudes (%)	2.5		102.9	6		12	18	22	

Tableau II.7 Corrections thermométriques calculées via la méthode décrite Annexe C

	TT989	1TT950	1TT959	TT970	1TT971	2TT971	TT979	TT958
$\Delta T$ (K)	-0.027	-0.017	0.000	0.035	-0.002	0.034	0.038	0.025
	2TT950	2TT959	1TT980	TT955	TT954			
$\Delta T$ (K)	-0.016	-0.035	0.012	0.000	-0.076			

La chaîne de mesure classique est décrite sur la Figure II.19. L'unité d'acquisition est un boîtier CABTF (Centrale d'Acquisition Basse Températures avec interface pour réseau de terrain FIP) qui permet de calculer la température et la résistance sur chacune de ses voies en ayant au préalable fourni les lois d'étalonnage (polynômes de Tchebychev pour les sondes CERNOX, lois log pour les sondes carbonées et loi linéaire pour les sonde platine).

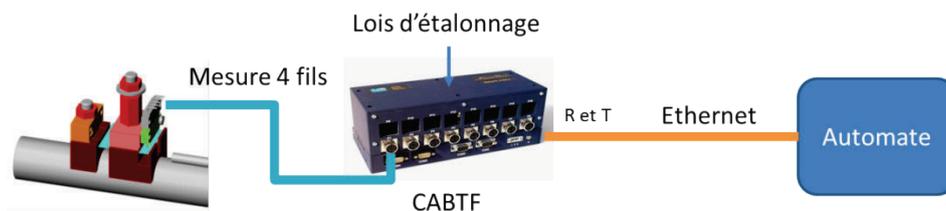


Figure II.19 Chaîne de mesure de la température

### Pression

Les mesures de pression différentielle sont situées au niveau du circulateur, en entrée-sortie de la zone chauffée et sur tous les tubes venturi pour les mesures de débit. Les mesures de pression absolue sont réalisées le long du circuit et dans le bain.

Les deux types de capteurs de pression sont de type jauge de contrainte et de marque Yokogawa. Ils sont installés à température ambiante sur le dessus de la platine et sont reliés aux points de mesure par le biais de capillaires de 4 mm de diamètre. La conséquence sur le temps de réponse, le volume mort des tubes d'amenée, les traversées de l'enceinte à vide ainsi que les pertes thermiques associées reste tout à fait acceptable.

Chaque capteur fournit un signal 4-20 mA qui est acheminé vers un boîtier PROFIBUS lui-même relié à l'automate par liaison Ethernet. La pression hydrostatique est négligeable pour les mesures de pression absolue ( $< 32$  mbar) et n'intervient pas pour les pressions différentielles, les tubes reliés aux prises de pression suivent le même parcours jusqu'au capteur.

### Débits

Les mesures de débits s'effectuent à l'entrée et la sortie du bain et sur la ligne. Aux cours de la campagne de Janvier 2013 quatre mesures de débit étaient redondantes sur la boucle. En effet deux étaient placées en amont et en aval du circulateur et le débit en sortie de zone chauffée était mesuré en série par le débitmètre Coriolis et un venturi.

Les mesures de débit à basse température sont assez délicates à réaliser puisque toute l'électronique doit être déportée à température ambiante et le bloc de mesure doit pouvoir résister à de forte contraction thermique ainsi qu'aux chocs thermiques (pas de pièces en plastiques par exemple).

Deux types de mesure sont utilisés pour mesurer les débits d'hélium à température cryogénique :

- Un débitmètre Coriolis (FE959) [40], identique à celui installé dans la station 400 W au niveau de la ligne HP (modèle Emerson Micro Motion® CMF025). C'est le seul type de débitmètre qui se suffit à lui-même pour déterminer le débit massique d'une canalisation. En effet les autres types de mesures (thermique, déprimogène, ultrason ...) nécessitent d'autres paramètres ( $C_p$  ou densité) pour pouvoir calculer un débit massique. Dans un débitmètre Coriolis le tube en forme de U dans lequel circule le débit est mis en vibration par un électroaimant (Figure II.20). Il apparaît alors un déphasage entre le signal à l'entrée et à la sortie du système dû à la force de Coriolis. Le débit est directement proportionnel à ce déphasage. Les intérêts de ce capteur sont multiples : il ne nécessite pas d'étalonnage à froid puisqu'une fois étalonné à chaud il suffit de corriger la variation du module d'Young des tubes en fonction de la température de travail, sa réponse est linéaire, il possède une large gamme d'utilisation et sa précision à froid (de l'ordre de 1 % de la valeur mesurée) ne dépend pas de la pression ou de la température. Les inconvénients sont que ce type de capteur engendre une perte de charge non négligeable (11 mbar à  $30 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$  pour FE959 [40]) qui peut être pénalisante dans la partie haute de la gamme de débit et qu'il n'est pas adapté au fluide de faible densité comme le débit de sortie du bain. Le transmetteur déporté à l'ambiante traite les signaux et fournit un signal 4-20 mA vers un boîtier PROFIBUS.

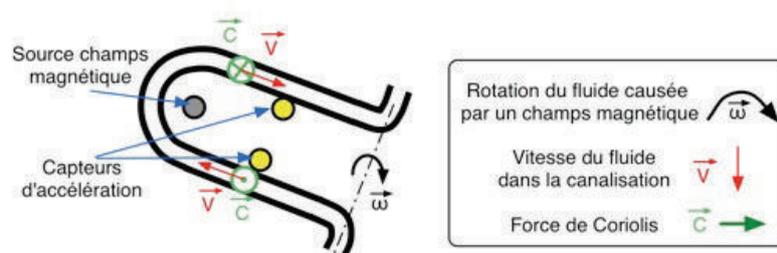


Figure II.20 Principe du débitmètre Coriolis

- 6 débitmètres Venturi (FE940-FE969-FE979-FE956-FE957-FE955). Ce type de capteur fonctionne sur le principe de la mesure d'un différentiel de pression présent dans un tube

Venturi (Figure II.21). Au niveau du col du tube, la vitesse du fluide augmente et la pression diminue par rapport à l'entrée du tube. La mesure de cette différence de pression couplée à un calcul de la densité du fluide par un autre moyen, permet de déterminer le débit massique (équation ( II.14 )). Le calcul de densité s'effectue à l'aide des mesures de température et de pression réalisées en amont du tube. Les avantages de ce type de mesure sont son coût, sa simplicité et le fait qu'il est éprouvé. Les inconvénients par contre sont nombreux : nécessité d'une calibration à froid, incertitude de mesure importante due aux nombreux capteurs mais surtout une gamme de mesure limitée due à la variation quadratique de la réponse. En effet aux petits débits (par rapport à la gamme) la sensibilité est faible puisque le DP mesuré est très faible et a contrario, aux forts débits, le DP augmente avec le carré du débit ce qui peut être limitant vis-à-vis de la gamme de mesure du DP. Ces éléments Venturi ont été construits selon les caractéristiques des débits à mesurer et le standard ISO-5167-4. Ces débitmètres sont étalonnés à froid selon la formule ( II.14 ) qui découle des équations de Bernoulli. Le coefficient b permet de tenir compte d'une possible erreur statique de la mesure. Le Tableau II.8 résume les différents coefficients d'étalonnage ainsi que leurs erreurs associées.

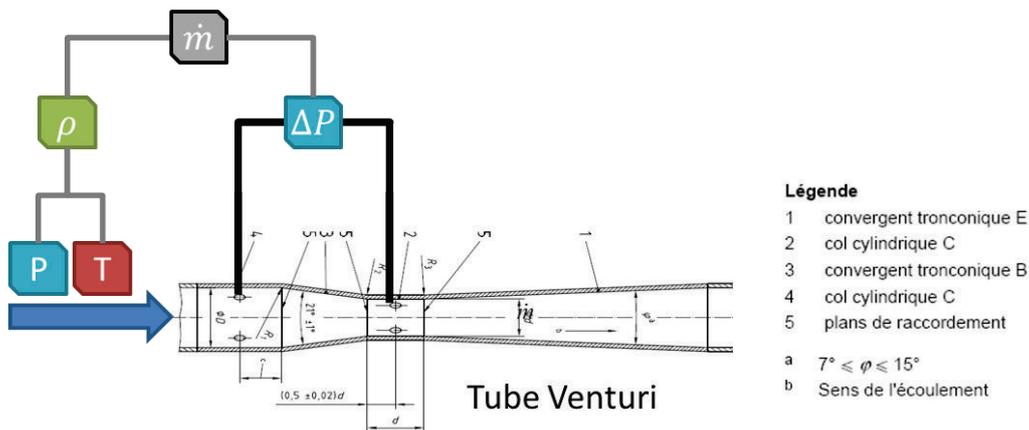


Figure II.21 Mesure d'un débit massique à l'aide d'un tube Venturi

$$\dot{m} = a \times \sqrt{\Delta P \cdot \rho} + b \quad (\text{II.14})$$

Tableau II.8 Coefficients et erreurs relatives des débitmètres Venturi d'HELIOS

	FE959	FE940	FE969	FE957	FE956	FE979	FE955
<b>Coefficient a</b>	-	0.01738	0.1128	0.1127	0.1130	0.1141	0.01696
<b>Coefficient b</b>	-	0.3	-0.1	-0.5	1.3	-2.5	0.8
<b>Erreur relative</b>	1 % + 0.05 g.s <sup>-1</sup>	1.2 %	4.8%	2.0%	2.8%	1.2%	2.4 %

### Niveau/volume de liquide présent dans le bain saturé

La mesure du niveau de liquide dans le bain d'HELIOS est réalisée en mesurant la résistance d'un fil supraconducteur en Nb-Ti gainé et semi immergé de marque AMI. La partie dans le liquide, supraconductrice, ne possède pas de résistance électrique tandis que celle dans le gaz est résistive. La résistance du fil varie donc linéairement avec le niveau de liquide. La mesure de résistance du fil et le calcul de la longueur de sonde immergée sont faites par un boîtier déporté qui est connecté à l'automate via un port série. Le calcul final du volume de liquide effectué par l'automate prend en compte la géométrie de la cuve, la position de la sonde et le volume de l'échangeur ainsi que de la tuyauterie. Cette mesure est réalisée de manière continue ce qui induit un chauffage par effet joule constant compris entre 2 et 4 W en fonction de la longueur de sonde immergée. Par la suite le niveau fera référence directement au pourcentage du volume du liquide par rapport au volume total du bain (100 % = 340 l).

L'ensemble des caractéristiques des capteurs ainsi que leurs gammes et leurs précisions sont rappelées dans l'Annexe B.

#### II.2.4 Architecture de commande

##### *II.2.4.1 Contrôle par l'API*

L'expérience HELIOS est contrôlée par le biais d'un automate programmable industriel de marque Schneider Electric. Son rôle est de contrôler la machine, suivant un schéma programmé, en pilotant les actionneurs en fonction des informations que renvoient les capteurs. Toutes les données transmises passent par l'API. Il n'y a aucun contrôle direct du processus via un ordinateur standard. Les temps de cycle pour le traitement des données sont de 50 ms ce qui est très rapide par rapport à la fréquence d'échantillonnage des données qui est de 1 s.

L'architecture de contrôle se compose de 3 couches distinctes en accord avec le standard IEC 61512 [47] (Figure II.22):

- Une couche de terrain qui effectue la liaison entre les actionneurs/capteurs du procédé et l'API via un bus de terrain Profibus
- Une couche de contrôle composée de l'automate Schneider TSX Premium pilotant le procédé
- Une couche de supervision qui est un système de contrôle, de supervision et d'acquisition des données utilisant le logiciel Panorama (installé sur un PC de supervision). La supervision communique avec l'API via un serveur OPC et le réseau Ethernet. Elle permet d'archiver les données du procédé et constitue une interface homme machine pour les opérateurs.

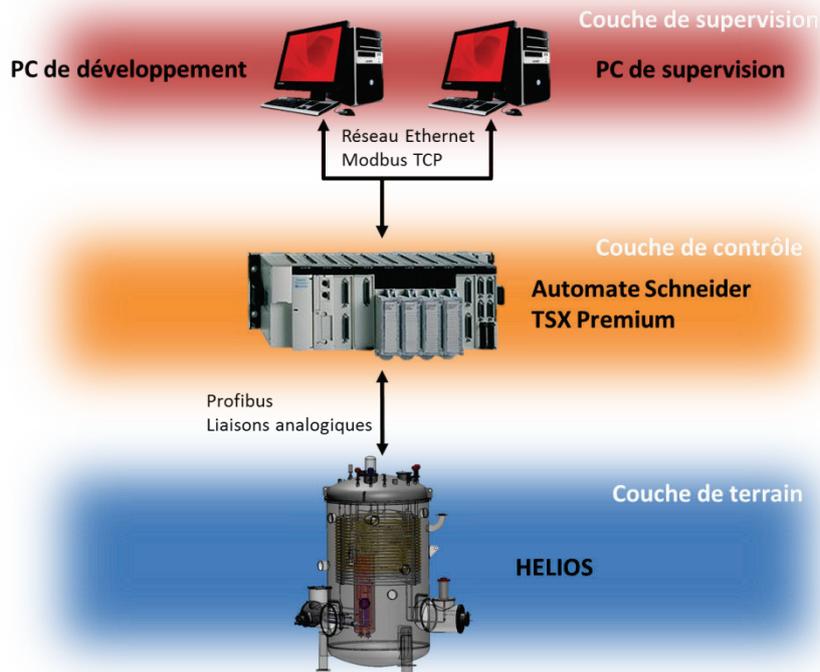


Figure II.22 Architecture de contrôle d'HELIOS

Un PC de développement permet d'ajouter et de modifier en ligne des fonctionnalités de l'API telles que régulateur PI, commandes avancées...

#### II.2.4.2 Supervision

La supervision a été entièrement développée en interne grâce au groupe support GEA du SBT. Le logiciel utilisé est Panorama E<sup>2</sup> de Codra [48]. Tous les actionneurs sont commandés depuis un seul poste situé en salle de contrôle commande du bâtiment 10.01. Toutes les informations des capteurs sont remontées et affichées sur un synoptique de supervision (Figure II.23). La supervision permet également d'archiver en continu les données à la fréquence d'1 Hz. Elles peuvent ensuite être lues, affichées et exportées sur un autre PC.



Tant que le circulateur n'est pas démarré il faut maintenir un débit d'hélium dans la boucle via la ligne de charge pour éviter une remontée en température de celle-ci sous l'effet des pertes statiques.

La Figure II.25 illustre la phase de démarrage du circulateur qui a eu lieu lors de la campagne de Janvier 2013. Une fois un niveau de liquide d'environ 70 % atteint dans le bain, le circulateur peut être démarré pour se retrouver dans une configuration stable avec : un niveau de liquide dans le bain supérieur à 50 % et la boucle en circulation fermée. L'hélium de la boucle doit se trouver dans un état supercritique au démarrage de la pompe sans quoi la cavitation et l'hélium diphasique vont empêcher une circulation correcte. De plus la pression initiale doit être assez élevée pour éviter de repasser en hélium diphasique lors d'une extraction de puissance importante au niveau des échangeurs, entraînant une chute de pression. La température en entrée du circulateur doit également être inférieure à 10 K pour pouvoir démarrer. On réalise donc une mise en pression de la boucle en fermant la vanne CV949 (à  $t = 1000$  s) et en augmentant l'ouverture de la vanne CV941 (Figure II.25.a). Dès qu'une pression d'au moins 3 bar est atteinte en amont de la pompe (Figure II.25.b) et si la température en entrée du circulateur est inférieure à 10 K (Figure II.25.d), la vanne CV950 peut être ouverte totalement et le circulateur mis en route à 50 % (à  $t = 1500$  s). La pression de la boucle est maintenue constante ou légèrement descendante grâce à l'action de la vanne CV941 (entre  $t = 1500$  et  $2000$  s). Une fois que la ligne a été correctement thermalisée, la pression de la boucle peut être ajustée via les vannes de charge et de décharge. Il est à noter que le débit de sortie du bain est amené à beaucoup fluctuer à cause de l'évaporation massive d'hélium liée à la thermalisation de la boucle (Figure II.25.c, pic de débit à  $32 \text{ g.s}^{-1}$  à  $t = 1550$  s) et le niveau du bain subit une forte diminution (-20 % à  $t = 2000$  s).

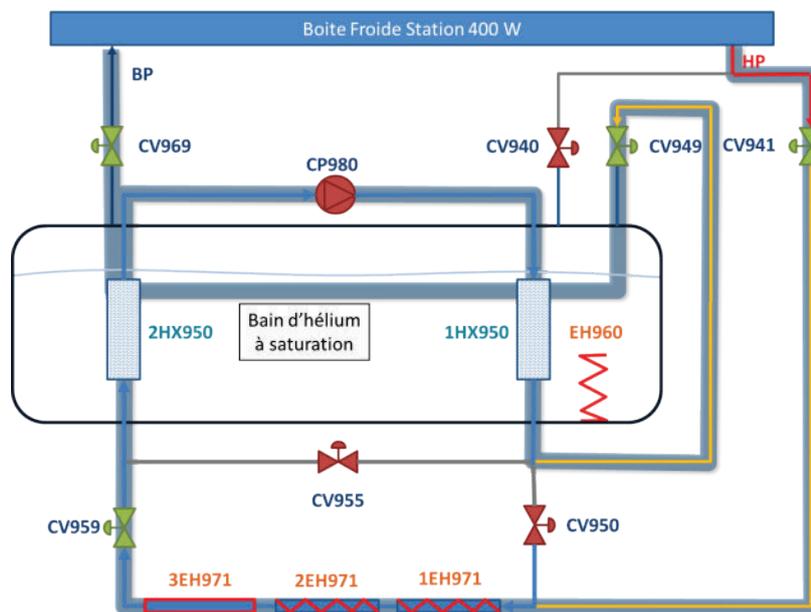


Figure II.24 Configuration de mise en froid/réchauffage d'HELIOS

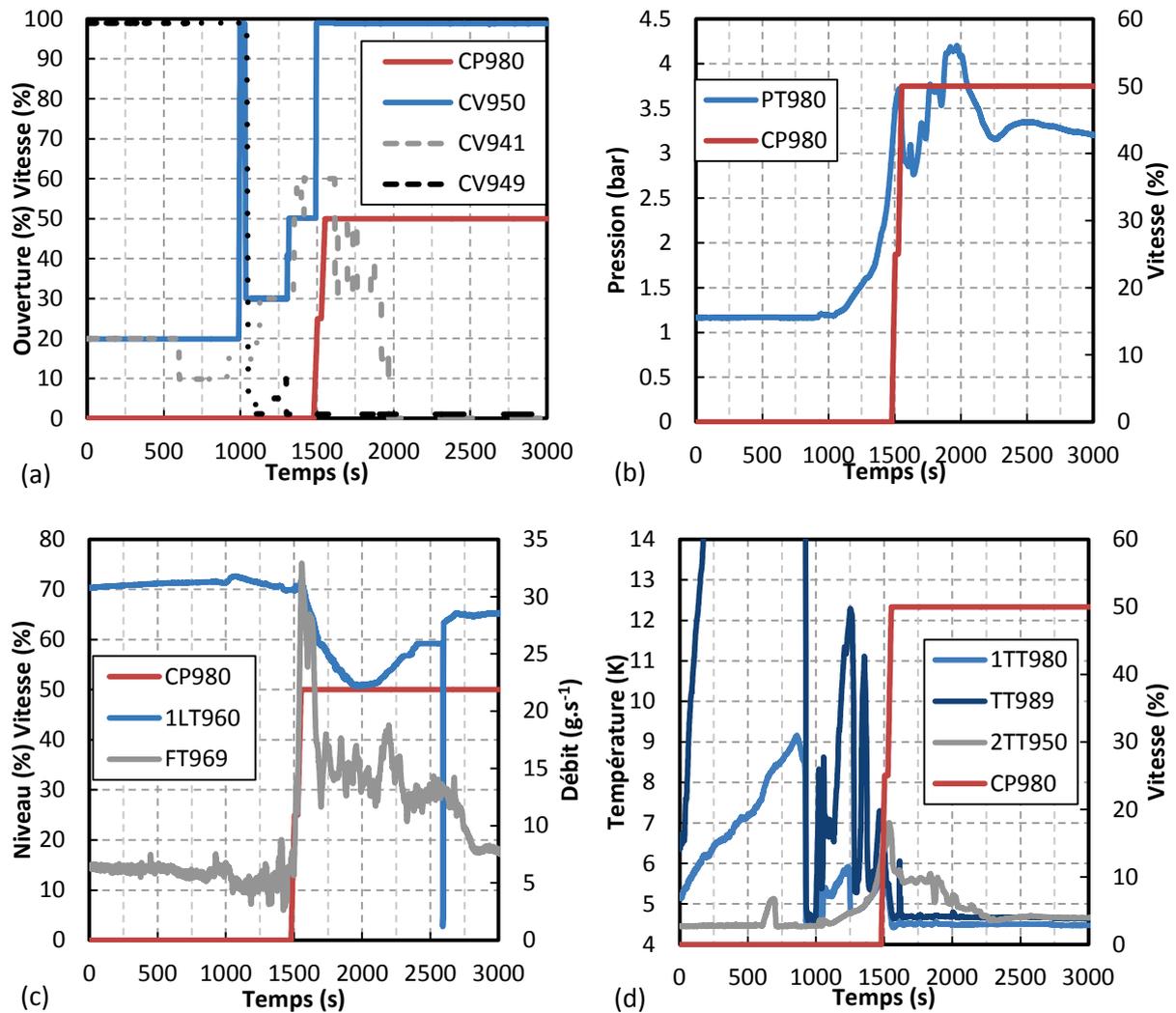


Figure II.25 Démarrage du circulateur de la boucle d'HELIOS

### II.3.2 Configuration isochore

Le mode de fonctionnement de référence d'HELIOS, pour les scénarios JT-60SA, est le mode isochore (Figure II.26). La boucle forme un système thermodynamique fermé, avec les vannes CV941 et 949 fermées, et n'échange de l'énergie qu'avec le bain au niveau des échangeurs de chaleur. L'inventaire d'hélium de la boucle reste donc constant. Les montées en pression de la boucle sont importantes lors de l'injection de la puissance avec les chauffages.

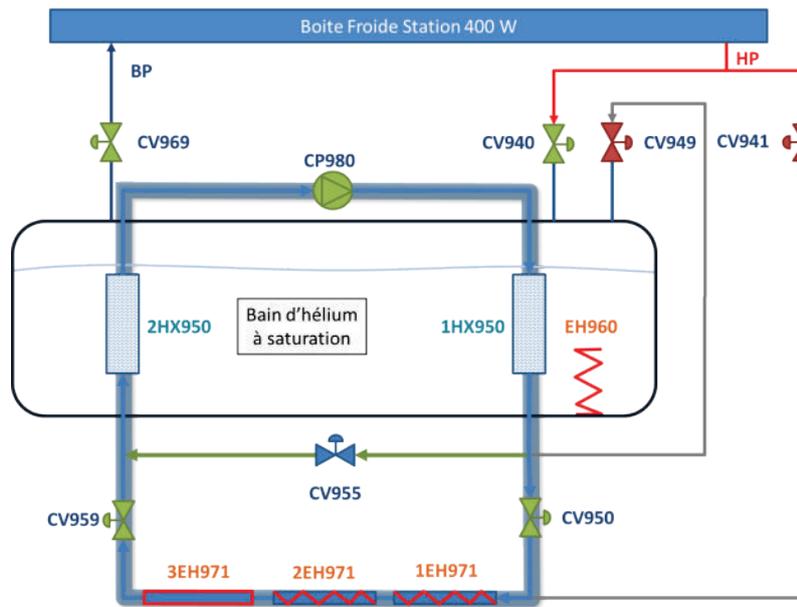


Figure II.26 Configuration isochore d'HELIOS

### II.3.3 Configuration isobare

Le mode isobare est la seconde configuration de boucle possible pour les essais JT-60SA. Ce mode repose sur une régulation de la pression de la boucle à l'aide de la vanne de charge (CV941) et la vanne de décharge (CV949). Lorsque l'énergie est injectée dans la boucle, la pression augmente et la vanne CV949 s'ouvre pour contrer l'effet via un flux de matière sortant. A contrario lorsque l'énergie est échangée vers le bain c'est la vanne CV941 qui s'ouvre pour compenser la diminution de la pression via un flux entrant. L'inventaire d'hélium de la boucle varie donc de façon à compenser les variations de pression.

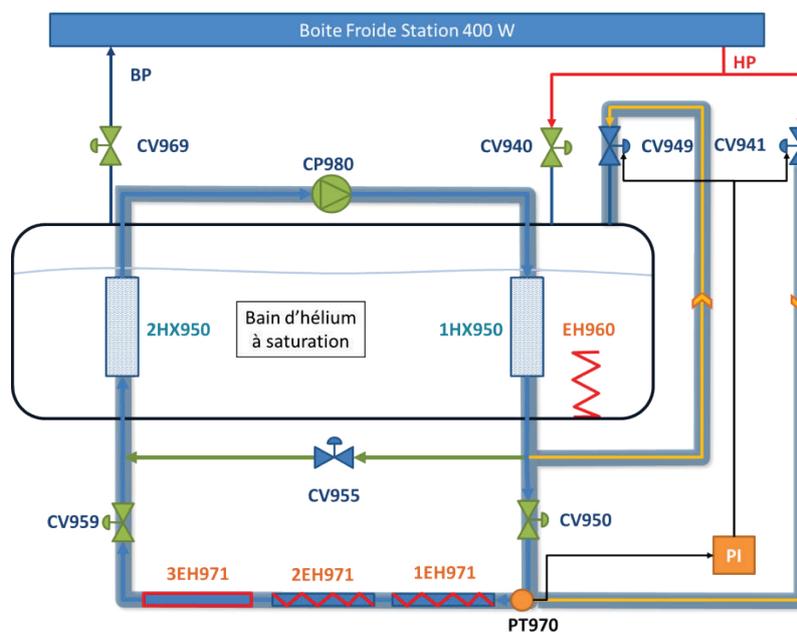


Figure II.27 Configuration isobare d'HELIOS avec régulations des vannes CV941 et CV949

En pratique c'est un cycle d'hystérésis qui est mis en place pour piloter les vannes de charge et de décharge (Figure II.28). Chacune d'elle est pilotée par un régulateur PI qui régule la pression PT970 (pression en entrée de zone chauffée). Il existe deux seuils (haut et bas) qui permettent à la régulation de ne pas osciller. Lors du passage d'un seuil la vanne qui régulait se ferme rapidement et l'autre s'ouvre (équation ( II.15 )). Cependant, une ouverture minimale de 5% est fixée sur la vanne CV941 afin de thermaliser la ligne de charge, ce débit minimal d'hélium représente  $2 \text{ g.s}^{-1}$  environ.

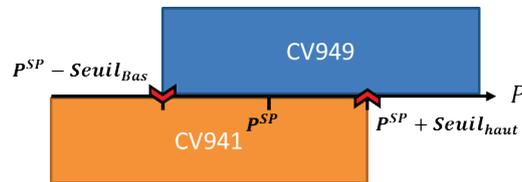


Figure II.28 Cycle d'hystérésis du mode isobare

$$\begin{aligned}
 & \text{Si } P > P^{SP} + \text{seuil}_{haut} \text{ alors CV949 régule et CV941} = 5\% \\
 & \text{Si } P < P^{SP} + \text{seuil}_{bas} \text{ alors CV941 régule et CV949} = 0\% \\
 & \text{Sinon pas changement d'actionneur}
 \end{aligned}
 \tag{ II.15 }$$

#### II.4 Conclusion

L'expérience HELIOS a été conçue de façon à reproduire et étudier les dynamiques thermohydrauliques qui seront présentes sur le circuit de refroidissement des aimants CS du tokamak JT60-SA lors des pulses de plasma. Les différents temps de transit présents sur le circuit initial ont été conservés dans ce but. La capacité maximale de puissance de 300 W pouvant être fournie par le réfrigérateur au CMT a permis de déterminer la mise à l'échelle 1/20 qui a été choisie pour la boucle et le bain constituant le système. Des simplifications ont été effectuées, telles que la non considération du circuit des aimants EF, qui devrait être en parallèle, ou bien l'assimilation des CICC à des tubes lisses chauffés par des éléments résistifs.

Afin de mener à bien l'étude précise de la thermohydraulique de la boucle, de nombreux capteurs ont été placés dans le bain et sur la boucle : températures, pressions absolues et différentielles et débits massiques. Il est ainsi possible d'effectuer des bilans énergétiques et d'observer précisément l'évolution spatiale des températures de l'hélium supercritique de la boucle. Ces nombreuses données vont permettre de développer et valider un modèle numérique du système avec des conditions limites bien définies.

Les circuits d'HELIOS couplés à ne nombreux actionneurs permet d'étudier de nombreuses configurations de boucle et de régulations. Outre la mise en froid, deux configurations de la boucle sont possible : complètement fermée (mode isochore) ou bien en régulation de pression (mode isobare). Pour chacun de ces modes, l'utilisation d'actionneurs spécifiques comme le circulateur d'hélium ou la vanne de by-pass sont prévus.



### III

## Modélisation dynamique de l'expérience HELIOS

Outre l'étude expérimentale sur le lissage de charges pulsées sur l'expérience HELIOS, le second objectif de ma thèse est de concevoir un modèle dynamique de l'expérience et de le valider grâce aux données expérimentales. Ce travail soutient deux objectifs principaux:

Premièrement il permettra d'optimiser certains paramètres thermohydrauliques du bain et de la boucle et de tester/valider des stratégies de contrôle sur le modèle numérique avant leur mise en place sur l'expérience. Une fois validé sur une géométrie donnée, le modèle permettra d'étudier des configurations différentes : modification de géométrie, scénarios de charges pulsées plus complexes ou modifications des circuits et des vannes par exemple.

Deuxièmement, si les temps de simulation sont assez rapides, le modèle pourra être utilisé en tant qu'outil prédictif durant des essais et ainsi permettre anticiper les phénomènes et d'optimiser la stratégie de lissage. *In fine* un tel modèle, adapté à JT-60SA et complété par le modèle du réfrigérateur, pourrait servir à la formation des opérateurs.

Ce chapitre présente un modèle de la boucle HELIOS effectué à l'aide du logiciel EcosimPro [49] et de la librairie CRYOLIB [50] développée par le CERN, ainsi que de composants développés spécialement pour HELIOS. L'approche se limite exclusivement à HELIOS sans prise en considération des dynamiques du réfrigérateur associé. Le modèle est basé sur une approche thermodynamique simple. Tout d'abord l'état de l'art en simulation dynamique des systèmes de refroidissement cryogénique sera présenté. La deuxième partie présentera l'outil de simulation EcosimPro et la librairie CRYOLIB du CERN. La troisième partie développera l'approche thermodynamique du modèle d'HELIOS. Enfin la quatrième partie montrera des résultats d'une simulation prédictive réalisée dans le cas d'un benchmark du code effectué lors de la 6<sup>ème</sup> campagne expérimentale.

#### **III.1 Etat de l'art en simulation dynamique appliquée à la réfrigération de grandes installations**

Depuis plus d'une dizaine d'années, le nombre d'études sur les simulations dynamiques d'installations cryogéniques de grande taille s'est fortement accru. Les travaux les plus récents seront développés dans cette partie.

##### III.1.1 Besoins requis

Le but d'une simulation dynamique est de reproduire le plus fidèlement possible les variations temporelles des grandeurs physiques d'un système telles que pression, températures et débits. La simulation de l'expérience HELIOS requiert un outil capable de simuler aussi bien des éléments hydrauliques OD (tels que les vannes, le bain ou le circulateur), que 1D (tels que des conduites) mais également de fournir des outils pour le contrôle (PID, boîtes logiques). De nouveaux composants doivent pouvoir être développés de façon simple. L'assemblage de tous ces éléments doit permettre de mettre en place des régulations avancées. L'étude abordée dans le cadre de la thèse concerne les

stratégies de lissage de charge et les régulations associées. L'approche système doit être privilégiée afin de rendre compte des comportements thermohydrauliques des composants cryogéniques. La complexité des écoulements dans les CICC n'est pas modélisée ici.

### III.1.2 Logiciels disponibles

#### III.1.2.1 *Matlab-Simulink*

Dans les approches plus axées « contrôle », l'utilisation de Matlab-Simulink s'avère être un atout puisque le logiciel permet d'effectuer des opérations matricielles telles que la linéarisation de modèle ou le calcul de fonctions de transfert. Les composants peuvent être décrits sous forme d'objets comme dans les autres programmes. Au sein du SBT, de nombreux travaux ont été effectués avec cet outil ou sont en cours de développement. On notera la thèse de F. Clavel sur la modélisation et le contrôle de la station 400 W [24]. Deux structures de contrôle à commandes multi-variables ont été utilisées : une commande linéaire quadratique (LQ) et une commande prédictive sous contrainte basée sur le modèle. Un modèle de la boucle HELIOS a également été réalisé en 2013 dans l'optique d'un contrôle multi-variables [51].

Cependant, en date de début de thèse, il n'existait pas encore de librairie complète de composants validée expérimentalement. De ce fait, Matlab ne fut pas retenu pour la modélisation d'HELIOS.

#### III.1.2.2 *VINCENTA*

Le code VINCENTA [52] est dédié à l'étude des écoulements d'hélium dans les CICC. Le logiciel, un simple exécutable Windows, est dépourvu d'interface graphique et le système à simuler doit être décrit à l'aide un langage propre sous forme de fichier d'input. Il a été utilisé pour la simulation grandeur réelle du système de distribution d'hélium et de la BFA de JT-60SA [1]. A partir d'estimation des charges pulsées reçues par les aimants et les structures, les profils de puissance arrivant dans le buffer thermique ont pu être calculés. Cependant, le logiciel est assez limité quant aux possibilités de contrôle des actionneurs. Adapté pour les simulations d'écoulement d'hélium dans les CICC, il n'est pas utile pour cette thèse. Un modèle de la boucle d'HELIOS sans le bain a été réalisé [53]. Des difficultés ont été rencontrées pour modéliser correctement le séparateur de phase en volume fini. De plus les temps de calculs sont longs et ne permettent pas de faire des simulations en temps réel (plus de 6 h de calcul sur une station de travail pour simuler 1h30 d'expérience). Le travail sur ce logiciel n'a pas été poursuivi.

#### III.1.2.3 *C-Prest*

Le travail proposé par R. Maekawa [54] présente la modélisation dynamique en temps réel d'un liquéfacteur d'hélium de 10kW à 4.5K du LHD, à l'aide d'un environnement de simulation dénommé C-PREST (Cryogenic Process Real-Time SimulaTor) développé en utilisant le logiciel de modélisation Visual Modeler©. Le simulateur comprend le modèle du réfrigérateur, ainsi que le système de contrôle. Le modèle a permis de prédire puis de valider plusieurs scénarios transitoires du réfrigérateur comme une mise en froid. Ce simulateur rend aussi possible le test, l'optimisation et la validation de nouvelle stratégie de contrôle avant l'implémentation sur le système réel [55]. Ce code n'a pas de version commerciale disponible.

#### III.1.2.4 4C- Modelica

Le code 4C (Cryogenic Circuit Conductor and Coil) est développé par l'école polytechnique de Turin sous la direction de R. Zanino. C'est un code non-commercial composé de plusieurs modules permettant de simuler à la fois la thermohydraulique à l'intérieur des CICC des aimants, mais également la partie thermohydraulique des circuits de distribution. Le code incluant la partie aimant a été validé expérimentalement avec succès sur des signaux expérimentaux des aimants PF du tokamak KSTAR [56]. Il a également servi, entre autre, à la simulation dynamique de la thermohydraulique des transitoires dans les aimants TF d'ITER [57]. La partie circuits cryogéniques a été réalisée à l'aide du logiciel Dymola (environnement Windows), basé sur le langage ouvert Modelica®. Une librairie complète de composants cryogéniques et d'éléments de contrôle a été développée. Les résultats expérimentaux obtenus sur HELIOS ont permis de valider la partie thermohydraulique du code. Une première comparaison a été réalisée avec succès sur le résultat d'un lissage de charge en volant thermique [58]. Elle a été suivie par une comparaison de résultats de lissage de charge avec le by-pass de la charge [59]. Un exercice de simulation prédictive a été mené avec les modèles 4C et EcosimPro d'HELIOS dans un but comparatif. Pour cela, des scénarios de benchmark ont été spécifiquement conçus et ont été simulés avant la 6<sup>ème</sup> campagne au cours de laquelle les scénarios ont été réalisés. Les comparaisons sont concluantes [60]. Ce code n'a pas de version commerciale disponible.

#### III.1.2.5 Flower

Le code Flower, développé par L. Bottura au Max Planck Institut puis au CERN, est destiné à la simulation dynamique d'un système cryogénique (distribution d'hélium) comprenant conduites 1D, volumes, vannes, pompes et turbines. Dans sa première version [61], le code a été utilisé pour simuler, avec des modèles simples de composants (réservoir, conduite 1D, vanne et circulateur), l'effet d'un quench des aimants TF du tokamak NET sur les collecteurs d'entrée et de sortie. Couplé avec le code d'analyse de quench d'aimants Gandalf [62], le code a été validé expérimentalement en régime transitoire rapide une première fois sur l'expérience QUELL à SULTAN avec de bons résultats [63]. Une version améliorée du code a ensuite été développée, ajoutant des échangeurs de chaleur et des turbines et améliorant significativement la méthode de résolution. Cette version, toujours couplée avec le code Gandalf, a été validée avec succès sur des tests de quench d'une chaîne d'aimants isolée du LHC [64]. L'écriture d'un modèle se fait à l'aide d'un fichier d'input exécuté ensuite par le programme sous un système UNIX. Ce code apparaît néanmoins plus adapté à l'étude thermohydraulique détaillé du refroidissement des aimants que du contrôle du processus de refroidissement. L'ajout de régulateurs PID ne semblait pas évident *a priori*.

#### III.1.2.6 Aspen Hysys

Plusieurs réfrigérateurs cryogéniques ont été modélisés par la société Air Liquide grâce au logiciel commercial Aspen Hysys (environnement Windows) [65]. Ce logiciel fournit une bibliothèque de composants existants et contient les propriétés de l'hélium et de l'azote aux différentes conditions de pression et température. La station 400 W du CEA Grenoble [66] [67] ainsi qu'un liquéfacteur commercial d'Air Liquide ont été simulés. Le simulateur a également servi à l'étude du comportement d'un réfrigérateur soumis à de fortes charges pulsées [19]. Ce modèle, plutôt utilisé

comme un outil de conception, permet de vérifier un choix de cycle et de composants. Le coût d'une licence est élevé (environ 25000€ par an).

### *III.1.2.7 EcosimPro*

Le CERN, à travers les travaux de B. Bradu [68], a développé pour le logiciel EcosimPro (environnement Windows) une librairie complète de composants pour la simulation dynamique et le contrôle de grand réfrigérateur : la librairie CRYOLIB. Elle est disponible depuis Mars 2013 sous forme de librairie commerciale vendue par EA international, l'éditeur d'EcosimPro. Grâce à elle, B. Bradu a réalisé une modélisation complète d'un réfrigérateur de 18 kW [69] ainsi que des écrans de faisceau du LHC [70] avec d'excellents résultats. Une des fonctionnalités principales du développement du modèle de réfrigérateur a été de pouvoir connecter le simulateur à un API simulé et ainsi de d'obtenir un processus complet virtuel pouvant fonctionner plus rapidement que le temps réel. En connectant cet automate virtuel à la supervision, via un serveur OPC, on obtient une copie du système réel tournant sur simulateur. Les opérateurs peuvent donc être formés et s'entraîner sur ce simulateur. De plus, toute modification de matériel ou du logiciel peut être pré-validée avant sa mise en place.

Les premières simulations d'HELIOS ont été faites à l'aide du code VINCENTA [53]. Cependant les limites du code en termes de possibilité de contrôle, de modification et en temps d'exécution nous ont obligés à chercher un code de calcul plus en adéquation avec nos besoins. La disponibilité et les performances de la librairie CRYOLIB pour EcosimPro permettaient une utilisation quasi directe des composants cryogéniques développés par le CERN pour la modélisation d'HELIOS. C'est donc naturellement vers cet outil que s'est porté le choix final.

## **III.2 Présentation d'EcosimPro**

### **III.2.1 Le logiciel EcosimPro**

Le logiciel EcosimPro a prouvé son efficacité dans plusieurs domaines, particulièrement dans les processus industriels et le domaine du spatial avec son utilisation par l'ESA pour la simulation de système de propulsion et les systèmes ECLS (Environmental Control and Life Support). La version utilisée pour ce travail est la 5.0.6 Entreprise.

#### *III.2.1.1 Fonctionnalités*

La modélisation sous EcosimPro repose sur une interface graphique (Figure III.1) qui permet de créer le processus en reliant différents objets (hydrauliques, logiques, analogiques) par des liaisons. Ces liaisons peuvent être de différentes natures : signaux analogiques ou binaires, flux thermique, liaisons mécaniques, écoulements de fluide etc.... De nouveaux objets peuvent être créés, EcosimPro utilisant son propre langage de programmation orienté objet (le langage EL). Ce langage n'est pas causal et permet une écriture symbolique des équations. Il suffit donc d'écrire les équations physiques telles quelles (plusieurs variables peuvent se situer à gauche d'une égalité), le logiciel se charge ensuite de créer toutes les relations entre variables. De plus, les codes sources des composants des librairies sont accessibles et modifiables.

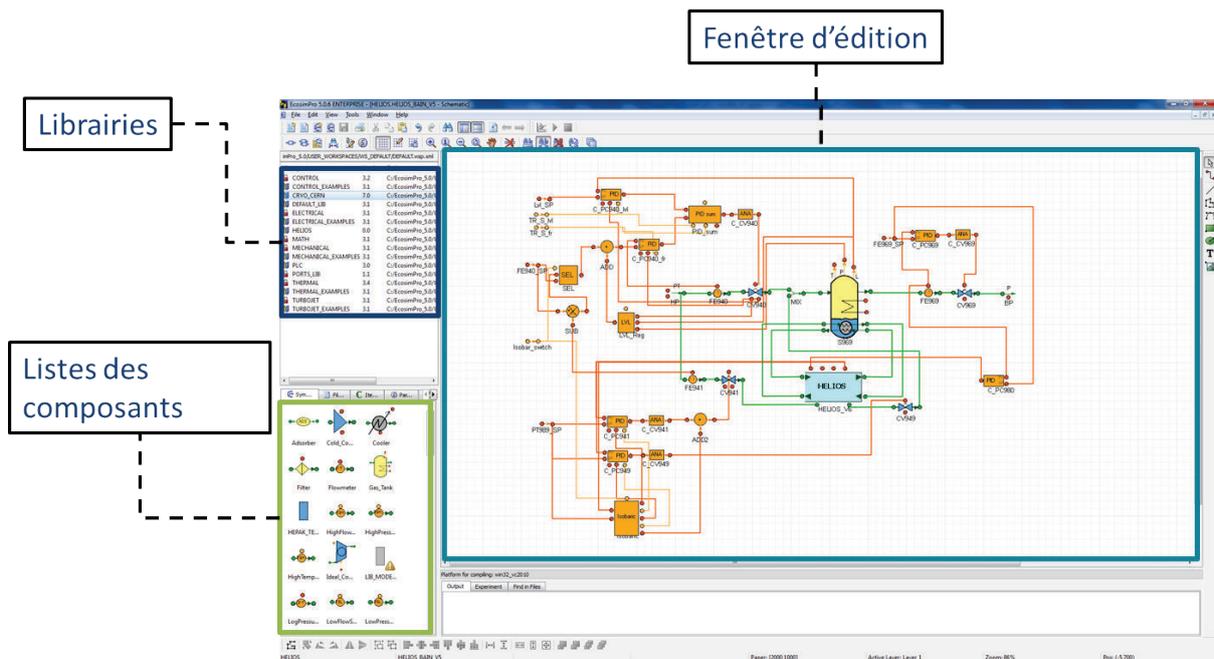


Figure III.1 Interface utilisateur du logiciel EcosimPro v5.0.6 ENTREPRISE

Une fois le système dessiné, le programme crée le modèle mathématique correspondant et détermine automatiquement les variables aux frontières les plus pertinentes.

A partir d'un modèle mathématique on peut créer des fichiers d'expérience qui vont contenir les valeurs des conditions aux limites, les occurrences d'évènements discrets (ouverture de vanne, déclenchement de régulation ...), les variables à sauvegarder et les paramètres de résolution (durée de simulation, pas de temps d'acquisition des variables ...). Des boucles logiques peuvent être incluses pour permettre par exemple des études paramétriques.

Les simulations peuvent être lancées avec une interface graphique pour l'observation des variables en fonction du temps.

La résolution dynamique des modèles est réalisée par les algorithmes fournis avec EcosimPro [71]. La séquence suivante est réalisée à chaque pas d'intégration :

1. Résolution symbolique des systèmes linéaires à coefficients constants.
2. Résolution des sous-systèmes algébriques linéaires à l'aide d'un solveur d'équations classiques.
3. Résolution des sous-systèmes non-linéaires à l'aide d'un algorithme itératif. Cette technique consiste à faire des itérations sur un sous-ensemble de variables algébriques définies par l'utilisateur jusqu'à obtenir une erreur inférieure à un seuil de tolérance. Les autres variables du sous-système sont déduites de manière explicite à l'aide de ces variables.
4. Résolution du système d'équations différentielles. EcosimPro utilise un algorithme DASSL (Differential-Algebraic System Solver) [72]. Cet algorithme permet de résoudre numériquement des systèmes d'équations algèbro-différentielles de grande taille en faisant une approximation des variables dérivées par différences finies afin d'obtenir un

système algébrique non-linéaire. Ce système est ensuite résolu par une méthode implicite itérative de Newton-Raphson [73].

Une solution du modèle complet est publiée à chaque intervalle de communication (pas de temps d'acquisition des variables défini par l'utilisateur) de manière à pouvoir interfacer le modèle avec un système externe (automate par exemple) ou tracer l'évolution des différentes variables de simulation (monitoring en temps réel). Le pas de temps d'intégration n'est pas fixe et est ajusté en fonction des conditions limites.

### III.2.1.2 Possibilités

Les librairies fournies par défaut avec EcosimPro sont limitées à des composants électriques et thermiques. De nouvelles librairies peuvent être développées grâce aux outils disponibles mais de nombreuses librairies commerciales additionnelles permettent d'obtenir des éléments prêts à être utilisés dans différents domaines : turbomachine, fluides industriels, centrale énergétique, aéronautique et spatiale.

## III.2.2 La librairie CRYOLIB

La librairie commerciale CRYOLIB en version finale n'a été disponible qu'en Mars 2013. Avant cette date nous avons travaillé avec une version préliminaire du CERN décrite intégralement dans [68] et qui est utilisée pour tous les travaux cités dans la thèse.

### III.2.2.1 Propriétés de l'hélium

Tous les composants cryogéniques de la librairie CRYOLIB possèdent des ports d'entrée et de sortie d'hélium. Un port est parfaitement défini si son débit massique ainsi que deux états thermodynamiques indépendants sont connus. Pour pouvoir travailler avec de l'hélium gazeux, liquide ou diphasique, le choix a été fait de prendre la pression et l'enthalpie comme variables d'état thermodynamiques plutôt que la température et la pression car le couple de variables ( $P$ ;  $T$ ) ne permet pas de définir l'état thermodynamique du système si celui-ci est dans un état diphasique (la température et la pression ne constituant plus un couple de variables indépendantes). Par conséquent, un port possède les trois variables indépendantes suivantes : la pression absolue  $P$ , l'enthalpie massique  $h$  et le débit massique  $\dot{m}$ .

Les données thermodynamiques sont issues du logiciel HEPAK© [74]. Toutes les propriétés sont déduites à partir de 2 variables d'état indépendantes (par exemple la densité en fonction de l'enthalpie et de la température). Pour des raisons de gain de temps d'exécution, ce sont des interpolations linéaires de valeurs thermodynamiques tabulées qui sont utilisées. Toutes les tables ont été maillées afin d'obtenir une bonne précision sur toute la plage d'utilisation d'un réfrigérateur (300 K à 1.8 K). Pour les besoins de précision des simulations pour HELIOS, les tables suivantes ont été affinées dans les gammes de température 4 - 10 K et de pression 2 -10 bar :

- $h = f(P, s)$  avec  $\Delta s = 50 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$   $\Delta P = 500 \text{ Pa}$
- $s = f(P, h)$  avec  $\Delta h = 200 \text{ J kg}^{-1}$   $\Delta P = 500 \text{ Pa}$

### III.2.2.2 Propriétés des matériaux

L'enthalpie des matériaux est négligeable devant celle de l'hélium aux températures de travail (<10 K). On peut donc considérer que le flux de puissance appliqué sur les tuyauteries ou dans le bain est communiqué à l'hélium en intégralité.

### III.2.2.3 Type de composants

La librairie CRYOLIB est décomposée en 3 grands types de composants connectés entre eux par des ports décrivant  $P$ ,  $h$  et  $\dot{m}$  :

- *Les composants de stockage* : élément 0D ou 1D, ils possèdent un volume interne et permettent de calculer la pression ainsi que la température en fonction des débits entrants et sortants. Il s'agit des conduites et des séparateurs de phase.
- *Les composants hydrauliques* : éléments 0D, ils permettent de calculer le débit massique qui les traverse en fonction des paramètres physiques amont et aval. Leurs volumes internes sont nuls. Il s'agit des vannes, turbines, compresseurs et circulateurs.
- *Les composants thermiques* : éléments 0D ou 1D, ils possèdent un volume interne et permettent de calculer les échanges thermiques. Il s'agit des échangeurs de chaleur, charge thermique et refroidisseurs.

### III.2.2.4 Interconnexions des composants

Pour pouvoir résoudre le système d'équations, celui-ci doit posséder le même nombre d'équations que d'inconnues. Les différents types de composant sont complémentaires vis-à-vis des inconnues qu'ils calculent : tous les composants calculent leur enthalpie de sortie mais la pression est seulement calculée par les éléments de stockage et le débit massique est calculé par les composants hydrauliques. Les éléments thermiques permettent de calculer le débit amont et la pression aval. L'assemblage des composants doit alors respecter un certain schéma (pour que les conditions aux limites de chaque élément chaîné soient compatibles), tel un puzzle, pour que le système d'équations soit cohérent tel que décrit sur la Figure III.2. Les deux règles principales sont :

- Un élément hydraulique doit être inséré entre deux éléments de stockage
- Les composants thermiques doivent être insérés entre un composant de stockage en amont et un composant hydraulique ou un second composant thermique en aval

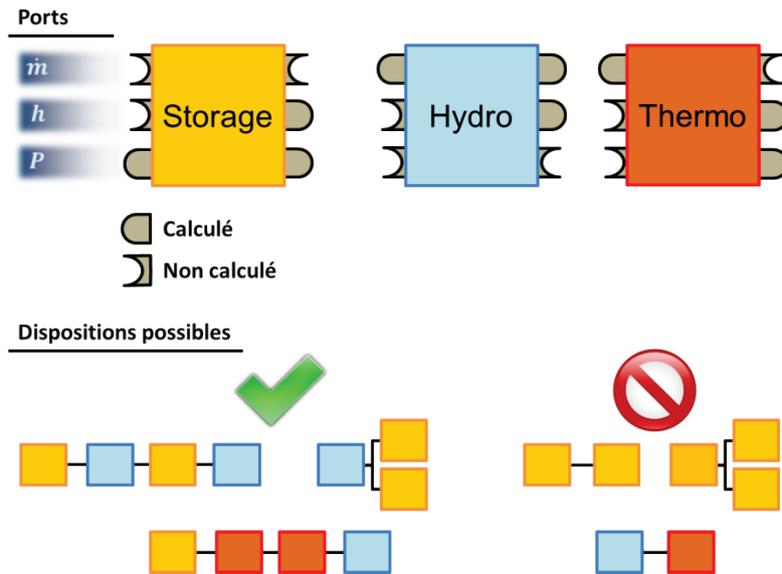


Figure III.2 Règles d'interconnexions des composants de la librairie CRYOLIB

### III.3 Modélisation d'HELIOS

Le but de la modélisation d'HELIOS est de reproduire le comportement réel d'une boucle en hélium supercritique thermalisée par un bain à saturation avec les outils que propose la librairie CRYOLIB. Le réfrigérateur n'est pas pris en considération et les conditions limites à l'interface avec le réfrigérateur sont supposées constantes. La conception de la partie concernant le bain est plutôt aisée, puisque tous les composants sont disponibles dans la librairie CRYOLIB. En revanche, la partie de la boucle nécessite un élément de conduite 1D permettant de rendre compte de l'évolution de l'hélium supercritique en convection forcée dans la boucle. Or, le seul composant de ce type disponible jusqu'à Mars 2013 était un composant de stockage 1D (*Transfert Line*), dédié à l'écoulement d'hélium d'une ligne retour basse pression des aimants du LHC [70]. Il s'est avéré que ce composant n'était pas capable de rendre correctement compte du transport d'hélium supercritique dans une conduite. Un nouveau composant de conduite pseudo 1D (appelé par la suite 1D) a donc dû être développé.

#### III.3.1 Nouveaux composants

La librairie CRYOLIB contient de très nombreux composants permettant la mise en place de modèle dynamique de réfrigérateurs. Cependant l'expérience HELIOS possède une boucle en hélium supercritique, ce qui en fait une spécificité. Ce paragraphe décrit les nouveaux composants qui ont été développés pour HELIOS pour compléter la librairie. Il s'agit principalement de la conduite 1D avec prise en compte du transport, du circulateur d'hélium et d'une modification du séparateur de phase existant pour intégrer le double échangeur HX960.

### III.3.1.1 Conduite 1D

La circulation forcée d'hélium supercritique dans la boucle génère des phénomènes de transport que doit prendre en compte le composant du modèle. L'approche doit être la plus simple possible afin de ne pas trop impacter le temps de calcul. Un travail précédent [75] a pu valider sur un cas simple une approche purement thermodynamique, avec un transport d'enthalpie basé sur un retard temporel. Cette approche permet de rendre compte du transport de l'hélium dans une boucle d'hélium supercritique soumise à une charge thermique et le composant *Conduite 1D* s'en inspire.

Le point de départ du composant est la conduite OD déjà présente dans la librairie CRYOLIB (voir [68]). De façon générale, deux équations différentielles régissent le comportement de ce composant. La pression interne, identique dans toute la conduite, est calculée à l'aide de la densité, calculée à partir d'un bilan de masse ( III.1 ), et l'énergie interne massique, à partir d'un bilan d'énergie ( III.2 ). Un  $\Delta P$  peut être calculé et appliqué aux bornes du composant.

$$V \frac{d\rho}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad (III.1)$$

$$\frac{du}{dt} V\rho + V \frac{d\rho}{dt} u = \dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{out} + \dot{q} \quad (III.2)$$

Par définition un élément OD ne peut pas créer de phénomène de transport puisqu'il est limité à un comportement de type inertiel. Chaîner un grand nombre de ces composants ne permet pas non plus de retrouver un comportement 1D du fait de la dissipation très rapide qu'entraîne un tel schéma : en effet une variation d'une entrée se traduit instantanément par une variation de la sortie, modérée par l'inertie du système.

Pour transformer cet élément OD en élément 1D discrétisé en N nœuds, plusieurs hypothèses vont être faites:

- La conduction thermique axiale de l'hélium est négligée. En effet à 5 bar et 4.5 K la conductivité thermique de l'hélium est de  $0.022 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ , soit l'ordre de grandeur des isolants utilisés dans le bâtiment. Le seul vecteur du transport axial de chaleur est donc le débit.
- La pression, comme dans une conduite OD, est identique en tout point.
- La perte de charge le long de la conduite est négligée (cas HELIOS) et crée entre deux conduites par le biais d'un élément hydraulique. La transformation isenthalpique qui résulte de la détente n'est donc pas considérée dans les équations de la conduite 1D.
- Les variations de pression de la boucle engendrent des transformations adiabatiques et réversibles. Adiabatique puisque les canalisations sont supposées isolées sauf au niveau des échangeurs de chaleur et des chauffages en fonctionnement. Et réversible, puisque lorsque qu'un volume d'hélium est comprimé puis détendu de la même façon au cours d'une variation de pression, sa température retrouve une valeur identique. La transformation est donc assimilée à une isentrope.

- La transformation de l'hélium soumis à une variation de pression et à un chauffage est décomposée en deux transformations distinctes : une variation de pression isentropique et un transport isobare avec éventuellement un échange de chaleur.
- Les effets des parois des conduites sont négligés (le Cp de l'hélium étant 3 ordres de grandeur plus grand que celui de l'acier inoxydable :  $4.10^3$  contre  $2.12 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ )
- Puisque que l'approche utilisée est purement thermodynamique, on supposera que le débit à l'intérieur de la conduite est constant et égal à celui de l'entrée.

Puisque l'entropie est conservée, c'est cette grandeur qui est transportée d'un nœud à l'autre. L'équation de transport la plus simple est une équation linéaire d'évolution du premier ordre :

$$\frac{\partial s}{\partial x} + \frac{1}{v} \frac{\partial s}{\partial t} = 0 \quad (\text{III.3})$$

L'équation ( III.3 ) peut donc être discrétisée de la façon suivante:

$$\frac{s_{i+1}(t) - s_i(t)}{\Delta x} + \frac{1}{v} \frac{s_i(t) - s_i(t - \Delta t)}{\Delta t} = 0 \quad (\text{III.4})$$

Par définition  $= \frac{\Delta x}{\Delta t}$ , et donc finalement on obtient l'équation de transport simplifiée :

$$s_{i+1}(t) = s_i(t - \Delta t) \quad (\text{III.5})$$

Cependant le calcul de l'enthalpie est nécessaire, d'une part comme variable de port du composant, et d'autre part comme intermédiaire de calcul pour la puissance injectée. Il faut donc calculer l'enthalpie à chacun des nœuds et on utilisera pour cela deux variables thermodynamiques indépendantes que sont la pression et l'entropie. L'enthalpie du nœud  $i+1$  à l'instant  $t$  ( III.6 ) est calculée à l'aide de l'entropie du nœud  $i$  à l'instant  $t - \Delta t$  avec la pression à l'instant  $t$  issue des équations ( III.1 ) et ( III.2 ). La Figure III.3 résume le mécanisme de calcul.  $\Delta t$  représente le temps de transit du fluide entre le nœud  $i$  et  $i+1$  ( III.7 ) égal au rapport entre la masse d'une maille et le débit massique entrant dans la conduite.

$$h_{i+1}(t) = h(P(t), s_{i+1}(t)) = h(P(t), s_i(t - \Delta t)) \quad (\text{III.6})$$

$$\Delta t = \frac{m_{\text{conduite}}}{\dot{m}_{\text{in}}(N - 1)} \quad (\text{III.7})$$

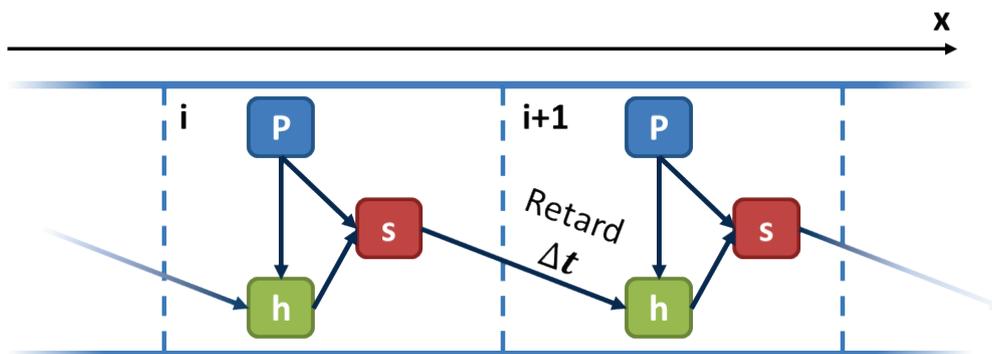


Figure III.3 Schéma de transport de la conduite 1D

Pour prendre en compte les apports de chaleur des chauffages et des pertes thermiques (non adiabatique) on choisit un chemin thermodynamique composé d'une compression (ou détente) adiabatique et d'une transformation isobarique où un flux thermique  $\dot{q}$  est appliqué (Figure III.4). L'équation ( III.6 ) devient alors :

$$h_{i+1}(t + \Delta t) = h(P(t + \Delta t), s_i(t)) + \frac{\dot{q}}{\dot{m}_{in}(N - 1)} \quad (III.8)$$

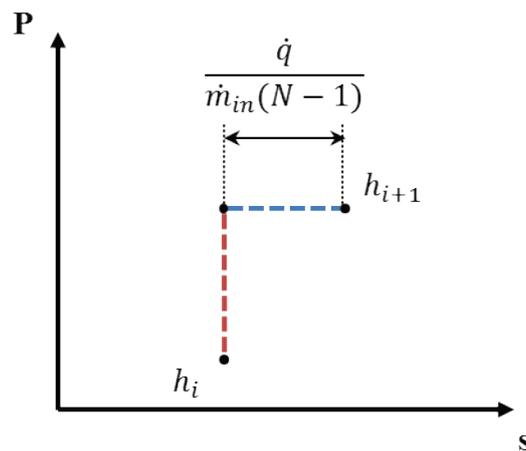


Figure III.4 Décomposition de la transformation de l'hélium dans le cas d'une compression

L'équation ( III.8 ), implémentée dans le modèle de la conduite 1D, décrit donc assez simplement le transport de l'hélium supercritique de la boucle en convection forcée, soumise à des variations de pression et des échauffements.

### III.3.1.2 Circulateur froid

Les équations du composant circulateur froid sont inspirées du composant compresseur froid présent dans la librairie. Cet élément va calculer les débits entrant et sortant ainsi que l'enthalpie massique de sortie. C'est un composant possédant une courbe caractéristique adimensionnelle permettant de calculer le débit en fonction des pressions entrée/sortie et d'une vitesse de rotation. L'enthalpie de sortie est calculée grâce à des courbes de rendement. Ces différentes données sont issues des données expérimentales précédemment présentées (voir II.2.3.3).

Dans la pratique, la courbe caractéristique est limitée à sa partie monotone, de sorte qu'à partir d'un  $\Delta P$  réduit il n'existe qu'un unique débit réduit (Figure III.5). La fonction  $\varphi = f(\Psi)$  est tabulée et  $\varphi$  est obtenue par interpolation linéaire. Les données (Tableau III.1) sont issues de l'interpolation quadratique des données expérimentales présentées dans le Chapitre II.

Tableau III.1 Caractéristique du circulateur utilisée pour le modèle

$\varphi$	0	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1	1.1	1.2	1.3
$\Psi$	0.715	0.714	0.707	0.692	0.668	0.634	0.591	0.539	0.478	0

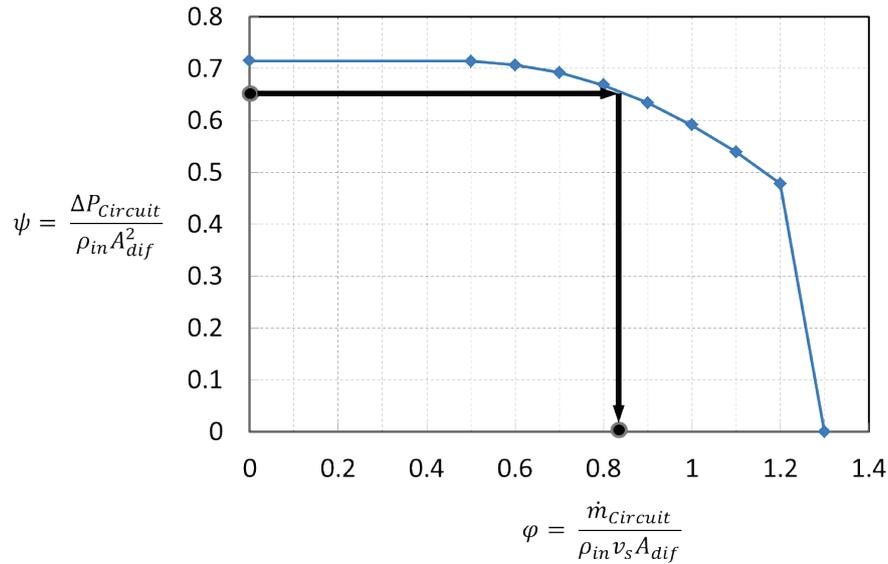


Figure III.5 Calcul du débit du composant circulateur

Le rendement polytropique est calculé à partir d'un tableau de valeurs expérimentales qui est interpolé linéairement selon la vitesse et le débit réduit. Ce rendement tient compte des pertes thermiques statiques du circulateur.

Le calcul de l'enthalpie de sortie en fonction du rendement est calculé selon ( III.9 ):

$$h_{out} = h_{in} + \frac{h(s_{in}, P_{in}) - h_{in}}{\eta_{poly}} \quad (III.9)$$

### III.3.1.3 Bain OD

L'élément OD du bain présent dans la librairie est un séparateur de phase possédant un échangeur de chaleur parfait (température de sortie égale à la température du bain). La modification consiste à rajouter un second échangeur identique au premier et à modifier légèrement la règle d'échange. Quel que soit le débit à l'intérieur des échangeurs à contrecourant d'HELIOS, on fait l'hypothèse d'un échange avec un faible  $\Delta T$  résiduel constant: la température en sortie d'échangeur est égale à la température du bain à un écart statique près (équation ( III.10 )).

$$T_{outHX} = T_{Bain} + \Delta T \quad (III.10)$$

Avec  $\Delta T = 0.05 K$ , en accord avec les données expérimentales.

L'élément « échangeur de chaleur » calcule donc l'enthalpie de sortie connaissant la pression d'entrée et la température du bain. Le débit est supposé constant.

Le fonctionnement du bain (détaillé dans [68]) est très similaire à la conduite OD et les équations ( III.1 ) et ( III.2 ) permettent de calculer la pression, l'énergie interne et la masse du volume. En

calculant le titre via  $u$  et  $P$ , il est possible de remonter au niveau de liquide dans le bain (connaissant la géométrie du réservoir) et aux enthalpies du liquide et du gaz.

### III.3.2 Modèle d'HELIOS

Le modèle EcosimPro complet d'HELIOS rassemble les composants hydrauliques, thermiques et de stockage correspondant à la géométrie du bain et de la boucle mais contient également les composants tels que les blocs PI nécessaires aux régulations (Figure III.6)

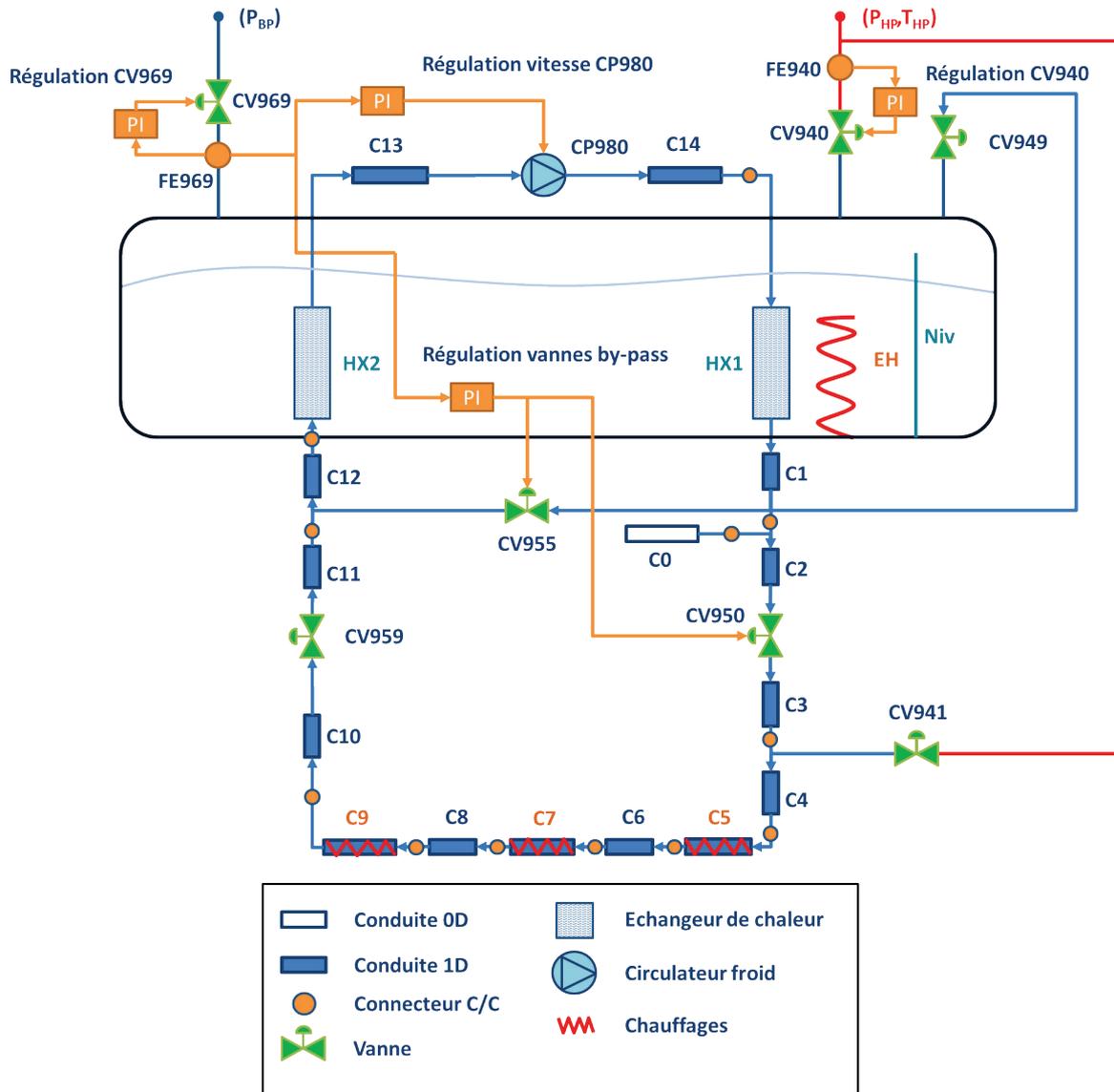


Figure III.6 Schéma d'ensemble du modèle d'HELIOS réalisé avec EcosimPro

#### III.3.2.1 Géométrie

Les données géométriques du modèle de la boucle (Tableau III.2 ci-après) sont basées sur les données des plans de construction « Tel que Construit » (TQC) d'HELIOS. Les volumes sont conservés en utilisant des tubes de DN25 (30.5 mm de diamètre intérieur). Les pertes statiques qui sont

appliquées aux conduites sont celles présentées au Chapitre II (Tableau II.6). Lorsque cela est nécessaire (cas de plusieurs conduites entre deux thermomètres) les pertes sont réparties au prorata des volumes. Celles du circulateur sont incluses via le rendement polytropique utilisé dans la modélisation. Les éléments chauffants d'HELIOS 1-2-3 EH971 sont modélisés respectivement par C5, C7 et C9.

Le modèle du bain étant OD, seul le volume total utile du bain d'HELIOS (340 l) a été conservé.

**Tableau III.2 Description de la géométrie du modèle EcosimPro d'HELIOS**

Conduites	Volume (l)	Nœuds (voir Figure III.8)	Perte thermique (W)
C0 (OD)	9.3	-	-
C1	1.32	3	3
C2	5.58	8	0
C3	8.82	13	4
C4	7.37	11	1
C5	18.27	26	6.1
C6	5.84	9	0
C7	18.27	26	3.7
C8	6.21	9	0
C9	23.01	33	6.5
C10	19.73	28	8
C11	1.70	3	1.2
C12	0.96	3	1
C13	8.10	13	5.9
C14	8.87	12	4.2
Total	134.05	197	44.6 ( $\pm 10.4W$ )*
Bain (OD)	340	-	0

\*erreur sur les pertes totales, pour détails voir Annexe C

Par ailleurs, toutes les conduites contenant de l'hélium non circulant (lignes de soupapes, volumes limités par des vannes fermées, capillaires des mesures de pression) ont été remplacées par un seul

volume OD disposé en aval de l'échangeur 1HX950 (CO) et dont la température initiale est fixée à 4.4 K. Ce volume compressible permet de reproduire en partie les effets tampons qu'apportent ces différents volumes lors des montées en pression. La masse de ce volume d'hélium est difficile à déterminer *a priori*, puisque les températures varient de 4.4 K à 300 K. Le choix a donc été fait d'utiliser ce paramètre pour ajuster numériquement la pression de la boucle. En effet, sans ce volume, le pic de pression calculé numériquement est supérieur au pic expérimental puisque le volume total disponible pour l'expansion de l'hélium est sous-estimé. La détermination du volume a été faite sur un calcul de référence (essai réalisé lors de la campagne de Novembre 2011 : scénario JT-60SA avec utilisation du volant thermique) et sa valeur n'a pas été modifiée pour toutes les autres simulations). Le volume défini dans le modèle (9.3 L) est du même ordre de grandeur que le volume total non circulant sur HELIOS (13.7 L).

### III.3.2.2 Vannes

Les modèles de vanne utilisés dans la librairie CRYOLIB sont basés sur les équations de dimensionnement DIN/IEC 534, que le constructeur WEKA utilise [76]. Le débit est donné par l'équation ( III.11 ) et dépend du type d'écoulement :

$$\dot{m} = \begin{cases} \left(1 - \frac{\Delta P_{\text{vanne}}}{P_{IN}} \frac{1}{3 \frac{\gamma}{1.4} X_t}\right) \sqrt{\rho_{IN} \Delta P_{\text{vanne}} 10^5} 2.4027 10^{-5} CV & \text{Cas subsonique} \\ \frac{2}{3} \sqrt{\rho_{IN} P_{IN} \frac{\gamma}{1.4} X_t 10^5} 2.4027 10^{-5} CV & \text{Cas sonique} \end{cases} \quad (\text{III.11})$$

Le critère de débit critique (col sonique) dépendant du paramètre :

$$\frac{\Delta P_{\text{vanne}}}{P_{IN}} \geq \frac{\gamma}{1.4} * X_t \quad (\text{III.12})$$

Avec :

- $\Delta P$  delta de pression aux bornes de la vanne
- $P_{IN}$  pression amont de la vanne
- $\gamma$  rapport Cp/Cv
- $CV$  coefficient de débit de la vanne
- $X_t=0.65$  dans le cas d'HELIOS

Les vannes sont de type égale-pourcent, le  $CV$  est donc calculé suivant l'équation ( III.13 ) :

$$CV = \frac{CV_{Max}}{Ra} \left( e^{\frac{Pos}{100} \ln(Ra)} - (1 - Pos) \right) \quad (\text{III.13})$$

Avec :

- $CV_{Max}$  coefficient maximum de débit de la vanne
- $Ra$  rangeabilité de la vanne
- Pos ouverture en % de la vanne

Les données de caractérisation des différentes vannes d'HELIOS sont présentées dans la partie II.2.3.3 et la méthode est décrite dans l'Annexe C.

### III.3.2.3 Boucle

La Figure III.7 montre le modèle de la boucle tel que modélisé dans la partie graphique d'EcosimPro. On retrouve les composants : conduites 1D et 0D, connecteurs, vannes, circulateur, mélangeur d'hélium et les ports de connexion avec le modèle global.

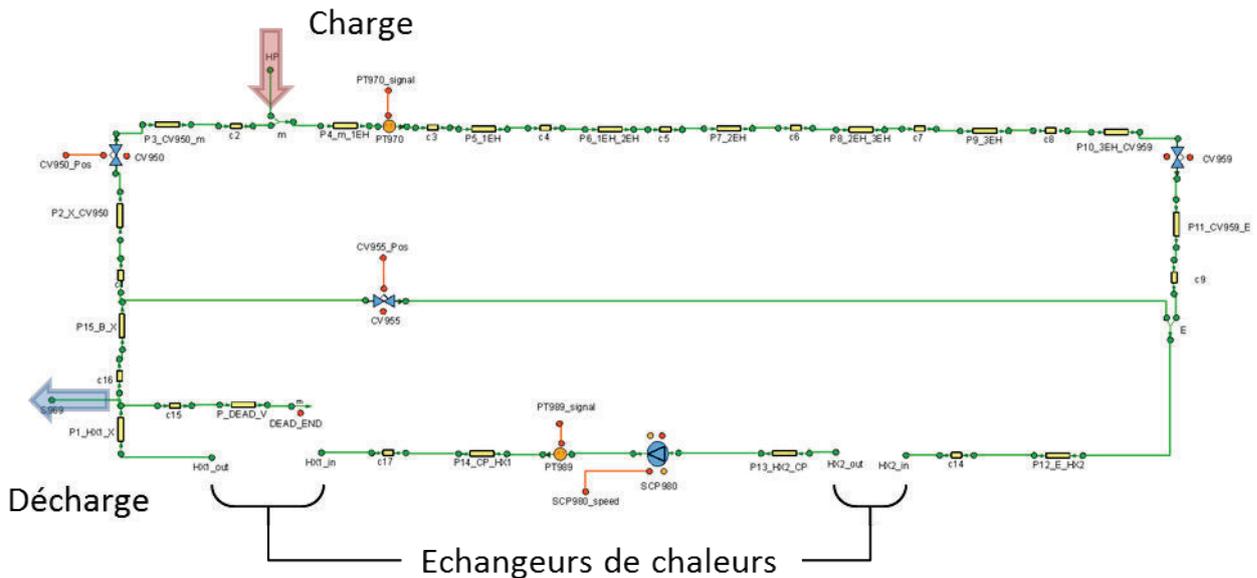


Figure III.7 Schéma complet (avec by-pass + lignes de charge et décharge) de la boucle du modèle EcosimPro

La connexion entre deux conduites successives est en principe impossible puisque le débit massique n'est pas calculé à l'interface. Il est donc nécessaire d'insérer un élément hydraulique qui puisse le calculer. Le composant utilisé, noté connecteur C/C sur la Figure III.6 et apparaissant sur la Figure III.7, agit comme une perte de charge très faible ( $100 \text{ Pa}$  à  $50 \text{ g.s}^{-1}$ ,  $3 \text{ bar}$  et  $4.5 \text{ K}$ ). Par ailleurs, les pertes de charge des conduites sont négligées et seules celles des vannes sont prises en compte. Ce choix est justifié par la très faible perte de charge régulière dans des conduites avec de l'hélium supercritique (environ  $8 \text{ Pa/m}$ , soit  $15 \text{ mbar}$  pour la ligne complète à  $50 \text{ g.s}^{-1}$ ,  $3 \text{ bar}$  et  $4.5 \text{ K}$ ). D'autre part, cela permet de gagner légèrement en temps de calcul.

Le maillage spatial des conduites 1D est un paramètre à prendre en compte dans la justesse des profils calculés (température, enthalpie, pression). L'exemple suivant montre une analyse paramétrique de l'influence du nombre de nœuds d'une conduite 1D soumise à un créneau de puissance sur la température de sortie de celle-ci. La conduite fait  $30 \text{ m}$  de long en DN25 ( $22 \text{ l}$ ) et les débits d'hélium entrant et sortant sont imposés et égaux ( $35 \text{ g.s}^{-1}$  à  $4.4 \text{ K}$  et  $5 \text{ bar}$ ). Un créneau de puissance de  $400 \text{ W}$  est appliqué au temps  $t=200 \text{ s}$  pendant une durée de  $50 \text{ s}$ .

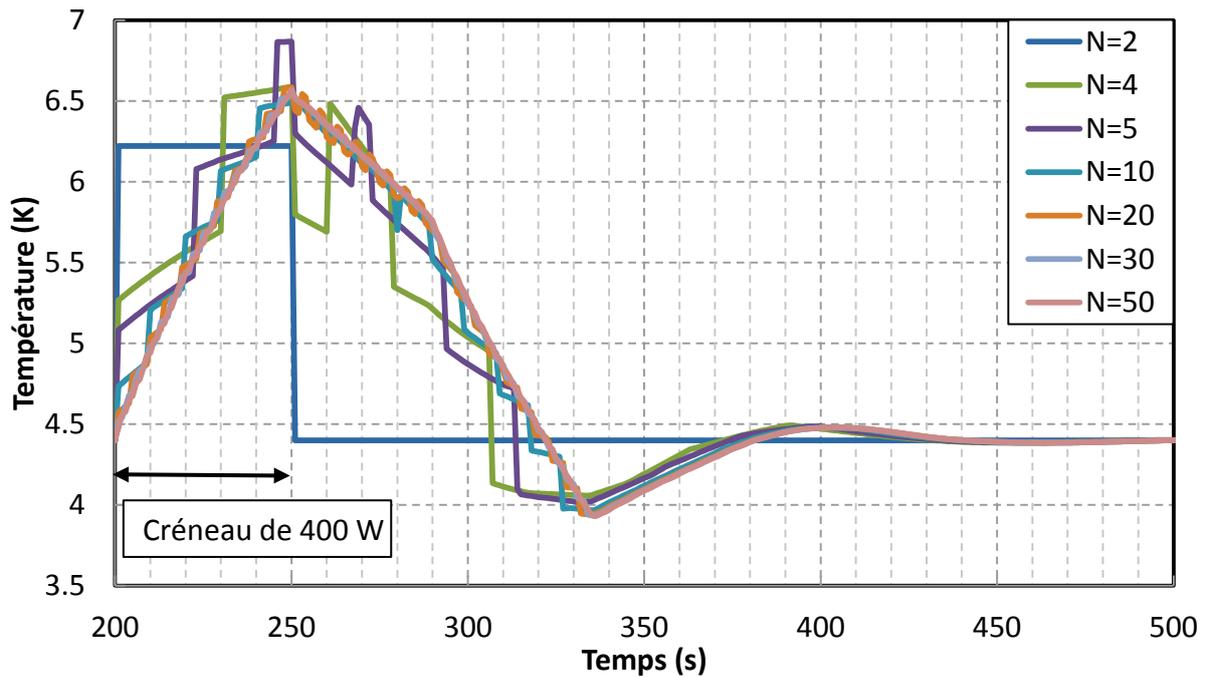


Figure III.8 Etude paramétrique de l'influence du maillage sur le profil de température de sortie d'une conduite 1D.

Avec deux mailles (le minimum) la température de sortie est directement proportionnelle à la puissance injectée puisque la dernière maille est confondue avec le port de sortie. Il n'y a pas de retard sur la charge appliquée. On observe qu'au faible nombre de mailles ( $N < 10$  nœuds) les signaux de température simulés sont très erratiques du fait des temps de transit d'un nœud à l'autre qui sont du même ordre de grandeur que la durée d'application de la charge (50 s). Pour une reproduction fidèle du profil de température il faut diminuer ce temps de transit en augmentant le maillage. Les quatre signaux de température des plus grandes densités de maillage (10-20-30-50) sont très semblables en amplitude et en phase. Plus le nombre de nœuds est important et plus le signal de température est lisse. Néanmoins l'écart relatif entre  $N=30$  et  $N=50$  est faible (moins de 1 %) comparativement à l'augmentation du temps de calcul (+57 %).

Le choix final a été d'opter pour une densité de maillage de 1 nœud/m (environ 1.4 nœuds/l, soit  $N=30$  dans le cas présenté) arrondi au nœud supérieur. Cependant ce paramètre peut être amené à être révisé par la suite : par exemple un débit plus élevé aura le même effet qu'une augmentation de la densité de maillage puisque le temps de transit est diminué (équation ( III.7 )) et vice-versa.

La mesure d'une grandeur physique ne peut se faire qu'au niveau d'un port de composant ou d'un nœud. Les emplacements précis des mesures, comparativement à l'expérience, sont respectés du mieux possible, à la précision du maillage près (soit environ 1 m ou 0.73 l).

#### III.3.2.4 Bain

Le schéma complet d'HELIOS sous EcosimPro est présenté Figure III.9. Le composant du bain est connecté aux vannes CV940 et CV949 et au sous-composant de la boucle HELIOS via les échangeurs de chaleur. Ce sous composant, en plus des ports hydrauliques rassemble tous les ports analogiques observés sur la Figure III.7. Sont présents également sur le schéma tous les éléments de contrôle du système qui se décomposent en trois groupes principaux :

- Les contrôles via la vanne CV940. La vanne peut être régulée soit en fonction du débit entrant (régulateur  $C\_PC940\_fr$ ) soit du niveau du bain ( $C\_PC940\_lvl$ ).
- Les contrôles du débit de sortie. Trois actionneurs peuvent agir : la vanne CV969 ( $C\_PC969$ ), le circulateur ( $C\_PC980$ ) et la vanne CV950 ( $C\_PC950$ )
- Les contrôles pour le fonctionnement isobare. Les vannes CV941 et CV949 sont contrôlées en fonction de la pression de la boucle via le composant *isobaric*.

Tous ces contrôles ne fonctionnent pas en même temps bien entendu, mais ils peuvent être enclenchés de façon continue au cours d'une même expérience. Par exemple, pour initialiser un mode isobare, le système part d'une configuration isochore stable à basse pression puis la régulation isobare est déclenchée : la boucle monte en pression et se stabilise.

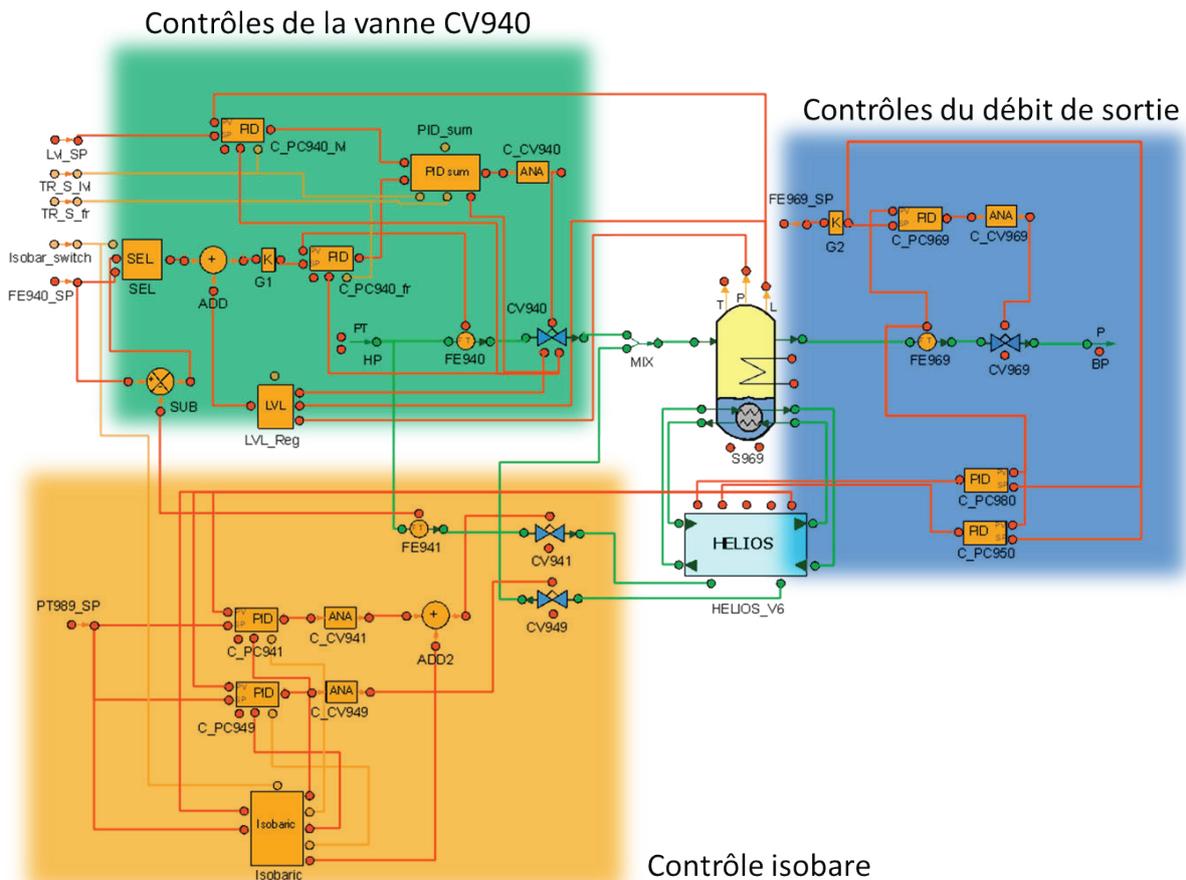


Figure III.9 Schéma d'ensemble de l'assemblage boucle + bain avec les différents systèmes de régulation

### III.3.2.5 Régulations

L'implémentation des régulations PI (Proportionnelle Intégrale) se fait de façon assez analogue à celle en place dans l'automate d'HELIOS. Un bloc PI (architecture mixte) permet de paramétrer l'action du régulateur : gain et temps intégral (l'action dérivé n'est pas utilisée). Ces paramètres fixés sont identiques à ceux de l'expérience (Voir Annexe E pour description). Un second bloc de contrôle analogue permet de lier un bloc PI à une vanne et permet de paramétrer : les valeurs extrêmes

atteignables (seuils haut et bas), les vitesses maximales d'ouverture et de fermeture et la position initiale.

Plusieurs blocs logiques supplémentaires ont été intégrés afin de coordonner correctement les changements de régulation. Le bloc *PID\_sum* permet de passer d'une régulation de niveau à une régulation de débit sur la vanne CV940 de façon continue. Le bloc *isobaric* contrôle les vannes de charge et décharge de la boucle en fonction d'un cycle d'hystérésis et de la pression de la boucle.

D'autres blocs plus complexes ont été conçus, en particulier pour le développement des régulations avancées décrites dans le Chapitre VI. Ils intègrent directement les algorithmes et calculs nécessaires à l'exécution des méthodes de lissage de charges.

### III.3.3 Limitations

Le modèle d'HELIOS a été créé à l'aide d'une version initiale de développement de la librairie CRYOLIB et certaines fonctionnalités de la version actuelle n'étaient pas encore implémentées. La limitation la plus importante concerne le débit d'hélium : chaque composant hydraulique possède en effet un sens d'écoulement défini. Les débits sont correctement calculés par les composants hydrauliques et peuvent être négatifs. Par contre l'enthalpie n'est transmise que de façon unidirectionnelle de l'entrée vers la sortie d'un composant. Il est donc impossible de calculer correctement des bilans d'enthalpie avec des débits négatifs. Ce cas se présente typiquement lors d'une régulation isobare au moment où la vanne CV949 s'ouvre. Il existe des cas (faible débit dans la boucle ou dépôt de puissance importante sur la boucle) où l'ouverture peut être suffisante pour créer un débit à contrecourant de celui de la ligne et donc générer un débit négatif en aval de la boucle, stoppant la simulation. Ce problème ne peut être résolu dans ce cas qu'en réduisant la puissance injectée de façon à limiter l'ouverture de cette vanne (voir Chapitre V.2.3). Cela est également un problème au niveau du volume OD non circulant puisque le flux d'enthalpie à contrecourant (sortant vers la boucle) n'est pas correctement pris en compte (contrairement au débit massique). Cependant les débits mis en jeu sont faibles et cela ne pose pas de problème majeur sur les bilans d'énergie (voir Chapitre V).

Cette limitation pourra être franchie grâce à l'utilisation de la nouvelle version de la librairie CRYOLIB sortie en 2013. En effet, les ports des composants autorise des flux d'enthalpie en tous sens grâce à de nouvelles règles de connexion.

Les caractérisations des actionneurs sont simplement des modèles et ne reflètent pas toutes les dynamiques qui peuvent être observées expérimentalement. Les vannes sont un bon exemple : la modélisation adoptée n'est valable que dans la plage d'étalonnage. En dehors, et typiquement à faible ouverture, le modèle peut être loin de la réalité. De même, le modèle du circulateur ne prend pas en compte la ligne de décrochage et ne peut donc reproduire les décrochages qui peuvent parfois être observés lors des expériences.

### III.4 Benchmark de validation

Au cours de la campagne expérimentale de Janvier 2013 des scénarios de benchmark ont été élaborés dans le but de comparer et de valider les modèles d'HELIOS créés à l'aide d'EcosimPro et du code 4C [60]. La spécificité de ces benchmarks est qu'ils ont été simulés de façon prédictive par les

deux codes, avant la campagne, à partir des scénarios prévus et des paramètres de la boucle déterminée lors de la campagne précédente de 2011 (caractéristiques des vannes, du circulateur et des pertes thermiques). Seuls les résultats d'EcosimPro sont présentés ici. Le cas étudié est un scénario sans régulation du débit de sortie en configuration isochore.

#### III.4.1 Configuration de test

Le scénario de validation est un cycle de 1200 s contenant un simple créneau de puissance appliqué à la boucle en mode isochore sans aucune régulation.

La durée du scénario utilisé est de 1200 s, soit 1/3 plus court que les scénarios JT-60SA de 1800 s. Le créneau de puissance (appliqué de façon égale à l'ensemble des trois chauffages de la boucle) a une amplitude de 290 W pendant 168 s (Figure III.10). La boucle est en configuration isochore avec un débit imposé de  $50 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$  à une pression et une température de 3 bar, à 4.5 K et avec 1 bar de  $\Delta P$  mesuré aux bornes du circulateur.

Le débit d'entrée du bain est maintenu constant à  $17 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$  via une ouverture fixe de la vanne CV940 et le débit de sortie n'est pas régulé. Le niveau de liquide initial dans le bain est de 70 %.

L'interface avec le réfrigérateur en simulation est fixé à 15.85 bar et 4.68 K pour la ligne HP et à 1.165 bar pour la ligne BP (grandeurs observées lors de la campagne de Novembre 2011).

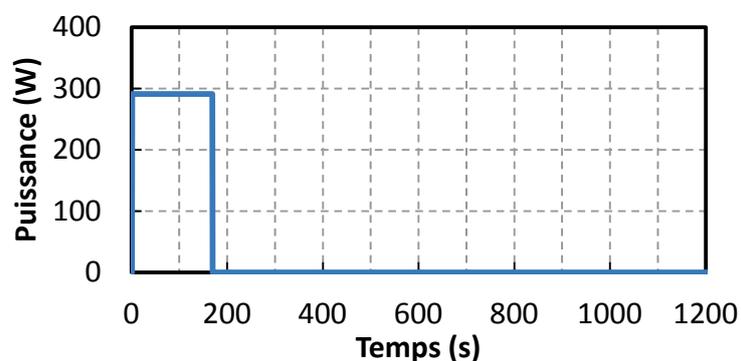
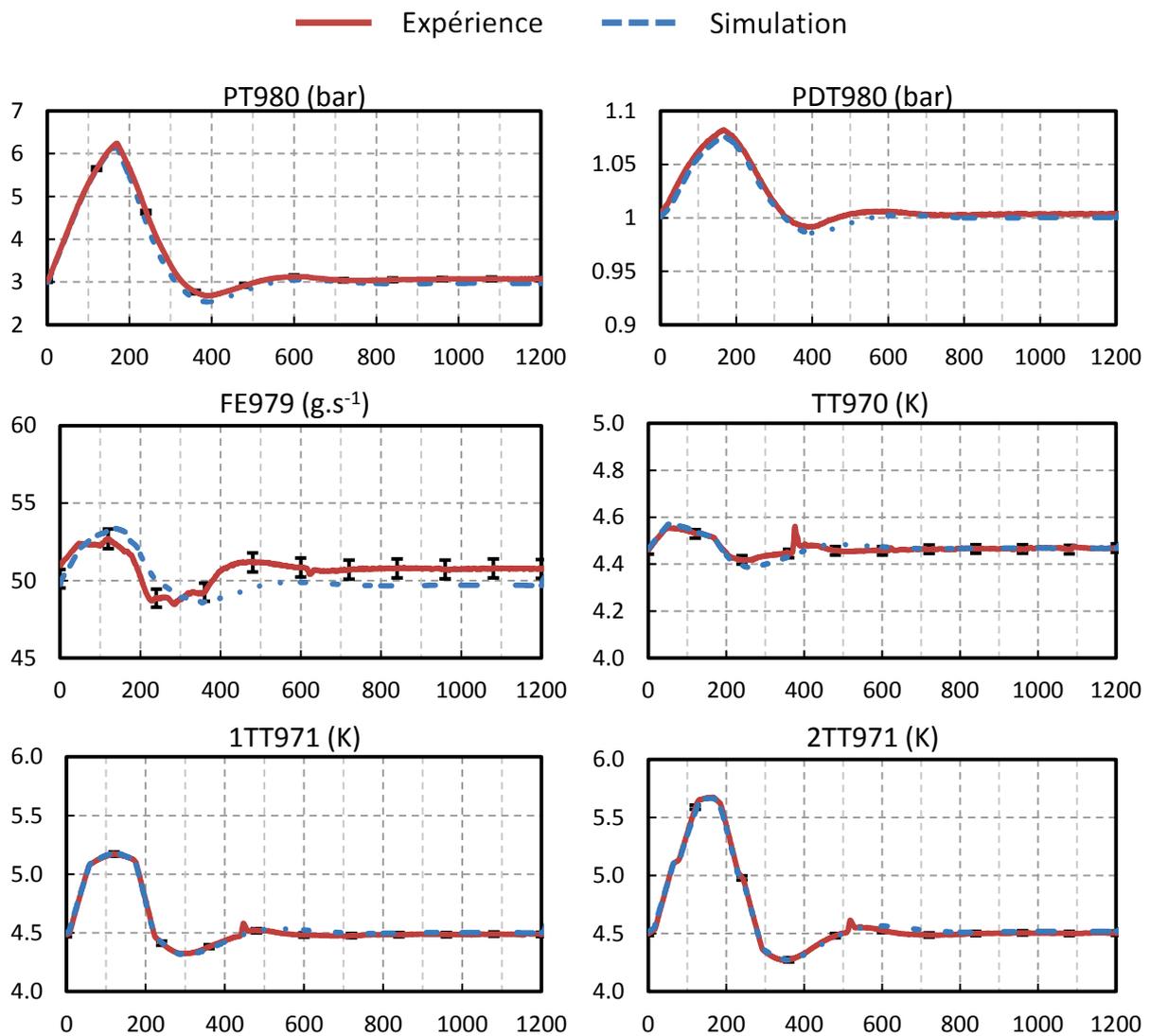


Figure III.10 Profil de puissance du scénario de 1200 s appliqué sur l'ensemble des trois chauffages de la boucle

#### III.4.2 Comparaison simulation/expérience

Les figures comparatives du cas isochore, présentées sur la Figure III.11, montrent d'excellents résultats. Les dynamiques des températures, entre autres, sont reproduites de façon très précise (erreur relative maximum inférieure à 1.5 %), ce qui valide l'approche de transport de la conduite 1D développée. L'erreur relative sur le débit de la boucle est un peu plus importante, 4 %, mais reste raisonnable compte tenu des erreurs sur la mesure de débit (1.2 %). Le niveau et le débit de sortie du bain, montrent une bonne concordance. On note cependant une légère avance de phase sur le débit FE969 simulé même si l'amplitude maximale est correcte. La raison, puisque les bilans de puissance aux échangeurs sont en phase, est que la dynamique du bain n'est pas prise en compte avec le modèle OD. La puissance transmise au bain est immédiatement transformée en hélium évaporé alors

qu'expérimentalement on observe un certain délai. Les variations de la pression du bain, non montrées ici, sont très faibles dans les deux cas puisque le bain est complètement ouvert (inférieure à 60 mbar en expérience et quasi nulle en simulation). Les variations observées expérimentalement sont dues uniquement à la dynamique du réfrigérateur qui n'est pas prise en compte dans le calcul. Les discussions sur la physique observée auront lieu dans le Chapitre IV.



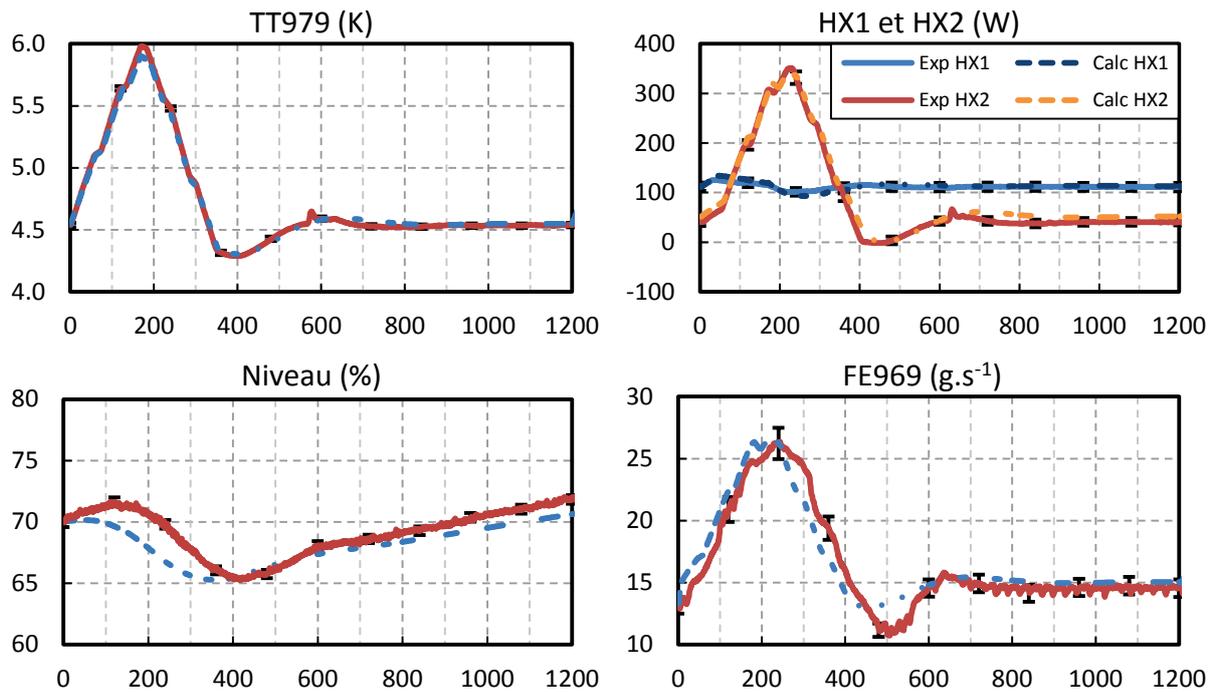


Figure III.11 Validation du modèle EcosimPro sur le cas isochore

### III.5 Conclusion

Le choix de retenir le logiciel EcosimPro parmi tous les logiciels de simulation dynamique disponibles a été motivé par les excellents résultats de simulation obtenus par B. Bradu avec la librairie CRYOLIB. Les nombreux composants développés permettent la simulation de grands réfrigérateurs comme ceux du LHC au CERN mais peuvent également servir pour la simulation de boucle en hélium supercritique comme nous l'avons montré. Cependant de nouveaux composants ont dû être développés et en particulier un élément de conduite 1D, capable de correctement retranscrire le comportement de transport de l'hélium.

Pour cela, une approche, finalement assez simple, a été de faire un raisonnement thermodynamique en décomposant le déplacement et l'échauffement de l'hélium à l'aide d'une transformation isentropique pure adjointe d'un simple retard et suivie d'un transfert de chaleur isobare. Les avantages en termes de temps de calcul sont importants puisque le nombre d'équations différentielles est fortement diminué par rapport à une approche hydraulique avec résolution de l'équation d'Euler en 1D, et il est possible d'atteindre un temps d'exécution 20 fois plus rapide que le temps réel sur la simulation d'HELIOS. Ce type d'approche peut également être mis à contribution pour la réalisation d'un modèle simple orienté commande de la boucle. Un travail dans ce sens a été réalisé au SBT et a permis la conception d'une commande multivariables appliquée au lissage de charges [51].

Les conditions aux limites du modèle d'HELIOS se sont situées aux connexions HP et BP du réfrigérateur qui sont supposées à P et T constantes. La modélisation à l'aide d'EcosimPro permet d'inclure facilement de nombreuses régulations PI et des blocs logiques créés spécifiquement. Cela

rend possible le développement de régulations avancées qui seront ensuite testées expérimentalement (voir Chapitre VI).

La comparaison des résultats du code avec les résultats expérimentaux sur un scénario de charge pulsée simple, en mode isochore, valide l'utilisation d'une telle méthode de modélisation pour une boucle d'hélium supercritique en convection forcée. Les dynamiques de température observées sont très concordantes. Le mécanisme de transport utilisé dans le modèle est donc adapté au problème thermohydraulique d'HELIOS.

Le code doit être validé sur des scénarios plus complexes avec, par exemple, la régulation du débit vers le réfrigérateur à l'aide de la vanne de sortie du bain ou de la variation de la vitesse du circulateur ou bien encore du circuit de by-pass.

La construction du modèle s'est appuyée sur des considérations physiques permettant une simplification de la description des phénomènes. Le chapitre suivant détaille, pour la boucle et le bain, les différents phénomènes unitaires permettant de reconstituer la complexité finale observée (profil de température, de pression, de niveau ...).



## IV

### Préambule à l'analyse des résultats expérimentaux

Les phénomènes thermohydrauliques, à priori complexes, qui sont en jeu dans le bain à saturation et la boucle d'hélium supercritique peuvent être décomposés suivant des processus thermodynamiques relativement simples. Cette partie introduit les principaux effets rencontrés dans les cas expérimentaux et permet d'aider à la compréhension des résultats contenus dans le Chapitre V.

L'analyse des phénomènes physiques associés à la thermohydraulique du bain sont d'abord traités : évolution du niveau en fonction de la pression et variation de la capacité de stockage d'énergie. Ensuite, les effets d'un chauffage sur une boucle sont traités en découplant en premier lieu les effets sur les températures de ceux sur la pression. Les effets combinés de la pression sur la température sont ensuite introduits et permettent de comprendre le phénomène de sous refroidissement de la boucle observé expérimentalement. Pour finir un exemple expérimental avec un profil de puissance simple est montré pour valider les comportements prédits.

#### IV.1 Analyse physique du bain

##### IV.1.1 Influence du remplissage sur l'élévation de température

Le niveau de remplissage initial du bain d'hélium (volume du liquide/volume total) doit permettre de stocker le maximum d'énergie (dans le cas du lissage en volant thermique) en créant le minimum d'augmentation de température et cela tout en limitant le remplissage maximal afin d'éviter l'entraînement de gouttelettes de fluide avec le débit de vapeur sortant.

Comme le montre la Figure IV.1, il est préférable dans les différents cas d'énergie injectée d'avoir un remplissage de bain élevé afin de limiter l'augmentation de température et cet effet est d'autant plus important que l'énergie volumique à stocker est élevée. Pour obtenir ces courbes on a calculé à l'aide d'HEPAK, pour une augmentation d'énergie spécifique donnée, l'augmentation de température à densité constante qui en résulte pour différents remplissages du bain. Les cas extrêmes, où la température augmente brusquement, correspondent à des cas d'évaporation complète du liquide ou au contraire d'un remplissage complet suite à la dilatation du liquide. Dans le premier cas, l'énergie injectée suffit à vaporiser tout le liquide et surchauffe la vapeur. Dans le second cas, un remplissage trop important engendre la dilatation du liquide jusqu'à remplir totalement le volume. Le liquide étant faiblement compressible, la pression augmente fortement ainsi que la température. Il est donc important de conserver une marge de sécurité en fonction de la densité d'énergie à stocker.

Dans le cas d'HELIOS l'énergie maximale stockée est de l'ordre de  $150 \text{ kJ.m}^{-3}$  ce qui correspond à une augmentation de température d'environ  $0.3 \text{ K}$  pour un remplissage initial de  $70 \%$ . Le cas du volant thermique de JT-60SA est comparable en termes de zone de fonctionnement puisque l'énergie appliquée est multipliée par 20 mais également le volume du bain.

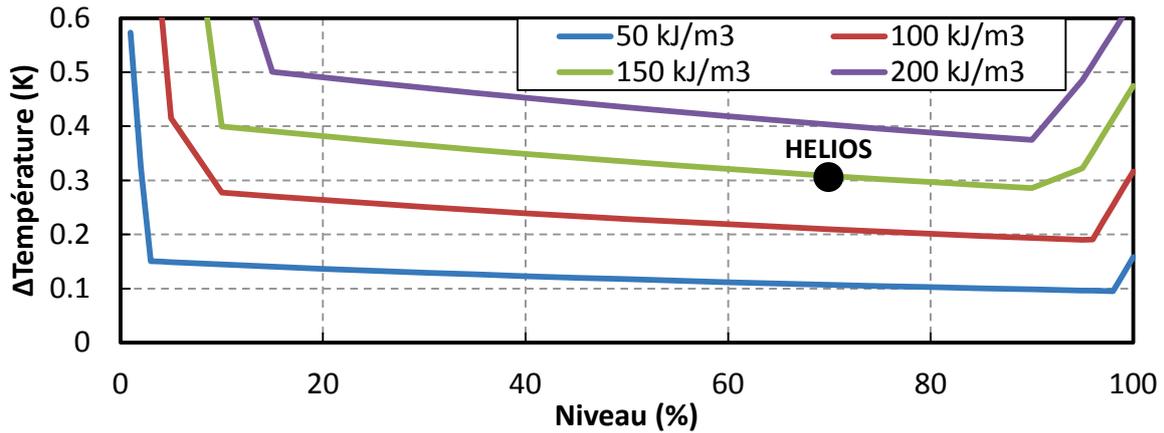


Figure IV.1 Variation de la température en fonction du taux de remplissage du liquide d'un bain d'hélium à saturation (initialement à 1.1 bar et 4.31 K), fermé et soumis à différentes charge thermique volumiques

Dans l'expérience HELIOS, il faut également prendre en compte le niveau maximal mesurable par la sonde niveau qui se situe à 86 % et prévoir de la marge pour les éventuelles montées de niveau. Le niveau initial des essais est donc choisi à 70%.

#### IV.1.2 Effet de la variation de pression d'un bain fermé sur son niveau

L'analyse du comportement dynamique du niveau de liquide d'un bain fermé dépend de son taux de remplissage initial. Le cas d'un bain fermé est analogue à celui d'un bain ouvert avec les débits entrant et sortant égaux: ce qui est généralement le cas dans les scénarios de charges pulsées étudiés avec HELIOS.

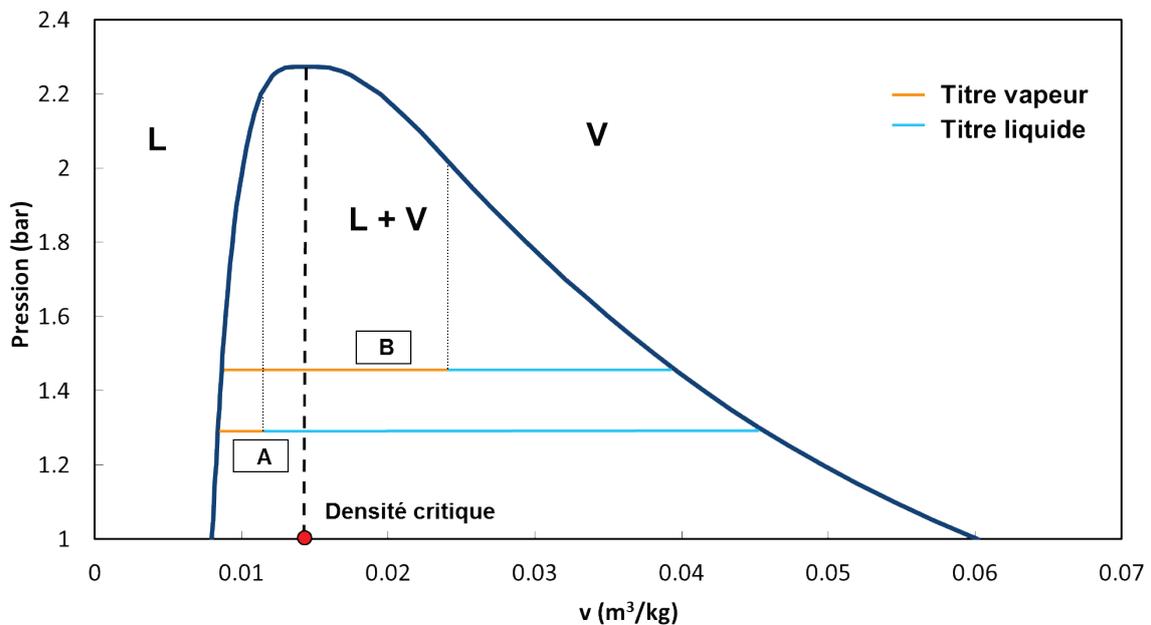


Figure IV.2 Courbe de saturation de l'hélium

Si l'on se place dans un diagramme thermodynamique représentant la pression en fonction du volume massique (Figure IV.2) et que l'on considère une évolution isochore du système alors on observe deux comportements distincts qui dépendent de la densité moyenne du volume et donc de son remplissage initial.

Si le niveau dans le bain est assez faible, la masse volumique du mélange est faible et donc le volume massique élevé (cas B sur la figure). En évolution isochore, la montée en pression induite par un chauffage suit une verticale. Le mélange s'appauvrit en liquide avec un niveau qui diminue jusqu'à s'annuler pour n'avoir plus que de la vapeur surchauffée (ou vapeur sèche) dans le bain si l'injection de puissance est maintenue.

A l'inverse, si le bain est initialement bien rempli (densité supérieure à la densité critique), le volume massique est faible (cas A). En évolution isochore, le mélange va donc s'appauvrit en vapeur et le niveau de liquide va monter pour finalement remplir tout le bain si le chauffage est suffisant. Si il y a suffisamment de liquide, la dilatation de celui-ci due à la montée en température vient comprimer la vapeur et recondenser celle-ci, ce qui explique qu'à fort remplissage, le niveau de liquide monte lorsque l'on chauffe le bain. Le fait que le niveau de liquide monte sous l'effet d'un chauffage, même en présence d'évaporation, n'est pas évident et devient surtout notable près du point critique où la dilatation du liquide devient très importante. Ce phénomène, que nous avons pu observer sur HELIOS est négligeable pour les faibles variations de pression autour d'1 bar (comme par exemple dans le cas de KSTAR [29])

En résumé, si le remplissage initial correspond à une masse volumique de mélange plus forte que la masse volumique au point critique (69.64 kg/m<sup>3</sup> pour l'hélium), ce qui est le cas pour 70 % de remplissage, le niveau de liquide peut monter si on injecte de la chaleur dans le bain. A l'inverse si la masse volumique du mélange est inférieure à celle du point critique, le niveau de liquide va baisser.

Evidemment, tout ceci n'est valable que si on peut considérer un volume fermé et homogène en température à l'équilibre thermodynamique. Dans le cas réel, on veut avoir une masse constante dans le bain ce qui correspond à un système considéré comme fermé. En revanche, suivant la position de la vanne de sortie du bain CV969 qui détermine la « fin du volume isolé » on peut avoir une partie de la vapeur légèrement surchauffée par des pertes thermiques, ce qui va créer un biais par rapport à l'estimation précédente. La seule conclusion que l'on tire à ce stade est que l'évolution du niveau du bain réel est complexe et dépend de son remplissage initial.

## **IV.2 Analyse physique de la boucle**

Les schémas présentés dans cette partie sont uniquement présents à but illustratif et ne sont pas des simulations numériques. Les propriétés de l'hélium, telles que la chaleur spécifique, sont supposées constantes durant les phénomènes illustrés.

### **IV.2.1 Effet de la détente de l'hélium supercritique**

Différentes configurations de détente de l'hélium supercritique sont présentes dans HELIOS au niveau de la ligne HP et de la boucle. Elles s'effectuent au sein de vannes et sont donc des

transformations isenthalpiques. Ces détentes vont avoir comme conséquence soit un refroidissement soit un échauffement de l'hélium en fonction des conditions thermodynamiques initiale et finale.

Un moyen de connaître le sens de variation de la température de l'hélium est de calculer le coefficient de Joule Thomson, correspondant à la pente d'un isenthalpe dans un diagramme P,T:

$$Coef_{JT} = \left( \frac{\partial T}{\partial P} \right)_{h=cst} \quad (IV.1)$$

L'étude de son signe permet de déterminer le type de détente : si  $Coef_{JT} > 0$  alors il y a refroidissement ( $\Delta T < 0$ ) et inversement. Il est possible sur un diagramme P/H de positionner la courbe correspondante à un coefficient de JT nul (tangentes des isothermes verticales) et ainsi de prédire ce sens de variation. La Figure IV.3 présente les différentes conditions de détente d'HELIOS avec les effets de chacune d'entre elles :

- Détente JT dans la vanne CV940 (entrée du bain) : la détente de la ligne HP (15.85 bar, 4.7 K) vers le bain (1.15 bar) est pénalisée en termes de quantité de liquide produite par une pression élevée. La fraction de vapeur produite (flash) est importante (38 %).
- Détente JT dans la vanne CV941 (décharge de la boucle) en configuration isobare: la détente de la boucle (5 bar, 4.4 K) vers le bain (1.15 bar) est bien plus efficace (flash de 6.5 %) puisque l'enthalpie initiale du fluide est plus faible que celle de la ligne HP. Cette détente participe donc peu au débit de sortie du bain (vapeur) mais apporte une quantité importante de liquide comme montré dans le Chapitre V.
- Détente dans la boucle d'HELIOS à travers CV959 et CV950. Ces détentes peuvent s'effectuer à différentes pressions et différentes températures ce qui génère, comme on peut le voir sur la Figure IV.3 (partie bleue), soit un échauffement soit un refroidissement en fonction du positionnement par rapport à la courbe noire  $Coef_{JT} = 0$ .
  - CV950 : cette détente (maximum 0.7 bar) d'effectue à une température proche de celle du bain ( $\approx 4.4 - 4.8$  K) mais avec une pression variable de 3 à 9 bar. Cette détente va provoquer un échauffement dans tous les cas et cet effet sera d'autant plus important que la pression sera élevée : +0.04 K à 3 bar contre +0.1 K à 9 bar. Dans le cas d'utilisation d'aimants supraconducteurs, il faut donc éviter de placer une perte de charge supplémentaire en amont de ceux-ci.
  - CV959 : cette détente de 0.7 bar s'effectue à la sortie de la zone chauffée et la température va donc varier de 4.4 à 7 K et la pression de 3 à 9 bar. Le sens de variation de la température va donc dépendre de ces deux paramètres. Pour des températures inférieures à 4.8 K et quel que soit la pression, la détente échauffera toujours l'hélium : + 0.07 K à 4.4 K et 4 bar. Par contre, plus la température augmente et plus la détente va refroidir l'hélium : -0.3 K à 7 K et 5 bar. Dans un cas tel qu'HELIOS cet effet a peu d'importance puisqu'il se réalise après la zone de chauffage. En revanche, dans un cas réel avec des CICC et où la perte de charge est répartie le long des aimants, cet effet est à considérer et est bénéfique lorsque la température de l'hélium augmente.

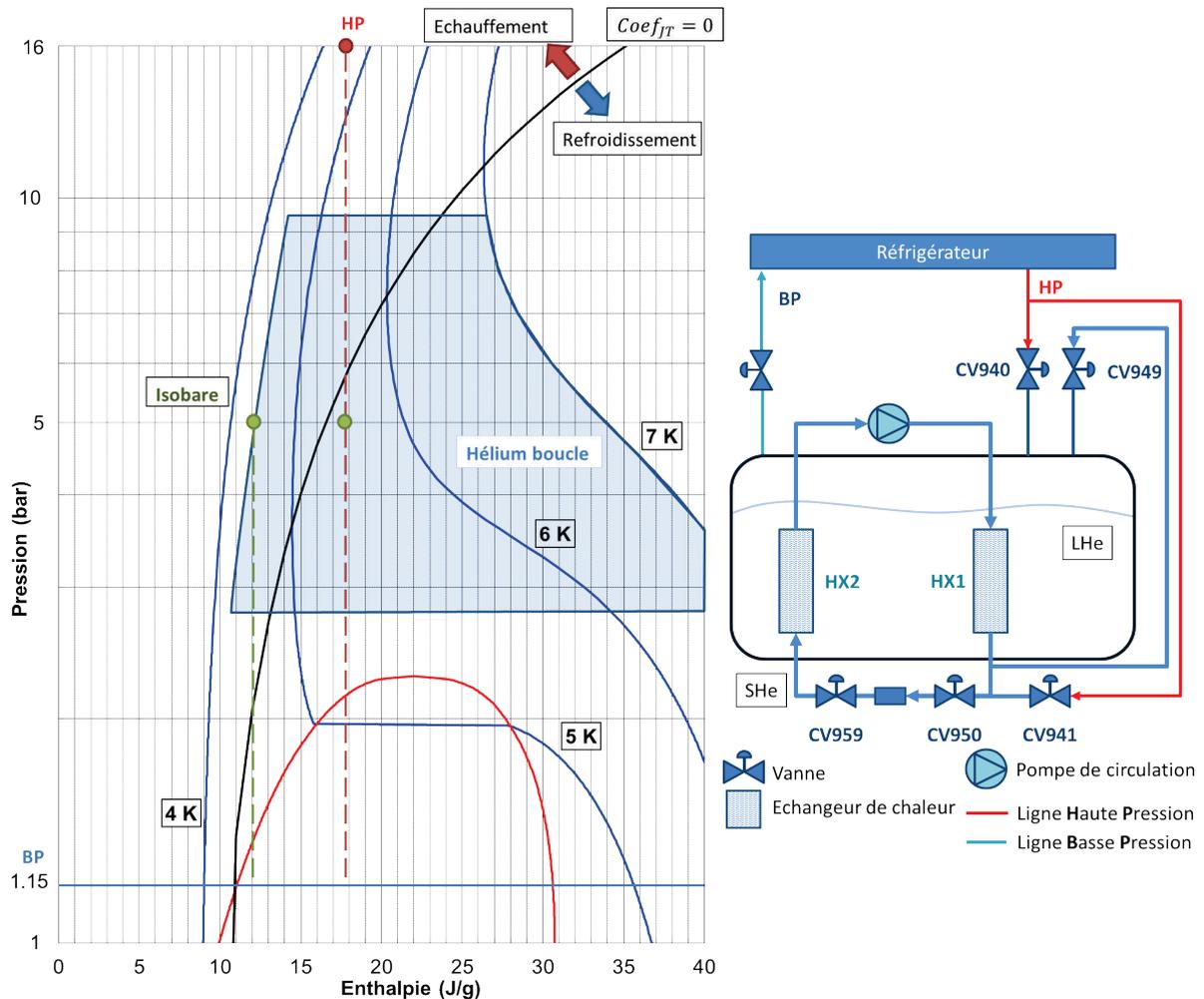


Figure IV.3 Diagramme P/H de l'hélium entre 1 et 16 bar en échelle logarithmique

#### IV.2.2 Représentations spatiale et temporelle

Le fluide parcourant la boucle peut être représenté selon deux façons:

- soit spatiale : c'est un point de vue Lagrangien, on suit une particule de fluide le long du circuit selon l'axe  $x$ . A un instant donné, on est capable de donner toutes les valeurs de température suivant  $x$ . Ce point de vue est inaccessible en expérience puisqu'il nécessiterait un nombre infini de capteurs et ne peut être réalisé qu'en simulation.
- soit temporelle : c'est un point de vue Eulérien, on observe à un endroit donné du circuit la valeur locale de la température. On peut avoir accès, pour une position donnée, à l'historique de la température en ce point. Expérimentalement c'est le seul point de vue accessible aux travers des mesures thermométriques mais cependant seulement pour un nombre réduit de positions données.

Le passage d'une représentation à l'autre n'est pas trivial et dépend des événements transitoires. Mais de manière générale, la lecture de l'axe temporel sera inversée par rapport à l'axe spatial comme illustré sur la Figure IV.4. Pour reconstituer le profil temporel à partir d'une abscisse de mesure, on s'oriente vers la provenance du fluide (à gauche ici) et on observe la température des points de plus en plus éloignés spatialement. Dans un cas réel, le temps que le fluide en  $x_A$  atteigne

$x_{mes}$ , des perturbations (chauffages ou variations de pression) peuvent modifier les paramètres du fluide.

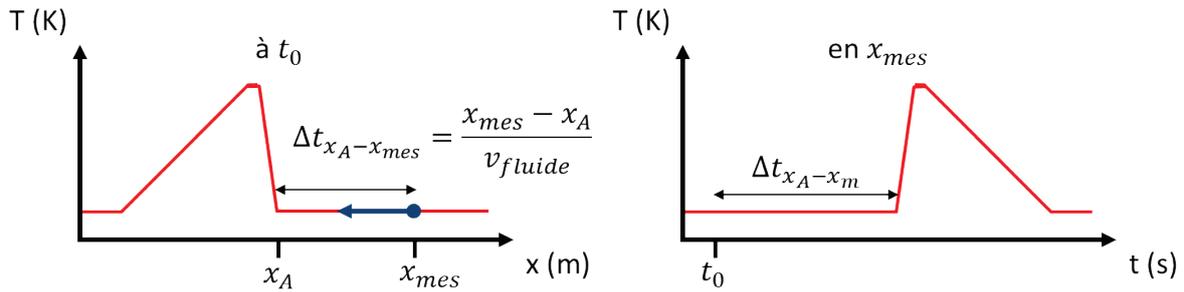


Figure IV.4 Principe d'équivalence entre représentation spatiale et temporelle dans le cas d'un profil de température se déplaçant vers la droite sans perturbation le long d'une conduite

#### IV.2.3 Effet d'un chauffage sur la température d'une conduite d'hélium en convection forcée

Prenons l'exemple d'une conduite de longueur infinie soumise à un débit massique  $\dot{m}$  à laquelle on applique un créneau de chauffage homogène d'amplitude  $\dot{q}$ , réparti sur une longueur  $L = x_1 - x_0$ , pendant une durée  $\Delta t_{pulse}$  (Figure IV.5). Étant donné que le volume du système est infini, il n'y a pas de variation de pression mais uniquement de température. On négligera les effets d'inertie du fluide (débit d'hélium constant en tout point).

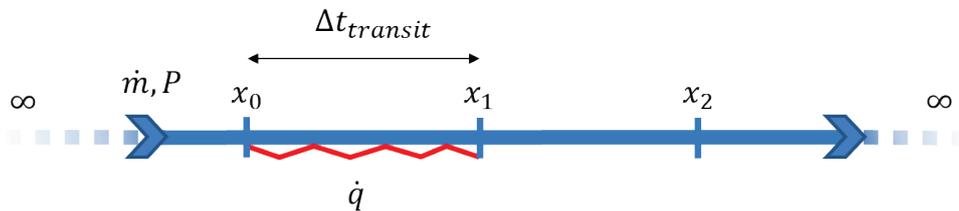


Figure IV.5 Application d'un chauffage sur une conduite infinie

Le fluide est échauffé tout en étant transporté le long du chauffage. Plus le temps passé dans le chauffage est important et plus il emmagasine de l'énergie et donc plus sa température augmente. La notion de puissance volumique  $\frac{\dot{q}}{V}$  est plus appropriée pour rendre compte de l'échauffement du fluide le long d'un chauffage réparti, comme c'est le cas sur HELIOS, et plus généralement sur les systèmes de type CICC. L'accroissement d'enthalpie acquis par une masse  $m$  de fluide, à une position  $x$ , et un instant  $t$  depuis le début du chauffage, s'écrit :

$$\Delta h = \frac{\int^{\Delta t_{transit}} \int_{x_0}^x \frac{\dot{q}}{V} S dx dt}{m} \quad (IV.2)$$

Deux cas de figure se présentent (voir équation (IV.3)) :

- si la durée du pulse  $\Delta t_{pulse}$  est supérieure au temps de transit dans le chauffage  $\Delta t_{transit}$  alors le fluide subit l'accroissement d'enthalpie maximal, soit celui à l'équilibre  $\Delta h = \frac{\dot{q}}{\dot{m}}$

- si la durée du pulse  $\Delta t_{pulse}$  est inférieure au temps de transit dans le chauffage  $\Delta t_{transit}$  alors l'accroissement d'enthalpie dépend de la fraction de longueur de chauffage parcouru qui est équivalente au rapport  $\frac{\Delta t_{pulse}}{\Delta t_{transit}}$

$$\Delta h = \begin{cases} \frac{\dot{q}}{\dot{m}} & \text{Si } \Delta t_{pulse} \geq \Delta t_{transit} \\ \frac{\Delta t_{pulse}}{\Delta t_{transit}} \frac{\dot{q}}{\dot{m}} & \text{Si } \Delta t_{pulse} < \Delta t_{transit} \end{cases} \quad (IV.3)$$

L'élévation de température du fluide liée à ce gain d'énergie peut être calculée à l'aide d'HEPAK :

$$T_{x_1} = f(\Delta h + h(T_{x_0}, P), P) \text{ avec HEPAK} \quad (IV.4)$$

Dans la suite, l'élévation de température sera directement lié au  $\Delta h$

D'un point de vue spatial, cet échauffement, si réparti de façon uniforme, se traduit par des profils de température à l'instant  $t_0 + \Delta t_{pulse}$  comme décrits sur la Figure IV.6 :

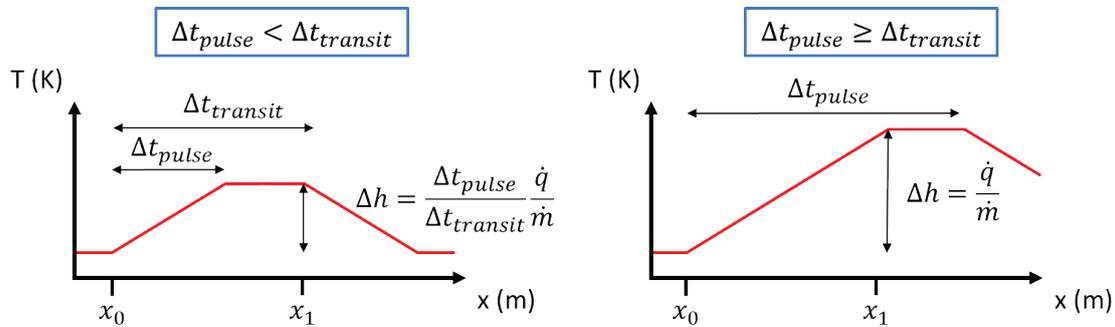


Figure IV.6 Profil spatial de température après l'application d'un chauffage à  $t_0 + \Delta t_{pulse}$

D'un point de vue temporel, en se plaçant au point  $x_1$ , on distingue trois profils différents en fonction de la durée du chauffage (Figure IV.7). Et en l'absence de chauffage entre  $x_1$  et  $x_2$ , le profil résultant en  $x_2$  est un simple décalage temporel du profil en  $x_1$  égal au temps de transit entre les deux point ( $\Delta t_{x_1-x_2}$ ).

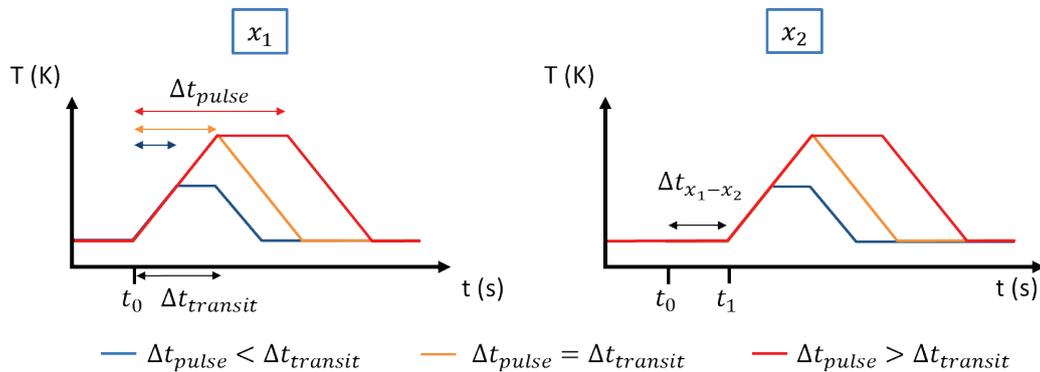


Figure IV.7 Profils temporels de température en  $x_1$  et  $x_2$  à  $t_0 + \Delta t_{pulse}$  après l'application d'un créneau de chauffage à  $t_0$

De cette analyse on déduit que, pour une même puissance appliquée et un même débit, le volume sur lequel est appliqué le chauffage, et donc la longueur du chauffage, va impacter de manière

importante le profil de température résultant. En effet, pour une longueur de chauffage très courte, et donc un  $\Delta t_{transit}$  petit devant  $\Delta t_{pulse}$ , le fluide va rapidement atteindre sa température maximale, correspondante à celle d'un régime permanent donc indépendant de  $\Delta t_{pulse}$  à puissance donnée. A l'inverse, pour une longueur de chauffage importante,  $\Delta t_{transit}$  grand devant  $\Delta t_{pulse}$ , cette température ne sera pas atteinte. La température sera alors proportionnelle à l'énergie injectée donc proportionnelle à  $\Delta t_{pulse}$  à puissance donnée.

Prenons l'exemple de deux chauffages de longueur  $L$  et  $10 L$  sur lesquels est appliqué le même créneau de puissance réparti uniformément (Figure IV.8). La puissance linéique déposée est donc 10 fois plus faible pour le chauffage long. La durée du créneau de chauffage  $\Delta t_{pulse}$  est choisie supérieure au temps de transit associé au chauffage court ( $\Delta t_2$ ) mais inférieure à celui du long ( $\Delta t_1$ ). La quantité d'énergie déposée  $\Delta U$  est la même dans les deux cas, mais n'est pas répartie sur la même masse de fluide : soit  $\dot{m} (\Delta t_{pulse} + \Delta t_1)$  pour le chauffage long et  $\dot{m} (\Delta t_{pulse} + \Delta t_2)$  pour le court. Ce dernier profil de température s'établit sur un temps plus court, mais possède une amplitude maximale plus élevée égale à  $\frac{\dot{q}}{\dot{m}}$ .

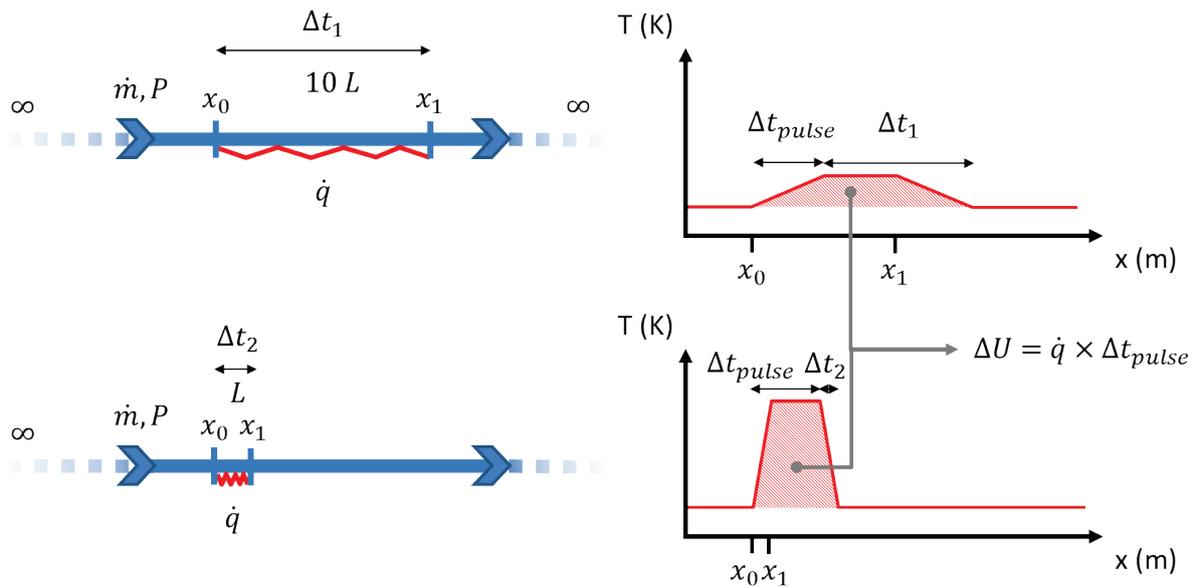


Figure IV.8 Influence de la densité de puissance sur le profil spatial de température à  $t_0 + \Delta t_{pulse}$

Les effets de chauffage en série sont cumulatifs et l'accroissement d'enthalpie résultante sera la somme des effets de chacun des chauffages. Prenons l'exemple d'une configuration proche de celle d'HELIOS avec trois zones de chauffages séparées par des zones non chauffées, toutes de longueur identique (Figure IV.9). Le même créneau de puissance est appliqué simultanément sur chacune des zones. La durée du pulse est supérieure à  $\Delta t_{1-2}$  (temps de transit entre  $x_1$  et  $x_2$ ) de sorte que du fluide peut être chauffé par deux zones consécutives.

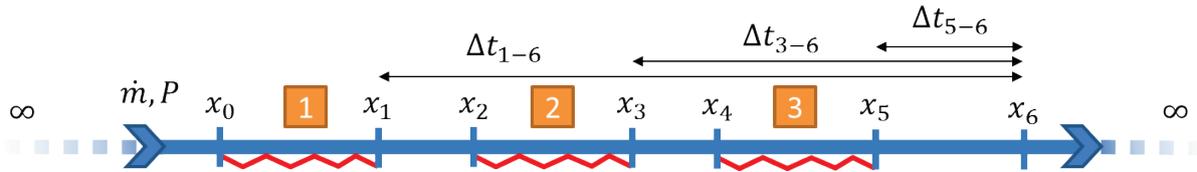


Figure IV.9 Application de trois chauffages consécutifs sur une boucle infinie

La Figure IV.10 illustre comment le profil temporel de température en  $x_6$  peut être déduit de l'effet de chacun des chauffages. L'influence du chauffage 1 correspond au pic qui apparaît en dernier en  $x_6$  puisque c'est le chauffage le plus loin. Viennent ensuite respectivement les pics issus des chauffages 2 puis 3 qui sont les plus proches. Une partie du fluide chauffé en zone 1 (respectivement en zone 2) l'est également en zone 2 (resp. en zone 3) : il y a recouvrement des effets (intervalles grisés sur le graphique). Il est possible d'obtenir trois pics strictement distincts en appliquant le chauffage pendant une durée inférieure à  $\Delta t_{1-2}$ .

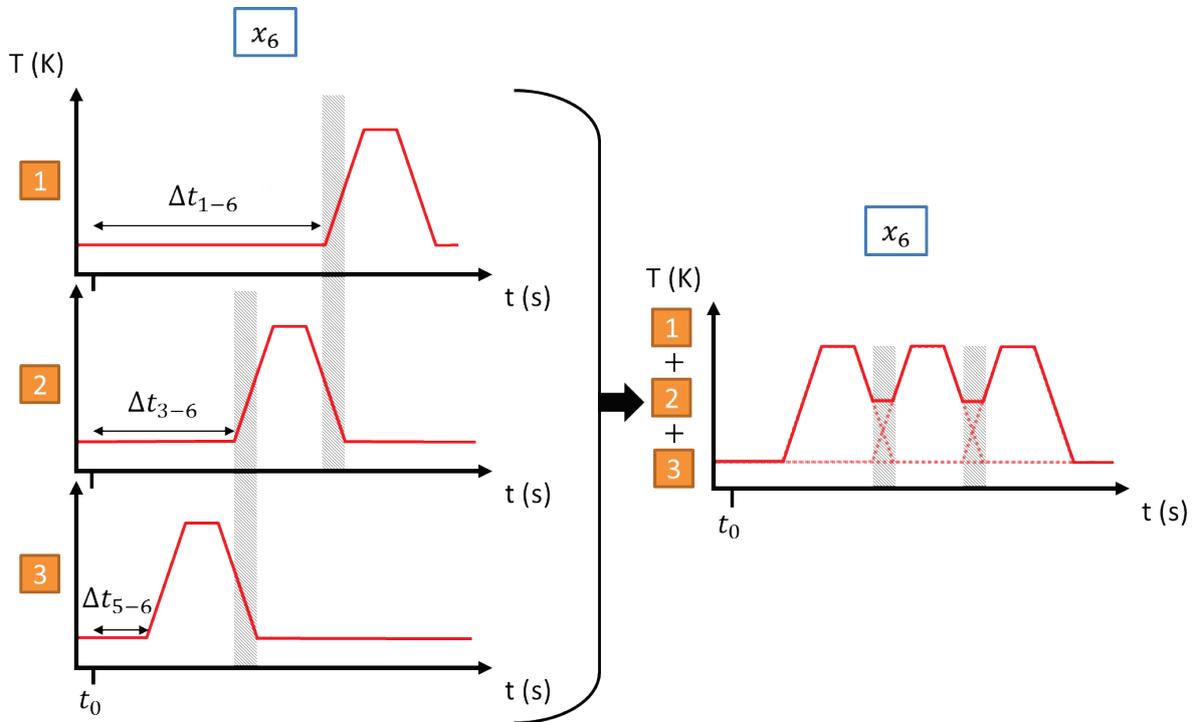


Figure IV.10 Illustration de la combinaison des effets de chauffage sur la température en  $x_6$  pour une durée de pulse supérieure à  $\Delta t_{1-2}$ . Les intervalles grisés correspondent aux instants où le fluide est chauffé par deux chauffages consécutifs.

#### IV.2.4 Effet d'un chauffage sur la pression d'une boucle d'hélium en convection forcée

Considérons maintenant une boucle fermée de volume fini avec un échangeur de chaleur. La nature finie de la longueur de la conduite induit une augmentation d'énergie interne lorsque qu'une puissance est appliquée. L'accroissement d'énergie interne massique, qui sert de variable d'état, est d'autant plus grand que le volume de la boucle est petit. A densité constante, cette augmentation se traduit par une élévation globale de la pression. Contrairement à l'effet du chauffage sur la température qui est convectée à la vitesse du fluide, la pression se propage à la vitesse du son et donc beaucoup plus rapidement (environ  $200 \text{ m.s}^{-1}$  dans l'hélium supercritique). Dans le cas d'HELIOS qui possède une longueur totale de 180 m, cela revient à approximer que l'onde de pression se

propage quasi instantanément. L'application d'un chauffage localisé sur la boucle va donc avoir pour effet, en plus de l'échauffement local du fluide, une pressurisation globale de la boucle.

Pour un système fermé, et donc à inventaire d'hélium constant, l'augmentation de pression due à un chauffage peut être calculée via un bilan d'énergie interne massique à densité constante (IV.6).

$$u_{final} = u_{initial} + \frac{\Delta t_{pulse} \dot{q}}{m_{boucle}} \quad (IV.5)$$

$$P_{final} = f(u_{final}, \rho) \text{ avec HEPAK} \quad (IV.6)$$

De façon générale, les variations de pression dans la boucle seront plus ou moins importantes en fonction du temps de transit entre le chauffage et l'échangeur situé en aval, temps de transit déterminé par la position du chauffage par rapport à l'échangeur et le débit massique de la boucle. Un temps de transit court entre la fin du chauffage et l'échangeur par rapport à la durée du chauffage ne sera pas favorable au stockage de l'énergie dans la boucle puisque qu'elle sera rapidement transférée à la source froide et donc la montée de la pression sera faible. Un chauffage positionné très proche d'un échangeur aura donc un impact très faible sur la pression. Au contraire, la quantité d'énergie déposée par un chauffage positionné loin d'un échangeur impactera de manière plus importante la pression.

Prenons l'exemple d'un chauffage constant appliqué sur deux secteurs : l'un proche de l'échangeur et l'autre plus éloigné (Figure IV.11). La pression maximale atteinte est proportionnelle au produit de la puissance déposée par le temps de transit du fluide entre le chauffage et l'échangeur. Le second cas possède donc une pression maximale plus élevée que le premier. On voit qu'il y aura saturation de la pression si  $\Delta t_{pulse}$  est supérieur au temps de transit entre le chauffage et l'échangeur. Dans le cas contraire, la pression aura son maximum à la fin du pulse et se maintiendra constante avant de diminuer lorsque la zone chauffée atteindra l'échangeur.

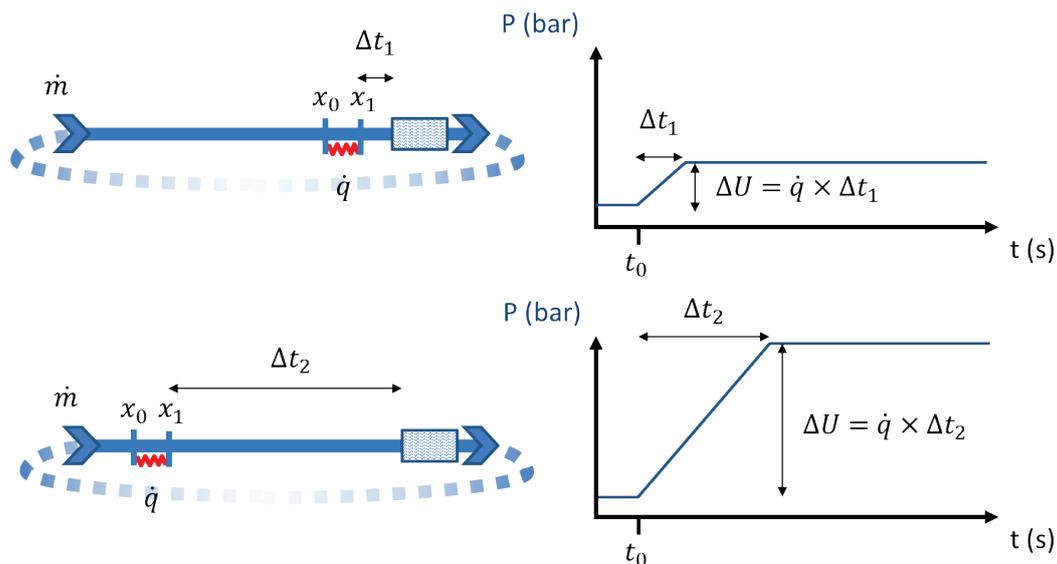


Figure IV.11 Influence de la position d'un chauffage continu sur la pression d'une boucle fermée

Maintenant plaçons nous dans le cas de la Figure IV.12 (évolution de la Figure IV.9 avec un échangeur) et supposons qu'il n'y ait pas de variation de température liée à celle de la pression. La

température du fluide est donc uniquement due au passage dans les chauffages. En rajoutant un échangeur de chaleur au niveau de  $x_6$  sur la boucle, on permet au système d'échanger de l'énergie vers l'extérieur en fonction du  $\Delta T$  entre le fluide à l'entrée de l'échangeur et la source froide (le bain) et de thermaliser la température d'entrée.

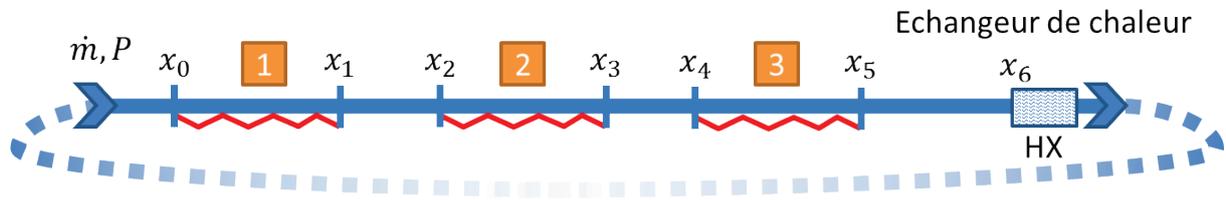


Figure IV.12 Application de trois chauffages sur une boucle finie possédant un échangeur de chaleur

L'évolution de la pression va donc résulter de la balance entre l'énergie injectée via les chauffages et celle évacuée via l'échangeur qui dépend du profil de température en  $x_6$ . En reprenant le scénario de chauffage de la Figure IV.10 (pulse court sur chacune des zones de chauffage), on détermine le profil de pression résultant (Figure IV.13).

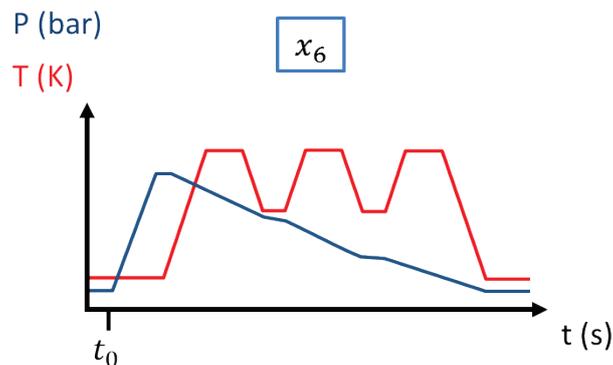


Figure IV.13 Evolution de la pression de la boucle en fonction de la température en entrée d'échangeur

Le temps de pulse est choisi plus court que le temps de transit entre la fin du chauffage 3 et l'échangeur de chaleur. On observe donc un plateau à la fin de la montée et le pic de pression est représentatif de l'intégralité de l'énergie déposée via les chauffages. Ensuite la boucle perd progressivement son énergie à mesure que le fluide chaud traverse l'échangeur (supposé parfait). La dynamique de descente en pression est donc liée au débit massique et au profil de température en  $x_6$  tandis que celle de montée dépend uniquement de la somme des énergies injectées dans la boucle (beaucoup plus rapide dans ce cas).

#### IV.2.5 Effets couplés pression/température

Dans un cas réel, les variations de pression jouent le rôle d'un échangeur de chaleur global pouvant avoir l'effet d'une puissance positive (montée en pression) ou négative (descente en pression) appliquée au fluide de la boucle. Comme mentionné dans le Chapitre III, ces variations peuvent être assimilées localement à une transformation adiabatique réversible et donc isentropique. L'augmentation de température liée à celle de la pression est donc calculée comme :

$$T_{final} = f(S_{initiale}, P_{finale}) \quad (IV.7)$$

Par exemple, la compression d'un volume d'hélium initialement à 3 bar - 4.4 K jusqu'à 4 bar, conduit à une augmentation de température d'environ 0.1 K. De façon inverse, un transfert d'énergie du système vers l'extérieur va produire une détente de l'hélium ce qui va refroidir le fluide.

En reprenant l'exemple présenté dans la Figure IV.12, mais dans un premier temps sans échangeur, le profil de température final en  $x_6$  sera la somme de celui lié aux chauffages et de celui lié à l'échauffement du fluide via la compression (Figure IV.14) :

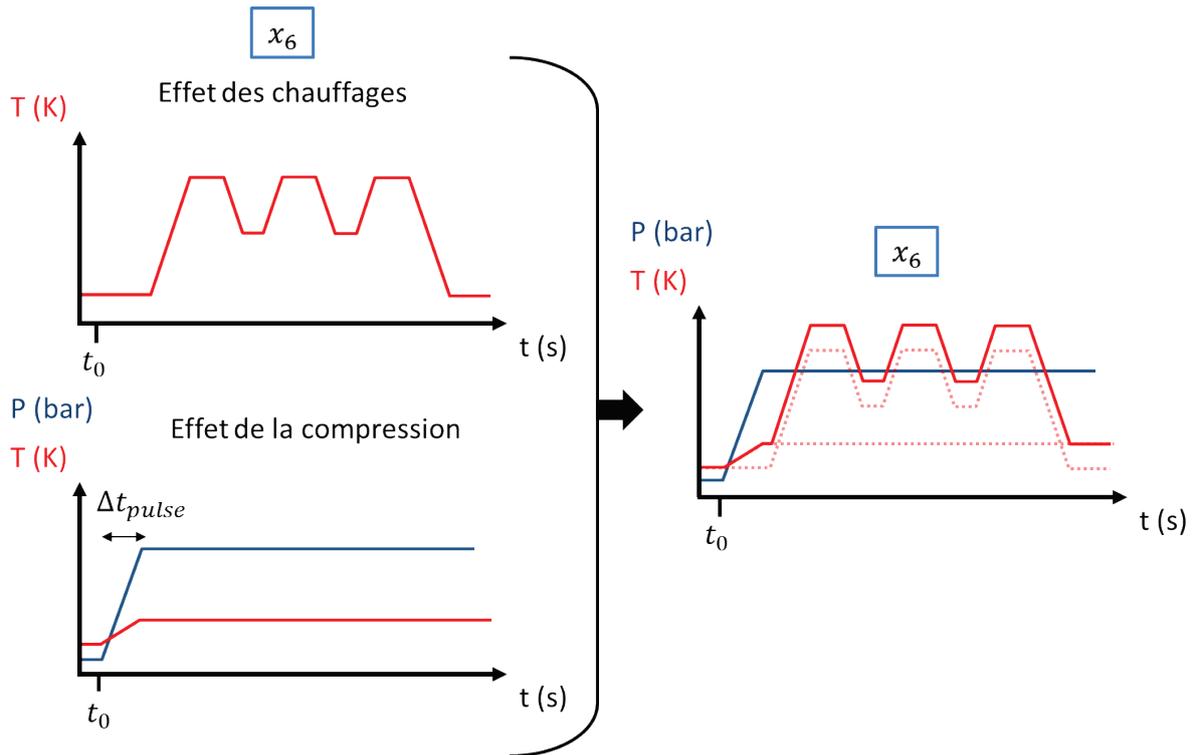


Figure IV.14 Illustration de la combinaison des effets des chauffages et de la pression

Rétablissons maintenant l'échangeur et plaçons nous dans le cas présenté dans la Figure IV.12 mais en appliquant un créneau uniquement sur la zone 2, soit entre  $x_2$  et  $x_3$ , et de  $t_0$  à  $t_1$ . Nous allons nous intéresser à la dynamique temporelle de la pression en parallèle de la dynamique spatiale de la température (Figure IV.15). Lorsque le créneau de puissance est appliqué, la température s'élève à la fois entre  $x_2$  et  $x_3$  mais également sur toute la boucle à cause de la montée en pression. Le capteur de température placé en  $x_6$  va d'abord observer l'augmentation due à la montée de pression instantanée dans toute la boucle puis le profil résultant du chauffage qui s'y ajoute à partir de  $t_2$ . De ce fait, une certaine quantité d'énergie est déjà échangée au niveau de l'échangeur entre  $t_0$  et  $t_2$  puisqu'il existe un  $\Delta T$  supplémentaire dès l'application du chauffage. Lors de l'arrivée du fluide chauffé en zone 2 à l'échangeur, la pression a donc déjà légèrement diminué puisque la boucle a perdu cette quantité d'énergie. Ensuite, la détente entre  $t_2$  et  $t_4$  correspond au passage dans l'échangeur du fluide qui a été chauffé en zone 2.

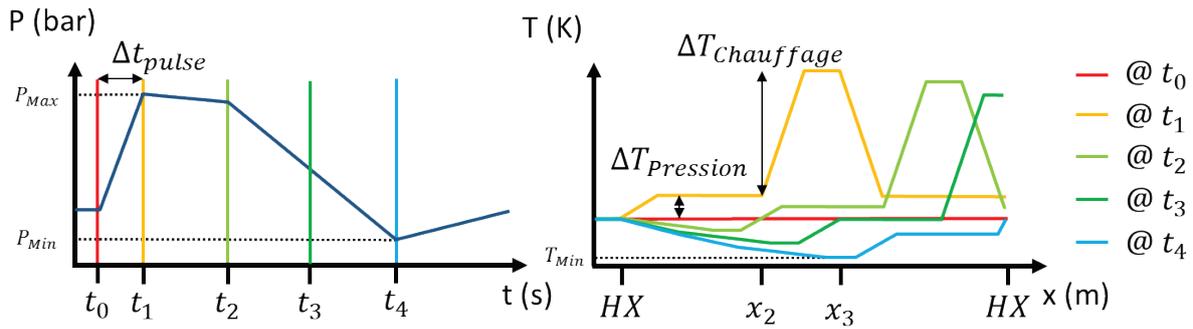


Figure IV.15 Illustration du principe de sous refroidissement sur une boucle subissant un créneau de puissance

A mesure que le fluide parcourt la boucle il est remplacé par du fluide thermalisé à la température de la source froide, la température amont n'est donc pas affectée par les variations de pression. Finalement à l'instant  $t_4$ , la pression est minimale, puisque le  $\Delta T$  à l'échangeur s'apprête à être négatif, mais elle est également inférieure à sa valeur initiale. Cela s'explique par une quantité d'énergie échangée supérieure à celle appliquée car en plus du  $\Delta T$  introduit par le chauffage il existe le  $\Delta T$  introduit par la compression. A partir de l'instant  $t_1$ , une partie de l'hélium, initialement à la température de la source froide, est détendue et refroidie (sous-refroidissement). Le minimum de température de la boucle  $T_{Min}$  se situera à la position dont le temps de transit à partir de l'échangeur amont vaut  $t_4 - t_1$  (à condition que les effets des pertes statiques soient inférieurs à ceux de la pression). A cette position le fluide aura subi la détente maximale soit de  $P_{Max} - P_{Min}$  en partant initialement de la température de la source froide.

#### IV.2.6 Effet des pertes thermiques sur la dynamique de la boucle

Dans les cas précédents, la boucle est supposée adiabatique sauf au niveau des chauffages et de l'échangeur de chaleur. Dans un cas réel, les pertes thermiques réparties le long de la boucle vont engendrer une augmentation de température tout au long de la boucle (Figure IV.16) qui va venir s'ajouter aux charges appliquées et sera inversement proportionnelle au débit.

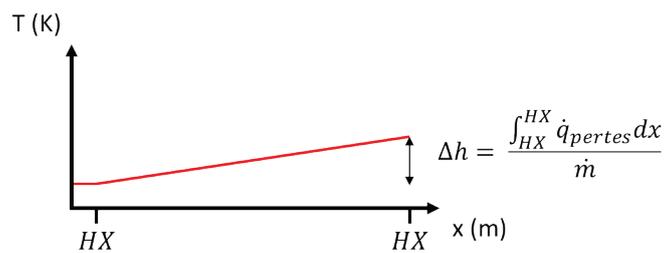


Figure IV.16 Effet des pertes thermiques sur la température le long de la boucle

Une boucle subissant des pertes thermiques échange vers la source froide (bain) à l'équilibre une puissance équivalente. Donc à un débit donné, cela représente l'échange qui correspond à une variation nulle de pression. Dès qu'il n'y a plus de puissance appliquée par les chauffages, on devrait retrouver au niveau des échangeurs la puissance échangée à l'équilibre. Si la puissance extraite est supérieure (respectivement inférieure) à celle à l'équilibre la pression diminue (resp. augmente). Le fait de faire varier la vitesse du fluide dans la boucle va provoquer une modification de la température d'entrée de l'échangeur à l'équilibre. Dans le cas d'une diminution de débit par

exemple, le  $\Delta T$  au niveau de l'échangeur doit augmenter pour retrouver l'équilibre du bilan d'énergie ( IV.8 ).

$$\dot{q}_{pertes} = \dot{m} \Delta h_{HX}|_{\text{équilibre}} \quad (\text{IV.8})$$

Le temps que la boucle se mette à l'équilibre, le bilan d'énergie est déséquilibré et la puissance échangée est inférieure aux pertes thermiques, ce qui entraîne l'augmentation de pression du circuit. Inversement, l'augmentation du débit entraîne une diminution de la pression.

#### IV.2.7 Compétition des différentes variations de température

Au cours des échauffements et refroidissements de l'hélium de la boucle liés aux variations temporelles de pression, le fluide subit toujours l'effet des pertes statiques thermiques le long de son parcours. Il y a donc à chaque instant une compétition entre ces deux phénomènes qui va déterminer la variation effective de température. En effet, si par exemple les pertes thermiques sont prépondérantes devant l'effet de la variation de pression alors le minimum de température sera toujours situé en entrée de ligne. *A contrario*, si les pertes thermiques sont faibles alors le minimum de température sera corrélé avec le minimum de pression et se situera en aval de l'entrée de la ligne. Cependant l'amplitude des pertes thermiques peut varier spatialement ce qui peut temporairement amener une inversion de la variation de température et de ce fait décaler temporellement le minimum de température du minimum de pression.

L'effet des pertes thermiques est spatial et va dépendre du débit du fluide le long de la boucle tandis que les phénomènes liés aux variations de pression sont temporels et dépendent de la puissance échangée soit aux bornes des échangeurs soit aux niveaux des chauffages (assimilés à des pertes thermiques transitoires). Afin de comparer les deux phénomènes, il faut pouvoir se ramener à un même type variable et pour cela on va calculer une puissance volumique équivalente.

A noter que l'on préfère ici se référencer à des pertes volumiques plutôt qu'à des pertes linéiques même si cela paraît moins naturel. En effet, utiliser les pertes volumiques permet une comparaison directe des élévations de température pour 2 circuits différents utilisant le même fluide et permet donc par exemple de comparer directement HELIOS et JT-60SA (les mêmes pertes volumiques entraîneront les mêmes évolutions de température). D'une manière générale on s'efforcera de tout ramener à l'unité de volume et non à l'unité de longueur qui ne permet pas des équivalences immédiates entre deux systèmes différents.

Supposons une portion de conduite subissant des pertes  $\dot{q}_{pertes}$  entre  $x_0$  et  $x_1$  (Figure IV.17). La perte volumique sera donc de  $\frac{\dot{q}_{pertes}}{V_0}$ .

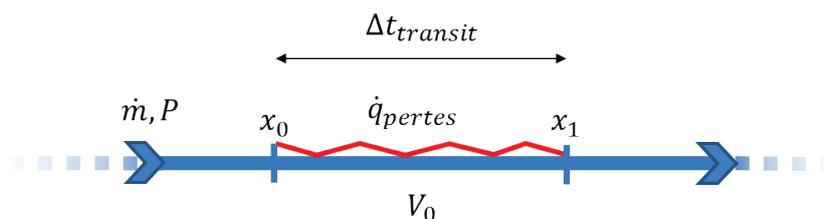


Figure IV.17 Portion de circuit comportant des pertes thermiques

Le fluide va parcourir cette distance en  $\Delta t_{transit}$  et dans le même temps la pression va varier de  $\Delta P$ . De la variation de pression moyenne  $\Delta P = \frac{P_{Max} - P_{Min}}{\Delta t_{transit}}$  on peut calculer une variation d'enthalpie sur 1 s en effectuant une transformation isentropique :

$$\Delta h = h(P + \Delta P, s_{ini}) - h(P, s_{ini}) \quad (IV.9)$$

En multipliant ( IV.9 ) par la densité volumique on obtient la puissance volumique équivalente à l'effet de compression :

$$\dot{q}_{equ/m^3} = \rho \Delta h \quad (IV.10)$$

Il est ainsi possible de déterminer, sur une section de canalisation et pendant un intervalle de temps donné, lequel des facteurs, variation de pression ou pertes thermiques, est prédominant et donc quel sera le sens de variation de la température.

Cet exercice est réalisé sur trois profils de pression différents, engendrés par trois types de lissage de charges différents présentés dans le chapitre suivant (V.2.4). La variation de pression est calculée en utilisant les points extrêmes des pentes de pression comme montré sur la Figure IV.18 sauf pour le cas de l'utilisation des vannes de by-pass où, le profil n'étant pas quasi linéaire, on sépare la détente en trois parties.

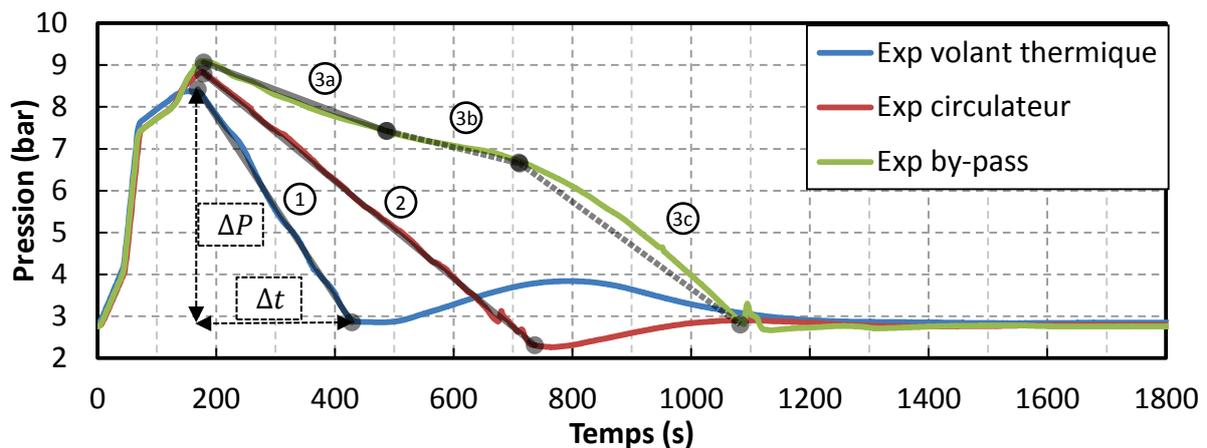


Figure IV.18 Profils expérimentaux de la pression de la boucle en entrée du circulateur pour trois types de lissage

Le Tableau IV.1 donne les valeurs calculées de puissance volumique équivalente pour chacun des cas de lissage de charges pour de l'hélium à 4.4 K et 6 bar (la température est fixée par le bain mais la pression varie de 3.3 à 9 bar). Le cas du volant thermique est la détente la plus forte suivi par le cas du circulateur puis celui du by-pass.

Tableau IV.1 Calcul de la puissance volumique équivalente de la dépressurisation de la boucle dans 3 cas de lissage

	1	2	3a	3b	3c
$\Delta P$	21 mbar.s <sup>-1</sup>	11 mbar.s <sup>-1</sup>	6 mbar.s <sup>-1</sup>	3 mbar.s <sup>-1</sup>	10 mbar.s <sup>-1</sup>
$\dot{q}_{equ/m^3}$	-2100 W.m <sup>-3</sup>	-1120 W.m <sup>-3</sup>	-550 W.m <sup>-3</sup>	-325 W.m <sup>-3</sup>	-1005 W.m <sup>-3</sup>

Les données d'étalonnage de la boucle HELIOS permettent de calculer la densité volumique moyenne de puissance entre les différents thermomètres (Figure IV.19). Attention toutefois, ces données étant des moyennes il est possible qu'à de plus petites échelles les variations soient plus importantes.

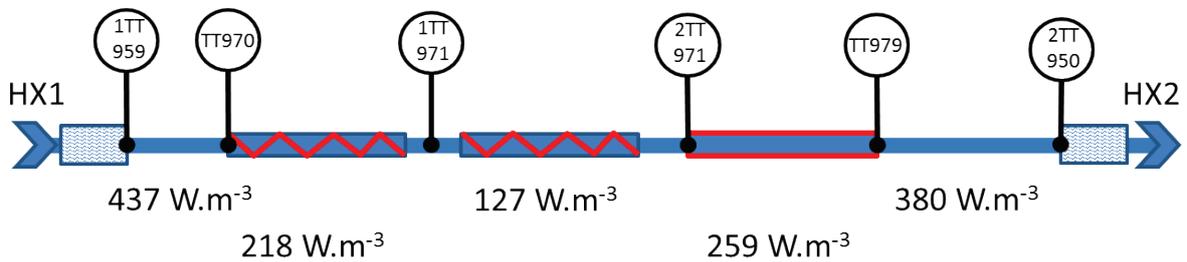


Figure IV.19 Répartition des pertes thermiques statiques le long de la ligne chauffée selon les estimations faites (voir Chapitre II)

*A priori*, dans les cas du volant thermique et du circulateur les effets de la dépressurisation sont plus importants d'un facteur 2.5 à 4.7 par rapport aux pertes thermiques maximales (tronçon 1TT959 – TT970). Le sous refroidissement de l'hélium va donc être important. En intégrant les effets des pertes et de la dépressurisation pendant la durée de celle-ci, et donc la distance parcourue en utilisant un débit moyen, on peut estimer le sous refroidissement de l'hélium initialement à 4.42 K et à la pression maximale. On trouve une valeur de 4.17 K pour le cas du volant thermique, 4.26 K pour le cas du circulateur et seulement 4.38 K pour le by-pass. Ces calculs sont en accord avec les minimums des profils spatiaux simulés avec respectivement 4.20 K et 4.23 K pour les cas du volant thermique et du circulateur (voir Chapitre V). Les données expérimentales sont effect limitées aux positions des capteurs et la simulation est l'unique moyen de retrouver la distribution spatiale de température. La faible variation de température du cas du by-pass (-0.04 K) est effectivement retrouvée en expérience avec un sous refroidissement quasi absent mais difficilement quantifiable à cause de l'élévation de température créée par la vanne CV950.

Les pertes d'HELIOS sont relativement élevées par rapport aux puissances appliquées (isolation passive) Dans le cas de JT-60SA ou un autre grand système, les pertes thermiques devraient être relativement beaucoup plus faibles ce qui accentuera l'effet de sous refroidissement.

#### IV.2.8 Effet d'un chauffage sur les débits d'une boucle d'hélium en convection forcée

Lors de l'échauffement du fluide au niveau des chauffages, sa densité chute localement du fait de sa dilatibilité thermique. Ce phénomène crée une composante de débit qui vient s'ajouter au débit de la boucle. L'hélium a tendance à être éjecté de part et d'autre du chauffage, produisant localement un ralentissement du fluide en entrée et une accélération en sortie (Figure IV.20).

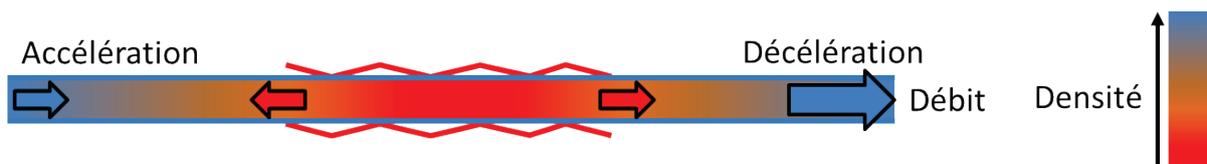


Figure IV.20 Illustration de l'effet d'un chauffage sur le débit d'hélium dans la boucle

L'hélium non chauffé de la boucle est comprimé et sa densité augmente. La densité moyenne étant conservée dans le cas isochore, l'inventaire d'hélium dans la boucle restant inchangé. Cela se traduit

au niveau du circulateur, situé juste en aval d'un échangeur de chaleur, par une augmentation de la densité de l'hélium en entrée (température froide et pression élevée) ce qui entraîne un accroissement du débit généré. Au contraire, lors de la dépressurisation de la boucle la densité locale au niveau de l'entrée du circulateur diminue et le débit généré tend à diminuer.

Ce phénomène, d'une amplitude relativement faible sur les conduites simples d'HELIOS, peut avoir des répercussions importantes comme être à l'origine de blocage de débit dans le cas des CICC de KSTAR par exemple [77] ou même d'inversion de débit dans le cas des aimants en CICC à double canaux d'ITER [78]. La problématique associée à des canaux mis en parallèles et chauffés de manières différentes est plus complexe que le cas étudié sur HELIOS.

#### IV.2.9 Observation d'un cas simple sans régulation

L'exemple expérimental suivant présente un cas de pulse en créneau d'amplitude 333 W pendant 20 s appliqué sur chacun des trois chauffages de la boucle d'HELIOS (soit 1000 W au total) (campagne de Septembre 2010). Le débit de circulation dans le circuit est de  $32 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$  (soit  $0.24 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ ), le bain n'est pas chauffé et est régulé en niveau à l'aide de la vanne d'entrée. Observons l'influence des chauffages et de la pression sur les températures le long de la boucle (Figure IV.21):

- La température d'entrée de ligne TT970 ne subit que l'effet de la hausse de pression et est thermalisée par la température du bain avec un délai de 69 s ce qui explique le plateau observé. L'effet de sous refroidissement est limité par cette thermalisation qui est plus rapide que la durée de la descente en pression.
- La température 1TT971 permet d'observer l'échauffement de l'hélium traversant le chauffage 1EH971. N'étant pas strictement située en sortie de chauffage mais 4 m en aval, la sonde mesure d'abord l'échauffement dû à la pression (identique à TT970) puis celui dû au chauffage qui a donc une forme trapézoïdale (comprenant un plateau dû à l'hélium chauffé de façon uniforme dans le chauffage pendant  $75-20 = 56 \text{ s}$ ). La suite du signal correspond à l'écoulement non chauffé (arrivant dans le chauffage à partir de  $t = 20 \text{ s}$ ) qui a subi l'échauffement dû à la compression de l'hélium puis, à partir de  $t = 200 \text{ s}$ , le sous refroidissement induit par la dépressurisation suivi du retour à l'état stationnaire (au environ des 600 s).
- La température 2TT971 permet d'observer l'échauffement de l'hélium traversant le chauffage 2EH971 et 1EH971. Le chauffage ne durant que 20 s (inférieur au temps de transit de 24 s entre chauffages), la sonde mesure l'échauffement dû à la pression puis un plateau très court de 4 s puis l'effet du chauffage 2EH971 (premier trapèze) puis un second court plateau de 4 s (quasiment à la même température que le premier) et enfin l'effet du chauffage 1EH971 (second trapèze).
- La température 2TT950 donne l'image de la puissance échangée avec le bain ( $\Delta T$  d'échange) et permet d'observer l'ensemble de l'historique de l'hélium ayant traversé la boucle : échauffement puis long plateau dû à la pressurisation jusqu'à 92 s (temps de transit depuis le dernier chauffage), effet des trois chauffages, pressurisation initiale et effet de sous refroidissement. Le pic dû au chauffage 3EH971 est plus faible que les deux autres puisque la

densité de puissance est inférieure (volume chauffé plus important pour la même puissance appliquée).

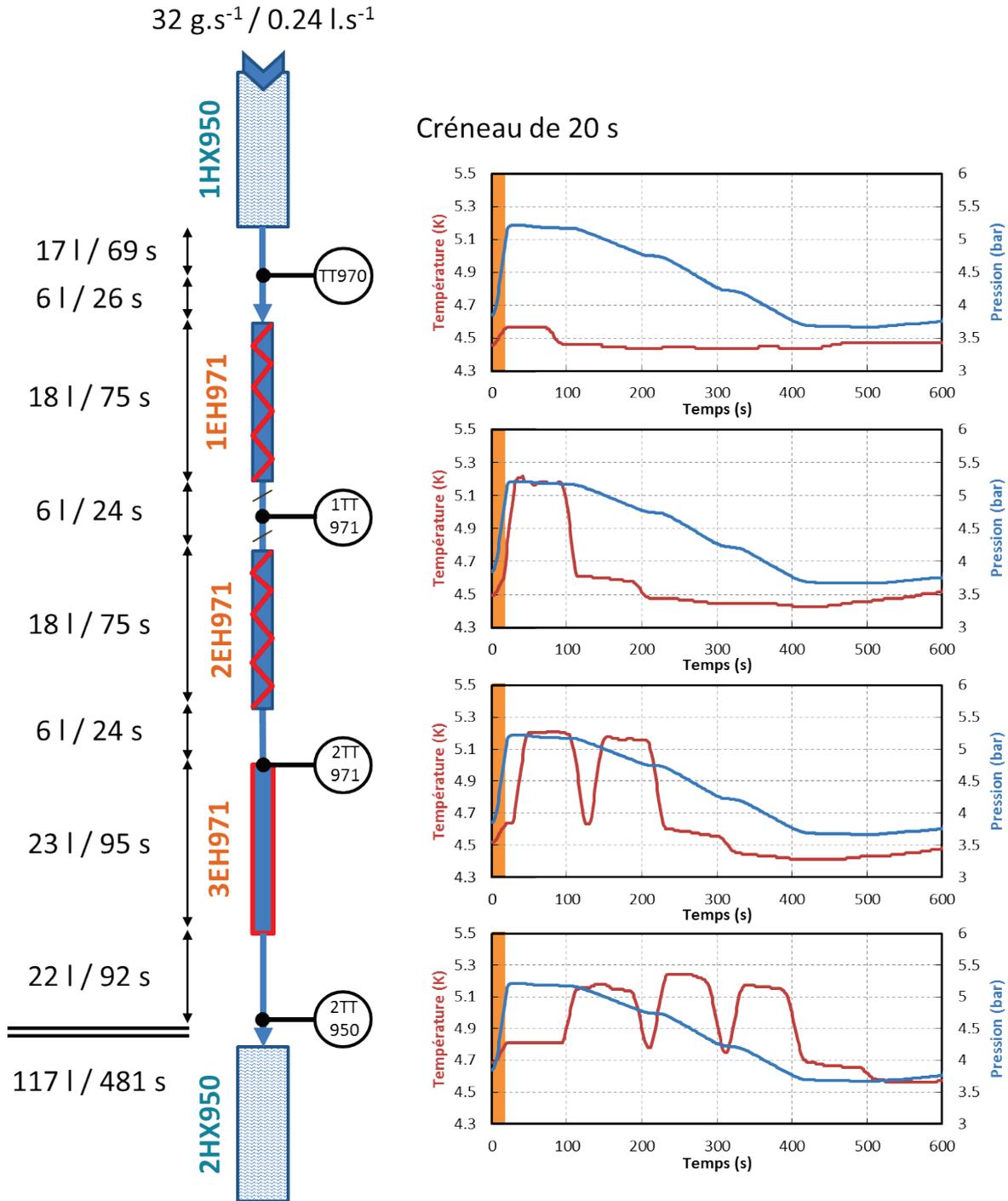


Figure IV.21 Profils temporels expérimentaux des températures de la boucle d'HELIOS en fonction de leur position et de la pression après application d'un créneau de chauffage de  $3 \times 333 \text{ W}$  pendant 20 s. Le débit volumique est donné à titre indicatif pour une densité de l'hélium à 4.4 K et 3 bar.

Contrairement aux profils idéaux présentés ci-dessus, les pertes statiques thermiques sont responsables d'un écart statique entre chacun des profils des thermomètres. L'effet de sous-refroidissement observé dans les quatre cas est d'autant plus important qu'on s'éloigne de l'échangeur amont. En effet, la durée de dépressurisation est presque égale au temps de transit dans

la ligne. Le  $\Delta T$  le plus important sera donc observé en bout de ligne. Cependant, cela ne signifie pas que ce sera le point le plus froid du circuit puisque les pertes statiques thermiques réparties de manière non homogène spatialement contribuent à l'augmentation de la température le long de la ligne.

Connaissant les volumes et ces profils de température, il est possible de recalculer le débit volumique moyen du fluide sur un intervalle de temps compris entre un instant remarquable (début de chauffage par exemple) et la position du capteur. C'est le principe de débitmètre à temps de vol.

Enfin, ceci montre bien l'importance de réaliser une boucle à échelle réduite respectant non seulement les scénarios temporels de charge thermiques mais également la répartition spatiale de celles-ci.

### **IV.3 Conclusion**

Ce chapitre a permis de mettre en place les raisonnements théoriques qui vont permettre d'analyser correctement les courbes présentées dans le chapitre suivant.

La première partie portant sur le bain a permis de définir que le niveau de remplissage du bain d'HELIOS devra être élevé (70 %) afin de minimiser l'élévation de température lors de l'application d'une charge dans le bain. Dans une configuration où la masse du bain serait constante, ce taux initial de remplissage entraîne une élévation du niveau à mesure que la pression du volant thermique va augmenter. Ce phénomène rend donc impossible une régulation de niveau du liquide du bain aux cours des scénarios de charges pulsées si on veut travailler à débits entrant et sortant égaux.

Les effets des différentes détente d'hélium du système ont été présentées et il s'avère que l'hélium de la boucle peut être soit réchauffé soit refroidi au passage dans une vanne en fonction de sa pression et de sa température. Une analyse méthodique des effets des chauffages sur la boucle a permis de prédéterminer les dynamiques qui vont être observées sur HELIOS. La compétition existante entre pertes thermiques et effet de la dépressurisation est détaillée et permet d'expliquer les résultats obtenus lors d'essais. Les différents comportements prédits sont illustrés clairement sur un exemple expérimental. On a donc montré que les profils de température et de pression de la boucle peuvent se déduire qualitativement de façon plutôt précise grâce à la décomposition des différents mécanismes présentés. Cependant cela ne pourrait remplacer la simulation qui reste un outil de choix pour déterminer précisément les évolutions des propriétés du fluide et la combinaison d'effets complexes comme les variations de niveau et de température du bain ou le sous refroidissement de la boucle. Le chapitre suivant va permettre de valider le modèle de la boucle en reprenant les hypothèses formulées dans ce chapitre. Ces validations s'appuieront sur des comparaisons avec des résultats expérimentaux sur différentes stratégies de lissage de charges thermiques.



## V

# Résultats expérimentaux et numériques sur le lissage de charges pulsées

L'objectif principal de cette thèse est l'étude expérimentale du lissage de charges pulsées. Nous avons vu qu'HELIOS est une mise à l'échelle 1/20 de la boîte froide auxiliaire du tokamak JT-60SA, comprenant un bain à saturation pouvant jouer le rôle de volant thermique et une boucle de refroidissement en hélium supercritique simulant à l'aide de trois chauffages résistifs l'extraction de charges pulsées ayant lieu au niveau des aimants CS. Afin d'appliquer au système des profils de charges thermiques réalistes, ceux-ci ont été déterminés en fonction des charges attendues sur les aimants du tokamak. De plus, HELIOS est très bien instrumenté et équipé de matériels permettant la réalisation et l'étude thermohydraulique de nombreuses configurations de lissage de charge. Cela est rendu possible grâce à un circulateur robuste capable de fonctionner sur une large plage d'utilisation, une vanne de by-pass de la charge thermique, une vanne de limitation de débit de sortie du bain et un système de vannes de charge et de décharge permettant de travailler à pression constante sur la boucle. Différentes stratégies de lissage peuvent donc être réalisées, sans contrainte autres que celles du réfrigérateur. Ce chapitre présente, analyse et compare les résultats expérimentaux effectués avec différents scénarios : lissage en volant thermique, lissage circulateur et lissage by-pass, réalisés à l'aide de deux configurations de circuit : isochore ou isobare. Les résultats des simulations numériques effectuées avec le modèle EcosimPro sont également exposés et commentés.

Dans la première partie on présentera les essais, leurs intérêts respectifs et leurs mises en œuvre. La seconde partie sera dédiée aux résultats de lissage de charge dans une boucle en configuration isochore. La troisième partie contiendra les résultats expérimentaux en mode isobare.

### V.1 Présentations des essais

Au total 6 campagnes expérimentales ont été réalisées sur HELIOS entre Mai 2010 et Février 2013. Leurs complexités se sont accrues au fur et à mesure, débutant par les premiers essais de réception où les premières sécurités ont été testées (coupure de chauffage, fermeture de vannes, etc...) à la campagne de Janvier 2013 permettant de réaliser des régulations avancées (présentées dans le Chapitre VI). La part de commandes manuelles a constamment diminué, remplacée par des actions automatisées programmées dans l'automate d'HELIOS garantissant des conditions d'essais de plus en plus sécurisées et reproductibles. De nouveaux capteurs ont été ajoutés (un deuxième débitmètre Coriolis pour la 6<sup>ème</sup> campagne, ajout de sondes de température) et la précision des mesures s'en est trouvée améliorée.

#### V.1.1 Buts des essais

L'objectif de l'expérience HELIOS est l'étude expérimentale des méthodes de lissage de charge sur des pulses périodiques de chaleur. Les débits entrant et sortant du bain d'HELIOS vont être régulés

de manière à optimiser la puissance de réfrigération par rapport à la puissance moyenne reçue par le système sur un ou plusieurs cycles, en stockant temporairement de l'énergie dans le système (dans le bain ou la boucle). Pour cela il est nécessaire de contrôler le débit de sortie du bain, soit directement à l'aide d'un actionneur (vanne ou compresseur froid) situé en sortie du bain, soit de façon indirecte en contrôlant l'évaporation d'hélium liquide (Figure V.1). Il peut s'agir d'un écrêtage, comme c'est le cas dans les scénarios présentés dans ce chapitre, ou bien d'une régulation complète, comme présenté dans le Chapitre VI. En ce qui concerne le débit d'entrée, la régulation de la vanne d'entrée du bain permet un contrôle du débit total.

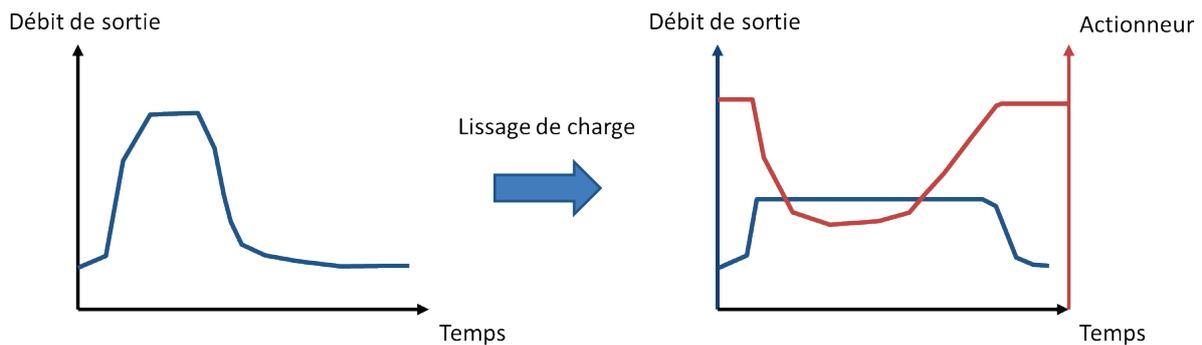


Figure V.1 Schématisation de l'action de lissage de charge thermique à l'aide d'un actionneur permettant de limiter le débit de sortie

Différentes configurations de lissage vont donc être réalisées, et vont permettre de comparer et d'étudier différentes manières de stocker l'énergie d'un pulse en agissant sur la boîte froide auxiliaire. L'utilisation du bain en volant thermique rend possible l'étude du stockage de l'énergie dans le bain tandis que la variation de vitesse du circulateur et l'utilisation du by-pass de la charge thermique vont engendrer un stockage temporaire dans la boucle. De plus, l'expérience doit amener à une meilleure compréhension des phénomènes physiques en vue de créer et valider un modèle numérique du système. Le développement de ce modèle fait l'objet du Chapitre III et ne sera pas mentionné dans ce chapitre.

#### V.1.2 Déroulement des essais

Six campagnes expérimentales ont eu lieu sur HELIOS. Toutes ont fait l'objet d'une importante préparation en amont faisant intervenir ingénieurs, techniciens et automaticiens dans différentes tâches:

- **Définition des programmes d'essais**
- **Réalisation de simulations préliminaires avec le modèle EcosimPro**
- Modifications éventuelles de la tuyauterie et des capteurs
- **Implémentation des nouvelles régulations**
- Connexion physique de l'expérience HELIOS avec le réfrigérateur et tests de connexion des capteurs et des actionneurs
- Préparation à la mise en fonctionnement (balayages à l'azote, tests de fuites)

Une fois l'expérience refroidie à 4.4 K, les actions suivantes sont systématiquement effectuées avant l'étude de scénarios :

- Vérification du fonctionnement des actionneurs et de la communication avec l'automate: vannes, chauffages et circulateur.
- Etalonnage des débitmètres
- Détermination des pertes thermiques (cf. Annexe C)

Les données expérimentales sont enregistrées en temps réel et peuvent être directement exportées. L'analyse des scénarios effectués peut donc rapidement être confrontée aux simulations.

### V.1.3 Mise en configuration d'HELIOS

Avant de procéder à un essai de charges pulsées il est nécessaire d'amener HELIOS dans une configuration stable avec des paramètres définis :

- Le niveau correspond généralement à un remplissage de 70 % du volume du bain. Il est régulé grâce à la vanne d'entrée du bain (CV940). Ce choix permet de conserver de la marge à la fois par rapport à l'immersion du bloc échangeur (complètement immergé à partir de 35 %) et par rapport au niveau maximal de mesure de la sonde supraconductrice (équivalente à un remplissage de 86 %). On peut montrer thermodynamiquement que, pour un bain fermé, un taux de remplissage élevé influence favorablement le stockage d'énergie puisque la masse chauffée est effectivement plus importante (voir Chapitre IV.1.1).
- La température du bain à saturation est fixée par la pression de la BP du réfrigérateur (environ 1.1 bar soit 4.3 K à saturation).
- La pression de la boucle est définie par le remplissage qui a été effectué via la vanne de charge (CV941) et par le débit de la boucle. En pratique, une fois le débit fixé, la pression est amenée à sa valeur finale en remplissant la boucle. En effet, à cause des pertes thermiques, une variation de débit entraîne une variation de la pression (voir Chapitre IV.2.6). Dans une configuration isochore, la pression en amont du circulateur est initialisée à environ 3 bar pour éviter d'atteindre la valeur seuil des soupapes de sécurité fixée à 10 bar lors des phases de chauffe.
- En l'absence de chauffage, la température de la boucle est fixée par celle du bain, soit environ 4.4 K en sortie d'échangeur. Néanmoins, toujours à cause des pertes thermiques, la température en entrée de la ligne chauffée va varier en fonction du débit à raison du bilan à l'équilibre  $\Delta h = \frac{\dot{q}_{perte}}{\dot{m}}$  (voir Chapitre IV.2.6).

Les temps de stabilisation de la boucle vont dépendre du débit circulant et de la configuration, isochore ou isobare. Dans le cas isochore, les variations de pression engendrent des oscillations de température qui sont plus longues à se dissiper. Le temps de transit dans la partie chauffée de la boucle est d'environ 486s (8min 6s) à 32 g.s<sup>-1</sup>. Le temps d'établissement observé est d'environ 2 à 3 fois ce temps caractéristique en fonction de l'amplitude des perturbations initiales. Dans le cas isobare les variations de pression sont faibles, limitant ainsi les oscillations de température associées. Le temps d'établissement est plutôt de l'ordre de 1 à 2 fois le temps caractéristique.

## V.1.4 Données d'entrées

### V.1.4.1 Profils de puissance utilisés

Les profils de puissance utilisés sur HELIOS sont issus des données de JT-60SA. Le scénario de référence a une durée de 1800 s et correspond à un maintien de plasma pendant 60 s. Les différentes charges thermiques des circuits de refroidissement des aimants de JT-60SA sont mises à l'échelle et réparties en deux profils qui seront appliqués aux chauffages de la boucle et au chauffage du bain.

Le profil temporel de puissance de la boucle (Figure V.2) est déterminé à partir de l'énergie que recevront les aimants CS au cours d'un cycle en fonction des différentes phases de fonctionnement. Cette énergie comprend les pertes AC (majoritaires), les pertes dues aux jonctions résistives et le chauffage par flux neutronique. Le résultat de ces pertes est un profil de puissance qui dépend des phases du plasma et qui a été ajustée en fonction de la puissance maximale que peuvent fournir les chauffages. Le pic de l'initialisation du plasma est regroupé avec la phase de ramp up (voir Annexe D pour détails). La répartition spatiale du profil est assurée par les trois zones de chauffage qui respectent la longueur totale de chauffage existant sur les aimants CS de JT-60SA (110 m).

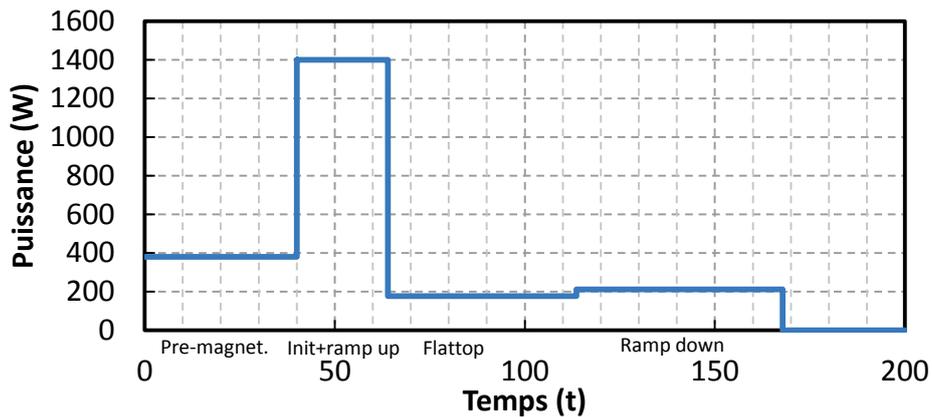


Figure V.2 Profil de puissance de l'ensemble des chauffages 1-2-3 EH971 de la boucle pour un cycle de 1800 s (après 200 s, la puissance reste nulle et n'est donc pas représentée sur le graphique)

La puissance moyenne de ce profil sur un cycle est de 38.3 W, soit un rapport amplitude maximale/moyenne de 37. Ce profil est donc extrêmement pulsé.

Les pertes thermiques statiques de la boucle ainsi que la puissance dissipée par le circulateur sont plus importantes que celles du circuit CS+EF de JT-60SA mises à l'échelle 1/20. Cette puissance statique supplémentaire est déduite du profil appliqué au chauffage du bain comme détaillé en Annexe D.

Le profil du bain va rassembler toutes les autres charges thermiques de la BFA de JT-60SA : effet sur le bain de la boucle TF + structures (dont pertes thermiques et circulateur) et des aimants EF. Ces données ont pu être calculées grâce des simulations effectuées avec le code VINCENTA [33]. Le profil obtenu est corrigé (offset négatif sur la puissance injectée) afin de prendre en compte la puissance statique excédentaire de la boucle HELIOS. De plus, la différence de la fraction de flash au niveau de

la vanne d'entrée du bain est d'environ 38.5 % pour HELIOS (HP à 16 bar) contre 20 % pour JT-60SA (HP à 5 bar). Cette différence est aussi prise en compte sur le profil final (voir Annexe D pour détails) donné par la Figure V.3.

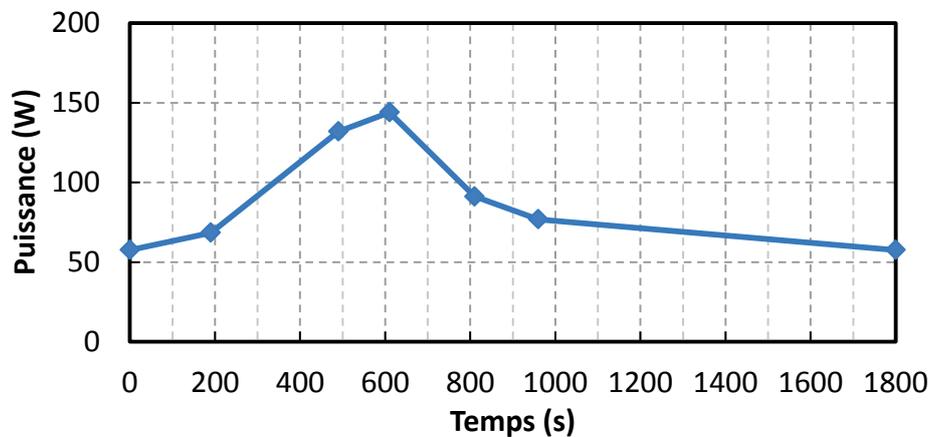


Figure V.3 Profil de puissance du chauffage du bain saturé EH960 pour un cycle de 1800 s

La puissance moyenne de ce profil sur un cycle est de 84 W, soit un rapport amplitude maximale/moyenne de 1.7.

La puissance moyenne combinée du profil de puissance de la boucle et du bain pour un scénario de 1800s est de 122.3 W. En rajoutant la puissance des pertes statiques et des pertes visqueuses (soit environ 100 W) on obtient une puissance totale moyenne de 222.3 W sur un cycle, ce qui est compatible avec la puissance maximale de réfrigération disponible pour le CMT (300 W à 4.3 K). Cependant le pic de puissance déposée dans le bain, comme montré par la suite, peut dépasser 400 W. Couplé à une part de flash importante due à la pression HP de 16 bar (environ 38 %), cela représente un débit de sortie du bain (supérieur à  $30 \text{ g.s}^{-1}$ ) potentiellement dangereux pour le réfrigérateur car il n'est pas équilibré par le débit d'entrée qui lui est maintenu constant. En effet, ce débit très froid entraîne une chute rapide de la température en sortie de la turbine du réfrigérateur puisque l'échangeur associé n'est plus équilibré. En dessous d'un certain seuil (8 K), la turbine se met alors en défaut et s'arrête, stoppant tout essai. Ce scénario ne peut donc être testé sur HELIOS qu'avec un lissage de charge, au moins partiel. Cela démontre la nécessité d'appliquer une stratégie de lissage sur le système de façon à préserver le fonctionnement du réfrigérateur.

#### V.1.4.2 Détermination des débits de régulation

Pour effectuer un lissage de charge il est nécessaire de déterminer les consignes de régulation/écrêtage à appliquer aux débits entrant et sortant du bain. Ces consignes dépendent de la puissance totale moyenne sur un cycle et du niveau d'écrtage souhaité. L'objectif principal est de limiter l'impact au niveau du réfrigérateur en maintenant ces débits assez proches pour ne pas déstabiliser les échanges. On se fixe plusieurs paramètres à respecter :

- La dérive du niveau doit être la plus petite possible. Le débit d'entrée du bain doit donc permettre de compenser aussi exactement que possible l'hélium évaporé sur un cycle.
- L'énergie stockée au cours d'un cycle doit être totalement cédée au réfrigérateur avant le cycle suivant. La consigne du débit de sortie du bain devra donc être au moins égale à celle

d'entrée (Figure V.4). Ce n'est que dans le cas d'un écrêtage parfait que la consigne du débit de sortie peut être égale à celle du débit d'entrée.

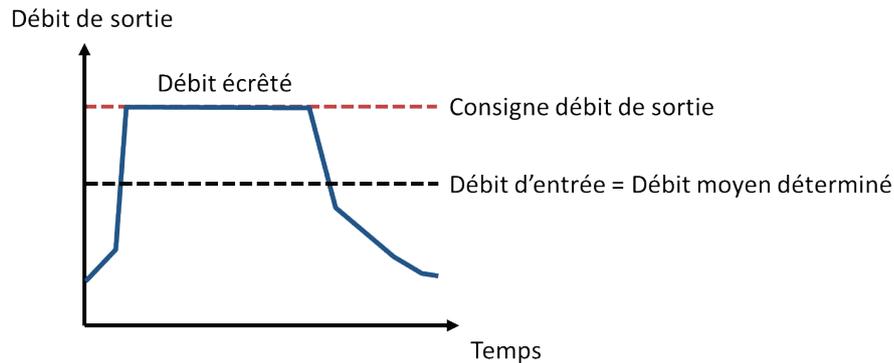


Figure V.4 Schéma d'écrêtage du débit de sortie

Dans les scénarios présentés dans ce chapitre on connaît l'énergie totale apportée au cours d'un cycle (effets des chauffages et des pertes thermiques). Il est donc possible d'appliquer directement en début de cycle les consignes de débit moyen qui devraient permettre de ne pas faire dériver le niveau et de ne pas stocker d'énergie d'un cycle à l'autre (sous condition que les erreurs des différents capteurs associés aux régulations soient négligeables). Ces consignes peuvent être soit calculées soit mesurées expérimentalement. Le Chapitre VI présentera des méthodes de lissage avancées qui permettent, d'une part de s'affranchir des dérives liées aux erreurs des capteurs, et d'autre part de calculer les consignes en fonction d'une estimation de la charge appliquée sur la boucle en temps réel et donc sans connaissance initiale de celle-ci.

#### V.1.4.3 Détermination par calcul

La détermination des consignes de débit par le calcul nécessite de connaître un certain nombre de paramètres :

- Puissance moyenne totale sur un cycle (appliquée sur la boucle et sur le bain)
- Puissance moyenne du circulateur sur un cycle
- Pertes statiques de la boucle et du bain
- Fraction de flash au niveau de la vanne d'entrée du bain

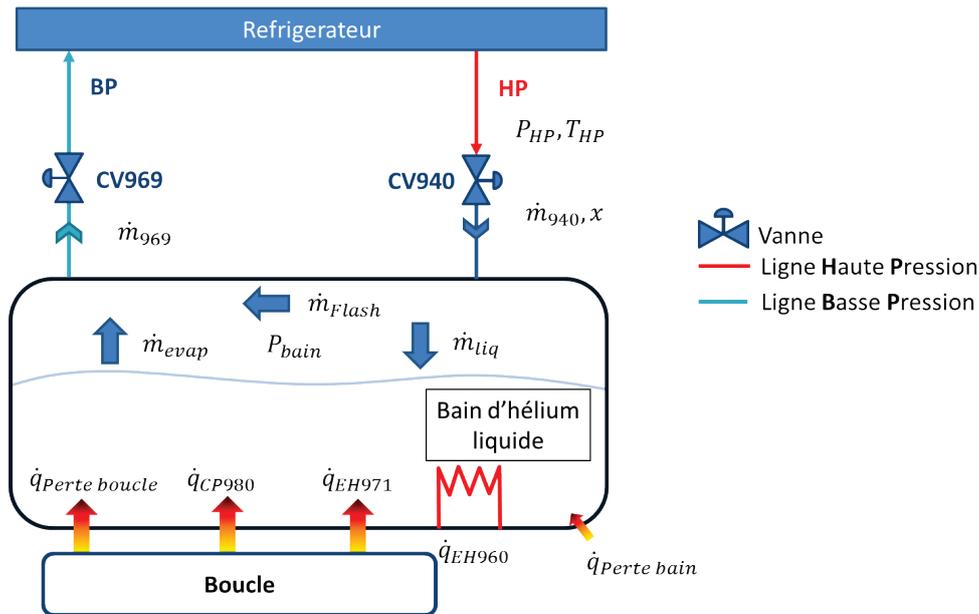


Figure V.5 Schéma de principe du calcul du débit de régulation

Suivant la Figure V.5, obtenir l'équilibre du niveau de liquide revient à obtenir l'égalité suivante sur un cycle :

$$\overline{\dot{m}_{liq}} = \overline{\dot{m}_{evap}} \quad (\text{V.1})$$

$$(1 - x)\overline{\dot{m}_{940}} = \overline{\dot{m}_{evap}} \quad (\text{V.2})$$

Avec 
$$\overline{\dot{m}_{evap}} = \frac{\dot{q}_{Perte\ boucle} + \dot{q}_{Perte\ Bain} + \overline{\dot{q}_{CP980}} + \overline{\dot{q}_{pulse}} + \overline{\dot{q}_{EH960}}}{L_{sat}} \quad (\text{V.2a})$$

$$x = f(P_{HP}, T_{HP}, P_{Bain}) \text{ calculé avec HEPAK} \quad (\text{V.2b})$$

$$L_{sat} = f(P_{Bain}) \text{ calculé avec HEPAK} \quad (\text{V.2c})$$

Finalement, on obtient la consigne de débit d'entrée suivante :

$$\overline{\dot{m}_{940}} = \frac{\dot{q}_{Perte\ boucle} + \dot{q}_{Perte\ Bain} + \overline{\dot{q}_{CP980}} + \overline{\dot{q}_{pulse}} + \overline{\dot{q}_{EH960}}}{(1 - x)L_{sat}} \quad (\text{V.3})$$

Le débit calculé n'est valable que pour un  $x$  et un  $L_{sat}$  constants, ce qui implique une erreur si la pression du bain varie au cours d'un cycle, ce qui est le cas dans le lissage en volant thermique par exemple.

L'application numérique de l'équation ( V.3 ) donne un résultat de  $19.2 \text{ g.s}^{-1}$  lors de la détermination des débits de régulation de la 5<sup>eme</sup> campagne pour un débit de boucle de  $32 \text{ g.s}^{-1}$  et un DP circulateur de 0.7 bar.

#### V.1.4.4 Détermination expérimentale

La procédure expérimentale utilisée pour déterminer la consigne du débit d'entrée du bain consiste à appliquer sur le chauffage du bain (EH960) la somme des puissances moyennes appliquées sur les

chauffages de la boucle (1-2-3 EH971) et le chauffage du bain (EH960). Cependant on ne tient pas compte des quelques W supplémentaires issus de la thermalisation des aménées de courant du chauffage dans la masse (pertes par effets joule). La boucle est mise dans la même configuration que le scénario de pulse choisi: le circulateur est à sa vitesse de rotation nominale et le  $\Delta P$  aux bornes du circulateur est correctement réglé à l'aide de la vanne CV959. La vanne d'entrée du bain CV940 est utilisée pour réguler le niveau de liquide du bain. Ainsi, à l'équilibre, le débit d'entrée sera égal au débit calculé dans ( V.3 ). De cette façon, on s'affranchit des erreurs sur les données d'entrée (pertes statiques ...) ainsi que celles liées aux mesures de débits de la méthode précédente.

C'est cette méthode qui a été retenue pour tous les essais effectués sur le scénario de 1800 s de JT-60SA. Au cours de la 5<sup>ème</sup> campagne, cette méthode a permis de déterminer un débit moyen de  $19.1 \text{ g.s}^{-1}$  très proche du débit théorique calculé. C'est cette valeur de débit qui est utilisée en référence pour la régulation du débit d'entrée dans le cas du scénario JT-60SA de 1800 s.

La consigne du débit de sortie est déterminée en fonction de celle d'entrée en la multipliant par un facteur de marge choisi de telle sorte que la boucle retourne à son état d'équilibre initial. En effet, comme mentionné à propos de la Figure V.4, utiliser la valeur de consigne d'entrée pour écarter le débit de sortie va engendrer un débit moyen inférieur à celle-ci (au moins pour les premiers pulses). Et de ce fait, le système ne sera pas revenu à l'équilibre à la fin du cycle. Le système va donc stocker de l'énergie d'un pulse à l'autre comme l'illustre le profil de pression bleu de la Figure V.6 correspondant à un débit de régulation du débit de sortie de  $19.1 \text{ g.s}^{-1}$  (identique à celui d'entrée). A la fin du cycle la pression et la température du bain ne sont toujours pas redescendues à leurs valeurs initiales impactant également les températures de la boucle.

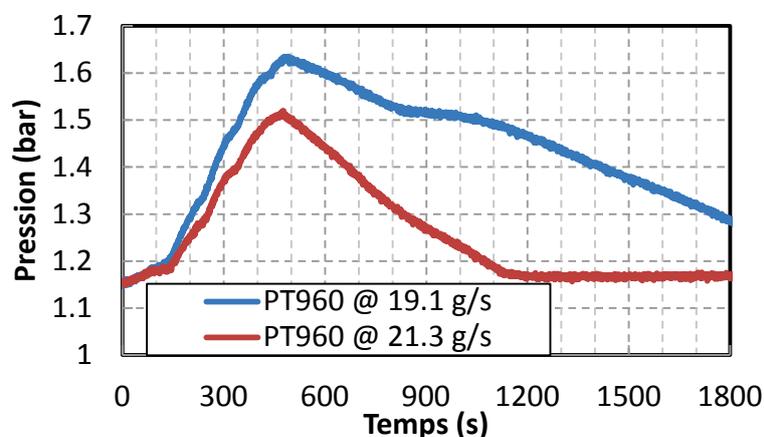


Figure V.6 Comparaison expérimentale des profils de pression du bain de deux scénarios de lissage de 1800 s en volant thermique avec des débits de régulation de sortie du bain de  $19.1$  et  $21.3 \text{ g.s}^{-1}$

Après plusieurs essais, nous avons choisi d'opter pour un débit de sortie du bain de  $21.3 \text{ g.s}^{-1}$  afin de conserver une certaine marge de manœuvre sur la pression du bain et les températures de la boucle. Cela représente donc une consigne de débit de sortie supérieure de 12 % à celle du débit d'entrée.

#### V.1.5 Données post-traitées

Les résultats expérimentaux présentés contiennent des valeurs issues directement des capteurs (valeurs brutes des signaux de pression et valeurs corrigées des températures, voir positions en Annexe A et description en Annexe B) ainsi qu'issues de calculs : débits issus des débitmètres

Venturi, bilan de puissance aux bornes des échangeurs (voir Annexe C.4) et puissance de réfrigération aux bornes du bain (voir Annexe C.5).

Les données des capteurs ne subissent pas de traitement ou filtrage exceptés ceux issu du transmetteur lui-même. Il s'agit généralement d'un court temps d'intégration inférieur à 1 s.

#### V.1.6 Etat du réfrigérateur

Le point de fonctionnement de la station de réfrigération a été conservé le plus stable possible au cours des différents essais réalisés sur HELIOS. La régulation de niveau de liquide du bain du réfrigérateur a été désactivée de manière à supprimer toute fluctuation sur le débit retour à basse pression qui est commun avec celui du bain d'HELIOS. De plus, le compresseur principal (NC1) utilise un variateur de vitesse plutôt que la vanne de by-pass HP-BP afin de limiter la consommation électrique du moteur [39] et maintenir une basse pression stable. Cependant, suite à des erreurs sur certains essais, des ouvertures intempestives de cette vanne se sont produites, ce qui a conduit à des oscillations de débit de sortie du bain d'HELIOS de faibles amplitudes lors de la période de dwell (Figure V.16 par exemple).

Au final, les régulations du débit de sortie de sortie du bain d'HELIOS ont permis un fonctionnement stable du réfrigérateur au cours de la campagne d'essais de Janvier 2013.

## V.2 Lissages de charge en configuration isochore

Cette partie présente les résultats expérimentaux obtenus dans trois configurations de lissage différentes (utilisant le volant thermique, le circulateur et le by-pass) en configuration isochore lors de la campagne de Janvier 2013. Les effets thermohydrauliques sur la boucle et le bain de ces régulations sont analysés et commentés. Ces résultats sont comparés avec les simulations numériques réalisées avec le modèle EcosimPro.

### V.2.1 Volant thermique

#### V.2.1.1 *Présentation de la régulation*

L'objectif du lissage de charge à l'aide du volant thermique ouvert est d'utiliser la chaleur spécifique du mélange diphasique du bain constituant la source froide pour stocker temporairement l'énergie des pulses de puissance et de restituer de façon continue et contrôlée cette puissance au réfrigérateur. A ces fins, on utilise la vanne de sortie du bain CV969 qui va permettre de limiter le débit sortant vers la ligne BP du réfrigérateur (Figure V.7). Lorsque la vanne est à son ouverture maximale, la perte de charge associée est très faible et le débit la traversant est donc uniquement contrôlé par le débit d'évaporation du bain et le flash associé à la détente de la vanne CV940. Dès que le débit de sortie dépasse la consigne fixée ( $21.3 \text{ g.s}^{-1}$  dans le cas étudié), la vanne se ferme, limitant ainsi temporairement le débit en créant une perte de charge et entraînant l'augmentation de la pression du bain. Tant que le débit reste supérieur à la consigne, la vanne continue à se fermer et le  $\Delta P$  à ses bornes s'accroît.



**Tableau V.1 Paramètres initiaux utilisés dans l'expérience et la simulation pour un lissage en volant thermique**

	Expérience	Simulation
Pression entrée circulateur (PT980)	2.85 bar	2.85 bar
$\Delta P$ circulateur (PDT980)	0.74 bar	0.74 bar
Vitesse CP980	82.6 %	82 %
Ouverture CV959	71 %	73 %
Débit boucle (FE957)	32.2 g.s <sup>-1</sup>	32.5 g.s <sup>-1</sup>
Pression du bain (PT960)	1.15 bar	1.15 bar
Température HP (1TT940)	4.7 K	4.7 K
Pression HP (Ptb206)	15.85 bar	15.85 bar
Niveau (LT960)	70 %	70 %
Pertes statiques thermiques	37 W (Voir Tableau II.6)	37 W (Voir Tableau III.2)

Dans les deux cas, juste avant de lancer les profils de puissance, la vanne d'entrée du bain CV940 passe d'une régulation de niveau à une régulation de débit avec pour consigne 19.1 g.s<sup>-1</sup>. La consigne du débit de sortie est de 21.3 g.s<sup>-1</sup>.

Les profils expérimentaux des principaux paramètres physiques de la boucle et du bain vont être analysés connaissant les mécanismes qui ont été présentés dans le Chapitre IV et comparés aux simulations. Les profils simulés incluent également un scénario sans régulation de la vanne CV969, ce qui n'est pas réalisable expérimentalement sur HELIOS du fait des puissances mises en jeu (valeurs notées d'une \*).

La justesse des bilans d'énergie de la simulation ont été vérifiés de manière à s'assurer de la conservation de l'énergie dans le système au cours d'un cycle (voir Tableau V.4).

### Evolution des pressions

La Figure V.8 montre l'effet de la régulation de la vanne CV969 sur la pression du bain. Celle-ci se ferme de façon à maintenir constant le débit de sortie, ce qui implique une montée en pression croissante avec la fermeture. Les allures des profils expérimentaux et simulés sont très similaires malgré la différence de durée expérimentale de régulation de cette vanne : 980 s contre 930 en simulation. La variation maximale de la pression du bain est de 0.36 bar expérimentalement contre 0.25 bar en simulation, soit un écart de 31 %. Les causes de cet écart peuvent être liées à de multiples erreurs : géométrie du bain, pertes thermiques, mesures des débits du bain ou effet de stratification dans le liquide. Cette dernière explication pourrait réduire artificiellement la masse de liquide utilisable pour le stockage d'énergie et donc contribuer à une pression plus importante. L'effet de cette hypothèse semble limité puisque les échangeurs sont positionnés relativement proche du fond bombé du bain (position inférieure correspondant à 5 % de niveau). Cependant, la Figure V.9 permet de mettre en évidence un accroissement de température plus faible (-15 mK) au niveau de la sonde 1TT960 (la plus basse) située dans le liquide au niveau du milieu de l'échangeur (17 % de niveau). L'absence de thermomètre au niveau du fond du bain ne permet pas de réellement quantifier cet effet de stratification mais on peut déduire de cette figure qu'il y a effectivement un effet réduit de volant thermique au niveau de la sonde 1TT960 et à *fortiori* en dessous. D'après les mesures, l'accroissement de température est strictement identique dans le liquide en haut de l'échangeur (2TT960) et dans la vapeur à saturation (3TT960).

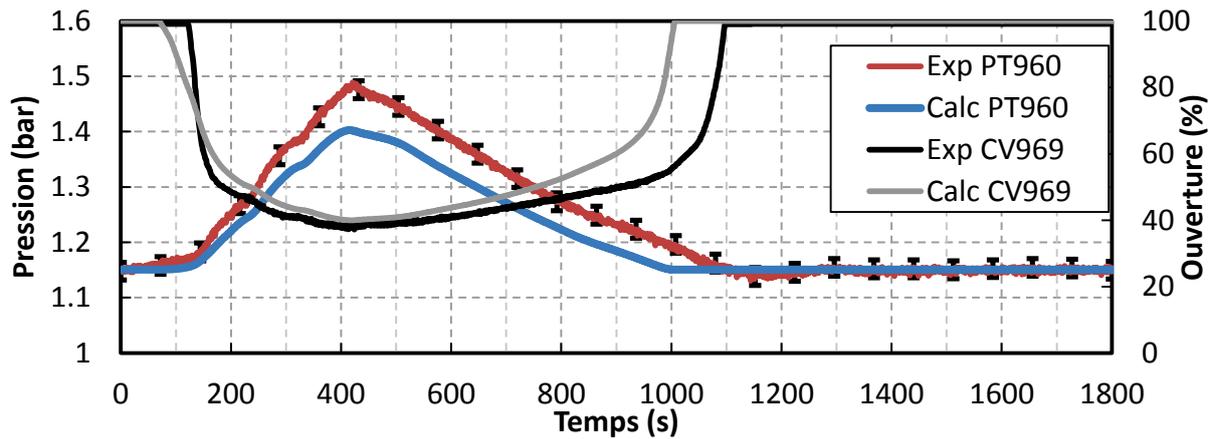


Figure V.8 Profils expérimentaux et numériques de la pression du bain et de l'action de la vanne CV969 pour un lissage en volant thermique

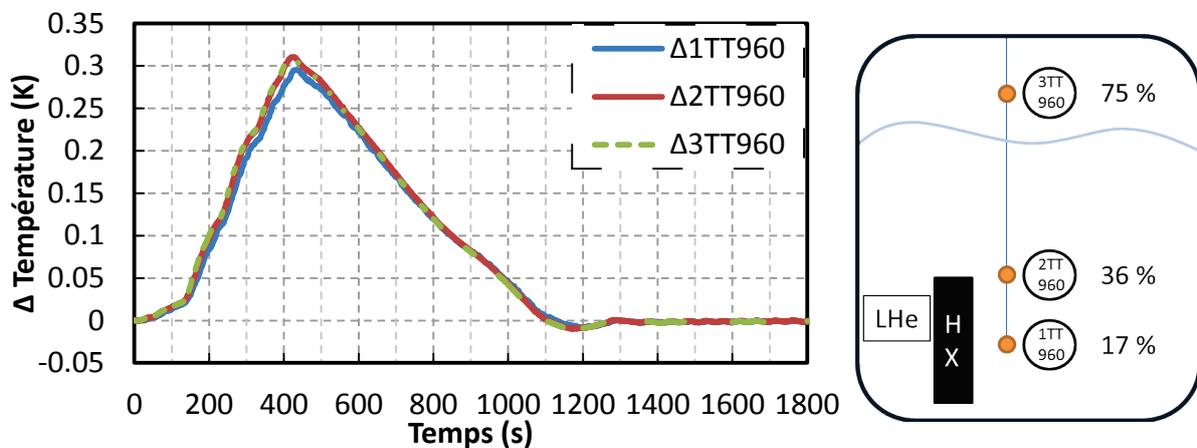


Figure V.9 Profils expérimentaux des augmentations de température mesurées dans le bain à différentes hauteurs pour un lissage en volant thermique

La Figure V.10 illustre l'évolution temporelle de la pression de la boucle à la suite de l'application du profil de puissance sur les trois chauffages. L'injection d'énergie entraîne une montée rapide de la pression dont la variation est fortement corrélée à la puissance injectée. Une méthode d'estimation de charge à partir de cette information sur la pression de la boucle est développée dans le Chapitre VI. La pression atteint son maximum à la fin du pulse de chauffage soit à  $t = 168$  s. A cet instant, la boucle échange déjà l'énergie liée à la puissance injectée via l'échangeur HX2. Il n'y a donc pas d'évolution en plateau et la pression décroît instantanément après l'arrêt des chauffages. La dépressurisation de la boucle due à l'échange avec le bain s'effectue jusqu'à  $t = 450$  s environ. A partir de cette valeur minimale, la pression va de nouveau s'accroître en raison de l'augmentation de température du bain lié à sa pressurisation. En effet, le  $\Delta T$  aux bornes des deux échangeurs va diminuer et devenir inférieur à celui permettant d'équilibrer les pertes thermiques du système. Le bilan d'énergie de la boucle redevient positif et la pression augmente jusqu'à  $t = 800$  s environ puis se stabilise aux alentours de 1300 s. Le profil simulé sans régulation montre l'absence de pressurisation du bain et donc un effet de sous-refroidissement de l'hélium plus marqué. D'après les calculs, la pression minimale atteinte en entrée de circulateur serait de 2.2 bar contre 2.8 bar avec la régulation.

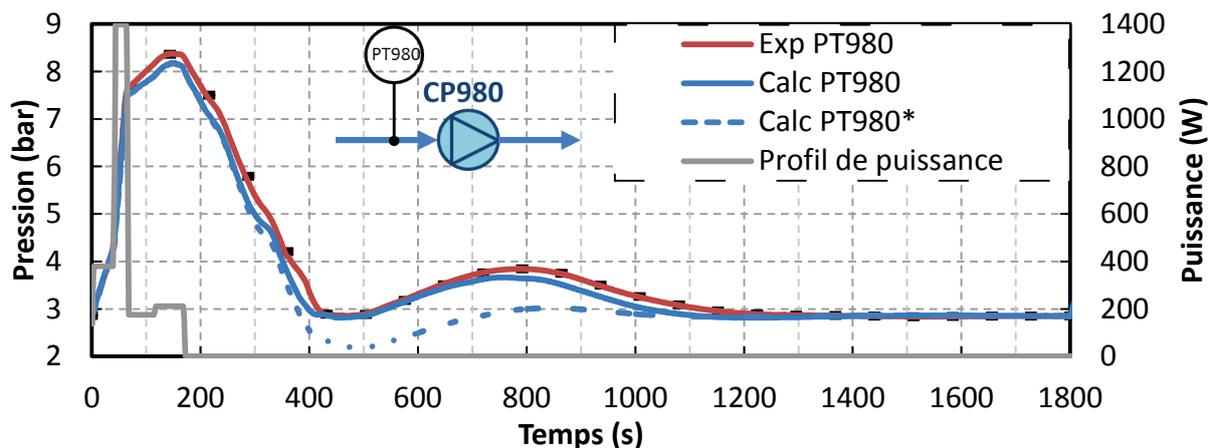


Figure V.10 Profils expérimental et numérique de la pression de la boucle en amont du circulateur et profil de puissance total appliqué sur les trois chauffages pour un lissage en volant thermique (cas sans lissage noté \*)

Le profil simulé avec régulation décrit correctement les différentes dynamiques observées expérimentalement. La pression maximale est par contre légèrement sous-estimée (2.5 % soit 0.21 bar). Le volume non circulant n'a pas été ajusté pour faire correspondre les deux profils (voir définition III.3.2.1). La bosse de pression liée au bain a une amplitude également légèrement inférieure (-5 %, soit 0.19 bar). Cette différence s'explique par les différences de comportements des profils de pression du bain dans les deux cas (Figure V.8) et on retrouve l'avance d'environ 100 s de la stabilisation de la pression du bain.

#### Evolution des températures de la boucle

L'augmentation de pression du bain s'accompagne d'une augmentation proportionnelle de la température à saturation (Figure V.11 a). Les variations de pression du bain vont donc avoir une influence sur les températures en sortie des échangeurs de la boucle. Les températures observées sur la boucle (Figure V.11 b-c) montrent cette bosse d'amplitude de 0.3 K environ qui est convectée avec un certain temps de transit (environ 97 s pour TT970 et 394 s pour TT979). Le premier pic observé sur le profil de TT970 est dû à l'effet de pressurisation de la boucle mais est rapidement amorti par de l'hélium à température du bain et ne dure donc pas 169 s (durée du chauffage) mais seulement la durée du temps transit de l'hélium depuis HX1 soit environ 74 s. Le profil de TT979, situé directement en sortie du chauffage 3EH960, permet d'observer l'effet respectif des trois zones de chauffages. Le  $\Delta T$  maximal mesuré est de 2.43 K avec un pic à 6.99 K. L'accord entre les profils de température expérimentaux et numériques, compte tenu de la différence de pression du bain, est excellent. L'erreur relative moyenne sur le profil de TT979 est de 1 % avec un maximum de 5 %. L'absence de régulation de la vanne CV969 (courbe simulée uniquement), et donc de pressurisation du bain, supprime la bosse et augmente légèrement l'effet de sous refroidissement.

La variation de température liée à l'effet du couplage du bain et de la boucle est presque identique à l'effet de la pression en entrée de zone chauffée mais est négligeable par rapport à l'augmentation de température directement issue des chauffages. Cet effet retarde la remise à l'équilibre des températures de la boucle avant le début du cycle suivant.

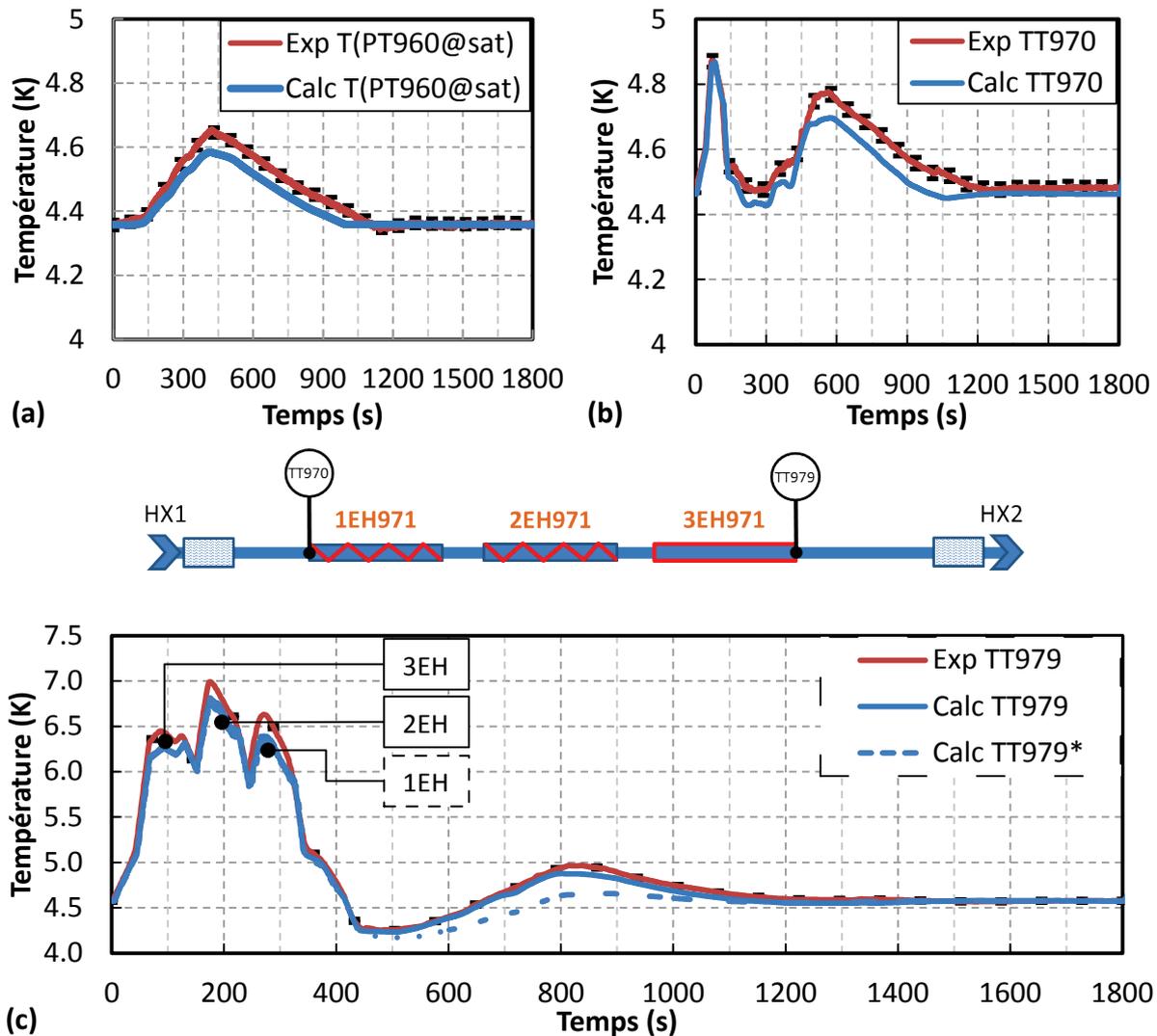


Figure V.11 Profils expérimentaux et numériques des températures : (a) du bain, (b) en entrée de ligne chauffée et (c) en sortie de ligne chauffée (avec correspondance des chauffages associés) pour un lissage en volant thermique (cas sans lissage noté \*)

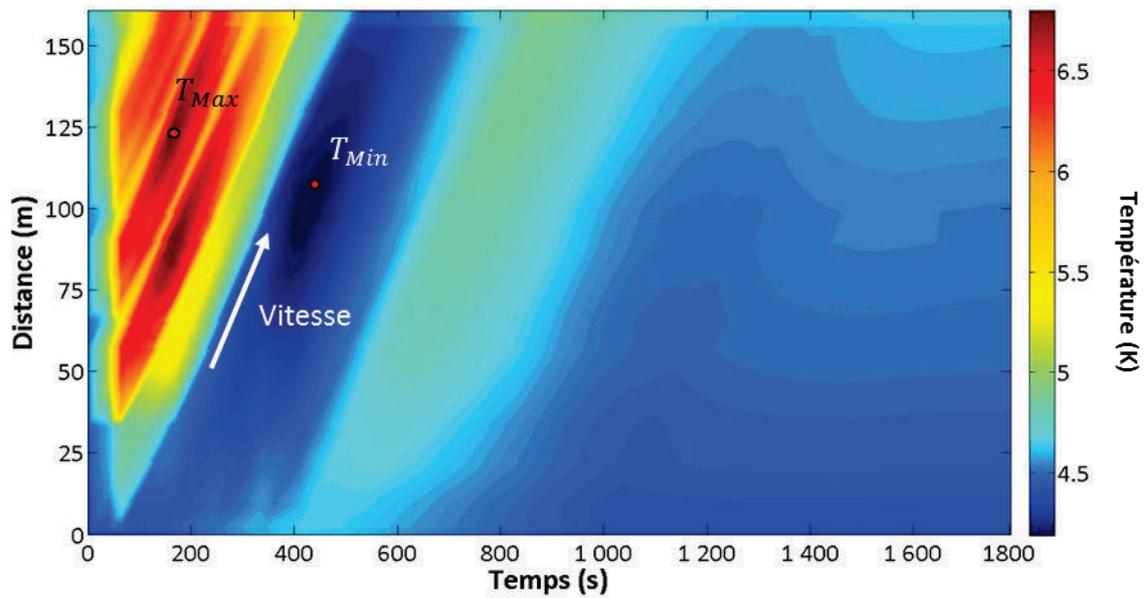
Grâce au modèle numérique, il est possible de remonter au profil spatial de température le long de la boucle entre HX1 et HX2 à tout instant. L'analyse spatio-temporelle qui en résulte a permis de déterminer les instants et les abscisses correspondants aux maximum et minimum de température (Figure V.12a).

Les courbes des figures b et c correspondent à des instants particuliers (coupes verticales) de ce graphique.

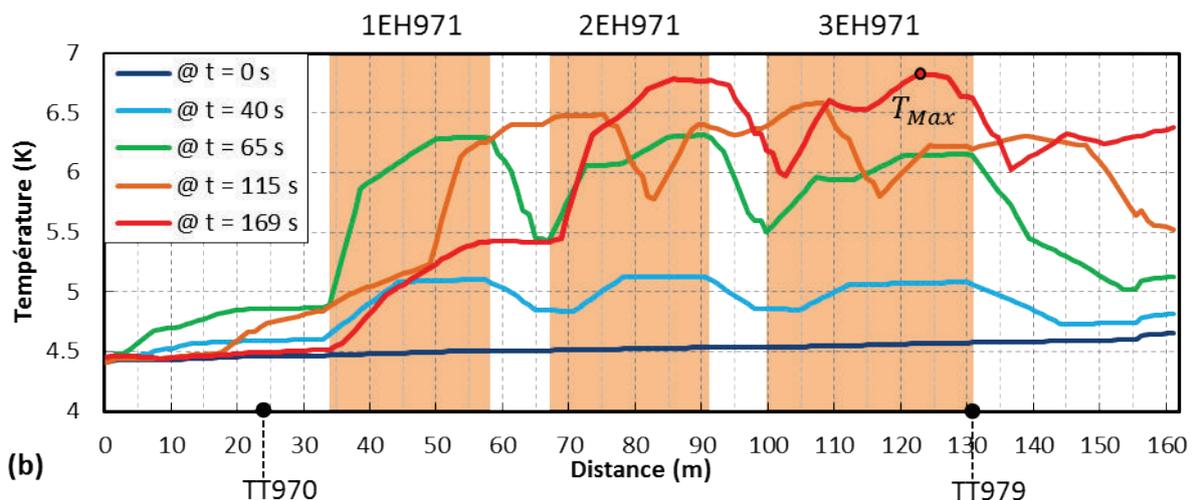
Les pulses de température étant convectés avec un débit quasi constant, la vitesse du fluide correspond à une isotherme et est matérialisée par la flèche présente sur la Figure V.12a.

La Figure V.12b montre l'évolution spatiale du profil au cours de l'injection de puissance sur les trois chauffages. On peut déduire de ce graphique l'abscisse à laquelle la température de la boucle est la plus élevée, 6.82 K, à l'instant  $t = 169$  s (fin du chauffage). En l'occurrence il s'agit de la position  $x = 123$  m, soit proche de l'extrémité du chauffage 3EH971. Les pertes thermiques en aval du chauffage sont suffisamment faibles pour ne pas compenser la chute de température due à la dépressurisation

après l'arrêt du chauffage. La mesure fixe de température la plus proche en aval de ce chauffage (TT979) indiquera un maximum qu'après le temps de transit jusqu'au capteur écoulé. La pression chutant entre temps, la température mesurée à cette position sera inférieure à 6.82 K. Cet effet de baisse de pression est très visible sur le pic de température issu du chauffage 1EH971 (à gauche sur le profil spatial et à droite sur le profil temporel). Le profil temporel de la température au niveau de TT979 (Figure V.11) montre un 3<sup>ème</sup> pic (1EH971) d'une amplitude inférieure à celui issu du 2<sup>nd</sup> (2EH971) alors qu'en réalité les deux amplitudes sont presque identiques à un instant donné (Figure V.12b). L'amplitude du pic issu du chauffage 3EH971 est également inférieure à celle des deux autres, mais cet effet est uniquement dû à une densité de chauffage plus faible. On soulignera de plus la bonne concordance temporelle des pics des profils de température expérimentaux et numériques pour les mêmes débits ce qui montre un bon étalonnage des débitmètres de la boucle.



(a)



(b)

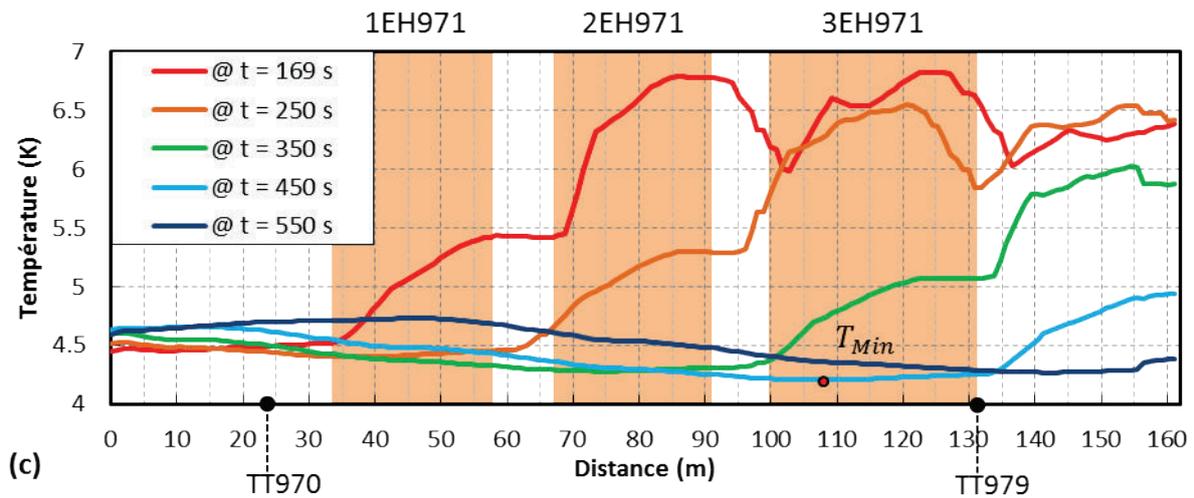


Figure V.12 (a-b-c) Profil spatio-temporel des températures simulées de la boucle entre HX1 et HX2 pour un lissage en volant thermique avec 1 nœud/m

La même analyse peut être faite concernant l'effet de sous refroidissement. La température la plus basse (4.20 K) sera atteinte à l'instant  $t = 450$  s (Figure V.12a), soit au minimum de pression. D'après la Figure V.12c, la position équivalente se trouve environ à la position  $x = 107$  m, soit au début du chauffage 3EH971. Bien entendu ces positions dépendent complètement de la configuration de la boucle et pourraient se situer à des positions différentes pour d'autres profils de charge.

#### Evolutions du débit et de la perte de charge de la boucle

La pressurisation de l'hélium de la boucle va entraîner l'augmentation de la densité de l'hélium en entrée du circulateur (la température étant maintenue au niveau de celle du bain saturé) et va donc modifier le point de fonctionnement de celui-ci. Son  $\Delta P$  à ses bornes (Figure V.13 (a)) va d'abord augmenter du fait de la pressurisation de la boucle jusqu'à  $t = 169$  s puis diminuer du fait de l'action commune de la dépressurisation de la boucle et de l'augmentation de température liée à la pressurisation du bain. On observe à l'instant  $t = 360$  s une chute brutale d'environ 0.1 bar qui signe un décrochage du circulateur. Ce phénomène est plutôt aléatoire et n'apparaît pas sur tous les cycles. Cependant il apparaît toujours aux mêmes instants à la fin de la dépressurisation de la boucle. L'explication avancée fait intervenir le volume d'hélium entre 4.4 K et 300 K contenu dans le corps du circulateur. Ce volume communique avec l'hélium de la boucle et subit donc un remplissage lors de la montée en pression de la boucle. Cet hélium se réchauffe et lors de la détente est renvoyé dans le circuit provoquant un décrochage de la roue du circulateur. Le profil simulé est en très bon accord tout au long du cycle excepté lors du décrochage.

La dynamique générale du débit (Figure V.13) est relativement comparable à celle du  $\Delta P$  du circulateur puisque l'augmentation de densité provoque les mêmes effets. En revanche, à cette tendance s'ajoute un effet entre 100 et 450 s qui est corrélé au profil de densité de l'hélium en entrée de la vanne CV959 (qui crée la majeure partie de la perte de charge du circuit). Lorsque la température augmente, la densité diminue et puisque le débit traversant la vanne est proportionnel à  $\sqrt{\rho_{entrée}}$  (voir Annexe C.3), on observe une diminution du débit. Ce mécanisme est très bien retranscrit dans la simulation et toutes les dynamiques observées sont présentes. La diminution de

débit se traduit seulement par une faible diminution du  $\Delta P$  du circulateur comme le montre l'étude des points de fonctionnement (Figure V.14).

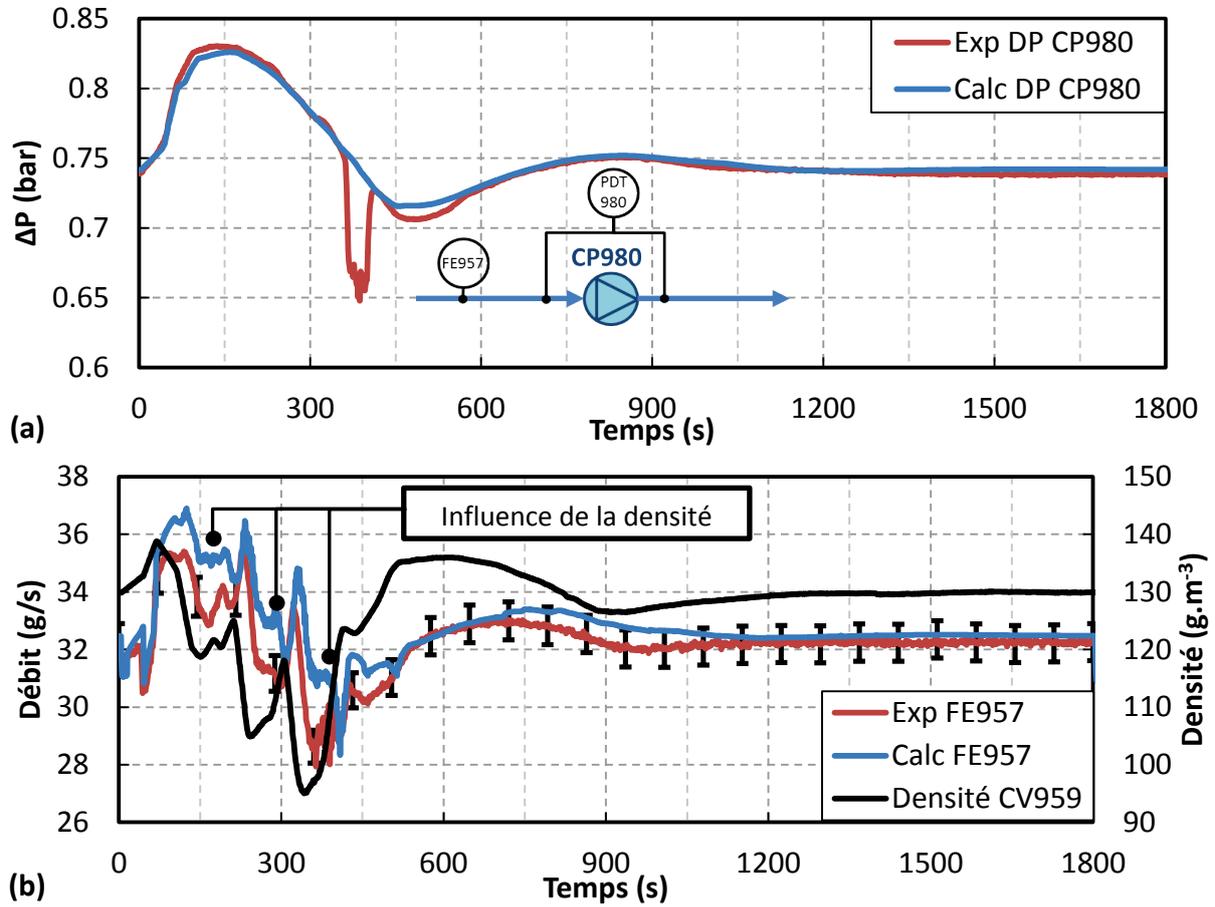


Figure V.13 Profils expérimentaux et numériques (a) du  $\Delta P$  aux bornes du circulateur et (b) du débit de la boucle en entrée du circulateur et de la densité au niveau de la vanne CV959 pour un lissage en volant thermique

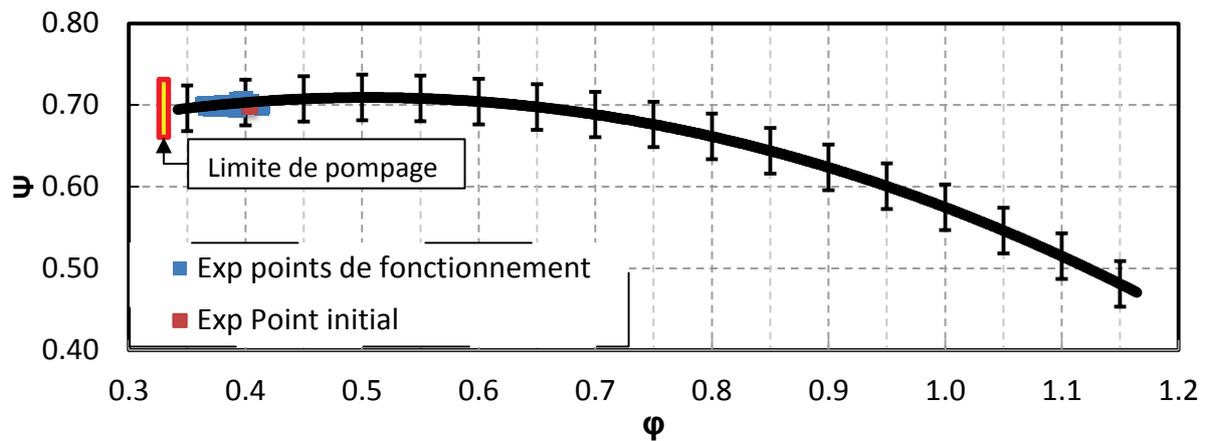


Figure V.14 Points de fonctionnement stables du circulateur au cours du cycle pour un lissage en volant thermique

La Figure V.15 présente les différentes sources d'apport de puissance dans le bain au cours du cycle : chauffage EH960 et bilan de puissance aux bornes des échangeurs HX1, HX2. Le profil d'HX1 est lié à la puissance dissipée par le circulateur froid et est relativement constant au cours du cycle (puissance à l'équilibre de 72 W), les faibles variations relevées étant liées aux changements du point de fonctionnement du circulateur. Ce profil présente une bonne correspondance entre expérience et simulation mis à part une excursion de puissance qui apparaît à  $t = 380$  s. Elle est due à un phénomène de décrochage du circulateur qui n'est pas pris en compte dans le code. Le profil d'HX2 est lié au profil de puissance injectée sur la ligne et est extrêmement pulsé avec un maximum mesuré à 400 W pour une valeur à l'équilibre de 37 W. Néanmoins, l'amplitude du pic de puissance est donc de 363 W soit presque quatre fois plus faible que le pic de 1400 W injectée sur l'ensemble des chauffages. Cela indique que la boucle assure un premier rôle non négligeable de lissage de la charge. Concernant la boucle, on observe une bonne similitude entre profils expérimentaux et simulés même si les amplitudes des trois pics de puissance sont légèrement inférieures en simulation. Les intégrales de ces profils sont contenues dans le Tableau V.2 et montrent une très bonne concordance avec la simulation, l'erreur réalisée étant de 1 %, dans les incertitudes de mesure expérimentale.

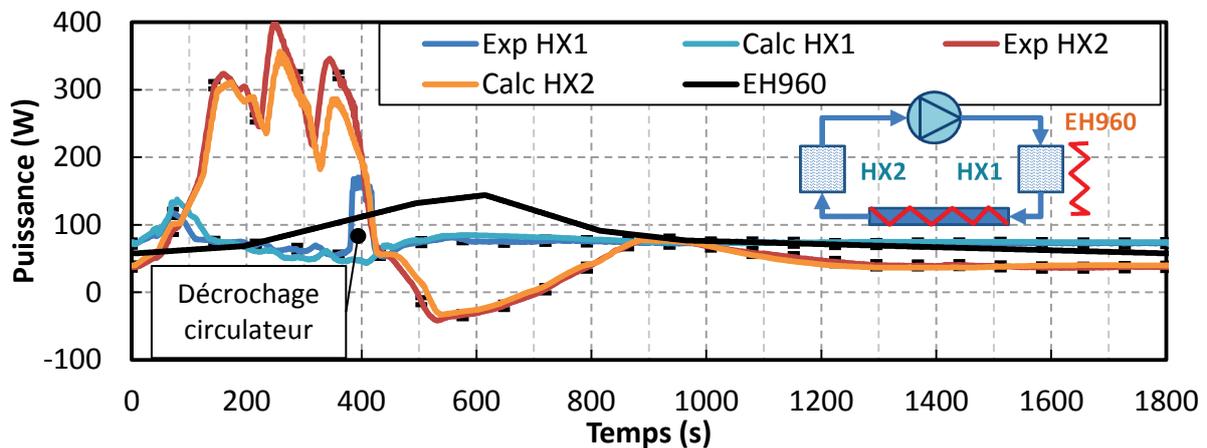


Figure V.15 Profils expérimentaux et numériques des puissances arrivant dans le bain d'HELIOS pour un lissage en volant thermique

Tableau V.2 Intégrales des puissances échangées dans le bain pour l'expérience et la simulation pour un lissage en volant thermique

	EH960	HX1	HX2	Total
Expérience	151kJ	136 kJ $\pm$ 10kJ	146 kJ $\pm$ 17 kJ	433 kJ $\pm$ 27 kJ
Simulation	151.2 kJ	134.9 kJ	149.8 kJ	425.9 kJ

Le débit de sortie du bain qui découle de ces puissances est montré sur la Figure V.16 en même temps que les débits simulés avec et sans régulation de la vanne CV969. L'effet de lissage est clairement établi lorsque l'on compare la courbe expérimentale et celle simulée sans régulation : en l'absence de régulation le débit pourrait monter jusqu'à  $30.7 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$  contre  $21.3 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$  avec l'écrêtage soit une réduction de 31 % sur le débit maximal. On observe que le débit simulé croît de façon plus rapide que l'expérience pendant les 125 premières secondes du cycle alors que les profils de puissance arrivant dans le bain (Figure V.15) sont presque identiques dans cet intervalle. La cause

vient d'une différence de comportement du bain et montre la limite d'une modélisation 0D où la puissance est instantanément convertie en débit évaporé tandis qu'expérimentalement, la dynamique de réponse est plus lente. Le débit simulé chute également 100 s plus tôt qu'en expérience. Outre l'avance en début de régulation, cette observation est en accord avec l'énergie totale déposée supérieure dans l'expérience (Tableau V.2). Le débit d'entrée (Figure V.17 a), régulé par la vanne CV940, est constant et identique dans les deux cas (Tableau V.3).

Tableau V.3 Intégrales temporelles sur un cycle des débits d'entrée et de sortie du bain pour l'expérience et la simulation pour un lissage en volant thermique

	FE940	FE969
Expérience	34.6 ± 0.4 kg	35.1 ± 1.7 kg
Simulation	34.5 kg	34.6 kg

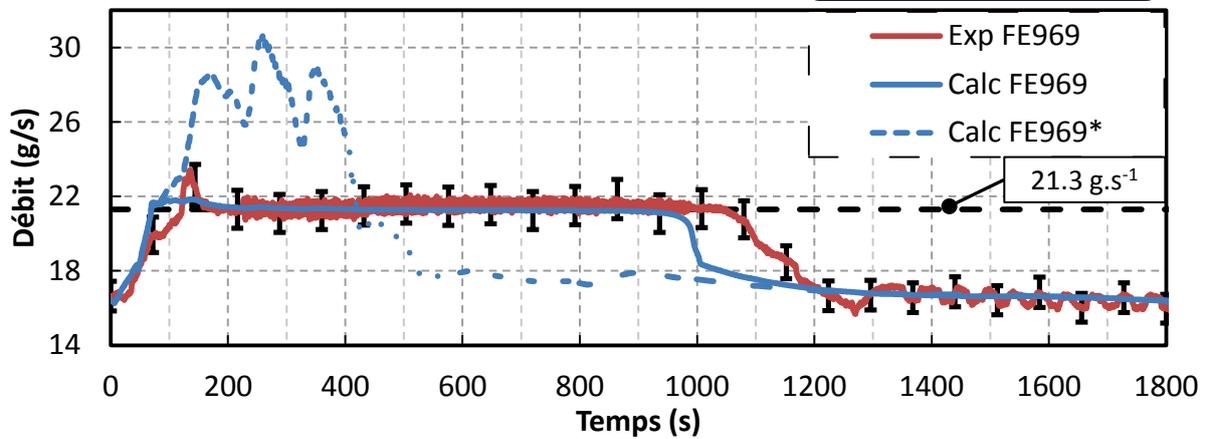
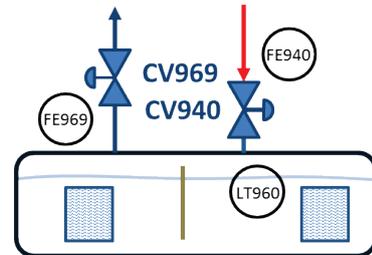


Figure V.16 Profils expérimentaux et numériques du débit de sortie du bain FE969 pour un lissage en volant thermique (cas sans lissage noté \*)

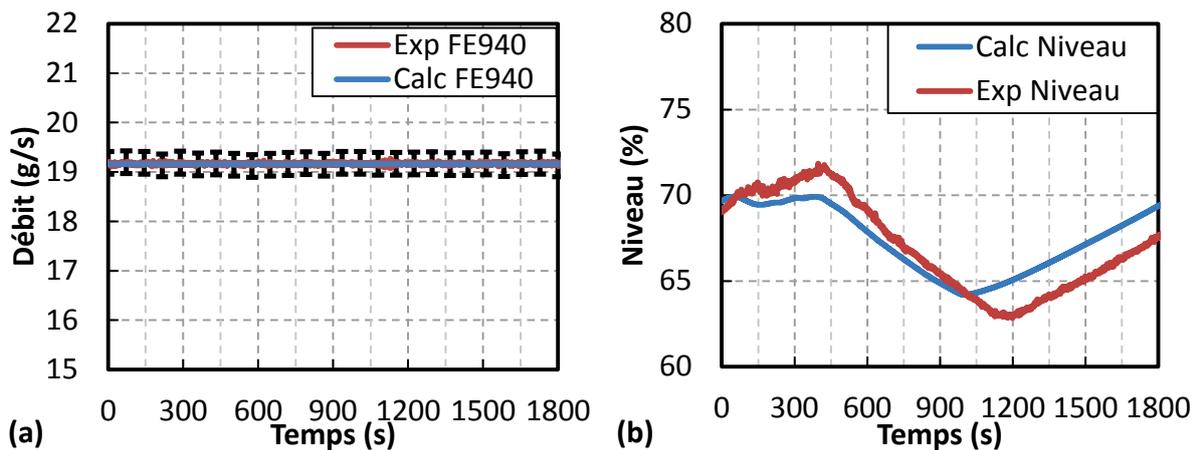


Figure V.17 Profils expérimentaux et numériques (a) du débit d'entrée du bain FE940 et (b) du niveau de liquide en % de volume pour un lissage en volant thermique

La variation du niveau de liquide devrait être négative à partir du moment où le débit de sortie du bain devient supérieur à celui en entrée (soit à  $t = 100$  s) puisque sa consigne est supérieure. Cependant, comme mentionné dans le Chapitre IV.1.2 dans le cas d'un bain fermé avec fort taux de

remplissage, la dilatation du liquide associée à la montée en température du bain surcompense l'évaporation de celui-ci et provoque ainsi l'augmentation du niveau. De plus, l'arrivée de la puissance dans le bain va être à l'origine d'un taux de bulles généré plus important augmentant artificiellement le volume spécifique du liquide. L'amplitude totale des variations du niveau de liquide expérimental atteint ainsi 8.4 % (Figure V.17 b) du fait de la combinaison de ces effets. Le profil simulé possède la bonne dynamique mais ne reproduit pas la dérive expérimentale de -1.5 % (soit -0.6 kg) ce qui est en accord avec le déséquilibre de masse entrée/sortie (-0.5 kg, Tableau V.3). La dérive de niveau simulé de +0.3 % (0.1 kg) est en parfait accord avec le bilan de masse +0.1 kg.

L'utilisation du lissage en volant thermique permet d'abaisser la puissance de réfrigération maximale (Figure V.18) de 600 W (sans régulation) à 300 W. Cette différence de 100 % alors qu'il n'y a que 46 % de variation de débit maximal s'explique par une enthalpie en sortie de bain plus élevée que celle d'entrée pour un même débit entrant. Les dynamiques observées sont celles du débit de sortie du bain et il survient la même avance de 100 s à la fin de la régulation en simulation. Le Tableau V.4 permet de résumer les différents bilans de puissance disponibles : total théorique (qui prend en compte la somme des profils de puissance appliquées, les pertes statiques calculées et l'énergie totale dissipée par le circulateur), total calculé aux bornes des échangeurs et incluant le chauffage du bain et enfin la somme de la puissance de réfrigération calculée aux bornes du bain et de l'énergie nécessaire à la liquéfaction (de façon à pouvoir comparer les différents résultats avec un niveau variable). Cette dernière méthode est la moins précise (erreur de 10.5 %, voir Tableau II.8) car elle fait intervenir le débitmètre FE969 qui possède la plus grande erreur relative (4.8 %). Cependant les différents modes de calcul donnent des résultats en accord avec les résultats expérimentaux et les marges d'erreur. Le temps de régulation plus long en expérience peut donc avoir pour source des erreurs statiques sur les débitmètres d'entrée et de sortie du bain. Les petites erreurs (<0.3 %) observées dans les différents cas en simulation (Tableau V.4) peuvent être issues d'une infime dérive des températures de la boucle. La différence d'énergie, inférieure à 0.3 %, confirme ainsi que la périodicité est quasi atteinte au bout du deuxième cycle, la quantité de chaleur extraite sur un cycle étant quasi égale à celle injectée au cours du cycle.

**Tableau V.4 Intégrales des puissances de réfrigération pour l'expérience et la simulation pour un lissage en volant thermique**

	Total théorique (chauffages, pertes statiques, bilan circulateur)	Total HX1+HX2+EH960	Total Puissance réfrigération + liquéfaction
Expérience	420 kJ	433 kJ ±27 kJ	438 kJ ± 47 kJ
Simulation	426.9 kJ	425.9 kJ	425.7 kJ

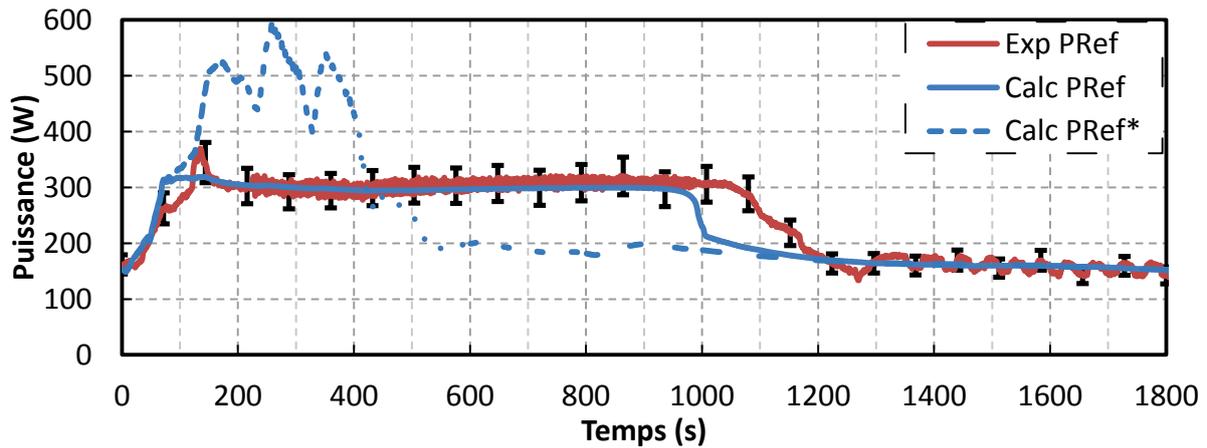


Figure V.18 Puissance de réfrigération calculée aux bornes du bain pour un lissage en volant thermique (cas sans lissage noté \*)

### Conclusion du lissage en volant thermique

L'utilisation de la vanne de sortie du bain comme moyen de lisser la puissance de réfrigération aux bornes du bain d'HELIOS a pu être validé sur une durée de régulation équivalente à 54 % du temps de cycle pour un scénario de type JT-60SA de 1800 s. Les simulations dynamiques effectuées permettent de retranscrire avec une excellente précision à la fois les évolutions relatives et absolues des grandeurs mesurées. Cependant il existe encore des différences d'amplitude relative sur le calcul de la pression du bain ou de la température de la boucle. Mais les bilans de masse et d'énergie sont correctement vérifiés, en accord avec les erreurs des mesures.

## V.2.2 Circulateur froid

### V.2.2.1 Présentation de la régulation

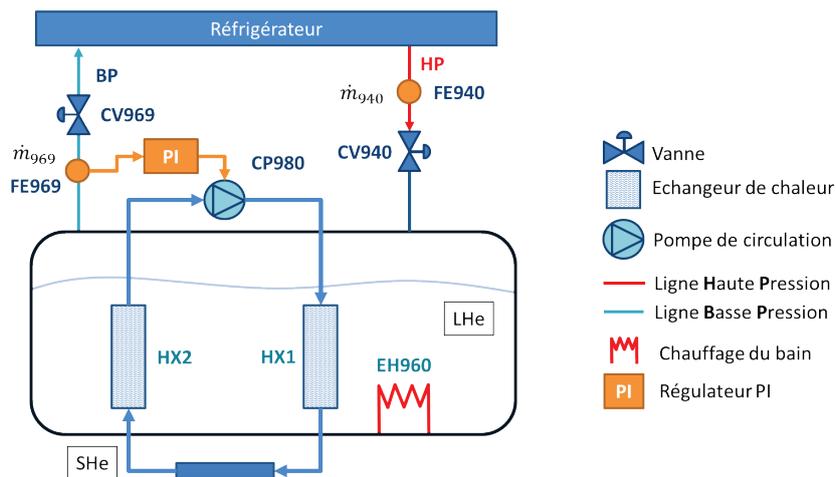


Figure V.19 Schéma de régulation d'HELIOS avec utilisation du circulateur

La stratégie de lissage avec variation de la vitesse du circulateur consiste à limiter le débit de sortie du bain en diminuant la vitesse du circulateur (Figure V.19). Dans cette stratégie, la vanne de sortie du bain CV969 reste totalement ouverte au cours du cycle. De plus, l'énergie n'est plus stockée dans

le bain, qui de ce fait est à pression constante (aux variations de la BP près) mais dans la boucle. La vitesse du circulateur est régulée en fonction du débit de sortie FE969, ce qui permet de faire varier la puissance transmise par les échangeurs et ainsi maintenir une évaporation constante dans le bain. Lorsque la puissance échangée engendre un débit supérieur à la consigne, la vitesse du circulateur diminue réduisant ainsi le bilan d'enthalpie aux bornes de HX1 et HX2. La vitesse minimale a été fixée arbitrairement à 30 %. Inversement, si la puissance est insuffisante alors la vitesse augmente jusqu'à la valeur permettant d'atteindre le débit nominal de la boucle  $32 \text{ g.s}^{-1}$  pour un  $\Delta P$  de 0.7 bar. En début et en fin de cycle, le circulateur ne peut augmenter sa vitesse et l'évaporation dans le bain est insuffisante pour atteindre le débit de consigne du débit de sortie ( $21.3 \text{ g.s}^{-1}$ ). Au cours d'un cycle, le débit de sortie du bain est donc écrêté d'une façon similaire au cas en volant thermique. Cette régulation possède l'avantage de réduire la puissance du circulateur ( $\dot{m}\Delta h$ ) et par conséquent la puissance totale de réfrigération. Cependant ce stockage influe sur les températures de l'hélium supercritique de la boucle comme nous allons le voir.

La consigne de limitation du débit de sortie du bain est conservée par rapport au scénario en volant thermique :  $21.3 \text{ g.s}^{-1}$ . En revanche, le débit d'entrée a été réduit de façon à limiter la dérive du niveau du bain. En effet, la diminution de la puissance de réfrigération moyenne aurait entraîné, avec la consigne de débit d'entrée du précédent scénario, une augmentation importante du niveau du bain de cycle en cycle. De façon empirique, il a été choisi de réduire la consigne du débit d'entrée à  $18.1 \text{ g.s}^{-1}$ , qui permet de conserver un niveau quasi constant.

#### V.2.2.2 Comparaisons résultats expérimentaux/Simulation

##### Conditions initiales

Les paramètres initiaux des configurations de l'expérience et de la simulation sont résumés dans le Tableau V.5. Les profils de puissance utilisés sur la boucle et le bain sont ceux décrits dans la partie V.1.4.1 pour un scénario d'une durée de 1800 s. Les données expérimentales présentées sont issues de la campagne de Janvier 2013. Dans cet essai, deux cycles consécutifs ont été réalisés et nous allons nous intéresser au second comme précédemment. Les écarts d'actionneur observés sont simplement dus aux modèles utilisés mais ils assurent un point de fonctionnement identique.

Les calculs sont initialisés de la même manière que pour le cas du volant thermique.

**Tableau V.5 Paramètres initiaux utilisés dans l'expérience et la simulation pour un lissage avec circulateur**

	Expérience	Simulation
Pression entrée circulateur (PT980)	2.81 bar	2.81 bar
$\Delta P$ circulateur (PDT980)	0.73 bar	0.73 bar
Vitesse CP980	82.3 %	81.4 %
Ouverture CV959	71.3 %	73.5 %
Débit boucle (FE957)	$32.2 \text{ g.s}^{-1}$	$32.5 \text{ g.s}^{-1}$
Pression du bain (PT960)	1.15 bar	1.15 bar
Température HP (1TT940)	4.7 K	4.7 K
Pression HP (Ptb206)	15.85 bar	15.85 bar
Niveau (LT960)	70 %	70 %
Pertes statiques thermiques	37 W (Voir Tableau II.6)	37 W (Voir Tableau III.2)

Comme dans le scénario précédent, juste avant de lancer les profils de puissance, la vanne d'entrée du bain CV940 passe d'une régulation de niveau à une régulation de débit avec pour consigne  $18.1 \text{ g.s}^{-1}$  et la consigne du débit de sortie régulée par le circulateur est de  $21.3 \text{ g.s}^{-1}$ .

### Evolution des pressions

La vanne de sortie restant ouverte, la pression du bain ne varie que très peu expérimentalement (+0.03 bar maximum) et ses variations sont majoritairement liées à la dynamique de la BP du réfrigérateur (Figure V.20). Ces variations sont absentes dans la simulation puisque la condition limite de pression de la ligne BP est constante. La température du bain va donc rester presque constante (variation de température inférieure à 30 mK) et ne va pas engendrer de perturbation sur la boucle. Il n'y a donc pas d'effet de couplage entre le bain et la boucle dans ce cas.

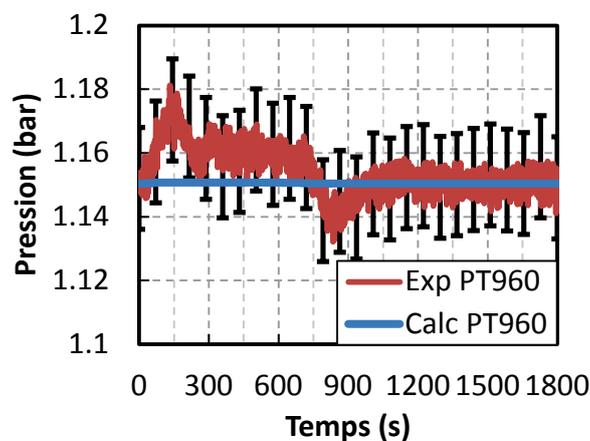


Figure V.20 Profils expérimental et numérique de la pression du bain pour un lissage avec circulateur

Le pic de pression de la boucle est supérieur à celui du scénario de volant thermique, sous l'effet de la réduction du débit et donc de la vitesse d'échange de la puissance au niveau de l'échangeur HX2. De plus, à cet effet s'ajoute l'augmentation transitoire de la pression due à l'effet des pertes statiques comme mentionné dans le Chapitre IV.2.6.

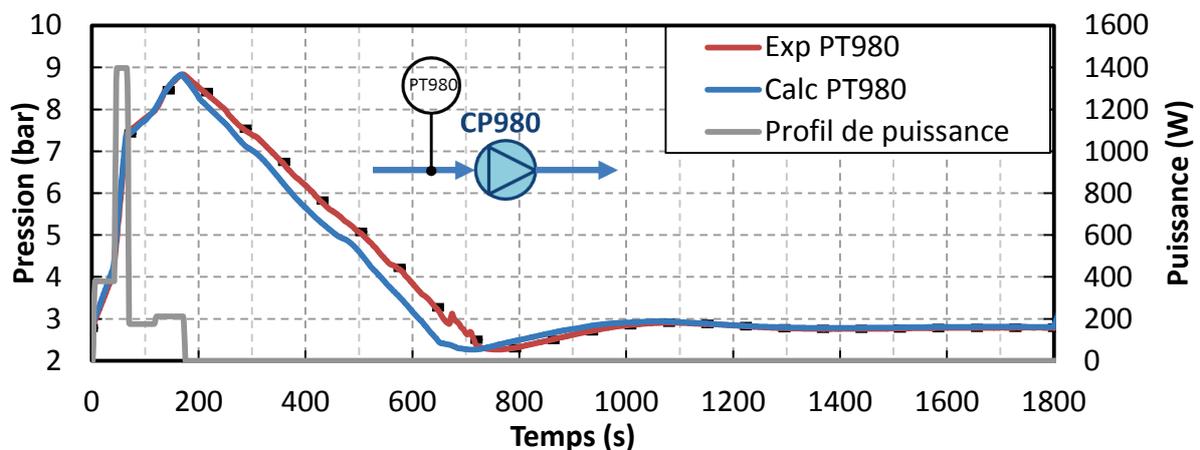


Figure V.21 Profils expérimental et numérique de la pression de la boucle en amont du circulateur et profil de puissance totale appliquée sur les trois chauffages pour un lissage avec circulateur

La dynamique de montée de pression est très bien reproduite par la simulation et la différence observée lors de la descente est due au débit de boucle simulé plus élevé comme montré plus loin (Figure V.24a). Cela se traduit par une diminution de pression plus rapide de 50 s par rapport à l'expérience (Figure V.21). Sans couplage avec le bain, le minimum de pression dans les deux cas (2.29 bar) est plus bas que la pression initiale (2.81 bar).

### Evolution des températures de la boucle

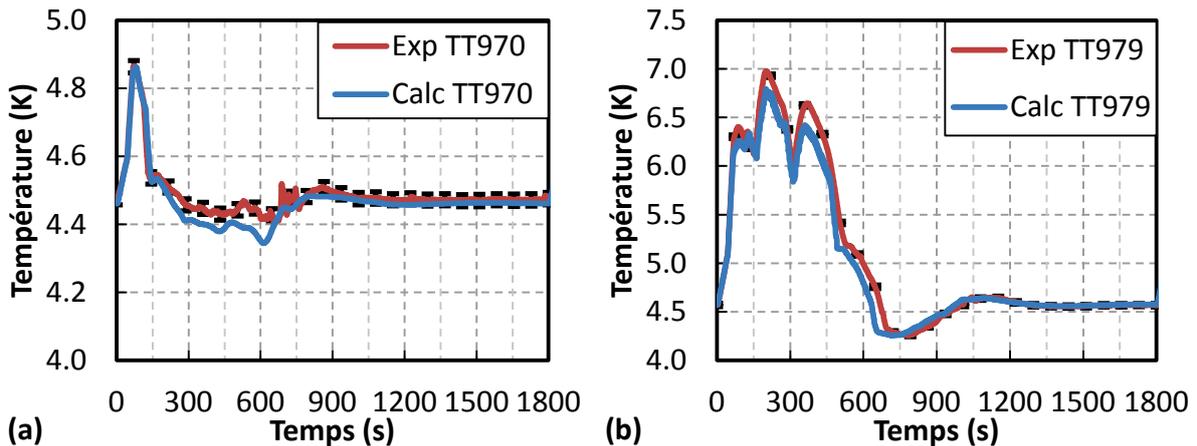


Figure V.22 Profils expérimentaux et numériques des températures : (a) en entrée de ligne chauffée et (b) en sortie de ligne chauffée pour un lissage avec circulateur



Les profils temporels de température de la boucle (Figure V.22) sont similaires à ceux du cas en volant thermique à ceci près qu'il n'y a pas d'effet de variation de température dû au bain. Les dynamiques sont fidèlement reproduites entre expérience et simulation mais il existe un décalage sur le profil de température TT979 (entre  $t = 150$  s et  $750$  s) qui est imputable au temps de transit plus court en simulation. Ce qu'il y a de remarquable, c'est que le maximum de température mesurée expérimentalement à la position du thermomètre TT979 (6.98 K) n'est pas supérieur à celui observé lors du fonctionnement en volant thermique (6.99 K). Donc à première vue, la réduction importante de débit de la boucle n'a pas engendré d'augmentation substantielle de température. Cette observation est confirmée par l'analyse du profil spatio-temporel de températures simulé (Figure V.23a-b). La température maximale à l'instant  $t = 169$  s vaut 6.84 K soit seulement 0.02 K de plus que dans le cas volant thermique. En effet, le débit de la boucle simulé ne diminue qu'à partir de  $t = 130$  s. 88 % de l'énergie a donc déjà été déposée et l'effet de la réduction de débit est donc faible. Néanmoins, une consigne de débit de sortie du bain plus basse pourrait provoquer une augmentation de température plus importante.

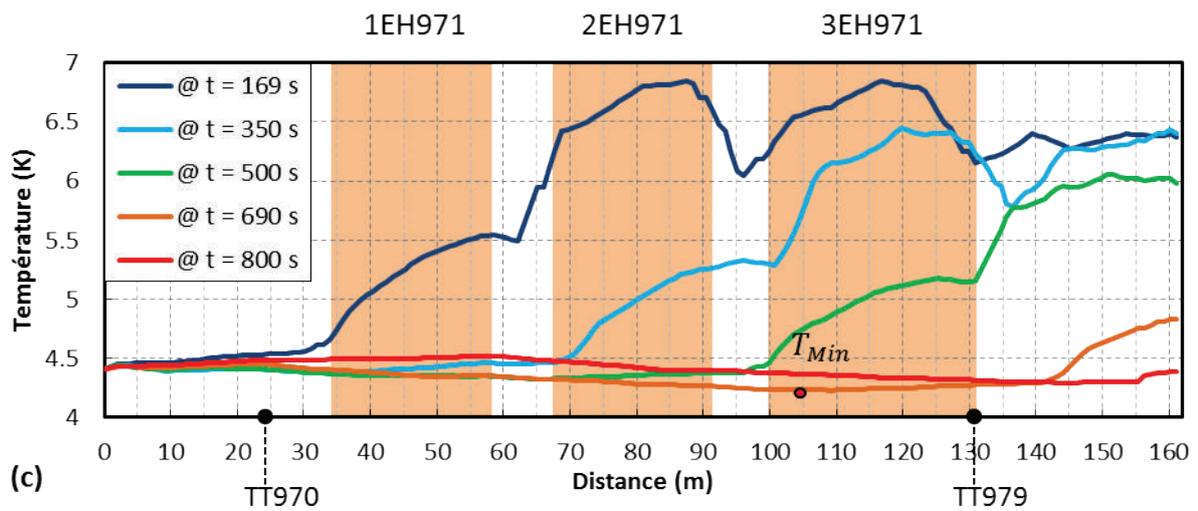
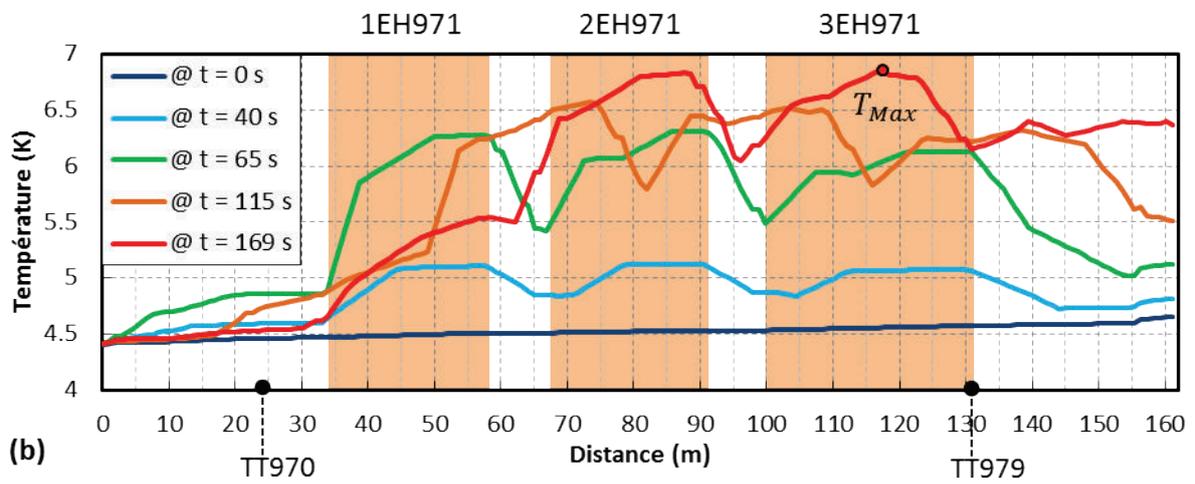
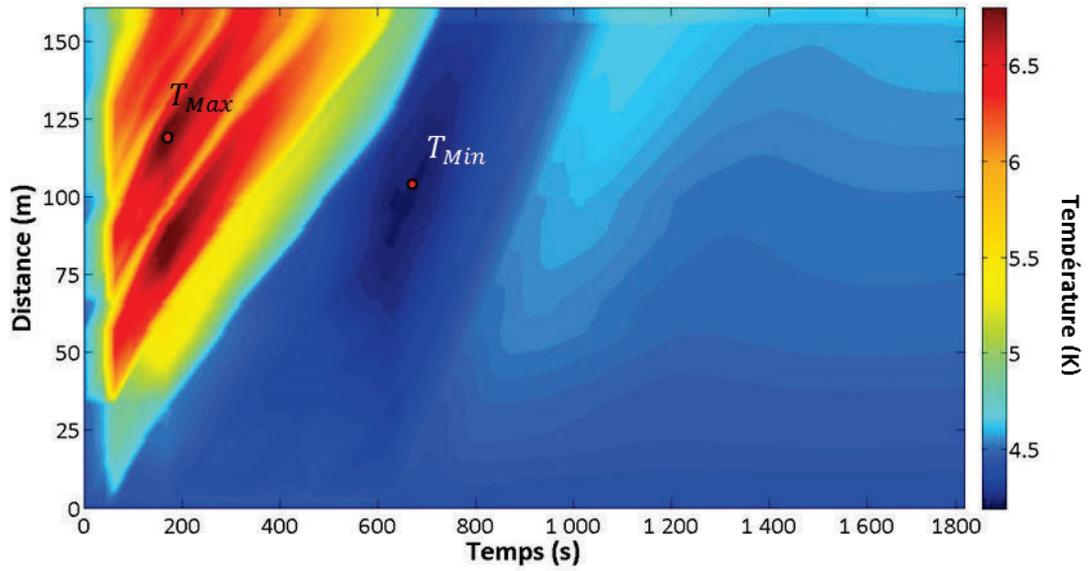


Figure V.23 (a-b-c) Profil spatio-temporel des températures simulées de la boucle entre HX1 et HX2 pour un lissage avec circulateur et avec 1 nœuds/m

D'après la Figure V.23a, la température minimale simulée (4.23 K) est bien atteinte au moment du minimum de pression en simulation à l'instant  $t = 690$  s et à la position  $x = 105$  m (Figure V.23c).

### Evolutions du débit et de la perte de charge de la boucle

La variation de vitesse du circulateur (Figure V.24a) va engendrer des modifications importantes à la fois sur le débit de la boucle et le  $\Delta P$  à ses bornes (Figure V.24b-c). Lorsque la vitesse diminue, le débit et le  $\Delta P$  diminuent également suivant la courbe caractéristique de fonctionnement. La valeur de vitesse minimale expérimentale (32 %) est atteinte à l'instant  $t = 520$  s ce qui correspond à un débit de  $10.2 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$  (soit 31 % de sa valeur initiale) et un  $\Delta P$  de 0.1 bar (soit 14 % de sa valeur initiale). Les dynamiques du profil de vitesse sont très bien reproduites par la simulation à la fois sur le débit et le  $\Delta P$ . Les trajectoires de point de fonctionnement du circulateur qui résultent de la régulation (Figure V.25) confirment la bonne correspondance des dynamiques de l'expérience et de la simulation.

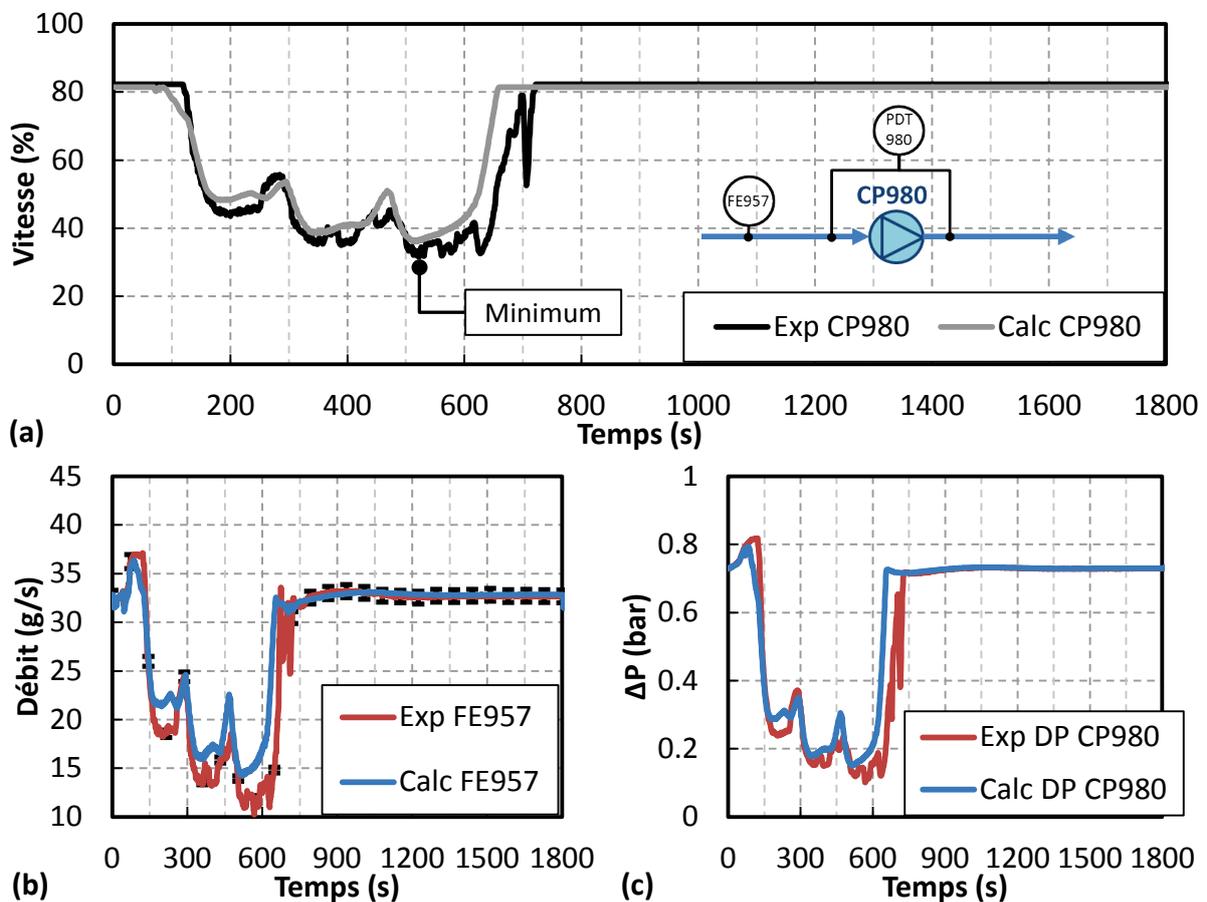


Figure V.24 Profils expérimentaux et numériques (a) de la vitesse de rotation du circulateur, (b) du débit de la boucle en entrée du circulateur et (c) du  $\Delta P$  aux bornes du circulateur pour un lissage avec circulateur

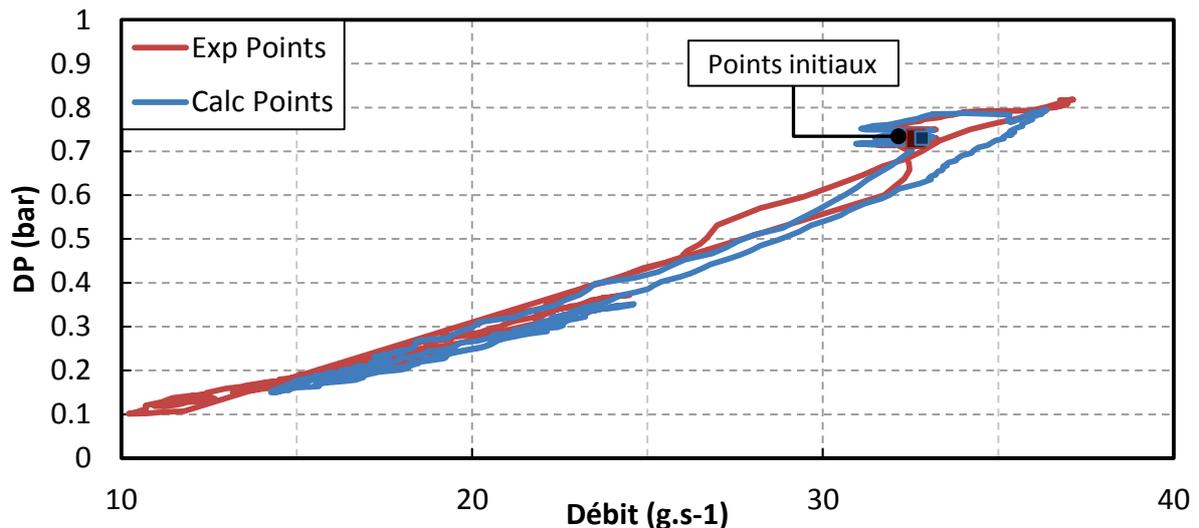


Figure V.25 Points de fonctionnement du circulateur pendant un cycle pour un lissage avec circulateur

### Bilans d'énergie et de masse

La Figure V.26 présente les différents profils de puissance arrivant dans le bain au cours d'un cycle. Contrairement au scénario en volant thermique, le profil HX1 varie de façon importante puisque la puissance du circulateur est amenée à varier suivant sa vitesse. La réduction de puissance au niveau de cet échangeur est notable et on observe une valeur minimale de 19 W à  $t = 520$  s en expérience et en simulation contre 74 W en régime stationnaire. La diminution totale d'énergie sur un cycle s'élève à 24 kJ (18 %) en expérience et 22 kJ (16%) en simulation par rapport à l'énergie totale déposée en volant thermique (Tableau V.6). Le circulateur a également décroché à la fin de la dépressurisation de la boucle : deux fois entre  $t = 600$  et  $700$  s. Le profil simulé d'HX1 rend compte assez fidèlement des variations hors décrochages. La modélisation du rendement du circulateur semble de ce fait correcte.

La puissance échangée à travers HX2 ne possède pas de pic important et atteint un maximum de 224 W à  $t = 130$  s. On remarque des différences de dynamique entre les profils expérimentaux et simulés et ce pour les mêmes paramètres du régulateur PI. Le calcul donne un profil de puissance échangée légèrement plus stable sans pic de puissance, ce qui a un impact sur le débit de sortie. L'explication de ce phénomène pourrait être liée à la dynamique réelle du bain absente dans la simulation puisque qu'un modèle OD est utilisé. En effet, s'il existe un retard entre le moment où la puissance est transférée au bain et celui où elle est effectivement évaporée alors l'effet de la régulation du circulateur pourrait être retardé. Cela expliquerait les overshoots de puissance (et de débit de sortie) présent dans l'expérience. Lors de ces pics, la vitesse du circulateur diminue d'avantage et le débit de boucle devient donc plus faible qu'en simulation (Figure V.24b).

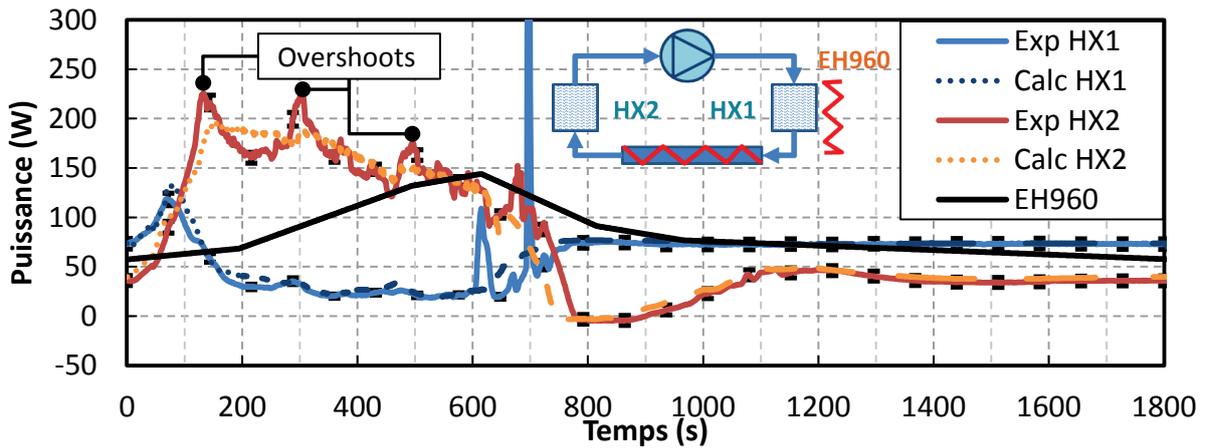


Figure V.26 Profils expérimentaux et numériques des puissances arrivant dans le bain d'HELIOS pour un lissage avec le circulateur

Tableau V.6 Intégrales des puissances échangées dans le bain pour l'expérience et la simulation pour un lissage avec circulateur

	EH960	HX1	HX2	Total
Expérience	151 kJ	111 kJ ± 9kJ	136 kJ ± 13 kJ	397 kJ ± 22 kJ
Simulation	151 kJ	113 kJ	136 kJ	400 kJ

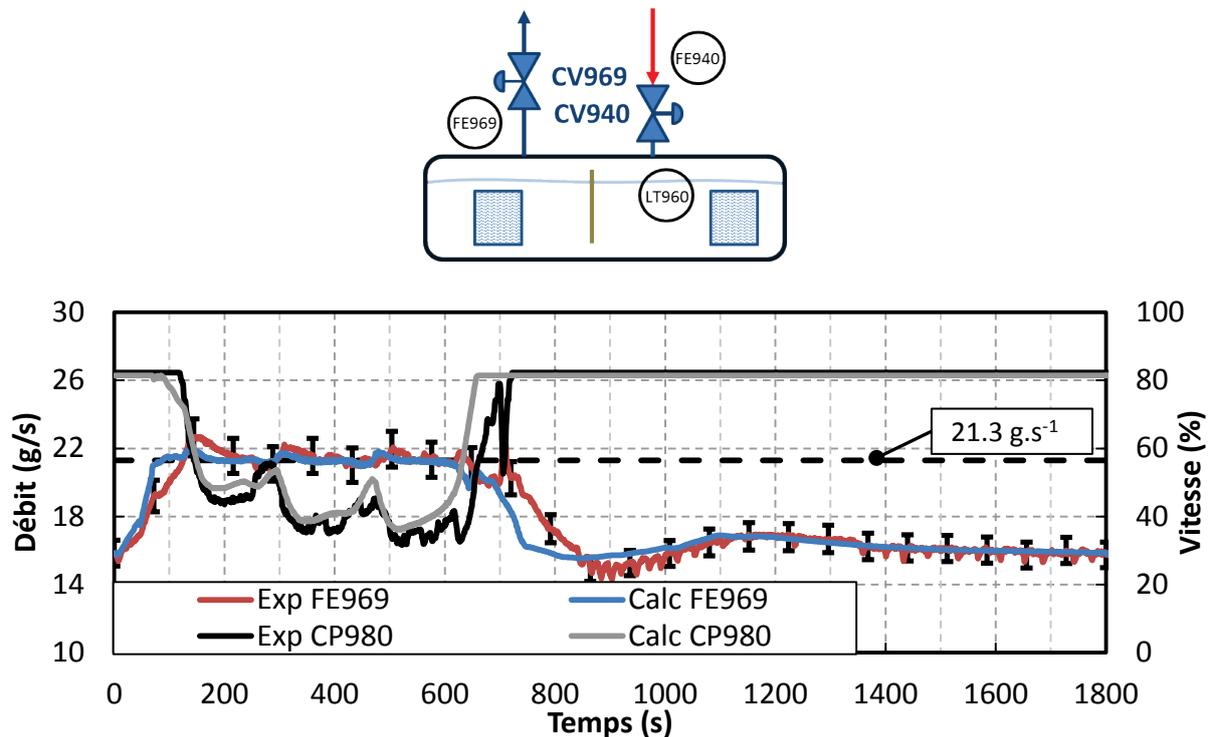


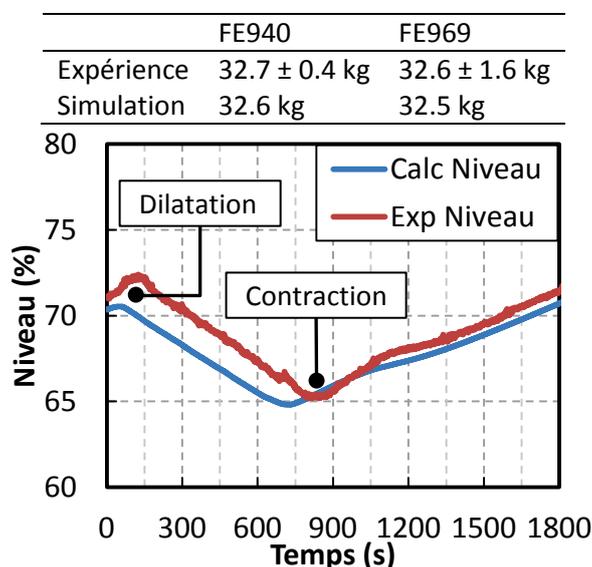
Figure V.27 Profils expérimentaux et numériques du débit de sortie du bain FE969 et de la vitesse de rotation du circulateur pour un lissage avec circulateur

La Figure V.27 permet d'observer l'effet du contrôle de la puissance échangée via la vitesse du circulateur sur le débit de sortie du bain. Les pics de diminution observés correspondent au passage des pics de température dans l'échangeur HX2. L'écrtage du débit est correctement réalisé que ce soit en expérience ou en simulation. Cependant, la stabilité du profil de puissance HX2 mentionné ci-

dessus explique l'aspect plus stable du débit simulé comparé à l'expérience. Le temps de régulation total est de 610 s en expérience et 580 s en simulation soit respectivement 34 % et 32 % de la durée du cycle. Un décrochage du circulateur ayant lieu à  $t = 700$  s engendre un pic de débit supérieur à la consigne qui entraîne un pic de réduction de vitesse (non présent en simulation) mais négligeable en terme d'apport de puissance. Les dynamiques ainsi que les amplitudes de régulation de la vitesse du circulateur sont très proches ce qui valide l'utilisation du modèle sur une grande plage de vitesse.

Les débits d'entrée du bain dans les deux cas sont égaux ( $18.1 \text{ g.s}^{-1}$ ) et strictement constants (à comparer à  $19.1 \text{ g/s}$  pour le cas du volant thermique). L'absence de mise en pression du bain permet d'observer un phénomène de dilatation du liquide du bain pendant les premières 150 s relative à la phase d'augmentation de la puissance transférée au bain (Figure V.28). La cause avancée est l'augmentation du taux de vide à cause d'un volume de bulles plus important lors du dépôt des pics de puissance. Ces aspects volumiques ne sont pas pris en compte dans le modèle 0D du bain. A la fin du dépôt du pic de puissance ( $t = 800$  s) le niveau se contracte et se rapproche du niveau simulé. L'écart de niveau en début et en fin de scénario est identique dans les deux cas mais les points d'inflexion des niveaux (débit d'entrée = débit de sortie) sont décalés de 80 s environ du fait de l'avance de phase du débit de sortie simulé. Comme le bilan de masse le suggère (Tableau V.7), le niveau en expérience dérive légèrement de +0.3 % (soit +0.1 kg en accord avec le bilan). De même en simulation la dérive de +0.3 % (+0.1 kg) est bien retrouvée dans le bilan de masse. La consigne de débit d'entrée est donc légèrement trop élevée pour maintenir un niveau constant.

**Tableau V.7** Intégrales temporelles sur un cycle des débits d'entrée et de sortie du bain pour l'expérience et la simulation pour le lissage avec circulateur



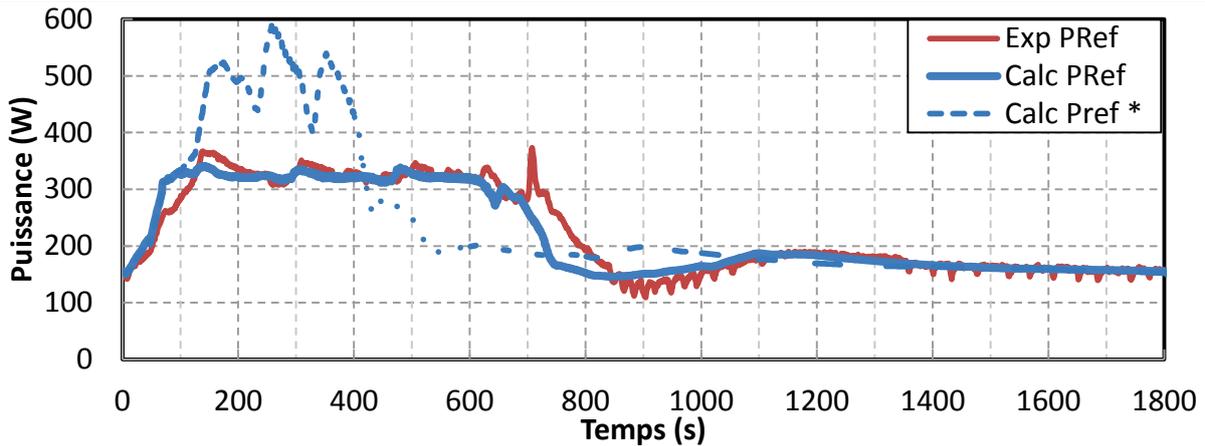
**Figure V.28** Profils expérimental et numérique du niveau de liquide en % de volume pour un lissage avec circulateur

L'utilisation du lissage avec variation de la vitesse du circulateur permet d'abaisser la puissance de réfrigération maximale (Figure V.29) de 600 W (sans régulation) à 325 W environ. Les dynamiques de la puissance de réfrigération sont celles du débit de sortie du bain et les mêmes décalages sont présents. Le Tableau V.8 résume les différents bilans de puissance disponibles ce qui permet de conclure sur la bonne correspondance des résultats des différents modes de calcul entre expérience et simulation compte tenu des marges d'erreur. La très faible dispersion ( $<0.2\%$ ) observées dans les

différents cas en simulation (Tableau V.8) justifie de la périodicité quasi atteinte au cours de ce deuxième cycle.

**Tableau V.8 Intégrales des puissances de réfrigération pour l'expérience et la simulation pour un lissage avec circulateur**

	Total théorique (chauffages, pertes statiques, bilan circulateur)	Total HX1+HX2+EH960	Total Puissance réfrigération + liquéfaction
Expérience	400 kJ	397 kJ ±22 kJ	406 kJ ± 43 kJ
Simulation	400.9 kJ	400.1 kJ	400.7 kJ



**Figure V.29 Puissance de réfrigération calculée aux bornes du bain pour un lissage avec circulateur (cas sans lissage noté \*)**

### Conclusion du lissage avec circulateur

L'utilisation de la variation de la vitesse du circulateur pour contrôler le débit de sortie du bain a été validée expérimentalement et numériquement sur un scénario de type JT-60SA de 1800 s. Cette configuration est avantageuse puisqu'elle permet de réduire de 18 % en expérience (16 % en simulation) l'énergie totale déposée dans le bain tout en garantissant un lissage performant du débit de sortie du bain. La simulation du processus est excellente et démontre la bonne modélisation du circulateur tant du point de vue hydraulique que thermodynamique. Cependant l'effet de retard d'évaporation de l'hélium transféré au bain est à prendre en considération pour l'optimisation fine de la régulation du débit de sortie grâce à l'action sur la vitesse du circulateur.

## V.2.3 Ligne de by-pass

### V.2.3.1 Présentation de la régulation

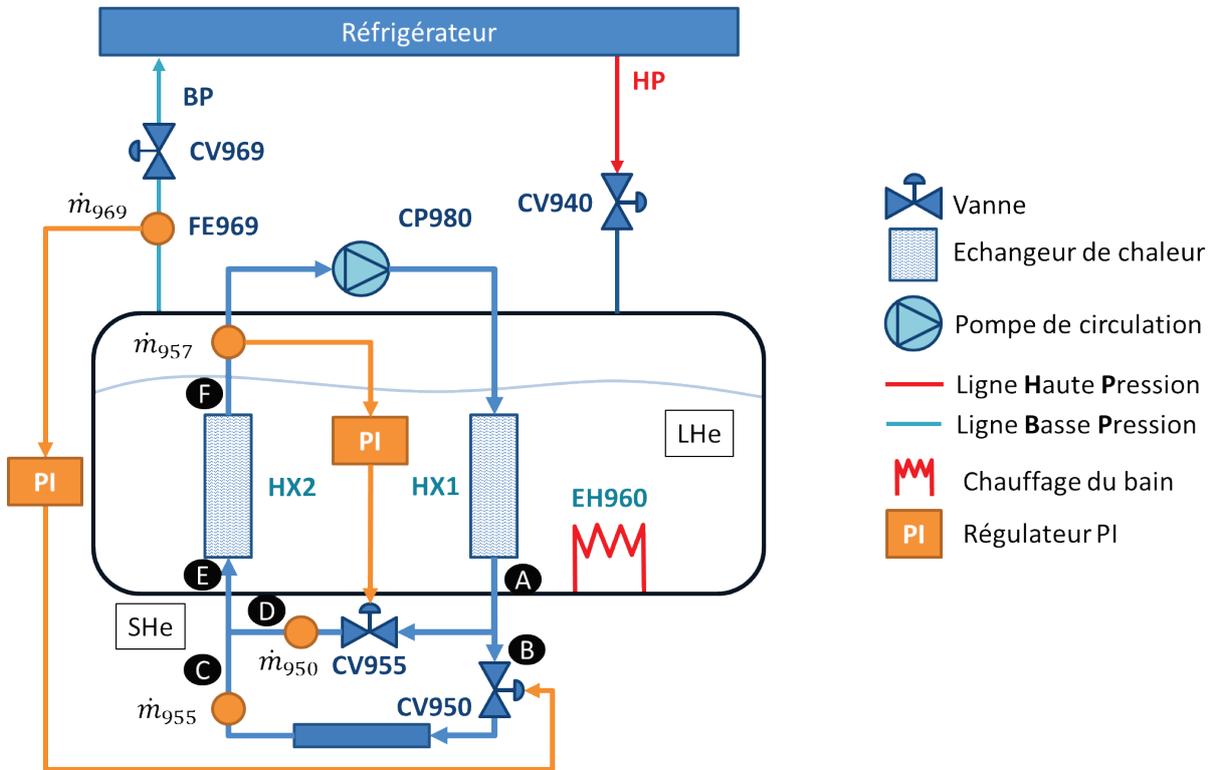


Figure V.30 Schéma de régulation d'HELIOS avec utilisation des vannes de by-pass

La stratégie de lissage avec utilisation du by-pass réside sur le même principe de fonctionnement que celle employant le circulateur, c'est-à-dire que l'on va limiter le débit de sortie du bain saturé en contrôlant la puissance extraite au niveau des échangeurs. Cependant dans ce cas, on effectue cette opération en maintenant constant le point de fonctionnement du circulateur. Au lieu de réduire le débit dans l'ensemble de la boucle, celui-ci va être réduit uniquement dans la partie chauffée de la ligne (entre les points B et C sur la Figure V.30). Il y a donc deux actionneurs, CV950 et CV955, pour contrôler le débit de sortie du bain et le débit de la boucle.

L'enthalpie au point E est donnée par l'équation :

$$h_E = \frac{\dot{m}_{955}h_D + \dot{m}_{950}h_C}{\dot{m}_{957}} \quad (\text{V.5})$$

Avec 
$$\dot{m}_{957} = \dot{m}_{955} + \dot{m}_{950} \quad (\text{V.5 a})$$

Le bilan d'énergie de l'échangeur HX2 s'écrit en supposant que les températures en sortie d'échangeur sont identiques ( $h_F = h_A$ ) et qu'il n'y a pas de perte statique dans la ligne ( $h_D = h_A$  et  $h_A = h_B$ ):

$$\dot{q}_{HX2} = \dot{m}_{957}(h_E - h_F) = \dot{m}_{957} \left( \frac{\dot{m}_{955}h_A + \dot{m}_{950}h_C}{\dot{m}_{957}} - h_A \right) \quad (\text{V.6})$$

Soit :

$$\dot{q}_{HX2} = \dot{m}_{950}(h_C - h_B) \quad (\text{V.7})$$

Le débit de by-pass n'intervient donc pas dans le bilan d'enthalpie (aux pertes statiques près). La vanne CV950 est donc utilisée pour réguler le débit de sortie du bain puisqu'elle contrôle la puissance échangée tandis que la vanne CV955 va servir à compenser les variations de débit de la boucle et *in fine* maintenir constant le  $\Delta P$  aux bornes du circulateur. Dans le cas idéal, où les caractéristiques des deux vannes seraient connues parfaitement, on pourrait simplement calculer à chaque instant l'ouverture de la vanne CV955 qui permettrait de conserver le  $\Delta P$  créé initialement par le couple de vanne.

En ce qui concerne la puissance échangée au niveau de HX2, la vanne CV950 joue donc exactement le même rôle que la variation de vitesse du circulateur. Par contre, on ne bénéficie pas de la diminution de la puissance correspondant à la réduction des pertes visqueuses, le débit et le DP au niveau du circulateur étant maintenus constants (i.e. la puissance échangée au niveau de HX1 est toujours à peu près constante).

Lorsque le débit de sortie du bain dépasse la consigne de régulation, la vanne CV950 se ferme et réduit le débit dans la ligne chauffée. Au même instant, la vanne CV955 va s'ouvrir pour venir compenser la diminution de débit qui est apparue au niveau du débitmètre FE957. La fermeture minimale de la vanne CV950 a été fixée à 25 % en expérience afin de limiter la diminution de débit dans la zone chauffée. Cette contrainte n'a pas pu être reproduite en simulation, les débits trop faibles posant des problèmes de convergence numérique, et a été fixée à 42 % de façon à obtenir un débit minimal compatible avec le calcul.

Afin de maintenir constamment froide la ligne de by-pass et ainsi éviter la formation de bouchon d'hélium chaud, une ouverte minimale est maintenue sur la vanne CV955 à hauteur de 30 % (soit  $6 \text{ g.s}^{-1}$ ). Il a donc été choisi d'augmenter le débit de la boucle à l'équilibre au niveau du circulateur ( $\dot{m}_{957} = 40 \text{ g.s}^{-1}$ ) tout en conservant un débit dans la ligne chauffée proche de celui des scénarios précédents ( $\dot{m}_{979} = 34 \text{ g.s}^{-1}$ ). Les mêmes consignes de débit du bain que dans le cas volant thermique sont utilisées :  $19.1 \text{ g.s}^{-1}$  en entrée et  $21.3 \text{ g.s}^{-1}$  en sortie.

### V.2.3.2 Comparaisons résultats expérimentaux/Simulation

#### Conditions initiales

Les paramètres initiaux des configurations de l'expérience et de la simulation sont résumés dans le Tableau V.9. Les profils de puissance utilisés sur la boucle et le bain sont ceux décrits dans la partie V.1.4.1 pour un scénario d'une durée de 1800 s. Dans cet essai, deux cycles consécutifs ont été réalisés et nous allons nous intéresser au second pour lequel la périodicité a été atteinte. Les écarts d'actionneur observés sont simplement dus aux modèles utilisés mais ils assurent un point de fonctionnement identique.

Les calculs sont initialisés de la même manière que pour le cas du volant thermique.

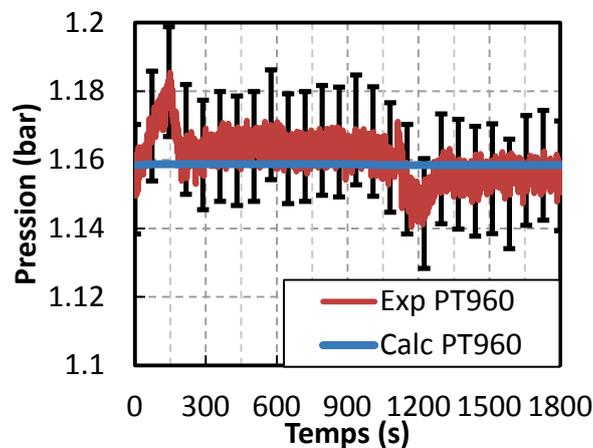
**Tableau V.9 Paramètres initiaux utilisés dans l'expérience et la simulation pour un lissage avec by-pass de la charge**

	Expérience	Simulation
Pression entrée circulateur (PT980)	2.76 bar	2.71 bar
$\Delta P$ circulateur (PDT980)	0.73 bar	0.73 bar
Vitesse CP980	80.5 %	80 %
Ouverture CV959	72.8 %	74.7 %
Ouverture CV955	36.2 %	35 %
Débit boucle (FE957)	39.7 g.s <sup>-1</sup>	40.1 g.s <sup>-1</sup>
Débit boucle (FE979)	33.9 g.s <sup>-1</sup>	33.9 g.s <sup>-1</sup>
Pression du bain (PT960)	1.16 bar	1.16 bar
Température HP (1TT940)	4.7 K	4.7 K
Pression HP (Ptb206)	15.85 bar	15.85 bar
Niveau (LT960)	70 %	70 %
Pertes statiques thermiques	37 W (Voir Tableau II.6)	37 W (Voir Tableau III.2)

Juste avant de lancer les profils de puissance, la vanne d'entrée du bain CV940 passe d'une régulation de niveau à une régulation de débit avec pour consigne 19.1 g.s<sup>-1</sup> et la consigne du débit de sortie régulée par la vanne CV950 est de 21.3 g.s<sup>-1</sup>.

#### Evolutions des pressions

De la même façon que dans le cas précédent, le bain n'est pas sollicité (Figure V.31) et sa pression est quasiment constante. Il n'y a donc pas d'effet de couplage entre le bain et la boucle dans ce cas.



**Figure V.31 Profils expérimental et numérique de la pression du bain pour un lissage avec by-pass de la charge**

La durée de pressurisation de la boucle (Figure V.32) est importante (1100 s) et donc l'énergie déposée est conservée longtemps dans celle-ci (61 % du temps de cycle). Le maximum de pression atteint est de 9.09 bar en expérience et est bien retrouvé en simulation (9.02 bar). La dépressurisation de la boucle est lente et l'effet de sous refroidissement est limité. L'écart entre la pression initiale et minimale atteinte est faible (- 0.1 bar en expérience et - 0.23 bar en simulation). Cependant la dynamique est plus rapide en simulation et ce minimum survient 100 s plus tôt. Comme montré par la suite, cela est l'effet d'une restitution plus rapide de la puissance vers le bain en raison d'un débit plus élevé dans la ligne chauffée.

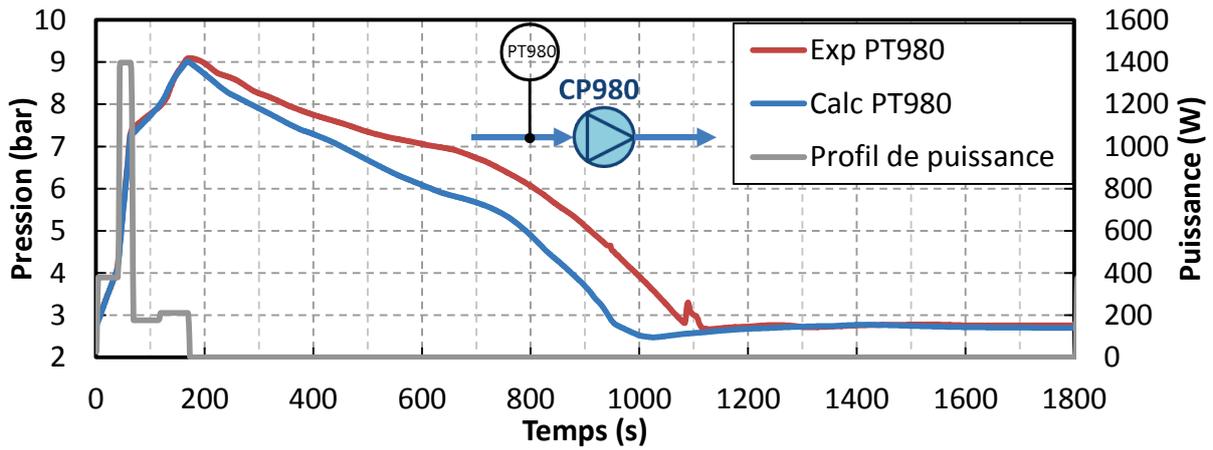


Figure V.32 Profils expérimental et numérique de la pression de la boucle en amont du circulateur et profil de puissance totale appliqué sur les trois chauffages pour un lissage avec by-pass de la charge

Evolution des températures de la boucle

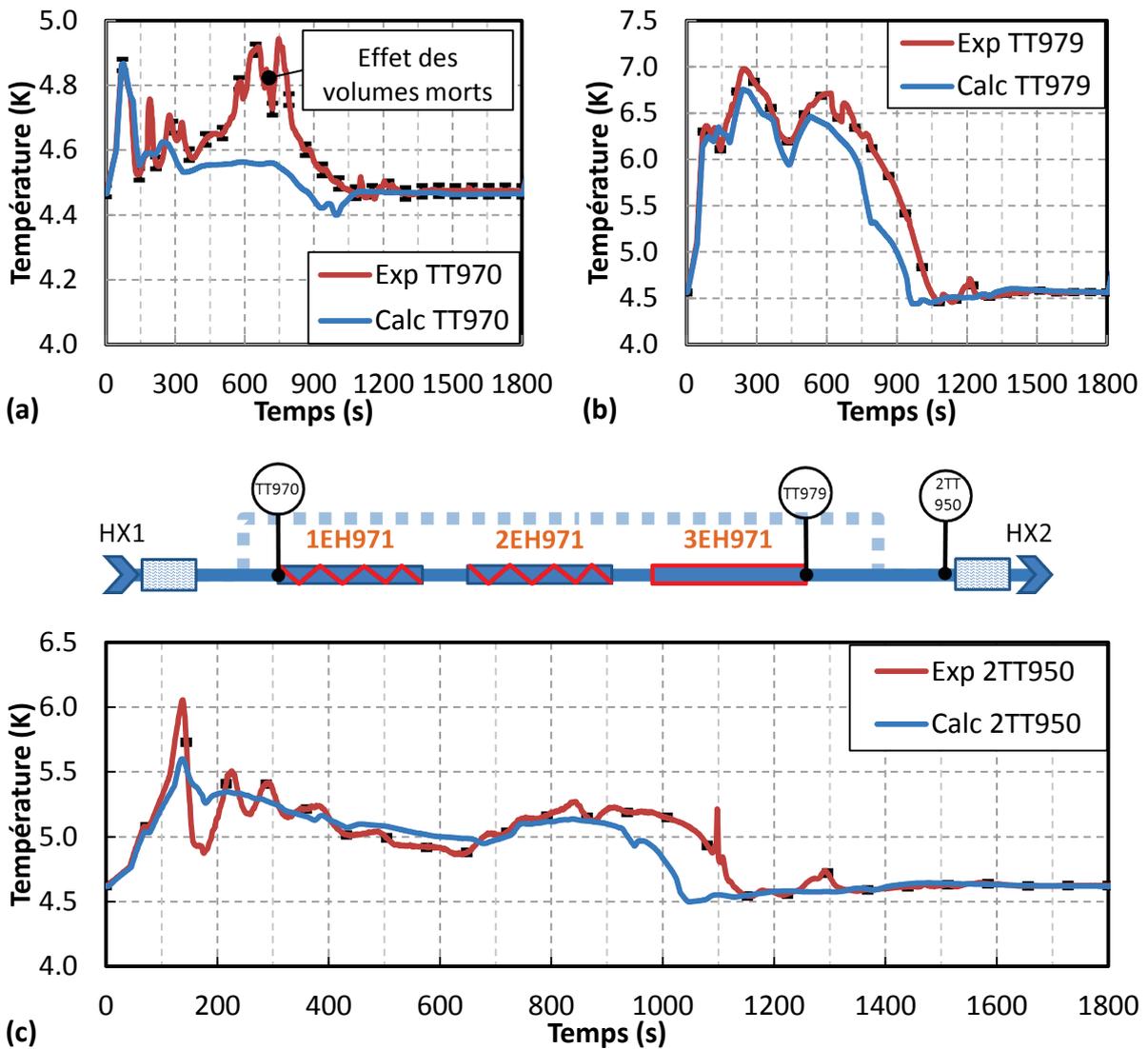
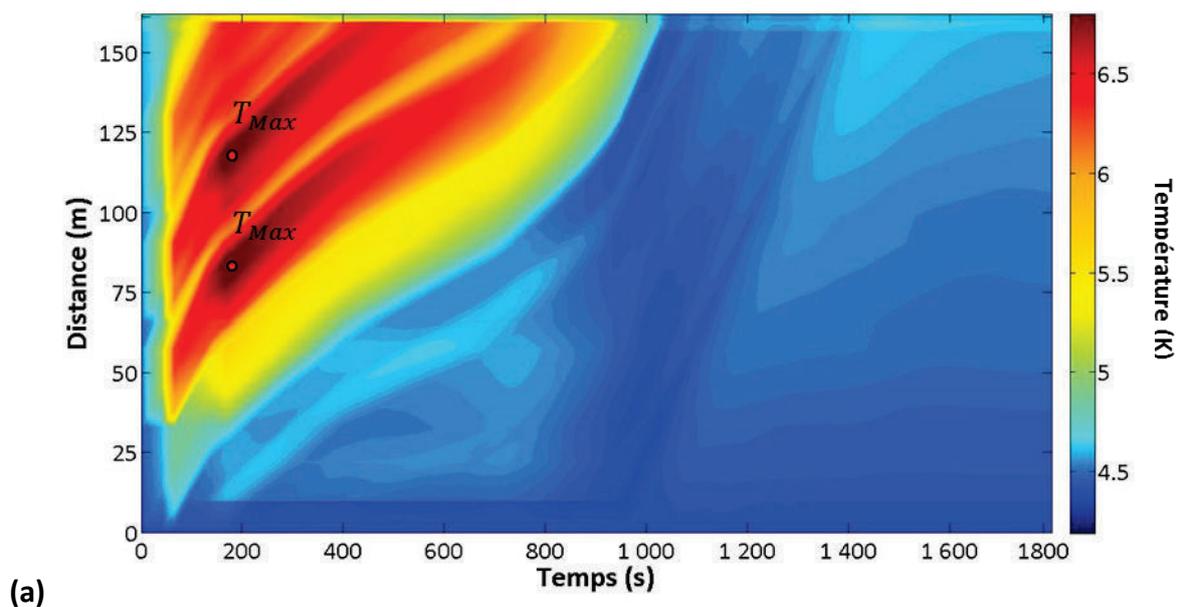


Figure V.33 Profils expérimentaux et numériques des températures : (a) en entrée et (b) en sortie de ligne chauffée et (c) en entrée de l'échangeur HX2 pour un lissage avec by-pass de la charge

Les profils temporels de température de la boucle (Figure V.33 a-b-c) sont assez différents de ceux obtenus précédemment avec l'utilisation du circulateur. La température en entrée de ligne (a), en plus de subir l'échauffement dû à la pressurisation de la boucle, va être augmentée à cause de la détente de l'hélium au niveau de la vanne CV950. L'emplacement de cette vanne en entrée de la zone chauffée n'est donc pas optimal et devrait plutôt se situer après les aimants dans un cas réel. On observe également entre les instants  $t = 500$  et  $900$  s un pic de température parasite qui peut s'expliquer par un petit débit d'hélium chaud provenant du volume mort de la ligne de charge de la boucle, libéré lors de la dépressurisation. Même si l'impact sur la température est plus important que l'effet de la pressurisation, ce phénomène est à nuancer en termes de puissance transmise puisqu'à cet instant le débit dans la zone chauffée est minimal (environ  $10 \text{ g.s}^{-1}$ ).

La température située directement en sortie du dernier secteur chauffé (Figure V.33 b) possède un profil similaire à celui observé avec la réduction de vitesse du circulateur mais avec une durée de pic plus importante. Le profil simulé reproduit bien les dynamiques malgré une durée de régulation plus courte. La température maximale mesurée à l'instant  $t = 250$  s est de  $6.98 \text{ K}$  et n'est donc pas supérieure à celle des deux cas de lissage précédents. Le profil en entrée d'échangeur (Figure V.33 c), est le produit du mélange de l'hélium provenant de la ligne de by-pass et de la zone chauffée. C'est l'image de la puissance échangée vers le bain. Le lieu de mélange est clairement visible sur la Figure V.34 a et b comme une brusque chute de la température à  $x = 160$  m.

L'analyse des profils spatio-temporel des températures simulés de la boucle entre HX1 et HX2 (Figure V.34 a-b-c) permet de mettre en évidence l'absence de sous refroidissement de l'hélium. En effet, même si la diminution de température avec la pression existe, son amplitude est faible et elle est contre balancée par l'échauffement de l'hélium lors de la détente dans la vanne CV950 (saut brusque à l'abscisse  $x = 10$  m) et les pertes statiques. Il n'y a donc pas de minimum apparent le long de la ligne. La température maximale atteinte à l'instant  $t = 169$  s est de  $6.85 \text{ K}$  au niveau des deux pics. La réduction de débit supplémentaire par rapport au cas précédent n'influence quasiment pas cette valeur.



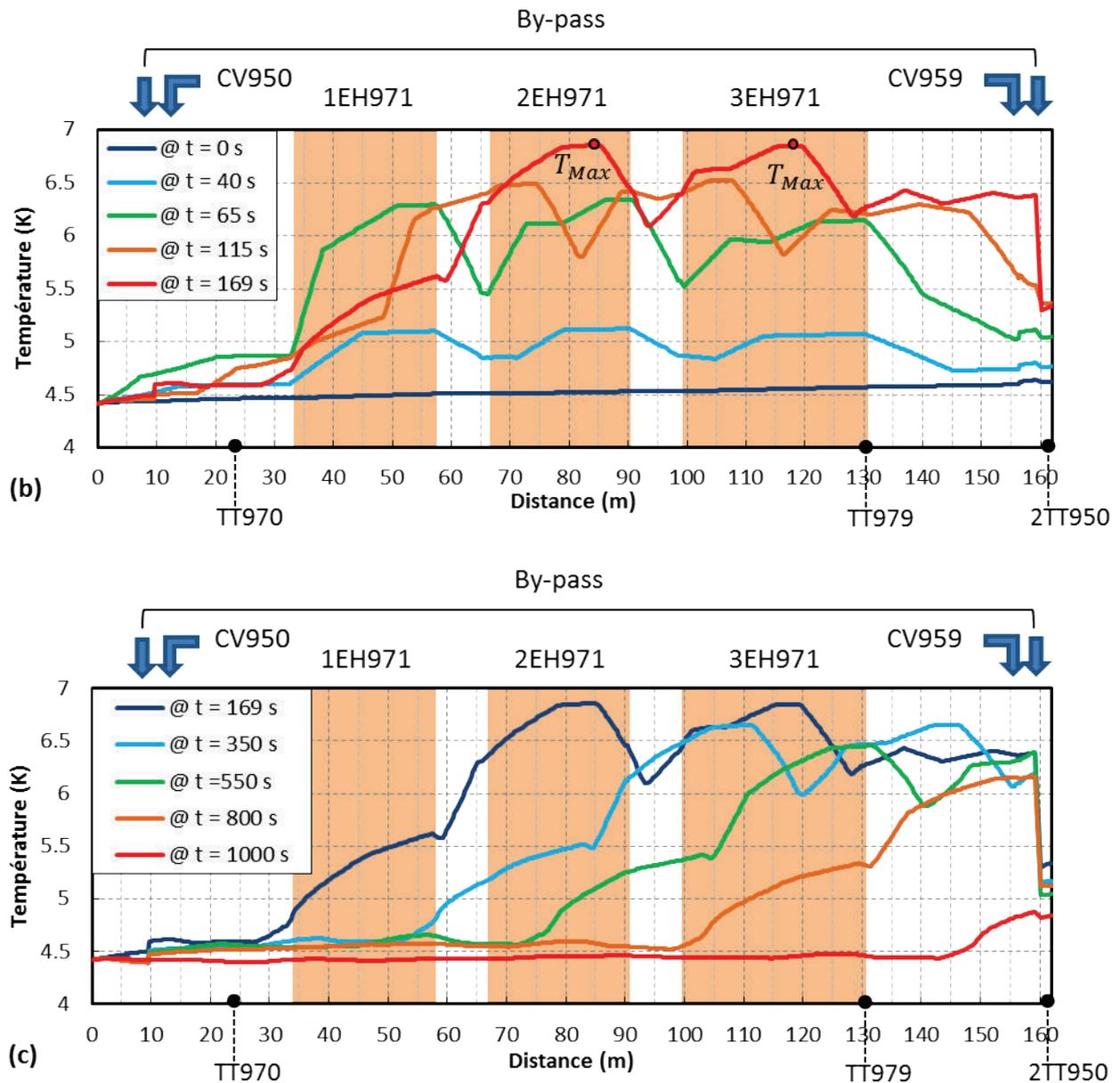


Figure V.34 (a-b-c) Profil spatio-temporel des températures simulées de la boucle entre HX1 et HX2 pour un lissage avec by-pass de la charge et avec 1 nœuds/m

### Evolutions des débits et de la perte de charge de la boucle

La Figure V.35a permet de visualiser l'évolution des débits de la boucle à la fois au niveau du circulateur (FE957) et de la ligne chauffée (FE979). L'action de la vanne CV955 (Figure V.35b) permet de compenser efficacement la fermeture de la vanne CV950 et de conserver un débit stable dans la partie de circuit échangeurs + circulateur. On observe des oscillations de la vanne CV950 expérimentale en début de régulation mais qui sont bien amorties par la régulation de la vanne CV955. Ces oscillations ne sont pas présentes dans la simulation comme montré dans la partie suivante. Numériquement on obtient des profils de débit très proches de ceux de l'expérience mais

le débit minimum expérimental de  $6.1 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$  n'est pas atteint en simulation ( $8 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ ) du fait de la limitation à 42 % du minimum d'ouverture de la vanne CV950 dans le modèle.

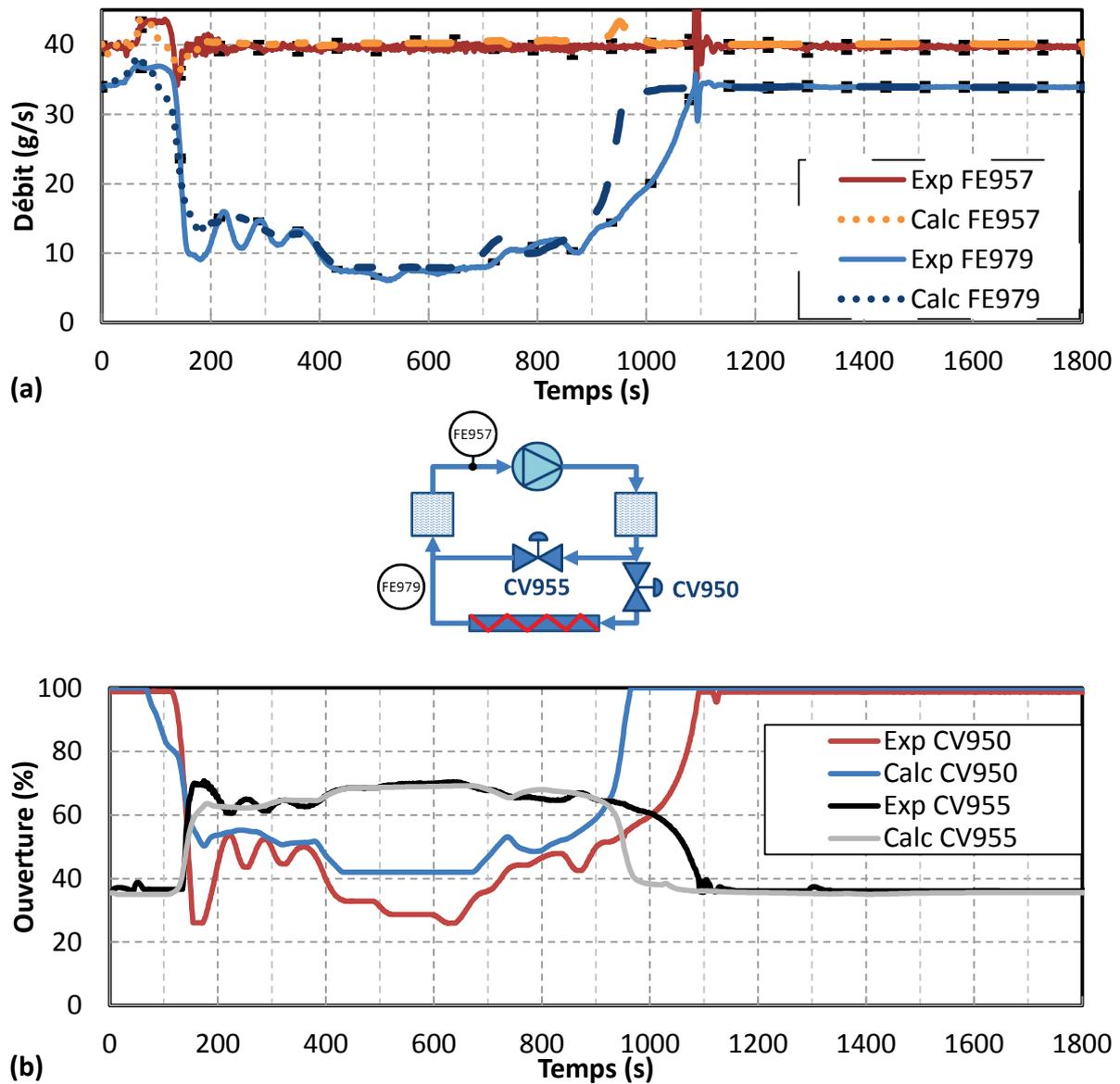


Figure V.35 Profils expérimentaux et numériques (a) du débit de la boucle en entrée du circulateur FE957 et en sortie de ligne chauffée (FE979) et (b) des ouvertures des vannes de by-pass CV950 et CV955 pour un lissage avec by-pass de la charge

La perte de charge du circulateur (Figure V.36) est bien conservée et n'est affectée que par les variations de pression de l'hélium en entrée. Un décrochage du circulateur apparaît à la toute fin de la dépressurisation à  $t = 1000 \text{ s}$  et impacte de façon importante le  $\Delta P$  à ses bornes (minimum de 0.36 bar). Le profil simulé possède les bonnes dynamiques mais conserve l'avance du profil de pression par rapport à l'expérience.

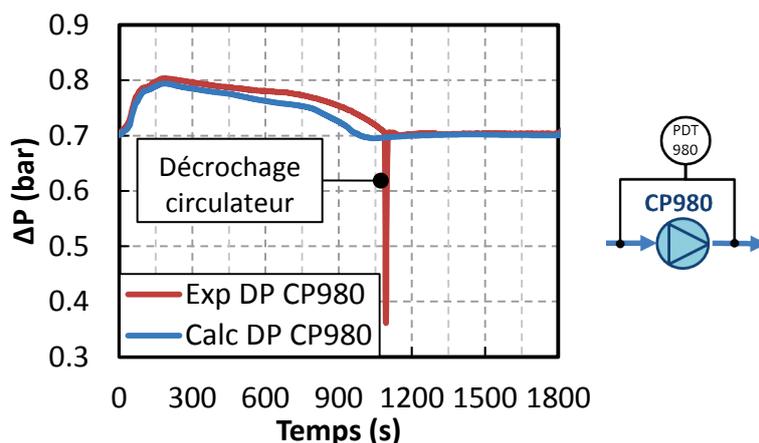


Figure V.36 Profils expérimental et numérique de la perte de charge au niveau du circulateur pour un lissage avec by-pass de la charge

Bilans d'énergie et de masse

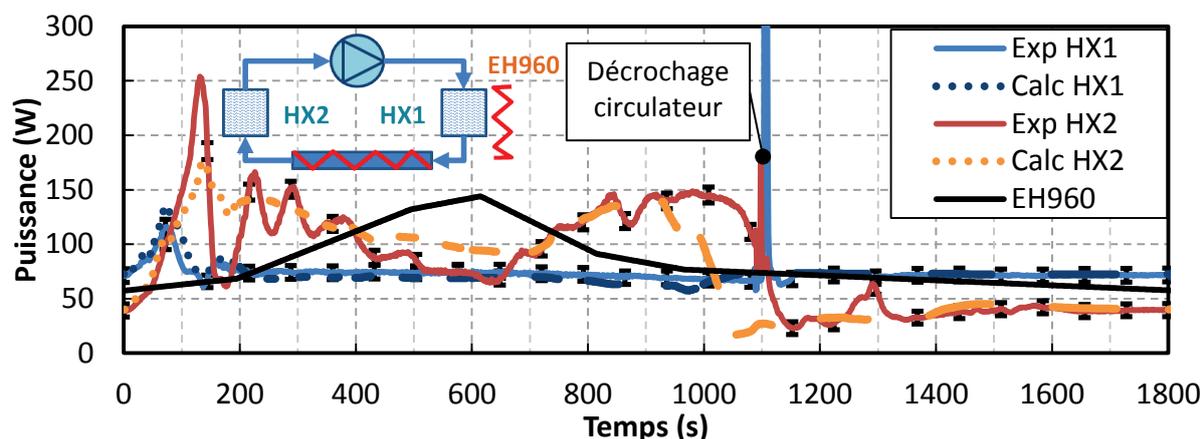


Figure V.37 Profils expérimentaux et numériques des puissances arrivant dans le bain d'HELIOS pour un lissage avec by-pass de la charge

Tableau V.10 Intégrales des puissances échangées dans le bain pour l'expérience et la simulation pour un lissage avec by-pass de la charge

	EH960	HX1	HX2	Total
Expérience	151 kJ	135 kJ ± 12kJ	150 kJ ± 16 kJ	436 kJ ±28 kJ
Simulation	151 kJ	130.7 kJ	145.0 kJ	426.7 kJ

La puissance issue du circulateur (profil HX1, Figure V.37) est quasi constante au cours du temps puisque seules les conditions d'hélium (ex. pression) en entrée de pompe peuvent potentiellement varier. Un décrochage du circulateur survient à  $t = 1100$  s d'après le profil HX1, soit à la fin de la phase de dépressurisation. Le profil simulé associé à HX1 est tout à fait en accord avec le profil expérimental et les bilans d'énergie sont égaux (Tableau V.10). Concernant le profil HX2, on observe expérimentalement des oscillations de puissances entre  $t = 100$  et  $500$  s qui ne sont pas reproduites en simulation. Ces oscillations sont liées à la régulation de la vanne CV950. Ce phénomène ne

réapparaît pas à la fin de la régulation. On remarque également que la puissance échangée simulée entre  $t = 400$  et  $670$  s est supérieure à l'expérience, ce qui s'explique par la limitation d'ouverture de la vanne CV950 à 42 % en simulation contre 25 % expérimentalement.

Comme le débit simulé n'a pas pu être écriêté à la valeur voulue tant que l'ouverture de la vanne était bloquée à 42 %, plus de puissance a été extraite. Cela participe à la durée totale de régulation qui est plus courte de 100 s dans ce cas de la simulation.

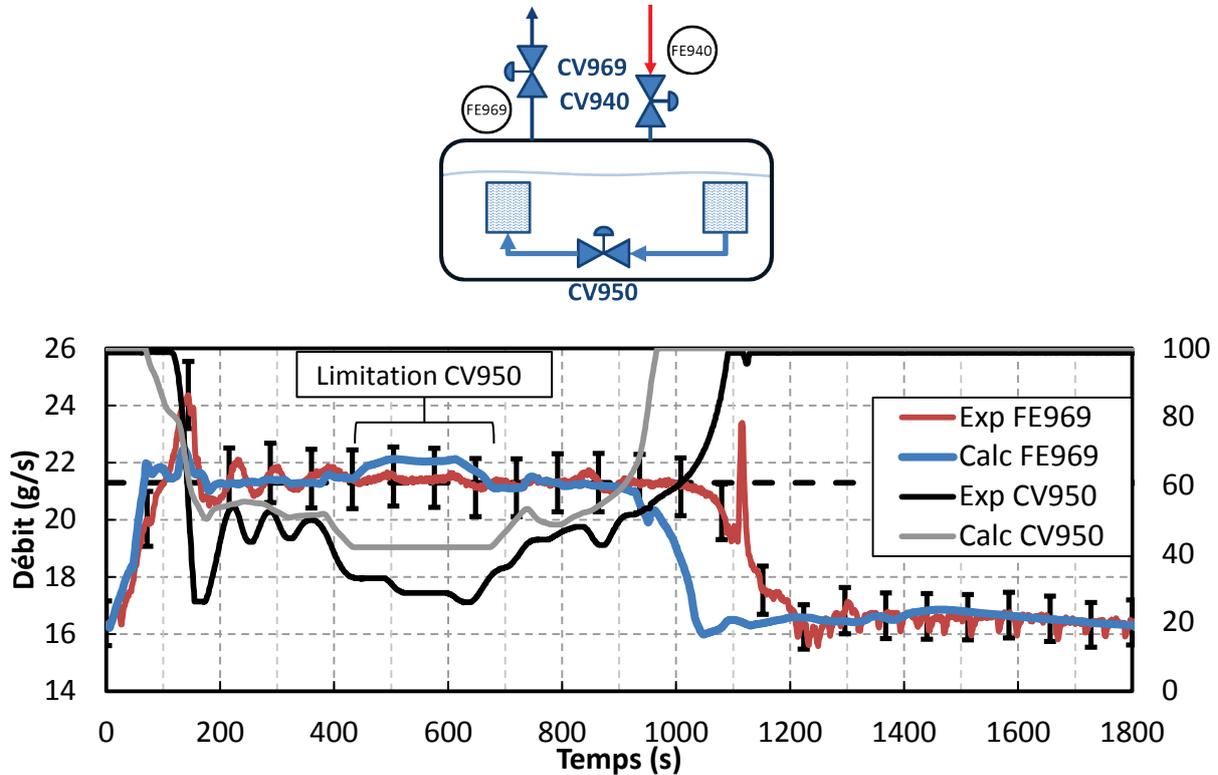


Figure V.38 Profils expérimentaux et numériques du débit de sortie du bain FE969 et de la vitesse de rotation du circulateur pour un lissage avec by-pass de la charge

La Figure V.38 permet d'observer la régulation du débit de sortie du bain par la vanne CV950. Les oscillations de puissance observées sur le profil d'HX2 (Figure V.37) ont pour origine l'oscillation de cette vanne. Cependant, en utilisant les mêmes paramètres pour le régulateur PI en simulation, ces oscillations n'apparaissent pas. A cause de la dynamique du bain, on observe un décalage entre l'action de la vanne et l'effet sur le débit de sortie, de sorte que l'actionneur tend à sur-réagir. L'oscillation serait créée par l'action du contrôleur PI linéaire sur la vanne qui a une réponse non linéaire. L'absence de ce décalage en simulation prévient l'apparition de ce phénomène. La variation plus lente du dépôt de puissance à la fin de la régulation semble prévenir l'apparition de ce phénomène d'oscillations. D'un point de vu expérimental, une amélioration consisterait à réguler sur une variable correspondant à la linéarisation de la vanne (le débit étant proportionnel à cette variable). Ce type de changement d'actionneur a été mis en place avec succès dans le contrôle du réfrigérateur [REF FRANCOIS].

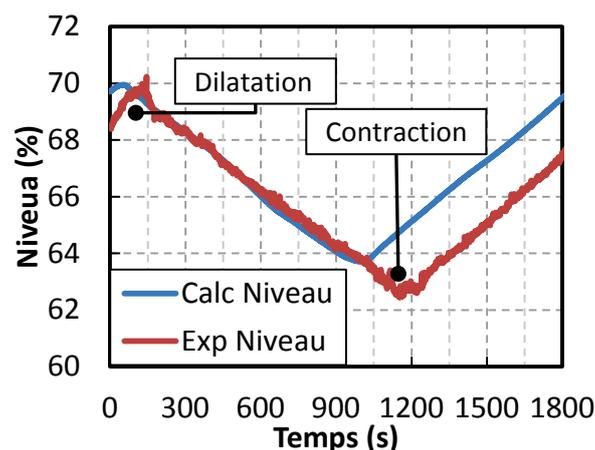
Pendant la régulation entre  $t = 430$  et  $680$  s la vanne CV950 simulée atteint le minimum de 42 % contrairement à l'expérience qui ne subit pas de limitation et régule correctement le débit de sortie du bain (elle n'atteint sa limite de 25 % que brièvement à  $t = 150$  s et  $630$  s). Le débit simulé n'est alors plus limité correctement mais l'overshoot engendré n'est que de  $0.8 \text{ g.s}^{-1}$  (4 % de la consigne).

La durée totale de régulation est de 1080 s en expérience contre 905 s en simulation. Outre la limitation de la vanne CV950 en simulation, la différence de temps de régulation correspond à un manque de 0.5 kg d'hélium évaporé comme le montre le Tableau V.11. Cette différence peut provenir d'une erreur sur la mesure de puissance ou bien d'un décalage des débits du bain.

**Tableau V.11** Intégrales temporelles sur un cycle des débits d'entrée et de sortie du bain pour l'expérience et la simulation pour un lissage avec by-pass de la charge

	FE940	FE969
Expérience	34.5 ± 0.4 kg	35 ± 1.7 kg
Simulation	34.4 kg	34.5 kg

Les variations de niveaux observées sur la Figure V.39 correspondent bien aux écarts de bilan de masse mesurés (Tableau V.11) : expérimentalement 1.1 % (4 l, 0.5 kg) et calculé 0.2 % (0.7 l, 0.1 kg). Le décalage observé avec le calcul à partir de  $t = 1000$  s s'explique par le temps de régulation plus court. Une dilatation du bain apparait pendant les premières 150 s ainsi qu'une contraction à partir de  $t = 1050$  s pour les mêmes raisons que celles évoquées dans la partie du lissage avec circulateur.



**Figure V.39** Profils expérimentaux et numériques du niveau de liquide en % de volume pour un lissage avec by-pass de la charge

La puissance de réfrigération (Figure V.40) est réduite de 600 W (sans régulation) à 310 W en moyenne et reste stable tout au long de la régulation mis à part les premières oscillations liées à la vanne CV950 (pic maximum de 400 W en expérience). On note en simulation une augmentation maximale de 20 W lorsque cette vanne sature et ne régule plus entre  $t = 420$  s et 680 s. Le Tableau V.12 résume les différents bilans de puissance disponibles ce qui permet de conclure sur la bonne correspondance des résultats des différents modes de calcul entre expérience et simulation compte tenu des marges d'erreur. Le temps de régulation plus important en expérience peut s'expliquer également par une erreur statique sur les débitmètres d'entrée et de sortie du bain. La très faible dispersion (<0.2 %) observées dans les différents cas en simulation (Tableau V.12) justifie de la périodicité quasi atteinte au cours de ce deuxième cycle.

Tableau V.12 Intégrales des puissances de réfrigération pour l'expérience et la simulation pour un lissage avec by-pass de la charge

	Total théorique (chauffages, pertes statiques, bilan circulateur)	Total HX1+HX2+EH960	Total Puissance réfrigération + liquéfaction
Expérience	425 kJ	436 kJ ± 28 kJ	441 kJ ± 47 kJ
Simulation	427.4 kJ	426.7 kJ	426.7 kJ

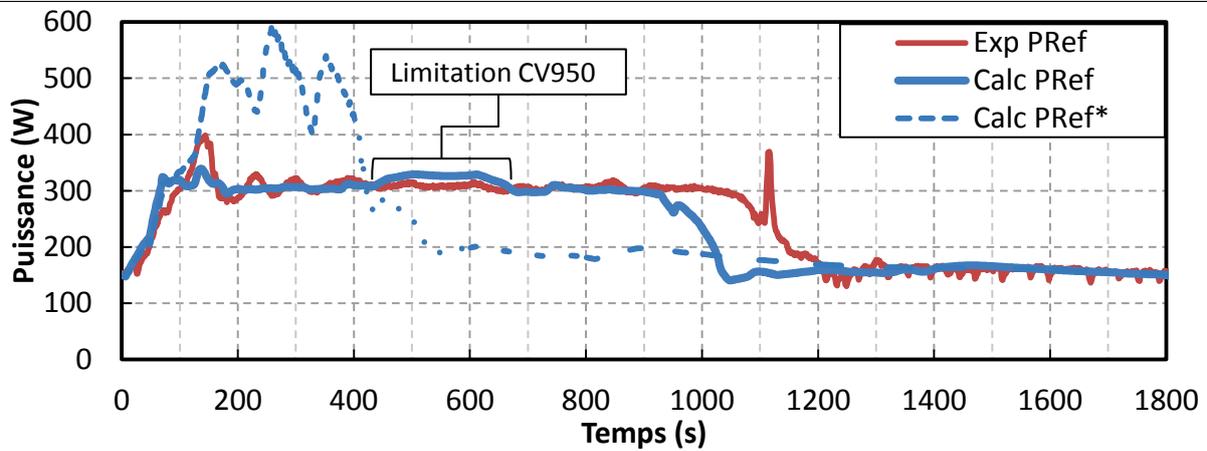


Figure V.40 Puissance de réfrigération calculée aux bornes du bain pour un lissage avec by-pass de la charge

#### Conclusion du lissage avec by-pass de la charge

L'utilisation des vannes de by-pass CV950 et CV955 pour le contrôle du débit de sortie du bain a été validée expérimentalement et numériquement. L'utilisation de deux régulateurs PI indépendants permet de maintenir constant le débit de la boucle au niveau du circulateur et de contrôler le débit de sortie du bain. La puissance dissipée par le circulateur étant constante, le débit dans la zone chauffée doit diminuer assez fortement engendrant une forte montée de pression (due aux pertes statiques et au temps de transit important). De plus, des oscillations de la vanne CV950 sont apparues en début de régulation et sont certainement à imputer au retard engendré par le bain sur l'évaporation de l'hélium. Néanmoins, la correspondance expérience et simulation reste satisfaisante.

#### V.2.4 Comparaisons des stratégies de lissage

Les trois méthodes de lissage présentées en configuration isochore permettent une limitation du débit de sortie du bain en utilisant soit la vanne de sortie de celui-ci (CV969), soit la variation de la vitesse du circulateur, soit l'utilisation des vannes de by-pass (CV950 et CV955). Chaque méthode possède des avantages et des inconvénients et impacte de manières différentes l'hélium de la boucle et du bain.

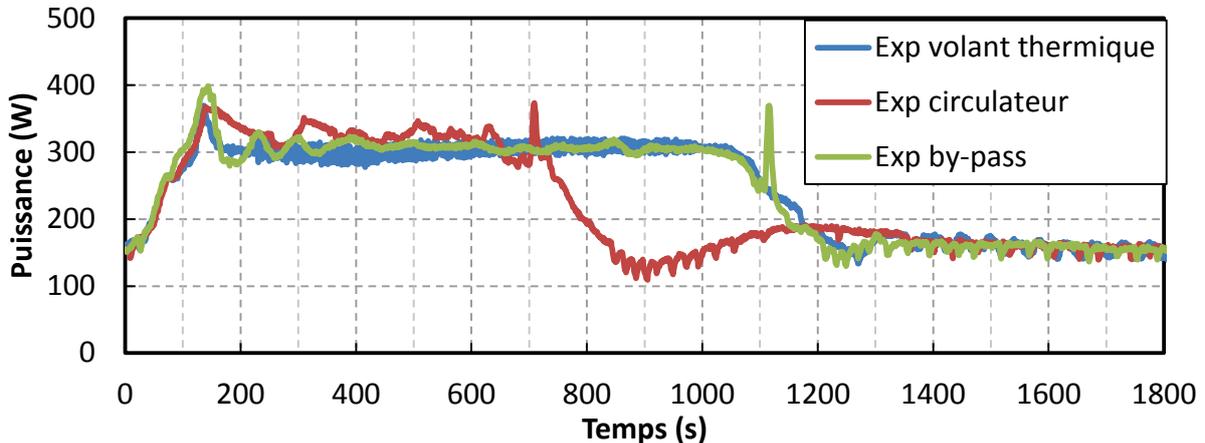


Figure V.41 Puissance de réfrigération expérimentale calculée aux bornes du bain pour les trois types de lissage

La comparaison de la puissance de réfrigération aux bornes du bain pour chacun des trois cas de lissage (Figure V.41) montre un effet similaire en volant thermique et avec le by-pass. Cela est logique puisque les consignes de débits du bain sont les mêmes et que la puissance injectée est identique (malgré un débit de boucle plus élevé, la puissance dissipée par le circulateur est quasiment identique, voir Figure V.46 a). En revanche, l'utilisation du circulateur pour lisser la charge entraîne une diminution de l'énergie totale déposée de 8 % (via une diminution des pertes visqueuses pendant les phases de réduction de débit de la boucle) et une diminution de la consigne de débit d'entrée du bain de  $1g.s^{-1}$ . Cela a pour conséquence une puissance de réfrigération légèrement supérieure au cours de la régulation mais surtout un temps de régulation plus court d'un facteur 1/3 puisqu'il y a moins d'hélium évaporé et moins de flash issu de la détente à l'entrée. Dans ce cas, la consigne de débit de sortie aurait pu être diminuée de façon à réduire la puissance de réfrigération et optimiser le lissage. Il est donc clair que la meilleure solution du point de vue énergétique consiste à utiliser la variation de vitesse du circulateur.

L'évolution de la pression de la boucle, et donc la durée de stockage de l'énergie dans celle-ci, varie fortement d'un cas à l'autre (Figure V.42). Cependant la durée de retour à la pression initiale est finalement très proche dans les trois cas (environ 1100 s). Dans les cas du lissage avec le circulateur et le by-pass il n'y a que la boucle qui sert au stockage de l'énergie et la différence dans les profils de pression s'explique par la diminution de puissance issue du circulateur (-8%) qui rend possible un échange plus important via l'échangeur HX2. La pression maximale est atteinte dans le cas du lissage avec les vannes de by-pass (9.1 bar) puis vient celui avec le circulateur (8.82 bar) et enfin le volant thermique (8.38 bar). Les valeurs supérieures des cas du by-pass et du circulateur s'expliquent par la présence de pertes statiques importantes sur HELIOS (comparativement à JT-60SA) qui, lors de la diminution de débit dans la ligne chauffée, participe à augmenter la pression. On peut

raisonnablement estimer que pour JT-60SA le lissage avec le circulateur n'entraînera pas une montée en pression supérieure au cas en volant thermique.

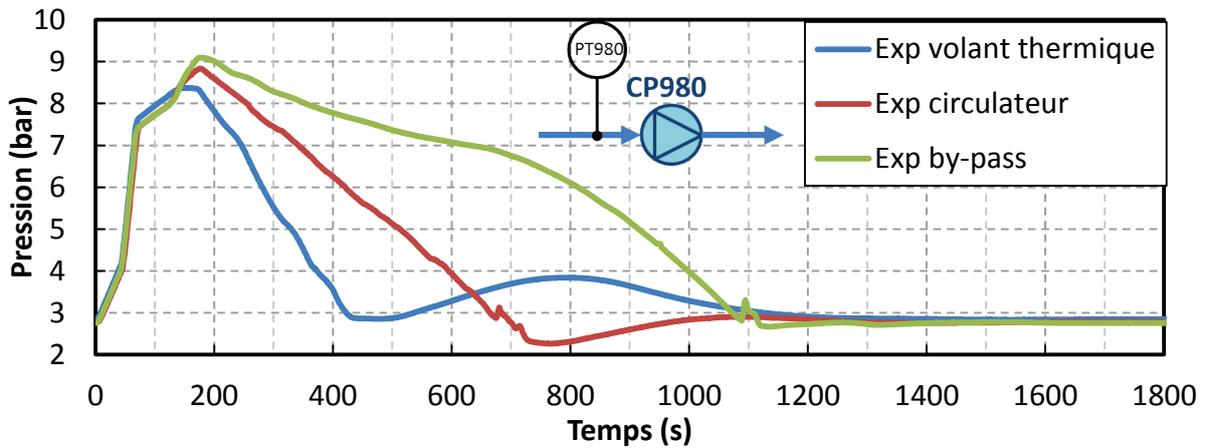


Figure V.42 Profils expérimentaux de la pression de la boucle en entrée du circulateur pour les trois types de lissage

La température d'entrée de la zone chauffée (Figure V.43) est un facteur important du refroidissement des aimants supraconducteurs. On observe dans les trois cas la même augmentation (+ 0.37 K) issue de la pressurisation initiale de la boucle. Les différences sont extrêmement minimes jusqu'à  $t = 169$  s, soit l'arrêt des chauffages. Par contre les évolutions postérieures à cet instant vont fortement dépendre du lissage choisi. L'effet de ces variations est à relativiser puisque dans un cas réel, après l'arrêt du plasma, les contraintes sur cette température diminuent car les aimants (CS et EF) sont déchargés. L'utilisation du circulateur permet d'obtenir le profil de température le plus stable après le dépôt de puissance et avec les valeurs les plus faibles (<4.55 K). L'utilisation du volant thermique implique une interaction bain/boucle à l'origine d'un second pic d'une amplitude de 0.3 K et donc une amplitude proche du premier pic issu de la pressurisation de la boucle. Enfin, l'utilisation du by-pass provoque des variations dues à la fois à l'effet de détente dans la vanne CV950 et à des pics de température parasites (liés à la configuration d'HELIOS) rendus importants par le faible débit dans la partie chauffée pendant la régulation.

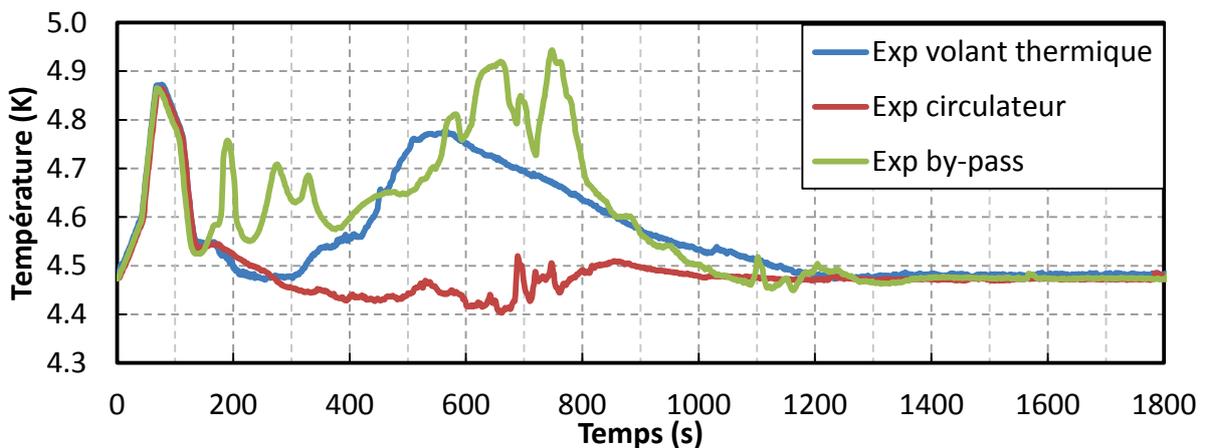


Figure V.43 Profils expérimentaux de température en entrée de la zone chauffée (TT970) pour les trois types de lissage

Dans les conditions d'essais, la réduction du débit de la boucle dans les cas d'utilisation du circulateur ou du by-pass n'impacte pas la température maximale mesurée ou même la température maximale observée sur le profil spatial simulé (Figure V.44). Par contre, les températures hors pics dans la ligne chauffée sont globalement plus chaudes à  $t=169$  s. Cette différence s'explique par la valeur de  $\rho \times Cp$  qui atteint un pic à 7 K et 8 bar, équivalent à 170 % de la valeur à 4.5 K et 8 bar. Pour une même quantité d'énergie absorbée par l'hélium, l'élévation de température sera donc plus faible à haute température.

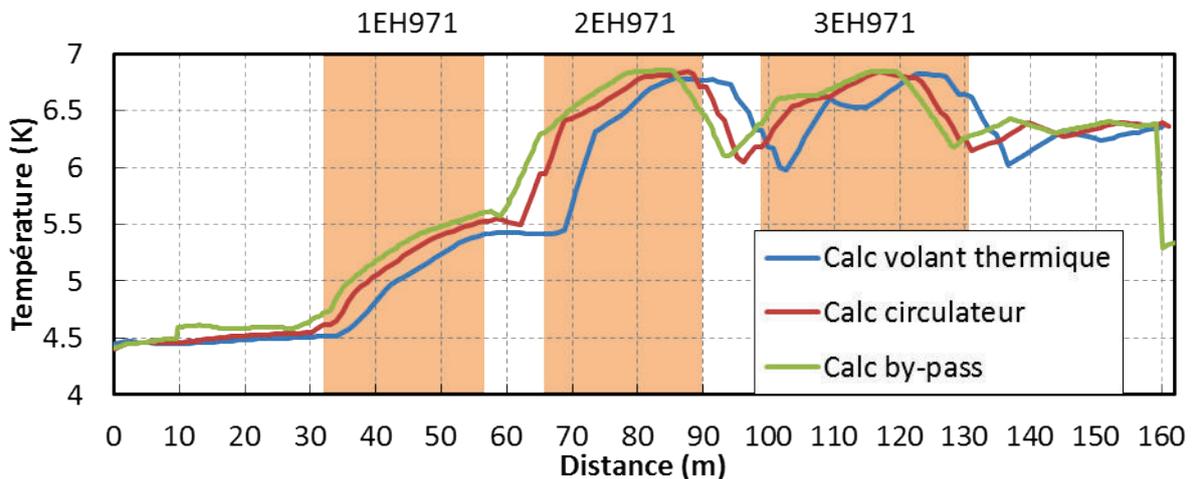


Figure V.44 Profils spatiaux simulés de la température de la boucle entre HX1 et HX2 à l'instant  $t = 169$  s pour les trois types de lissage avec 1 nœud/m

La comparaison expérimentale des températures en sortie de zone chauffée (Figure V.45) permet d'apprécier les différences de dynamique entre les trois types de lissage. Le lissage en volant thermique constitue le cas avec le profil le plus court : l'énergie déposée est stockée majoritairement dans le bain et le débit dans la partie chauffée de la boucle n'est pas réduit. Néanmoins, le couplage thermique boucle-bain retarde le retour aux conditions initiales. Dans le cas du lissage avec le circulateur, c'est la boucle qui est utilisée pour stocker l'énergie déposée est cela se fait en réduisant la vitesse du circulateur et donc le débit dans toute la boucle. L'augmentation du temps de transit élargit donc le profil de température en sortie de zone chauffée. Le cas du lissage avec les vannes de by-pass repose sur le même principe que celui du circulateur mais le débit n'est réduit qu'au niveau de la charge thermique. Cependant, puisque la vitesse du circulateur est constante, sa puissance dissipée n'est pas diminuée ce qui engendre une capacité d'échange d'HX2 plus faible que dans le cas avec le circulateur. Le débit de la ligne chauffée est donc réduit en conséquence et la température de la ligne chauffée reste donc à une valeur élevée plus longtemps.

On observe par ailleurs diverses amplitudes de sous-refroidissement de l'hélium. Ces différences s'expliquent par la compétition qu'il existe entre l'effet de la dépressurisation et celui des pertes thermiques de la conduite (voir Chapitre IV.2.7 où cet exemple est traité en détail). Les détentes des cas « circulateur » et « by-pass » sont celles de plus grande amplitude et donc celles qui devraient avoir les valeurs de sous refroidissement les plus fortes. Cependant ces détentes durent plus longtemps que celle du cas « volant thermique » et l'hélium subit donc plus longtemps l'effet des pertes. Finalement, pour la configuration d'HELIOS avec des pertes thermiques relativement importantes, dans le cas du circulateur les deux effets s'équilibrent et on obtient une valeur identique à celle du volant thermique (-0.32 K) tandis que celle du by-pass est plus faible (-0.1 K).

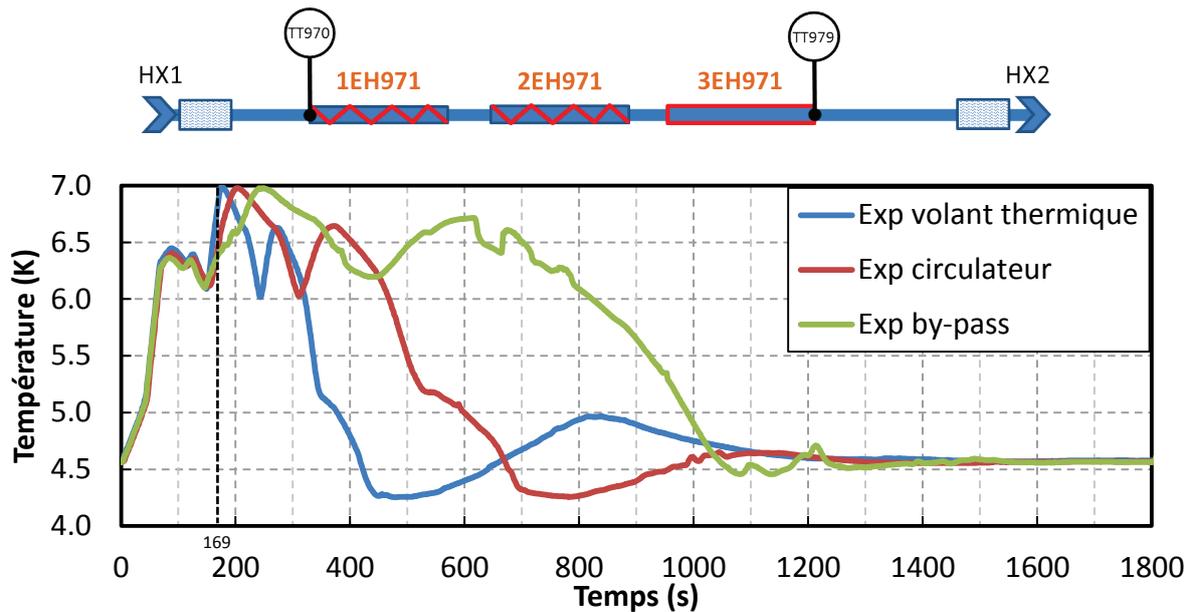


Figure V.45 Profils expérimentaux de température en sortie de la zone chauffée (TT979) pour les trois types de lissage

Les trois cas testés, ont tous présentés un ou plusieurs décrochages du circulateur au moment où la pression du circuit est minimale (visible sur le profil de HX1, Figure V.46 a). Les puissances d’HX1 sont identiques à  $t_0$  mais leurs évolutions varient d’un cas à l’autre avec un minimum pour le cas avec variation de la vitesse du circulateur. Il est à noter que le point de fonctionnement à  $39.7 \text{ g.s}^{-1}$  0.73 bar (vitesses de 80.5 %) en lissage by-pass conduit à une puissance statique échangée aux bornes de HX1 presque identique à l’équilibre au cas en volant thermique fonctionnant à  $32.2 \text{ g.s}^{-1}$  0.74 bar (vitesses de 82.6 %). Cela vient du fait que l’utilisation du by-pass réduit le facteur de friction du circuit complet et permet de fonctionner presque au même  $\Delta P$  mais avec un débit plus élevé et une vitesse de fonctionnement légèrement inférieure. Le rendement s’en trouve amélioré de 13 % tandis que le débit augmente de 23 %.

Le profil HX2 du lissage avec le circulateur (Figure V.46 b) est bien moins marqué et le pic de puissance s’étale sur une durée plus importante que dans le cas en volant thermique. En effet, la réduction de débit augmente le temps de transit du fluide dans la boucle et permet de contrôler le débit de sortie du bain. Comparativement au lissage avec le circulateur, la puissance maximale échangée via HX2 en utilisant les vannes de by-pass est plus faible puisque la puissance dissipée par le circulateur reste constante. De ce fait, la durée totale durant laquelle la régulation opère augmente. L’utilisation des vannes de by-pass est donc énergétiquement moins favorable que la régulation de la vitesse du circulateur.

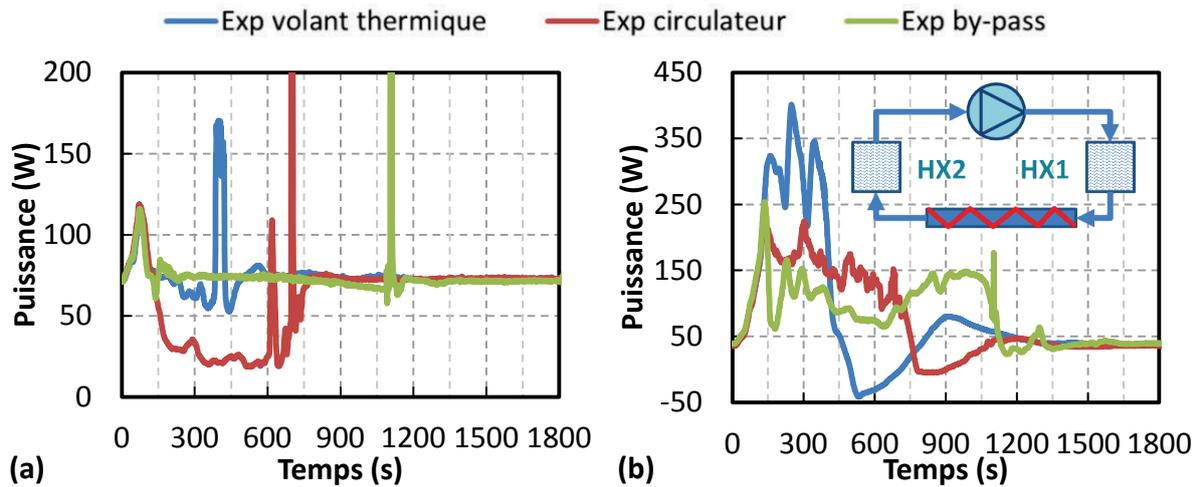


Figure V.46 Profils expérimentaux des puissances échangées aux bornes de (a) HX1 et (b) HX2 pour les trois types de lissage

La Figure V.47 permet de comparer la stabilité de fonctionnement du circulateur pour les trois lissages (les points lors des décrochages ont été supprimés). Dans les cas « volant thermique » et « by-pass », la vitesse du circulateur est constante et les points sont bien marqués contrairement au cas circulateur où les variations de vitesse engendrent des fluctuations importantes (points non stabilisés, mesurés à la « volée »). Logiquement c'est avec le lissage « by-pass » que les points sont le plus à droite et donc le plus loin de la zone de limite de pompage. En effet, le circulateur fonctionne à  $39.7 \text{ g.s}^{-1}$  au lieu de  $32.2 \text{ g.s}^{-1}$  dans les autres cas, tout en conservant le même  $\Delta P$  de 0.73 bar et ceci afin de thermaliser la canalisation du by-pass. Cependant, la plage de fonctionnement est plus large et déportée sur la gauche comme on peut le voir. Cela aurait pu être source d'instabilités si par exemple le débit initial avait été identique aux autres cas. Le fonctionnement en volant thermique est légèrement moins stable mais le cas le plus défavorable est celui du lissage avec le circulateur. Certains points sont situés au-delà de la limite de pompage établie par le constructeur mais sans toutefois créer de décrochage. C'est donc le cas le moins stable. Ces résultats sont à relativiser par rapport au point de fonctionnement du scénario ( $32 \text{ g.s}^{-1}$ , 0.7 bar) qui est situé initialement plus près de la limite de décrochage que le point de design du circulateur ( $50 \text{ g.s}^{-1}$ , 1 bar). Les points de design des circulateurs de JT-60SA seront eux correctement optimisés, loin de la limite de pompage.

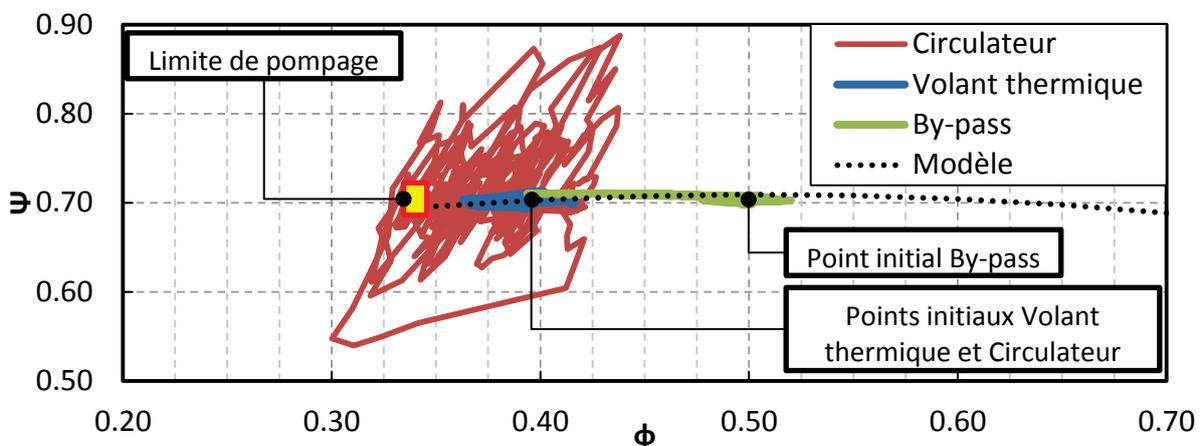


Figure V.47 Profils expérimentaux des points de fonctionnement stable du circulateur pour les trois types de lissage

Le Tableau V.13 résume les avantages et inconvénients des scénarios de lissage envisagés :

Tableau V.13 Avantages et inconvénients des trois solutions de lissage proposées

		
<b>Volant thermique</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Limitation efficace du débit de sortie</li> <li>• Stockage limité dans la boucle</li> <li>• Fonctionnement stable du circulateur</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Influence du bain sur la température de la boucle +0.3 K ( HELIOS)</li> <li>• Régulation du niveau impossible par la vanne CV940 (uniquement régulation de débit)</li> <li>• Consommation énergétique non optimale</li> </ul>
<b>Circulateur</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Limitation efficace du débit de sortie</li> <li>• Consommation énergétique optimale</li> <li>• Diminution des coûts d'opération</li> <li>• Bain non pressurisé à température fixe</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Large plage d'utilisation de la vitesse du circulateur</li> <li>• Stockage d'énergie important dans la boucle</li> </ul>
<b>By-Pass</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Limitation efficace du débit de sortie</li> <li>• Vitesse constante du circulateur</li> <li>• Bain non pressurisé à température fixe</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Oscillations de régulation de la vanne CV950</li> <li>• Stockage d'énergie très important dans la boucle</li> <li>• Régulation de deux actionneurs à optimiser</li> <li>• Consommation énergétique non optimale</li> </ul>

Les trois méthodes de lissage présentées permettent de correctement limiter le débit de sortie du bain de façon stable à l'aide d'une consigne déterminée à l'avance.

Si cela n'avait pas été le cas, le réfrigérateur 400 Watt aurait pu être mis en péril, car il ne peut absorber la puissance crête issue du bain sans lissage.

Néanmoins chacune des méthodes de lissage ne va pas avoir les mêmes effets sur le bain et la boucle. Le point commun des trois cas est que la montée en pression de la boucle est sensiblement identique ce qui engendre une montée en température de la boucle presque égale. La variation de température en entrée de ligne chauffée pendant les premières 150 s est donc la même.

Le stockage en volant thermique est la solution impliquant le moins de contraintes sur le système et celle qui engendre le moins de variations de débit sur la boucle (absence de contrôle sur la boucle). L'augmentation de température du liquide du bain se répercute sur la température de la boucle mais après l'arrêt du profil de puissance et donc après la période critique pour les aimants supraconducteurs.

L'utilisation du circulateur pour lisser la charge est la solution la plus optimisée du point de vue énergétique puisque la puissance moyenne de réfrigération est diminuée. Cependant, d'une part le circulateur doit pouvoir fonctionner dans une large gamme de vitesse (contrainte de conception) et d'autre part la réduction de débit ne doit pas avoir un effet pénalisant sur la température des aimants. Pour le scénario JT-60SA de 1800 s étudié, cette réduction ne pénalise pas outre mesure la

température le long de la boucle car la durée du profil de puissance (168 s) est sensiblement équivalente au début de régulation du circulateur ( $t = 120$  s). Cette dernière valeur étant dépendante du temps de transit du fluide entre la fin des chauffages et l'échangeur HX2 (80 s). Dans le cas où la durée du profil serait bien supérieure à ce temps de transit (par exemple pour un scénario avec une durée de plasma plus longue), alors la diminution du débit pourrait entraîner une forte augmentation de température au niveau des chauffages sous l'effet de la diminution de débit.

L'utilisation des vannes de by-pass de la charge permettent d'obtenir un lissage équivalent à celui effectué avec le circulateur mais à vitesse constante. Mais puisque l'énergie dissipée par le circulateur n'est pas réduite, la réduction de débit dans la ligne chauffée est plus importante que dans le cas du lissage avec circulateur et l'énergie déposée est conservée plus longtemps dans la boucle. De la même manière que pour le lissage avec circulateur, l'impact sur la température de la boucle est faible par rapport au cas du lissage en volant thermique. C'est la méthode qui semble comporter le plus d'inconvénients et qui a montré le plus d'instabilités ainsi qu'une difficulté numérique à reproduire exactement le schéma de régulation (le seuil de fermeture de la vanne a dû être augmenté dans la simulation pour obtenir une convergence).

### **V.3 Lissages de charge en configuration isobare**

L'effet de pressurisation entraîne la montée globale des températures de la boucle, ce qui peut être préjudiciable par rapport à la valeur maximale fixée en entrée d'aimants. De plus, des décrochages du circulateur sont possibles lors de la détente et perturbent l'écoulement. Une configuration isobare du circuit capable de supprimer ces variations de pression est présentée dans cette partie. Elle contient les résultats expérimentaux en configuration isobare obtenus dans les trois solutions de lissage lors de la campagne de Janvier 2013 (volant thermique et circulateur) et Novembre 2011 (by-pass). La mise en place de la régulation isobare (présentée dans II.3.3) s'ajoute simplement à la régulation de lissage choisie (Figure V.48). Pour maintenir constant le débit entrant dans le système (via les vannes CV940 et CV941), il est nécessaire de modifier la régulation de la vanne CV940 : la somme des débits FE940+débit(CV941) est régulée en utilisant le débitmètre Ftl601 du réfrigérateur. Ainsi au cours de la régulation de la vanne CV941, la vanne CV940 va venir s'adapter pour maintenir un débit entrant constant dans le système.

Des pertes statiques sont présentes sur les lignes de charge et de décharge et viennent s'ajouter à celles déjà présentes. Afin d'éviter la formation de bouchon d'hélium chaud, une ouverture minimale de 5 % est fixée pour la vanne CV941. Cela correspond à un débit d'hélium d'environ  $2 \text{ g.s}^{-1}$  qui se retrouve également à l'équilibre au niveau de la vanne CV949 (ouverte à 12 %). Par ailleurs, l'ouverture maximale est aussi bridée à 60 % afin de prévenir tout débit trop important dans le bain qui risquerait de perturber le retour BP.

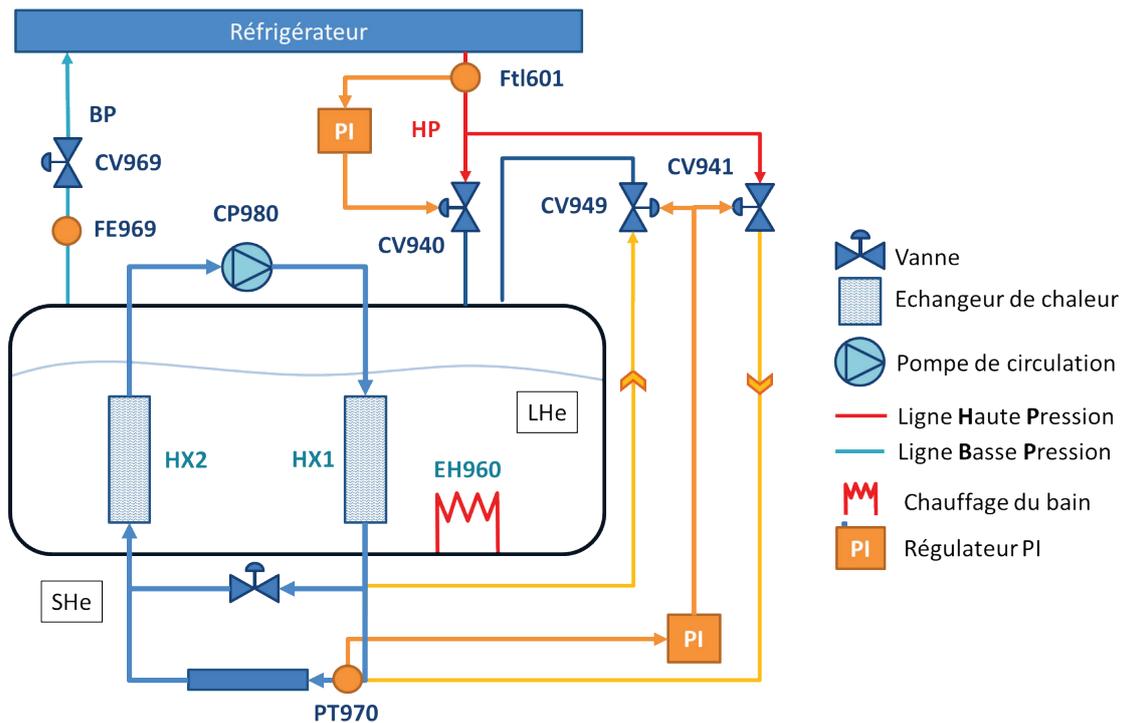


Figure V.48 Schéma des régulations d'HELIOS en configuration isobare : régulations de la pression de la boucle et du débit d'entrée du bain

La validation numérique de la configuration isobare n'est actuellement pas réalisable en utilisant les profils de puissance du scénario type JT-60SA de 1800 s. En effet, l'ouverture rapide de la vanne de décharge entraîne de courtes inversions de débits dans la boucle qui ne sont pas gérées correctement par le code. En revanche, cette configuration peut être validée à l'aide d'un profil de puissance d'une amplitude maximale plus basse tel que celui utilisé pour les tests de benchmark réalisés lors de la campagne 6 et détaillés dans la partie III.4.1.

En revanche, pour les comparaisons expérimentales entre configurations isochore et isobare on utilisera bien le même profil de puissance que précédemment, à savoir le profil de puissance issue des données JT-60SA donné par exemple sur la Figure V.2.

### V.3.1 Volant thermique

#### V.3.1.1 Comparaisons résultats expérimentaux isochore/isobare

##### Conditions initiales

Les paramètres initiaux de configuration de l'expérience mis en place sont résumés dans le Tableau V.14. Les profils de puissance utilisés sur la boucle et le bain sont ceux décrits dans la partie V.1.4.1 pour un scénario d'une durée de 1800 s, c'est-à-dire le profil de puissance JT-60SA ramené à l'échelle d'HELIOS.. Dans cet essai, deux cycles consécutifs ont été réalisés et nous allons nous intéresser au second pour lequel la périodicité est atteinte. Les scénarios en configuration isochore et isobare sont comparés et discutés avec un lissage en volant thermique. Le choix de la pression utilisée est guidé par deux éléments antagonistes : d'une part la pression doit être la plus proche de la pression critique (2.23 bar) afin de bénéficier du pic de  $\rho \times C_p$  maximal de l'hélium (voir Chapitre I) mais d'autre part elle doit permettre un fonctionnement optimal du circulateur (pas d'instabilités liées à la

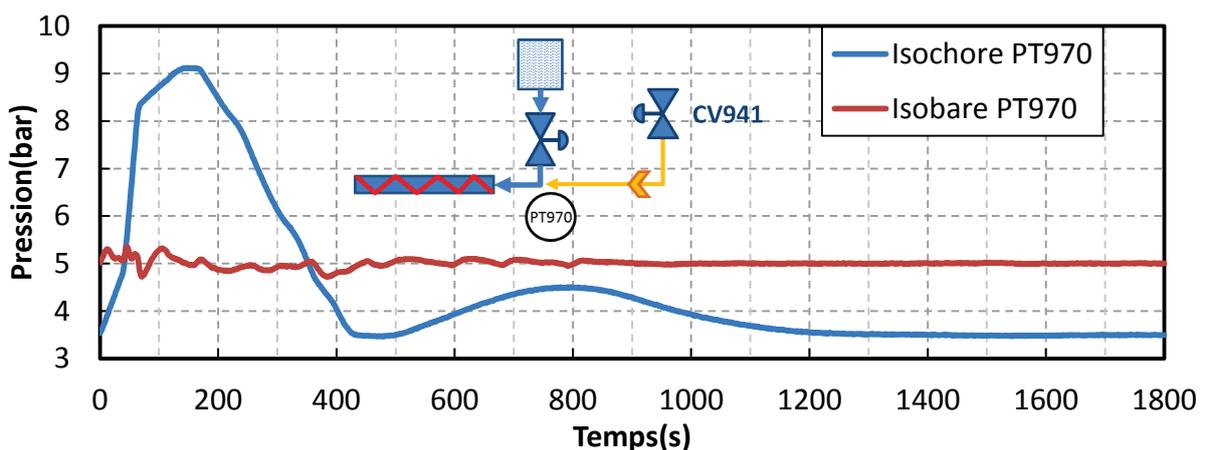
pression critique, ni de risque de cavitation) et donc être située au-dessus de cette valeur avec une certaine marge. C'est pour cela que la pression choisie en entrée de ligne (PT970) est égale à 5 bar et celle en entrée du circulateur à 4.35 bar. Les seuils d'hystérésis de la régulation sont de + 0.1 bar et - 0.1 bar.

**Tableau V.14 Paramètres expérimentaux initiaux utilisés dans des configurations isochore et isobare pour un lissage en volant thermique**

	Isobare	Isochore
Pression entrée circulateur (PT980)	4.35 bar	2.85 bar
Pression entrée ligne (PT970)	5 bar	3.45 bar
$\Delta P$ circulateur (PDT980)	0.74 bar	0.74 bar
Vitesse CP980	81 %	82.6 %
Ouverture CV959	70.6 %	71 %
Débit boucle (FE957)	32.3 g.s <sup>-1</sup>	32.2 g.s <sup>-1</sup>
Pression du bain (PT960)	1.16 bar	1.15 bar
Température HP (1TT940)	4.7 K	4.7 K
Pression HP (Ptb206)	15.85 bar	15.85 bar
Niveau (LT960)	70 %	70 %
Ouverture CV941	5 %	0 %
Ouverture CV949	13 %	0 %
Pertes statiques thermiques	37 W (Voir Tableau II.6)	37 W (Voir Tableau III.2)

Juste avant de lancer les profils de puissance, la vanne d'entrée du bain CV940 passe d'une régulation de niveau à une régulation de débit avec pour consigne 19.5 g.s<sup>-1</sup> mais qui cette fois-ci concerne le débit total mesurée par Ftl601 (une erreur de capteur à empêcher d'avoir une consigne de 19.1 g.s<sup>-1</sup> comme dans le cas isochore). La consigne du débit de sortie régulée par la vanne de sortie du bain CV969 est de 21.3 g.s<sup>-1</sup>.

#### Evolution de la pression de la boucle et régulation isobare



**Figure V.49 Profils expérimentaux de la pression de la boucle dans des configurations isochore et isobare pour un lissage en volant thermique**

La Figure V.49 permet d'observer la régulation de la pression de la boucle en entrée de la ligne au cours d'un cycle. La régulation mise en place montre son efficacité et les variations de pression sont

limitées à  $\pm 0.35$  bar. Les actions des vannes de charge et de décharge qui permettent cette régulation sont illustrées sur la Figure V.50a et sont mises en parallèle avec les puissances injectées et extraites de la boucle (Figure V.50b). Lors de l'injection de la puissance sur les chauffages, la pression augmente et la vanne de décharge CV949 s'ouvre en conséquence. Juste après le pic de 1400 W la puissance redescend à 176 W et la pression chute en dessous du seuil minimum (4.9 bar) ce qui explique la courte régulation de la vanne de charge CV941. A la fin du chauffage, lorsque la puissance commence à être échangée vers le bain, la pression diminue et la vanne de charge s'ouvre afin de compenser la puissance extraite. Puisqu'il n'y a pas de variation de pression, il n'y a pas d'effet de sous refroidissement et on pourrait s'attendre à la stabilisation du système et donc à une absence de régulation après  $t = 500$  s. Cependant, on observe toutefois trois pics de puissance ainsi que des actions de la vanne de décharge après cet instant. La raison réside dans l'échauffement de l'hélium lors de la détente dans la vanne CV941. En effet celle-ci s'effectuant entre 15.85 bar et 5 bar est exothermique (échauffement de l'hélium de 4.7 à 5.6 K, voir Chapitre IV.2.1). Et donc plus le débit traversant la vanne augmente et plus l'hélium de la boucle est chauffé par effet de mélange. Cet effet sera quasi absent dans JT-60SA grâce à deux étages de compression permettant de disposer d'une moyenne pression (MP) à environ 5 bar ce qui n'est pas le cas pour HELIOS. Il est de plus amplifié par les pertes statiques présentes sur la ligne de charge qui n'ont malheureusement pas pu être déterminées de la même façon que celles de la boucle. Finalement à partir de  $t = 850$  s on observe bien une stabilisation du système.

Les bilans d'énergie des échangeurs (Tableau V.15) montrent une quasi similitude de la puissance moyenne déposée sur l'échangeur HX1 et donc dissipée par le circulateur. En revanche, l'énergie issue d'HX2 est supérieure dans le cas isobare (+ 39 kJ), et ce surplus correspond à l'échauffement de l'hélium lorsqu'il est détendu dans la vanne CV941 et les pertes statiques associées. La puissance maximale échangée est un peu plus faible dans le cas isobare (-40 W à 360 W) puisque l'hélium de la boucle n'a pas été chauffé par la mise en pression. De plus on observe un décalage temporel des dynamiques qui s'explique par un débit moyen de la boucle inférieur dans le cas isobare ce qui augmente le temps de transit de l'hélium.

**Tableau V.15** Intégrales des puissances échangées dans le bain dans des configurations isochore et isobare pour un lissage en volant thermique

	EH960	HX1	HX2	Total
Isochore	151 kJ	136 kJ $\pm$ 10kJ	146 kJ $\pm$ 17 kJ	433 kJ $\pm$ 27 kJ
Isobare	151 kJ	133 kJ $\pm$ 9kJ	185 kJ $\pm$ 14 kJ	469 kJ $\pm$ 23 kJ

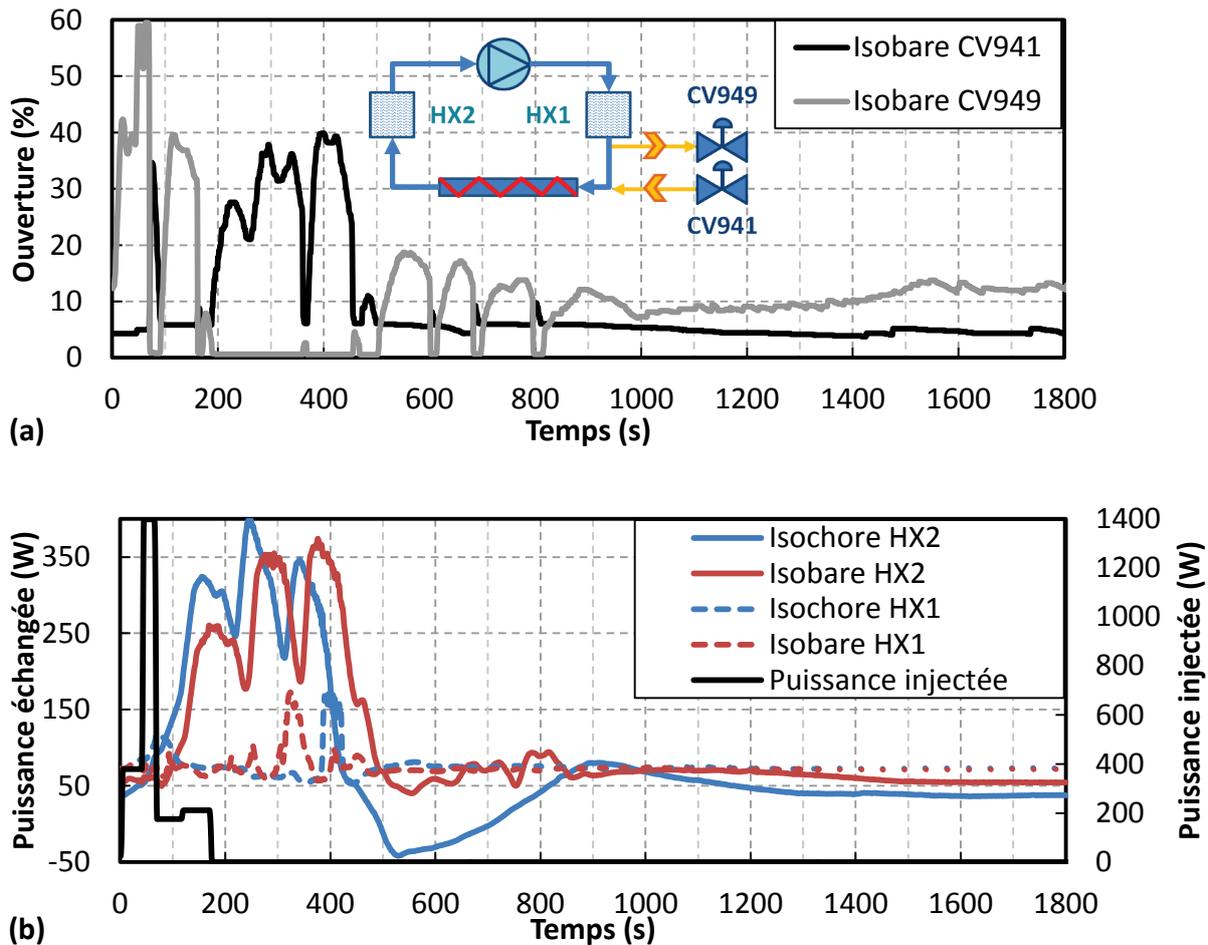


Figure V.50 Profils expérimentaux (a) des actions des vannes de régulation de la pression de la boucle : charge (CV941) et décharge (CV949), et (b) des puissances impactant la boucle

#### Evolution des températures de la boucle

La température en entrée de la zone chauffée diffère largement de celle en configuration isochore (Figure V.51a) : la valeur à l'équilibre est plus élevée (+ 13 mK), le pic dû à la pressurisation de la boucle est absent, l'influence du bain est moins importante et il y a l'effet de la vanne de charge. En tenant compte des conditions respectives de la boucle ( $30.2 \text{ g.s}^{-1}$ , 4.48 K, 5 bar) et de la ligne de charge ( $2 \text{ g.s}^{-1}$ , 4.7 K, 15.85 bar), le mélange entraînerait une élévation statique de la température en entrée de la zone chauffée de + 9 mK due à la détente. Cela n'explique donc pas totalement l'élévation observée. On peut déduire de la différence une approximation des pertes statiques de la ligne de charge qu'il faudrait ajouter pour obtenir les +13 mK d'augmentation : environ 5 W.

L'élévation de température due à la détente dans la ligne de charge augmente avec l'ouverture de la vanne CV941, et donc le débit généré. C'est cela qui provoque les pics synchronisés observés : à  $t = 75 \text{ s}$  et de  $t = 190$  à  $460 \text{ s}$ . De plus, l'élévation de pression et de température du bain (Figure V.53 a) est moins élevée dans le cas isobare ce qui réduit l'effet d'interaction bain/boucle. Les premiers pics observés à  $t = 30$  à  $125 \text{ s}$  sont des parasites dont l'origine n'est pas clairement établie puisque les variations très faibles de pression ne permettent pas *a priori* des mouvements de fluide important dans les volumes non-circulants à l'origine de débit d'hélium chaud.

La température en sortie de zone chauffée (Figure V.51b) est également différente du cas isochore puisque le profil observé n'est affecté ni par les effets de pression et ni par un effet de sous-refroidissement. Elle se rapproche donc d'un profil idéal de température et on peut, aux pertes statiques près, affirmer que les second et troisième pics sont similaires en amplitude puisque les densités de puissance de ces deux chauffages sont identiques. La valeur maximale est inférieure à celle en isochore (6.29 K contre 6.99 K) et apparaît plus tard sur le troisième pic ( $t = 300$  s). En effet, les variations de température ne sont pas impactées par la variation de pression comme dans le cas isochore ( $T_{max}$  atteint à  $t=169$  s, 2<sup>ème</sup> pic) et bénéficient d'une valeur de  $\rho \times C_p$  en moyenne 26 % plus importante pendant les premières 500 s (calculé à TT979). A la suite des pics de température issus des chauffages (à partir de  $t = 450$  s), on retrouve les pics de température observés sur le profil de TT970 et liés à la détente de l'hélium lors de la charge.

Malgré des débits initiaux de boucle égaux (Tableau V.14), on remarque également un déphasage des pics de température entre les deux configurations, le cas isobare semblant retardé. En effet, l'augmentation de débit présente dans le cas isochore est absente (Figure V.52a) pour la configuration isochore.

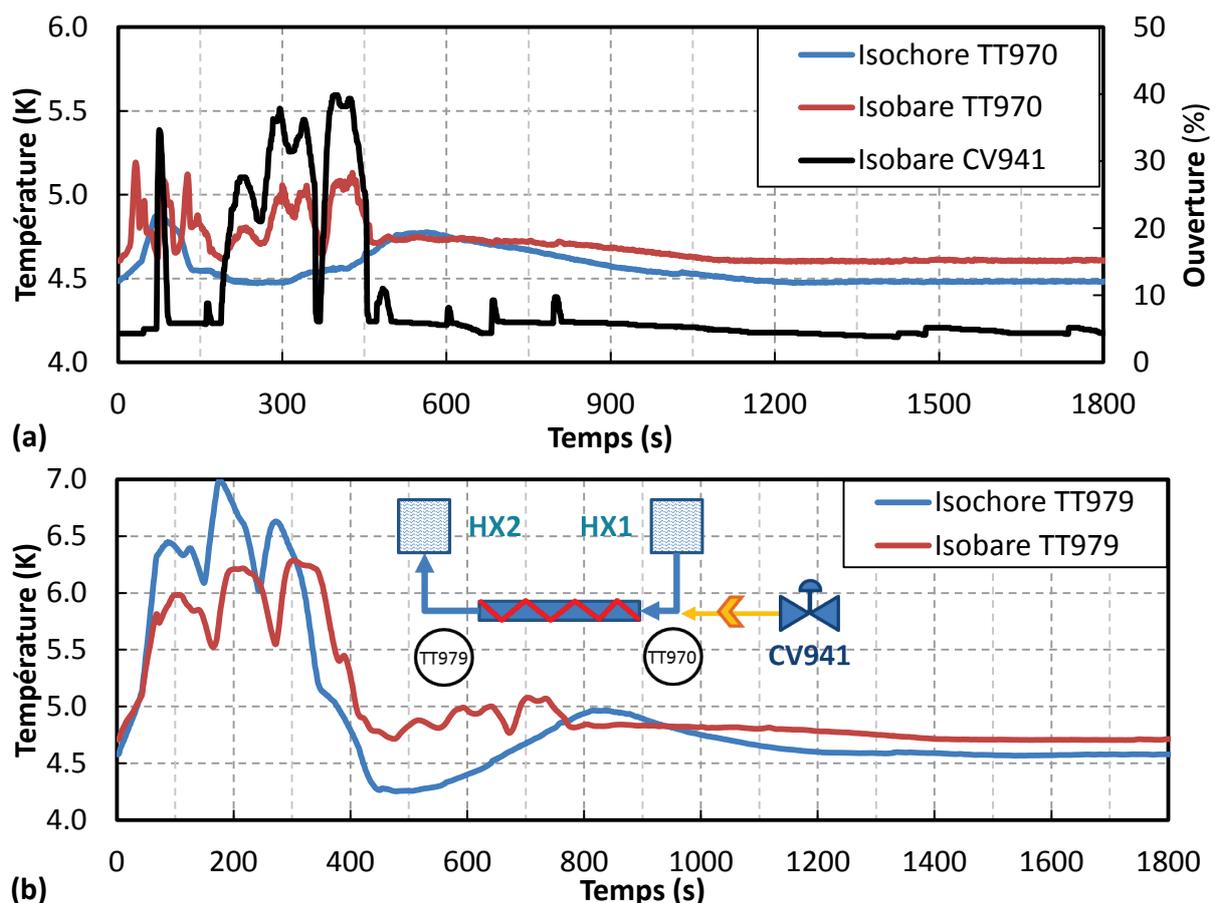


Figure V.51 Profils expérimentaux des températures (a) en entrée et (b) en sortie de zone chauffée dans des configurations isochore et isobare pour un lissage en volant thermique

Evolutions du débit et de la perte de charge de la boucle

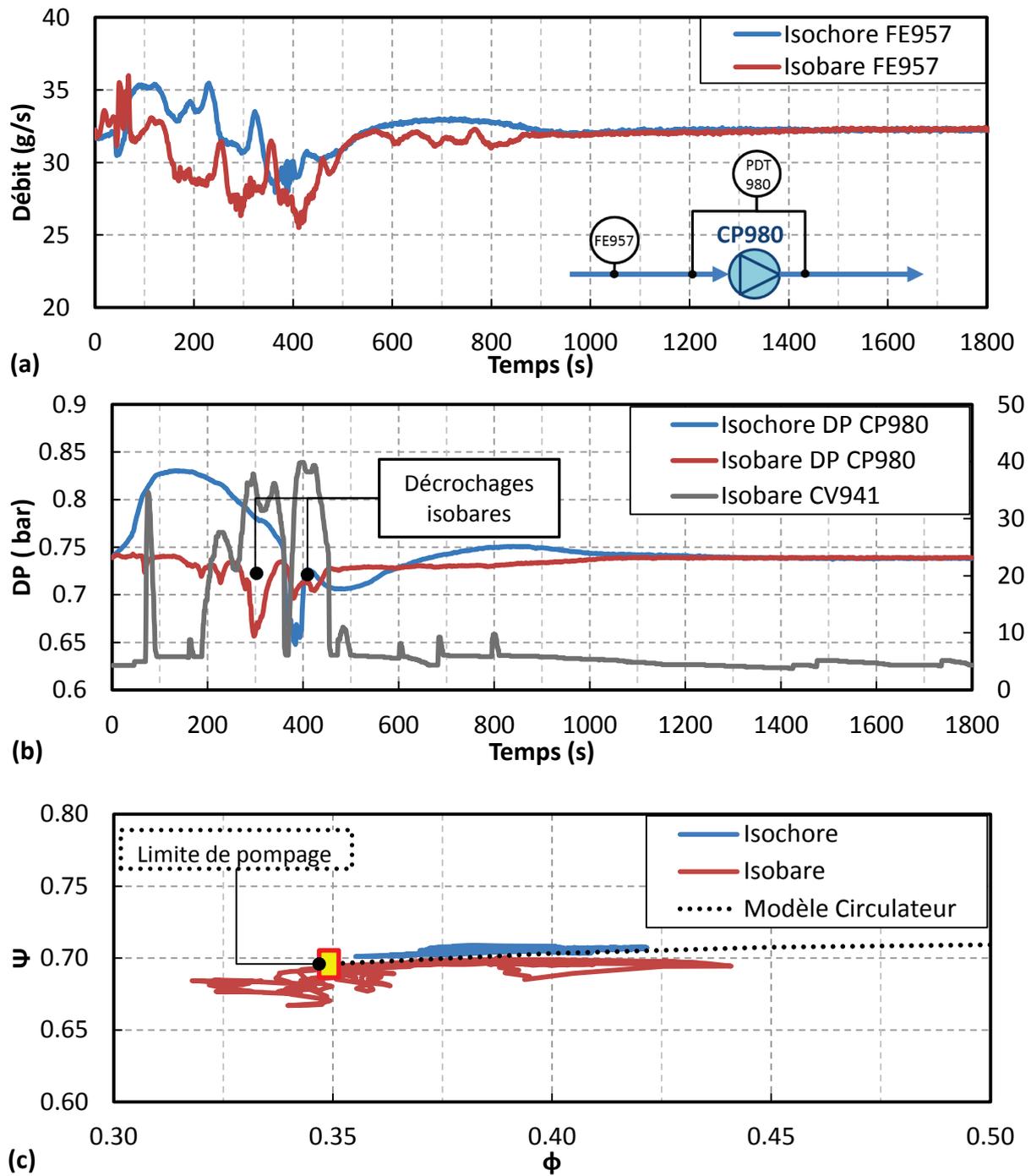


Figure V.52 Profils expérimentaux (a) du débit de la boucle en entrée du circulateur, (b) du  $\Delta P$  aux bornes du circulateur et (c) des points de fonctionnements du circulateur<sup>1</sup> dans des configurations isochore et isobare pour un lissage en volant thermique

L'effet de diminution de débit (Figure V.52a) au passage de l'hélium chaud au niveau de la vanne CV959 est donc relativement plus important dans le cas isobare puisque cet effet n'est pas compensé par l'augmentation de la densité du fluide en entrée du circulateur (absence de montée en pression).

<sup>1</sup> Le décrochage principal de chacune des configurations (à  $t = 300$  s en isobare et  $t = 380$  s en isochore) a été supprimé pour plus de clarté.

Le débit moyen en entrée de circulateur entre  $t = 0$  et  $900$  s s'en trouve diminué ( $30.8 \text{ g.s}^{-1}$  en isobare contre  $32.3 \text{ g.s}^{-1}$  en isochores).

Comme le montre la Figure V.52b, la configuration isobare à 5 bar ne prévient pas l'apparition de phénomène de décrochage du circulateur. Le  $\Delta P$  aux bornes du circulateur n'est pas stable comme on aurait pu s'y attendre et on observe un décrochage important à  $t = 300$  s dont l'effet sur le  $\Delta P$  est presque identique au cas isochores. Les raisons de ce phénomène dans le cas isobare ne seraient pas dues aux variations de pression qui sont très faibles mais à l'impact de l'ouverture de la vanne de charge CV941 comme on peut le voir sur le graphique (chute brutale du  $\Delta P$  lors de l'ouverture de la vanne). Cependant la raison physique de cette interaction n'est pas encore établie avec certitude. Il ne peut pas s'agir d'une simple diminution de perte de charge du circuit consécutive à l'ouverture de CV941 puisque la puissance dissipée augmente de manière anormale, signe d'un décrochage (Figure V.50b). De plus petits décrochages sont également présents et participent à la détérioration des points de fonctionnement du circulateur dans le cas isobare (Figure V.52c).

Dans la configuration actuelle des piquages de la boucle HELIOS ainsi que du point de fonctionnement initial de la boucle, on peut affirmer que, paradoxalement, le cas isochores est plus stable vis-à-vis du circulateur puisque qu'il engendre moins d'instabilités. Cependant, il est possible que le positionnement du piquage de la ligne de charge proche de l'entrée du circulateur plutôt que de sa sortie puisse améliorer ce problème en favorisant une diminution du  $\Delta P$  à ses bornes plutôt qu'une augmentation. De plus, ce problème de stabilité peut être amélioré en effectuant une régulation plus douce de la pression (moins de contrainte sur la valeur de la pression) en contrôlant les vitesses d'ouvertures des vannes de charge et de décharge.

### Evolution du bain

Un phénomène intéressant de la configuration isobare est, pour les mêmes consignes de débits du bain, la diminution du maximum de pression de celui-ci de 150 mbar (soit 45% de l'amplitude maximale, Figure V.53a). De  $t = 0$  à  $170$  s, le bain est alimenté par les vannes CV940 (à ouverture constante car CV941 ne régule pas) et CV949 (Figure V.54a), cette dernière ne produisant quasiment que du liquide (part de flash de 6.5 % contre 38.5 %). De ce fait le niveau de liquide du bain croît fortement (Figure V.53b) pendant cette phase. De  $t = 190$  et  $450$  s, la vanne CV941 s'ouvre pour alimenter la ligne et la vanne CV940 se ferme pour maintenir constant le débit total. Il y a donc moins de liquide et moins de vapeur (flash) apporté au bain. L'élévation de pression est donc plus faible que dans le cas isochores.

Thermodynamiquement la détente de l'hélium de 15.85 à 1.15 bar va produire la même quantité de chaleur qu'elle se déroule directement ou de façon fractionnée  $15.85 > 5$  puis  $5 > 1.15$ . Cependant c'est la détente  $15.85 > 5$  qui produit le plus de chaleur (voir Chapitre IV.2.1) mais puisque l'hélium chaud est injecté en entrée de la ligne, il n'échange son énergie avec le bain qu'après un temps de transit d'environ 385 s. L'ouverture de la vanne CV941 n'a donc pas un effet instantané sur le bain. Bien entendu, dans un cas d'utilisation d'aimants supraconducteurs, il faudrait éviter de positionner la vanne de charge effectivement en entrée d'aimants, point critique, afin de ne pas échauffer d'avantage l'hélium. Cependant un positionnement de celle-ci après les aimants limiterait cet effet de lissage supplémentaire puisque la fermeture de la vanne CV940 serait compensée par

l'évaporation d'hélium dans le bain due à la chaleur de la détente en sortie de la vanne CV941. Enfin cet effet sur HELIOS résulte du fait d'une H.P. à 15.85 bar et de l'absence d'injection possible à moyenne pression.

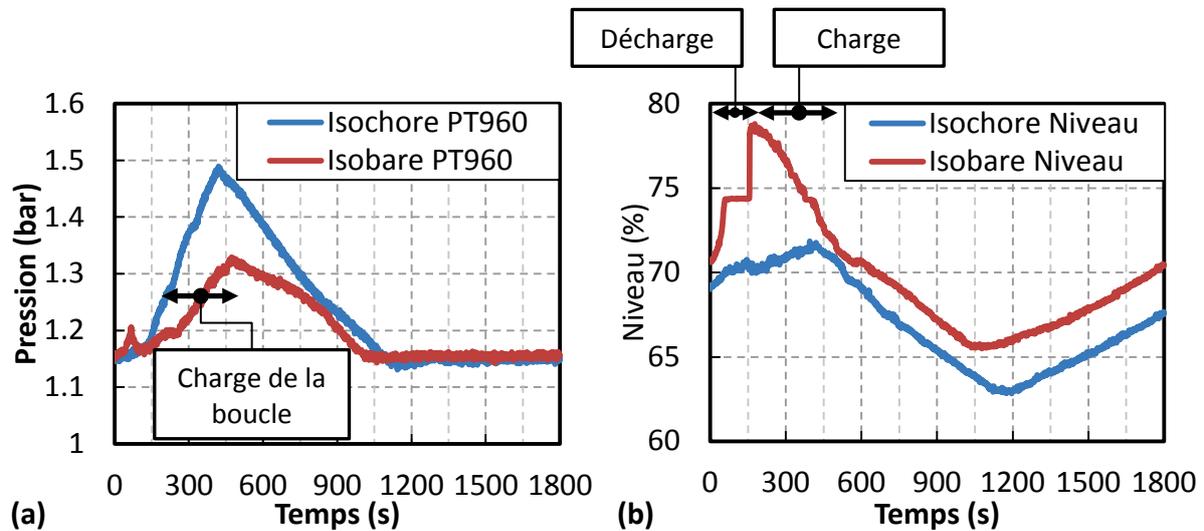


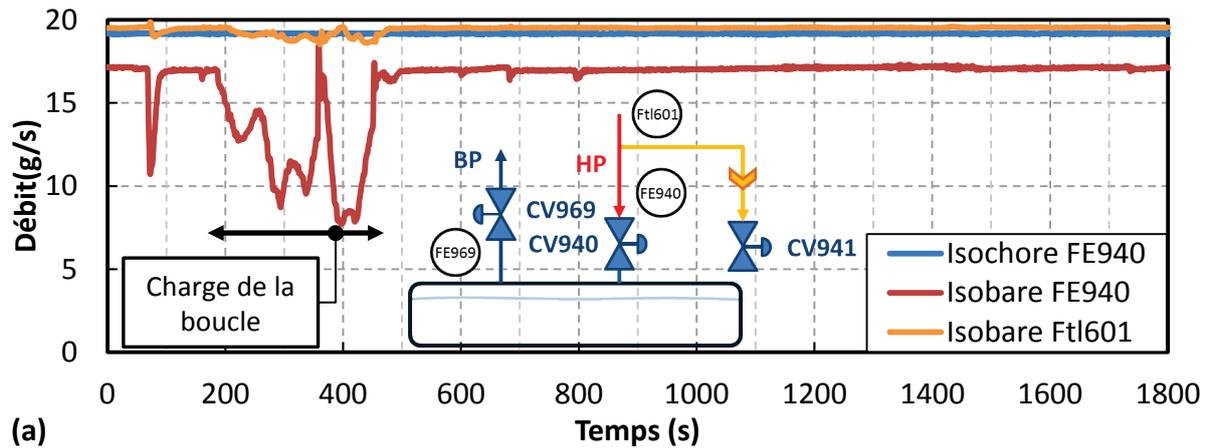
Figure V.53 Profils expérimentaux (a) de la pression du bain et (b) du niveau<sup>2</sup> dans des configurations isochores et isobares pour un lissage en volant thermique

La variation brusque de niveau (Figure V.53b) due à la décharge de la boucle rend impossible une régulation de niveau à l'aide de la vanne CV940 en configuration isobare et ce quel que soit la stratégie de lissage employée. La dérive de niveau à la fin du cycle est presque nulle (0.1 %) à cause d'un débit d'entrée total (Ftl601) légèrement supérieur au débit d'entrée en configuration isochores (+0.4 g.s<sup>-1</sup>). Ce résultat est en accord avec les bilans de masse d'entrée du Tableau V.16. De plus, le pic de pression du bain dure moins longtemps (- 100s s) en isobare ce qui explique la remontée de niveau 100 s plus tôt.

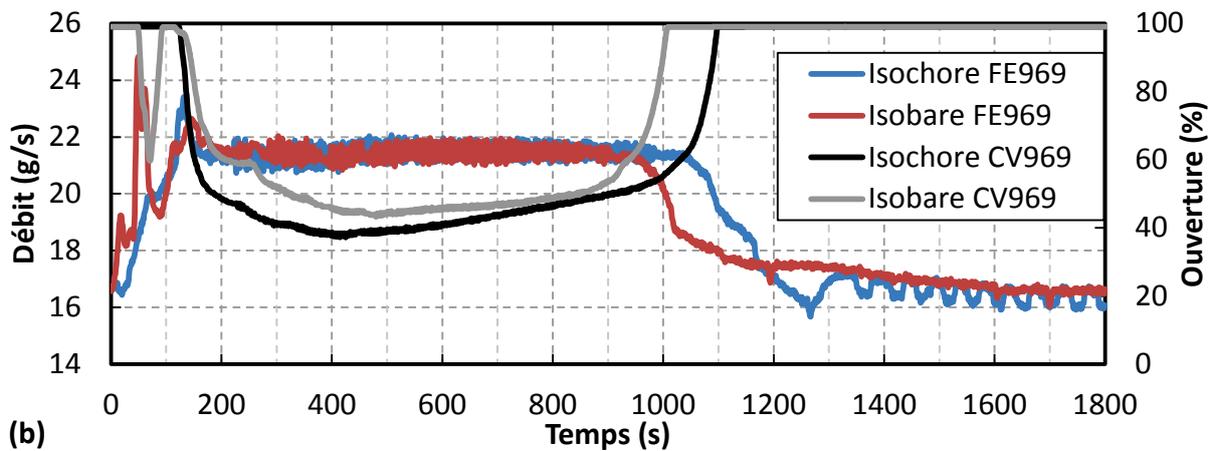
#### Bilans d'énergie et de masse

La Figure V.54a permet d'observer la bonne régulation de la vanne CV940 qui permet de compenser efficacement la régulation de la vanne CV941 (réduction maximale à 8 g.s<sup>-1</sup>). Le débit d'entrée total (Ftl601) est maintenu autour de la consigne (19.5 g.s<sup>-1</sup>) à  $\pm 0.8$  g.s<sup>-1</sup>. On peut déduire de la différence entre les deux débits (en excluant le débit statique minimal) la masse de liquide qui a été apportée à la boucle et par extension celle qui a été retirée : 1.6 kg. Cela représente 9% de la masse totale initiale de la boucle dans cette configuration (18 kg).

<sup>1</sup> Le pic du niveau à t = 150 s est dégradé par le signal de la sonde de niveau qui est resté bloqué environ 100 s (défaut systématique de la sonde à 74 %).



(a)



(b)

Figure V.54 Profils expérimentaux (a) des débits d'entrée du bain et (b) des ouvertures de la vanne CV969 et des débits de sortie du bain dans des configurations isochore et isobare pour un lissage en volant thermique

Tableau V.16 Intégrales temporelles sur un cycle des débits d'entrée et de sortie du bain pour l'expérience dans des configurations isochore et isobare pour un lissage en volant thermique

	FE940 ou FtI601	FE969
Isobare	$35.1 \pm 0.4$ kg	$35.1 \pm 1.7$ kg
Isochore	$34.6 \pm 0.4$ kg	$35.1 \pm 1.7$ kg

La régulation du débit de sortie du bain en configuration isobare (Figure V.54) est similaire, en termes de dynamique, à celle de l'isochore mise à part le pic à l'instant  $t = 50$  s qui engendre un dépassement de consigne de  $3.7 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$  (soit 17 % de la consigne). Ce pic, qui peut être rédhibitoire vis-à-vis du fonctionnement du réfrigérateur, correspond au flash supplémentaire créé par l'ouverture de la vanne de décharge CV949. L'amplitude de ce phénomène n'est pas liée à la pression de la ligne HP mais à celle de la boucle et peut donc potentiellement avoir lieu dans le cas de JT-60SA. Un moyen de s'en prémunir serait de limiter la vitesse d'ouverture de la vanne CV949 pour augmenter le temps d'ouverture de la vanne et ainsi limiter le pic de flash, ce qui se ferait au détriment de la stabilité de la pression. Malgré l'arrêt de la régulation de la vanne de sortie du bain 100 s plus tôt, la masse totale sortante du bain est bien identique dans les deux cas (Tableau V.16).

La puissance de réfrigération calculée dans les deux cas (Figure V.55) est très proche et on observe le même plateau à 300 W qui correspond à la régulation du volant thermique. Les intégrales des

puissances de réfrigération (Tableau V.17) sont identiques et dans la marge d'incertitude. On s'attendrait cependant à obtenir un bilan légèrement plus important dans le cas isobare puisque les pertes statiques des lignes de charge et de décharge s'ajoutent. Mais cela s'explique en partie par la masse supplémentaire d'hélium apportée au bain dans le cas isobare (Tableau V.16) qui contribue à diminuer ce bilan d'un montant de 9kJ (0.5 kg x h(HP)) par rapport au cas isochores.

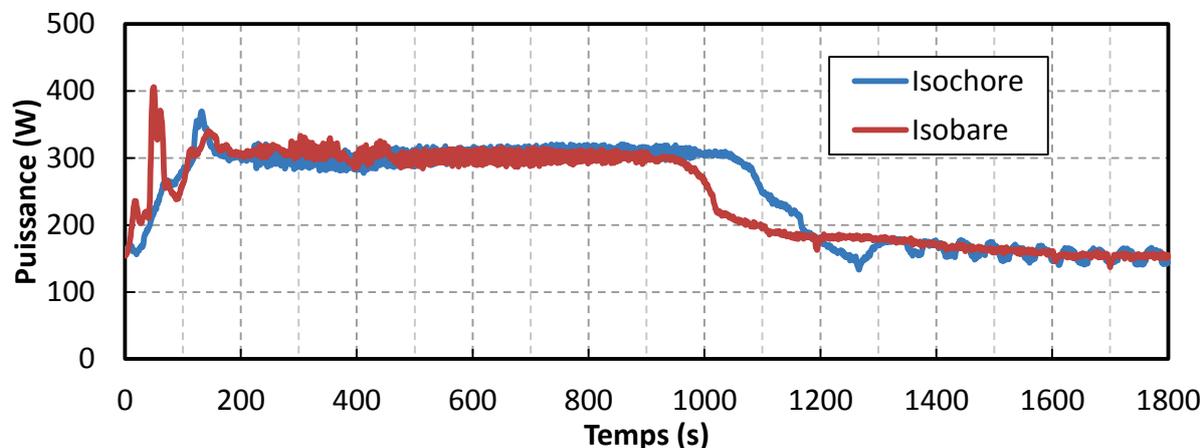


Figure V.55 Profils expérimentaux de la puissance de réfrigération aux bornes du bain dans des configurations isochores et isobares pour un lissage en volant thermique

Tableau V.17 Intégrales des puissances de réfrigération dans des configurations isochores et isobares pour un lissage en volant thermique

	Total théorique	Total Puissance réfrigération + liquéfaction
Isochores	420 kJ	438 kJ ± 47 kJ
Isobares	419 kJ	438 kJ ± 46 kJ

La configuration isobare avec lissage en volant thermique permet, dans ce cas avec la vanne de remplissage située avant la zone chauffée, de diminuer la sollicitation du volant thermique et donc l'augmentation de température du bain qui en découle. Cependant ce piquage a été positionné de façon à optimiser la mise en froid du circuit mais ne l'est pas lorsque l'on prend en compte le facteur limitant qu'est la température en entrée des aimants. Malgré l'absence de simulation pour cette configuration, on peut être en mesure d'affirmer que le repositionnement du piquage de la ligne de charge en entrée de l'échangeur HX2 par exemple, reviendrait à une situation, vis-à-vis du bain, plus proche du cas isochores. En effet lors de la charge de la boucle, le débit d'entrée du bain serait diminué mais dans le même temps la puissance dégagée par la détente serait échangée dans le bain simultanément créant une évaporation d'hélium supplémentaire ce qui compenserait la diminution du flash de la vanne CV940.

#### Conclusion du lissage en volant thermique en configuration isobare

L'utilisation d'une configuration isobare pour un lissage de charge en volant thermique a été validée sur un scénario JT-60SA de 1800 s. Elle entraîne des différences de comportement non négligeables par rapport au cas du lissage en configuration isochores. Les variations de température de la boucle sont plus faibles du fait de l'absence de compression mais cela entraîne une augmentation du temps de transit dans la boucle. L'avantage de la configuration isobare d'HELIOS est qu'elle permet de réduire de façon importante le pic de pression du bain grâce au déphasage de la chaleur issue de la

détente de l'hélium lors de la charge. Mais cela se fait au dépend d'une augmentation de température au niveau de l'entrée de la zone chauffée, ce qui n'est pas optimal pour l'utilisation d'aimants supraconducteurs.

### V.3.2 Effets des autres régulations

La configuration isobare peut également être appliquée aux cas de lissage avec le circulateur et en utilisant les vannes de by-pass. Les effets de ces régulations sont similaires à ceux montrés dans le cas volant thermique et les courbes présentées se focaliseront donc uniquement sur la pression de la boucle et le débit de sortie du bain.

#### V.3.2.1 Circulateur froid

##### Conditions initiales

Les profils de puissance utilisés sur la boucle et le bain sont ceux décrits dans la partie V.1.4.1 pour un scénario d'une durée de 1800 s. Deux cycles consécutifs ont été réalisés et nous nous sommes intéressés au second pour lequel la périodicité est quasi atteinte sur la boucle.

La consigne du débit de sortie régulée par le circulateur est de  $19 \text{ g.s}^{-1}$ . Cette nouvelle consigne, appliquées aux cas isochore et isobare, a été mise en place afin d'augmenter le temps de régulation pour ce type de lissage.

##### Pressions de la boucle et débit de sortie du bain

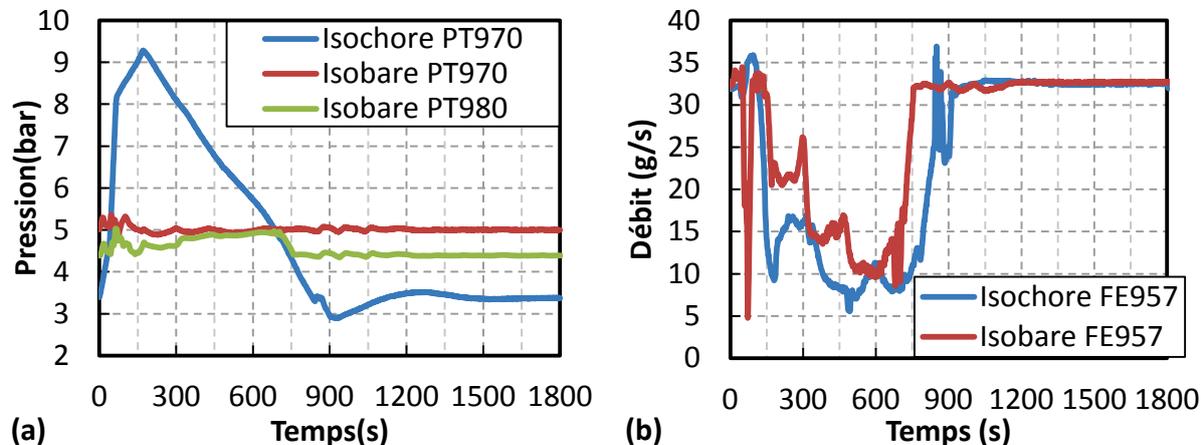
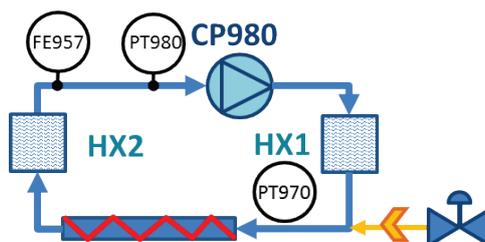


Figure V.56 Profils expérimentaux (a) de la pression de la boucle et (b) de débit de la boucle dans des configurations isochore et isobare pour un lissage avec circulateur



La régulation de la pression de la boucle (Figure V.56a) opère de façon efficace et permet de conserver la pression en entrée de ligne chauffée à  $\pm 0.36$  bar de la consigne. La réduction du  $\Delta P$  de

la boucle engendre une augmentation de la pression à son entrée puisque la pression en sortie de circulateur est maintenue constante. On observe que la réduction de débit de la boucle (Figure V.56b) opérée en isobare est d'une moins grande amplitude qu'en isochore et dure moins longtemps également. La durée de régulation passant de 810 s à 630 s. Cela s'explique par une élévation de température plus faible de la boucle suite à l'absence de pressurisation. Pour que la puissance échangée soit la même qu'en isochore il faut donc un débit plus élevé. De plus, la fermeture de la vanne d'entrée du bain CV940 et la diminution de flash résultant (idem cas en volant thermique) permet une évaporation plus importante via l'échangeur HX2 réduisant ainsi la durée de régulation.

On note une diminution brutale du débit (- 85 %) à l'instant  $t = 60$  s qui a pour origine la diminution de vitesse du circulateur suite à l'ouverture de la vanne de décharge de la boucle CV949 et le flash résultant. Le sursaut de débit en sortie du bain (Figure V.57a) est de  $+5.5 \text{ g.s}^{-1}$  par rapport à la consigne (soit 29 %) ce qui est élevé. Cet effet est donc rédhibitoire et doit être pris en considération. Un moyen de limiter ce phénomène serait de limiter la vitesse d'ouverture de la vanne de décharge (au détriment de la stabilité de la pression de la boucle) et éviter ainsi qu'un pic important ne se forme. Sinon il est également possible d'envisager de fermer préventivement la vanne de sortie du bain pendant les premières 100 s du scénario puis de la rouvrir et ce afin temporairement de lisser ce pic ou bien encore de réaliser une régulation de débit avec cette même vanne mais à une consigne de  $1 \text{ g.s}^{-1}$  plus élevée. Malgré cet effet indésirable, on observe un meilleur lissage du débit de sortie puisque lorsque la régulation s'arrête à  $t = 700$  s de l'évaporation continue d'être générée grâce aux pics de puissance issus de la charge de la boucle (Figure V.57b) qui arrivent au niveau de l'échangeur après les pics des chauffages.

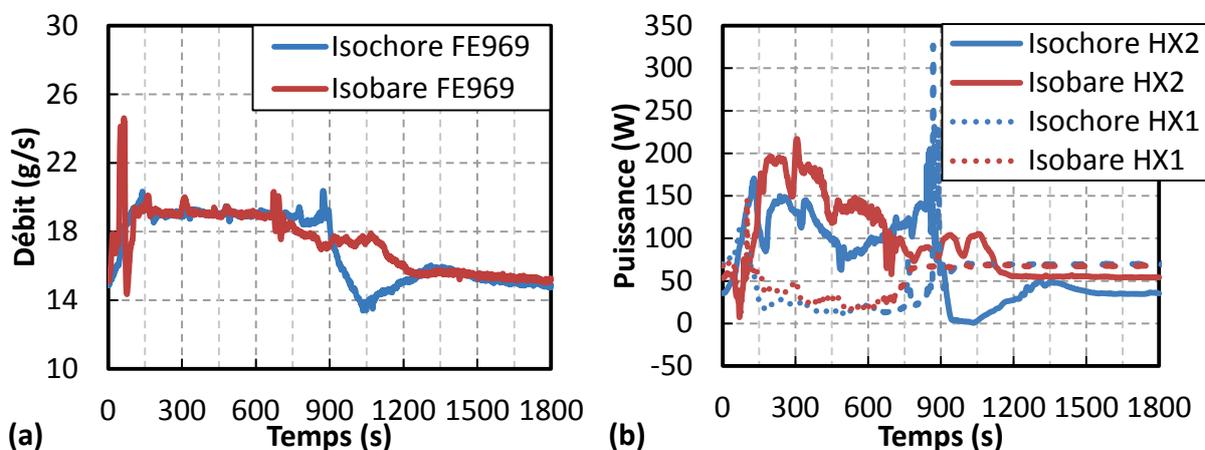


Figure V.57 Profils expérimentaux (a) des débits de sortie du bain et (b) puissance échangée aux bornes d'HX1 et HX2 dans des configurations isochore et isobare pour un lissage avec circulateur

### V.3.2.2 Ligne de by-pass

La régulation est délicate puisque 4 vannes de la boucle sont en régulation : celles des lignes de charge (CV941) et de décharge (CV949) et celles de by-pass (CV950 et CV955). La régulation isobare a pu maintenir constante la pression de la boucle à  $\pm 0.38$  bar (Figure V.58a), soit aussi bien que précédemment, mais la stabilité générale de la boucle est moins bonne que pour les autres cas. En effet, l'association des régulations isobare et de la vanne CV950 a engendré des oscillations sur les débits de la boucle (Figure V.58b) qui sont à l'origine d'oscillations de fortes amplitudes sur la

puissance échangée aux bornes d’HX2 (Figure V.58d) et par conséquent sur le débit de sortie du bain (Figure V.58c).

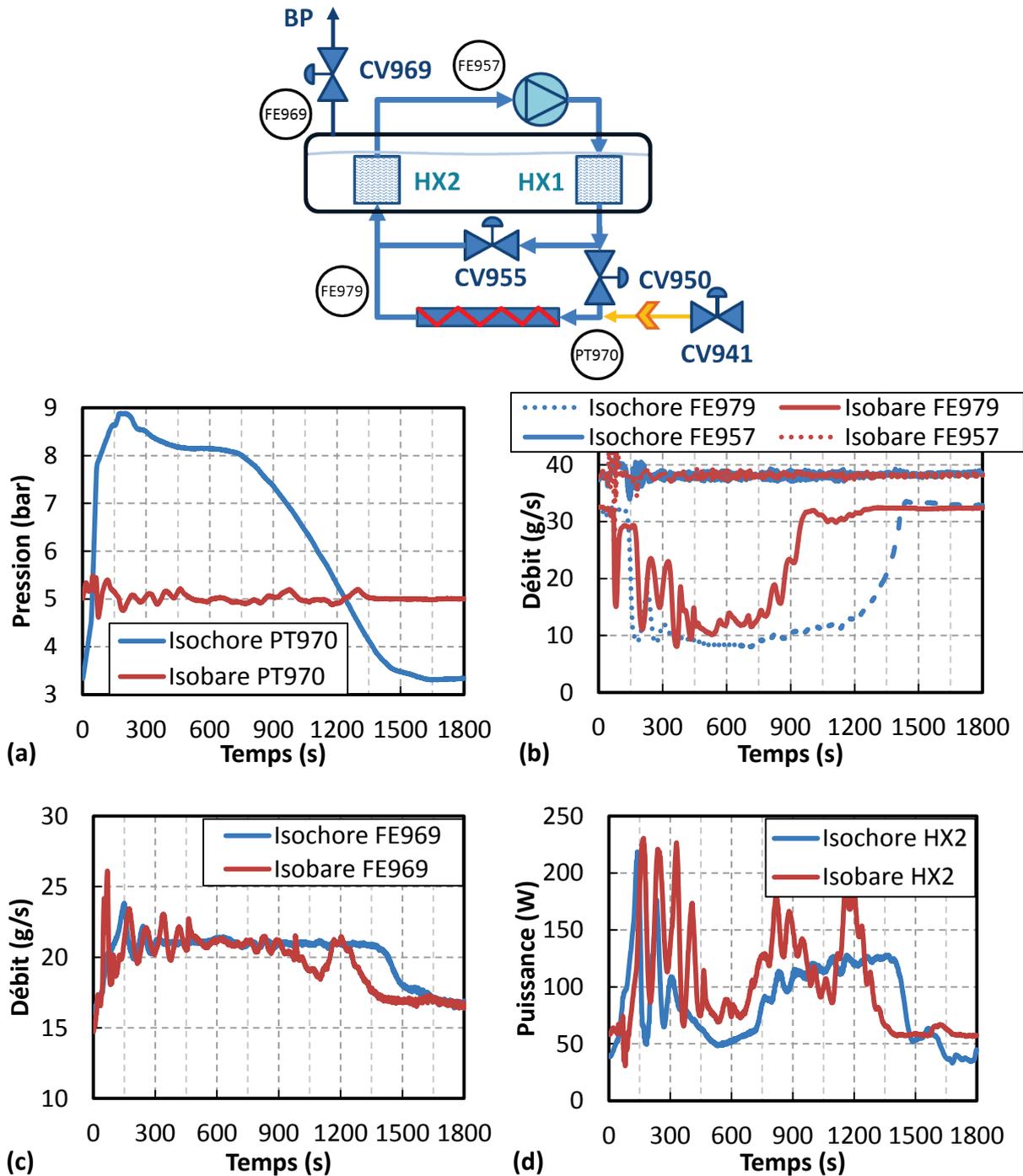


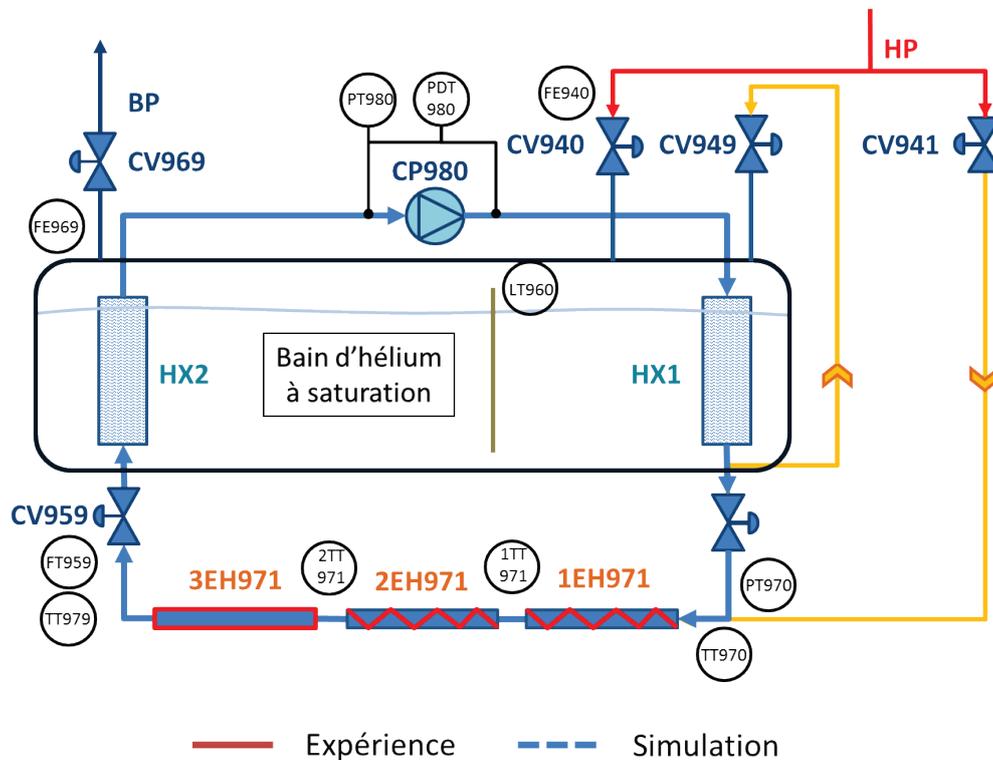
Figure V.58 Profils expérimentaux (a) de la pression de la boucle, (b) des débits de la boucle, (c) du débit de sortie du bain et (d) de la puissance de l’échangeur HX2 dans des configurations isochore et isobare pour un lissage avec by-pass de la charge

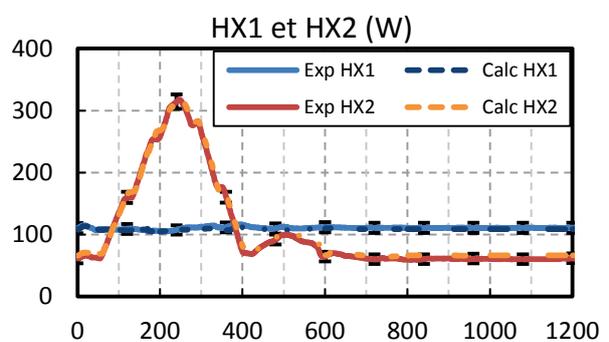
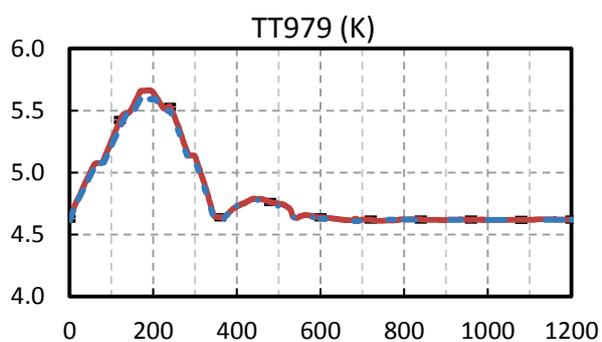
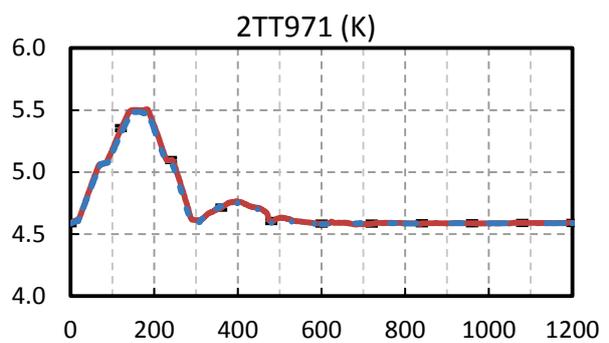
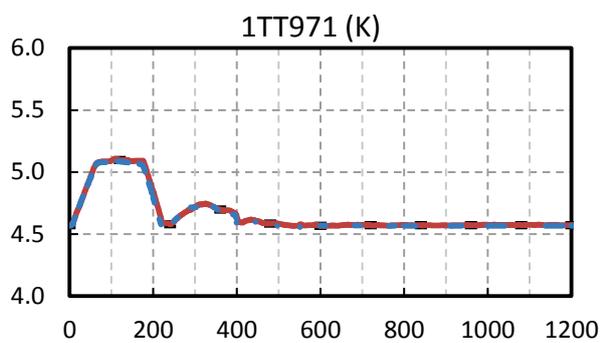
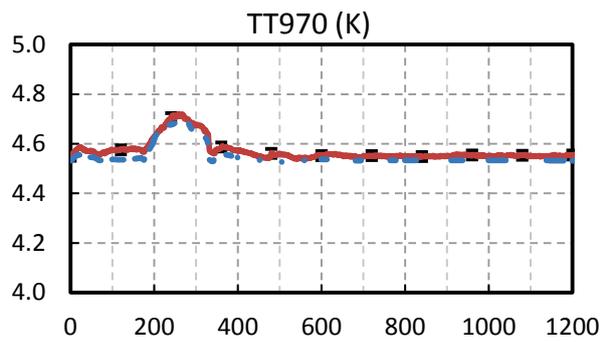
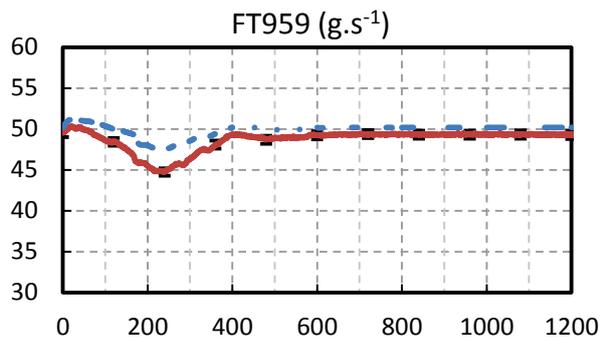
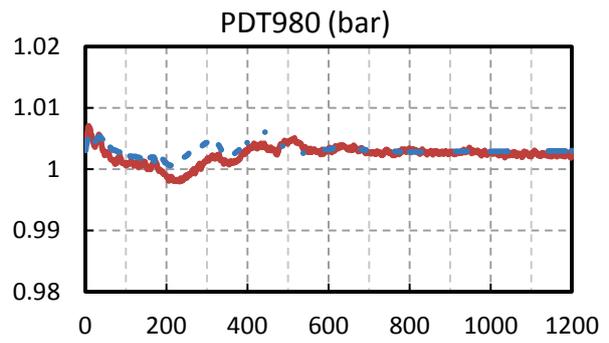
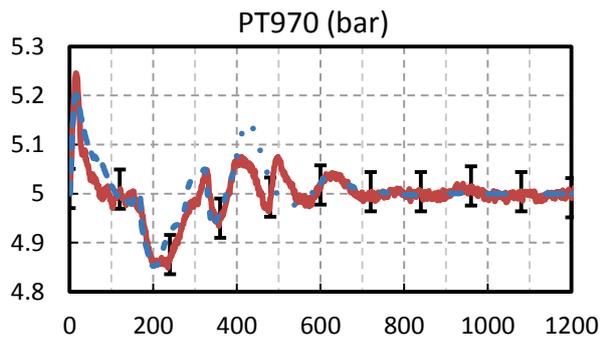
De ce fait, les résultats n’ont pas été jugés satisfaisants et des optimisations seront nécessaires pour utiliser simultanément la régulation isobare et le lissage avec by-pass. L’une d’elle pourrait être de limiter la vitesse et le maximum d’ouverture de la vanne de charge CV941 afin d’atténuer la déstabilisation de la boucle. Par ailleurs on retrouve le pic de débit de sortie du bain à  $t = 60$  s correspondant à la première décharge de la vanne de décharge de la boucle.

### V.3.3 Validation numérique du mode isobare

La comparaison modèle/expérience est réalisée sans lissage de charge thermique avec un bain ouvert et en utilisant un profil de charge moins important utilisé pour les tests de benchmark réalisés lors de la campagne 6 et détaillés dans le Chapitre III.4.1. Les données expérimentales sont celles de la campagne 6 mais la simulation a été réalisée avant à l'aide des paramètres de la campagne de Novembre 2011. La pression de régulation de la boucle est fixée à 5 bar (PT970) et les seuils d'hystérésis à  $\pm 0.1$  bar. Cependant dans la simulation, la vanne CV941 n'est pas ouverte à 5 %, comme en expérience, mais à 13 % afin d'obtenir le même débit de  $2\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$  nécessaire au maintien en température de la ligne de charge (compensation des pertes fixes). En effet, à faible ouverture le modèle de cette vanne n'est pas correct.

Le débit entrant est dans ce cas réparti entre les circuits des vannes CV940 et CV941. Afin d'assurer un apport total en liquide constant, la vanne CV940 est régulée de manière à conserver le débit total à  $17\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$  quel que soit l'ouverture de la vanne CV941.





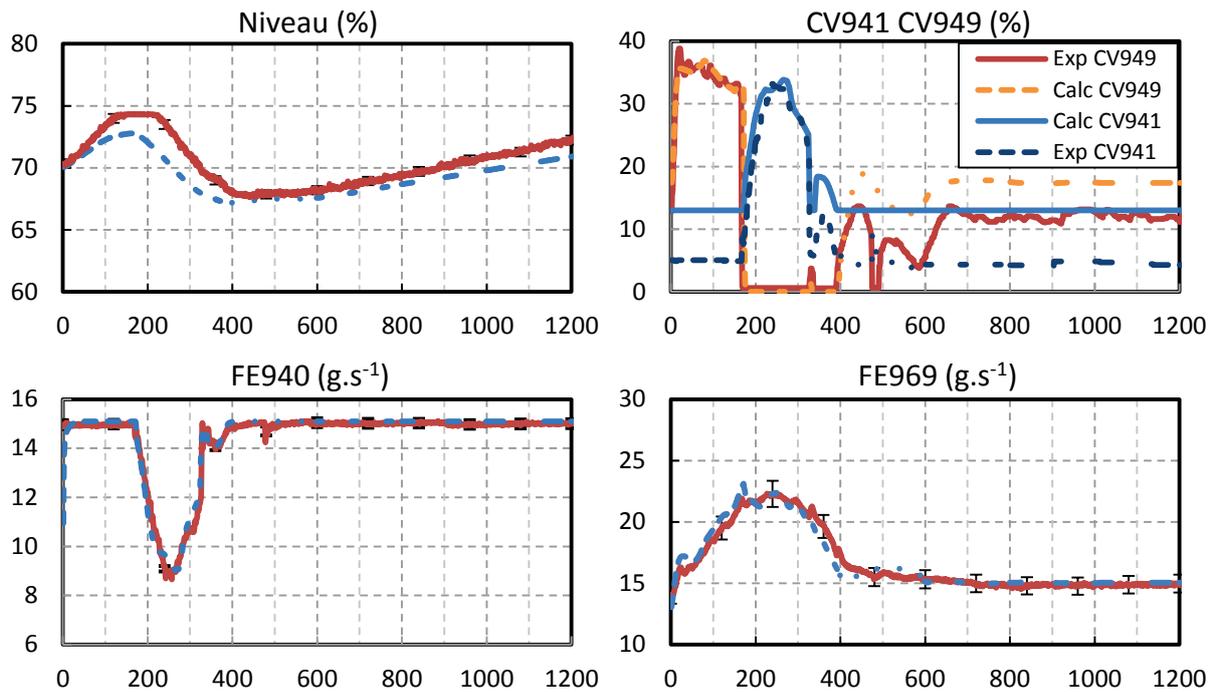


Figure V.59 Validation du modèle EcosimPro sur le cas isobare

Les résultats obtenus sur l'ensemble du système sont excellents (Figure V.59). Les dynamiques de la pression de la boucle (PT970), influencées par la régulation isobare, sont très bien conservées. Les actions des vannes de charge et de décharge (CV941 et Cv949) sont donc bien concordantes même avec des écarts statiques d'ouverture due à la modélisation des vannes (8 % d'écart sur la CV941 et 5% sur la CV949 à l'équilibre). La régulation du débit d'entrée est également bien retranscrite dans la simulation. Les écarts relatifs sur les températures de la boucle sont inférieurs à 1.5 %, ce qui est très satisfaisant. Les dynamiques des débits de sortie du bain sont très similaires avec une erreur relative inférieure à 10 % et une amplitude maximale identique. Les variations de la pression du bain dans les deux cas sont également très faibles (inférieures à 40 mbar en expérience et à 10 mbar en simulation).

Le modèle EcosimPro d'HELIOS est donc tout à fait capable de simuler correctement un cas isobare. Il faut toutefois s'assurer que l'ouverture de la vanne de décharge CV949 ne soit pas trop importante pour pouvoir effectuer la simulation : soit en limitant le profil de puissance comme dans ce cas ou bien en bridant la vitesse et/ou l'ouverture maximale de cette vanne. Cette dernière solution aurait pu permettre d'effectuer la simulation du scénario JT-60SA de 1800 s notamment dans une configuration avec circulateur pour laquelle ces limitations permettraient d'éviter l'overshoot de débit de sortie du bain.

#### V.3.4 Conclusion configuration isobare

La configuration isobare a pu être appliquée aux trois types de lissage présentés dans la partie isochore. La régulation de la pression de la boucle s'est avérée être efficace et précise grâce à l'utilisation du cycle d'hystérésis pour les vannes de charge et de décharge. L'impact sur la dynamique de la boucle est similaire dans les trois cas et on observe des élévations de température inférieures ainsi qu'un temps de régulation plus faible que dans la configuration isochore grâce à l'absence de pressurisation, au  $\rho \times Cp$  du fluide plus important et au déphasage de la chaleur issu de

la détente de l'hélium lors de la charge. La configuration d'HELIOS est très favorable à ce dernier effet mais cela au détriment de la température en entrée de zone chauffée qui est plus élevée. La marge de température nécessaire pousserait à positionner le piquage de la ligne de charge après la ligne chauffée ou en amont de HX1, ce qui obligerait à revoir la configuration de mise en froid du système.

De même, la configuration isobare n'est pas plus favorable vis-à-vis du circulateur que l'isochore. C'est même l'inverse puisque la plage de fonctionnement est en fait plus étendue et de nombreux petits décrochages continuent de se produire sans variation de pression. La raison invoquée serait l'effet de l'ouverture de la vanne CV941 qui déstabiliserait l'écoulement aval du circulateur et créerait ces décrochages. Il est possible qu'une limitation de la vitesse d'ouverture de cette vanne ou un positionnement différent du piquage de la ligne de charge (après la ligne chauffée par exemple) puisse limiter cet effet. En effet, la régulation de pression a voulu être très précise et rapide (seuil à  $\pm 0.1$  bar, pas de limitation sur la vitesse d'ouverture des vannes). Avoir une marge de manœuvre plus importante sur la pression pourrait permettre une régulation moins rapide et plus douce.

Les limitations du modèle EcosimPro de la boucle HELIOS n'ont pas permis de faire des comparaisons sur les bases d'un scénario JT-60SA de 1800 s. Il est à noter que la limitation de la vitesse d'ouverture de la vanne de décharge CV949 permettrait le calcul. Quoiqu'il en soit, une configuration isobare sur un scénario moins énergétique a permis d'obtenir de très bons résultats, totalement en accord avec les dynamiques observées en expérience dans le cas du benchmark présenté.

#### **V.4 Conclusion**

Dans un système de distribution d'hélium contenant une boucle et un bain à saturation, il est possible d'utiliser la vanne de sortie du bain pour limiter le débit de retour vers le réfrigérateur et ainsi effectuer un lissage de charge thermique. C'est cette opération qui sera utilisée de façon nominale sur JT-60SA, mais la perte de charge ne sera probablement pas réalisée avec une vanne mais en limitant le taux de compression du compresseur froid situé en aval du bain. Les essais réalisés sur la boucle HELIOS ont permis de démontrer la faisabilité de ce lissage en volant thermique à la fois dans une configuration isochore (boucle fermée) et isobare (boucle régulée en pression). Le choix de la géométrie d'HELIOS est conservatif puisque la boucle ne contient pas la ligne des aimants EF et par conséquent est susceptible de monter à une pression qui ne sera pas atteinte sur le système de JT-60SA. Le dimensionnement du volume du volant thermique à l'échelle 1/20 s'est avéré correcte puisque la pression maximale observée a été de 1.48 bar soit une température de 4.66 K (+0.26K). Les schémas de régulation mis en place, que ce soit pour les débits entrée et sortie du bain ou la pression de la boucle ont montré leurs efficacités.

Deux autres types de lissage ont été présentés et ont l'avantage de ne pas faire varier la pression et la température du bain. Il s'agit de la régulation de la vitesse du circulateur et l'utilisation des vannes de by-pass de la charge thermique. Ces deux stratégies reposent sur le principe de stockage temporaire de l'énergie déposée dans la boucle. Cela entraîne une durée de pressurisation de la boucle plus importante sans pour autant augmenter les températures de la boucle dans les cas considérés. Le cas du lissage avec circulateur est le plus intéressant puisqu'il permet de réduire la

puissance dissipée par celui-ci par rapport au cas du volant thermique : la diminution de la puissance de réfrigération est de 18 %. C'est donc la stratégie de lissage la plus intéressante à mettre en place. Cependant cela implique une large plage de vitesse de fonctionnement [20-80 %], soit un facteur 4 entre la fréquence de rotation minimum et maximum qu'il faudra vérifier sur les circulateurs des boucles de JT-60SA.

Une solution finale pourrait être en fait une combinaison de ces différents types de lissage prenant en compte des contraintes du système qui n'ont pas été considérées ici: température maximale en entrée d'aimants, valeur minimum de vitesse du circulateur,  $\Delta P$  maximal aux bornes du circulateur ou encore pression maximale du bain. Leurs mises en route pourraient se faire simultanément grâce à un algorithme contrôlant des régulateurs PI avec des seuils de déclenchement associés à des notions de priorités. Le circulateur serait alors utilisé dans un premier temps de façon à minimiser la puissance moyenne de réfrigération sur un cycle. Lorsque sa plage maximale d'utilisation sera atteinte ou bien que les marges en température de la boucle deviendront insuffisantes, c'est la régulation du volant thermique qui prendra le relais. De plus, le by-pass du circuit peut être utilisé ponctuellement de façon à limiter une augmentation trop importante du  $\Delta P$  aux bornes du circulateur liée à un blocage de débit dans les aimants. Une autre approche consisterait à utiliser un contrôleur multi variables de sorte à optimiser énergétiquement le contrôle de l'ensemble des actionneurs en appliquant des pondérations à leurs utilisations. De tels développements en automatique sont en cours au sein du SBT et ont donné lieu à de premiers tests de régulation en volant thermique [51].

L'étude comparative des deux configurations du circuit d'HELIOS, isochore et isobare, a amené des conclusions différentes de ce à quoi on pouvait s'attendre. Tout d'abord, la raison principale du passage à la configuration isobare était la stabilité de fonctionnement du circulateur. Mais l'expérience a montré que, pour ce circulateur et la géométrie particulière d'HELIOS, cette configuration n'empêche pas l'apparition de décrochage mais au contraire la favorise à cause des effets de la vanne de charge CV941. L'effet bénéfique sur le circulateur n'est donc pas présent. Ensuite une amélioration du lissage dans le bain a été observée et ce grâce à l'absence d'effet de pressurisation de la boucle et à la réduction du débit d'entrée du bain (CV940) lors de la charge de la boucle. L'effet de déphasage de la chaleur produite par la détente de l'hélium dans la vanne de charge permet de lisser la puissance extraite par les échangeurs par rapport au cas isochore. Cependant une grande partie de cet effet bénéfique est lié au positionnement du piquage de la ligne de charge loin de l'échangeur à l'entrée de ligne chauffée. Mais ce positionnement est défavorable pour la température en entrée de celle-ci qui devient sensibles aux chargements avec de l'hélium chaud issue de la détente de la vanne de charge.

Le bénéfice principal d'un mode isobare, serait donc une élévation de température globale de la boucle plus faible grâce à une pression stable dans le circuit et un  $\rho \times Cp$  du fluide plus important. La limitation des vitesses d'ouverture des vannes de charge et de décharge engendrerait un mode quasi-isobare avec des fluctuations de pression plus importantes ( $\pm 1$  bar par exemple) mais limiterait les risques à la fois d'instabilités de la boucle et le phénomène de pic de débit de sortie du bain lié à l'ouverture brutale de la vanne de décharge.

L'approche de régulation choisie dans ce chapitre repose d'une part, sur une limitation du débit de sortie du bain et non une régulation, et d'autre part, sur une connaissance des charges thermiques

appliquées afin de déterminer les consignes de débit du bain. Ces dernières doivent permettre en théorie d'assurer une dérive minimale du niveau de liquide du bain tout en assurant un lissage partiel du débit de sortie grâce à une consigne supérieure à celle de l'entrée. Mais afin de s'assurer d'une dérive nulle et d'un lissage total du débit de sortie, il est nécessaire de mettre en place des régulations supplémentaires. Le chapitre suivant traitera d'un algorithme réalisant effectivement ce travail mais également d'une méthode prédictive de calcul des débits de consigne à l'aide d'un estimateur de charge.



# VI

## Stratégies de régulation avancées

Dans le chapitre précédent, il a été question de lissage de charge à l'aide des différents actionneurs de la boucle HELIOS : la vanne CV969, le circulateur SCP980 et le couple de vannes CV950-CV955. Dans tous les cas étudiés auparavant, la charge thermique imposée était connue et les débits moyens régulés en entrée et sortie du bain étaient prédéterminés expérimentalement. La méthode imposait d'appliquer la charge moyenne totale (connue) sur le chauffage EH960 du bain tout en effectuant une régulation du niveau de liquide du bain. A l'équilibre, les débits entrée et sortie du bain étaient égaux et on obtenait le débit moyen à réguler. La consigne d'écristage du débit de sortie pouvait être choisie en conservant une marge suffisante par rapport à la moyenne temporelle mesurée sur le débitmètre de sortie. De même le débit d'entrée moyen mesuré pouvait être choisi comme régulation de débit entrant. En effet, dans le cas du volant thermique, même si l'inventaire en masse reste constant, le niveau du bain évolue durant un cycle lorsque la pression varie (voir Chapitre IV1.2). Même avec ces procédures et les étalonnages *in situ* des débitmètres, il était cependant quasi impossible d'empêcher une légère dérive du niveau cycle après cycle. De plus, les valeurs de régulation des débits entrant et sortant du bain étaient fixées initialement et demeuraient constantes au cours des cycles considérés. Cette approche est seulement valable dans le cas où les charges attendues sur les aimants et structures sont connues à l'avance et restent constantes au cours du temps.

Ce chapitre présente deux régulations qui prennent en compte la variabilité éventuelle des charges à extraire et optimisent la puissance de réfrigération. La première est un algorithme de régulation qui optimise les débits entrant et sortant du bain et qui maintient un niveau de liquide à l'aide d'une des régulations décrites dans le chapitre V et d'un chauffage supplémentaire dans le bain. Cette régulation est appelée « **lissage adaptatif de charge** ». Dans le cas d'un scénario périodique, après quelques périodes, les régulations permettent d'obtenir des débits entrant et sortant fixes et égaux au cours du temps, assurant ainsi un fonctionnement optimal du réfrigérateur. La seconde régulation est basée sur un calcul précis **d'estimation de la charge déposée** sur la boucle en temps réel qui permet de calculer les débits du bain à réguler à chaque cycle avant que la charge thermique n'atteigne le bain d'hélium saturé, interface avec le réfrigérateur. Enfin un aperçu des possibilités de combinaison des 2 régulations précédentes est discuté dans la troisième partie.

### VI.1 Lissage de charge adaptatif

L'algorithme de lissage de charge adaptatif a fait l'objet d'un dépôt de brevet [18] mais n'avait jamais été testé expérimentalement auparavant. L'algorithme et sa mise en œuvre seront présentés ainsi que les courbes expérimentales obtenues lors de la campagne d'essais de Janvier 2013.

## VI.1.1 Présentation de l'algorithme

### VI.1.1.1 Intérêts de la méthode

Cette régulation est destinée à optimiser la puissance de réfrigération au cours de cycles de périodes égales et dont les puissances moyennes sont sujettes à des variations de faibles amplitudes (<10% typiquement). La tolérance aux variations dépend d'une marge de puissance qui est déterminée initialement. De plus, contrairement au chapitre précédent, le débit de sortie du bain n'est pas simplement écrêté, il est maintenu constant grâce à la combinaison d'une régulation principale et du chauffage EH960. Il y a toujours physiquement un seul chauffage dans le bain, mais l'élément chauffant (EH960) reçoit la somme de 2 consignes : la première est le profil de puissance du bain ( $\dot{q}_{\text{Profil}}$ ) et la seconde est la sortie d'un régulateur PI régulant le débit de sortie du bain ( $\dot{q}_{\text{Regul}}$ ). L'avantage de cette méthode est qu'elle ne nécessite pas, en dehors des actionneurs de lissage, d'autres éléments physiques. C'est l'API qui prend en charge les calculs. Cette méthode nécessite seulement une première estimation des charges thermiques attendues. Cette première estimation va permettre de définir les débits entrant et sortant du bain à réguler pour le premier cycle puis des corrections seront appliquées aux cycles suivants jusqu'à atteindre l'équilibre avec la marge de puissance souhaitée. Les consignes de débits sont maintenues quasiment fixes durant un cycle et sont modifiées à la fin de celui-ci en fonction de différents paramètres décrit dans ce chapitre.

Les 3 configurations étudiées précédemment peuvent faire l'objet de ce type de régulation : lissage volant thermique, lissage circulateur et lissage by-pass. L'actionneur lié à chacune de ces opérations de lissage est appelé actionneur principal (respectivement CV969, SCP980 ou couple CV950-CV955, voir Figure VI.1).

### VI.1.1.2 Schéma de régulation

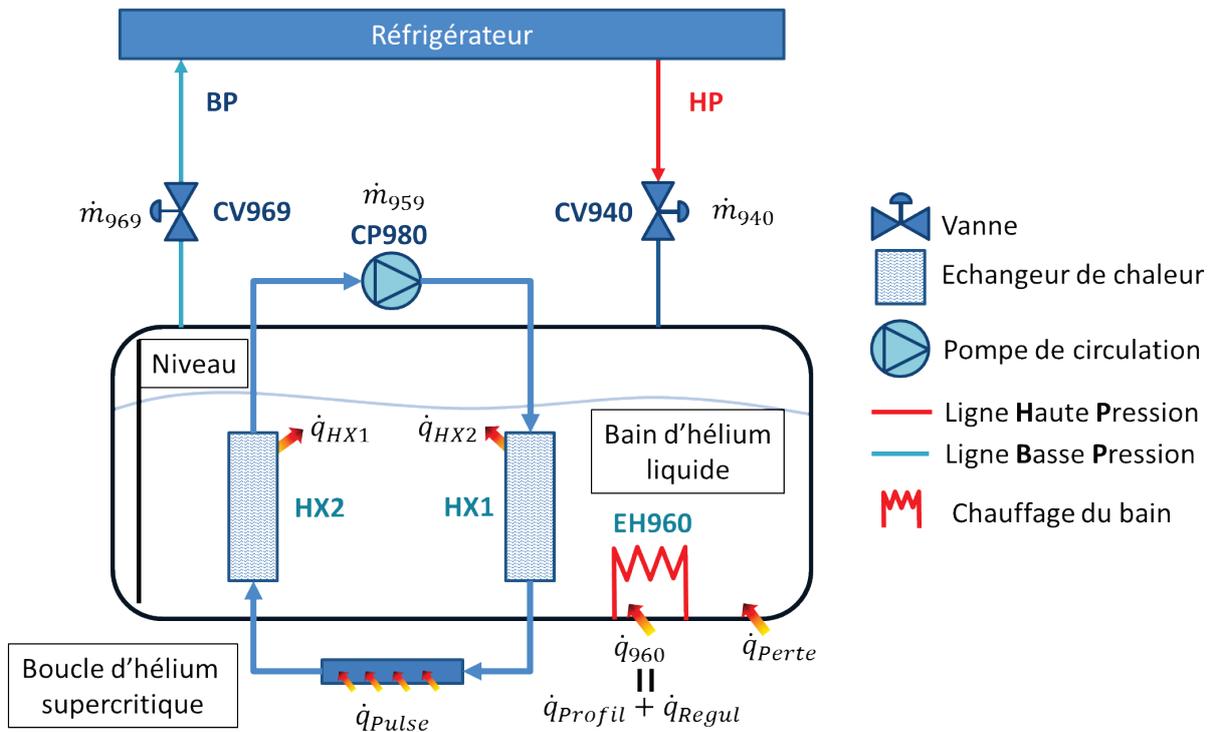


Figure VI.1 Schéma simplifié de la boucle HELIOS

La régulation doit permettre de contrôler le mieux possible différentes égalités (voir notation Figure VI.1) nécessaire pour la stabilité du système:

- Egalité sur un cycle des intégrales de la puissance de réfrigération et de la puissance totale dissipée dans le bain, c'est-à-dire qu'il n'y a pas d'accumulation d'énergie d'un pulse à l'autre.

$$\dot{q}_{ref} = \int^{T_0} [\dot{m}_{969}(t)h_{BP}(t) - \dot{m}_{940}(t)h_{HP}(t)]dt = \int^{T_0} \dot{q}_{HX1} + \dot{q}_{HX2} + \dot{q}_{960} + \dot{q}_{Perte} \quad (VI.1)$$

- Egalité des débits entrant ( $\dot{m}_{940}$ ) et sortant ( $\dot{m}_{969}$ ) au cours d'un cycle (égaux au débit demandé  $\dot{m}^{SP}$ ) de sorte à ce que le réfrigérateur fonctionne avec une charge thermique constante.

$$\dot{m}_{940}(t) = \dot{m}_{969}(t) = \dot{m}^{SP} \quad (VI.2)$$

- Absence de dérive du niveau de liquide dans le bain afin d'obtenir la stabilité pour un nombre important de cycles.

$$z(t) = z(t + T_0) \text{ avec } T_0 \text{ période du cycle} \quad (VI.3)$$

### VI.1.1.3 Régulation des actionneurs

Si la pression du bain est constante, la stabilité du niveau peut être obtenue assez simplement en effectuant une régulation de celui-ci à l'aide de la vanne CV940, ce qui satisfait alors également l'équation VI.2. Cependant certains cas comme celui du volant thermique présenté ci-après nécessitent un contrôle du niveau de façon global sur un cycle entier. En effet, si le bain est soumis à des variations de pression alors son niveau ne dépend plus exclusivement de sa masse de liquide mais aussi de sa pression (voir Chapitre IV.1.2). Le maintien du niveau constant au cours d'un cycle impliquerait alors une variation du débit massique, ce que l'on veut essayer de limiter au maximum.

Concernant la régulation du débit de sortie du bain  $\dot{m}_{969}$ , une des étapes clés de cette méthode est le passage de l'actionneur principal (i.e. la vanne CV969) au chauffage EH960 qui doit engendrer le moins d'impact possible sur  $\dot{m}_{969}$ . La méthode proposée ici repose sur un cycle d'hystérésis (Figure VI.2) basé sur la mesure du débit de sortie. Ce cycle possède deux valeurs de seuil (haut et bas) qui sont proportionnelles à la consigne de régulation. Lorsque l'actionneur principal n'est plus en mesure de contrôler le débit de sortie (passage du débit sous la valeur  $\dot{m}_{969}^{SP} \times Seuil_{bas}$ ), le chauffage du bain prend le relai. Inversement si le débit de sortie dépasse  $\dot{m}_{969}^{SP} \times Seuil_{haut}$ , alors le chauffage se coupe et l'actionneur principal régule de nouveau.

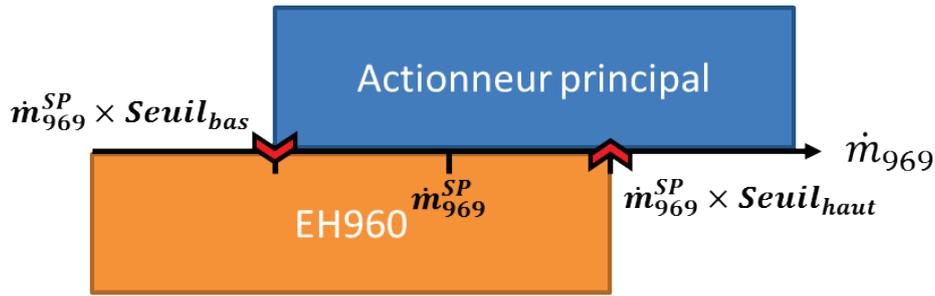


Figure VI.2 Schéma d'hystérésis de la régulation du débit de sortie du bain à l'aide d'un actionneur principal et du chauffage EH960

Pour éviter la chute de débit de sortie liée au temps de montée de la valeur du chauffage au moment du passage en régulation (passage  $\dot{q}_{Regul} = 0$  à la valeur de régulation), un système de feedforward (FF) a été mis en place sur le régulateur PI associé à EH960. Un modèle ( III.1 ) calcule en temps réel la valeur estimée de chauffage à appliquer pour obtenir le débit de sortie voulu. Lors du passage à la régulation du chauffage, la sortie du régulateur prend immédiatement la valeur  $\dot{q}_{diff}$  puis régule à partir de celle-ci.

$$\dot{q}_{diff} = \dot{m}_{969}^{SP} L_{sat} - \dot{q}_{Profil} - \dot{q}_{HX1} - \dot{q}_{HX2} - x \dot{m}_{940} L_{sat} \quad (VI.4)$$

#### VI.1.1.4 Définition des débits de consigne

Une fois le schéma de régulation mis en place, il faut définir les consignes des régulateurs PI associés aux actionneurs. L'exemple présenté est un lissage de type volant thermique. L'élément de contrôle du débit d'entrée du bain est la vanne CV940 et celui du débit de sortie est la vanne CV969. Ces deux éléments sont tous deux contrôlés à l'aide d'un régulateur PI associé à une consigne (SP). En tout premier lieu, il est nécessaire de donner une estimation de la valeur moyenne sur un cycle de la somme des charges à extraire ( $\dot{q}_{est}$ ) afin de calculer le premier débit de consigne. Celle-ci peut être très supérieure à la valeur réelle (en cas de profil de charge complètement inconnu on prendra par défaut la puissance maximum du réfrigérateur), cela n'a pas d'importance, cette valeur est amenée à être corrigée par la suite. En revanche, il vaut mieux éviter de sous-estimer cette valeur sous peine de ne pas stabiliser le système à la fin du premier cycle à cause de l'énergie qui se serait accumulée. La première valeur de régulation est déterminée en calculant le débit total (liquide + gaz) à fournir pour évacuer l'hélium évaporé par la charge estimée:

$$\dot{m}_{940}^{SP} = \dot{m}_{969}^{SP} = \frac{\dot{q}_{est}}{L_{sat}(1-x)} \quad (VI.5)$$

Ces débits de consigne vont être corrigés de façon cumulative à la fin de chaque cycle pour atteindre l'équilibre avec la marge désirée. Deux types de corrections s'appliquent : correction de la puissance de réfrigération et correction du niveau de liquide. De façon à contrôler correctement la masse de liquide au cours des scénarios en volant thermique, ces consignes vont pouvoir en plus varier pendant un cycle en fonction de l'évolution des paramètres  $L_{sat}$  et  $x$ .

## Correction du niveau

Pour une même pression initiale et finale du bain, le niveau de liquide aura varié à la fin d'un cycle étant donné que les régulations de débits ne sont pas parfaites et que les débitmètres peuvent eux-mêmes avoir des erreurs. Afin de corriger cette variation de niveau, il faut créer un différentiel entre les consignes des débits d'entrée et de sortie du bain. Le but de cette correction est de stabiliser le niveau à une valeur de consigne ( $z_0$ ) plus ou moins une certaine bande morte ( $\Delta z_0$ ). Pour cela, on vient modifier  $\dot{m}_{940}^{SP}$  qui est corrigé en fonction du bilan de masse sur un cycle mais également de l'écart par rapport au niveau de consigne (équation ( VI.6 )). La partie du fluide se transformant en vapeur lors de la détente JT (flash) à travers la vanne CV940 doit être compensée pour obtenir la bonne proportion de liquide. De même, le débit  $\dot{m}_{969}$  est également directement impacté par le flash de la vanne CV940. Pour que l'actionneur régulant le débit de sortie n'ait pas à compenser cette variation de débit,  $\dot{m}_{969}^{SP}$  est également corrigé mais uniquement par la partie vapeur de la correction de niveau ( VI.7 ).

Si la somme des écarts de niveau est supérieure à la bande morte,  $|\Delta z_{cycle_i} + \Delta z_{consigne_i}| > \Delta z_0$ , alors les corrections suivantes sont appliquées:

$$\dot{m}_{940_{i+1}}^{SP} = \dot{m}_{940_i}^{SP} - \dot{m}_{Niv_i}^{Cor} \quad (VI.6)$$

$$\dot{m}_{969_{i+1}}^{SP} = \dot{m}_{969_i}^{SP} - x \dot{m}_{Niv_i}^{Cor} \quad (VI.7)$$

avec :

$$\dot{m}_{Niv_i}^{Cor} = \frac{\Delta m_{Bain_i}}{T_0(1-x)} \quad (VI.8)$$

où

$$\Delta m_{Bain_i} = \frac{(\Delta z_{cycle_i} + \Delta z_{consigne_i})}{100} \rho_{liq}(t + T_0) V_{Bain}$$

et

$$\Delta z_{cycle_i} = z(t_i + T_0) - z(t_i)$$

$$\Delta z_{consigne_i} = z(t_i + T_i) - z_0$$

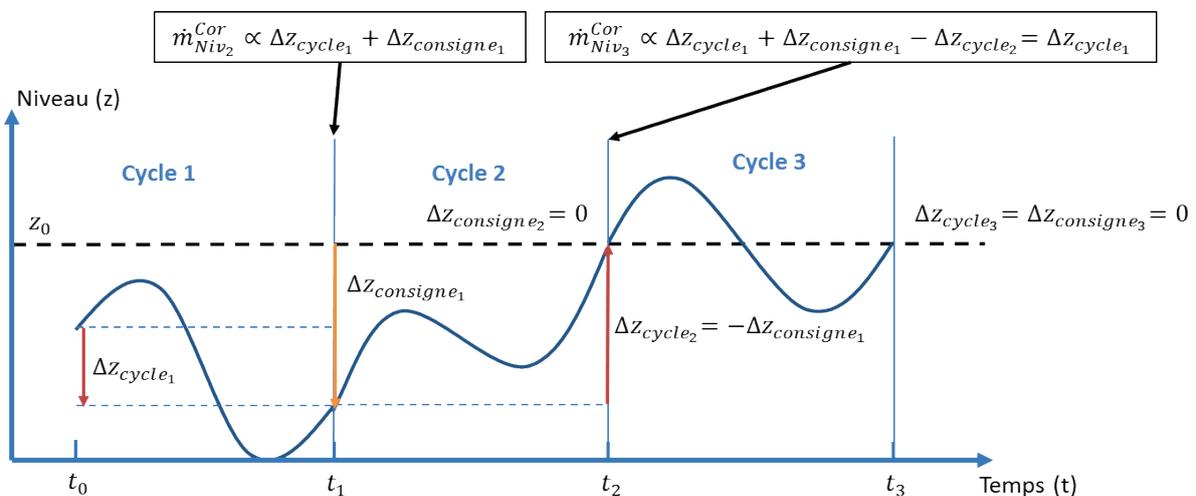


Figure VI.3 Principe de stabilisation du niveau par corrections successives de  $\dot{m}_{940}^{SP}$

Ce schéma de correction (Figure VI.3) permet en théorie de faire converger le niveau mesuré vers le niveau de consigne en 3 cycles en connaissant uniquement le niveau de liquide au début de chaque cycle. A la fin du premier cycle (début du second), le débit d'entrée est corrigé de sorte à compenser à la fois la variation de liquide sur le cycle mais également l'écart par rapport au niveau de consigne. A la fin du second cycle, le niveau est théoriquement égal au niveau de consigne avec une variation sur un cycle égale à l'opposé de l'écart à la consigne du cycle précédent. Puisque les corrections s'additionnent algébriquement au fil des cycles ( VI.6 ), la correction appliquée au troisième cycle correspond uniquement à la variation de niveau du premier cycle. Le niveau est donc stable et sa valeur est celle de la consigne, pour autant que la charge thermique appliquée ait été rigoureusement identique.

Cette correction du débit de consigne  $\dot{m}_{940}^{SP}$  est peu sensible aux erreurs de mesure de niveau puisque ce sont toujours des différences qui sont calculées, les erreurs systématiques (e.g. un offset éventuel) s'annulent donc. En revanche une erreur sur le calcul du titre en sortie de la vanne CV940 amène à des sur ou sous corrections qui sont à prendre en considération. Il est, pour des questions de stabilité, toujours préférable d'avoir une sous-correction qui n'engendre pas d'oscillations de grandes amplitudes.

La correction de niveau va varier au cours d'un cycle en fonction du flash  $x$  de manière à contrôler la masse fournie au bain quel que soit sa pression.

### Correction de la puissance de réfrigération

Le chauffage du bain EH960 est également utilisé comme actionneur pour réguler le débit de sortie lorsque la vanne CV969 ne régule plus le débit (saturation à son ouverture maximale). Cette action ( $\dot{q}_{Regul}$ ) vient s'additionner à l'éventuel profil de puissance qui est appliqué au chauffage par ailleurs ( $\dot{q}_{Profil}$ ).

L'idée principale de cette méthode de lissage adaptatif réside dans les calculs de corrections des débits de consigne qui sont fonction de l'énergie dissipée par  $\dot{q}_{Regul}$  au cours d'un cycle.

Dans une configuration idéale, la valeur moyenne de  $\dot{q}_{Regul}$  se situe entre deux valeurs, imposées par l'opérateur, formant un intervalle :  $[\dot{q}_{Min} : \dot{q}_{Max}]$ . Le système possède donc toujours une certaine réserve d'énergie en surplus au cas où la puissance déposée viendrait à varier. Ces bornes sont définies comme une fraction de l'énergie évaporée équivalente au débit de sortie du bain :

$$\dot{q}_{Max} = \dot{m}_{969}^{SP} L_{sat} Max = 2 \dot{q}_{Min} \quad (VI.9)$$

$$\overline{\dot{q}_{Regul}} = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} \dot{q}_{Regul}(t) dt \quad (VI.10)$$

La valeur de la marge choisie ( $Max$ ) en début de scénario vaut typiquement 0.1 soit 10% de la puissance évaporée équivalente ( VI.9 ).

On applique ensuite une méthode de dichotomie pour réaliser la régulation de la puissance de réfrigération :

- Si  $\dot{q}_{Min} \leq \overline{\dot{q}_{regul}} \leq \dot{q}_{Max}$  alors le système est dans la marge voulue et  $\dot{m}_{940}^{SP}$  et  $\dot{m}_{969}^{SP}$  ne sont pas corrigés
- Si  $\overline{\dot{q}_{regul}} > \dot{q}_{Max}$  alors la part de chauffage de régulation est trop importante signifiant que les débits du bain sont trop élevés. La correction appliquée aux 2 consignes ( $\dot{m}_{940}^{SP}$  et  $\dot{m}_{969}^{SP}$ ) est alors :

$$\dot{m}_{i+1}^{SP} = \dot{m}_i^{SP} - \dot{m}_{Pref_i}^{Cor} \quad (\text{VI.11})$$

avec :

$$\dot{m}_{Pref_i}^{Cor} = \frac{1}{2} \frac{\overline{\dot{q}_{Regul}_i}}{L_{sat}(1-x)} \quad (\text{VI.12})$$

Et

$$\dot{m}_i^{SP} = \dot{m}_{940_i}^{SP} = \dot{m}_{969_i}^{SP}$$

- Inversement si  $\overline{\dot{q}_{Regul}} < \dot{q}_{Min}$  alors la part de chauffage de régulation est trop faible. L'ajout d'une correction dépendant de  $\overline{\dot{q}_{Regul}}$  n'a pas de sens pour une valeur nulle ou très faible et 2 cas sont distingués :
  - o Si  $\frac{1}{2}\dot{q}_{Min} \leq \overline{\dot{q}_{regul}} < \dot{q}_{Min}$  alors :

$$\dot{m}^{SP} = \dot{m}^{SP} + \dot{m}_{Pref}^{Cor} \quad (\text{VI.13})$$

- o Si  $\overline{\dot{q}_{regul}} < \frac{1}{2}\dot{q}_{Min}$  alors la valeur est considérée comme trop faible et une correction fixe est appliquée :

$$\dot{m}^{SP} = \dot{m}^{SP} + \frac{1}{2} \frac{\dot{q}_{Min}}{L_{sat}(1-x)} \quad (\text{VI.14})$$

Le ratio de 2 entre  $\dot{q}_{Min}$  et  $\dot{q}_{Max}$  ainsi que la correction de  $\dot{q}_{Ref}$  avec un facteur 1/2 permettent en théorie de ne jamais traverser l'intervalle  $[\dot{q}_{Min} : \dot{q}_{Max}]$  d'une correction à l'autre.

La correction de puissance de réfrigération va varier au cours d'un cycle en fonction de la chaleur latente de vaporisation  $L_{sat}$  et du flash  $x$  de manière à contrôler précisément la correction quel que soit la pression du bain.

Le diagramme logique suivant résume l'algorithme de calcul des débits de consigne :

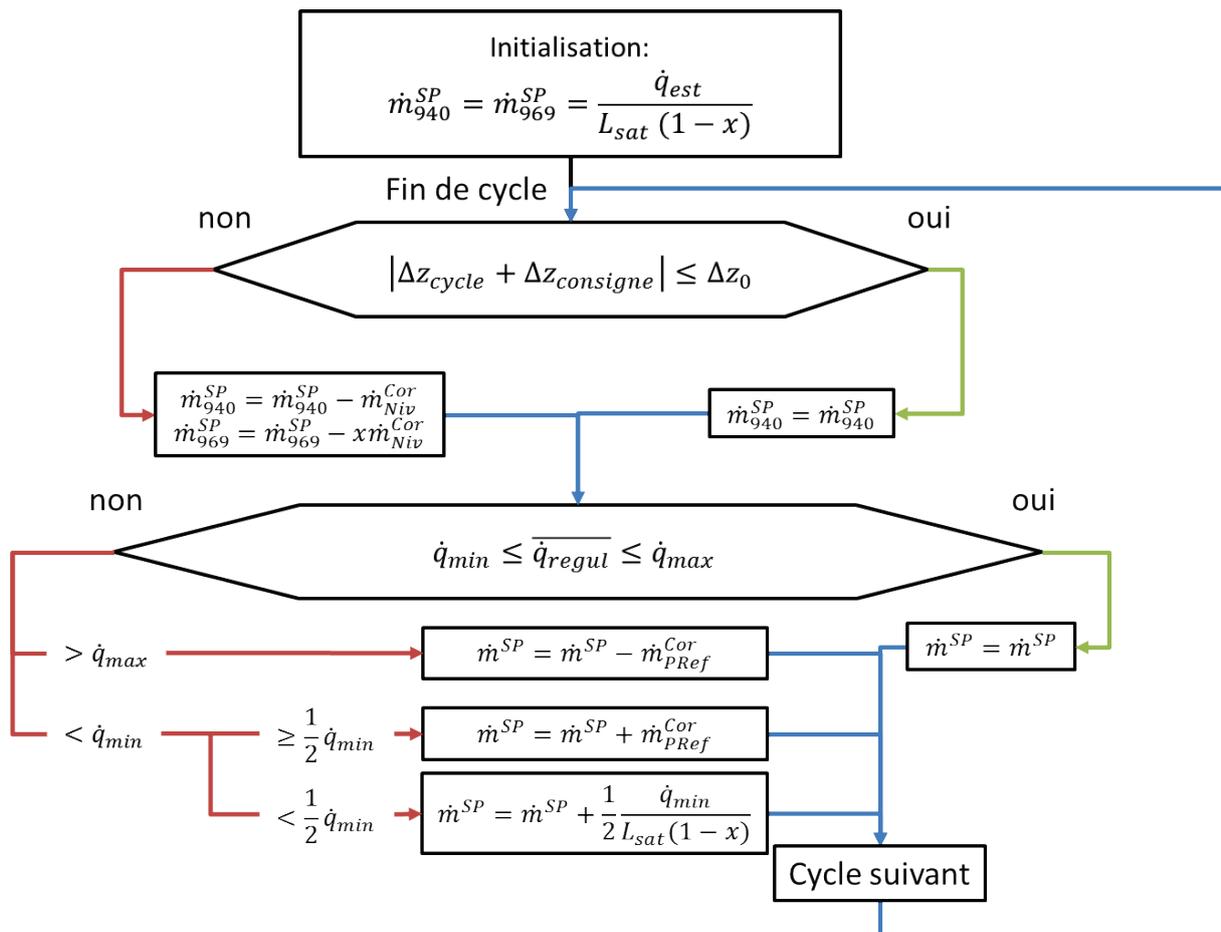


Figure VI.4 Diagramme logique de l'algorithme de calcul des débits de consigne

### VI.1.2 Validations expérimentales

C'est la première fois que cet algorithme est testé sur une installation expérimentale. Le développement de la partie régulation a été fait à l'aide de l'outil de simulation EcosimPro et le modèle de la boucle HELIOS décrit dans le Chapitre III. Une fois les blocs logiques conçus et validés numériquement, ils ont été implémentés dans l'API à l'aide de l'interface Schneider « UNITY PRO XL » [79]. Les résultats expérimentaux ont été obtenus au cours de la campagne expérimentale de Janvier 2013.

La validation expérimentale va ainsi se dérouler en 3 points principaux afin de démontrer la convergence de la stratégie de lissage adaptatif :

- Tout d'abord la stabilité des régulations et de l'algorithme de calcul des consignes est testée sur une série de 10 cycles de 900 s chacun en configuration volant thermique. Le nombre de cycles est assez important pour pouvoir déceler les irrégularités ou divergences.
- Des cycles avec charges variables vont être appliqués pour solliciter le système et observer son comportement dynamique
- Enfin le circulateur froid sera choisi comme actionneur principal pour observer les différences éventuelles dans les dynamiques observées

### VI.1.2.1 Stabilité en volant thermique

Le cas du bain utilisé en tant que volant thermique est le cas le plus difficile puisque la variation de pression du bain va engendrer divers phénomènes qui peuvent parasiter les régulations (variations du niveau, du titre à l'entrée, de la chaleur latente de vaporisation). On va montrer qu'expérimentalement, pour une série de 10 cycles consécutifs, le système est stable et que ses paramètres convergent correctement.

Chaque cycle a une durée totale de 900 s, tous les cycles sont identiques. Cette durée courte par rapport au scénario classique JT-60SA de 1800 s a été choisie pour maximiser le nombre de cycle. Les paramètres utilisés sont résumés dans le Tableau VI.1. Les profils de charge appliqués aux chauffages de la boucle et du bain sont décrits sur la Figure VI.5. Les puissances moyennes sont identiques aux cas JT-60SA mais le profil appliqué à la boucle est un créneau simple.

Tableau VI.1 Paramètres du scénario 900 s / 10 cycles

Paramètres		
$\dot{q}_{est}$		336 W
Max		5 %
$Seuil_{haut}/Seuil_{Bas}$		1.1 / 0.95
Condition initiale	FE958	51 g.s <sup>-1</sup>
	PT980/PDT980	3.05 bar / 0.35 bar
	PT960	1.17 bar
$K / t_i$ Régulation CV940		2 g.s <sup>-1</sup> / 10 s
$K / t_i$ Régulation CV969		1 g.s <sup>-1</sup> / 1 s
$K / t_i$ Régulation EH960		5 W / 7 s
$K / t_i$ Régulation CP980		5 % / 4 s

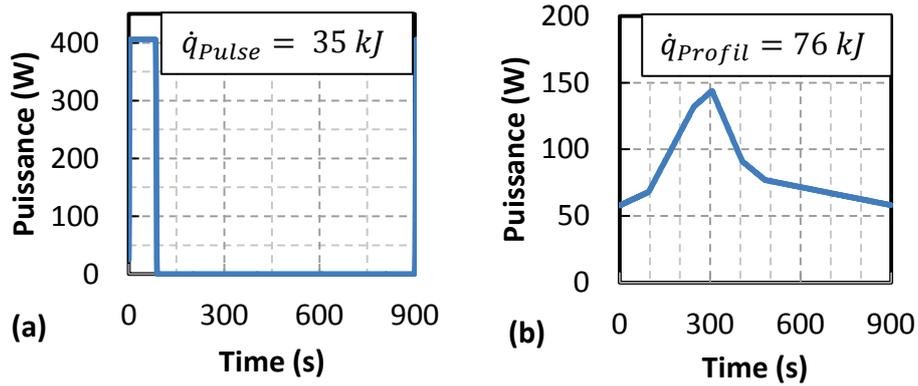


Figure VI.5 Profils de charge appliqués sur l'ensemble 1-2-3 EH971 (a) et sur EH960 (b)

Chacun des cycles se déroule typiquement en 3 phases distinctes :

- Au début du cycle, c'est le chauffage EH960 qui régule le débit de sortie du bain à la consigne initiale  $\dot{m}_{969}^{SP}$ , calculée à partir de  $\dot{q}_{est}$ . En effet les pertes statiques du système seules ne suffisent pas à atteindre le débit d'évaporation requis. Lorsque les profils de puissance sont appliqués sur la boucle et le bain, la régulation du chauffage EH<sub>Bain</sub> compense et réduit la puissance injectée.
- Ensuite le débit de sortie du bain va augmenter jusqu'à atteindre  $\dot{m}_{969}^{SP} \times Seuil_{haut}$ . A ce moment, le chauffage se coupe ( $\dot{q}_{Regul} = 0$ ) et c'est l'actionneur principal (la vanne CV969 dans ce cas) qui prend le relai. La vanne se ferme afin de contrôler le débit de sortie du bain, ce qui engendre une augmentation de pression du volant thermique. Elle se ré-ouvre en fin de cycle lorsque l'évaporation devient insuffisante.
- Au moment où le débit de sortie passe en dessous de  $\dot{m}_{969}^{SP} \times Seuil_{bas}$ , la vanne est ouverte à son maximum et la régulation du chauffage EH960 prend à nouveau le relai jusqu'à la fin du cycle en démarrant à la valeur  $\dot{q}_{diff}$  calculée à l'aide de l'équation ( VI.12 ).

La Figure VI.6 montre l'évolution sur 10 cycles de la puissance de réfrigération ( $\dot{q}_{Ref}$ ) ainsi que les valeurs des actionneurs : ouverture de CV969 et puissance injectée  $\dot{q}_{Regul}$ . La puissance de réfrigération estimée pour initialiser le premier cycle (volontairement surestimée) est de 336 W, ce qui génère une consigne de débit de 24 g.s<sup>-1</sup>. On observe bien les trois phases décrites ci-dessus. Cependant, et c'est le cas pour trois autres cycles de cette série, il n'y a pas de FF du régulateur de EH960. Le chauffage démarre donc à 0 W et met environ 100 s pour atteindre la valeur qu'il aurait atteinte à l'aide du calcul de FF. L'impact est important sur la régulation du débit de sortie et par conséquent sur  $\dot{q}_{Ref}$  ( VI.1 ) qui chute brutalement. La puissance moyenne de  $\dot{q}_{Regul}$  est de 84 W pour le 1<sup>er</sup> cycle (Figure VI.7), soit 28 % de  $\dot{q}_{Ref}$ . Au fur et à mesure des cycles, la part de régulation de chauffage diminue tandis que celle de la vanne augmente (passant de 330 s de temps de régulation à 690 s en fin de scénario). Dès le 6<sup>eme</sup> cycle l'équilibre est quasi atteint. Au 10<sup>eme</sup> cycle,  $\dot{q}_{Ref}$  converge à 229 W avec une part de chauffage de régulation de 15 W, soit 6.5%. Comme le montre la Figure VI.7, cette valeur se situe dans l'intervalle  $[\dot{q}_{Min} \dot{q}_{Max}]$  qui représente entre 3.9 et 7.8 % de  $\dot{q}_{Ref}$ . Il est à noter que ces deux valeurs sont différentes de l'intervalle 2.5 – 5 % qui correspond à la marge de chauffage voulu par rapport à la puissance équivalente du débit sortant ( VI.9 ), incluant de ce fait la part de flash.

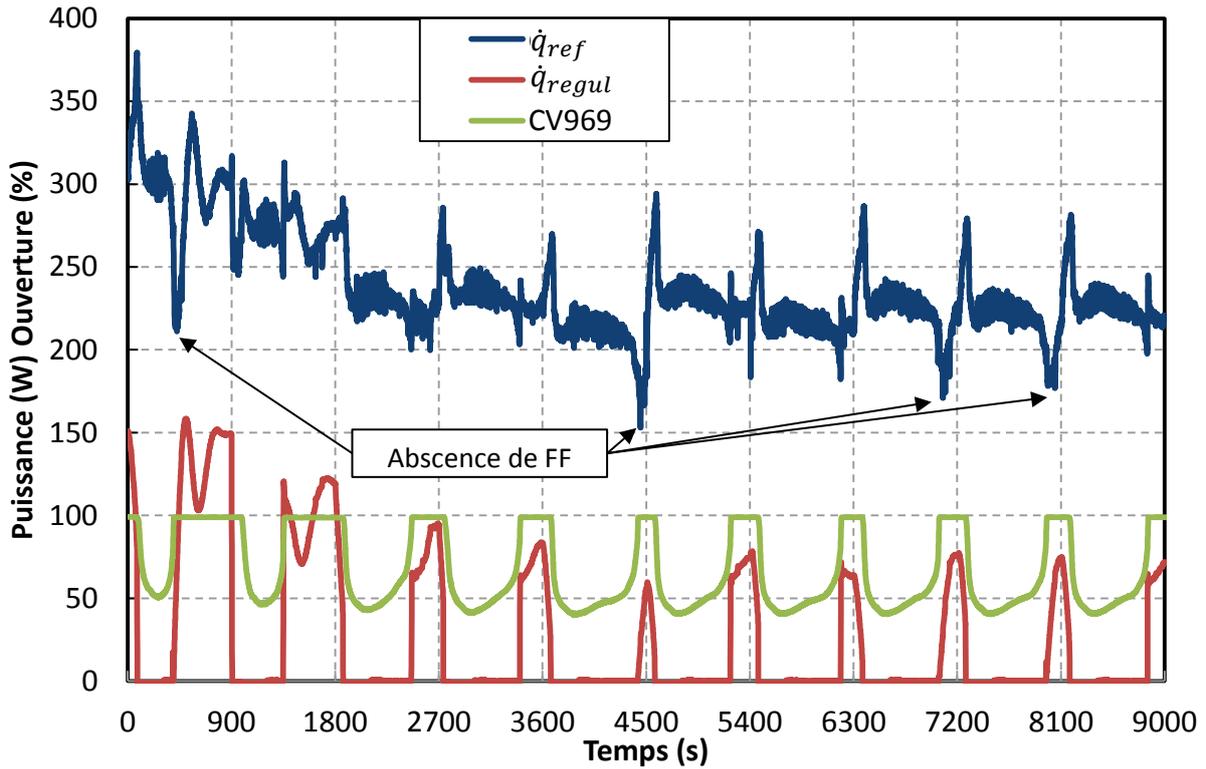


Figure VI.6 Puissance de réfrigération,  $\dot{q}_{Regul}$ , et ouverture CV969 pour 10 cycles de 900 s

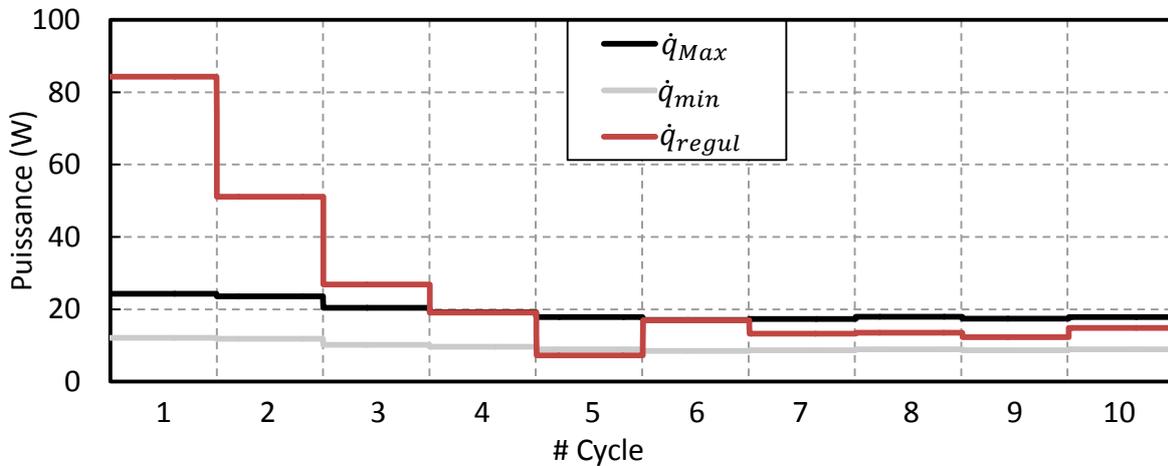


Figure VI.7 Comparaison pour chaque cycle de la puissance moyenne de  $\dot{q}_{Regul}$  et des marges  $\dot{q}_{Max}$  et  $\dot{q}_{Min}$  pour 10 cycles de 900 s

Sur la Figure VI.8, le débit d'entrée FE940 suit parfaitement la consigne demandée. Le débit de sortie FE969 subit des variations qui sont dues aux changements d'actionneur. Les plus importantes d'entre elles sont dues au problème de FF sur 4 des 10 cycles, les autres sont inhérentes aux seuils d'hystérésis utilisés pour le changement d'actionneur (seuil haut 10 % et bas 5 %). On observe la dépendance dynamique des deux consignes de débit vis-à-vis du flash et de la chaleur latente de vaporisation à l'intérieur d'un cycle : les consignes, réajustées séparément au début de chaque cycle avec les facteurs de correction dépendant de la variation du niveau et de la puissance de chauffage additionnel, évoluent également légèrement à l'intérieur d'un cycle de manière identique pour chaque débit.

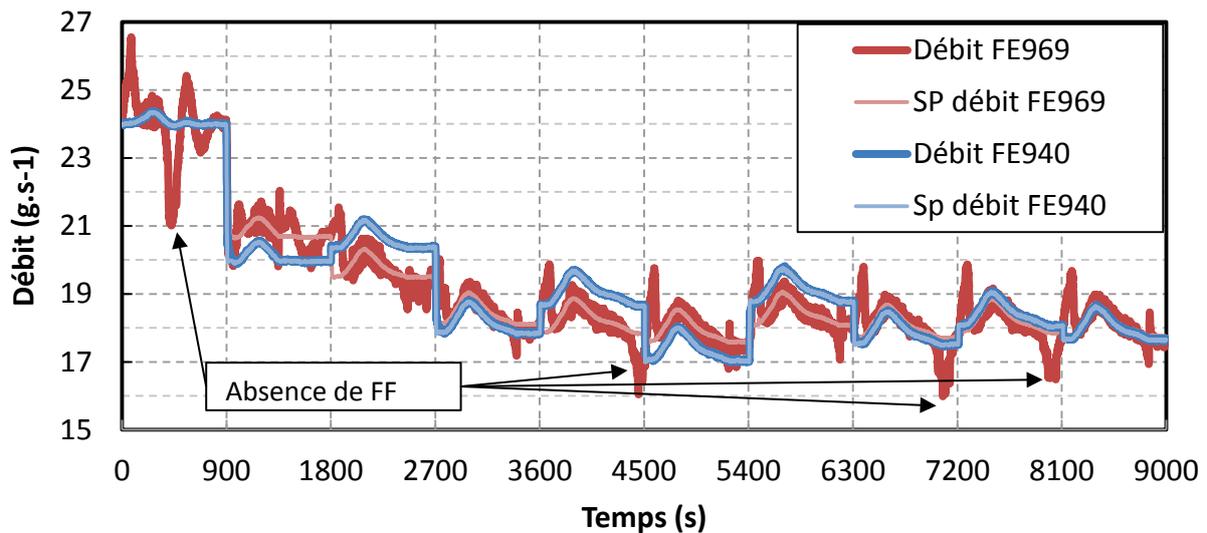


Figure VI.8 Débits entrée/sortie du bain avec leurs consignes respectives pour 10 cycles de 900 s

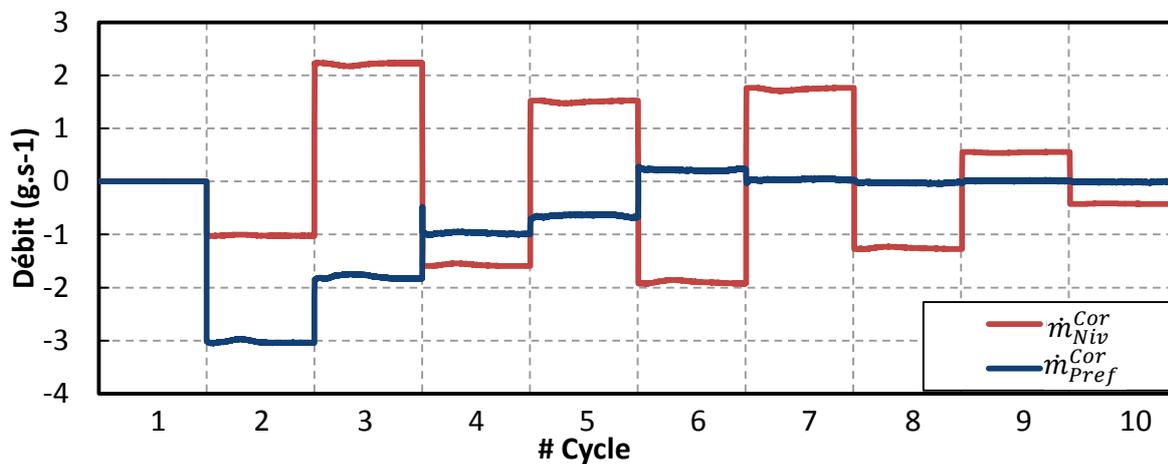


Figure VI.9 Variations des corrections de débits liés au niveau et à la puissance de réfrigération pour chaque cycle pour 10 cycles de 900 s

La Figure VI.9 montre l'évolution des corrections de niveau et de puissance de réfrigération cycle après cycle. Les deux corrections tendent à se stabiliser autour d'une valeur nulle : de façon progressive pour  $\dot{m}_{Niv}^{Cor}$  et en l'espace de 5 cycles pour  $\dot{m}_{Pref}^{Cor}$ . Pour la correction de niveau, cette évolution s'accompagne d'une valeur absolue qui se rapproche de  $0 \text{ g.s}^{-1}$  signifiant que l'écart statique entre les débitmètres d'entrée et de sortie est faible.

L'évolution de la pression du volant thermique (Figure VI.10) reflète l'augmentation du temps de régulation de la vanne CV969 : plus elle régule longtemps et plus la pression maximale du bain durant un cycle est importante. On observe également une légère diminution de la pression minimale qui est liée à la réduction de la perte de charge dans la ligne BP lorsque le débit de sortie du bain diminue (-20 mbar). L'amplitude de variation de la pression passe donc de 0.11 (1<sup>er</sup> cycle) à 0.19 bar (dernier cycle). L'augmentation de la température du bain qui en résulte impacte la température 1TT959 (Figure VI.11). La température maximale observée au bout de 10 cycles est de 4.6 K soit une augmentation de 70 mK par rapport au cycle initial.

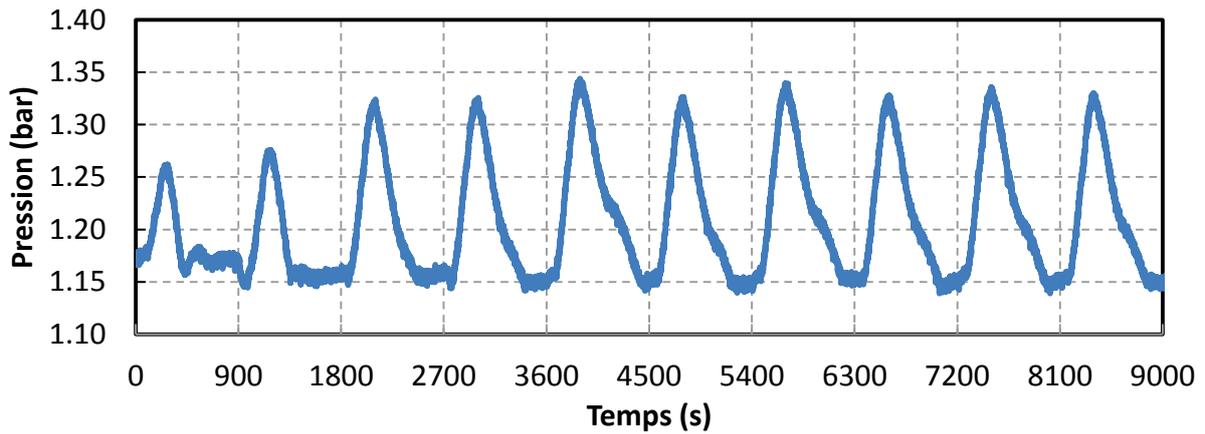


Figure VI.10 Pression du volant thermique pour 10 cycles de 900 s

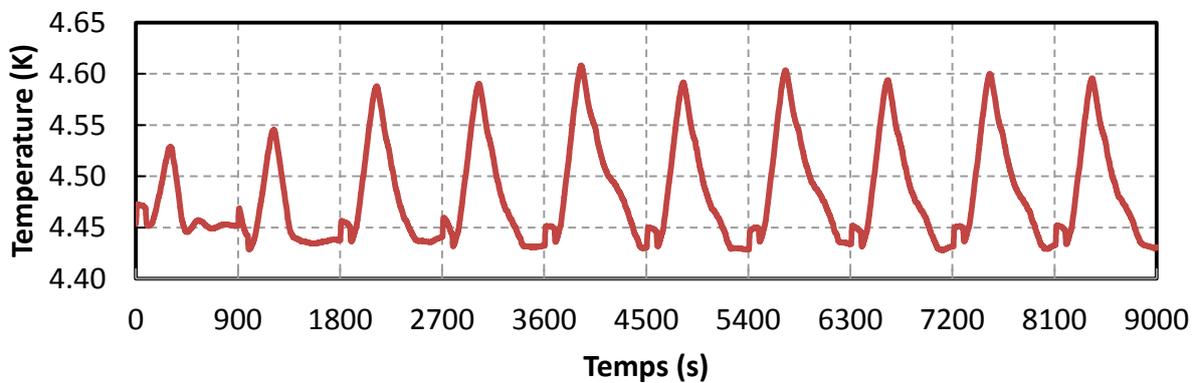


Figure VI.11 Température en sortie d'échangeur HX1 (1TT959) pour 10 cycles de 900 s

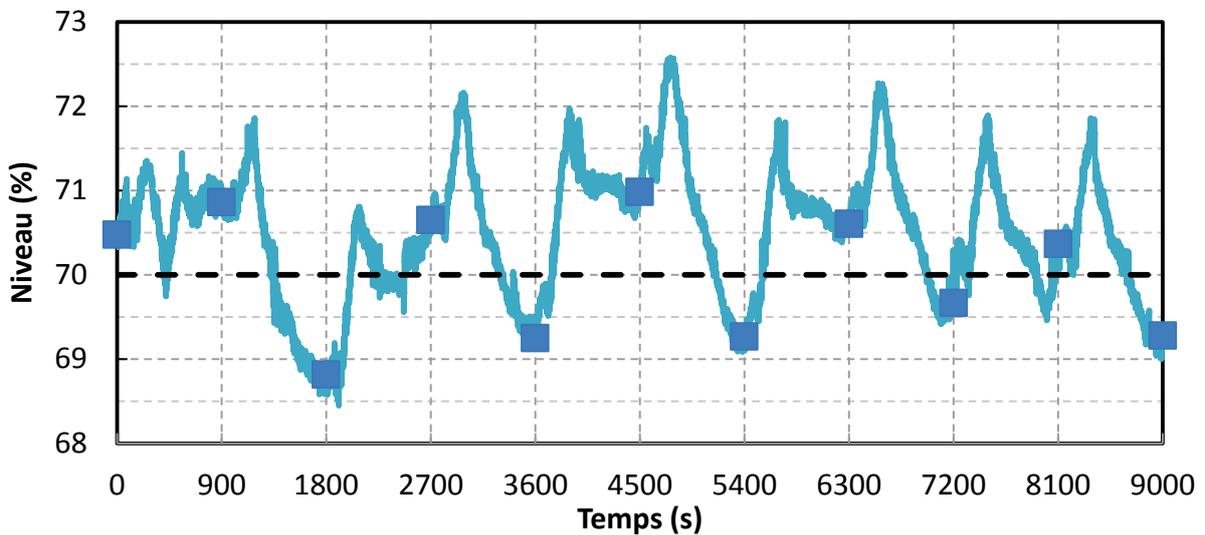


Figure VI.12 Niveau de liquide du bain en % du volume total avec les points utilisés pour les calculs de correction et la consigne à 70 % en pointillés pour 10 cycles de 900 s

Le niveau (Figure VI.12) ne converge pas aussi rapidement qu'escompté vers la consigne à 70% , cependant les niveaux finaux de chaque cycle (carrés bleu) restent dans une zone de  $\pm 1.5$  % autour de la consigne. On notera que l'amplitude de variation du niveau au cours d'un cycle peut atteindre jusqu'à 4 %. Néanmoins ces variations restent faibles et l'objectif principal, qui est d'éviter une dérive continue du niveau, est atteint.

Ce scénario de 10 cycles a permis de valider expérimentalement la régulation avancée de lissage de charge adaptatif en volant thermique. Les résultats montrent que le système converge correctement à l'intérieur des marges fixées préalablement et que la puissance de réfrigération est effectivement optimisée avec un coût énergétique limité (6.5 % de la  $\dot{q}_{Ref}$ ).

### VI.1.2.2 Cas de charges variables

Un des intérêts de la méthode de lissage adaptatif est qu'elle permet une relative souplesse vis-à-vis des puissances à extraire. Après avoir validé la méthode à l'aide de cycles de charges identiques, nous avons testé la méthode en appliquant des variations de puissance au cours des cycles. Les profils de charge utilisés sont les mêmes que ceux décrits Figure VI.5, en appliquant un facteur de puissance afin de moduler en amplitude la puissance injectée de  $\pm 20\%$  (voir Figure VI.13 et Tableau VI.2). De même les paramètres du scénario sont identiques (Tableau VI.1) à ceci près que la puissance estimée  $\dot{q}_{est}$  est de 250 W et la marge maximum  $Max$  est de 10%. Etant donné que la puissance moyenne des profils de charge est environ égale à 50 % de la puissance de réfrigération (en incluant les pertes et la puissance du circulateur), cela représente en fait  $\pm 10\%$  de  $\dot{q}_{Ref}$ . Le scénario est constitué de 5 cycles avec lissage de charge en volant thermique.

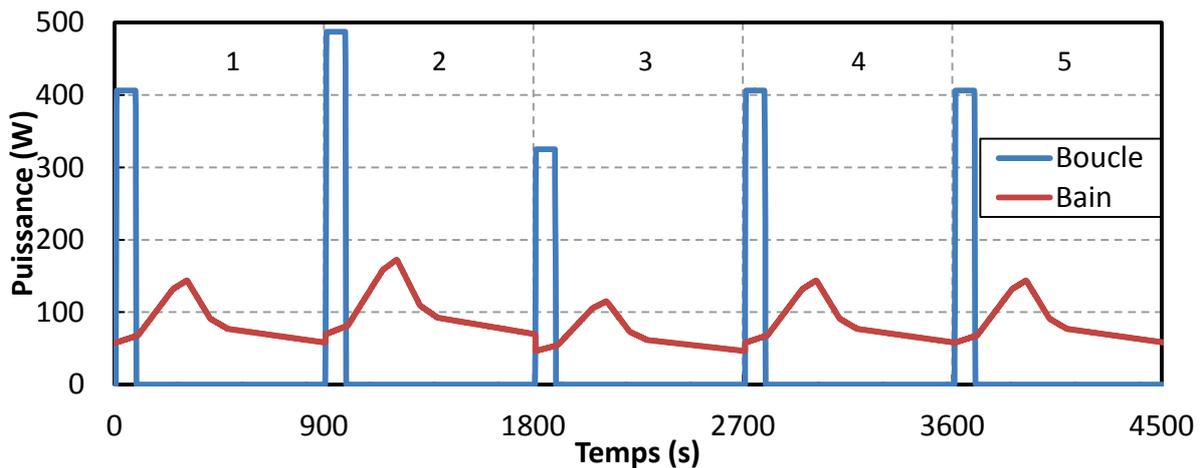


Figure VI.13 Profils de puissance appliqués sur l'ensemble des chauffages 1-2-3 EH971 et sur EH960

Tableau VI.2 Facteur de puissance du scénario de 5 cycles

# Cycles	1	2	3	4	5
Facteur de puissance	1	1.2	0.8	1	1

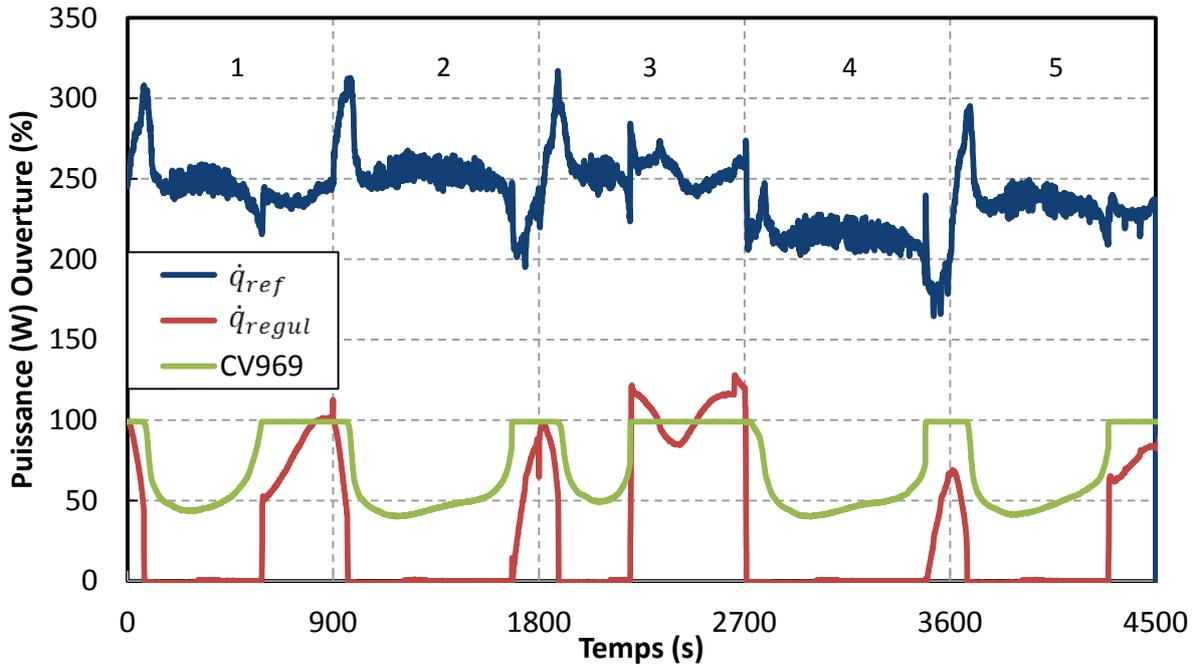


Figure VI.14 Puissance de réfrigération,  $\dot{q}_{Regul}$ , et ouverture CV969 pour 5 cycles de 900 s

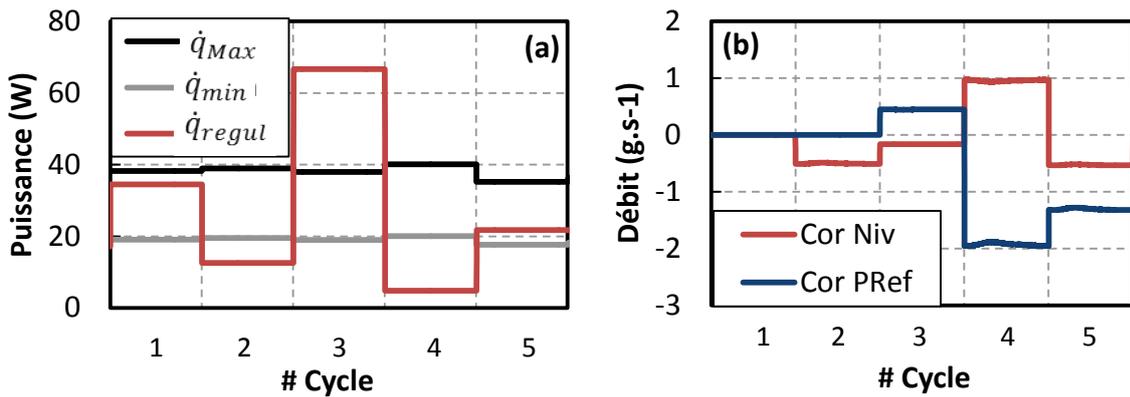


Figure VI.15 (a) Comparaison de la puissance moyenne de  $\dot{q}_{Regul}$  et des marges  $\dot{q}_{Max}$  et  $\dot{q}_{Min}$  (b) Corrections de débits liés au niveau et à la puissance de réfrigération pour 5 cycles de 900 s

Le chauffage de régulation appliqué au cours du cycle 1 se situe à l'intérieur de l'intervalle  $[\dot{q}_{Min} : \dot{q}_{Max}]$  (Figure VI.15 (a)). Il n'y a pas de correction de débit liée à la puissance de réfrigération (b). Lors du cycle 2, la puissance appliquée au système est 20 % supérieure, ce qui se traduit par une augmentation du temps de régulation de la vanne CV969 et une diminution de la puissance de régulation  $\dot{q}_{Regul}$  (Figure VI.14). Grâce à la marge en puissance, le système a pu absorber ce surplus de puissance tout en conservant une faible portion de chauffage de régulation. Toute l'énergie injectée a bien été évacuée au cours du cycle. Au cours du cycle 3 la puissance est réduite de 33% (-20 % par rapport au cycle 1). Cependant une correction positive de la  $\dot{q}_{Ref}$  est appliquée (correction du cycle précédent), ce qui entraîne une importante surestimation de la charge. La vanne CV969 ne régule que pendant 38 % du temps de cycle contre 84 % pour le cycle précédent. La correction  $Cor_{PRef}$  résultante est importante (-2  $g.s^{-1}$ ) et va impacter le cycle 4. Durant ce cycle la vanne CV969 va réguler pendant 89 % du temps pour une puissance identique au cycle 1. Le cycle 5, identique au

précédent, permet au système de retrouver un état stable avec une puissance moyenne  $\overline{\dot{q}_{Regul}}$  de nouveau à l'intérieur de la marge souhaitée.

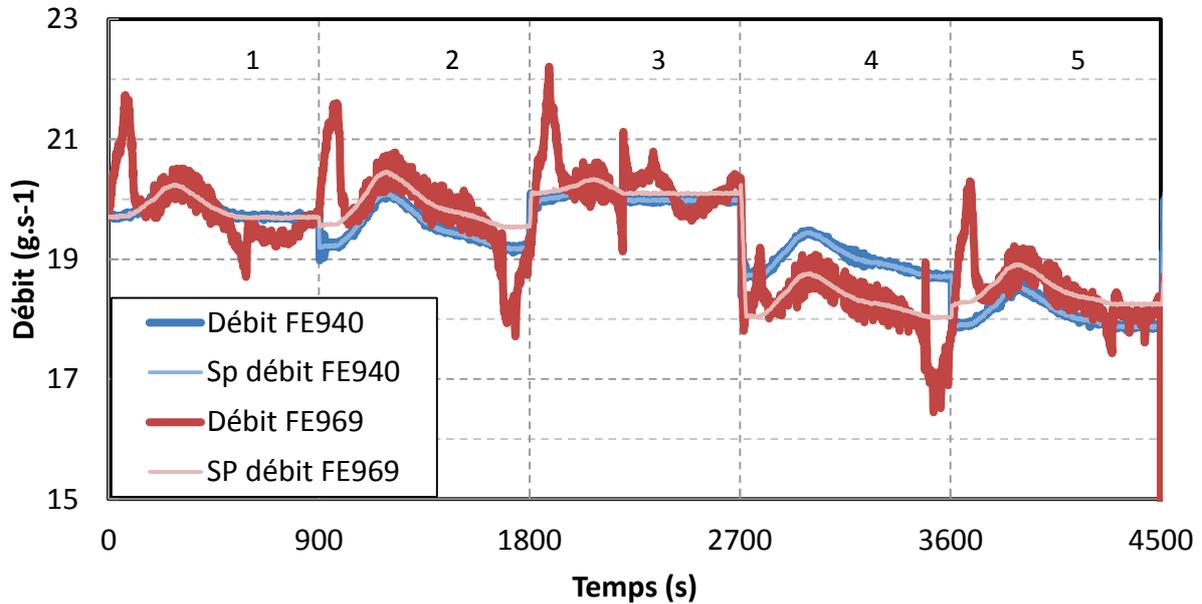


Figure VI.16 Débits entrée/sortie du bain avec leurs consignes respectives pour 5 cycles de 900 s

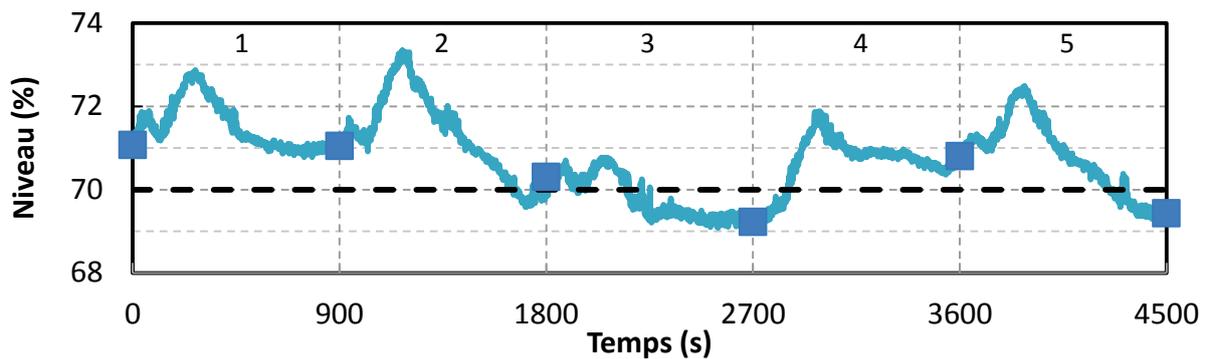


Figure VI.17 Niveau de liquide du bain en % du volume total avec les points utilisés pour les calculs de correction et la consigne à 70 % en pointillés pour 5 cycles de 900 s

La variation du niveau en fin de cycle (carrés bleus sur la Figure VI.17), malgré les variations de puissance, conserve une très bonne stabilité à  $\pm 1\%$  de niveau de la consigne à 70%.

Grâce à cette étude nous avons observé que la méthode de lissage de charge adaptatif pouvait subir des variations des profils de puissance de l'ordre de  $\pm 20\%$  (soit  $\pm 10\%$  de la  $\dot{q}_{Ref}$  effective), avec une marge *Max* de 10% sans que cela ne rende le système instable. Après seulement 2 cycles identiques le système retourne à un état d'équilibre.

### VI.1.2.3 Utilisation du circulateur froid

Les deux cas décrits précédemment sont des scénarios de lissage de type volant thermique. Nous allons montrer dans ce paragraphe comment se comporte le système avec un lissage de charge adaptatif de type circulateur (décrit dans le Chapitre V). Ce type de régulation n'entraîne pas d'augmentation de la pression du bain (l'énergie étant stockée dans la boucle) et donc ne crée pas de

variation de niveau. La régulation du niveau basée sur une correction à la fin de chaque cycle ( $Cor_{Niv}$ ) peut donc être remplacée par une simple régulation du niveau à l'aide de la vanne CV940 et d'un régulateur PI. Cependant les tests effectués n'ont pas été concluants vis-à-vis de la stabilité du débit de sortie. En effet les variations d'ouverture de la vanne CV940 causent des oscillations sur le chauffage de régulation. Le choix a donc été de conserver la méthode de corrections successives de niveau. Le FF sur la régulation du chauffage est toujours présent mais n'a pas d'utilité dans ce cas puisqu'il y a toujours équilibre entre l'évaporation d'hélium et le débit de sortie.

Les profils de charge utilisés sont décrits dans la Figure VI.18. Ils sont identiques en puissance moyenne et en puissance crête au pulse JT-60SA mais la durée d'un cycle est réduite à 1200 s, toujours dans un souci de gain de temps pour les essais. Les paramètres du scénario sont identiques (Tableau VI.1) à ceci près que la puissance estimée  $\dot{q}_{est}$  est de 250 W et la marge maximum  $Max$  est de 10%.

Comme il n'y a pas de variation de température du bain, les consignes de débit seront constantes à l'intérieur d'un cycle et ne seront donc changées qu'en début de chaque cycle en fonction des corrections calculées pour maintenir le niveau et la puissance additionnelle.

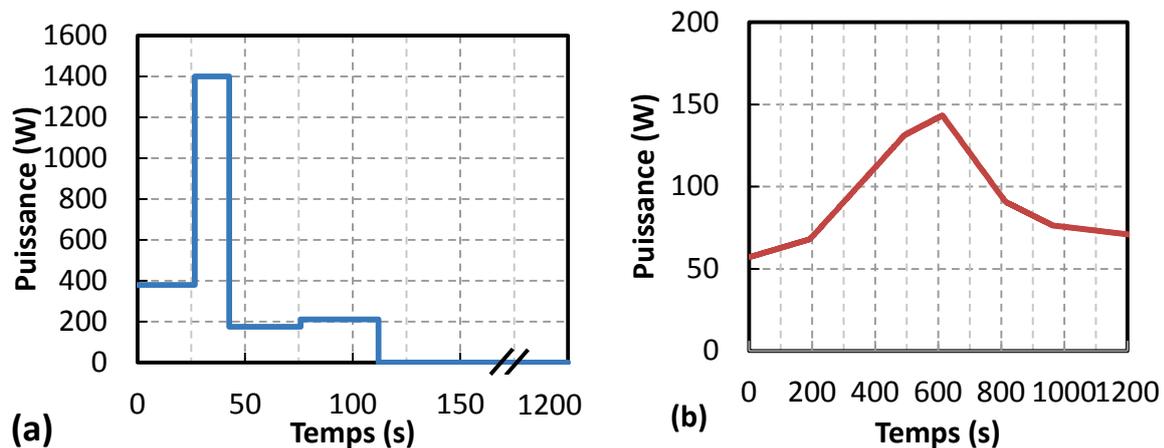


Figure VI.18 Profils de charge appliqués sur l'ensemble 1-2-3 EH971 (a) et sur EH960 (b)

Au cours du premier cycle, une erreur est survenue et la vitesse minimum du circulateur a été momentanément limitée à 30 % au lieu de 10 % (Figure VI.19). Malgré ce premier cycle perturbé (overshoot de  $3 \text{ g.s}^{-1}$  du débit de sortie), on observe au cours des cycles suivants un comportement de la  $\dot{q}_{Ref}$  similaire aux cas précédents. La puissance moyenne de régulation  $\overline{\dot{q}_{Regul}}$  du premier cycle est trop importante et une correction de la  $\dot{q}_{Ref}$  est appliquée pour le second cycle (Figure VI.20 (a)). Les 3 cycles suivants sont stables et dans la marge souhaitée. On remarque que le passage de la régulation du circulateur à celle du chauffage engendre des perturbations de la  $\dot{q}_{Ref}$  identiques à celles observées au cours du 1<sup>er</sup> cas lors de l'absence de FF. On en conclut que les paramètres du régulateur PI pourraient encore être optimisés.

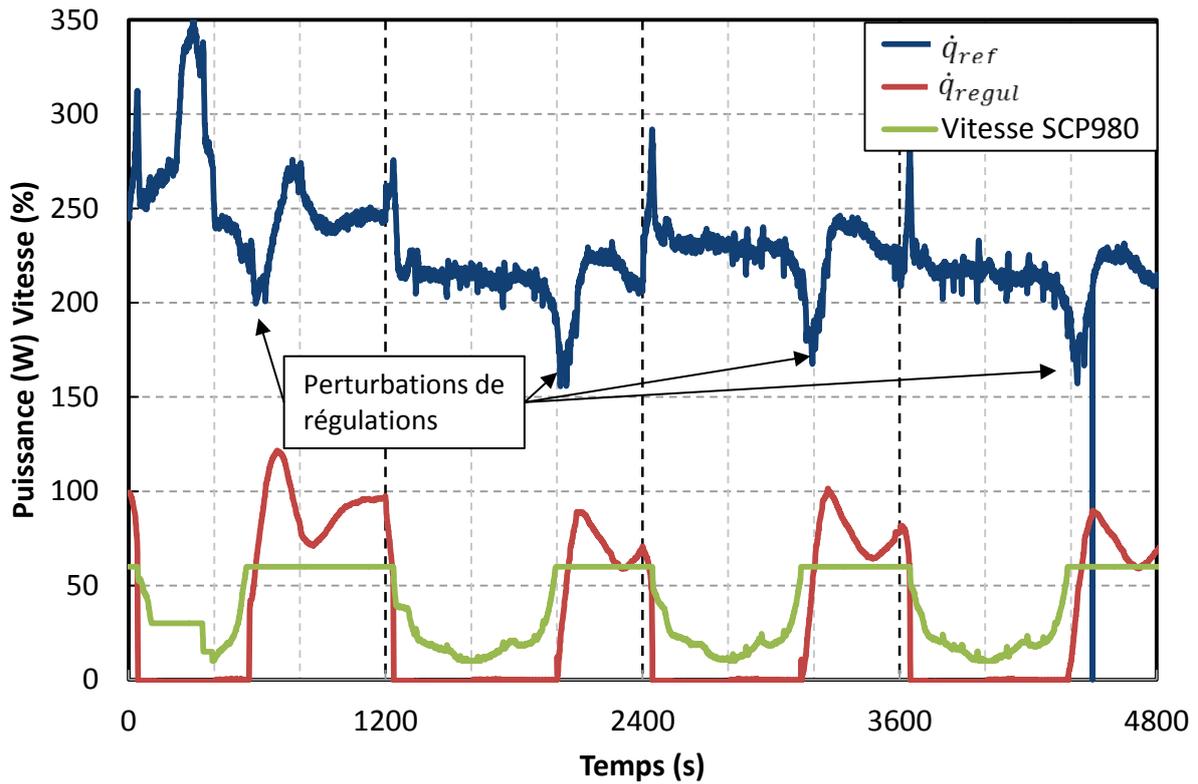


Figure VI.19 Puissance de réfrigération,  $\dot{q}_{Regul}$ , et vitesse du circulateur pour 4 cycles de 1200 s

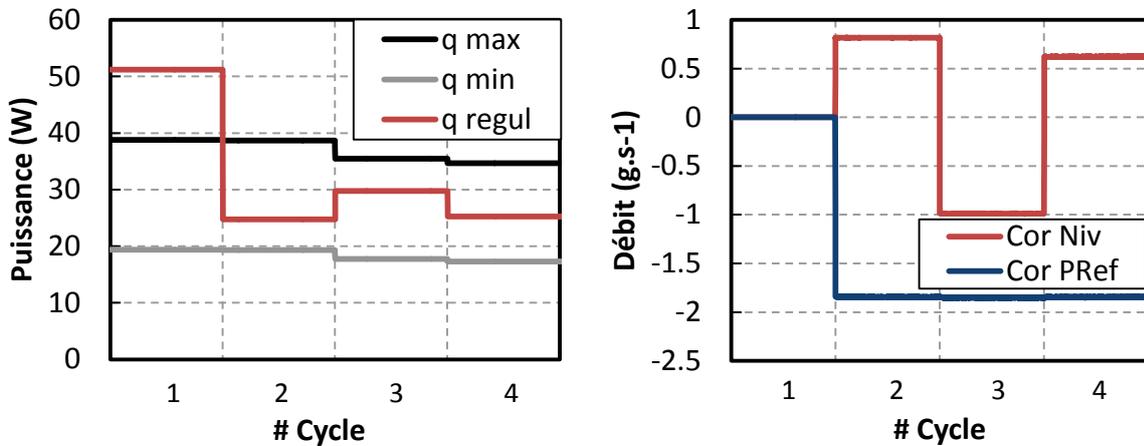


Figure VI.20 (a) Comparaison de la puissance moyenne de  $\dot{q}_{Regul}$  et des marges  $\dot{q}_{Max}$  et  $\dot{q}_{Min}$  (b) Corrections de débits liés au niveau et à la puissance de réfrigération pour 4 cycles de 1200 s

Le changement d'actionneur principal ne modifie pas le comportement du débit de sortie FE969 (Figure VI.21) comparativement au cas du lissage en volant thermique. Cependant l'augmentation du temps de régulation du circulateur induit une augmentation de la pression moyenne de la boucle (Figure VI.22), indépendamment de la pression maximale qui n'est pas affectée. Durant les cycles 2 à 4, la pression de la ligne ne se stabilise qu'à la toute fin des cycles, signifiant qu'un lissage plus prononcé ne pourra pas permettre à la boucle de se réinitialiser complètement avant le cycle suivant. La marge *Max* choisie de 10 % est donc un minimum pour ce type de scénario avec des cycles de 1200 s.

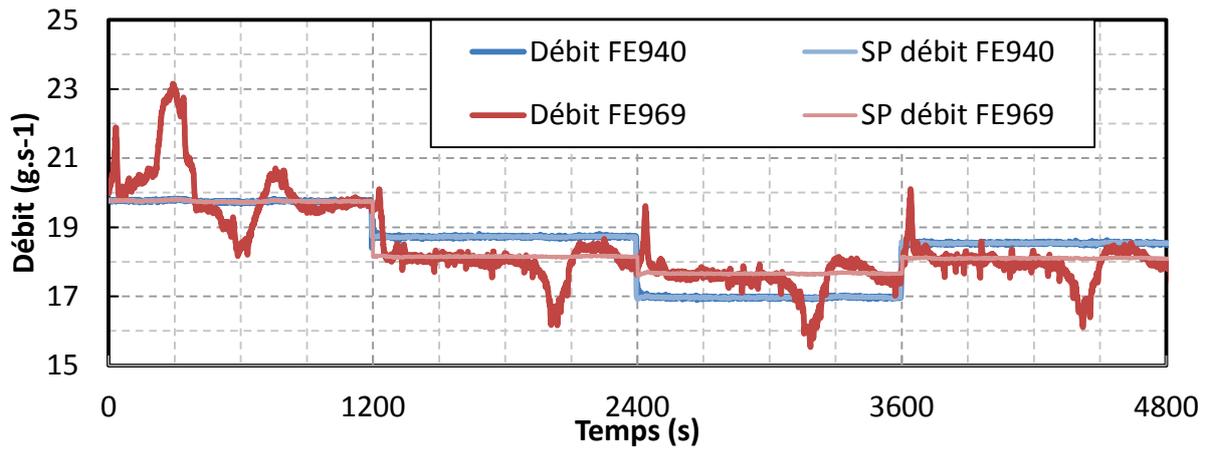


Figure VI.21 Débits entrée/sortie du bain avec leurs consignes respectives pour 4 cycles de 1200 s

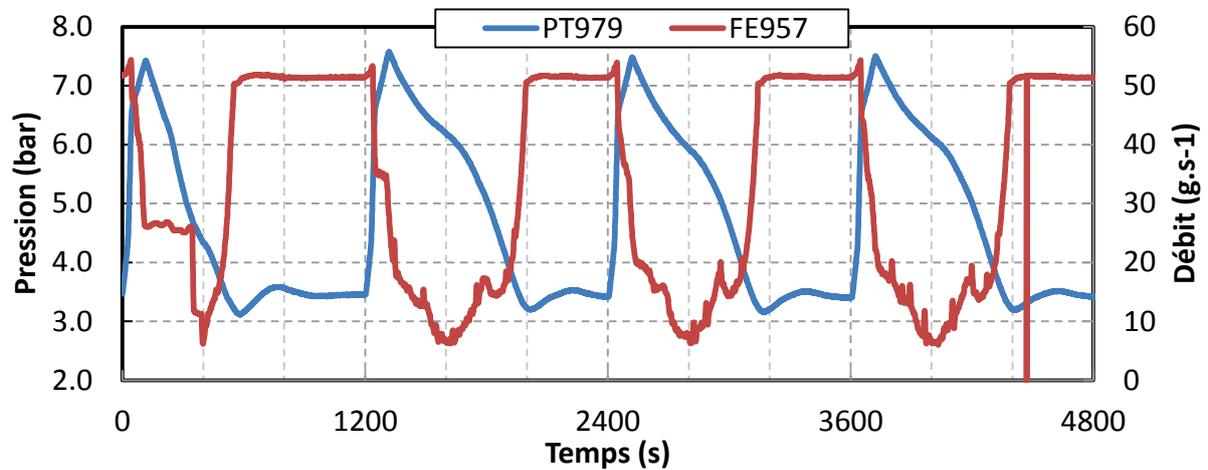


Figure VI.22 Pression et débit de la ligne pour 4 cycles de 1200 s

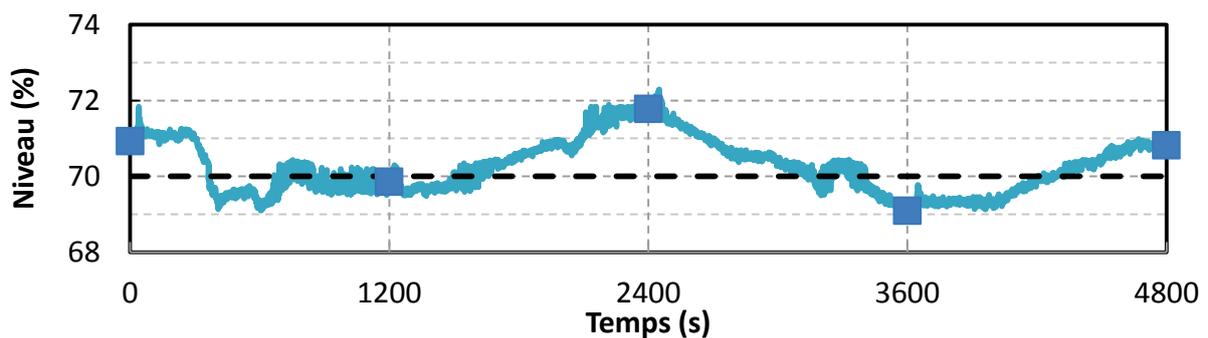


Figure VI.23 Niveau de liquide du bain en % du volume total avec les points utilisés pour les calculs de correction et la consigne à 70 % en pointillés pour 4 cycles de 1200 s

Le niveau (Figure VI.23) est plus stable que dans le cas de lissage à l'aide du volant thermique et varie quasiment linéairement au cours d'un cycle grâce à l'absence de variation de pression du bain. Le nombre de cycle n'est pas suffisant pour clairement montrer la convergence du niveau et donc de la correction associée (Figure VI.20 (b)).

Le cas de l'utilisation du circulateur comme actionneur principal est donc validé sans impact notable sur le comportement de la puissance de réfrigération comparativement au cas volant thermique. Ce résultat peut aussi se généraliser à l'utilisation du lissage de type by-pass qui est très proche dans le mode de fonctionnement mais qui ne sera pas développé ici.

#### *VI.1.2.4 Cas isobare*

Le lissage de charge adaptatif peut être également utilisé dans un cas isobare. Dans ce cas, il ne faut plus considérer seulement le débit entrant FE940 mais également le débit de charge de la boucle via la vanne CV941. La somme de ces 2 débits formant le débit CMT. De plus, comme c'est le cas avec le lissage de type volant thermique, le bain va subir de fortes variations dues à l'apport de liquide par la vanne de décharge de la boucle CV949. La régulation du débit d'entrée doit donc se faire à l'aide de corrections de niveau. Le cas isobare a été correctement validé avec un lissage de type volant thermique. Le comportement de la régulation étant quasi identique aux cas isochore précédents, il ne sera pas développé dans le cadre de cette thèse.

#### *VI.1.2.5 Limitations expérimentales*

Des limitations expérimentales sont apparues au cours de la mise en place de la stratégie de lissage de charge adaptatif et n'ont pas pu être toutes corrigées :

- Le déclenchement par l'API du FF s'est révélé chaotique comme observé dans le lissage avec volant thermique, mais cela n'a malheureusement pas pu être corrigé durant l'unique campagne d'essai consacrée à ce type de régulation avancée.
- L'évaluation expérimentale du titre vapeur en sortie de la vanne CV940 (flash) semble surestimée, en effet pendant les premiers essais une divergence de la correction du niveau est apparue et a été corrigée par une diminution de ce facteur. De ce fait, dans tous les cas qui ont été présentés, la valeur de flash utilisée dans les calculs est réduite de 20% (passage de 36 à 29 %). La raison de cet écart pourrait être un écart statique sur la température mesurée (1TT940) en amont de la vanne JT CV940, écart qui n'a pas pu être corrigé faute d'un thermomètre de référence valable. Cette stratégie de lissage est donc assez sensible au calcul du flash et cela doit être pris en compte lors de son implémentation. Cependant, ceci est particulièrement vrai pour HELIOS, mais l'est moins dans les cas des grands réfrigérateurs de par l'utilisation d'une moyenne pression de 5 bar (contre 16 bar pour HELIOS).
-

## VI.2 Lissages avec estimateur de charge

Le lissage de charge adaptif apporte une réponse au besoin du contrôle de la puissance de réfrigération d'un système soumis à des charges pulsées. Cependant cette méthode possède des limites, entre autres elle n'est efficace que pour des puissances totales déposée régulières. De plus elle nécessite de fournir une première estimation de la charge,  $\dot{q}_{est}$ , pour que le système puisse s'initialiser. Or dans un cas réel, la puissance arrivant sur les aimants est inconnue. Dans ce cas, on peut éventuellement prendre comme première estimation la puissance maximum du réfrigérateur mais cela peut engendrer une surconsommation et une augmentation du nombre de cycles nécessaires pour obtenir une réponse périodique. Pour pallier à ce défaut, une solution consiste à mettre au point un algorithme qui puisse estimer la charge appliquée à la boucle de refroidissement afin d'optimiser le mieux possible le lissage en temps réel. Cependant il faut pouvoir être capable de calculer instantanément cette charge avant qu'elle n'affecte de façon trop importante le débit de sortie du bain. L'estimateur de charge présenté dans cette partie utilise des données physiques de la boucle pour calculer la charge thermique reçue par celle-ci à chaque instant. L'algorithme et sa mise en place pratique sont tout d'abord présentés, puis la méthode est validée expérimentalement sur des scénarios de charges JT-60SA. Cette méthode peut être appliquée à la fois en configuration isochore et isobare.

Un dépôt de brevet [80] est en cours concernant cette méthode de lissage de charge.

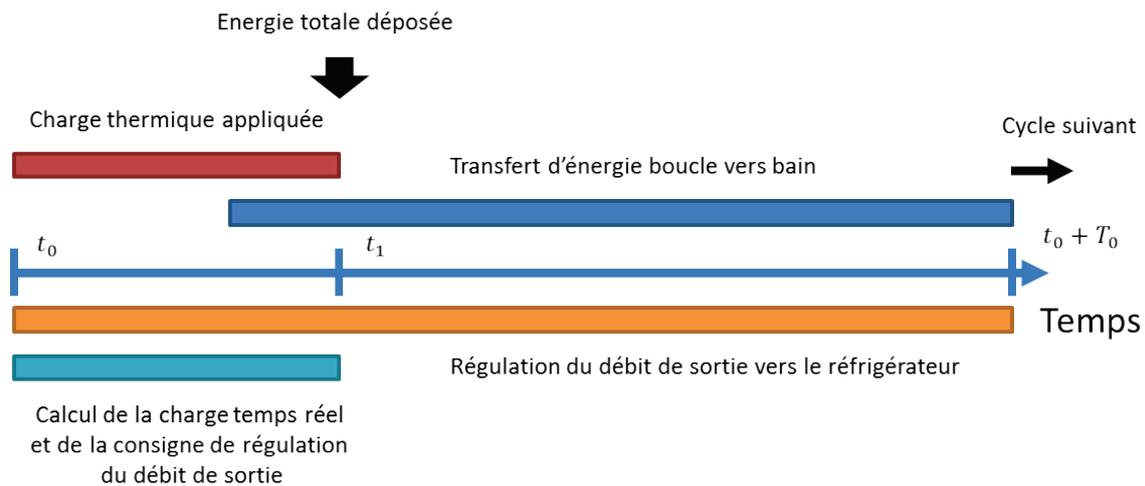
### VI.2.1 Description de la méthode

L'intérêt de cette régulation est d'utiliser des paramètres physiques de la boucle de refroidissement (pression, températures, débits) pour calculer instantanément la charge thermique qui est réellement déposée dans la boucle avant qu'elle n'atteigne le bain et n'y soit transférée. Cet estimateur est réalisé à l'aide de l'API qui contrôle HELIOS. Cette méthode peut fonctionner avec une des méthodes de lissage de charge décrites dans le Chapitre V.

La façon de procéder peut être résumée en 3 étapes clés:

- L'API interpole constamment des valeurs de tableaux de données physiques, préalablement mises en mémoire, afin de calculer, en fonction des informations des capteurs du système, les grandeurs telles que l'enthalpie massique, l'énergie interne massique ou la densité.
- En effectuant un bilan d'énergie du système, il est possible de calculer en temps réel la variation d'énergie que subit la boucle et donc d'en déduire la charge thermique déposée.
- La connaissance de la charge peut ensuite être mise à contribution pour optimiser la régulation de la puissance de réfrigération en temps réel.

De façon chronologique cela donne schématiquement :



**Figure VI.24 Chronologie schématique des transferts d'énergie d'un pulse vis-à-vis des étapes de régulation**

La régulation de la puissance de réfrigération est active dès le début du cycle et utilise les données du système à l'équilibre (puissance HX1 et HX2, flash, chauffage EH960) pour déterminer les valeurs initiales des consignes de débits du bain. Elles sont ensuite modifiées en temps réel en fonction de l'estimation de la charge jusqu'à parvenir à l'optimum au moment où la charge est entièrement connue (temps  $t_1$  sur Figure VI.24).

L'utilisation de l'API comme calculateur est une fonctionnalité innovante de cette méthode. En effet, dans l'industrie, les API sont par définition uniquement un moyen de contrôle d'actionneurs (vannes, pompe, moteur etc...), leur robustesse étant primordiale devant leurs puissances de calcul.

#### VI.2.1.1 Bilan d'énergie et estimation de charge

L'estimateur de charge pourra être utilisé indifféremment en mode isochore ou isobare. Dans chacun des cas, il est possible de relier les variations de grandeurs physiques mesurables ou calculables à la puissance transmise à la boucle.

- Mode isochore : le circuit étant fermé, la pression de la boucle est libre de varier. Ses variations sont directement liées aux variations d'énergie du système et donc à la charge inconnue.
- Mode isobare : la pression étant régulée, ce sont les débits de charge et de décharge de la boucle, et donc les flux enthalpiques associés, qui vont principalement servir à déterminer l'énergie de la boucle (dans une moindre mesure les fluctuations restantes de la pression). L'estimateur sera moins précis dans ce cas car il repose sur plus de mesures.

Quelle que soit la configuration choisie du circuit, il est possible que la durée de dépôt de l'énergie soit supérieure au temps de transit nécessaire à l'énergie pour être transférée au bain. Cela n'altère en rien la validité des calculs développés ci-après mais peut entraîner un choix de stratégie de lissage différent. Dans le cas d'HELIOS avec les scénarios de type JT-60SA, le temps de pulse est plus long que ce temps de transit mais 78 % de l'énergie a déjà été transmise à la boucle lorsque le premier pic de puissance arrive à l'échangeur (la régulation ne commençant que lorsque que 88 % de l'énergie a été déposée).

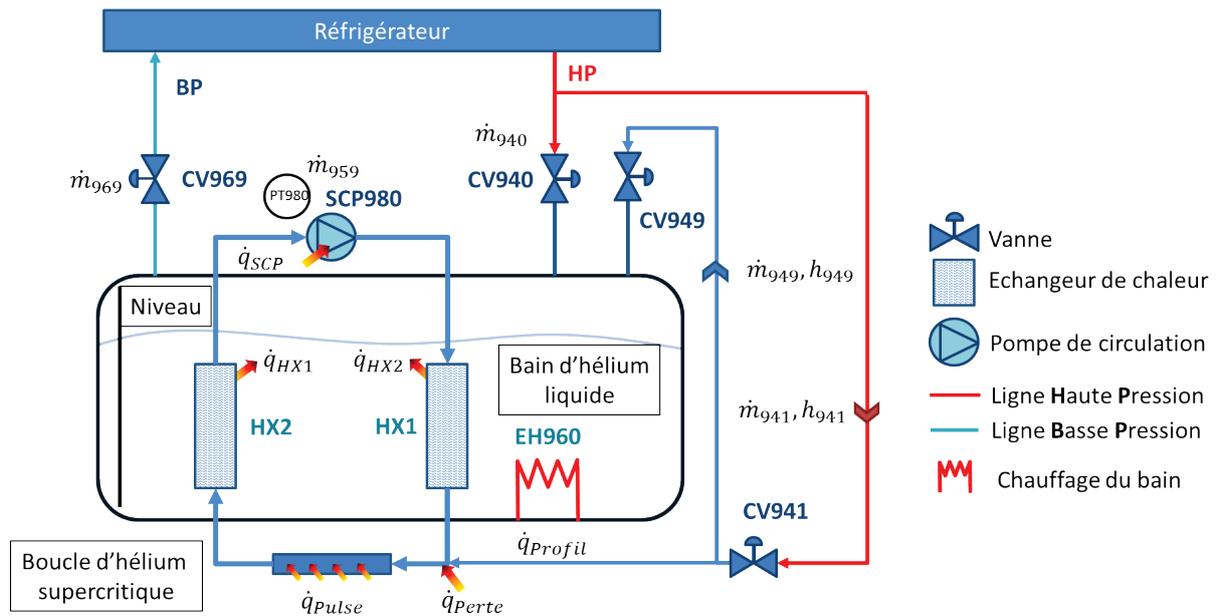


Figure VI.25 Schéma de la boucle HELIOS avec la tuyauterie isobare

Le bilan d'énergie interne est développé pour le mode isobare, qui est le cas le plus général (incluant le cas isochore comme montré ci –après). Le système de la boucle en configuration isobare peut être schématisé selon la Figure VI.26. Le volume de contrôle (la boucle) sera considéré uniforme en température et en densité.

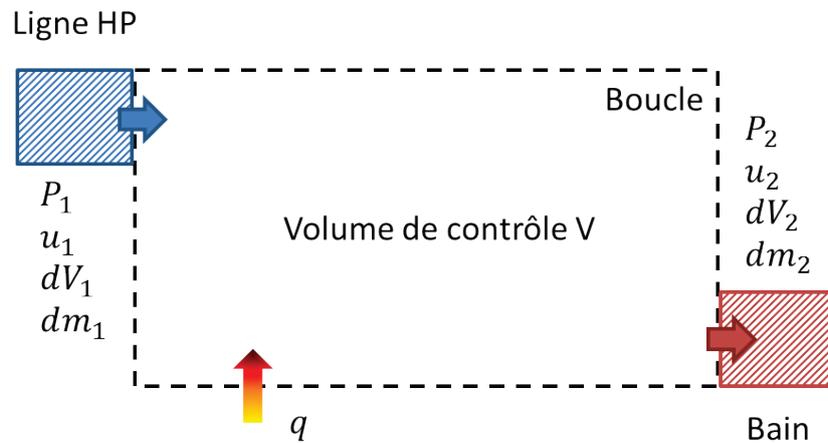


Figure VI.26 Schéma de la configuration isobare de la boucle d'HELIOS

Selon le premier principe thermodynamique on peut écrire :

$$dU = \delta Q + \delta W \quad (\text{VI.15})$$

Avec  $dU$  variation infinitésimale de l'énergie interne,  $\delta Q$  quantité infinitésimale d'énergie transférée par échange thermique et  $\delta W$  quantité infinitésimale de travail échangé avec l'extérieur du système.

Les échanges d'énergie sont de deux natures : avec échange de masse via les vannes CV941 et CV949 et sans échange de masse avec les échanges thermiques dues aux charges thermiques et aux échangeurs de chaleur. Soit :

$$\delta Q = dq + u_1 dm_1 - u_2 dm_2 \quad (\text{VI.16})$$

Si on exprime les travaux des forces de pression qui s'exercent sur la boucle on obtient :

$$\delta W = P_1 dV_1 - P_2 dV_2 \quad (\text{VI.17})$$

Soit en remplaçant  $dV = v dm$  :

$$\delta W = P_1 v_1 dm_1 - P_2 v_2 dm_2 \quad (\text{VI.18})$$

En injectant ( VI.16 ) et ( VI.17 ) dans ( VI.15 ) on a:

$$dU = dq + P_1 v_1 dm_1 + u_1 dm_1 - P_2 v_2 dm_2 - u_2 dm_2 \quad (\text{VI.19})$$

En utilisant  $U = mu$  et la définition de l'enthalpie massique  $h = u + Pv$ , on obtient :

$$m \frac{du}{dt} + \frac{dm}{dt} u = \frac{dq_{tot}}{dt} - \frac{dq_{HX1}}{dt} - \frac{dq_{HX2}}{dt} + \frac{h_1 dm_1}{dt} - \frac{h_2 dm_2}{dt} \quad (\text{VI.20})$$

L'équation bilan de la variation de l'énergie interne massique de la boucle ( VI.18 ) devient avec les notations de la Figure VI.25:

$$\rho V \frac{du}{dt} + \frac{d\rho}{dt} V u = \dot{q}_{tot} - \dot{q}_{HX1} - \dot{q}_{HX2} + \dot{m}_{941} h_{941} - \dot{m}_{949} h_{949} \quad (\text{VI.21})$$

avec:

$$\frac{du}{dt} = \frac{u(P_{t+dt}, \rho_{t+dt}) - u(P_t, \rho_t)}{dt} \quad \text{a}$$

$$V \frac{d\rho}{dt} = \dot{m}_{941} - \dot{m}_{949} \quad \text{b}$$

$$\dot{q}_{tot} = \dot{q}_{perte} + \dot{q}_{SCP} + \dot{q}_{Pulse} \quad \text{b}$$

La variation d'énergie interne dépend donc : de la puissance directement déposée dans la boucle, des flux d'enthalpies entrant et sortant liés à la configuration isobare (nuls dans le cas isochore) et de la puissance dissipée dans les deux échangeurs de chaleur de la boucle. La puissance déposée comprenant : les pertes thermiques le long du circuit  $\dot{q}_{perte}$ , la puissance fournie par le circulateur  $\dot{q}_{SCP}$  et la charge appliquée  $\dot{q}_{Pulse}$ .

Afin de réaliser le calcul avec le minimum d'erreur possible, on réalise la différence entre le bilan calculé à l'instant  $t$  et celui à l'équilibre à l'instant initial  $t_0$ . De ce fait, on s'affranchit des pertes statiques thermiques du système et d'une partie des erreurs systématiques des capteurs.

Finalement la puissance reçue par la boucle en configuration isobare est déterminée comme suit:

$$\dot{q}_{Pulse} = \rho V \frac{du}{dt} + \frac{d\rho}{dt} V u - \Delta \dot{m}_{941} h_{941} + \Delta \dot{m}_{949} h_{949} + \Delta \dot{q}_{HX1} + \Delta \dot{q}_{HX2} - \Delta \dot{q}_{SCP} \quad (\text{VI.22})$$

Avec :  $\Delta X = X(t) - X(t_0)$

Sachant que  $\Delta q_{perte} = 0 \text{ W}$ .

Le cas particulier de la configuration isochore entraîne les simplifications suivantes :

$$\frac{d\rho}{dt} = 0 \text{ et } \Delta \dot{m}_{941} h_{941} = \Delta \dot{m}_{949} h_{949} = 0$$

La puissance reçue par la boucle en configuration isochore s'écrit donc :

$$\dot{q}_{Pulse} = \rho V \frac{du}{dt} + \Delta \dot{q}_{HX1} + \Delta \dot{q}_{HX2} - \Delta \dot{q}_{SCP} \quad (\text{VI.23})$$

Les capteurs utilisés pour les calculs sont de trois natures : pression, température et débit massique. L'enthalpie et la densité doivent être calculées à l'aide de la pression et de la température. L'énergie interne à l'aide de la pression et de la densité. On fait l'hypothèse que la variation de pression est identique en tout point du circuit puisque la distance parcourue par une onde de pression dans l'hélium (à  $\approx 200 \text{ m.s}^{-1}$ ) pendant une période d'échantillonnage (1 s) est de l'ordre de grandeur de la longueur totale de la boucle (180 m). L'emplacement du capteur de pression utilisé pour l'estimateur n'a donc pas d'importance. La densité moyenne de la boucle est obtenue en divisant l'inventaire total initial d'hélium de la boucle (si connu) par son volume total et corrigé par le facteur  $V \frac{d\rho}{dt}$  (équation ( VI.21 )) pour le cas isobare. Dans le cas d'HELIOS l'inventaire d'hélium avec son volume associé est difficilement calculable à cause de la prise en compte des volumes non circulant de températures inconnues. Pour les essais en mode isochore il a été décidé de définir la densité moyenne comme un paramètre ajusté préalablement à l'aide de puissances connues.

Les mesures de température aux bornes des échangeurs sont cruciales et doivent être réalisées le plus proche possible des dits échangeurs. Dans le cas d'HELIOS, les 4 thermomètres liés à HX1 et HX2 sont situés hors du bain. Il en résulte un faible décalage entre le moment où un front chaud est mesuré et celui où il passe effectivement dans l'échangeur d'où un petit déphasage qui crée une erreur sur l'estimation puisque l'impact sur  $\dot{q}_{HX}$  précède l'impact de la variation d'énergie interne (au lieu d'être synchrone).

L'estimateur de puissance étant défini, il est facile de concevoir un estimateur de puissance moyenne en calculant l'intégrale temporelle de celui-ci et en divisant par la durée d'un cycle (qui est supposé connu):

$$\overline{\dot{q}_{Pulse}} = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} \dot{q}_{Pulse}(t) dt$$

### VI.2.1.2 Implémentation dans l'API

La façon la plus stable d'intégrer le calcul de l'estimateur de charge à la chaîne de contrôle d'HELIOS est de le faire exécuter directement par l'API au lieu de passer par une station de travail annexe. Cependant, cela requiert de pouvoir calculer les propriétés physiques de l'hélium ( $u$ ,  $h$  et  $\rho$ ) directement dans l'automate. La solution retenue consiste à intégrer dans la mémoire de l'API des tables 2D de propriétés physiques (exemple  $\rho$  en fonction de  $P$  et  $T$ ) et d'interpoler linéairement ces données en temps réel (d'autres méthodes d'interpolation peuvent être utilisées : quadratique, spline...).

La méthode d'interpolation linéaire est décrite dans l'Annexe F.

### VI.2.1.3 Utilisation en lissage de charge

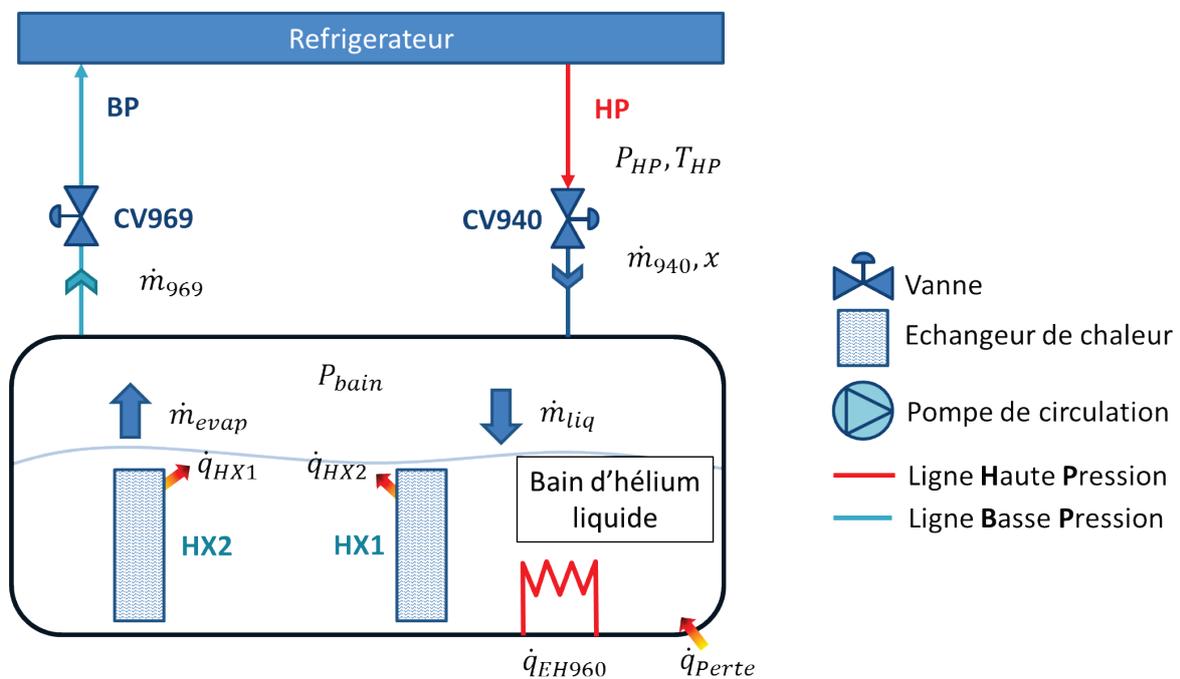


Figure VI.27 Schéma de principe du calcul du débit de régulation

La connaissance de la puissance moyenne de la charge, ainsi que de l'état stationnaire, permet de calculer en temps réel les consignes à appliquer pour les débits entrant et sortant du bain. Soit le schéma simplifié du bain suivant (Figure VI.27).

Pour que le niveau de liquide du bain soit à l'équilibre (stabilité sur plusieurs cycles) il est nécessaire que le débit d'évaporation soit égal à la fraction liquide du débit d'entrée soit  $(1 - x) \times \dot{m}_{940}$ . Or la quantité d'hélium évaporé dépend de la puissance reçue par le bain : puissance transmise via les échangeurs HX1 et HX2, le chauffage EH960 mais également les pertes du bain :

$$\dot{m}_{evap} = \frac{\dot{q}}{L_{sat}} \quad (\text{VI.24})$$

avec :

$$\dot{q} = \dot{q}_{HX1} + \dot{q}_{HX2} + \dot{q}_{Perte} + \dot{q}_{EH960}$$

$$L_{sat} = f(P_{bain})$$

Finalement connaissant d'une part la puissance moyenne de la charge (calculée grâce à l'estimateur) et d'autre part les pertes thermiques de la boucle, la puissance moyenne du circulateur ainsi que les pertes du bain, on peut calculer les débits moyens d'entrée/sortie du bain théorique comme suit :

- Les débits de consignes initiaux sont calculés en fonction des données à l'équilibre à  $t_0$

$$\dot{m}_{940ini}^{SP} = \dot{m}_{969ini}^{SP} = \dot{m}_{ini}^{SP} = \frac{\overline{\dot{q}_{HX1}} + \overline{\dot{q}_{HX2}} + \overline{\dot{q}_{EH960}} + \overline{\dot{q}_{Pertes}}}{L_{sat}(1 - x)} \quad (\text{VI.25})$$

Dans le cas d'HELIOS la puissance  $\overline{\dot{q}_{EH960}}$  est considérée comme connue dès l'instant initial puisque elle est appliquée directement dans le bain.

- Ces consignes sont ensuite ajustées dynamiquement au cours du premier cycle

$$\dot{m}_{940}^{SP} = \dot{m}_{969}^{SP} = \dot{m}^{SP} = \dot{m}_{ini}^{SP} + \frac{\overline{\dot{q}_{pulse}}}{L_{sat}(1 - x)} \quad (\text{VI.26})$$

- Au cours des cycles suivants ces consignes sont corrigées dynamiquement en fonction de la différence de puissance déposée sur la boucle (grâce à une moyenne glissante):

$$\dot{m}_{i+1}^{SP} = \dot{m}_i^{SP} + \frac{\left( \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} (\dot{q}_{pulse}(t) - \dot{q}_{pulse}(t - T_0)) dt \right)}{L_{sat}(1 - x)} \quad (\text{VI.27})$$

Grace à cette approche (Figure VI.28), les variations de consigne de débit sont continues entre les cycles. Cependant cela nécessite de sauvegarder les données de  $\dot{q}_{pulse}$  d'un cycle à l'autre dans l'API.

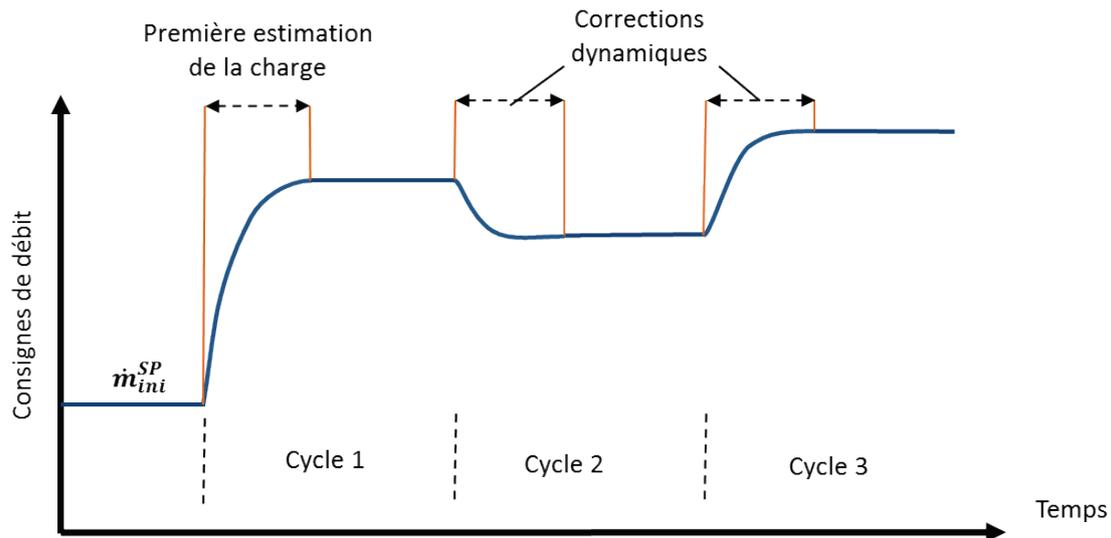


Figure VI.28 Schéma de principe du lissage avec estimateur de charge pour des charges variables (cycle 3 > cycle 1 > cycle 2)

Dans le cas de lissage de type circulateur, la puissance du circulateur ( $\dot{q}_{SCP}$ ) va elle aussi évoluer durant les cycles. Afin de prendre en compte ces variations dans le calcul de consignes, il faut ajouter un terme correctif semblable à celui de la charge:

$$\dot{m}_{i+1}^{SP} = \dot{m}_i^{SP} + \frac{\left( \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} (\dot{q}_{pulse}(t) + \dot{q}_{SCP}(t) - (\dot{q}_{pulse}(t - T_0) - \dot{q}_{SCP}(t - T_0))) dt \right)}{L_{sat}(1 - x)} \quad (\text{VI.28})$$

La mesure de la pression est la donnée principale de l'estimateur de charge. Afin d'assurer un calcul de puissance le moins bruité possible, il est nécessaire de filtrer le signal de pression. Pour cela un filtre passe bas du premier ordre est utilisé pour le signal de PT980 (Figure VI.25) avec une constante de temps de 2 s.

### VI.2.2 Validations expérimentales

De la même façon que pour le lissage adaptatif, toute la partie calcul de cette régulation a été intégrée à l'API. Cependant c'est une version simplifiée de la méthode de régulation qui a été utilisée :

- le débit d'entrée n'est pas calculé mais constant
- Il n'y a pas d'enchaînement de cycles mais uniquement un cycle unique

Les essais sont constitués d'un scénario JT-60SA de 1800 s avec un lissage de type volant thermique . La configuration du circuit est isochore. La densité moyenne de la boucle a été déterminée à l'aide d'une étude sur des profils de charge connus : 110 g.l<sup>-1</sup>. Cela semble faible même en tenant compte de l'influence des volumes non circulants.

### VI.2.2.1 Volant thermique

Quatre cycles différents ont été réalisés en faisant varier les facteurs de puissance : 1, 0.9, 0.8 et 0.7 fois la puissance nominale ( $\dot{q}_{nom}$ ). Le débit d'entrée est maintenu fixe dans les quatre cas à  $19.1 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ .

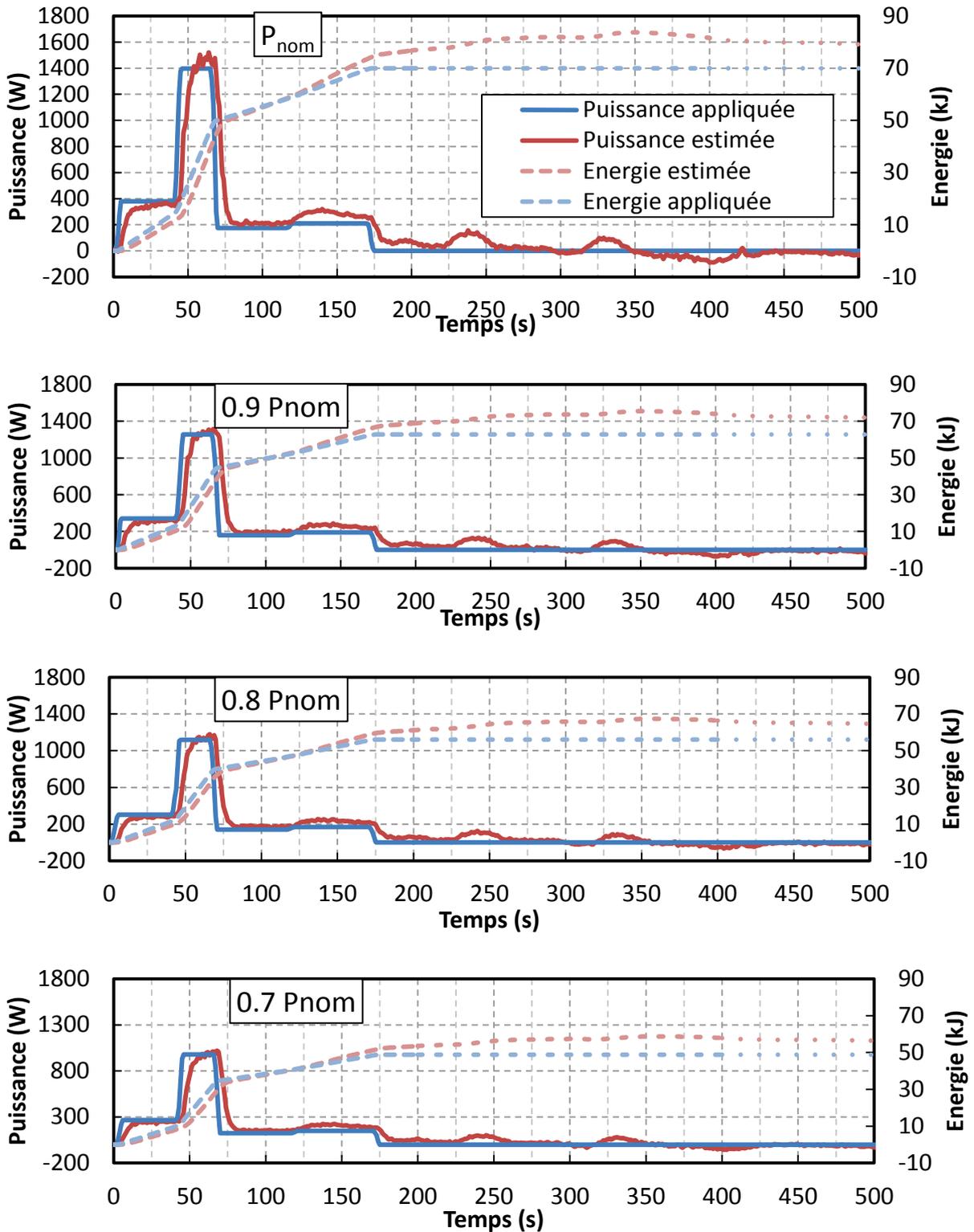


Figure VI.29 Comparaison entre puissance totale appliquée et estimée sur la boucle pour 4 facteurs de puissance

Les écarts relatifs entre charges réelle et estimée (Figure VI.29) montrent la bonne qualité de l'estimation dans les quatre cas. Il existe un léger retard de l'estimation de la puissance à chaque

variation brusque de la puissance appliquée. Ce retard peut avoir deux origines : le temps de réponse de la pression de la boucle et le filtre du signal de pression. Dans ces exemples, le retard observé se situe entre 6 et 8 s. Ce qui reste très en dessous du temps de transit entre la fin de la zone chauffée et l'échangeur dans le cas d'HELIOS et ne pénalise donc que très peu l'anticipation de l'énergie qui sera ensuite transférée au bain. La première partie de l'estimation de puissance et d'énergie est très bonne jusqu'à 125 s. Par la suite la puissance estimée est légèrement détériorée par une source corrélée au profil de puissance de l'échangeur HX2 (Figure VI.30).

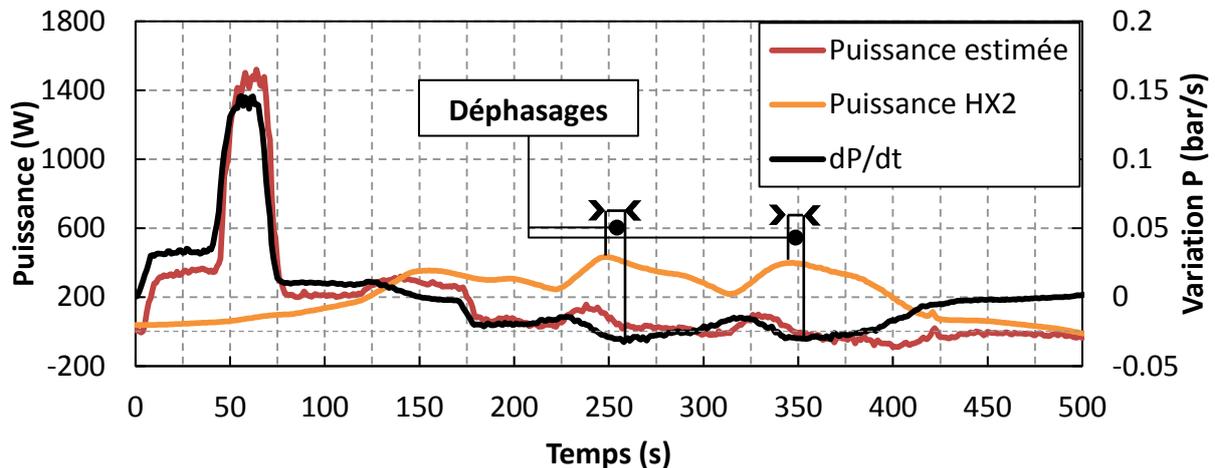


Figure VI.30 Corrélation entre puissance estimée, puissance échangée et variation de pression

Ce que l'on observe dans les quatre cas est un déphasage entre l'information de variation de pression ( $dP/dt$ ) et l'information du calcul de puissance échangée dans HX2. L'hypothèse la plus probable est que la source de ce problème provient du temps de transit de l'hélium entre le passage au niveau de la sonde de température 2TT950 (qui sert au calcul de la puissance échangée) et le passage effectif dans l'échangeur (qui a pour effet la diminution de la pression). En effet, il y a une légère désynchronisation entre les chutes de pression et l'énergie échangée calculée : les pics de puissance sont toujours en avance d'environ 6 s par rapport aux pics de variation de la pression. Il se produit une surestimation de la charge estimée au moment du passage d'un pic de température au niveau de la sonde (la pression n'a pas encore variée) et une sous-estimation au moment de la chute de pression associée à l'échange d'énergie entre la boucle et le bain (l'énergie calculée ne change pas mais la pression diminue). Ce phénomène forme les petites bosses observées sur le profil de puissance estimée Figure VI.30.

Tableau VI.3 Erreur de l'estimation de l'énergie de 4 profils de puissance

Facteur de Puissance	$1 \dot{q}_{nom}$	$0.9 \dot{q}_{nom}$	$0.8 \dot{q}_{nom}$	$0.7 \dot{q}_{nom}$
Erreur sur l'énergie estimée	+9 %	+13 %	+15 %	+16 %

Le Tableau VI.3 donne des erreurs sur l'énergie injectée estimée qui augmente avec la diminution du facteur de puissance. Dans tous les cas la puissance calculée est surestimée d'au moins 9 %. Cela entraîne un lissage du débit de sortie du bain (Figure VI.31) qui n'est pas optimum mais conservatif (proche des lissages réalisés dans le Chapitre V). Dans chacun des cas, on observe une augmentation de la consigne du débit de sortie synchrone avec l'application des charges sur la boucle. Les consignes de débit calculées continuent à augmenter après l'arrêt de la puissance (jusqu'à 350 s) à cause des erreurs citées ci-dessus avant de redescendre vers une valeur identique au moment de l'arrêt du chauffage. Cet effet, s'ajoutant à la diminution de la chaleur latente de vaporisation, crée la forme caractéristique de bosse observée pour les trois plus grands facteurs de puissance et dans une moindre mesure pour le dernier cas. On observe une diminution d'environ  $1 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$  de la consigne de débit de sortie à chaque diminution du facteur de puissance. Cela est en accord avec la fraction de 50 % de l'influence des chauffages de la boucle et du bain sur le débit de sortie total. Entre le cas  $1 \dot{q}_{nom}$  et  $0.9 \dot{q}_{nom}$ , on retrouve que l'écart de débit de consigne calculé est de  $1 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ , soit environ 10 % de  $21.9/2 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ .

Les écarts de débits de sortie lorsque la régulation n'opère plus sont dus aux différentes puissances dissipées dans le chauffage du bain dans chacun des cas (variant avec le facteur de puissance).

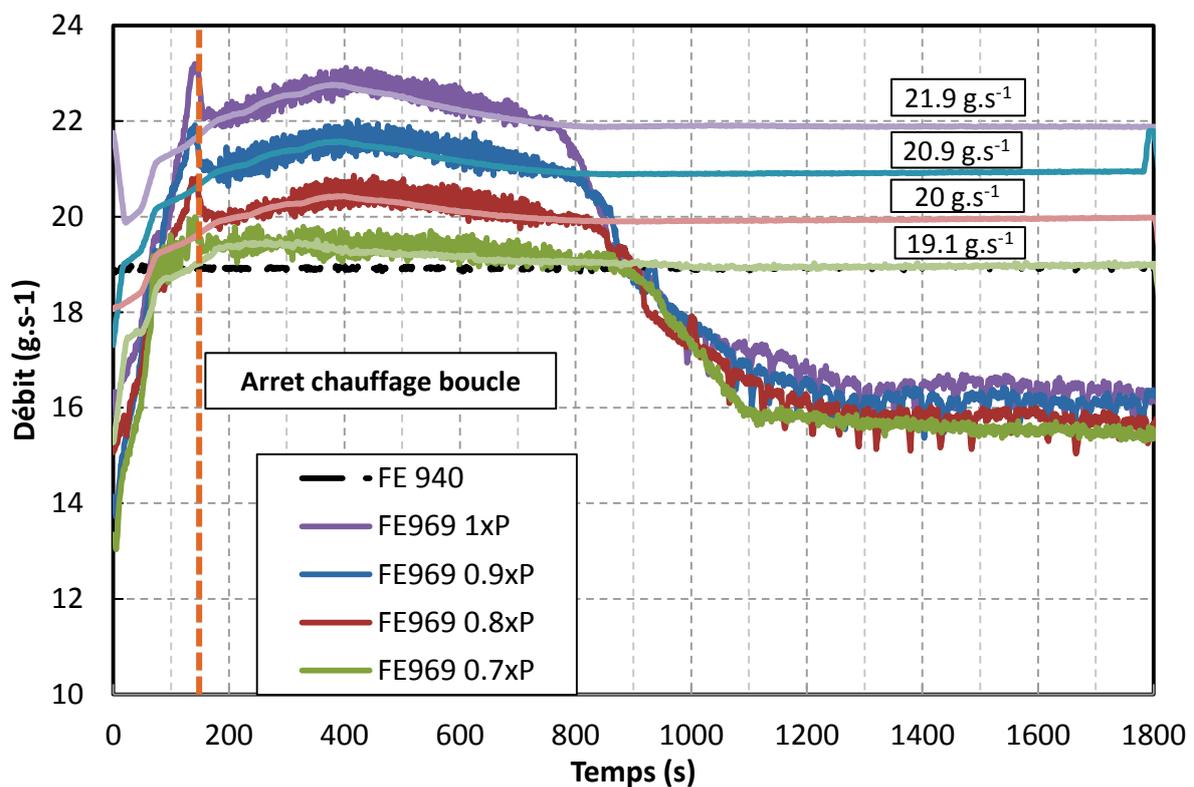


Figure VI.31 Débits d'entrée et de sortie du bain pour 4 facteurs de puissance (la consigne de chaque débit de sortie est représentée en couleur plus clair)

Ces essais ont validé expérimentalement une version simplifiée du lissage avec estimateur. La méthode de régulation dynamique du débit de sortie du bain à l'aide d'une estimation de l'énergie interne de la boucle fonctionne dans le cas isochore. Pour l'instant la régulation n'est pas complètement optimisée et l'ajout d'une seconde régulation du débit de sortie à l'aide du chauffage du bain permettrait d'obtenir un meilleur lissage.

### VI.3 Associations des stratégies de lissage

Le lissage adaptatif et le lissage avec estimateur de charge peuvent être complémentaires. En effet, l'avantage du lissage avec estimateur de charge est qu'il permet une très grande flexibilité vis-à-vis de la puissance que reçoit la boucle de refroidissement. Cependant les grandes variations de puissance au cours des scénarios de plasma ne vont apparaître que lors de situations particulières que nous allons décrire et où le couplage des 2 types de lissage est utile. Ces situations sont :

- Passage du mode veille à la mise en opération du plasma
- Changement prévu de la puissance du plasma entre 2 cycles
- Mode sécurité lors de changement de puissance imprévu.

#### VI.3.1 Détails des applications possibles

##### VI.3.1.1 Sortie du mode veille

Lorsque la machine de fusion est en Période de stand by mode (la nuit par exemple), le système est à l'équilibre et attend l'ordre de démarrage d'un plasma. Lors de l'initialisation d'une série de cycles, la puissance initiale est *a priori* inconnue. L'utilisation du lissage avec estimateur de charge, pour le premier cycle, permet d'obtenir l'évaluation de la charge la plus juste (par rapport au lissage adaptatif), et ainsi ne pas la surestimer. Pour les cycles suivants, la régulation peut basculer sur un lissage adaptatif (Figure VI.32) afin de compenser les variations d'amplitude de la puissance des cycles et surtout compenser les variations de niveau de liquide du bain qui ne sont pas prises en compte avec la méthode d'estimateur de charge.

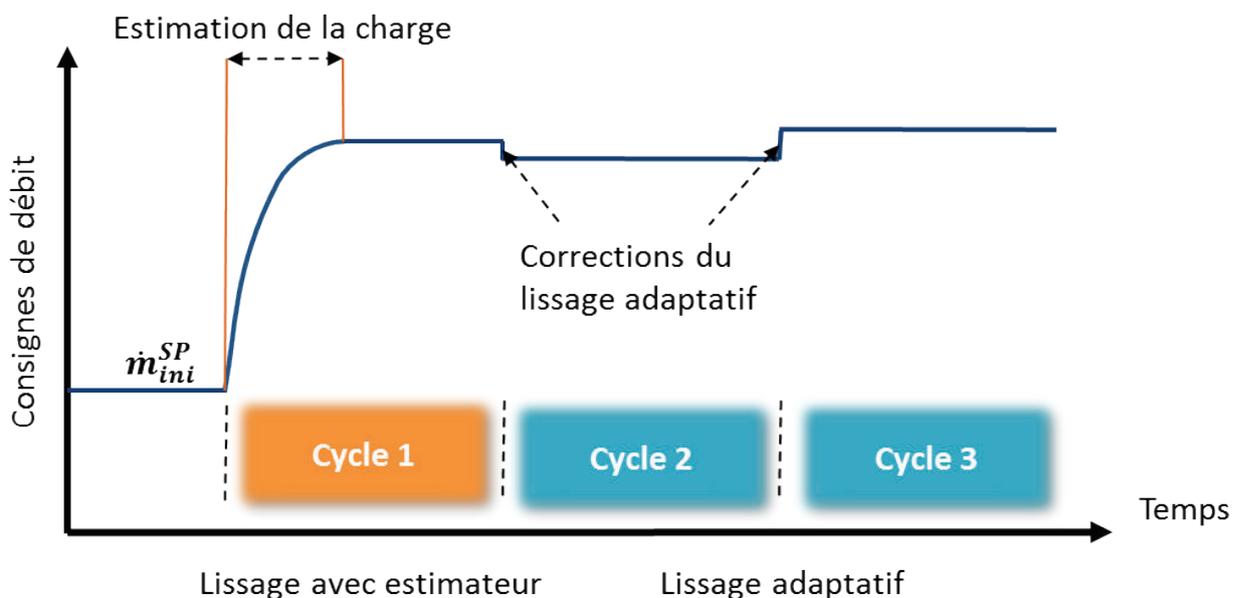


Figure VI.32 Schéma de principe du couplage lissage avec estimateur de charge pour le premier cycle à la fin d'une mise en veille puis lissage adaptatif

### VI.3.1.2 Mode ajustement de puissance

Comme montré dans la partie VI.1.2, le lissage adaptatif permet une certaine souplesse par rapport aux variations des charges que reçoit le système. Cependant cette capacité dépend du paramètre *Max* qui est utilisée. Plus il sera faible et plus le lissage sera optimisé du point de vue énergétique mais moins le système supportera de forte augmentation de la puissance. De plus, dans le cas d'une forte diminution, une grande partie de la puissance aura pour origine le chauffage de régulation. Donc pour améliorer ces points il peut être intéressant d'utiliser, lors d'ajustements de puissance importants qui sont prévus (plus de 2 fois la marge *Max* environ), la régulation à l'aide de l'estimateur de charge (Figure VI.33). Le système évitera donc de se retrouver dans un cas où il stocke de l'énergie (forte augmentation de puissance) ou bien dans un cas où le chauffage de régulation est prépondérant (forte diminution de puissance).

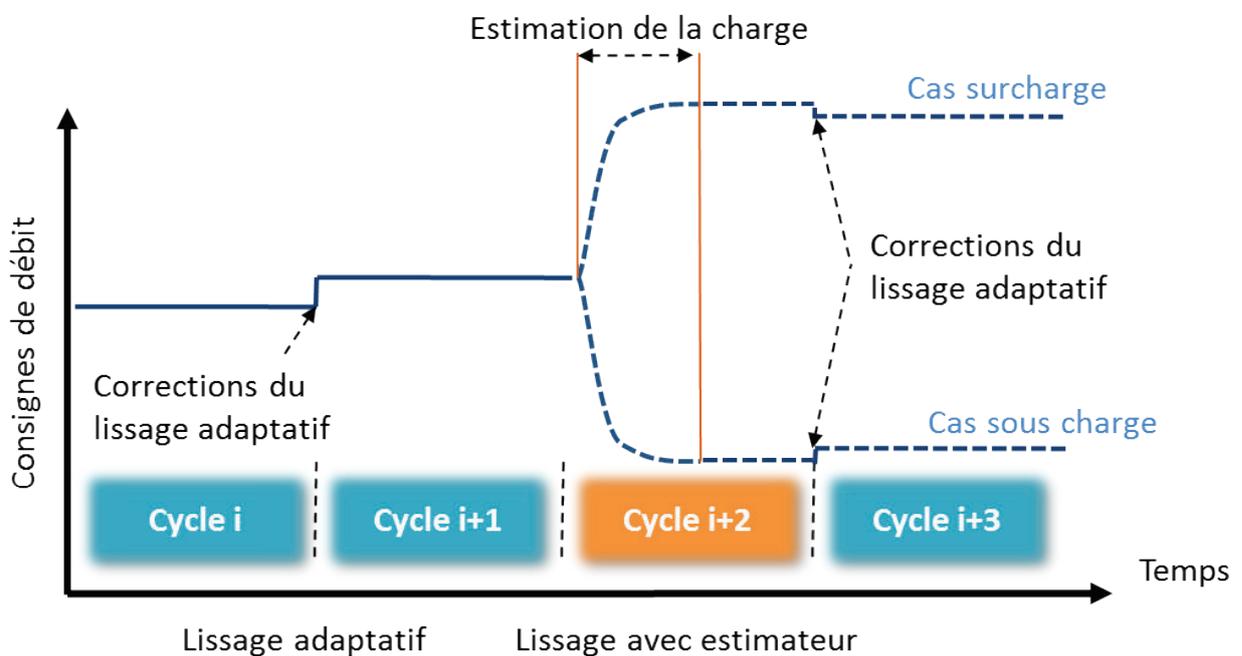


Figure VI.33 Schéma de principe du couplage lissage adaptatif avec une estimation de la charge lors d'un ajustement de la puissance prévu

### VI.3.1.3 Mode sécurité

Un autre mode possible (la liste est non exhaustive, Figure VI.34) est l'utilisation de l'estimateur de charge pour anticiper de fortes variations de puissance imprévues (disruption du plasma, quench d'aimants supraconducteurs, etc...) et supérieures à un seuil alarme (par exemple +40 % par rapport à la puissance moyenne actuelle). Il va permettre au système cryogénique de connaître en avance la puissance que le réfrigérateur va devoir absorber et permettra ainsi d'anticiper les actions à entreprendre pour sécuriser le système cryogénique : allongement de la durée du cycle, augmentation de la vitesse des compresseurs ...

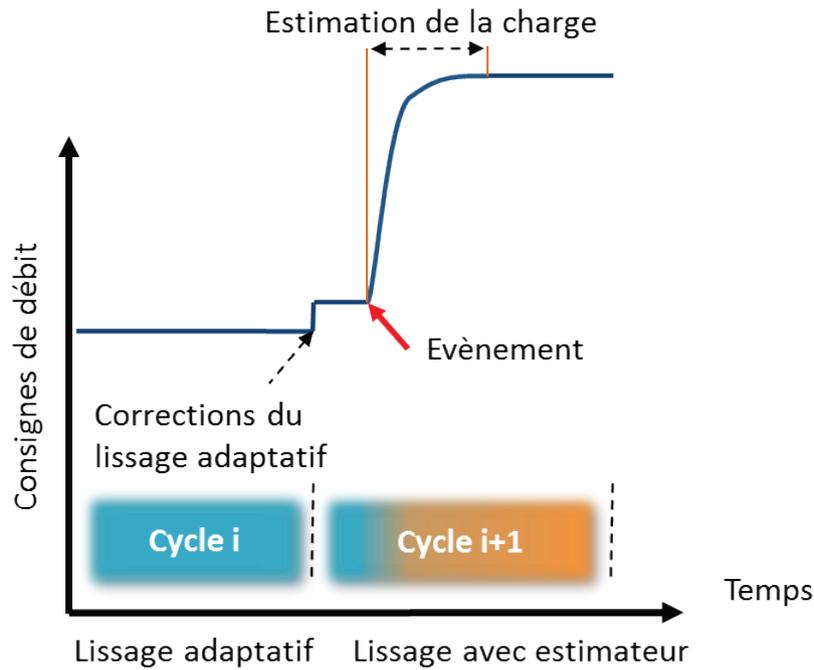


Figure VI.34 Schéma de principe du mode sécurité à l'aide de l'estimateur de charge

#### VI.4 Conclusion

Ce chapitre a présenté des évolutions des stratégies de lissage de charge présentées dans le Chapitre V. En effet, ces stratégies permettent un contrôle seulement partiel de la puissance de réfrigération du système. Les consignes de régulation des débits du bain sont déterminées à l'avance et ne permettaient pas une régulation du débit de sortie sur la durée totale d'un cycle.

Le lissage de charge adaptatif présenté fournit une solution à la fois pour réguler le débit de sortie du bain sur l'intégralité d'un cycle, grâce à l'utilisation du chauffage du bain, et également pour ajuster la puissance de réfrigération grâce un algorithme de calcul des consignes de débit. Le niveau de liquide du bain est stabilisé dans une marge de quelques pourcents et la puissance additionnelle ajoutée est réduite au minimum vis-à-vis des marges en puissance souhaitée. Cette stratégie de lissage nécessite tout de même que la puissance déposée sur la boucle reste constante dans une marge d'environ  $\pm 20\%$  mais nécessite surtout que la puissance initiale déposée soit supposée connue pour optimiser le calcul des consignes du premier cycle (par défaut elle pourra correspondre à la puissance de réfrigération maximale).

La seconde stratégie de lissage abordée dans ce chapitre permet de répondre en partie aux limitations du lissage de charge adaptatif. Le lissage avec estimation de charge utilise une méthode de calcul en temps réel de la charge appliquée à la boucle (un brevet est en cours de dépôt). Son utilisation permet de connaître, avant que la charge n'atteigne le bain, la quantité de puissance déposée sur la boucle. Cette information permet de calculer en temps réel les consignes de régulation des débits du bain. Cette méthode peut donc être utilisée sur le premier cycle d'une série pour déterminer les consignes initiales. De plus, puisque le calcul s'effectue à chaque cycle, les

consignes de débit peuvent s'adapter à de fortes variations de charge. Néanmoins, contrairement à la première stratégie, il n'y a pas de chauffage supplémentaire permettant le contrôle total du débit de sortie.

L'association des deux types de lissage présentés permet de combler les limitations de chacun d'eux. Une série de cycles peut être initialisée avec un lissage avec estimateur de charge puis le lissage adaptatif prend le relais pour les cycles suivants. En cas de variations prévues ou non prévues de la charge, le lissage avec estimateur peut être déclenché et permettre ainsi d'ajuster le mieux possible la puissance de réfrigération.



# Conclusion générale

L'étude du lissage des charges thermiques pulsées, dans le cadre des systèmes de refroidissement des aimants supraconducteurs des tokamaks, est en plein essor depuis quelques années. Les puissances mises en jeu dans ces systèmes cryogéniques sont de plus en plus importantes (JT-60SA, ITER). L'enjeu des diminutions des coûts d'installation et de fonctionnement est le moteur d'une recherche active sur des méthodes de lissage performantes, que ce soit du point de vue de la cryodistribution ou de la gestion du réfrigérateur.

Durant cette thèse, une boucle en hélium supercritique soumise à des pulses périodiques de chaleur a été étudiée du point de vue expérimental et numérique et différentes méthodes de lissage de charges ont été présentées.

L'expérience HELIOS est une maquette à l'échelle 1/20 du système de distribution d'hélium du tokamak JT-60SA. Les scénarios de profils de charges qui ont été appliqués sur les chauffages du bain et de la boucle sont issus des profils attendus sur les aimants de JT-60SA. Ils ont été adaptés de manière à prendre en compte les spécificités de l'expérience. Les dynamiques de fonctionnement observées sur HELIOS sont ainsi représentatives de celles qui auront lieu sur les circuits de refroidissement de JT-60SA.

## Modélisation d'une boucle d'hélium supercritique

La modélisation complète de la boucle HELIOS a été réalisée en utilisant le logiciel EcosimPro et en s'appuyant en partie sur la librairie de composants cryogéniques CRYOLIB développée par B. Bradu. Un des développements majeurs de ce travail de thèse a été d'introduire un modèle simplifié de conduite d'hélium supercritique qui puisse correctement retranscrire l'ensemble des dynamiques de température, de pression et de débit observées en expérience. L'élément « Conduite 1D » qui a été créé consiste en une « discrétisation spatiale » du composant « PIPE OD » déjà présent dans la librairie. Il introduit un retard pur entre chaque maille et décompose l'évolution de l'hélium en une somme de transformations isentropique et isobare avec apport éventuel de puissance. Les hypothèses simplificatrices choisies se justifient pour une modélisation système des composants de la boucle permettant des mises en œuvre de régulations des processus et ne nécessitant pas une résolution précise de l'ensemble des équations d'évolution du fluide. Ainsi, le gain de temps de calcul est important et permet des simulations plus rapides que le temps réel, ce qui n'est pas possible avec des codes tels que VINCENTA ou 4C. De plus, l'accord entre calcul et expérience dans les différents cas présentés est très bon et démontre la justesse de ces choix.

Après avoir déterminé les pertes thermiques inhérentes à l'installation, un test prédictif (« blind » test) a été réalisé sous EcosimPro et les résultats expérimentaux obtenus par la suite se sont révélés en excellent accord avec la simulation.

La simulation a également pu être employée pour déterminer l'emplacement et la valeur du minimum et maximum de température de la boucle au cours d'un cycle.

De même, grâce au modèle, les régulations avancées développées (lissage adaptatif et estimateur de charge) ont pu être testées et optimisées avant d'être implémentées dans l'automate d'HELIOS. La stabilité globale du système a donc pu être prouvée avant leur mise en place effective.

### **Physique de la boucle d'hélium supercritique et du bain d'hélium saturé**

La réponse de la boucle à des charges pulsées dépend non seulement de l'énergie injectée mais également de sa répartition spatio-temporelle. Une analyse faisant intervenir les temps de transit des différents secteurs chauffés ou non chauffés (le temps de transit pouvant être calculés à partir du rapport du débit volumique par le volume de fluide) permet de bien interpréter la physique associée.

Dans la configuration isochore, on montre que si le temps de transit entre le chauffage le plus en aval et l'échangeur est supérieur au temps de chauffe alors le pic de pression est indépendant du débit (il ne dépend que de l'énergie injectée). En revanche le temps de redescente de la pression est directement lié au débit et est égal à la somme de la durée de chauffage et du temps de transit du point chauffé le plus en amont à l'échangeur.

En configuration isochore, la pression de la boucle est directement reliée à son énergie interne elle-même dépendant du bilan d'énergie (injection de puissance via les pertes thermiques, les pertes visqueuses et les charges pulsées et retrait de puissances via les deux échangeurs immergés dans le bain saturé). Les différents temps de transit associés au débit et au volume de fluide entre le dernier chauffage et l'échangeur HX2 ainsi qu'au volume de fluide soumis aux charges pulsées conditionnent le temps de dépressurisation consécutif au retour à l'équilibre après un pulse de chauffage. Pendant cette dépressurisation, le fluide en début ligne sortant à une température proche du bain se refroidit et peut même au cours de son transit devenir plus froid que le bain saturé (compétition entre le refroidissement dû à la détente et l'échauffement dû aux pertes fixes). Ce phénomène illustre bien les effets d'interaction entre température et pression lors de l'application d'un chauffage sur la boucle.

L'analyse des résultats expérimentaux a permis de valider l'hypothèse d'une transformation isentropique de l'hélium lors des phases de variation de pression. De plus, puisque la conduction thermique de l'hélium est extrêmement basse, il n'y a pas de conduction axiale à l'intérieur des conduites. Le transport de l'hélium peut donc être assimilé à un retard pur, ce qui se vérifie sur la comparaison des profils de température expérimental et numérique.

Concernant le bain saturé, les effets les plus spectaculaires concernent l'utilisation en tant que buffer thermique ouvert. Les propriétés d'un fluide près du point critique entraînent un comportement non intuitif du niveau liquide. En effet, près du point critique, le liquide devient très dilatable alors qu'il ne l'est quasiment pas dans des conditions plus classiques. Le point critique de l'hélium étant à 5.2 K et 2.2 bar, il est proche des conditions de fonctionnement, notamment en buffer thermique. On assiste alors à un niveau liquide qui peut monter sous l'influence de la dilatation consécutive à l'augmentation de température bien que la masse totale de liquide reste constante, voire décroît légèrement. Dans ce dernier cas, pour garder l'inventaire en masse constant et l'égalité des débits massiques entrant et sortant, il faut alors augmenter le débit entrant même si le niveau monte !

## Validations expérimentales des stratégies de lissage et du modèle

Dans un premier temps, trois stratégies de lissage de charges ont été testées et leurs fonctionnements validés dans deux configurations de boucle différentes. Le lissage consiste à écrêter le débit de sortie du bain à l'aide d'actionneurs du bain (e.g. vanne de sortie CV969) ou de la boucle (circulateur ou vannes de by-pass de la charge CV950 et CV955). Les consignes de régulation des débits entrant et sortant du bain ont été mesurées préalablement aux essais en appliquant la puissance moyenne totale du cycle sur le chauffage du bain. Les configurations de la boucle consistaient soit à un volume fermé (isochore) où la pression est libre de varier soit à une pression régulée (isobare) à l'aide de lignes de charge et de décharge.

On distingue deux types de stockage d'énergie dans le système : le volant thermique associé à la régulation de la vanne CV969 d'une part et la boucle elle-même associée aux régulations du circulateur ou bien des vannes de by-pass d'autre part. Dans le cas du volant thermique, l'énergie est stockée majoritairement dans le liquide à saturation du bain et engendre des variations de pression du bain. On observe alors un couplage thermique entre le bain et la boucle qui s'échauffe au fur et à mesure que la pression du bain augmente. Par ailleurs, le niveau de liquide du bain devient dépendant de cette pression ce qui empêche une régulation rigoureuse et directe du niveau à l'aide de la vanne d'entrée CV940. Les deux autres types de lissage reposent sur le principe de stocker une partie de l'énergie dans la boucle en réduisant le débit de la boucle ou spécifiquement dans la ligne chauffée. La méthode utilisant le circulateur est la plus optimisée puisque la puissance totale de réfrigération s'en trouve diminuée et est la solution préconisée pour le lissage de charge. Contrairement à ce que l'on aurait pu s'attendre, l'augmentation maximum de température obtenue est quasi indépendante du mode de régulation. Ce constat est valable pour un couple donné de débit de boucle et de durée de profil de chauffage. En effet, dans le cas étudié, les régulations ne s'enclenchent (débit de sortie du bain supérieur à la consigne) qu'à partir du moment où 88% de l'énergie a déjà effectivement été appliquée à la boucle (le dépôt majeur de puissance se faisant en début de profil). Cela n'est plus valable si le temps de transit entre le chauffage le plus en aval et l'échangeur est très court devant la durée du pulse (par exemple si seulement 50 % de l'énergie a été déposée au démarrage de la régulation). Une solution idéale serait donc d'utiliser au maximum le circulateur pour le lissage lorsque cela est possible (hors limitation fonctionnelle du circulateur et marge en température de la boucle) et d'utiliser le volant thermique lorsque cela est nécessaire.

La configuration isobare de la boucle permet de limiter l'élévation de température de la boucle en supprimant les variations de pression ce qui augmente d'autant les marges des aimants. Néanmoins, la stabilité du circulateur n'a pas été améliorée comme attendue mais a au contraire diminué en raison principalement de l'absence d'augmentation de densité à l'entrée du circulateur lors du dépôt de puissance et de l'effet de la charge de la boucle (forte contrainte sur la pression). Le fonctionnement en volant thermique et celui avec la variation de vitesse du circulateur ont été validés, en mettant en évidence un lissage supplémentaire de la charge : en mode isobare, les élévations de températures de la boucle sont plus faibles grâce à une valeur de  $\rho \times Cp$  du fluide plus importante à plus basse pression (5 bar). La troisième méthode de lissage en utilisant les vannes de by-pass a aussi été testée : on a observé un lissage de la charge correcte malgré des régulations peu performantes, ce qui montre aussi le travail de contrôle commande à optimiser pour ce type de lissage de charge (linéarisation des commandes des vannes par exemple). L'utilisation de cette configuration en parallèle avec une régulation légèrement moins stricte de la pression (par limitation

de la vitesse d'action des vannes par exemple) rendra le fonctionnement du circulateur et des stratégies de lissage plus stable ce qui peut en faire une alternative tout à fait intéressante par rapport à la configuration isochore (du point de vue marge en température des aimants).

Dans un second temps, deux régulations avancées ont pu être testées avec succès et leurs fonctionnements validés expérimentalement sur HELIOS. Elles se démarquent de la majeure partie des travaux de simulation réalisés jusqu'alors puisque qu'on tient compte des erreurs éventuelles des capteurs et on ne présuppose pas une charge thermique connue avec certitude. Tout d'abord, le « lissage adaptatif » optimise les actions d'écrêtage effectuées par les actions de lissage précédentes (volant thermique, circulateur, by-pass) en régulant le débit de sortie du bain grâce à un chauffage additionnel dans le liquide. Les consignes des débits du bain sont recalculées à chaque cycle afin de minimiser l'énergie supplémentaire ainsi ajoutée. Cette régulation est robuste face aux erreurs des capteurs et permet de converger rapidement vers une valeur de consigne minimale de débit. Ensuite, le « lissage avec estimateur de charge » permet de calculer en temps réel le débit de consigne de sortie du bain en fonction de la puissance déposée sur la boucle.

L'estimateur de charge développé repose sur la connaissance du profil de pression de la boucle pour remonter au profil de puissance à l'origine de celui-ci. L'algorithme tient compte de la puissance transmise au niveau des échangeurs et éventuellement des bilans d'enthalpie entrée/sortie en configuration isobare pour corriger l'estimation. Cette régulation peut être directement implémentée dans l'automate grâce au stockage des données thermodynamiques sous forme de tables d'interpolation.

## **Perspectives**

Bien que les résultats du modèle soient en très bon accord avec les résultats expérimentaux, il reste des améliorations à apporter et en particulier vis à vis du problème rencontré en mode isobare. Le composant « Conduite 1D » développé pendant la thèse doit être modifié de façon à permettre la résolution du transport d'enthalpie dans les deux sens d'écoulement du fluide. La solution va probablement venir de la nouvelle librairie CRYOLIB datant de Mars 2013 qui prend en compte nativement le double sens de circulation du fluide mais le composant « Conduite 1D » devra être entièrement réécrit pour inclure cette nouvelle fonctionnalité. Une autre solution consisterait à utiliser le nouveau composant « Pipe 1D » intégré à cette nouvelle version de librairie probablement au détriment du temps de calcul.

De la même façon que sur le système cryogénique du CERN, il est possible d'imaginer d'interfacer la couche de supervision d'HELIOS avec le modèle EcosimPro et un automate simulé. Cela permettrait d'une part de debugger les développements effectués sur Panorama Studio et d'autre part de servir d'entraînement pour les futurs opérateurs sans risque pour les installations.

Le travail sur un modèle simplifié de transport d'hélium supercritique ouvre également la voie au développement d'algorithmes multivariables à commande linéaire quadratique ou prédictive.

Les composants développés vont pouvoir servir à une simulation globale du système cryogénique de JT-60SA, à l'échelle réelle, comprenant le réfrigérateur et le système de distribution d'hélium avec la géométrie définitive. Ce travail permettra de valider entre autre le fonctionnement des deux boucles de circulation et des différents circuits en parallèle : aimants TF et TF structures d'une part et aimants

CS et EF d'autre part. On devra également prendre en compte la géométrie particulière du CICC des aimants CS lequel comporte un canal central et une partie annulaire dans laquelle se situe le câble, induisant ainsi une « traine » sur le débit et un temps de transit allongé.

Les régulations présentées dans ce travail permettent de contrôler le débit de sortie du bain sans contrainte autre que de conserver le niveau du bain stable avec une seule régulation à la fois. La prise en compte de contraintes pendant ces régulations telles des températures maximales à ne pas dépasser dans la boucle ou une pression de bain maximale peuvent conduire à devoir utiliser ensemble différentes stratégies de lissage. Le développement d'un algorithme qui puisse gérer simultanément les trois types de lissage est une autre voie intéressante de développement.



## Bibliographie

- [1] F. Michel, D. Hitz, C. Hoa, et al., "Cryogenic requirements for the JT-60SA Tokamak," in *AIP Conference Proceedings*, 2012, vol. 1434, pp. 78–85.
- [2] C. Hoa, M. Bon-Mardion, P. Bonnay, et al., "Investigations of pulsed heat loads on a forced flow supercritical helium loop – Part A: Experimental set up," *Cryogenics*, vol. 52, no. 7–9, pp. 340–348, Jul. 2012.
- [3] M-M-J. Adam, *La Fusion thermonucléaire contrôlée par confinement magnétique*. Paris: Masson, 1987.
- [4] J. Weisse, "Fusion thermonucléaire," *Techniques de l'ingénieur Physique nucléaire*, vol. base documentaire : TIB200DUO., no. bn3013, 2013.
- [5] S. Ishida, P. Barabaschi, Y. Kamada, et al., "Overview of the JT-60SA project," *Nucl. Fusion*, vol. 51, no. 9, Sep. 2011.
- [6] Y. Brunet and P. Tixador, "Principales applications des supraconducteurs," *Techniques de l'ingénieur Matériaux conducteurs et plasmas*, vol. base documentaire : TIB251DUO., no. d2704, 2013.
- [7] K. Yoshida, K. Kizu, K. Tsuchiya, et al., "The Manufacturing of the Superconducting Magnet System for the JT-60SA," *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*, vol. 22, no. 3, pp. 4200304–4200304, 2012.
- [8] C. Meuris and Rifflet, "Les aimants supraconducteurs au service du LHC," *CLEFS CEA*, no. 56, 2007.
- [9] Air Liquide, "Qatar : démarrage de la plus grande unité d'hélium du monde." Juillet-2008.
- [10] M. Feidt, "Production de froid et revalorisation de la chaleur : machines cryogéniques," *Techniques de l'ingénieur, [Archives] Génie énergétique*, no. be8097, 2005.
- [11] S. Claudet, P. Gayet, P. Lebrun, et al., "Economics of large helium cryogenic systems : Experience from recent projects at CERN," in *Advances in cryogenic engineering*, vol. 45, pp. 1301–1308.
- [12] G. Gistau Bager, "Liquéfaction de l'hélium et réfrigération à l'hélium de moyennes et fortes puissances," *Techniques de l'ingénieur Production de froid : machines frigorifiques et réfrigérants*, vol. base documentaire : TIB211DUO., no. be9816, 2013.
- [13] F. Delcayre, C. Gondrand, L. Drevard, et al., "Recent developments on Air Liquide advanced technologies turbines," in *AIP Conference Proceedings*, 2012, vol. 1434, pp. 820–827.
- [14] G. Marot, "Turbine C7 : elle refroidit," *Cryoscope*, no. 30, p. 6, 2005.
- [15] D. van Houtte, G. Martin, A. Bécoulet, et al., "Real time control of fully non-inductive operation in Tore Supra leading to 6 min, 1 GJ plasma discharges," *Fusion Engineering and Design*, vol. 74, no. 1–4, pp. 651–658, Nov. 2005.
- [16] Y. Brunet and P. Tixador, "Supraconducteurs Structure et comportement des fils," *Techniques de l'ingénieur Matériaux conducteurs et plasmas*, vol. base documentaire : TIB251DUO., no. d2702, 2013.
- [17] P. Roussel, C. Hoa, V. Lamaison, et al., "Design status of the cryogenic system and operation modes analysis of the jt-60sa tokamak," in *AIP Conference Proceedings*, 2010, vol. 1218, pp. 1445–1447.
- [18] B. Rousset, "Procédé de régulation d'un système de refroidissement cryogénique," Jun-2013.
- [19] P. Briend, C. Deschildre, Y. Icart, et al., "Dynamic simulation of a large scale pulsed load helium refrigerator," in *AIP Conference Proceedings*, 2010, vol. 1218, pp. 1453–1459.
- [20] G. Aigouy, J. M. Bernhardt, P. Briend, et al., "Procédé et installation de réfrigération en charge pulsée," Jan-2013.
- [21] H.-S. Chang, D. S. Park, J. J. Joo, et al., "The on-site status of the KSTAR helium refrigeration system," 2008, vol. 985, pp. 437–444.

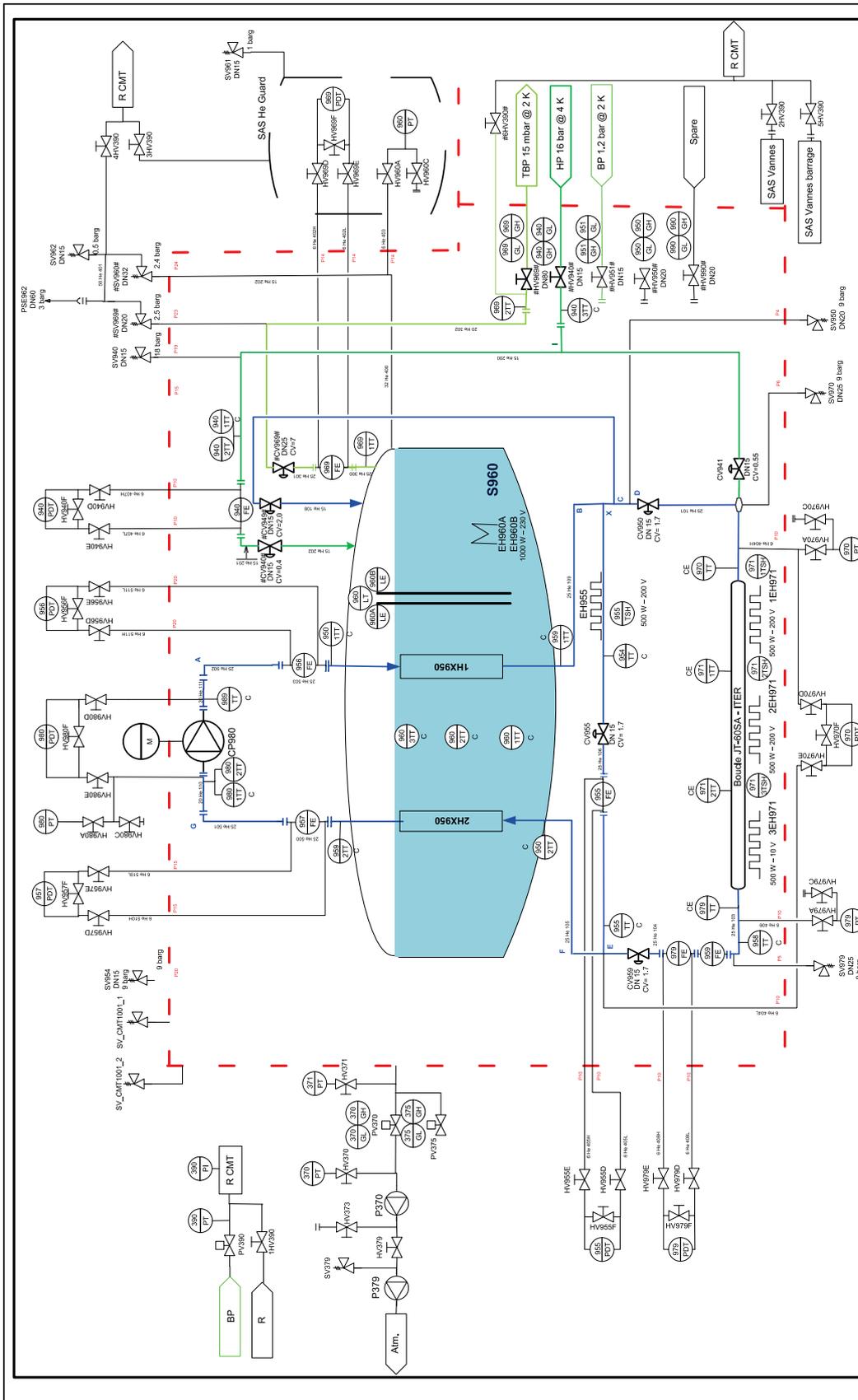
- [22] V. Ganni and P. Knudsen, "Optimal design and operation of helium refrigeration systems using the Ganni cycle," in *AIP Conference Proceedings*, 2010, vol. 1218, pp. 1057–1071.
- [23] R. Dutta, P. Ghosh, and K. Chowdhury, "A cycle configuration for large-scale helium refrigerator for fusion devices towards complete mitigation of the effects of pulsed heat load," *Fusion Engineering and Design*, Sep. 2013.
- [24] F. Clavel, "Modélisation et contrôle d'un réfrigérateur cryogénique Application à la station 800W à 4.5K du CEA Grenoble," L'Université de Grenoble, Grenoble, 2011.
- [25] F. Clavel, M. Alamir, P. Bonnay, et al., "An innovative control of a warm compression system for a Helium refrigerator subject to high pulsed loads," in *Proceeding of the 2010 International Cryogenic Engineering Conference*, 2010.
- [26] F. Bonne, M. Alamir, P. Bonnay, et al., "Model based multivariable controller for large scale compression stations. Design and experimental validation on the Ihc 18kw cryorefrigerator.," presented at the TRANSACTIONS OF THE CRYOGENIC ENGINEERING CONFERENCE—CEC: Advances in Cryogenic Engineering, Anchorage, 2013.
- [27] F. Bonne, M. Alamir, and P. Bonnay, "Physical control oriented model of large scale refrigerators to synthesize advanced control schemes. Design, validation, and first control results," presented at the TRANSACTIONS OF THE CRYOGENIC ENGINEERING CONFERENCE—CEC: Advances in Cryogenic Engineering, Anchorage, 2013.
- [28] B. Jager, G. Bon Mardion, G. Claudet, et al., "Thermal buffer made of He I at constant volume," *Cryogenics*, vol. 25, no. 10, pp. 578–582, Oct. 1985.
- [29] H.-S. Chang, E. Fauve, D.-S. Park, et al., "Operation results of the KSTAR helium refrigeration system," 2010, pp. 1476–1483.
- [30] H.-S. Chang, A. Forgeas, G. Vincent, et al., "Feasibility Studies of the ITER Cryogenic System at KSTAR," *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*, vol. 22, no. 3, pp. 4703804–4703804, 2012.
- [31] V. Kalinin, E. Tada, F. Millet, et al., "ITER cryogenic system," *Fusion Engineering and Design*, vol. 81, no. 23–24, pp. 2589–2595, Nov. 2006.
- [32] R. Vallcorba and B. Rousset, "Rapport d'essais ITER." Document interne.
- [33] V. Lamaison, D. Hitz, C. Hoa, et al., "Determination of heat loads at the interface of the JT-60SA cryogenic system," presented at the Proceedings of ICEC-ICMC23, Wroclaw, 2010, pp. 809–814.
- [34] P. Roussel, A. Girard, B. Jager, et al., "The 400W at 1.8K Test Facility at CEA-Grenoble," in *AIP Conference Proceedings*, 2006, vol. 823, pp. 1420–1427.
- [35] K. Yoshida, K. Tsuchiya, K. Kizu, et al., "Development of JT-60SA superconducting magnet system," *Physica C: Superconductivity*, vol. 470, no. 20, pp. 1727–1733, Nov. 2010.
- [36] H. J. Lee, D.-S. Park, Y. M. Park, et al., "Influence of Plasma Operation on the PF Circulator of KSTAR HRS System During 2010 Campaign," *IEEE Transactions on Plasma Science*, vol. 40, no. 5, pp. 1466–1471, 2012.
- [37] R. M. Manglik and A. E. Bergles, "Heat transfer and pressure drop correlations for the rectangular offset strip fin compact heat exchanger," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 10, no. 2, pp. 171–180, février 1995.
- [38] P. Roussel, M. Bon Mardion, A. Girard, et al., "Performance of the Cryogenic Test Facility at CEA Grenoble between 1.5 K and 4.5K.," presented at the International Cryogenic Engineering Conference, Prague, 2006.
- [39] F. Bonne and P. Bonnay, "Procédé de commande d'un dispositif de compression d'un fluide caloporteur d'une machine cryogénique," Jul-2013.
- [40] T. De Jonge, A. Rivetti, L. Serio, et al., "Development of a Mass Flowmeter based on the Coriolis Acceleration for Liquid, Supercritical and Superfluid Helium," *CERN Document Server*, 21-Nov-2002. [Online]. Available: <http://cds.cern.ch/record/593503>. [Accessed: 11-Sep-2013].
- [41] "Chauffage LUKON, <http://www.lukon.ch>." .
- [42] M. Komeda, "Design information of cryolines and inventory. Projet JT-60SA." Atomic Energy Agency, 2008.
- [43] "Chauffage Thermocoax®, <http://www.thermocoax.com>." .

- [44] “Circulateur Barber-Nichols, <http://www.barber-nichols.com/products/pumps/cryogenic-pumps/liquid-helium-pumps>.” .
- [45] R. Pengo, S. Junker, and H. H. J. ten Kate, “Liquid helium centrifugal pump characteristics from 80 g/s to 1200 g/s,” *Cryogenics*, vol. 50, no. 1, pp. 8–12, Jan. 2010.
- [46] B. Jager, G. Bon Mardion, G. Claudet, et al., “Heat transfer in He I for industrially manufactured aluminium plate heat exchangers,” *Cryogenics*, vol. 26, no. 4, pp. 222–225, avril 1986.
- [47] “Batch control. Part1: Models and Terminology,” IEC – Standard IEC 61512-1, 1997.
- [48] “Panorama E<sup>2</sup> version entreprise, <http://fr.codra.net/panorama/logiciel-suivi-production/supervision-panorama-e2>.” .
- [49] EA Internacional, *EcosimPro* <http://www.ecosimpro.com/description.php>. 2013.
- [50] EA Internacional, *CRYOLIB*, [http://www.ecosimpro.com/lib\\_cryolib.php](http://www.ecosimpro.com/lib_cryolib.php). 2013.
- [51] V. Hoareau, “Rapport stage M2,” 2013.
- [52] N. Shatil, *VINCENTA Code V6.0. A universal computer code for simulation of thermohydraulic processes in cryogenic systems of superconducting magnets*. St. Petersburg, Russia: The D.V. EFREMOV Scientific Research Institute of Electrophysical Apparatus. <[www.alphysica.com](http://www.alphysica.com)>.
- [53] R. Vallcorba, D. Hitz, B. Rousset, et al., “Investigations of pulsed heat loads on a forced flow supercritical helium loop: Part B: Simulation of the cryogenic circuit,” *Cryogenics*, vol. 52, no. 7–9, pp. 349–361, juillet 2012.
- [54] R. Maekawa, K. Ooba, M. Nobutoki, et al., “Dynamic simulation of the helium refrigerator/liquefier for LHD,” *Cryogenics*, vol. 45, no. 3, pp. 199–211, Mar. 2005.
- [55] R. Maekawa, S. Takami, K. Oba, et al., “Adaptation of advanced control to the helium liquefier with C-PREST,” in *22nd International Cryogenic Engineering Conference*, Séoul, 2008, p. 243.
- [56] L. Savoldi Richard, R. Bonifetto, Y. Chu, et al., “4C code analysis of thermal–hydraulic transients in the KSTAR PF1 superconducting coil,” *Cryogenics*, vol. 53, pp. 37–44, Jan. 2013.
- [57] L. Savoldi Richard, F. Casella, B. Fiori, et al., “The 4C code for the cryogenic circuit conductor and coil modeling in ITER,” *Cryogenics*, vol. 50, no. 3, pp. 167–176, Mar. 2010.
- [58] R. Zanino, R. Bonifetto, F. Casella, et al., “Validation of the 4C code against data from the HELIOS loop at CEA Grenoble,” *Cryogenics*, vol. 53, pp. 25–30, Jan. 2013.
- [59] R. Zanino, R. Bonifetto, C. Hoa, et al., “4C modeling of pulsed-load smoothing in the HELIOS facility using a controlled bypass valve,” *Cryogenics*, vol. 57, pp. 31–44, Oct. 2013.
- [60] R. Zanino, R. Bonifetto, C. Hoa, et al., “Verification of the Predictive Capabilities of the 4C Code Cryogenic Circuit Model,” in *Advances in Cryogenic Engineering*, Anchorage (AK), 2013.
- [61] L. Bottura, “Quench propagation through manifolds in forced flow cooled coils,” *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*, vol. 3, no. 1, pp. 606–609, 1993.
- [62] L. Bottura, “A Numerical Model for the Simulation of Quench in the ITER Magnets,” *Journal of Computational Physics*, vol. 125, no. 1, pp. 26–41, Apr. 1996.
- [63] C. Marinucci and L. Botturak, “The hydraulic solver Flower and its validation against the QUELL experiment in SULTAN,” *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*, vol. 9, no. 2, pp. 616–619, 1999.
- [64] L. Bottura and C. Rosso, “Flower, a model for the analysis of hydraulic networks and processes,” *Cryogenics*, vol. 43, no. 3–5, pp. 215–223, Mar. 2003.
- [65] “Aspen Hysys® <http://www.aspentech.com/hysys/>.” .
- [66] C. Deschildre, “Modélisation Dynamique d’un Réfrigérateur Cryogénique : la Station 400 W @ 1.8 K à l’aide du Logiciel AspenHysys® Dynamics,” 2007.
- [67] C. Deschildre, A. Barraud, P. Bonnay, et al., “Dynamic simulation of an helium refrigerator,” in *AIP Conference Proceedings*, 2008, vol. 985, pp. 475–482.
- [68] B. Bradu, “Modélisation, simulation et contrôle des installations cryogéniques du CERN,” Thèse, Université Paris Sud - Paris XI, 2010.
- [69] B. Bradu, P. Gayet, and S.-I. Niculescu, “A process and control simulator for large scale cryogenic plants,” *Control Engineering Practice*, vol. 17, no. 12, pp. 1388–1397, décembre 2009.
- [70] B. Bradu, E. B. Vinuela, and P. Gayet, “Example of cryogenic process simulation using EcosimPro: LHC beam screen cooling circuits,” *Cryogenics*, vol. 53, pp. 45–50, Jan. 2013.

- [71] EA Internacional, "Mathematical algorithms and simulation guide." 2007.
- [72] L. R. Petzold, "Description of Dassl: A Differential/Algebraic System Solver," Sandia National Labs., Livermore, CA (USA), SAND-82-8637; CONF-820810-21, Sep. 1982.
- [73] C. Pozrikidis, *Numerical computation in science and engineering*. Oxford university press New York, 1998.
- [74] V. Arp, B. Mc Carty, and J. FOX, *HEPAK*. Louisville, Colorado: Cryodata Inc, 1999.
- [75] B. Rousset, C. Hoa, B. Lagier, et al., "0-D thermo-hydraulic approach for predicting pressure and temperature along HELIOS SHe closed loop under pulsed loads," *Cryogenics*, vol. 53, pp. 7–16, Jan. 2013.
- [76] WEKA, "Valve sizing Formulas according to DIN/IEC 534." 2000.
- [77] H.-S. Chang, R. Maekawa, A. Forgeas, et al., "Test Results of Pressure Head Mitigation of Supercritical Helium Across Cold Circulators at KSTAR for the Justification of the ITER Central Solenoid Cooling Circuit Design," *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*, vol. 24, no. 3, pp. 1–4, 2014.
- [78] L. Bottura, P. Bruzzone, M. Calvi, et al., "Simulation of the flow-reversal effect in dual-channel CICC for ITER," *Cryogenics*, vol. 47, no. 11–12, pp. 553–562, Nov. 2007.
- [79] *Unity Pro*. Schneider Electric.
- [80] B. Lagier, P. Bonnay, and C. Hoa, "Procédé et dispositif de régulation d'un système de refroidissement cryogénique," Demande n°13 61636.
- [81] K. Protassof, *Probabilités et incertitudes*. 1999.
- [82] "Fityk, <http://fityk.nieto.pl/>."

# Annexes

## Annexe A : PID HELIOS et géométrie



Ensemble		Echelle		CEA – Grenoble	
CMT10.01 Boucle charge pulsée HELIOS - ITER		Sans		SBT	
Titre		N° Etude		N° Press	
Cryoplant 400W @ Grenoble CEA		2009-03		B	
		S / Ensemble		Indice	
				R	

Indice	Date	Auteur
R	14/11/12	C. HOA

## Géométrie

Lignes	DN	Dia. Inter. (mm)	Longueur (mm)	Volume (l)
CP980-TT989	DN20	23.70	262	0.12
TT989 - A	DN20	23.70	4799	2.12
A - 1TT950	DN25	30.5	1908	1.39
1TT950 - 1HX950	DN25	30.5	2149	1.57
1HX950				2.90
1HX950 - 1TT959	DN20	23.7	2254	0.99
1TT959 - B	DN20	23.7	407	0.18
B - X	DN20	23.7	336	0.15
X - TT970	DN25	30.5	21194	15.48
TT970 - 1EH971	DN25	30.5	8600	6.28
1EH971	DN25	30.5	25000	18.27
1EH971 - 1TT971	DN25	30.5	4000	2.92
1TT971 - 2EH971	DN25	30.5	4000	2.92
2EH971	DN25	30.5	25000	18.27
2EH971 - 2TT971	DN25	30.5	8500	6.21
3EH971	DN25	30.5	31500	23.01
TT979 - E	DN25	30.5	29324	21.42
E-F	DN25	30.5	145	0.11
F - 2TT950	DN20	23.7	510	0.22
2TT950 - 2HX950	DN20	23.7	1406	0.62
2HX950				2.90
2HX950 - 2TT959	DN25	30.5	2327	1.70
2TT959 - G	DN25	30.5	2206	1.61
G - 1TT980	DN20	23.7	5688	2.51
1TT980 - CP980	DN20	23.7	330	0.15
X - TT955	DN20	23.7	2845	1.26
TT955 - E	DN20	23.7	295	0.13
A - B	DN25	30.5	4253	3.11
F - G	DN25	30.5	3259	2.38

Longueur total sans by-pass : 181.8 m

Volume total avec by-pass : 135.4 l

Volume total non circulant : 7.01 l

## **Annexe B : Informations sur les capteurs**

<b>Désignation</b>	<b>Type</b>	<b>Gamme</b>	<b>Erreur systématique</b>
PT 970	Pression absolue	0-10 bar	40 mbar
PT 979	Pression absolue	0-10 bar	40 mbar
PT 960	Pression absolue	0-4 bar	16 mbar
PT 980	Pression absolue	0-10 bar	40 mbar
PDT955	Pression différentielle	0-100 mbar	0.08 mbar
PDT979	Pression différentielle	0-100 mbar	0.08 mbar
PDT957	Pression différentielle	0-100 mbar	0.08 mbar
PDT956	Pression différentielle	0-100 mbar	0.08 mbar
PDT940	Pression différentielle	0-150 mbar	0.08 mbar
PDT969	Pression différentielle	0-100 mbar	0.08 mbar
PDT970	Pression différentielle	0-2 bar	1.6 mbar
PDT980	Pression différentielle	0-2 bar	1.6 mbar
1TT 959	Température carbone	1-20 K	18 mK
2TT 959	Température carbone	1-20 K	18 mK
1TT 950	Température carbone	1-20 K	18 mK
2TT 950	Température carbone	1-20 K	18 mK
TT 955	Température carbone	1-20 K	18 mK
1TT 958	Température carbone	1-20 K	18 mK
TT 954	Température carbone	1-20 K	18 mK
3TT 960	Température carbone	1-20 K	18 mK
2TT 960	Température carbone	1-20 K	18 mK
1TT 960	Température carbone	1-20 K	18 mK
TT 989	Température carbone	1-20 K	18 mK
1TT 980	Température carbone	1-20 K	18 mK
2TT 980	Température platine	20-300 K	0.1 K
1TT 970	Température Cernox®	1.4-325 K	20 mK
1TT 971	Température Cernox®	1.4-325 K	20 mK
2TT 971	Température Cernox®	1.4-325 K	20 mK
1TT 979	Température Cernox®	1.4-325 K	20 mK
1TT 940	Température carbone	1-20 K	20 mK
2TT 940	Température platine	20-300 K	0.1 K
TT 969	Température platine	20-300 K	0.1 K

Désignation	Localisation	Position capteur	
Venturi FE955	by-pass HELIOS	E->FE955	766 mm
Venturi FE979	sortie serpentin	CV959->FE979	711 mm
Venturi FE957	Echangeur 2HX	CV957->FE957	1311 mm
Venturi FE956	Echangeur 1HX	CV956->FE956	403 mm
Venturi FE940	JT bain S960	CV940->FE940	406 mm
Venturi FE969	Ligne retour TBP	CV969->FE969	1084 mm
Coriolis FE958	sortie serpentin	CV959->FE958	1081 mm
1TT 959	en sortie de l'échangeur 1HX960	2254 *mm de 1HX960	
2TT 959	en sortie de l'échangeur 2HX960	2327 mm de 2HX960	
1TT 950	en entrée de l'échangeur (CV956->1HX960)	2149 mm de 1HX960	
2TT 950	CV959 ->2HX960	1406* mm de 2HX 960	
TT 955	E->CV955	295 mm de E	
1TT 958	amont Coriolis FE959	795 mm de FE959 ou 1165 mm de FE979	
TT 954	by-pass CV955, aval chauffage EH955	530 mm de X ou à 950 mm de 2TT959	
3TT 960	bain S960	z=1370*	
2TT 960	bain S960	z=813*	
1TT 960	bain S960	z=470*	
TT 989	CP980 -> A	262 mm de sortie CP980	
1TT 980	CP980 -> G	330 mm de l'entrée CP980	
2TT 980	CP980 -> G	790 mm de l'entrée CP980	
1TT 970	mélangeur ->serpentin	1485 mm du mélangeur	
1TT 971	entrée serpentin THC2	1485 + 37500 mm du mélangeur	
2TT 971	entrée serpentin résistance	1485 + 2*(37500) mm du mélangeur	
1TT 979	sortie du serpentin	1485 + 2*(37500)+31500 mm du mélangeur	
1TT 940	CV940 -> I	867 mm de CV940	
2TT 940	CV940 -> I	1183 mm de CV940	
TT 969	CV969->S960	161 mm tête platine (181 mm dessous platine)	
PT 970	CV941 -> Serpentin (entrée boucle)	90 mm du mélangeur	
PT 979	Serpentin -> CV959 (sortie boucle)	1485 + 2*(37500)+31500 mm du mélangeur	
PT 960	Dessous platine S960 et prise de pression	1055 mm	
PT 980	juste en entrée pompe	85 mm	

\* sondes à la température du bain

## Annexe C : Méthodes d'étalonnage et calculs d'erreur: débitmètres, pertes statiques, erreur des thermomètres, caractéristiques des vannes

### C.1 Méthode d'étalonnage des débitmètres

Les débitmètres Coriolis ne nécessitent pas d'étalonnage mais vont permettre d'étalonner tous les débitmètres Venturi.

- Le FT601 permet d'étalonner directement FE940 puisqu'ils sont situés en série lorsque la vanne CV941 est fermée. De façon indirect il est possible également d'étalonner FT969 en sortie de bain. Quand la vanne CV940 régule le niveau de liquide du bain de façon stable et à pression fixe alors on peut affirmer que les débits entrant et sortant sont égaux.

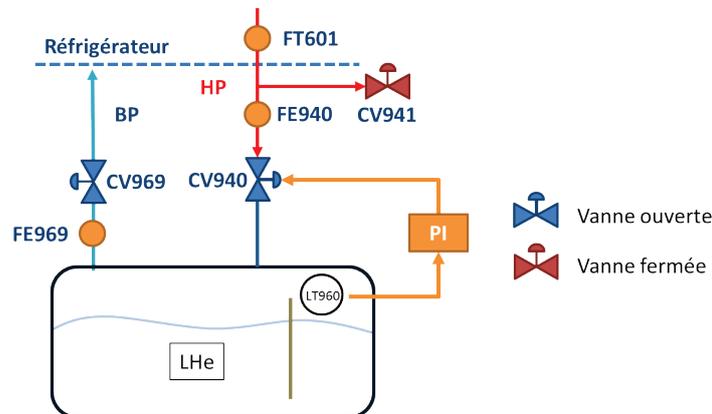


Figure C.1.1 Configuration d'étalonnage des débitmètres du bain

- Le FE959 permet directement d'étalonner FE979-957-956 puisqu'ils sont également en série lorsque la vanne de by-pass CV955 est fermée. Pour étalonner FE955, il a été choisi de travailler en configuration de by-pass partiel : le débit FE955 est donné par la différence entre le débit FE957 et le FE959. Cela permet d'obtenir un éventail plus large de débits qu'avec le by-pass seul avec CV950 et CV959 fermée.

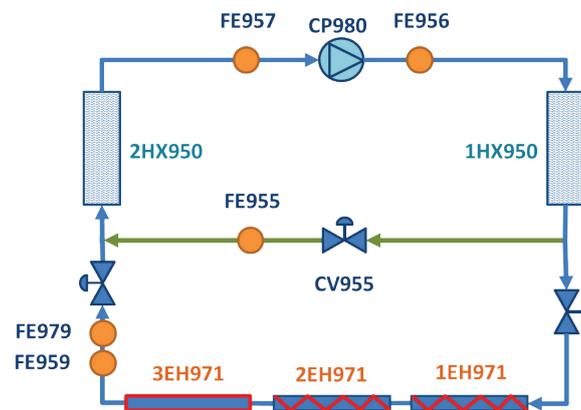


Figure C.1.2 Configuration des débitmètres de la boucle

La méthode est strictement identique dans 6 cas d'étalonnage et seule celle du FE940 est détaillée dans la suite.

Pour rappel l'équation d'étalonnage utilisée est :

$$\dot{m} = a \times \sqrt{\Delta P \cdot \rho} + b \quad \text{C.1.1}$$

Le débitmètre FE940 est étalonné en utilisant le débitmètre de référence Coriolis **FT601** présent à la sortie de la station 400W. On opère avec la vanne CV941 fermée : tout le débit passe par la vanne CV940. On joue sur l'ouverture de celle-ci afin de faire varier le débit entrant dans le bain S960. Les différents points sont stabilisés 5 minutes au minimum. On trace le débit du FT601 en fonction de  $\sqrt{\Delta P \cdot \rho}$  du FE940 et on effectue ensuite une régression linéaire sur les points obtenus afin d'obtenir le paramètre  $a$ .

6 points ont été utilisés (17 Janvier 2013).

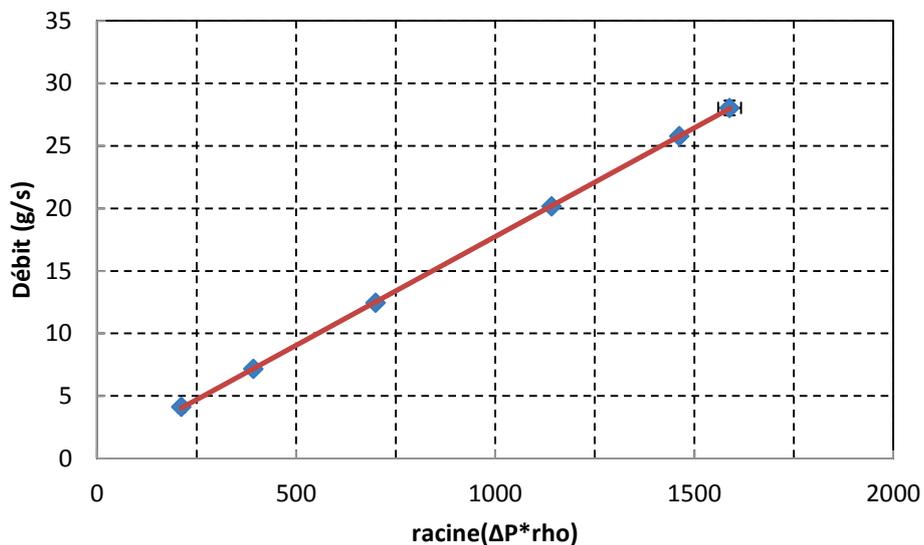


Figure C.1.3 Points d'étalonnage du débitmètre FE940 (les barres d'erreur sont incluses dans l'épaisseur des points)

Afin de prendre en compte les incertitudes de chacun des points expérimentaux, on introduit dans le calcul de minimisation des moindres carrés une pondération via les erreurs sur le débit en ordonnée en chacun des points. On applique la méthode des moindres carrés décrite dans [81] ce qui nous permet d'évaluer l'incertitude sur le coefficient directeur et l'ordonnée à l'origine de la fonction linéaire. La méthode n'est décrite que pour une erreur suivant l'axe y mais pas les deux. Puisque l'erreur qui nous intéresse est celle sur  $\sqrt{\Delta P \cdot \rho}$ , il est nécessaire d'inverser les axes x y. Les résultats seront ensuite transformés convenablement pour obtenir l'équation de la droite comme tracé sur la Figure C.1.3.

Soit une fonction linéaire :  $y = a'x + b'$  et un ensemble de points expérimentaux  $(x_i, y_i)$  avec une erreur sur  $y$   $\sigma_i, i \in [1; 6]$ . Les  $\sigma_i$  sont déterminés, à un intervalle de confiance de 99%, comme :

$$\sigma_i = 2.33 \times \text{ecart type}(y_i)$$

D'après [81], on peut calculer  $a'$  et  $b'$  comme suit :

$$a' = \frac{1}{\Delta} \left( \sum_{i=1}^6 \frac{y_i x_i}{\sigma_i^2} \sum_{i=1}^6 \frac{1}{\sigma_i^2} - \sum_{i=1}^6 \frac{y_i}{\sigma_i^2} \sum_{i=1}^6 \frac{x_i}{\sigma_i^2} \right) \quad \text{C.1.2}$$

$$b' = \frac{1}{\Delta} \left( \sum_{i=1}^6 \frac{y_i}{\sigma_i^2} \sum_{i=1}^6 \frac{x_i^2}{\sigma_i^2} - \sum_{i=1}^6 \frac{y_i x_i}{\sigma_i^2} \sum_{i=1}^6 \frac{x_i}{\sigma_i^2} \right) \quad \text{C.1.3}$$

Avec

$$\Delta = \sum_{i=1}^6 \frac{x_i^2}{\sigma_i^2} \sum_{i=1}^6 \frac{1}{\sigma_i^2} - \left( \sum_{i=1}^6 \frac{x_i}{\sigma_i^2} \right)^2 \quad \text{C.1.4}$$

Ensuite pour effectuer le changement d'axe il suffit d'appliquer :

$$x = \frac{1}{a'} y - \frac{b'}{a'}$$

Maintenant notons :

$$a = \frac{1}{a'} \text{ et } b = -\frac{b'}{a'}$$

Et on obtient:

<b>FE940</b>	
a	0.01738 m <sup>2</sup>
b	0.3 g.s <sup>-1</sup>

*Remarque* : On suppose avec cette méthode qu'il n'y a pas d'incertitude sur le débit FT601. L'erreur sur le débit de référence (1% d'erreur systématique d'après [40]) sera ajoutée à la toute fin du calcul d'erreur.

### Incertitudes

L'erreur relative recherchée est donnée par la formule:

$$\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} = \sqrt{\left( \frac{\left( a\sqrt{\Delta P \cdot \rho} \sqrt{\left(\frac{\Delta a}{a}\right)^2 + \left(\frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{\Delta \Delta P}{\Delta P}\right)^2 + \left(\frac{\Delta \rho}{\rho}\right)^2}\right)^2}{a\sqrt{\Delta P \cdot \rho} + b} + \Delta b^2 \right)^2}{a\sqrt{\Delta P \cdot \rho} + b} + err_{FT601}^2 \right)} \quad \text{C.1.5}$$

L'erreur se décompose donc en trois parties : les calculs de  $\Delta a$  et  $\Delta b$  qui dépendent de la statistique des points d'étalonnages, le calcul des incertitudes de types A et B des mesures physiques (pression différentielle, pression et température) que l'on moyennera géométriquement et enfin l'erreur du débitmètre de référence.

Toujours d'après [81] on peut déterminer l'incertitude à 99% sur  $a'$  et  $b'$  comme suit :

$$\Delta a' = \sqrt{\frac{1}{\Delta} \sum_{i=1}^6 \frac{1}{\sigma_i^2}} \quad \text{C.1.6}$$

$$\Delta b' = \sqrt{\frac{1}{\Delta} \sum_{i=1}^6 \frac{x_i^2}{\sigma_i^2}} \quad \text{C.1.7}$$

En effet les  $\sigma_i$  sont des erreurs relatives et non des écarts types dans ce cas-ci.

Pour repasser aux erreurs sur  $a$  et  $b$  :

$$\frac{\Delta a}{a} = \frac{\Delta a'}{a'} \quad \text{C.1.8}$$

$$\frac{\Delta b}{b} = \frac{\Delta b'}{b'} + \frac{\Delta a'}{a'} \quad \text{C.1.9}$$

Finalement on obtient

	FE940
$\Delta a$	8E-5
$\Delta b$	0.1

### Incertitudes sur les mesures physiques

Le calcul du  $\sqrt{\Delta P \cdot \rho}$  comprend 3 mesures de grandeurs physiques : le  $\Delta P$  aux bornes du venturi ainsi que la pression et la température au voisinage. Le calcul de l'incertitude totale sur chacun des capteurs prend en compte l'incertitude de type B (erreurs systématiques des capteurs et de la chaîne de mesure) ainsi que l'incertitude de type A (erreurs statistiques).

### $\Delta P$ (PDT940)

Incertitude de type B : Elle se décompose entre l'erreur du capteur lui-même et la bande morte de l'acquisition de la supervision. Les prises de pression sur le venturi étant très proches (-10 cm) on négligera l'effet de pesanteur.

type B:  $\Delta \Delta P_B = 0.08 \text{ mbar}$  dont  $0.04 \text{ mbar}$  de bande morte

type A :  $\Delta \Delta P_A = 0.31 \text{ mbar}$  pour un DP = 65 mbar

Soit  $\Delta P = 80 \text{ mbar}$ ,  $\frac{\Delta \Delta P}{\Delta P} = 0.4\%$

### $\Delta \rho$

Le calcul de la densité est effectué à l'aide d'HEPAK. La fonction reliant T-P à la densité est donc a priori inconnue. Pour déterminer l'erreur sur celle-ci on calcule l'erreur relative à une densité donnée en fonction des incertitudes sur la température et la pression. Pour la mesure de pression on négligera également l'effet de la gravité sur la mesure (erreur < 32 mbar).

Température (1TT940) type B :  $\Delta T = 18 \text{ mK}$  pas de bande morte

Pression (PTB206) type B :  $\Delta P = 0.08 \text{ bar}$  pas de bande morte

Soit  $\rho = 156.5 \text{ g.l}^{-1}$  ( $T = 4.6 \text{ K}$   $P = 15.9 \text{ bar}$ )  $\rho_{max}(-\Delta T + \Delta P) = 156.3 \text{ g/l}$

$\rho_{min}(+\Delta T - \Delta P) = 156.7 \text{ g/l}$

Donc  $\Delta \rho_B = 0.2 \text{ g/l}$

L'incertitude de type A est évaluée pour une densité moyenne de 156.5 g/l avec un intervalle de confiance de 99%

$$\Delta\rho_A = 0.1 \text{ g/l @ } 17.9 \text{ g/s}$$

$$\frac{\Delta\rho}{\rho} = 0.15 \%$$

Finalement on combinant tous les types d'incertitude on obtient l'erreur relative suivante :

$$\frac{\Delta\dot{m}}{\dot{m}} = 1.2\% \quad \text{avec } \sqrt{\Delta P \cdot \rho} = 1600$$

## C.2 Méthode de calcul des pertes statiques et des erreurs statiques des thermomètres

L'évaluation des pertes statiques est une mesure fine de puissance et est donc sensible aux incertitudes de mesure si on utilise une méthode telle qu'un bilan enthalpique simple sur un seul point de fonctionnement. La méthode utilisée pour HELIOS repose sur l'utilisation de plusieurs points de fonctionnement à différents débits pour tracer la droite représentant le delta d'enthalpie entre 2 points en fonction de l'inverse du débit (C.2.1). L'avantage d'une telle méthode est qu'elle s'affranchit des erreurs systématiques sur les thermomètres qui peuvent être présentes en cas de rayonnement parasite, résistance de contact, petit défaut de positionnement etc...

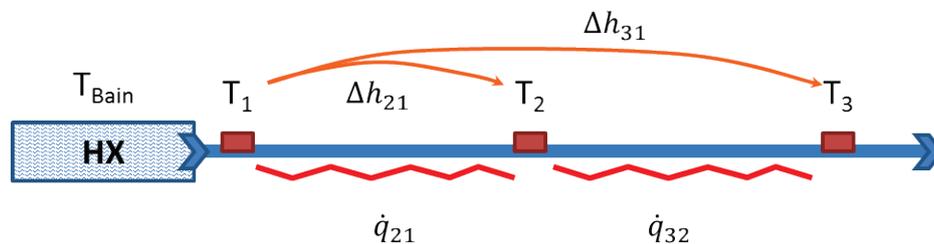


Figure C.2.1 Schéma de principe du calcul des pertes statiques et des corrections des thermomètres de la ligne

$$\Delta h_{21} = \frac{\dot{q}_{21}}{\dot{m}} + \Delta h_{residu} \quad \text{C.2.1}$$

La perte statique du tronçon  $\dot{q}_{21}$  est donnée par la pente de la régression linéaire faite sur ces points avec la méthode de pondération décrite dans A.1.  $\Delta h_{residu}$  représente le décalage résiduel due à un écart statique entre les 2 températures mesurées. En effet, si les sondes étaient parfaites, à débit infini (donc  $\frac{1}{\dot{m}} \rightarrow 0$ )  $\Delta h_{residu}$  serait nul. On corrige donc la température aval de sorte à annuler ce résidu. La méthode possède donc un double avantage, elle permet de simultanément calculer les pertes thermiques d'une section entre 2 capteurs de température et recalibrer le thermomètre aval par rapport au thermomètre amont. On choisit pour cela un thermomètre de référence dont on connaît avec précision la température. Dans notre étude, nous avons choisi les températures en sortie d'échangeurs (1TT959 et 2TT959) dont on peut vérifier la valeur absolue à partir de la spécification

de différence de température entre le bain et la sortie de l'échangeur (maximum  $T_{\text{bain}} + 0.09\text{K}$ ). On recale de façon successive toutes les sondes en prenant la sonde de référence comme sonde amont. Ensuite, pour calculer la perte statique d'un tronçon voulu, on effectue une simple soustraction (par exemple  $\dot{q}_{32} = \dot{q}_{31} - \dot{q}_{21}$ ). Le fait de toujours prendre la même référence en amont, plutôt que de faire des calculs section par section, permet d'obtenir des  $\Delta h$  plus importants ce qui diminue les erreurs relatives sur les pertes thermiques.

Exemple des points utilisés pour la détermination de la perte statique entre 1TT959 et 2TT950 (Figure A.1.3).

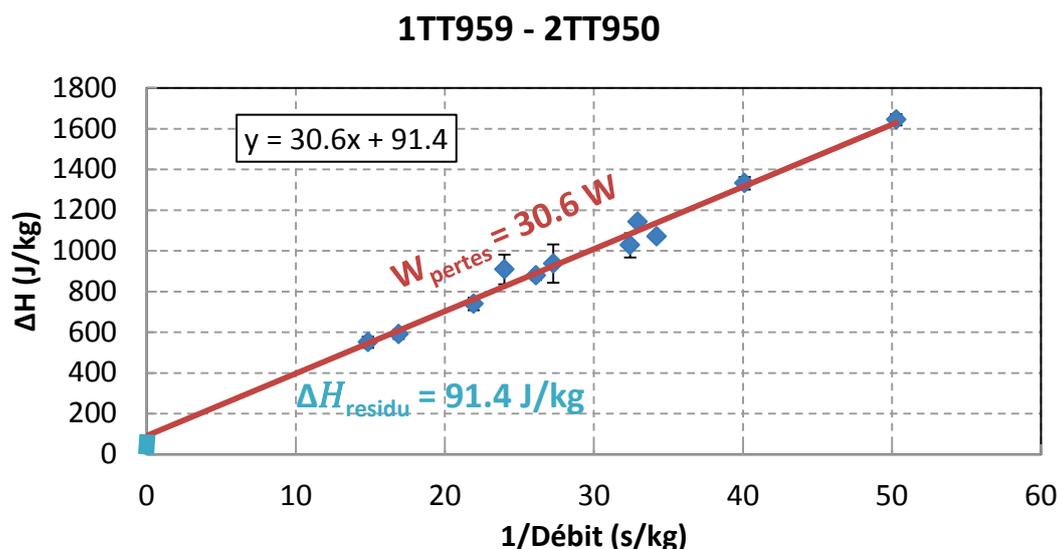


Figure C.2.2 Illustration de la méthode de recalage entre les sondes 1TT959 et 2TT950

Les différents thermomètres de la ligne ont ainsi été recalibrés par cette méthode. 11 points ont été utilisés le 18 et 21 Janvier 2013. Il existe 3 thermomètres qui doivent à priori servir de référence. Les sondes 1TT959 et le 2TT959 qui sont en sortie d'échangeur et donc doivent avoir une valeur de température de  $T_{\text{bain}} + 0.09\text{K}$  (spécifications de l'échangeur). La sonde TT989 est située juste en aval de la pompe et la méthode décrite ne peut pas s'appliquer entre 1TT980 et TT989 puisque la puissance calculée tiendrait compte des pertes mais également du travail de la pompe qui varie lorsque l'on change le débit. Cependant on peut s'affranchir de ce problème et déterminer les pertes statiques de la pompe seule à partir d'un essai en faisant circuler l'hélium dans la boucle en configuration isobare, le circulateur étant arrêté, via les vannes de charge et de décharge. Le débit est mesuré avec le débitmètre Coriolis FT601. Cette mesure a été réalisée au cours de la caractérisation des vannes CV941 et CV949. La perte statique calculée avec la même méthode est de  $9.2 \pm 9.5 \text{ W}$ , soit 2 fois moins que celle annoncée par le constructeur. Cependant l'erreur relative est très importante et reflète la difficulté d'obtenir un débit constant dans cette configuration.

### C.3 Caractérisation des vannes

Une modélisation classique du débit au travers d'une vanne selon le constructeur WEKA [76] et reprise dans la thèse de B. Bradu [68] est:

Pour une vanne subsonique:

$$\dot{m} = \left( 1 - \frac{\Delta P_{vanne}}{P_{IN}} \frac{1}{3 \frac{\gamma}{1.4} Xt} \right) \sqrt{\rho_{IN} \Delta P_{vanne} 10^5} 2.4027 \cdot 10^{-5} \frac{CV_{Max}}{Ra} \left( e^{\frac{Pos}{100} \ln(Ra)} - (1 - pos/100) \right)$$

C.3.1

Pour une vanne sonique :

$$\dot{m} = \left( 1 - \frac{\frac{\gamma}{1.4} Xt}{3 \frac{\gamma}{1.4} Xt} \right) \sqrt{\rho_{IN} P_{IN} \frac{\gamma}{1.4} Xt 10^5} 2.4027 \cdot 10^{-5} \frac{CV_{Max}}{Ra} \left( e^{\frac{Pos}{100} \ln(Ra)} - (1 - Pos/100) \right)$$

C.3.2

Avec:

- $\Delta P$  delta de pression aux bornes de la vanne
- $P_{IN}$  pression amont de la vanne
- $\gamma$  rapport Cp/Cv
- $CV_{Max}$  coefficient de débit de la vanne
- $Ra$  rangeabilité de la vanne
- Pos ouverture en % de la vanne
- $Xt=0.72$ , pour écoulement ouvrant la vanne,  $Xt=0.65$  pour l'écoulement fermant la vanne (cas d'HELIOS).

Le critère de sonicité étant:

$$\frac{\Delta P_{vanne}}{P_{IN}} > \frac{\gamma}{1.4} * Xt \quad \text{C.3.3}$$

La caractérisation d'une vanne constitue donc la connaissance du type d'écoulement (sonique ou subsonique) au travers de la vanne ainsi que du Cv et la rangeabilité de celle-ci. Ces deux dernières données sont accessibles via les données du constructeur mais doivent être vérifiées expérimentalement.

La méthode d'étalonnage utilisée est la suivante :

On crée, à l'aide de l'ouverture de la vanne ou d'une augmentation de la pression amont, un débit constant mesurable. Le  $\Delta P_{vanne}$  doit être constant ainsi que les propriétés de l'hélium en entrée. On répète l'opération sur plusieurs débits en essayant de balayer une large gamme d'ouverture. Idéalement on devrait balayer les points aux moyennes et grandes ouvertures afin d'avoir une bonne estimation de  $Ra$  et de  $Cov_{Max}$ . Des points aux ouvertures proches de 0% sont également

importants puisqu'ils permettent de détecter un éventuel écart par rapport à la formule (saut de débit à l'ouverture).

Afin de déterminer les 2 paramètres d'une vanne on trace les points :

$$CV = \frac{CV_{Max}}{Ra} \left( e^{\frac{Pos}{100} \ln(Ra)} - \left(1 - \frac{Pos}{100}\right) \right) \quad \text{C.3.4}$$

Avec :

$$CV = \begin{cases} \left(1 - \frac{\Delta P_{vanne}}{P_{IN}} \frac{1}{3^{\frac{\gamma}{1.4} - 0.65}}\right) \sqrt{\rho_{IN} \Delta P_{vanne} 10^5} \cdot 2.4027 \cdot 10^{-5} \text{ cas sonique} \\ \left(1 - \frac{\frac{\gamma}{1.4} X t}{3^{\frac{\gamma}{1.4} X t}}\right) \sqrt{\rho_{IN} P_{IN} \frac{\gamma}{1.4} X t 10^5} \cdot 2.4027 \cdot 10^{-5} \text{ cas subsonique} \end{cases}$$

En effectuant un fit sur ces points on peut obtenir  $Ra$  et de  $CV_{Max}$ . Cela n'est pas possible avec Excel, on utilise pour cela le freeware Fityk [82]. Ce logiciel permet de définir la fonction à interpoler et la résolution est effectuée à l'aide d'un algorithme basé sur une méthode de moindres carrés.

## Résultats

### CV940

La mesure de débit utilisée est issue du capteur FT601. La vanne CV941 est fermée. La vanne CV940 est sonique.

Ouverture CV940 (%)	CV
24.8	1.91E-02
34.8	3.38E-02
44.9	5.95E-02
54.9	9.67E-02
59.9	1.24E-01
62.0	1.33E-01

CV940	Données
-------	---------

<b><i>Ra</i></b>	92	100
<b><i>CV<sub>Max</sub></i></b>	0.77	0.4

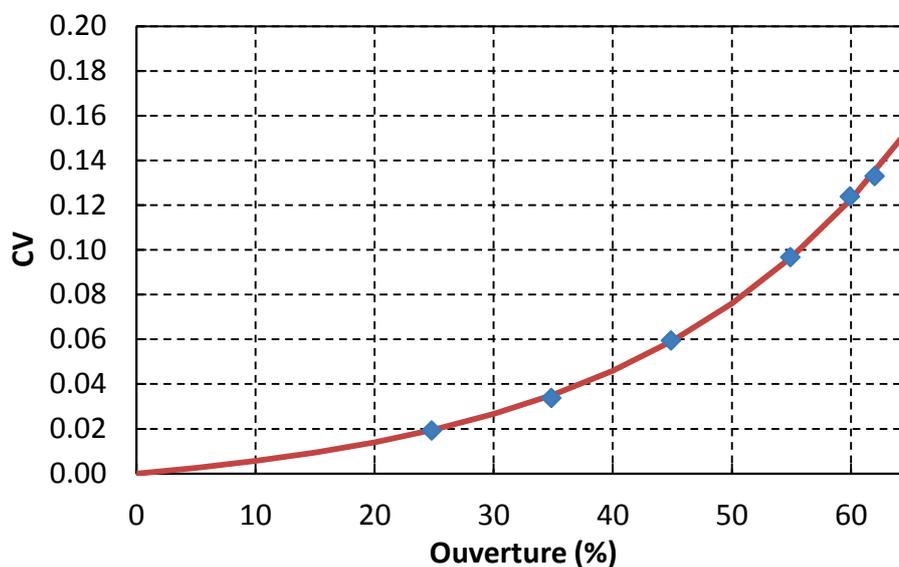


Figure C.3.1 Caractérisation de la vanne CV940

La caractérisation est valable pour des ouvertures comprises entre 25% et 62%.

#### CV941

La mesure de débit utilisée est issue du débitmètre Coriolis FT601. La vanne CV940 est fermée. On effectue la caractérisation des vannes CV941 et CV949 en même temps. La boucle d'HELIOS est mise en configuration isobare 5 bar. On change l'ouverture de la vanne CV941 et on attend que la boucle se retrouve à l'équilibre pour stabiliser le point de mesure.

Ouverture CV941 (%)	CV
17.0	1.81E-02
24.9	2.52E-02
35.0	4.12E-02
45.0	7.04E-02
50.0	9.16E-02
55.1	1.18E-01
58.9	1.41E-01

	CV941	Données
<b><i>Ra</i></b>	87	100
<b><i>CV<sub>Max</sub></i></b>	0.91	0.55

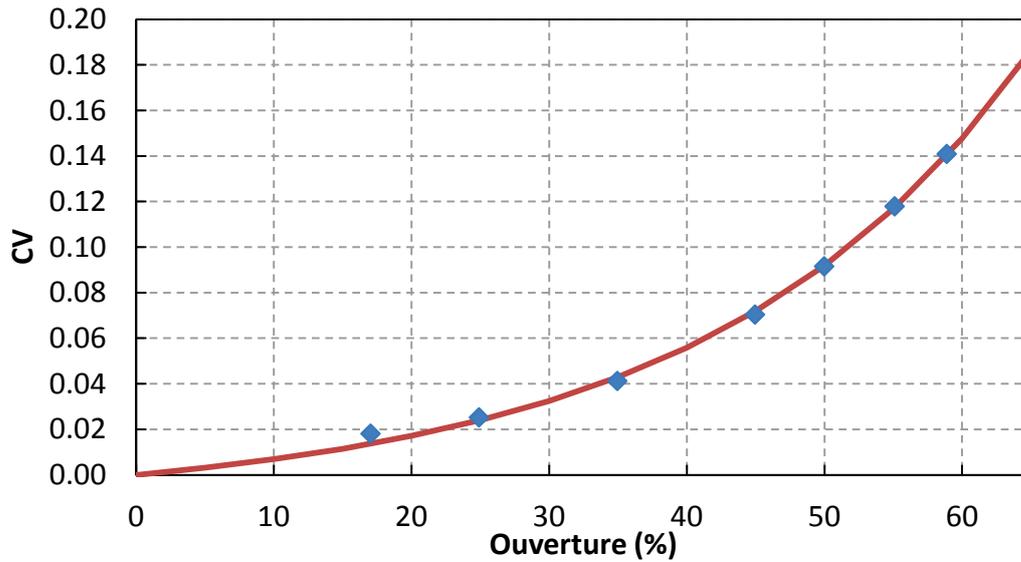


Figure C.3.2 Caractérisation de la vanne CV941

La caractérisation est valable pour des ouvertures comprises entre 17% et 59%. Aux faibles ouvertures le débit mesuré n'est plus corrélé avec la fonction d'interpolation.

#### CV949

Le débit passant au travers de la vanne n'est pas directement mesuré. Cependant lorsque la boucle est dans un état isobare stabilisé, on considère que les débits massiques entrant et sortant sont égaux. On peut donc utiliser pour la caractérisation le capteur FT601 de façon indirecte.

Ouverture CV949 (%)	CV
35.5	8.35E-02
38.6	1.17E-01
41.3	1.53E-01
44.7	1.97E-01
47.0	2.36E-01

	CV949	Données
<b>Ra</b>	4203	160-(0-30%) 100-(30-100%)
<b>CV<sub>Max</sub></b>	20.06	1.5 (0-30%) 2 (30-100%)

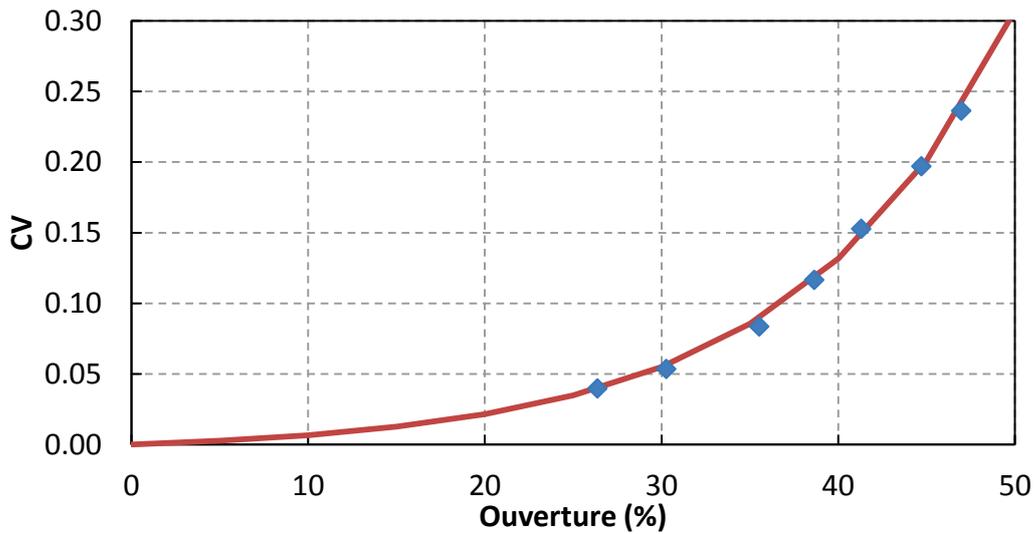


Figure C.3.3 Caractérisation de la vanne CV949

La caractérisation est valable pour des ouvertures comprises entre 35% et 47%. Ce faible intervalle est à l'origine des caractéristiques calculées très loin de celles attendues. La limite provient de la saturation du débitmètre FT601 à  $30 \text{ g.s}^{-1}$  qui ne permet pas d'explorer toute la plage d'utilisation.

#### CV955

Deux solutions sont possible pour caractériser la vanne CV955 : configuration by-pass seul (vannes CV950 et CV959 fermées) avec le FT957 comme débitmètre de référence et configuration ligne + by-pass avec FT957-FT959 comme débitmètre de référence. Les 2 cas ont été réalisé et les points obtenus rassemblé dans le tableau suivant :

Ouverture CV955 (%)	CV
30.49	0.05462
35.40	0.07847
40.20	0.10493
45.28	0.13595
50.19	0.17211
55.10	0.22572
60.10	0.29056
65.12	0.36935
70.05	0.45342
65.60	0.36162

	CV955	Données
<b>Ra</b>	63	100
<b>CV<sub>Max</sub></b>	1.58	1.7

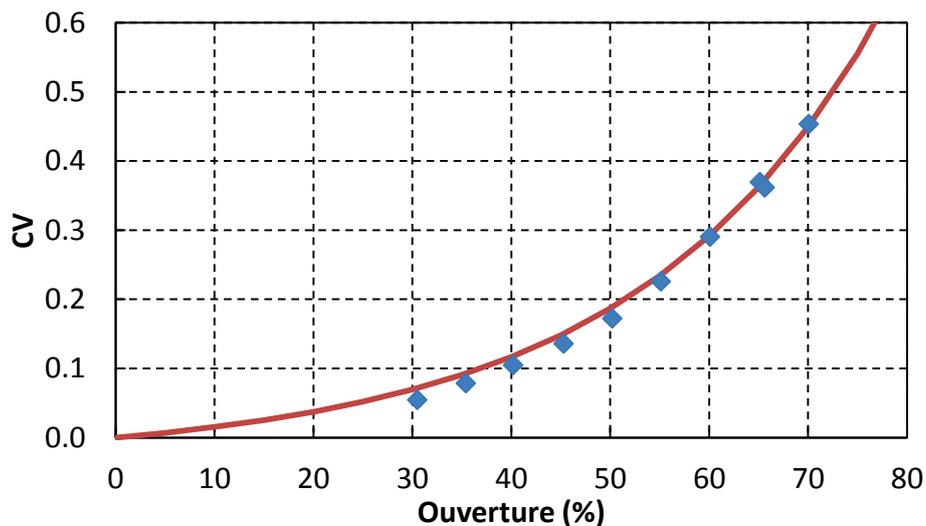


Figure C.3.4 Caractérisation de la vanne CV955

La caractérisation est valable pour des ouvertures comprises entre 30% et 70%.

#### CV950

La vanne CV950 est censée être identique aux CV955 et CV959. Elle a été étalonnée « à la volée » au cours d'un pulse avec régulation du by-pass. Le débitmètre Coriolis FT959 sert de débit de référence.

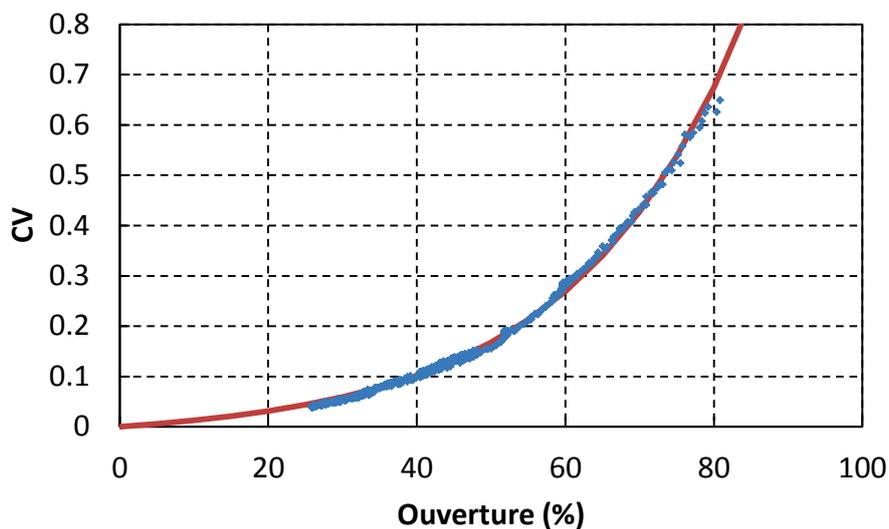


Figure C.3.5 Caractérisation de la vanne CV950

	CV950	Données
<i>Ra</i>	88	100

$CV_{Max}$	1.66	1.7
------------	------	-----

La caractérisation est valable pour des ouvertures comprises entre 25% et 80%. Les résultats obtenus sont très proche de ceux de la CV955. Effectivement ces 2 vannes ainsi que la CV959 sont identiques. Ce résultat peut être extrapolé à la vanne CV959 dans la même gamme d'ouverture.

### CV969

Cette vanne est la plus difficile à caractériser. En effet en fonction des cas (grandes ouvertures) elle peut ne pas être limitante pour le débit. C'est-à-dire que le débit induit par la différence de pression entre le bain et la BP est inférieur au débit max admissible par la vanne à une ouverture donnée. On ne peut donc pas caractériser ces points. De plus pour faire des points de mesure propres il faut conserver la pression du bain la plus constante possible puisque le débit de la vanne en dépend, ce qui est, en pratique, assez difficile à réaliser. Les points suivant ont été mesurés au cours d'un pulse en buffer thermique. Les points ne sont donc pas stabilisés et pris « à la volée ». Le débitmètre utilisé est le FT969. Un paramètre important à prendre en compte a été la correction du capteur de pression Ptb205 (mesure en aval de la CV969). En effet ce capteur, en l'absence de perte de charge sur la CV969, affiche systématiquement une pression inférieure au capteur PT960, ce qui n'est pas physique. Le signal de Ptb205 doit être corrigé d'un minimum de -25 mbar pour que l'on n'observe aucun DP négatif au cours du scénario. C'est cette correction qui est appliquée.

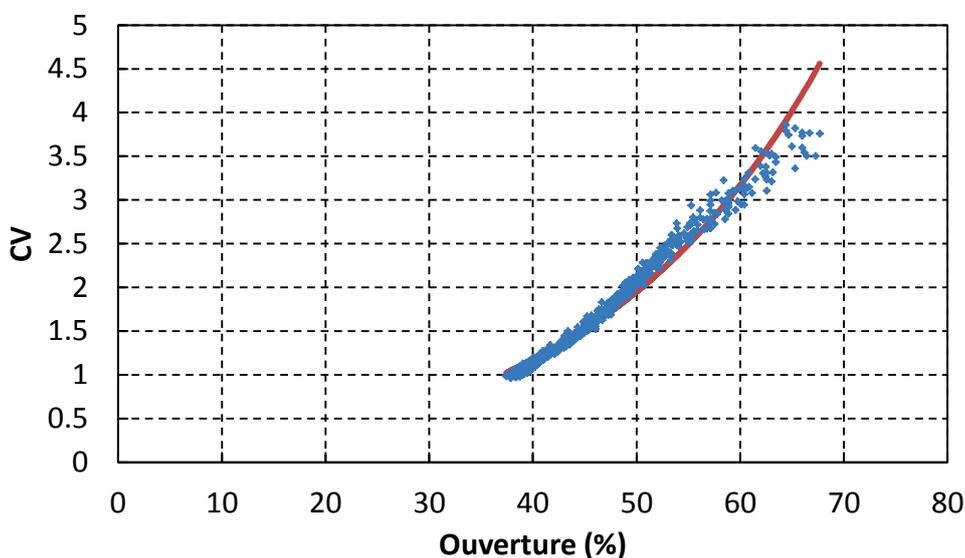


Figure C.3.6 Caractérisation de la vanne CV969

	CV969	Données
$Ra$	99	100
$CV_{Max}$	20.44	7

La caractérisation est valable pour des ouvertures comprises entre 35% et 65%. Aux grandes ouvertures la vanne ne semble pas répondre suivant l'équation de caractérisation A.1.9.

#### C.4 Calcul des bilans de puissance aux bornes des échangeurs

Les bilans de puissance aux bornes des échangeurs de chaleur sont réalisés à l'aide de bilans d'enthalpie calculés selon l'équation (C.4.1). Les mesures de débits, de températures et de pressions nécessaires à ces calculs sont données dans le Tableau C.4.1 et les emplacements des capteurs sont donnés par la Figure C.4.3. A chaque thermomètre correspond une mesure de pression la plus proche possible spatialement. C'est le débitmètre FE957 qui a été utilisé pour tous les points de pour un souci de cohérence entre les bilans (même erreur dans le bilan de HX1 et HX2). Les débitmètres FE959 et FE979 ont été écartés car leurs mesures ne sont pas valables lors de l'utilisation des vannes de by-pass. Quoi qu'il en soit, comme le montre la Figure C.4.1, la différence absolue entre les différents débitmètres est faible (inférieur à 1.6 %) et FE957 est plus stable et proche du débitmètre de référence FE959 que FE956.

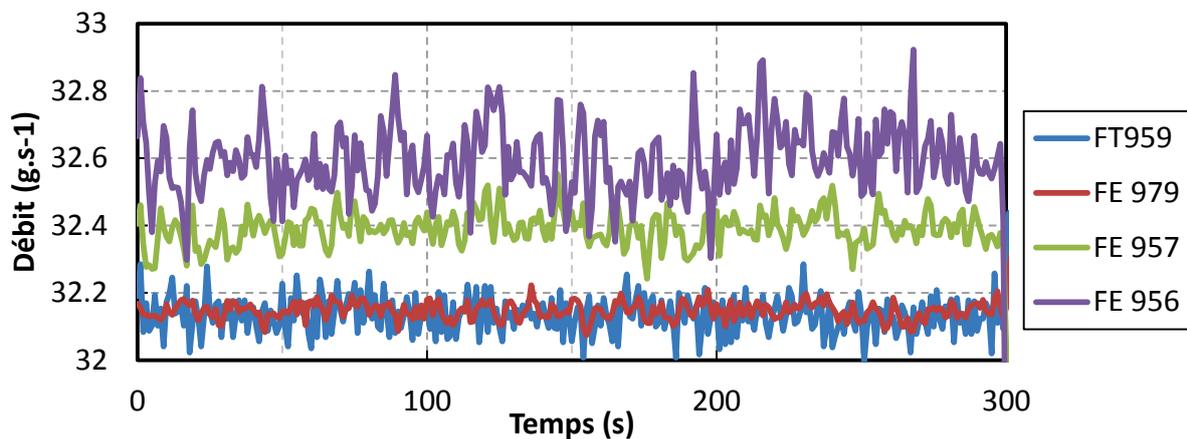


Figure C.4.1 Stabilité des débitmètres de la boucle en condition d'essais

$$\dot{q}_{HX} = \dot{m}(h(P, T)_{entrée} - h(P, T)_{sortie}) \quad (C.4.1)$$

L'erreur est calculée en fonction de celle du débitmètre et de l'erreur statique sur le calcul de l'enthalpie due aux erreurs statiques de mesure de la température et la pression :

$$\frac{d\dot{q}_{HX}}{\dot{q}_{HX}} = \sqrt{\left(\frac{d\dot{m}_{957}}{\dot{m}_{957}}\right)^2 + \left(\frac{\sqrt{dh_{entrée}^2 + dh_{sortie}^2}}{h_{entrée} - h_{sortie}}\right)^2} \quad (C.4.2)$$

Avec  $dh_{entrée} = dh_{sortie} = 105 \text{ J/kg}$  (à 4.5 K et 3 bar) (C.4.2a)

A basse puissance c'est l'erreur due aux capteurs qui prévaut tandis qu'à forte puissance c'est l'erreur sur le débit Figure C.4.2. A titre d'exemple pour un débit de  $32 \text{ g.s}^{-1}$ , l'erreur statique à

l'équilibre et dans les conditions d'essais des deux échangeurs est d'environ  $\pm 5$  W (HX1 = 72 W, HX2 = 38 W)

Tableau C.4.1 Mesures utilisées pour le calcul du bilan enthalpique aux bornes des échangeurs

		HX1	HX2
Entrée	$P$	PT980	PT980 + PDT980
	$T$	1TT950	2TT950
	$\dot{m}$	FE957	FE957
Sortie	$P$	PT980	PT980 + PDT980
	$T$	1TT959	2TT959
	$\dot{m}$	FE957	FE957

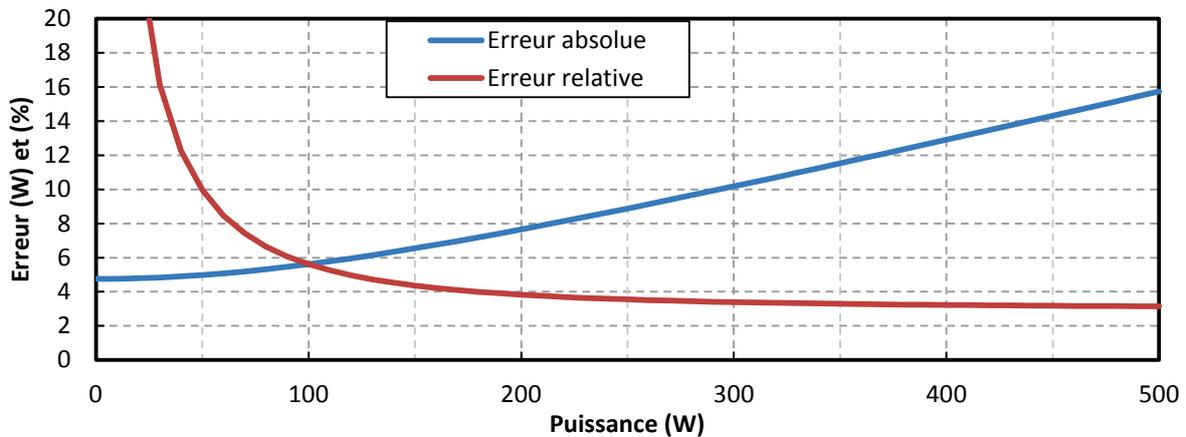


Figure C.4.2 Erreurs relative et absolue du calcul de puissance aux bornes des échangeurs HX1 et HX2 pour un débit de  $32 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$

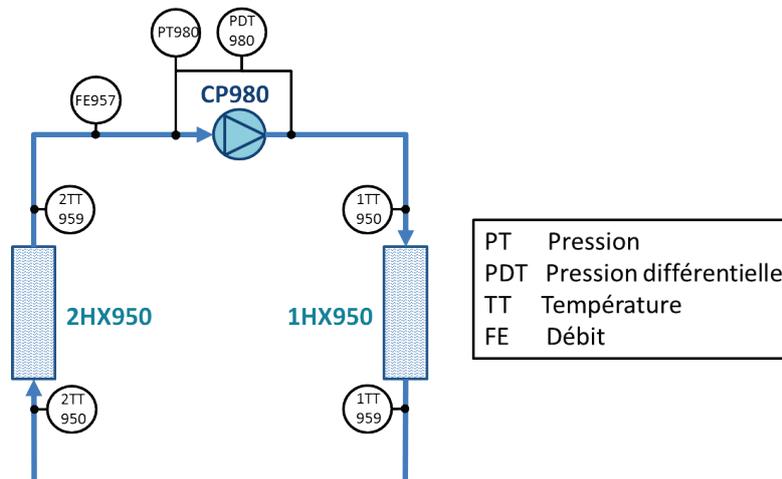


Figure C.4.3 Emplacement des capteurs utilisés pour les bilans enthalpiques aux bornes des échangeurs

Remarque : les bilans de puissance des deux échangeurs ne correspondent pas exactement aux sommes des puissances appliquées aux conduites situées en amont. En effet, la puissance échangée est proportionnelle à l'écart de températures entre l'hélium de la boucle et celui du bain. Or la détente de l'hélium dans la vanne CV959, qui crée la perte de charge artificielle, est effectivement bien isenthalpique mais il en résulte une augmentation de température de l'hélium qui de ce fait

augmente la puissance échangée dans HX2. Une fraction de l'énergie du circulateur apportée au fluide n'est donc pas échangée dans HX1 mais dans HX2. Cette quantité ( $\dot{q}_{trans}$ ) correspond à l'écart d'enthalpie entre les sorties des échangeurs :

$$\dot{q}_{trans} = \dot{m}_{boucle} (h(P_{PT980+PDT980}, T_{1TT959})_{entrée} - h(P_{PT980}, T_{2TT959})_{sortie}) \quad (\text{C.4.3})$$

La température du bain et par extension celle en sortie des échangeurs étant supposée fixe,  $\dot{q}_{trans}$  ne va dépendre que des conditions imposées par le circulateur (débit et  $\Delta P$ ). Dans le cas d'HELIOS (PT980 = 3 bar, PDT980 = 0.7,  $\dot{m}_{boucle} = 32 \text{ g.s}^{-1}$ ), la valeur de  $\dot{q}_{trans}$  s'élève à 11 % de la puissance totale dissipée par le circulateur (soit 8 W).

### C.5 Calcul de la puissance de réfrigération

La puissance de réfrigération du bain consiste à un bilan enthalpique entre l'entrée et la sortie de celui-ci :

$$\dot{q}_{ref} = \dot{m}_{FE969} h_{sortie} - \dot{m}_{FE940} h_{entrée} \quad \text{C.5.1}$$

Avec

$$\begin{aligned} h_{sortie} &= f(P_{PT960} @ sat) \\ h_{entrée} &= f(1TT940, Ptb206) \end{aligned}$$

L'erreur relative associée se calcule de la façon suivante :

$$\frac{\Delta \dot{q}_{ref}}{\dot{q}_{ref}} = \frac{\sqrt{\left( \dot{m}_{FE969} h_{sortie} \sqrt{err_{FE969}^2 + err_{h_{sortie}}^2} \right)^2 + \left( \dot{m}_{FE940} h_{entrée} \sqrt{err_{FE940}^2 + err_{h_{entrée}}^2} \right)^2}}{\dot{q}_{ref}} \quad \text{C.5.2}$$

Les erreurs relatives des débits ont déjà été calculées :

- $err_{FE969} = 4.8 \%$
- $err_{FE940} = 1.2 \%$

Les erreurs relatives d'enthalpie sont calculées en fonctions des erreurs de type B des capteurs de pression et de température.

- $err_{h_{sortie}}$  : les erreurs de type B des capteurs sont  $\Delta 1TT940 = 18 \text{ mK}$  et  $\Delta Ptb206 = 40 \text{ mbar}$  ce qui entraîne une erreur relative d'enthalpie de 0.4 % à 4.65 K et 15.85 K
- $err_{h_{entrée}}$  : l'erreurs de type B du capteur de pression est  $\Delta PT960 = 16 \text{ mbar}$  ce qui entraîne une erreur relative d'enthalpie de 0.05 % à 1.15 bar à saturation

Finalement, pour une puissance calculée  $\dot{q}_{ref} = 300 \text{ W}$  (avec  $\dot{m}_{FE969} h_{sortie} = 650 \text{ W}$  et  $\dot{m}_{FE940} h_{entrée} = 350 \text{ W}$ ) on obtient :

$$\frac{\Delta \dot{q}_{ref}}{\dot{q}_{ref}} = 10.5 \%$$

## Annexe D : Détermination des profils de charge d'HELIOS

Les profils de charge de type JT-60SA utilisés sur HELIOS sont issus d'une mise à l'échelle au  $1/20^{\text{ème}}$  des charges statiques et dynamiques attendues sur le système de refroidissement des aimants de JT-60SA. Ces informations sont contenues dans les tableaux de charge de JT-60SA disponibles en tant que documents internes. Ils comprennent :

- Les puissances variables déposées via les mécanismes de charges pulsées décrits Chapitre I pour un scénario de 1800 s
- Les puissances statiques dues aux pertes thermiques et aux puissances des circulateurs pour un scénario de 1800 s

Vis-à-vis d' HELIOS deux profils vont être appliqués (Figure D.1):

- Profil appliqué sur la boucle : charges pulsée des aimants CS uniquement
- Profil du bain : charges statiques totales des deux boucles de refroidissement (CS+EF et TF) et charge dynamique de la boucle TF et des aimants EF

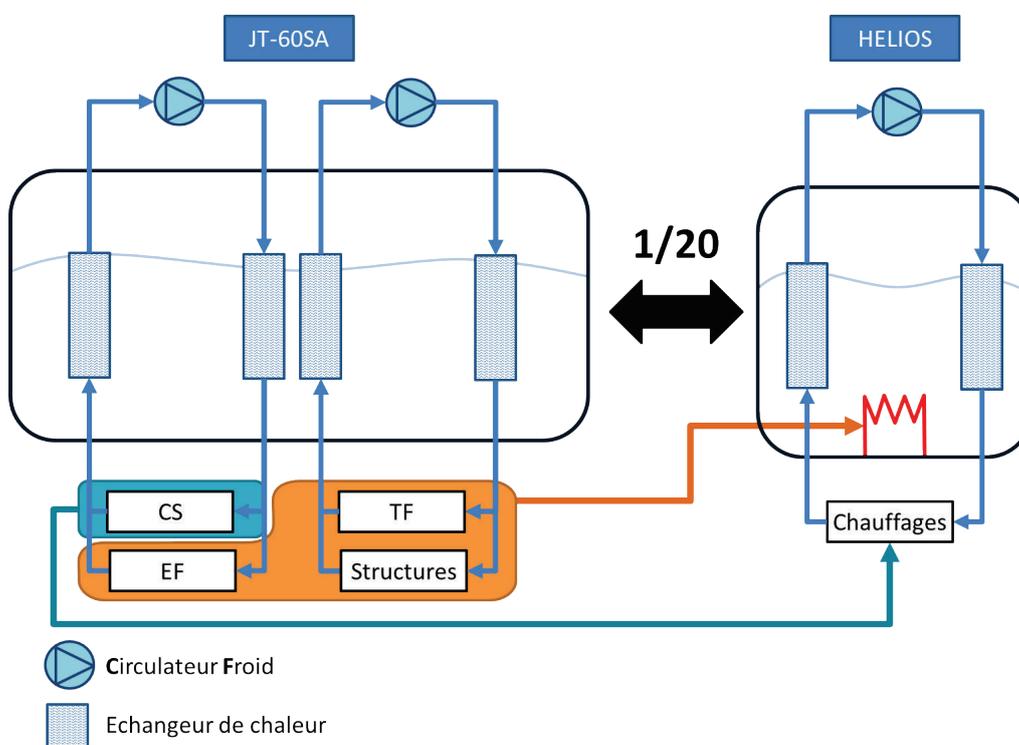


Figure D.1 Principe de réduction des charges sur HELIOS

### Profil des chauffages de la boucle

Le calcul des charges des aimants CS est directement issu du tableau de charge de JT-60SA avec comme contrainte la puissance maximale applicable qui est de 1400 W sur l'ensemble des trois chauffages 1-2-3 EH971. Un coefficient de marge de 1.15 est appliqué ainsi que le rapport  $1/20$  de mise à l'échelle.

Tableau D.1 Mise à l'échelle du profil de puissance des aimants CS de JT-60SA pour HELIOS

		Pre-magnet.	Init. plasma	Ramp up	Flattop	Ramp down	Dwell	Somme
JT-60SA	Durée	40 s	0.15 s	13.4 s	60 s	54.3 s	1632.1 s	1800 s
	Pertes AC	263 kJ	52.7 kJ	497.9 kJ	169.3 kJ	198.5 kJ	0 kJ	1181.4 kJ
	Pertes joints (56x5 nΩ)	1.3 kJ	0.01 kJ	0.45 kJ	2 kJ	1.8 kJ	0 kJ	5.6 kJ
	Chauffage nucléaire	0 kJ	0 kJ	0 kJ	12.3 kJ	0 kJ	0 kJ	12.3 kJ
	E total sans structure	264.4 kJ	52.7 kJ	498.3 kJ	183.6 kJ	200.3 kJ	0 kJ	1199.3 kJ
HELIOS	E total échelle 1/20, 1.15 facteur sécurité	15.2 kJ	3 kJ	28.7 kJ	10.6 kJ	11.5 kJ	0 kJ	69 kJ
	P moyenne	380 W	20201 W	2138 W	176 W	212 W	0 W	38.3 W

Le Tableau D.1 présente les charges attendue sur les aimants CS de JT-60SA en fonction des différentes phases d'un cycle. On observe que la puissance disponible nécessaire au cours des phases d'initialisation de plasma et de ramp up est supérieure à 1400 W. Le choix a été fait d'unifier ces deux phases et de les allonger artificiellement de façon à obtenir une puissance de 1400 W tout en respectant la durée totale de chauffage soit 167.85 s. Le début de la phase de Flattop débute donc avec un surplus de puissance pendant 10.4 s (Tableau D.2 et Figure D.2).

Tableau D.2 Tableau de charge des chauffages de la boucle d'HELIOS

		Pre-magnet.	Init. plasma + Ramp up + Flattop	Flattop	Ramp down	Dwell	Somme
HELIOS	Durée	40 s	13.55 s + 10.4 s	49.6 s	54.3 s	1632.1 s	1800 s
	E total échelle 1/20, 1.15 facteur sécurité	15.2 kJ	33.5 kJ	10.6 kJ	11.5 kJ	0 kJ	69 kJ
	P moyenne	380 W	1400 W	176 W	212 W	0 W	38.3 W

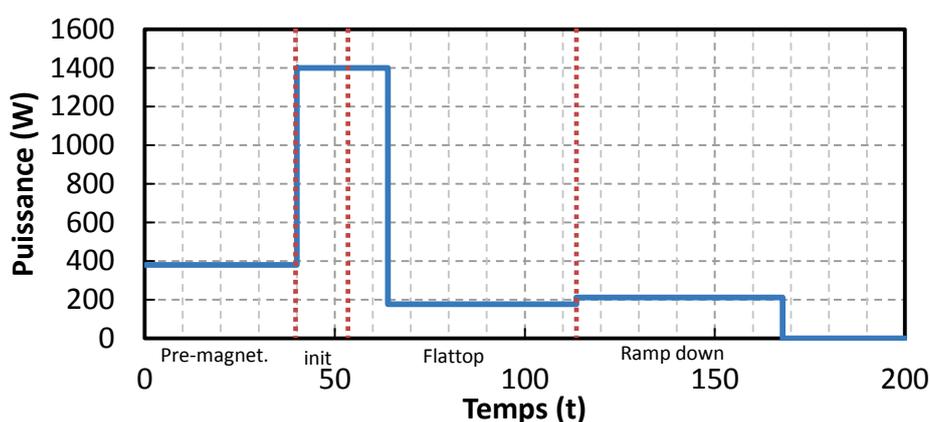


Figure D.2 Profil de charge des chauffages de la boucle d'HELIOS

### Profil du chauffage du bain

Le calcul du profil de charge du bain est plus complexe à calculer. En effet ce chauffage doit synthétiser les effets de la boucle des aimants TF, la charge des aimants EF mais sans la contribution des aimants CS et enfin les pertes thermiques statiques restantes après soustraction des pertes du circulateur d'HELIOS ainsi que des pertes de la boucle.

Les charges des aimants EF doivent être obtenues à l'interface de la boucle avec le bain. Il est donc nécessaire d'effectuer une simulation dynamique au préalable. Pour cela les résultats de simulations des boucles de refroidissement de JT-60SA utilisant le code VINCENTA ont été utilisés pour définir les profils de puissance aux interfaces [33]. Le découplage des effets des aimants EF de ceux des aimants CS est réalisé en soustrayant le profil de puissance de l'échangeur d'un cas CS+EF à un cas CS seul.

Un premier profil de puissance du bain d'HELIOS est calculé en additionnant le profil de la boucle TF (contribution des aimants TF, des structures, du circulateur TF et des pertes thermiques) et celui de la boucle EF seule (contribution des aimants EF uniquement). Pour une question de facilité d'implémentation en expérience, ce profil calculé est ré-échantillonné sur 7 points (Figure D.3).

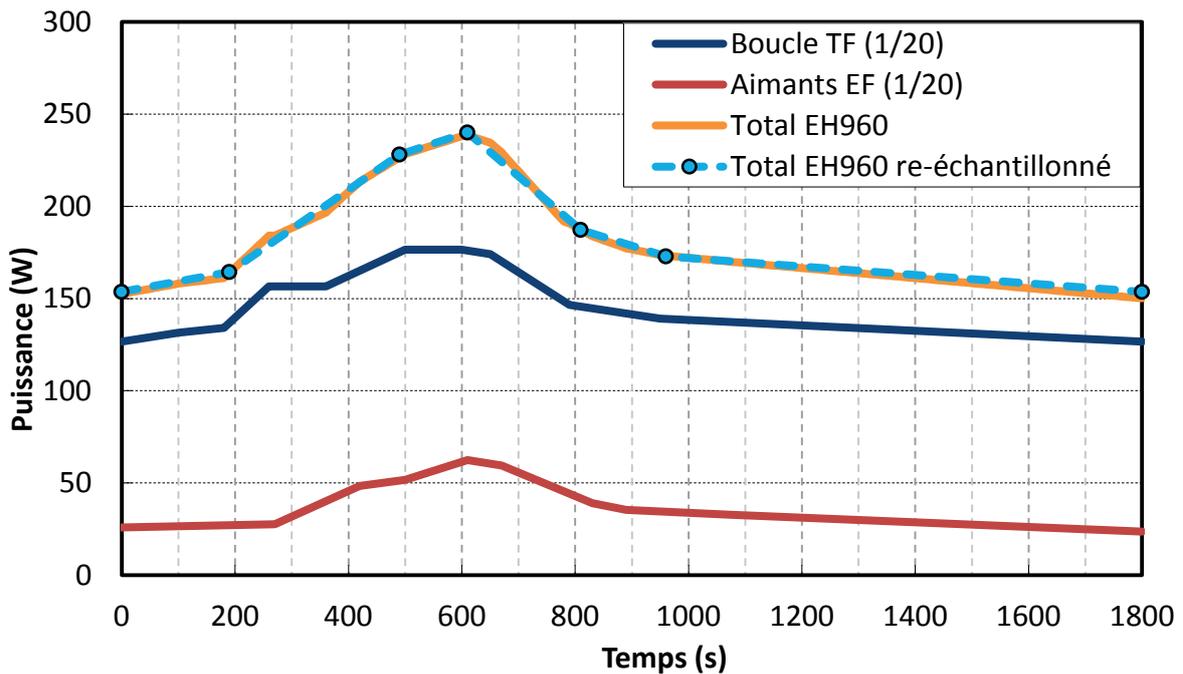


Figure D.3 Calcul du profil initial de puissance sur le chauffage EH960 d'HELIOS en fonction des charges de JT-60SA misent à l'échelle

En effectuant le bilan total d'énergie entre JT-60SA et HELIOS il apparaît un écart au niveau du total (Tableau D.3). Cela s'explique par la contribution du circulateur et des pertes statiques d'HELIOS qui sont plus importantes dans le cas d'HELIOS comparativement à JT-60SA. L'écart entre les deux systèmes à l'échelle est de 54 kJ soit 30 W sur un scénario de 1800s. Ce surplus de puissance est retiré au profil du chauffage EH960 afin de retrouver une mise à l'échelle identique. Cette hypothèse suppose l'utilisation du circulateur à un point de fonctionnement constant car sinon le rendement et les pertes associées peuvent varier différemment du circulateur réel.

Tableau D.3 Comparaison initiale des charges de JT-60SA et d'HELIOS

JT-60SA		HELIOS	
Contribution totale boucle CS-EF (1/20)	259 kJ	Aimants CS	69 kJ
Contribution totale boucle TF	261 kJ	Puissance circulateur + perte statique (100 W)	180 kJ
		Profil initial EH960	324 kJ

Total à l'échelle 1/20	519 kJ	Total	573 kJ
------------------------	--------	-------	--------

La différence de haute pression entre les deux systèmes (5 bar pour JT-60SA et 16 pour HELIOS) est également à considérer puisque, à charge égale, le débit de sortie du bain d'HELIOS sera plus élevé du fait d'une part de flash plus importante. Un débit équivalent peut alors être déterminé en compensant la différence de flash par une puissance répercutée sur le chauffage EH960. Cela revient à considérer l'évaporation créée lors du flash comme des pertes statiques. Pour une puissance moyenne évaporée de 288 W (soit un total de 519 kJ) il faut retirer 66 W pour compenser le passage de la part de flash de 0.2 à 0.385 pour un débit d'entrée de  $19.1 \text{ g.s}^{-1}$ , c'est-à-dire pour in fine obtenir le même débit sortant du bain. Cet ajustement n'est valable que pour un débit d'entrée donné.

Tableau D.4 Tableau de charge du chauffage EH960 d'HELIOS

Temps (s)	EH960
0	58
190	68
490	132
610	144
810	91
960	77
1800	58

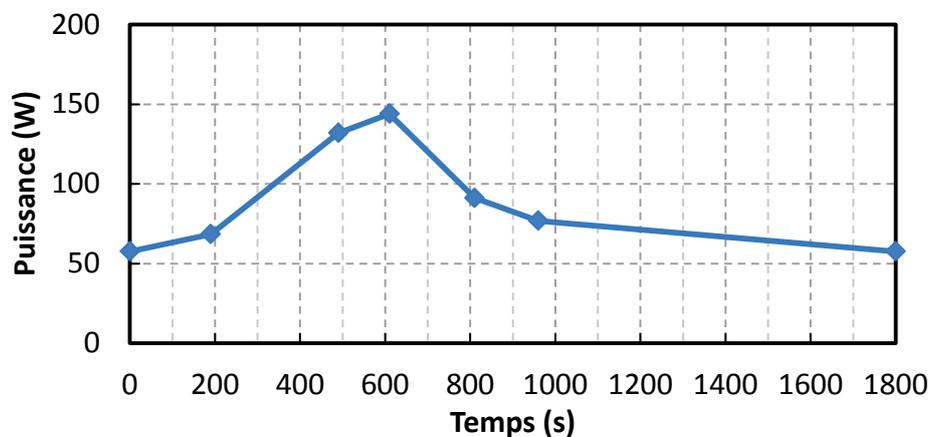


Figure D.4 Profil de charge du chauffage EH960 d'HELIOS

Au final le tableau de charge du chauffage EH960 est donné par le Tableau D.4. Le profil obtenu (Figure D.4) possède les mêmes dynamiques que celui présenté Figure D.3 mais il est décalé de -96 W.

En conclusion :

- Les charges dynamiques des aimants CS ont été reproduites à l'échelle sur la boucle d'HELIOS moyennant un ajustement lié à la puissance maximale qui peut être déposée sur l'ensemble des trois chauffages 1-2-3 EH971.
- Le profil de puissance du chauffage EH960 tient compte de l'effet de la boucle TF et des aimants CS mais est réduit de manière à créer un débit de sortie du bain identique au cas JT-

60SA mis à l'échelle. Cela permet de prendre en compte l'écart de taux de flash entre les deux cas et de compenser les effets du circulateur et des pertes statiques de la boucle d'HELIOS qui sont, comparativement à JT-60SA, plus importants.

- Cependant, les corrections appliquées ne sont valables que pour un débit et une pression d'entrée du bain et un point de fonctionnement du circulateur donnés.

## Annexe E : Paramètres des régulateurs PI d'HELIOS

### Architecture parallèle

L'architecture du composant de régulation PI de l'automate d'HELIOS est mixte. Son schéma bloc de fonction de transfert est celui de la Figure E.1:

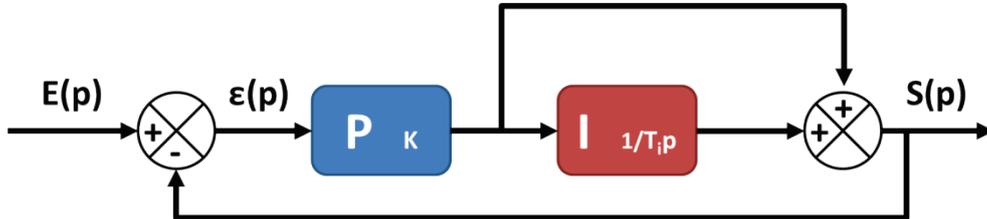


Figure E.1 Structure mixte du régulateur PI utilise sur HELIOS

Soit :

$$S(p) = \left( \frac{K + \frac{K}{T_i p}}{1 + K + \frac{K}{T_i p}} \right) E(p) \quad (E)$$

Le Tableau E.1 résume l'ensemble des paramètres des régulateurs PI utilisés pour le contrôle d'HELIOS :

Tableau E.1

Actionneur	K (-/s)	T <sub>i</sub> (s)
CV940	3	10
CV969	1	1
EH960	5	7
CP980	5	4
CV955	2	5
CV950	1	1
CV941	100	60
CV949	70	20

## Annexe F : Méthodes d'interpolation linéaire implémentée dans l'automate pour le lissage avec estimateur de charge

Soit l'exemple d'un tableau de valeurs de densité calculées en fonction des paramètres d'état T et P (Tableau F.1).

Tableau F.1 Exemple de table 2D pour l'interpolation

index	$P_i$	$P_{i+1}$
$T_j$	$\rho_1$	$\rho_3$
$T_{j+1}$	$\rho_2$	$\rho_4$

La grandeur recherchée  $\rho(P_{mesuré}, T_{mesuré})$  avec  $T_j < T_{mesuré} < T_{j+1}$  et  $P_i < P_{mesuré} < P_{i+1}$  est obtenue comme suit:

$$\rho = \rho_i + \frac{T_{mesuré} - T_j}{T_{j+1} - T_j} (\rho_j - \rho_i) \quad (0.1)$$

avec:

$$\rho_i = \rho_1 + \frac{P_{mesuré} - P_i}{P_{i+1} - P_i} (\rho_3 - \rho_1)$$

$$\rho_j = \rho_2 + \frac{P_{mesuré} - P_i}{P_{i+1} - P_i} (\rho_4 - \rho_2)$$

Concrètement dans l'API, 3 tableaux doivent être mis en mémoire : 2 tableaux d'index 1D (un pour chacun des paramètres d'état, avec le maillage désiré) et un tableau de valeur 2D issu d'HEPAK [74]. Le programme parcourt chacun des index 1D pour obtenir les valeurs inférieures et supérieures du maillage qui encadrent la grandeur mesurée/calculée. L'interpolation est ensuite réalisée à l'aide de ces 4 valeurs. Dans un souci d'efficacité et de stabilité de l'API, les recherches dans les index se font de manière incrémentale. C'est-à-dire que les valeurs inférieure et supérieure des index sont conservées d'un pas de calcul à l'autre sauf si la valeur physique sort de l'intervalle et dans ce cas elles sont décalées d'une maille. De plus à l'initialisation de la recherche (donc au démarrage de l'API, qui s'effectue théoriquement une unique fois lors des essais), un nombre maximum d'itérations est fixé par pas de temps d'exécution afin de ne pas faire saturer l'API lors du premier parcours de tous les index.



## Résumé

Les futurs réacteurs expérimentaux comme ITER ou JT-60SA réaliseront des réactions de fusion thermonucléaire au sein de plasmas de plusieurs millions de degrés. Le confinement de la réaction au centre de la chambre est assuré par des champs magnétiques très intenses générés par des aimants supraconducteurs. Ces bobines sont refroidies à 4.4 K via une circulation forcée d'hélium supercritique. Le fonctionnement cyclique des machines engendre des charges thermiques pulsées qui devront être absorbées par les réfrigérateurs de plusieurs mégawatts de puissances électriques.

L'expérience HELIOS, construite au CEA Grenoble, est une maquette à échelle réduite du système de distribution d'hélium du tokamak JT-60SA constituée d'un bain d'hélium à saturation et d'une boucle en hélium supercritique. Les travaux de thèse présentés ici explorent les possibilités d'HELIOS afin de réaliser les études expérimentale et numérique de trois stratégies de lissage de charges thermiques : l'utilisation du bain saturé en tant que volant thermique ouvert, la variation de la vitesse du circulateur et l'utilisation de la vanne de by-pass de la charge thermique. Le modèle EcosimPro développé ici rend bien compte des phénomènes de couplage transitoire entre le dépôt d'énergie, la montée en pression et en température de la boucle de circulation, de même que le couplage entre la boucle de circulation et le bain saturé. Des contrôles avancés ont été testés numériquement puis validés expérimentalement pour améliorer la stabilité du réfrigérateur et optimiser la puissance de réfrigération.

Mots clés : thermohydraulique, hélium, pulses de chaleur, lissage de charges, simulation

## Abstract

Future fusion reactor devices such as ITER or JT-60SA will produce thermonuclear fusion reaction in plasmas at several millions of degrees. The confinement in the center of the chamber is achieved by very intense magnetic fields generated by superconducting magnets. These coils have to be cooled down to 4.4 K through a forced flow of supercritical helium. The cyclic behavior of the machines leads to pulsed thermal heat loads which will have to be handled by the refrigerator.

The HELIOS experiment built in CEA Grenoble is a scaled down model of the helium distribution system of the tokamak JT-60SA composed of a saturated helium bath and a supercritical helium loop. The thesis work explores HELIOS capabilities for experimental and numerical investigations on three heat load smoothing strategies: the use of the saturated helium bath as an open thermal buffer, the rotation speed variation of the cold circulator and the bypassing of the heated section. The developed model describes well the physical evolutions of the helium loop (pressure, temperature, mass flow) submitted to heat loads observed during experiments. Advanced controls have been tested and validated to improve the stability of the refrigerator and to optimize the refrigeration power.

Keywords: thermohydraulics, helium, pulsed heat loads, load smoothing, simulation