

UPNA - ENSEEIHT - THALES ALENIA SPACE

Étude d'une boucle fluide diphase à pompage mécanique comme moyen de contrôle thermique pour un satellite de télécom

Rapport de stage

Isabel Soto Armañanzas

Mars – Septembre 2010



REMERCIEMENTS

Tout d'abord, je tiens à remercier Anne Sophie MERINO, ma maîtresse de stage, pour m'avoir intégrée à ce projet, pour m'avoir fait confiance, pour avoir partagé ses connaissances, pour ses conseils et sa sympathie tout au long de mon stage. Je voudrais aussi remercier Julien HUGON qui a fortement contribué à la réalisation de mon projet.

Je tiens également à remercier toutes les personnes du Département IU M&Th/ Thermique pour leur accueil, leur disponibilité et pour l'agréable ambiance à la quelle j'ai pu participer. En particulier, je voudrais remercier Patrick HUGONNOT pour ses conseils, sa disponibilité et pour avoir fait preuve d'un grand intérêt pour mon travail.

Je remercie aussi les personnes qui ont participé aux essais du prototype 6 kW : Nicolas RAVASSO, Jean Jacques ROUSSEAU, Aurore ROUQUAUD et Régis ANGUILLANTE pour leur patience et l'expérience partagée pendant les essais et, finalement, l'équipe ukrainienne du KhAI, qui a été d'une aide précieuse en ce qui concerne l'évolution de mon projet.

J'adresse aussi mes sincères remerciements aux personnes suivantes : Anthony AOUN, Hubert LALANDE, Benjamin LABARBARIE, Mathieu VIVIN, Arnaud SCOMMEGNA, Honore THIBAUT et Jerome ANDY qui ont été d'un grand soutien et grâce à leur bonne humeur et leur sympathie ont fait de ces six mois une expérience personnelle vraiment gratifiante.

Je remercie aussi à l'ensemble des enseignants de l'ENSEEITH et de l'UPNA pour la formation d'ingénieur qu'ils m'ont dispensée et pour m'avoir donné l'opportunité de vivre cette expérience inoubliable. D'autre par, un grand merci à tous mes collègues de l'ENSEEIHT pour leur sympathie, leur amitié et leur soutien non seulement pendant ma période à Toulouse mais aussi pendant la durée de mon stage à Cannes.

Pour finir, je voudrais remercier mes parents, mon frère, Lorenzo URRA et mes amis pour leur soutien, leur confiance et leurs conseils. Sans eux, cette expérience n'aurait pas été possible.

RESUME

Conscient des défis futurs dans le domaine spatial pour le transport de grandes quantités de chaleur sur de très longues distances à travers des satellites de télécommunication, TAS propose la boucle fluide diphasique à pompage mécanique (2 Φ MPL) comme solution. Malgré un niveau bas de maturité, cette technologie constitue un système de contrôle thermique très efficace, approprié et prometteur en ce qui concerne le problème présent de hautes dissipations/grandes distances. Mon objectif pendant le stage est de suivre toutes les expériences réalisées sur le prototype sol 6 kW pour bien comprendre le fonctionnement du système et après être capable de modéliser la boucle, mais cette fois, adaptée au projet AATDM. EcosimPro 4.6 va être l'outil avec lequel je dois travailler, un logiciel qui n'a pas été utilisé avant dans le domaine thermique-fluidique pour les boucles fluides pompées, mais qui semble assez puissant, convivial et avec une énorme variété d'options pour faire le post traitement des résultats.

Mots clés : boucle fluide diphasique à pompage mécanique, 2 Φ MPL, contrôle thermique, satellites, modélisation, EcosimPro, prototype 6kW

ABSTRACT

Concerned about future challenges in the spatial domain to transport big quantities of power through long distances in telecommunications satellites, TAS has suggested the two phase mechanically pumped loop (2 Φ MPL) as solution. Despite his maturity level, this technology is a really efficient, appropriate and promising thermal control system from the point of view of high dissipation/long distances problem. During my period in the company, I have to follow every experiment made in the 6 kW ground prototype in order to understand how does it work and then be able to develop a model for the AATDM project's loop. EcosimPro 4.6 is the software that I have to use, a modeling tool never tested in thermal-fluid pumped loops systems, but that seems very powerful, user-friendly and it has a wide choice to exploit the results.

Key words : two phase mechanically pumped loop, 2 Φ MPL, thermal control, satellites, modeling, EcosimPro, 6kW prototype

TABLE DE MATIERES

1. STAGE	5
1.1. Présentation du stage	5
1.2. Etapes, durée, résumé du travail fait	5
2. INTRODUCTION DU DOMAIN THERMIQUE SPATIAL	6
2.1. Les satellites de télécommunication	6
2.2. Structure des satellites de télécommunication	6
2.3. Besoin de refroidissement et de contrôle thermique	7
2.4. Le contrôle thermique	8
3. LA BOUCLE DIPHASIQUE	9
3.1. Mission et description générale de la boucle 2ΦMPL	9
3.2. Proto 6 kW	10
4. L'ANTENNE ACTIVE	13
5. CONFIGURATION ET DIMENSIONNEMENT DE LA BOUCLE	15
5.1. Evaporateur de l'antenne active	15
5.2. Radiateur	17
5.3. Résultats évaporateur	22
5.4. Résultats radiateur	23
6. SUIVI DE L'UTILISATION DU PROTO 6KW	24
6.1. Procédures préparatoires	24
6.2. Essais- Tests fonctionnels	25
6.2.1. Cas chaud	25
6.2.2. Test des points de la courbe « Radiator's coolant temperature Vs MPL heat load »	25
6.2.3. Transitoire 6 kW- 0 kW - 6 kW sans régulation	26
6.2.4. Transitoire 6 kW – 3 kW – 6kW avec régulation de la vitesse de la pompe	26
6.2.5. Test des réchauffeurs à l'entrée des TWT et des OMUX avec régulation de la vitesse de pompe	27
6.3. Expériences CHF	27
7. OUTIL DE SIMULATION : EcosimPro	28
7.1. Objectif	28
7.2. Introduction	28
7.3. Structure du programme	28
7.4. Modélisation	30
7.4.1. Modélisation de la boucle	30
7.4.2. Modélisation de l'évaporateur antenne active	31
8. CONCLUSIONS DE FIN DE STAGE	32
BIBLIOGRAPHIE	33
ANNEXE A. Thales Alenia Space	34
ANNEXE B. Contrôle thermique actif et passif	38
ANNEXE C. Project CNES-TAS-KhAI	40
ANNEXE D. Corrélations	41
ANNEXE E. Explications des phénomènes des essais fonctionnels	43
ANNEXE F. Résultats de la simulation du premier approche au circuit de la boucle	58
ANNEXE G. Résultats du composant « ligne »	59

TABLE DES ILLUSTRATIONS

Figure 1. Satellites de télécommunication.....	6
Figure 2. Schéma simplifié d'un satellite de télécommunication.....	6
Figure 3. Philosophie de marge de température	7
Figure 4. Satellite avec MLI.....	8
Figure 5. Schéma très simplifié d'une 2ΦMPL.....	9
Figure 6. Prototype sol	10
Figure 7 et 8. Conf. des caloducs sous la zone des TWT (section A-A) et la zone des OMUX (section B-B).....	11
Figure 9. Disposition des condenseurs dans le prototype vol.....	11
Figure 10. Condenseur	12
Figure 11. Jonction capillaire et circulation du liquide	12
Figure 12. Schème hydraulique du condenseur et des cavités de sous refroidissement	12
Figure 13. Disposition des 97 cornes de l'antenne.....	13
Figure 14. Structure de l'antenne active.....	14
Figures 15 et 16. Antenne active avec 1 branche et avec 2 branches respectivement.....	14
Figure 17. Interpolations réalisées.....	16
Figure 18. Coupe du condenseur/HP.....	18
Figure 19. Température de rayonnement dans le panneau radiatif.....	19
Figure 20. Chemin thermique entre le caloduc et le radiateur.....	20
Figure 21. Découpage nodal au niveau de la peau du radiateur	20
Figure 22. Bouteille de nitrogène et manomètre du proto.....	24
Figure 23. Capture d'écran du logiciel ukrainien "Critical Heat Flux"	27
Figure 24. Structuration principale de EcosimPro	28
Figure 25. Description d'un expérimente.....	29
Figure 26. Fenêtre « EcosimPro Monitor ».....	30
Figure 27. Approche à la boucle	30
Figure 28. Composant « Corne ».....	31
Figure 29. Ligne avec 7 composants	31
Figure 30. Parcours d'un tube	31
Figure 31. Circuit pour tester les composants	31
Figure 32. Boucle avec l'antenne active et ligne monophasique.....	32
Figure 33. Établissement Thales Alenia Space à Cannes	36
Figure 34. Vue aérienne de l'établissement à Cannes	37
Figure 35. Principe de fonctionnement du caloduc	39
Figure 36. Schéma hydraulique de la boucle 2ΦMPL	40

LISTE D'ACRONYMES

2ΦMPL	Two Phase Mechanically Pumped Loop	HPS	Heat Pump System
AATDM	Active Antenna Thermal Dissipation Management	IE	Iber Espacio
CHF	Critical heat flux	IR	Infra Red
CM	Communication module	IU	Industrial Unit
CNES	Centre National d'Etudes Espatiales	KhAI	Kharkiv Aviation Institute
DDR	Demonstrator Design Review	MLI	Multi layer insulation
DRA	Direct Radiating Array	OSR	Optical Solar Reflector
DPR	Deployable Radiator	OMUX	Output Multiplexer
ESA	European spatial agency	RF	Radio frequency
GS	Générateurs Solaires	SM	Module de service
HCA	Heat Controlled Accumulator	SPL	Single Phase Loop
HP	Heat pipe	TAS	Thales Alenia Space
HPI	High Power Isolator	TWT	Travelling Wave Tube

1. STAGE

1.1. Présentation du stage

Ce stage a été effectué chez THALES ALENIA SPACE sur le site de Cannes au sein du service DSP/Operations/Mechanical and thermal IU/THERMIQUE, sous la responsabilité de Mme. Anne Sophie Merino.

Pour répondre aux spécifications en puissance envisagées pour les satellites de télécommunication futurs (forts niveaux de dissipation thermique), de nouvelles solutions technologiques sont à identifier pour assurer le contrôle thermique de ces grandes plateformes (i.e. transporter la chaleur efficacement sur de grandes distances et la rejeter ainsi vers l'espace froid de manière optimale). C'est en ce sens que l'on envisage la solution de la boucle diphasique à pompage mécanique comme moyen de contrôle thermique des futurs satellites.

Les objectives de mon stage ont été les suivantes :

- Acquérir les principes de fonctionnement du contrôle thermique classique des satellites de télécommunication
- Acquérir le principe de fonctionnement des boucles fluides diphasiques à pompage mécanique sur le proto 6 kW
- Réaliser, en s'appuyant sur les diverses études menées ces dernières années, un outil Excel de dimensionnement de l'évaporateur et du condenseur de la boucle fluide pour le projet AATDM.
- Suivi des essais sur le proto 6 kW
- Formation EcosimPro et création du modèle de la boucle sous cet outil

NOTA : Plus d'information sur l'entreprise Thales Alenia Space dans l'annexe A

1.2. Etapes, durée, résumé du travail fait

Le stage a eu une durée de 6 mois pendant lesquels j'ai travaillé sur plusieurs domaines.

Les deux premiers mois c'était une étape d'étude et compréhension. J'ai du acquérir le maximum de connaissances sur le contrôle thermique dans les satellites de télécommunications et, surtout, le principe de fonctionnement du prototype 6 kW développé par TAS. Pour le faire, TAS m'a fourni toute la documentation existant sur les deux projets, Prototype 6kW et AATDM (Active Antenna Thermal Dissipation Management). Finalement j'ai fait un petit outil Excel pour bien comprendre et savoir dimensionner l'évaporateur et condenseur de la boucle.

Pendant les trois ou quatre mois d'après j'ai travaillé plutôt sur la partie expérimentale et numérique de mon stage. D'un côté j'ai suivi toutes les procédures et les essais réalisés par l'équipe du KhAI-TAS sur le prototype 6 kW et j'ai fait aussi une analyse des résultats obtenus dans les tests fonctionnels du proto. D'un autre côté j'ai dû apprendre à utiliser le logiciel EcosimPro pour après, pendant les derniers mois de stage, faire un modèle de la boucle sous cet outil.

2. INTRODUCTION DU DOMAIN THERMIQUE SPATIAL

2.1. Les satellites de télécommunication

Les satellites de télécommunications sont utilisés pour transmettre des informations d'un point à l'autre de la Terre, notamment les communications téléphoniques, la transmission de données, les communications par satellite et les programmes télévisés. Maintenant comme les satellites sont en orbite, les signaux peuvent être envoyés instantanément vers les satellites and les dévier vers un autre satellite ou directement vers le point de destination dans la Terre .Les satellites de télécom sont des satellites d'orbite géostationnaire (36000 km). Normalement ils ont une structure rectangulaire.

C'est le seul domaine qui génère des revenus très supérieurs aux dépenses. Les clients sont des sociétés privées ou d'anciens organismes internationaux privatisés qui disposent généralement d'une flotte de satellites en orbite.



Figure 1. Satellites de télécommunication

2.2. Structure des satellites de télécommunication

Un satellite est un objet qui doit remplir des fonctions spécifiques dans un environnement spatial. Son architecture résulte des objectifs définis par la mission et des contraintes particulières liées à son évolution dans l'Espace. Les quatre parties principales qui caractérisent un satellite sont :

- Le module de communication (CM) ou charge utile : il comprend d'une part les instruments spécifiques et d'autre part une case à équipements qui contient les enregistreurs de données, leur filtrage, leur amplification, leur retransmission vers la terre et l'informatique de bord. Il répond aux besoins du client. Il est composé de deux sous-systèmes :

- Le sous-système antenne (assure la réception et l'émission des signaux de télécommunication)
 - Le sous-système répéteur (traite le signal entre la réception et la retransmission)

- La plateforme : elle est composée par le module de service (SM) et le module de propulsion. Ces deux modules regroupent tout ce qui est nécessaire à l'autonomie énergétique du satellite, à sa bonne orientation dans l'Espace, aux corrections éventuelles de trajectoire, à sa communication avec les stations au sol. Cette plateforme peut être d'un modèle unique pour des satellites dédiés à des missions différentes.

- Le tube central : sert à proportionner de la rigidité à la structure et il contient les réservoirs de propergol pour le moteur d'apogée.

- Les panneaux solaires (GS) : ils proportionnent, à partir de l'énergie solaire captée, le 100% du courant électrique nécessaire pour mettre en route tous les équipements et pour recharger les batteries pour les nuits orbitales. Chaque générateur solaire est formé de plusieurs grands panneaux qui sont repliés sur le "toit" du satellite pendant le lancement. Ils sont libérés par l'explosion de charges pyrotechniques. Les panneaux sont rotatifs, donc ils peuvent modifier sa position pour faciliter la capture de la quantité d'énergie solaire nécessaire.

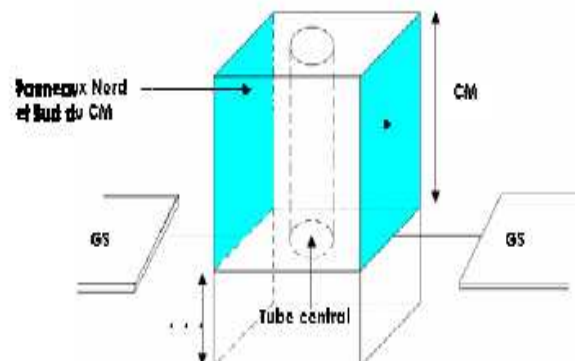


Figure 2. Schéma simplifié d'un satellite de télécommunication

2.3. Besoin de refroidissement et de contrôle thermique

Dans l'espace, du fait de l'absence d'atmosphère, il n'y a pas de convection. Ainsi, les seuls échanges thermiques ont lieu par rayonnement des surfaces des composants du satellite ou par conduction à travers les éléments solides (structures).

Les sources de chaleur sont d'abord les dissipations des équipements. L'énergie consommée par les modules d'électronique est transformée en grande partie en chaleur (effet Joule). Le fonctionnement des tuyères de contrôle d'orbite produit aussi de la chaleur, de même que la charge et la décharge des batteries.

Les rayonnements externes qui éclairent les murs du satellite constituent la seconde source principale de chaleur :

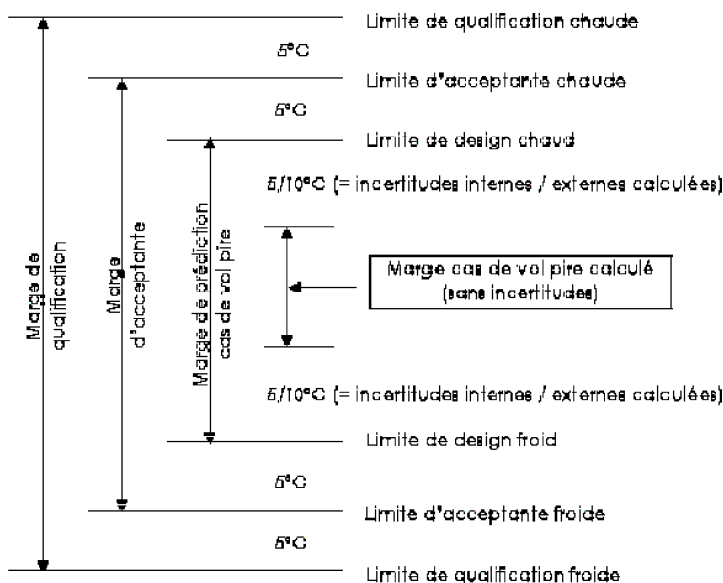
- Le flux solaire direct hors atmosphère est d'environ 1375 Watts/m².
- Le flux albédo est constitué par le flux solaire réfléchi par la Terre et les nuages. Son spectre est de même nature que celui du Soleil avec quelques bandes d'absorption dues à la traversée de l'atmosphère et à la nature des surfaces réfléchissantes.
- Du point de vue thermique, la Terre vue de l'espace est équivalente à une sphère à -18°C environ. Elle émet en permanence un rayonnement électromagnétique dans le spectre infrarouge aux environs de 10 µm à 12 µm. Cela représente une énergie incidente de 190 W/m² sur les surfaces orientées vers la Terre.

A l'altitude des satellites le fond du ciel est noir. L'ensemble des rayonnements (gamma, X, Ultra Violet, visible, infrarouge et radio) qui proviennent du fond du ciel représentent un total d'énergie extrêmement faible. Thermiquement, le ciel peut être assimilé à un "puits froid" à 3° Kelvin.

Le bon fonctionnement d'un équipement dépend de sa température et de ses variations. Le contrôle thermique assure, à chaque équipement, et pendant toutes les phases de la mission, un environnement thermique permettant son fonctionnement nominal. Le contrôle thermique doit donc réguler les échanges thermiques extérieurs entre le satellite et son environnement spatial ainsi que les échanges thermiques internes entre les différents composants.

La gamme de température de fonctionnement désirée pour les équipements est spécifiée dans le cahier de charge. Mais TAS prend une marge de manœuvre en définissant :

- une température d'acceptance (détermine une certitude de fonctionnement du composant)
- une température de design (marge de sécurité supplémentaire prise par TAS ou le client)
- une température de calcul (manipulée par les thermiciens).



Le thermicien doit s'assurer que ces températures garanties (températures calculées + ou - les incertitudes de calculs) sont dans le domaine des températures de design.

L'incertitude considérée pour le calcul est 5°C pour les unités internes et le 10°C pour les unités externes.

Figure 3. Philosophie de marge de température

2.4. Le contrôle thermique

Dans ce chapitre on introduit les différents systèmes de contrôle thermique ainsi que les technologies utilisées pour effectuer le contrôle thermique d'un satellite.

Le dimensionnement du contrôle thermique du satellite doit tenir compte des variations de la charge dissipative du satellite et des fluctuations des conditions externes. Deux cas sont utilisés comme dimensionnant :

- Le cas chaud :

Ce cas permet de dimensionner les radiateurs, les revêtements et les chemins conductifs. C'est le cas où la température du satellite risque d'être la plus importante. On prend le satellite en fin de vie (absorptivité plus élevée du fait de la dégradation des revêtements constituant les radiateurs), au solstice d'hiver (pour le panneau Sud), d'été (pour le panneau Nord) car les rayons solaires éclairent respectivement les panneaux Sud et Nord avec un angle de $23^{\circ} 27'$.

- Le cas froid :

À partir du design prédéfini en cas chaud, le cas froid permet de vérifier le besoin du Contrôle Thermique Actif (réchauffage). Il est souvent pris en début de vie, à la fin d'une éclipse de Terre et pendant l'équinoxe d'été où le soleil est plus éloigné du satellite du fait de la rotation elliptique de la Terre autour du Soleil.

Le contrôle thermique d'un satellite est le résultat d'une combinaison de deux techniques : le control thermique passif et le contrôle thermique actif.

- Le Contrôle Thermique Passif :

Le contrôle thermique passif vise à maîtriser les transferts de chaleur en utilisant les propriétés physiques des matériaux (comme la conductivité thermique et la capacité calorifique) et ses caractéristiques thermo-optiques (comme l'émissivité et l'absorptivité).

- o Les éléments radiatifs : peintures, traitements de surface, dépôts électrolytiques ou sous vide, films adhésifs...
- o Les MLI : isolation multicouche
- o Les OSR (Optical Solar Reflector)



Figure 4. Satellite avec MLI

- Le Contrôle Thermique Actif :

Le contrôle thermique actif doit éviter une surchauffe ou à l'inverse un refroidissement excessif des équipements du satellite. Le contrôle thermique actif met en œuvre des boucles classiques de régulation pour réchauffer certaines zones au moyen de résistances chauffantes. On utilise aussi, dans certain cas, des circuits à pompage actif pour assurer le transport de chaleur entre zones.

- o Le réchauffage : lignes de réchauffage
- o Les systèmes fluidiques :
 - HP – Heat Pipe
 - LHP – Loop Heat Pipe
 - SPL – Single Phase Loop
 - MPL – Mechanically Pumped Loop

NOTA : Plus de détails sur les différents systèmes de contrôle thermique dans l'annexe B

3. LA BOUCLE DIPHASIQUE

3.1. Mission et description générale de la boucle 2ΦMPL

Une 2ΦMPL (boucle diphasique à pompage mécanique) est composée d'un ou plusieurs évaporateurs et d'une ou plusieurs zones de condensation dans la zone des radiateurs et une pompe qui permet la circulation du fluide. On trouve le fluide en deux phases dans les zones de condensation et évaporation. La chaleur latente de vaporisation et de condensation fait de la boucle diphasique une méthode de transfert thermique très efficace.

Si on veut sous refroidir le fluide on a besoin des zones de sous refroidissement qui seraient placées près des condenseurs. Le gradient de sous refroidissement permet d'assurer une température inférieure à la température de saturation à l'entrée de la pompe et d'éviter la cavitation. Finalement, dans une 2ΦMPL on va trouver aussi un réservoir (HCA) et des réchauffeurs (pour n'arriver jamais à température au dessous des températures minimales opérationnelles ou non opérationnelles selon le cas).

L'objectif de la boucle est d'évacuer la puissance nécessaire pour assurer le bon fonctionnement des équipements électroniques. Le principe de fonctionnement de la boucle est simple. Les composants électroniques sont situés sur la zone de l'évaporateur de la boucle. Le fluide saturé en phase liquide qui circule dans cette zone provenant de la pompe avec une température inférieure à celle des équipements prend de la chaleur (par conduction) et commence l'évaporation favorisant encore plus l'échange thermique. Grâce à la pompe, le fluide arrive jusqu'au condenseur. Les condenseurs sont en contact avec le radiateur, donc ils sont à une température assez basse qui permet la condensation de toute la vapeur qui arrive de l'évaporateur. Le liquide passe dans les cavités de sous refroidissement, il se mélange avec un autre flux qui sort directement de la pompe à une température suffisamment basse pour éviter la cavitation et après il retourne jusqu'à la pompe. La puissance échangée pendant la condensation provoque l'évaporation du fluide qui est dans les caloducs qui sont sous le radiateur. Le fluide des caloducs se condense et finalement la puissance passe par conduction jusqu'à la surface radiative où le rayonnement vers l'espace est possible.

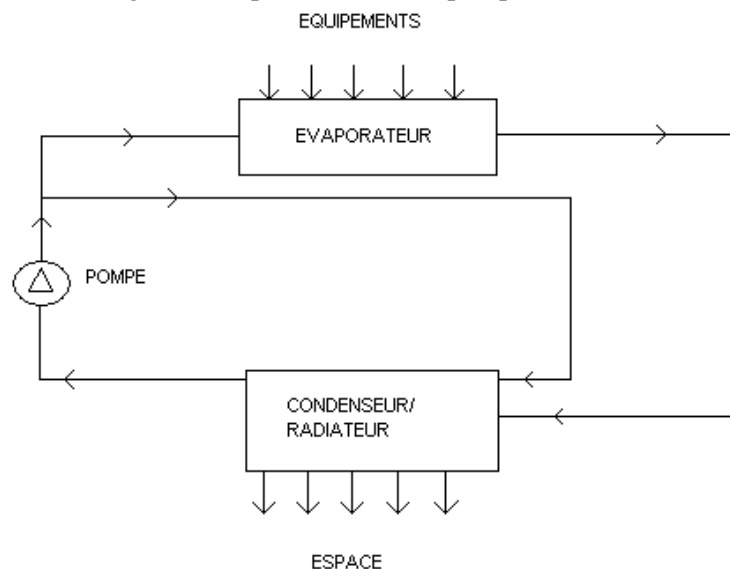


Figure 5. Schéma très simplifié d'une 2ΦMPL

La phase de conception du projet d'un prototype KhAI/TAS/CNES de la boucle 2ΦMPL s'est archivé en 2007. Cette phase inclut la conception du système de vol, la conception d'un système analogue de sol pour les exigences de la simulation, des mesures, du contrôle et des moyens d'acquisition.

En décembre 2009, le groupe Khai a aidé à installer le prototype qui était analogue à celui qui avait été construit et installé en Ukraine en 2008.

A partir de mai 2010 une autre visite des ukrainiens chez TAS a permis de faire tous les procédures de nettoyage, test de fuites, proof test, remplissage avec l'ammoniac et de démarrage du prototype. Les premiers tests fonctionnels et transitoires ont été faits avec succès.

NOTA : Plus de détails sur le projet dans l'annexe C.



Figure 6. Prototype sol

3.2. Proto 6 kW

Le prototype sol analogue à celui des ukrainiens permet de tester le système de contrôle thermique choisi, son efficacité et de comparer les résultats avec les résultats obtenus par KhAI. On a dit que la charge maximale est de 6kW pour la mission étudiée ici. Cette charge correspond à la puissance qu'on doit évacuer du réseau d'équipements TWT et OMUX. Le fluide caloporteur choisi pour le faire est l'ammoniac, un fluide avec une température d'ébullition et de congélation basses et avec une chaleur latente de vaporisation et condensation assez élevée, des propriétés très importantes pour travailler dans l'espace comme réfrigérant. Chaque composant du prototype sol à son rôle bien défini :

- **L'évaporateur :**

Les équipements électroniques, TWT et OMUX, sont des composants permettant de traiter les signaux RF. Ils sont fixés sur deux étagères horizontales et sur un panneau vertical au centre de la caisse du satellite. Par contre, dans le prototype sol on doit travailler toujours en horizontal pour minimiser l'influence de la gravité et avoir un correct fonctionnement des caloducs.

Les études de dimensionnement ont conduit à l'utilisation de tubes rainurés pour les TWT et lisses pour les OMUX. En effet, les densités de flux ne sont pas identiques pour les deux types d'équipements, les tubes lisses suffisent pour les OMUX mais pas pour les TWT. La circulation du fluide sous les équipements dépend aussi des densités de flux. Les tubes passent deux fois sous les collecteurs des TWT et une sous le corps des TWT puis des OMUX. Les deux étagères de TWT sont en parallèle au niveau du réseau hydraulique de l'évaporateur et après en série avec les OMUX. (voir figure 6).

Dans le prototype sol on n'utilise pas de vrais équipements électroniques. Au lieu de ça on a des unités thermiques qui permettent d'atteindre les mêmes caractéristiques thermiques des composants réels (puissance de l'unité, capacité calorifique, conductivité thermique du contact et surface de contact).

L'évaporateur est le puits chaud de la boucle, le point où l'ammoniac prend toute la chaleur (conduction et vaporisation) des unités qu'on veut refroidir.

CONFIDENTIEL

Figure 7 et 8. Conf. des caloducs sous la zone des TWT (section A-A) et la zone des OMUX (section B-B)

o **Les radiateurs/condenseurs**

Les zones de condensation sont montées en parallèle. Elles sont situées au niveau des radiateurs déployables doubles faces situés de chaque côté du satellite qui évacuent vers l'espace la chaleur transmise au fluide. Le montage en parallèle des deux radiateurs permet le couplage de ceux-ci et ainsi de diminuer les problèmes liés au fait que ces radiateurs ne voient pas le même environnement. Les radiateurs déployables permettent d'augmenter la surface radiative sans augmenter les dimensions de satellite.

Chaque radiateur est composé de caloducs intégrés à une structure en Nida. Chacun de ces caloducs est équipé d'un composant spécifique constitué : d'un condenseur et d'une jonction capillaire le séparant de la zone de sous refroidissement.

Figure 9. Disposition des condenseurs dans le prototype vol

• Panneaux radiatifs :

Les radiateurs déployables sont aménagés de part et d'autre du panneau sud, au bas de celui-ci, c'est à dire au niveau du SM. Le long de l'orbite du satellite, l'éclairement des radiateurs est variable et différent pour chacun d'eux. Le "cas pire chaud" pour le système thermique correspondra donc à la charge maximum de dissipation des équipements et une exposition maximum des radiateurs vis à vis du rayonnement solaire et c'est le cas qui sert à dimensionner la surface radiative nécessaire.

C'est la seule chose qui change par rapport au prototype vol, au lieu d'avoir des surface radiatives avec des caloducs qui prennent la chaleur des condenseurs et la distribuent par toute la surface, on a un système de réfrigération extérieur qui fait la fonction de puits froid et permet d'évacuer la chaleur.

• Condenseurs :

Le fluide chaud passe successivement dans chaque condenseur en cédant une partie de sa chaleur latente au caloduc. Le prototype est dessiné de façon que dans tous les cas (chauds et froids), chaque condenseur va évacuer la même quantité de puissance. Seul le front de condensation à l'intérieur des condenseurs change. Le condenseur a été

CONFIDENTIEL

conçu avec une surface rainurée. Ce type de surface permet d'augmenter la surface de condensation mais aussi de guider le fluide condensé vers la zone de sous refroidissement.

Figure 10. Condenseur



- Jonction capillaire :

Le joint capillaire est situé entre la zone de condensation et la zone de sous-refroidissement. Il permet de créer un différentiel de pression qui aspire le liquide condensé mais bloque la vapeur qui va poursuivre son trajet à travers les condenseurs successifs.

Figure 11. Jonction capillaire et circulation du liquide



Cavités de sous refroidissement :

La zone de sous refroidissement comprend deux passages du fluide en contact avec le caloduc. Le couplage des éléments de condensation avec des chambres de sous-refroidissement et une circulation monophasique dédiée permet d'assurer le minimum de 5°C de sous-refroidissement exigé pour la pompe afin d'éviter la cavitation. La zone de sous-refroidissement est équipée d'ailettes afin d'augmenter la surface d'échange.

Le fluide condensé est pompé avant d'être réinjecté dans la zone évaporateur ou dans la dérivation. Cette dérivation permet d'assurer un débit de fluide froid dans la zone monophasique du radiateur. Ce système permet de maintenir un sous refroidissement en sortie de condenseur pour éviter tout phénomène de cavitation dans la pompe, on s'écarte des conditions de saturation.

Figure 12. Schème hydraulique du condenseur et des cavités de sous refroidissement



- **Le réservoir HCA**

Le HCA, équipé de réchauffeurs, est capable de contrôler la pression de saturation dans la boucle et ainsi la température de saturation dans la boucle. Le fluide reste toujours dans le réservoir en conditions de saturation.

La présence d'un réservoir est indispensable pour assurer différents états thermo-hydrauliques dans la boucle. Le réservoir compense les variations de quantité de fluide dans la boucle. Il a été placé en amont de la pompe.

Une puissance appliquée sur le réservoir agit sur l'état diphasique du volume fluide, elle impose le niveau de la température de saturation de l'ammoniac dans la boucle ainsi que le sous refroidissement en sortie de radiateur. En

effet, en imposant un flux thermique à la jonction entre le réservoir et la boucle, on élimine la possibilité que la température du liquide en sortie de radiateur soit en équilibre avec la température de saturation de la boucle. Ainsi, la puissance injectée sur le réservoir pilote directement le sous refroidissement en entrée de pompe qui doit être au minimum de 5°C.

○ **La pompe**

La pompe est de type centrifuge qui permet d'assurer le débit d'ammoniac dans la boucle. Une pompe centrifuge n'est pas totalement appropriée. En effet, les variations de dissipation de puissance modifient le titre de vapeur dans l'évaporateur et mènent ainsi à des chutes de pression et des variations de débit dans la boucle. Pour faire face à ce problème, des rétrécissements ont été placés en entrée de l'évaporateur.

○ **Les rétrécissements**

Les pertes de charge dans la boucle dépendent fortement de la proportion de vapeur dans la boucle puisqu'elles sont, pour un même débit massique, beaucoup plus importantes en phase vapeur.

Afin de s'affranchir des variations de pertes de charge en fonction du régime de fonctionnement, des rétrécissements ont été installés à différents endroits de la boucle. Ces rétrécissements provoquent des pertes de charge bien plus importantes que celles de l'écoulement dans le tube de la boucle. Elles produisent 75% des pertes de pression dans la boucle, ainsi, malgré une variation de charge, les pertes de charge et le débit total restent plutôt constants.

○ **Les réchauffeurs**

Comme l'imposent les spécifications en température, les équipements ne doivent jamais descendre en dessous de -20°C. D'autre part, en mode opérationnel, les TWT ne doivent pas descendre en dessous de 10°C tandis que les OMUX ne doivent pas descendre en dessous de 35°C.

Des réchauffeurs ont donc été installés avant la pompe, avant le passage sous les TWT et avant le passage sous les OMUX. Ils permettent de respecter ces spécifications dans les cas froids.

4. L'ANTENNE ACTIVE

En 2007, Thales Alenia Space a emporté un appel d'offre réalisé par l'ESA. Les objectifs de ce projet étaient :

- Identifier et analyser les différentes solutions techniques pour la dissipation thermique des composants électroniques d'une antenne active DRA (active array antenna) en utilisant un système de contrôle thermique et en respectant les contraintes des RF (Radio Frequency).
- Exécuter une analyse thermique pour identifier le comportement et les limitations en terme de puissance évacuée.
- Concevoir, développer et tester un modèle démonstrateur représentatif des éléments critiques du contrôle thermique.

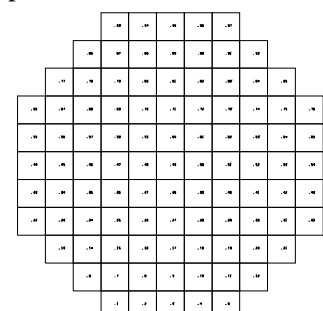
La mission de cette antenne est une mission secondaire. Avec cette antenne la couverture du satellite devient beaucoup plus flexible. Cette capacité additionnelle du satellite a été créée pour fonctionner dans trois situations différentes :

- Demande additionnelle dans une région de la planète. La flexibilité de couverture de cette antenne permet de s'occuper des évolutions prévisibles et non prévisibles à long terme pendant la durée de vie du satellite.
- Événements spéciaux: Coupe du monde de football, jeux olympiques, catastrophes naturelles où plusieurs infrastructures sont détruites ou saturées... L'antenne permet une couverture dans ces régions d'intérêt. Ces demandes sont occasionnelles et de courte durée.
- Intérêt de tester une nouvelle région (pas forcément en Europe) avant lancer un satellite dédié complètement à cette zone. C'est une façon de chercher de nouveaux marchés sans investir une quantité énorme d'argent.

La structure de l'antenne est composée par 97 éléments RF identiques où on peut trouver :

- Corne
- Filtre
- HPI
- Mini-TWT d'accès horizontal

Figure 13. Disposition des 97 cornes de l'antenne



Les objectifs du contrôle thermique sont :

- Transporter la puissance dissipée par les mini-TWT (puissance totale dans le cas nominal de 3.8 KW)

Mode	Mini TWT Dissipation
Nominal	39,6 W
No Drive	19,5 W
Overdrive	42,5 W

- S'adapter à l'espace disponible entre tous les composants. La structure n'est pas simple, il n'y a pas beaucoup d'espace pour jouer avec différentes configurations. La surface de contact de chaque Mini-TWT avec le système thermique est de et l'épaisseur maximum de 8 mm.

- Garantir une température de fonctionnement des équipements dans les plages des valeurs de qualification :

Mini TWT Qualification Temperature Ranges (°C)			
Operating mode		Non-operating mode	
Tmin	Tmax	Tmin	Tmax
-5	+ 85	-35	+85

- Garantir un comportement quasi isotherme des équipements. Entre l'équipement le plus chaud et le plus froid la différence de température doit être inférieure à 5°C.



Figure 14. Structure de l'antenne active

Après avoir fait une étude approfondie sur les différents systèmes de contrôle thermique pour évacuer la puissance nécessaire de l'antenne active et pour trouver le système avec les meilleurs caractéristiques, la technologie choisie par TAS a été le système 2ΦMPL.

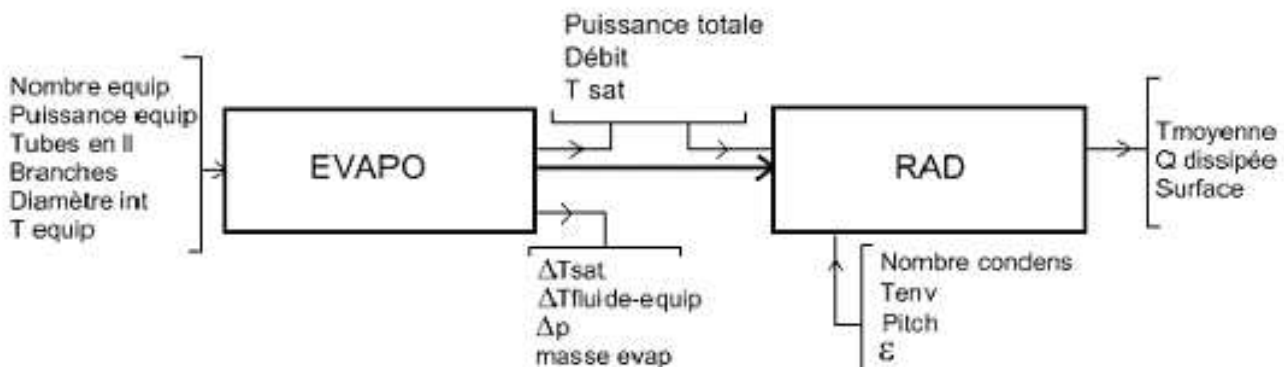


Figures 15 et 16. Antenne active avec 1 branche et avec 2 branches respectivement

5. CONFIGURATION ET DIMENSIONNEMENT DE LA BOUCLE

L'objectif de cette partie est de réaliser un outil pour pouvoir calculer d'une manière très simplifiée quelle est la surface radiative nécessaire dans un cas de puissance et de température des équipements donnés et de pouvoir comparer différentes configurations du système de contrôle thermique en fonction des pertes de charge, de masse, des gradients de températures.... Tout ça, en sachant qu'il y a des paramètres de design déjà fixés, par exemple la géométrie des condenseurs.

Il est possible de rejeter une quantité de puissance déterminée à travers une grande surface radiative pour une température assez froide, cette même quantité de puissance peut être dissipée sur une surface beaucoup plus petite avec une température moyenne du radiateur plus élevée. L'objectif est de minimiser le gradient de température entre les composants et la température moyenne du radiateur pour augmenter cette température et ainsi réduire la surface radiative nécessaire.



5.1. Evaporateur de l'antenne active

Données d'entrée :

- Nb equip (nombre d'équipements)
- q (puissance dissipée par un équipement)
- N branches (nombre de branches) (Voir figures 15 et 16)
- n (nombre de tubes en parallèle sous chaque équipement)
- Teq (température des équipements)
- Lv (longueur totale évaporateur)
- D int (diamètre intérieur du tubing)
- Stot (surface totale de contact entre un équipement et le(s) tube(s))
- Tsat (température de saturation de l'ammoniac dans l'évaporateur)

Détermination du débit total :

Il est nécessaire d'avoir à l'entrée de l'évaporateur un titre nul ($x=0$) pour atteindre le changement de phase le plus rapidement possible et de ne pas dépasser un titre supérieur à 0.9 pour dépasser le flux critique (diminution brusque du transfert thermique et chauffage des parois). Le flux massique total dans l'évaporateur est le suivant :

$$M \text{ (kg / s)} = \frac{Q \text{ (W)}}{L \text{ (J / kg)} \times (x_s - x_e)} = \frac{Nb_{equip} \times q}{L \text{ (J / kg)} \times (x_s - x_e)}$$

Alors, le débit

pour chaque tube est :

$$m_{tube} \text{ (kg / s)} = \frac{M \text{ (kg / s)}}{n \times N_{branches}}$$

Calcul de la conductance totale :

Dans l'évaporateur, le chemin thermique est divisé en trois conductances : contact, forme et évaporation.

- Conductance de contact : la conductance de contact surfacique est prise à 5000 W/m²/K (valeur usuelle pour des satellites de télécommunication)
- Conductance de forme : nous disposons du logiciel Excel permettant le dimensionnement des caloducs nominaux, pour un diamètre donné et une conductance d'évaporation donnée.
- Conductance d'évaporation : Nous pouvons utiliser différents corrélations pour déterminer la conductance d'évaporation. La corrélation finalement utilisée a été celle employée par KhAI, la corrélation de Chen. (Voir annexe D)

$$\alpha_{nucl} = F\alpha_L + S\alpha_{pool}$$

Un logiciel interne TAS, permet de calculer la conductance totale pour un diamètre de tube donné et une conductance d'évaporation donnée. Une interpolation linéaire permet alors d'obtenir la conductance totale en fonction de ces deux paramètres.

Une étude de sensibilité a été menée sur la conductance totale pour un diamètre intérieur de caloduc avec 5 coefficients d'échange thermique différentes (10000, 8000, 6000, 4000, 2000) (W/m²K). Une étude de sensibilité a ensuite été menée sur le diamètre (4, 5, 6, 7) (mm).

Cette conductance est ensuite mise en série avec le coefficient d'échange thermique (corrélation de Chen), la conductance totale pour chaque diamètre est obtenue par une interpolation linéaire entre les différentes valeurs de coefficient d'échange thermique.

Finalement on fait une dernière interpolation entre les différents diamètres et le diamètre réel.

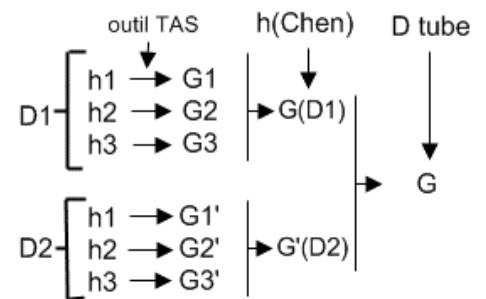


Figure 17. Interpolations réalisées

Calcul de la température de saturation dans l'évaporateur :

$$\frac{Q(W)}{Nb_{equip}n} = G_{totale} \Delta T = G_{totale} (T_{equip} - T_{sat})$$

Calcul des pertes de charge dans l'évaporateur:

Des nombreuses corrélations peuvent être utilisées. Ces corrélations on été comparées, les résultats obtenus sont similaires. Il a été décidé de garder la corrélation utilisée par le KhAI pour rester le plus proche de leurs résultats (modèle homogène pour les écoulements diphasiques):

$$\Delta p_v = f_L (Re_L) \frac{\rho_L w_L^2}{2} \frac{L_v}{D_{hy}} \Phi_{LO}^2 \quad (\text{Voir annexe D})$$

Calcul du gradient de la variation de la température de saturation dans l'évaporateur :

La formule utilisée pour calculer la variation de la température de saturation à travers de l'évaporateur est celle de Clausius-Clapeyron :

$$p_{sat} = 1.7365 \cdot T_{sat}^3 + 2.433 \cdot 10^2 \cdot T_{sat}^2 + 1.5744 \cdot 10^4 \cdot T_{sat} + 4.2624 \cdot 10^5$$

$$\frac{(\Delta p)_{sat}}{(\Delta T)_{sat}} = 3 \cdot 1.7365 \cdot T_{sat}^2 + 2 \cdot 2.433 \cdot 10^2 \cdot T_{sat} + 1.5744 \cdot 10^4$$

D'où on peut calculer $(\Delta T)_{sat}$:

$$(\Delta T)_{sat} = (3 \cdot 1.7365 \cdot T_{sat}^2 + 2 \cdot 2.433 \cdot 10^2 \cdot T_{sat} + 1.5744 \cdot 10^4)^{-1} \Delta p_v$$

Procédure d'itération :

Avant de calculer la température de saturation, on a besoin de calculer le coefficient de transfert thermique, lui même fonction de la température de saturation et du gradient de température entre le fluide en saturation et la paroi intérieure du tube. Un calcul itératif est nécessaire pour trouver la solution et un solveur est utilisé.

Les étapes itératives sont les suivantes :

- 1) Calcul du gradient de température entre la paroi intérieure du tube et la température de saturation de l'ammoniac.
- 2) Calcul de la température de saturation de l'ammoniac.

Le calcul du coefficient de transfert thermique dépend de ces deux paramètres, donc en faisant la deuxième itération on peut modifier le résultat de la première. Afin d'augmenter la précision du calcul, ce processus est renouvelé plusieurs fois.

Détermination de la masse de l'évaporateur :

- Masse de l'ammoniac :

$$Masse = Volume \cdot Densité _ équivalente = \frac{\pi D_{int}^2}{4} \cdot longueur \cdot \frac{1}{\frac{x_{moyen}}{\rho_v} + \frac{1-x_{moyen}}{\rho_l}}$$

- Masse des tubes :

$$Masse = (((longueur _ aile \cdot épaisseur _ aile) \cdot 0.9 + \frac{\pi(D_{ext}^2 - D_{int}^2)}{4}) \rho_{alum}) \cdot longueur \cdot nombre _ tubes _ parallele$$

5.2. Radiateur

Données d'entrée :

- Puissance totale à dissiper
- Température des équipements
- Température de saturation

Ces données d'entrée sont issues du calcul précédent. En réalité, la température de saturation n'est pas exactement la même que celle du évaporateur, du aux pertes de charges, mais sa variation est si petite qu'on peut la négliger.

Sélection du HP :

Pour savoir quelle est la puissance qu'on peut transporter par chaque caloduc on doit connaître la géométrie. Les caloducs Phi12 peuvent dissiper entre 120 et 140 Wm. La puissance maximale qu'on peut évacuer dépend aussi de la longueur efficace :

$$L_{eff} = \frac{L_c}{2} + L_a + \frac{L_e}{2} = 0,6$$

- Où:
- L_c longueur de condensation = 110 mm
 - L_e longueur d'évaporation = 10 mm
 - L_a longueur adiabatique = 0 mm

Alors si on prend une valeur entre les 120 et 140 Wm (125 par exemple pour rester conservatif) on peut calculer la puissance maximale qu'on peut transporter dans chaque caloduc :

$$(Q_{cond})_{max} = \frac{125(Wm)}{L_{eff} (m)} = 208,33W$$

Nombre de condenseurs nécessaires :

$$N_{min} = \frac{Puissance _ totale _ à _ dissiper}{(Q_{caloduc})_{max}}$$

Si on fait le calcul avec la puissance maximale qui peut être dissipée par un caloduc on obtient un nombre de condenseurs assez bas. Cependant avec un faible nombre de caloducs, l'espacement entre eux (appelé pitch) est important et induit donc une efficacité de la surface radiative faible. Il est donc nécessaire d'augmenter le nombre de caloducs pour réduire le pitch et accroître la température moyenne du radiateur..

Dimensions condenseurs :

Les condenseurs utilisés dans le prototype sont les mêmes que ceux du proto 6 kW, donc on ne peut pas faire varier leurs dimensions, par contre, on doit vérifier que le sous refroidissement donné par les condenseurs est correct. Il est nécessaire d'avoir au moins 5°C de différence entre l'ammoniac qui condense et l'ammoniac qui sort de la cavité de sous refroidissement. Cette contrainte est donnée par la pompe et par le problème de cavitation.

La température de la paroi intérieure des caloducs est constante (transport isotherme de la puissance par les caloducs). On peut calculer la différence de température entre la surface de condensation et la paroi extérieure des caloducs et vérifier si elle est supérieure à 5°C. Si ce n'est pas le cas il faut changer soit le condenseur, soit la quantité de puissance à dissiper.

$$(\Delta T)_w = \frac{Q_{totale}}{Nombre_tubes} (R_{condensation} + R_{conduction_w})$$

On a besoin de connaître les résistances :

- Résistance de condensation :

$$R_{condensation} = \frac{1}{\alpha_{cond_amelioré} \phi_{cond} L_{cond}}$$

L_{cond} longueur de condensation

$\alpha_{cond_amelioré}$ coefficient de transfert thermique de condensation

Figure 18. Coupe du condenseur/HP

Dans les anciens rapports on peut trouver le coefficient suivant :

$$\alpha_{cond} = 41.454 \frac{\lambda_L}{\delta_{thread}} \left(\frac{q_{cond} \delta_{thread}}{l \mu_L} \right)^{0.72} Pr_L^{0.43}$$

λ_L conductivité thermique de l'ammoniac liquide

δ_{thread} pas de filetage = 1 mm

μ_L viscosité dynamique de l'ammoniac liquide

l chaleur latente d'évaporation

Pr_L Prandtl liquide de l'ammoniac

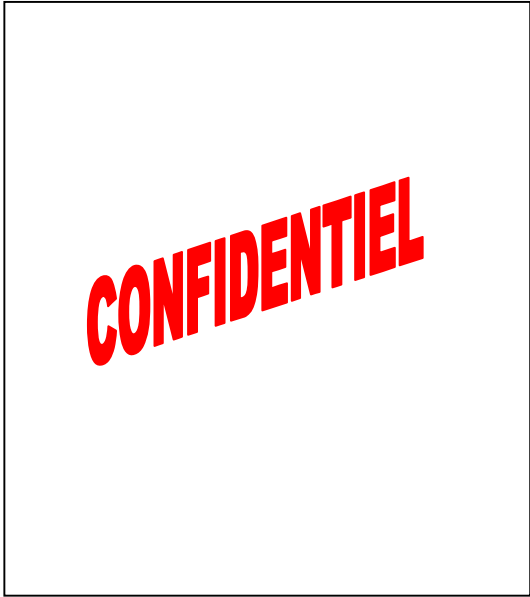
ϕ_{cond} surface de condensation spécifique par unité de longueur = 0.126 m²/m

$$q_{cond} = \frac{Q_{totale}}{Nombre_condenseurs} (W / m^2)$$

Par contre, le dernier rapport du KhAI (Lot 204 ANNEXE Rapport de corrélation) on mentionne un coefficient de transfert amélioré :

$$\alpha_{cond_amelioré} = \frac{\alpha_{cond}}{41.454} \cdot 2.93 \cdot 10^{0.847 \log(q)}$$

$$q = \frac{Q_{totale}}{Nombre_condenseurs \cdot Surface_condensation \cdot 1000} (kW / m^2)$$



- Résistance conductive entre la paroi extérieure et intérieure des condenseurs :

$$R_{conduction_w} = \frac{1}{2\pi\lambda_{cond}L_{cond}} \ln \frac{d_2}{d_1}$$

λ_{cond} conductivité thermique du condenseur



Calcul (Tsat) cond - (Trad)outlet wall condensation HP part :

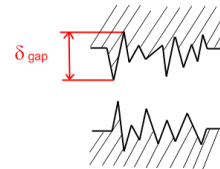
Il est nécessaire de calculer la différence de température entre l'ammoniac qui condense et la température de la paroi extérieure du caloduc dans la région de condensation (la zone sous le radiateur).

$$\Delta T = \frac{Q_{totale}}{Nombre_condenseurs} (R_{condensation} + R_{conduction_w} + R_{contact} + R_{HP})$$

- $R_{condensation}$ et $R_{conduction_w}$ déjà calculées
- $R_{contact}$ Résistance de contact entre la paroi intérieure du condenseur et la paroi extérieure du HP

$$R_{contact} = \frac{2\delta_{gap}}{\pi L_{cond} d_1 \lambda_{gap}}$$

λ_{gap} conductivité thermique



- R_{HP} Résistance de forme du caloduc, d'évaporation et de condensation

Cette valeur a été calculée à partir de données expérimentales du KhAI. Pour des caloducs avec une densité de 2.65 W/cm² ils ont trouvé $R_{HP}=0.01$ et pour $q=5.3$ W/cm² $R_{HP}=0.011$. Alors, comme le système a une densité de 1.77 W/cm², j'ai pris $R_{HP}=0.01$ W/K.

T rad moyenne et géométrie du radiateur :

- Température moyenne :

La température dans la surface radiative n'est pas uniforme, elle dépend de la position et séparation entre les caloducs. Les points les plus chauds sont juste en dessus des points de contact des caloducs avec le panneau radiatif.

On peut calculer d'une façon approximative la température moyenne du panneau grâce à l'adaptation d'un outil réalisé par TAS :

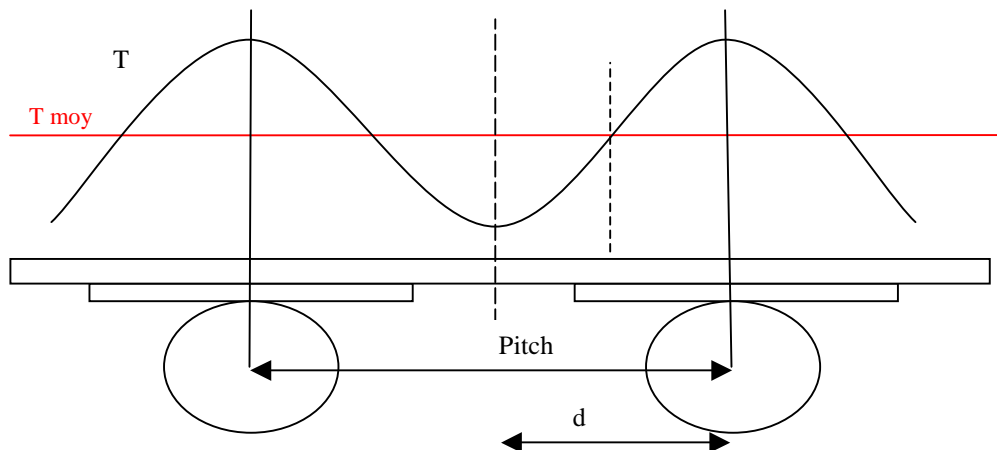


Figure 19. Température de rayonnement dans le panneau radiatif.

On peut voir que pour calculer le chemin thermique entre le caloduc et le radiateur, il est nécessaire de connaître quatre conductances distinctes :

Figure 20. Chemin thermique entre le caloduc et le radiateur

- La conductance $B_{condensation}$ entre le nœud fluide et la paroi du tubing :

On n'a pas besoin de la calculer parce qu'on a déjà la température dans la paroi intérieure du caloduc dans la zone de condensation.

- La conductance $B_{conduction}$ dans le matériau :

Elle est assez élevée par rapport aux autres, donc on peut négliger son effet sur la température du radiateur.

- La conductance $B_{contact}$ entre le radiateur et le caloduc :

$$B_{contact} = \alpha_{contact} \cdot Surface_contact$$

Avec :

$$\alpha_{contact} = 2000 \text{ W/m}^2\text{K (valeur choisie par KhAI)}$$

$$Surface_contact(m^2) = L_s \cdot L_{rad} = 0.02 \cdot 1.1 = 0.022$$

- La conductance B_{peau} au niveau de la peau du radiateur :

Pour modéliser le gradient thermique entre le point le plus chaud et la température moyenne de rayonnement, on introduit cette conductance. Il est donc important de connaître la distance au caloduc à laquelle se trouve la température moyenne.

Pour cela, on réalise un découpage nodal au niveau de la peau, on calcule les températures radiatives en 19 nœuds, on en déduit la température moyenne.

$$B_{peau} = \frac{\lambda_{al} e_{peau} L_{rad}}{\text{écart_entre_2noeuds}}$$

$$\lambda_{al} = \text{conductivité de l'aluminium} = 170 \text{ W/mK}$$

e_{peau} = épaisseur de la peau = 0.0004 m (assez petit, on peut négliger la conduction dans la direction verticale)

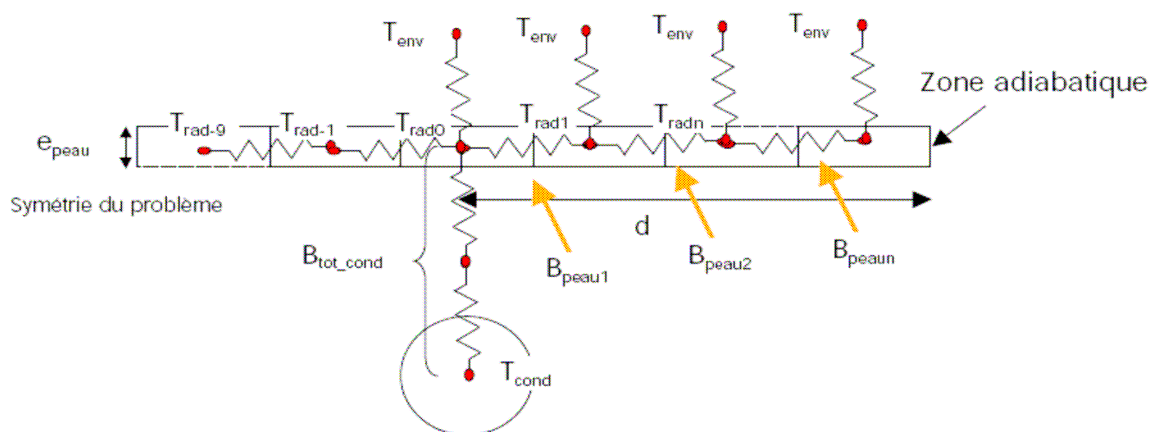
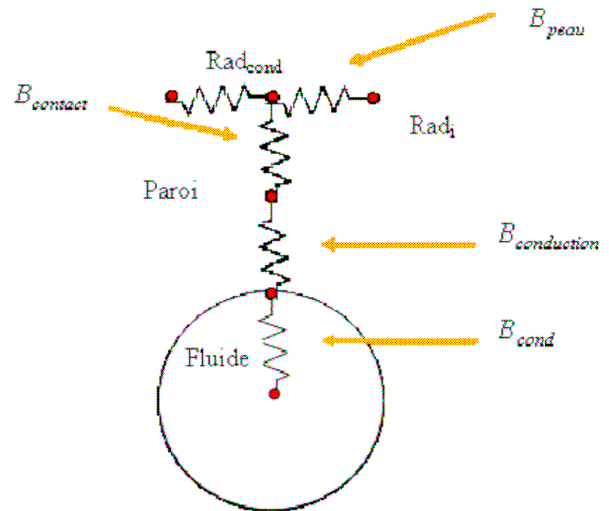


Figure 21. Découpage nodal au niveau de la peau du radiateur

Les équations utilisées sont :

Au nœud 0 :

$$B_{tot_cond} (T_{cond} - T_{rad0}) = \epsilon \sigma S_{rad} (T_{rad0}^4 - T_{env}^4) + B_{peau} (T_{rad0} - T_{rad1}) + B_{peau} (T_{rad0} - T_{rad-1})$$

Aux nœuds n (n=1 à 8) (symétrique pour les nœuds n= -1 à -8) :

$$B_{peau} (T_{rad_n-1} - T_{rad_n}) = \epsilon \sigma S_{rad} (T_{rad_n}^4 - T_{env}^4) + B_{peau} (T_{rad_n} - T_{rad_n+1})$$

Au nœud 9 (symétrique pour le nœud -9) :

$$B_{peau} (T_{rad_9} - T_{rad_10}) = \epsilon \sigma S_{rad} (T_{rad_10}^4 - T_{env}^4)$$

Alors, on a 19 équations et 19 inconnues, on peut savoir la température dans chaque nœud et calculer la température moyenne :

$$T_{rad_moy} = \left[\frac{\left(0.5 \cdot T_{rad_0}^4 + \sum_{n=1}^9 T_{rad_n}^4 \right)}{10 - 0.5} \right]^{\frac{1}{4}}$$

▪ Géométrie du radiateur :

Maintenant on peut savoir quelle est la surface totale dont on a besoin pour évacuer la totalité de la puissance. Le radiateur étant un radiateur déployable, il est composé par deux surfaces radiatives. Les paramètres qu'on peut faire varier sont :

- Facteur de vue (F1 et F2)
- Emissivité (epsilon)
- Epaisseur de la peau
- Distance entre deux caloducs (Pitch)

Avec ces paramètres on peut calculer la surface radiative (sans tenir en compte la duplicité) :

$$Surface_totale = L_{rad} \cdot l_{rad} = L_{rad} \cdot (nombre_condenseurs \cdot pitch)$$

On peut aussi savoir la puissance évacuée dans chaque surface :

$$Q_i = Surface_totale \cdot \epsilon \cdot \sigma \cdot F_i \cdot ((T_{rad_moyenne})_i^4 - T_{env}^4)$$

Avec les deux valeurs de Q on peut vérifier si notre géométrie est capable de dissiper la puissance totale souhaitée.

$$Q = Q_1 + Q_2 \begin{cases} OK & Si \quad Q \geq Q_{totale} \\ ERREUR & Si \quad Q < Q_{totale} \end{cases}$$

Il faut faire attention parce que le calcul de la température moyenne dépend de tous ces paramètres. Par exemple, si l'on augmente la surface sans changer le nombre de condenseurs, le pitch augmente et, par conséquent, la température moyenne diminue et l'efficacité du radiateur diminue.

$$Efficacité = \frac{T_{rad_moy}^4}{T_{hot}^4}$$

Avec T_{hot} la température la plus élevée de la surface (nœud 0)

5.3. Résultats évaporateur

	CONFIGURATION					
	1	2	3	4	5	6
Branches	CONFIDENTIEL					
Tubes						
Diamètre in(mm)						
Diamètre ext(mm)						
T equip(°C)						
G equip-fluide(W/K)						
G evap(W/m²K)						
ΔT fluid-equip(°C)						
T sat(°C)						
Δp evap(Pa)						
ΔT sat(°C)						
Masse evap(kg)						

Si on regarde les résultats, la meilleure configuration est la numéro 5, les pertes de charges sont les plus basses, le gradient thermique entre les équipements et le fluide n'est pas trop élevé et la variation de la température de saturation entre l'entrée et la sortie est faible. Cette configuration est plus complexe en terme d'intégration : 2 branches divisées en 2 tubes sous les équipements.

La configuration 4 permet de minimiser le gradient de température entre les équipements et le fluide. La configuration permet d'avoir des pertes de charge modérées, un gradient thermique faible et la variation de T_{sat} dans l'évaporateur inférieure à 0,1 °C.

On s'aperçoit que la masse ne varie par trop d'une configuration à l'autre. Cet effet n'est pas évident, la configuration avec deux tubes en parallèle doit être beaucoup plus lourde que celle avec un seul tube, mais, en fait, la partie la plus lourde des tubes est l'aile, dans le cas avec deux tubes la longueur d'aile est de par contre, dans le cas d'un seul tube la longueur est de

Par rapport au diamètre, avoir un diamètre petit permet de diminuer le gradient thermique entre les équipements et le fluide, pourtant les pertes de charge augmentent. (comparer conf. 1, 2 et 3).

C'est à cause de tous ces paramètres et résultats que la configuration choisie pour le prototype de l'antenne active a été la numéro 1, une branche, deux tubes en parallèle et un diamètre intérieur de 6 mm.

Les différentes configurations avec des tubes rainurés ont été aussi étudiées mais cette solution augmente les pertes de charge. La configuration avec des tubes lisses a été retenue.

5.4. Résultats radiateur

	CONFIGURATION									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Tsat (°C)	CONFIDENTIEL									
F1										
F2										
epsilon										
epaisseur peau (m)										
N_condens										
Picht (m)										
Surface (m ²)										
T_hot 1 (K)										
T_moyenne 1 (K)										
T_hot 2 (K)										
T_moyenne 2 (K)										
Q1 (W)										
Q2 (W)										
Q (W)										
efficacité1										
efficacité2										

Le critère principal est de pouvoir dissiper la puissance nécessaire pour contrôler la température des équipements, dans le cas de l’antenne active (97 équipements qui dissipent chacun 39.5 W), on doit être capable d’évacuer 3813.5 W. Les problèmes qu’on trouve sont les suivantes :

- Facteur de vue faible. Le rayonnement vers l’espace n’est pas très bon, avec une même surface, on rayonne moins. (conf 2)
- Espace entre caloducs petit. Même si on réussit à augmenter la température moyenne, par conséquent, l’efficacité, la surface de rayonnement est petite, donc le terme radiatif reste petit, Q1 et Q2 petits. (conf 3)
- Epaisseur de peau petite. Ce paramètre ne joue que dans la conductance au niveau de la peau. Il n’a pas une grande influence mais on voit comment il peut faire qu’une configuration soit valide avec un épaisseur et pas avec une épaisseur différente. (conf 5)
- L’émissivité (epsilon) a presque la même influence que le facteur de vue, c’est un paramètre important dans le terme de rayonnement.

On a vu dans le rapport que même si le nombre de condenseurs minimum est, par exemple 19, c’est presque impossible de trouver une configuration valide avec seulement les 19 condenseurs. Le problème est la dépendance de la surface avec le pitch et ce paramètre. Si on a un nombre assez bas de caloducs et on veut avoir une surface suffisante pour pouvoir évacuer toute la puissance, nous sommes obligés d’augmenter le pitch, par contre, avec cette solution, on diminue la température moyenne et l’efficacité du panneau.

Installer un nombre de condenseurs élevé n’est pas non plus la solution souhaitée, car la surface de rayonnement va être trop grande et une diminution du pitch peut augmenter la température moyenne, par contre, la masse du radiateur serait trop élevée.

Il faut trouver la configuration la moins lourde, alors avec une surface par trop grande mais capable d’évacuer toute la puissance nécessaire. Parmi les configurations représentées dans le tableau, la meilleure serait la numéro 1.

6. SUIVI DE L'UTILISATION DU PROTO 6KW

L'installation du prototype 6 kW chez TAS par le KhAI a été réalisée en décembre 2009. Les procédures préparatoires aux test de caractérisation ont démarré en mai 2010 par l'équipe KhAI et TAS. Cette phase s'est poursuivie par les essais de « Critical Heat Flux » financés par le CNES.

Les procédures préparatoires sont nécessaires pour assurer le bon fonctionnement de la boucle, sa capacité pour travailler à haute pression en cas d'anomalie, vérifier qu'il n'y a pas de fuites, remplissage avec la quantité suffisante d'ammoniac, s'assurer que l'ammoniac ne se mélange pas avec des autres liquides ou restes de particules qui puissent se trouver dans la boucle...

Les tests fonctionnels servent à vérifier que le système est capable de contrôler la température dans des situations extrêmes qui peuvent arriver dans l'espace, comme par exemple le fonctionnement de tous les équipements avec un environnement chaud, cas de pannes, transitoires de puissance...

Finalement, les essais CHF ont des objectifs industriels (étude du comportement des différents profilés) mais ils ont aussi des objectifs scientifiques (analyse du coefficient d'échange thermique). En fait, dans le domaine spatiale il n'y a pas de données expérimentales pour ce type d'écoulements, donc les résultats obtenus pendant ces expériences seront valorisés.

6.1. Procédures préparatoires

L'ordre de réalisation pour ces procédures est le suivant :

- Leakage test

Avant remplir la boucle avec l'ammoniac ou l'éthanol et augmenter la pression, il faut vérifier qu'il n'y a aucune fuite. La boucle est remplie par du Nitrogène, on augmente la pression, dans un premier temps à 5 bars, et on applique un mélange de savon et eau dans toutes les connexions de la boucle. Si on s'aperçoit qu'il y a des bulles dans le mélange appliqué ça veut dire qu'il existe une sortie du gaz, une fuite, dans ce point là. Après, s'il n'y a pas de soucis, on élève la pression à 10 bars et on attend au moins 10 h pour vérifier après que la pression n'a pas diminué.

Figure 22. Bouteille de nitrogène et manomètre du proto

- Vacuuming

Avec une pompe on tire à vide dans la boucle. Cette étape permet de créer une différence de pression assez élevée entre le fluide avec lequel on veut remplir la boucle et la propre boucle et favorise l'entrée de liquide.

- Remplissage avec éthanol et Proof test

Le proof test est nécessaire pour vérifier que le système peut travailler à une pression sans fuite dans le système. Les consignes de sécurité internes établissent un coefficient 1.5 pour un prototype sol et 2 pour un prototype vol par rapport à la pression maximale opérationnelle (psat à $T_{sat}=75^{\circ}\text{C}$, soit $37\text{ bars}\cdot 1.5$).

Pour commencer, on remplit la boucle avec l'éthanol (moins dangereux et plus facile à nettoyer, à vaporiser) et on augmente la pression jusqu'à 50 bars (la pression nominal dans le cas chaud ne dépasse pas les 25 bars), on laisse passer la nuit en ces conditions et on vérifie le lendemain si la pression a diminué (fuites) ou pas.

- Vidange et séchage

Une fois réalisé le Proof test, on doit vider la boucle complètement pour pouvoir la remplir avec l'ammoniac. On doit le faire en différentes étapes : sortie de la première fraction d'éthanol et diminution de la



pression jusqu'à l'équilibre avec l'environnement, extraction de l'éthanol du HCA grâce à la pressurisation avec nitrogène, conduction de tout le liquide qui reste dans la boucle vers le HCA en tirant à vide dans le HCA, vidange du HCA et finalement séchage de la boucle, avec tous les réchauffeurs de la boucle on vaporise la dernière fraction du liquide qui reste dans les tubes et avec la pompe à vide on la fait sortir.

- Vacuuming

C'est la même procédure qu'avant, cette fois on la fait pour pouvoir remplir la boucle avec l'ammoniac.

- Remplissage avec l'ammoniac

La dernière procédure avant de pouvoir travailler normalement avec la boucle c'est le remplissage avec l'ammoniac. L'objectif est d'avoir 11 kg d'ammoniac dans la boucle. Par contre, la quantité de masse maximale qui peut rester dans le HCA est de 9 kg, c'est pour ça qu'il faut faire le remplissage en plusieurs étapes. D'abord il faut remplir le HCA avec 5 kg, après on le vide en remplissant la boucle avec ces 5 kg, puis on remplit le réservoir avec les 6 kg qui manquent et finalement on chauffe le HCA pour envoyer une partie de l'ammoniac vers la boucle. La procédure est finie quand on n'a que 2 kg d'ammoniac dans le HCA et tout le reste est dans la boucle.

6.2. Essais- Tests fonctionnels

6.2.1. Cas chaud

C'est le cas dimensionnant du contrôle thermique, il faut vérifier que dans ces conditions, le système est capable de contrôler la température des équipements en dessous de 70 °C. Les conditions du test sont les suivantes :

- $T_{sat} = 56 \text{ °C}$
- $T_{rad} = 51 \text{ °C}$
- Puissance totale des équipements = 6,3 kW (300 W pour tenir en compte la dissipation vers l'extérieur)

Les résultats ont été vraiment satisfaisants, la température maximale atteinte n'a pas dépassé les 65°C.

6.2.2. Test des points de la courbe « Radiator's coolant temperature Vs MPL heat load »

Cette courbe représente, toujours dans le cas chaud, les températures du réfrigérant dans les radiateurs en fonction de la charge totale de puissance qu'on doit dissiper dans la boucle. On a pris trois points et on a vérifié que le système réagissait correctement (les températures des équipements ne dépassent pas les 70°C). Les trois points qu'on a testé sont les suivants :

- Point 1 (le même cas que dans l'expérience précédente):

$T_{sat} = 56 \text{ °C}$	$T_{radA} = 51 \text{ °C}$
Heat load = 6,3 kW (300 W de pertes)	$T_{radB} = 51 \text{ °C}$

- Point 2 :

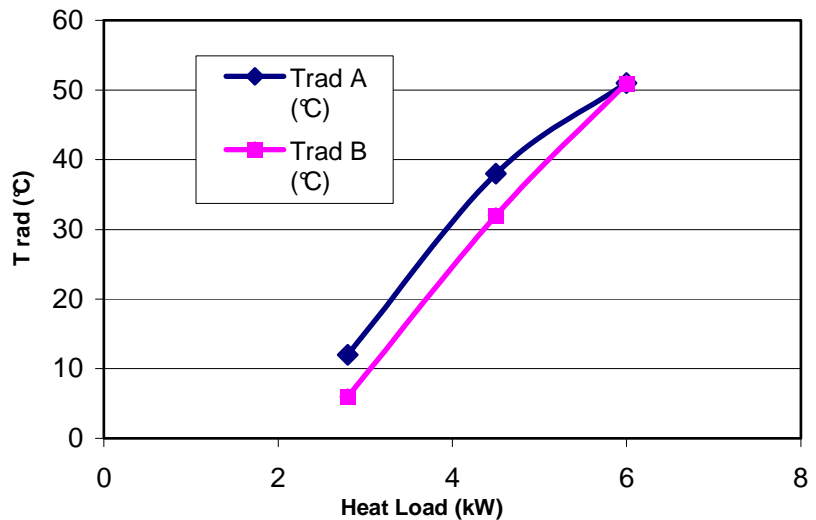
$T_{sat} = 56 \text{ °C}$	$T_{radA} = 38 \text{ °C}$
Heat load = 4,8 kW (300 W de pertes)	$T_{radB} = 32 \text{ °C}$

• Point 3 :

Tsat = 56°C
Heat load = 3,1 kW
(300 W de pertes)
TradA = 12°C
TradB = 6°C

Toutes les températures sont inférieures à 70°C.

Radiators coolant temp Vs MPL Heat load



6.2.3. Transitoire 6 kW- 0 kW - 6 kW sans régulation

Ce cas correspond à une situation où tous les équipements s'arrêtent au même temps et quelques minutes après ils recommencent à marcher. Ces conditions représentent un transitoire sévère pour la boucle. La puissance varie de 6kW de puissance à dissiper à 0 kW et réaugmente à 6kW, tout ça avec des conditions du cas chaud (Tsat=56 et Trad=51).

Le point le plus critique est quand on rallume tous les équipements, à ce moment là l'ammoniac reste encore chaud, même si c'est en état monophasique, et la température des équipements est haute. Alors, on rallume les équipements et un pic de température parcourt toute la boucle et on risque d'atteindre la température de saturation à l'entrée de la pompe, et il existe un risque de cavitation.

Dans une première expérience on a pu observer le phénomène de cavitation. Comme le niveau de sous refroidissement a diminué pendant le transitoire, des grandes oscillations de pression dans la pompe ont été observées. Un jour après on a refait l'expérience, mais cette fois, avec une température de saturation dans le HCA de 57°C, avec cette petite variation on n'a pas eu de problème.

Le prototype 6kW est capable de contrôler la température dans le transitoire si Tsat=57°C, par contre si on reste à 56°C la température des équipements montera en dessus de 70°C à cause du mauvais fonctionnement de la pompe et on risque d'abîmer de façon irréversible notre système.

6.2.4. Transitoire 6 kW – 3 kW – 6kW avec régulation de la vitesse de la pompe

C'est le même transitoire qu'avant mais moins extrême, et cette fois, au lieu d'utiliser le HCA pour compenser la variation de masse dans la boucle on a utilisé la pompe. Quand on passe de 6 kW à 3 kW, si on ne change pas la vitesse de la pompe, comme le titre diminue, la masse du HCA aussi diminue. Par contre, si on réduit la vitesse de la pompe, on diminue le débit qui passe sous les équipements donc on reste plus ou moins ou même titre vapeur et la masse du HCA reste presque constante. Les résultats ont été vraiment satisfaisants.

6.2.5. Test des réchauffeurs à l'entrée des TWT et des OMUX avec régulation de la vitesse de pompe

L'objectif de cette expérience était de tester un cas froid avec une puissance totale constante dans la boucle proche de 2 kW et vérifier le bon fonctionnement des réchauffeurs aux entrées des TWT et OMUX (EH1 et EH2) pour dimensionner une température supérieure au limite inférieur des températures minimales de fonctionnement des composants. Les conditions de travail étaient :

Température du HCA : 57 °C
 Puissance totale : 2.3 kW
 Température des radiateurs : 1 °C

Vitesse de la pompe : 22400 rpm
 11200 rpm
 Régulateurs des réchauffeurs : EH1 : 10.2 °C
 EH2 : 36.7 °C

La différence entre les deux cas de vitesse de pompe est que au fur et à mesure qu'on diminue la vitesse de rotation, on a moins de masse à chauffer pour arriver aux températures souhaitées donc la puissance nécessaire des réchauffeurs est plus petite. Le comportement des réchauffeurs a été correct.

NOTA : Dans l'annexe E on peut trouver les explications aux phénomènes qu'on a trouvé dans tous ces expériences.

6.3. Expériences CHF

Dans le chemin hydraulique du prototype 6 kW de la figure 6 on peut observer, entre l'évaporateur et les radiateurs, un système dont je n'ai pas encore parlé, c'est la partie qu'on a utilisé pour réaliser ces expériences. Il est composé par deux réchauffeurs, une unité qui dissipe une puissance d'une façon contrôlée et par plusieurs vannes qui permettent d'isoler le système quand il faut et de faire le remplissage avec l'ammoniac correctement.

Le schéma qu'on a utilisé pour réaliser les expériences était le suivant :

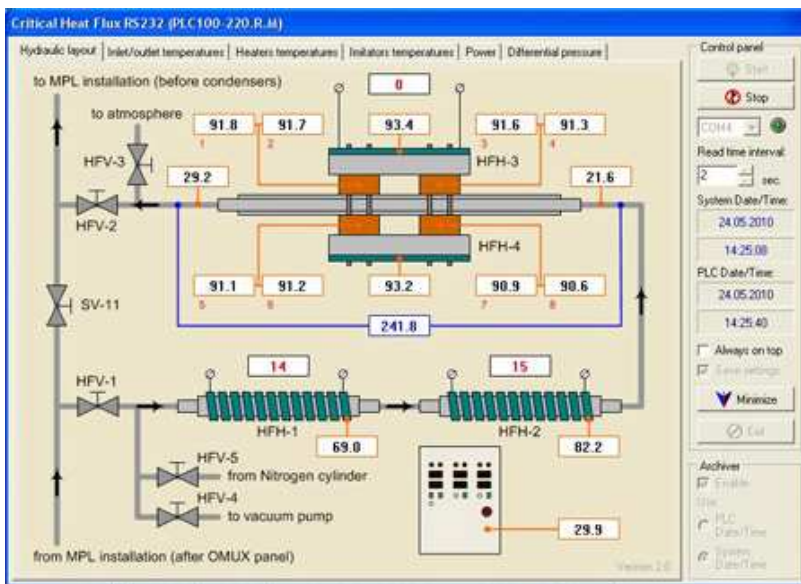


Figure 23. Capture d'écran du logiciel ukrainien "Critical Heat Flux"

Dans l'illustration on peut observer les valeurs de puissance qu'on applique aux réchauffeurs et à l'unité principale, ainsi que toutes les températures nécessaires pour l'étude et pour le contrôle pendant les expériences.

Ce qu'on a étudié a été l'évolution des températures dans le système en fonction de 5 paramètres : le profilé du tube, la température de saturation dans le HCA, le débit, le titre à l'entrée du système (après les réchauffeurs) et la puissance appliquée sur l'unité dissipative centrale.

Avec tout ça on est capable de calculer le coefficient de transfert thermique dans chaque cas, le comportement en fonction du profilé utilisé et le flux de chaleur critique (quantité de puissance par unité de surface qu'on est capable de dissiper dans le système).

Toutes les données expérimentales seront exploitées pour établir des abaques permettant de déterminer les limites en densité de flux pour un profilé et une configuration donnés ainsi qu'une évolution du coefficient d'échange diphasique en fonction de ces paramètres.

7. OUTIL DE SIMULATION : EcosimPro

7.1. Objectif

Après avoir travaillé avec un logiciel développé par le KhAI, TAS a décidé de chercher un autre outil moins complexe, plus commercial, plus industriel et plus robuste pour modéliser et simuler le comportement des boucles fluides diphasiques à pompage mécanique. Cette solution permettra d'établir plus de relations avec d'autres entreprises qui utilisent déjà ce logiciel, ainsi que de maîtriser le comportement physique d'un tel système en réalisant des sensibilités.

Mon objectif était de comprendre le fonctionnement d'EcosimPro, être capable de travailler avec ce programme et, à la fin, de modéliser le prototype 6 kW et d'adapter le modèle à l'antenne active. Puis on pourrait comparer les résultats obtenus dans la phase d'étude avec ceux de la modélisation. Avec tout ça, dans un futur, TAS serait capable de développer un modèle plus exact et aussi de le modifier pour connaître le fonctionnement du nouveau système. Par exemple on pourrait changer facilement tous les profilés des tubes, les surfaces de contact, les performances de la pompe... et comparer les résultats avec ce qu'on avait avant en terme de puissance nécessaire, prix des équipements employés ou efficacité des radiateurs.

7.2. Introduction

Ecosimpro est un outil très puissant capable de modéliser n'importe quel système dynamique représenté par des équations différentielles algébriques ou équations différentielles ordinaires et événements discrets. C'est un environnement visuel intégré qui permet de simuler facilement avec des outils assez intuitifs.

Ecosimpro est basée sur une approche « objet-oriented non-casual » pour créer des composants réutilisables dans les différentes bibliothèques et il est basé en méthodes symboliques et numériques très puissantes capables de traiter des systèmes d'équations algébriques différentielles très complexes. Ecosimpro utilise plusieurs bibliothèques où on peut trouver une grande variété de composants (mécaniques, électriques, de propulsion, hydrauliques, etc.) qui peuvent être utilisés dans n'importe quel système.

Le langage utilisé dans la modélisation des composants physiques est propre à Ecosimpro, le langage EL, très similaire à d'autres langages de programmation conventionnels, mais c'est suffisamment puissant pour modéliser des procédés continus et discrets.

Ecosimpro est employé par un nombre important d'entreprises du domaine spatial et énergétique. L'agence spatiale européenne (ESA), par exemple, a choisi cet outil comme une référence internationale pour la simulation dans plusieurs domaines, comme la propulsion ou l'ECLSS (environmental control systems and life support).

7.3. Structure du programme

La structure d'EcosimPro est divisée en trois parties :

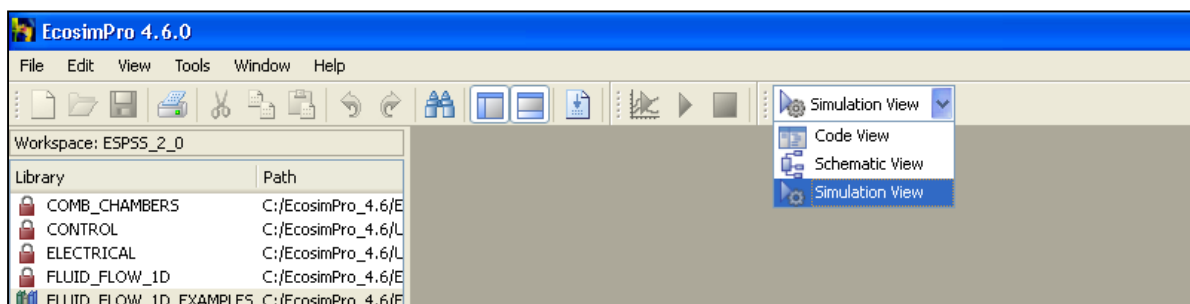


Figure 24. Structuration principale de EcosimPro

- Schematic view :

C'est ici où il faut construire les modèles graphiquement et où on peut commencer à définir quelques paramètres du modèle (conditions initiales, géométrie, conditions aux parois...) dans la fenêtre d'attribution de chaque composant. On peut sélectionner la librairie avec laquelle on veut travailler (fluidique, thermique..) et le composant qu'on veut utiliser dans le modèle.

Après il faut relier tous ces composants en respectant les règles imposées par le logiciel. La règle qui donne le plus des problèmes dans les circuits hydrauliques est celle de ne pas pouvoir relier directement un composant de type « capacitive » (équations de conservation de la masse et de l'énergie sont utilisées, ainsi que les paramètres thermodynamiques pour connaître l'état thermodynamique du composant) avec un autre du même type, il faut ajouter entre eux un composant de type « momentum » (ils calculent les débits de masse et termes d'inertie entre les éléments capacitifs).

On peut trouver la description de tous les composants dans les différents manuels d'EcosimPro, quels sont leurs caractéristiques, les équations utilisées, les éléments avec lesquels le composant est construit, les variables et les paramètres reliés au composant, etc.

Une fois qu'on a réussi à compiler le modèle, on peut créer une partition pour pouvoir passer à définir notre expérience dans l'option « Simulation view ». Les partitions nous permettent de choisir quelles sont les variables à modifier. Si on choisie « default partition » c'est Ecosimpro qui fait le choix (des variables, pas de leurs valeurs). Si après on veut ajouter ou supprimer les variables on peut le faire.

- Simulation view :

On peut définir différentes expériences pour un seul modèle. C'est dans ce fichier que l'on peut modifier les valeurs des paramètres, ajouter ou supprimer des variables. Tous les paramètres qui n'apparaissent pas dans cette description, prennent des valeurs par default choisies par EcosimPro. On peut modifier ici les paramètres qui n'apparaissent pas dans les fenêtres d'attribution. Dans la description de l'expérience on a quatre parties :

- o DECLS

Ici on peut définir variables locales de l'expérience de type Real, Integer, Table_1D, etc.

- o INIT

Toutes les variables dynamiques (celles dont leur dérivé apparaît dans les équations) et les paramètres inconnus doivent être initialisés pour démarrer la simulation. On peut modifier les valeurs par default.

- o BOUNDS

On peut donner une valeur fixe aux conditions aux limites ou définir une expression qui puisse modifier sa valeur en fonction du temps.

- o BODY

On doit écrire ici la séquence d'instructions qui définit l'expérience. On peut faire varier la valeur d'un paramètre pendant la simulation, on peut aussi choisir le temps de simulation et la fréquence avec laquelle on veut obtenir les résultats. Les fonctions IF-THEN-FOR-WHILE... sont valides.

```

EXPERIMENT exp1 ON training_evap_conds_pompe_vol.default
DECLS
INIT
  -- initial values for state variables

BOUNDS
  -- Set equations for boundaries: boundVar = f(TIME;...)
  FLUID_FLOW_1D.Damp = 0.3
  FLUID_FLOW_1D.GRAV = 9.806
  FLUID_FLOW_1D.GRAVx = 0
  FLUID_FLOW_1D.GRAVy = 0
  FLUID_FLOW_1D.Re_lam = 2000

  VolPT_TMD1.s_pres.signal[1] = 2482462.5
  VolPT_TMD1.s_temp.signal[1] = 300
  VolPT_TMD1.s_xNonCond.signal[1] = 0
  VolPT_TMD2.s_pres.signal[1] = 2482462.5
  VolPT_TMD2.s_temp.signal[1] = 300
  VolPT_TMD2.s_xNonCond.signal[1] = 0

BODY
  -- report results in file reportAll.rpt
  REPORT_TABLE("reportAll.rpt", "**")
  -- for example integrate the model 15 seconds (obtain results every 0.1 seconds)
  |
  TIME = 0
  TSTOP = 2000
  CINT = 1
  INTEG {}
END EXPERIMENT
  
```

Figure 25. Description d'un expérience

Quand on a fini, on doit l'enregistrer et on peut lancer la simulation, s'il y a de problèmes, comme variables mal définis, on aura un message d'erreur dans la fenêtre « Output messages ».

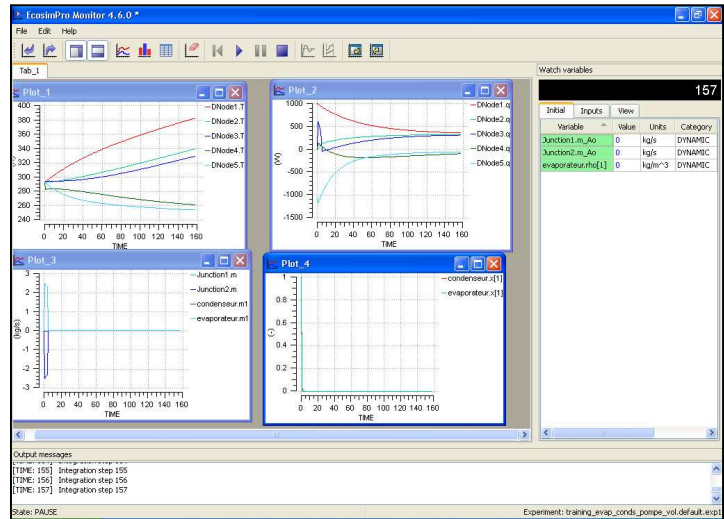
- Code view :

On trouve ici le code écrit de tout ce qu'on a construit et défini dans « schematic view », toutes les connexions et tous les paramètres qu'on pouvait modifier avant compiler le modèle. On aurait pu créer et compiler le modèle sans avoir utilisé l'interface graphique.

Une fois qu'on a notre modèle et notre expérience bien définis, on peut lancer la simulation et regarder l'évolution à travers le moniteur de simulation « EcosimPro Monitor ».

C'est à l'utilisateur de choisir les paramètres qui vont apparaître dans le moniteur, soit en forme graphique « plot » ou histogramme soit en forme de table avec les valeurs « Watch variables ».

Figure 26. Fenêtre « EcosimPro Monitor »



7.4. Modélisation

7.4.1. Modélisation de la boucle

Figure 27. Approche à la boucle

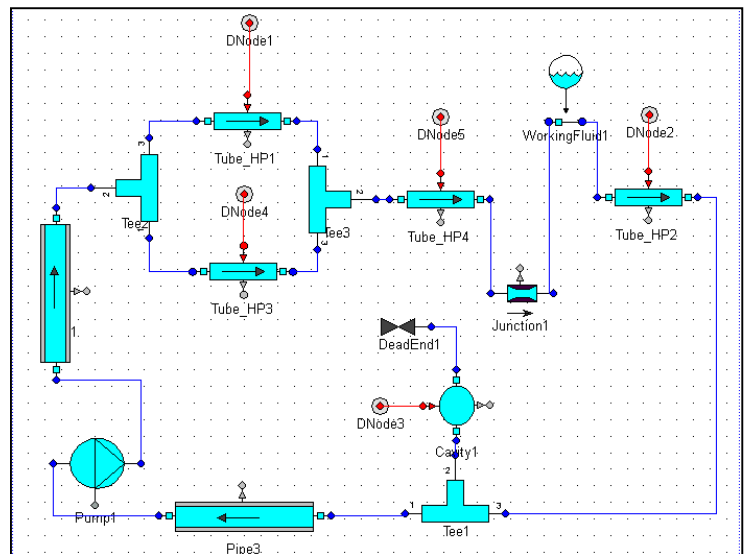
Après avoir appris le fonctionnement du logiciel et avoir fait quelques circuits très simplifiés pour bien connaître les composants thermiques et fluidiques, j'ai essayé de m'approcher du vrai chemin de la boucle.

La chose la plus compliquée a été de faire marcher la pompe. J'ai dû modifier les courbes caractéristiques qui étaient définies par défaut et trouver un point de fonctionnement de la pompe pas trop éloigné du point de fonctionnement nominal de la pompe du proto en changeant la résistance hydraulique du circuit.

Dans la figure 27 on voit:

- Tee1,2,3: permettent la bifurcation du débit d'ammoniac. On peut modifier les diamètres de connexion pour augmenter ou diminuer les pertes de charge dans chaque branche.
- Tube_HP1,3,4: tubes où je vais appliquer la puissance (à travers des DNodes), donc l'évaporateur. On peut choisir la longueur, les diamètres, les périmètres mouillés, matériau...
- Tube_HP2: ici je vais fixer une température (celle du DNode2) pour refroidir l'ammoniac qui sort de l'évaporateur.
- Workingfluid1: je dois ajouter ce composant pour définir quel est le fluide de travail.
- Cavity1: cavité de volume constant à T constante (DNode3) qui représente l'accumulateur.
- Deadend1: pour éviter que le fluide sorte.
- Junction1: composant capacitif pour pouvoir connecter deux tubes (capacitifs).
- Pipe1,3: composants capacitifs pour pouvoir connecter la pompe (momentum) aux Tees (momentum).

Avec ce circuit j'ai réussi à atteindre un titre vapeur supérieur à 0 dans l'évaporateur avec un bon fonctionnement de la pompe. Voir graphiques dans l'annexe F.



7.4.2. Modélisation de l'évaporateur antenne active

J'ai commencé par modéliser chaque mini TWT de l'antenne qui est composé par :

- Un seul tube lisse avec 6 mm de diamètre et longueur de
- Conductance de contact : surface de contact de Alpha=5000 W/m²K
- Conductance de forme: avec l'outil crée par TAS (G=6282.13 W/m²K) et les données d'entrée suivantes
 - o D_in=6 mm
 - o D_out=7.5 mm
 - o R_courb=1.5 mm
 - o H (chen)= 10000 W/m²K
 - o Delta s (ailes)=0.001 mm (tube lisse)
- Un nœud équipement à T_ini=300 K
- Une jonction avec une section de 0.00002827 m² (diamètre de 6 mm)
- Un réchauffeur avec lequel on peut appliquer la puissance qui correspond selon la ligne (celle qui dissipe le 60% ou le 40%) et selon le mode d'opération (nominal, overdrive, no_drive).

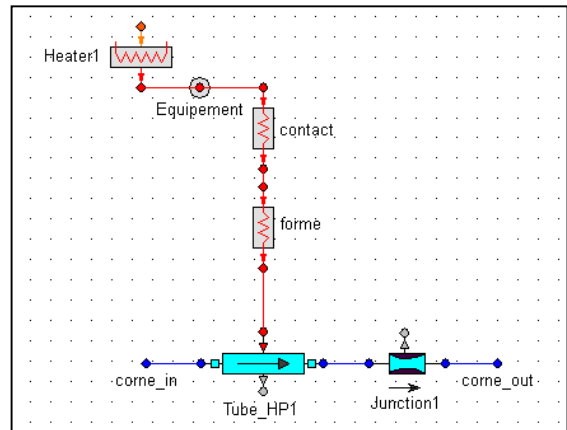


Figure 28. Composant « Corne »

Après j'ai crée les différentes lignes de l'antenne :

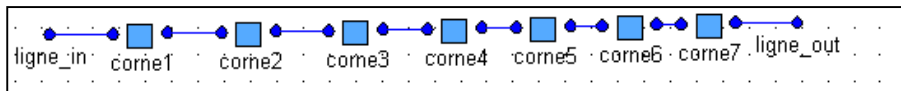


Figure 29. Ligne avec 7 composants

Puis, j'ai construit le parcours d'un tube par l'antenne :

Figure 30. Parcours d'un tube

Après il faudra construire, à partir de cette ligne, l'autre ligne avec le tube qui va en parallèle avec ce tube (voir figure 32)

Il faut aussi régler les sections des jonctions à la fin de chaque ligne pour modéliser les pertes de charges dans les tubes (pas droits) de connexion entre lignes.

Ce modèle a été testé dans un circuit différent de ce lui de la boucle (les résultats on peut les voir dans l'annexe G) :

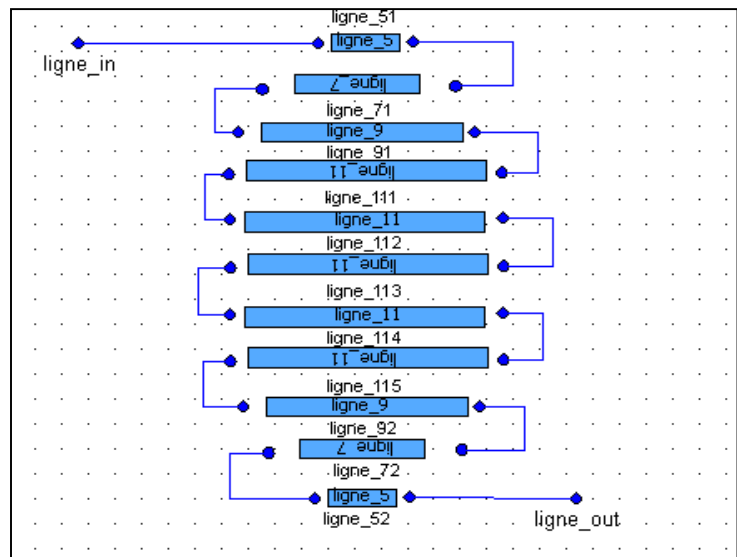
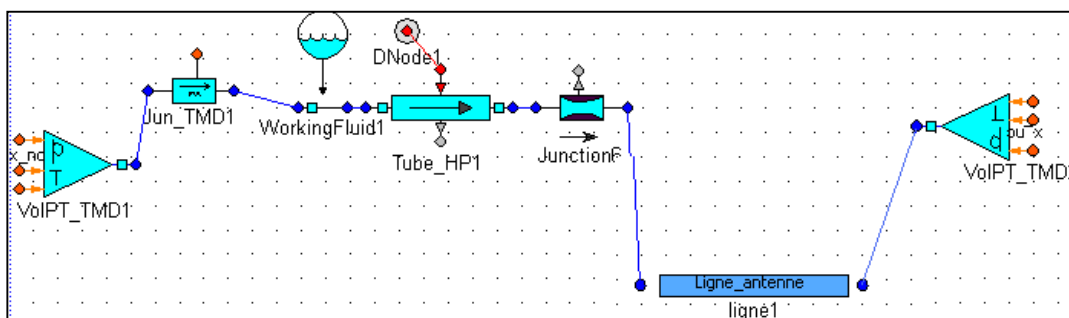


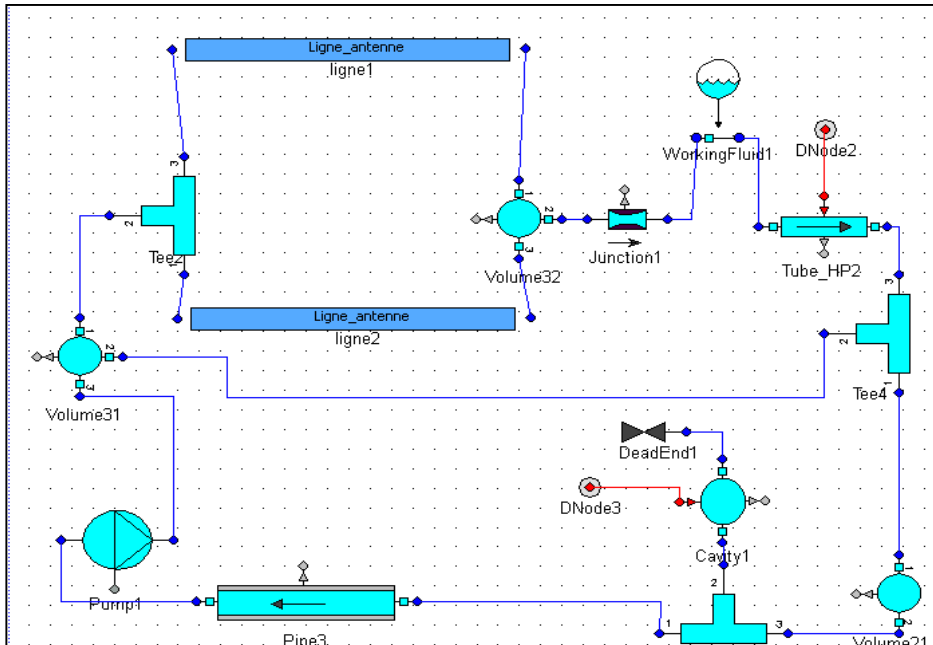
Figure 31. Circuit pour tester les composants



Finalement je peux ajouter mon évaporateur au circuit de la boucle, cette fois avec la ligne monophasique déjà faite :

J'ai appliqué le 60% de la puissance à dissiper par la ligne 1 et le 40% par la 2, tout dans un cas nominal (puissance 1 équipement = 39.6 W).

Il faudra aussi jouer avec les jonctions, surtout :



- Tee2.junction1
- Tee2.junction1
- Tee4.junction 2
- Tee4.junction.3

Des simulations ont été réalisées pour vérifier la convergence du système, même si les valeurs des paramètres n'ont rien à voir avec les valeurs finales qu'on veut obtenir. Avec l'ajoute du radiateur, toutes les résistances hydrauliques du circuit vont changer. Plusieurs configurations ont été testées pour voir si l'antenne donne des problèmes ou pas, mais tout marchait bien.

Figure 32. Boucle avec l'antenne active et

ligne monophasique

Ensuite, il faudrait continuer avec la modélisation des condenseurs et les cavités de sous refroidissement. Voilà un petit résumé de ce que je dois faire pendant le dernier mois de stage :

- Modifier **HCA**: forme, connexions et créer bypass froid
- Modéliser les **radiateurs**
- Modifier les sections dans **l'antenne active** pour modéliser les pertes de charge entre lignes d'un même tube.
- Ajouter les **réchauffeurs** dans la boucle
 - o Avant lignes de l'antenne pour arriver à liquide saturé à l'entrée
- Régler les **pertes de charge** avec toutes les jonctions de la boucle pour arriver au vrai point de fonctionnement de la pompe, bons débits...

8. CONCLUSIONS DE FIN DE STAGE

Cette première expérience en milieu industriel m'a permis de connaître et comprendre les relations professionnelles non seulement au cœur même de l'entreprise mais aussi avec le client et avec les sous-contractants. Les réunions auxquelles j'ai pu assister m'ont permis de mettre en pratique les qualités requises en terme d'adaptation et de négociation pour prendre en compte les demandes des clients et les contraintes des sous-contractants. D'autre part, j'ai travaillé avec l'équipe ukrainien pendant quelques mois pour participer au transfert de compétence de l'Ukraine vers TAS. Cette expérience a été vraiment enrichissante et gratifiante.

Ce stage m'a donc permis de travailler non seulement sur la partie numérique mais aussi sur la partie expérimentale. Lors de mon stage, j'ai fait preuve d'une grande autonomie dans la prise en main du logiciel EcoSimpro et dans le déroulement de mes activités.

BIBLIOGRAPHIE

o Documents internes Thales Alenia Space:

- FORMATION COTROLE THERMIQUE. Patrick Hugonnot. 2007
 - R&T CNES. EVALUATION TECHNOLOGIQUE D'UN PROTOTYPE UKRAINIEN DE BOUCLE FLUIDE DIPHASIQUE A POMPAGE MECANIQUE POUR LES FUTURS SATELLITES DE TELECOMMUNICATION. Phase d'étude. Julien Hugon. 2008
 - R&T CNES. EVALUATION TECHNOLOGIQUE D'UN PROTOTYPE UKRAINIEN DE BOUCLE FLUIDE DIPHASIQUE A POMPAGE MECANIQUE POUR LES FUTURS SATELLITES DE TELECOMMUNICATION. Phase expérimentale. Julien Hugon. 2008
 - PROPOSAL FOR ACTIVE ANTENNAS THERMAL DISSIPATION MANAGEMENT. AS Merino, J Hugon. 2009
 - ACTIVE ANTENNA THERMAL DISSIPATION MANAGEMENT STUDY REPORT CONCEPT SELECTION. AS Merino, J Hugon, JD Gayrard, Y Cailloce, F Michard, S Pouyez. 2009
 - ACTIVE ANTENNA THERMAL DISSIPATION. MANAGEMENT DESIGN REPORT. AS Merino, J Hugon, JD Gayrard, Y Cailloce, F Michard, S Pouyez. 2010
 - CRITICAL TECHNOLOGIES TO BE VALIDATED BY AATDM PROTOTYPE. Anne Sophie Merino. 2010
 - MINI TWT, EVAPORATOR TUBING AND ANTENNE MOCK-UP SPECIFICATION. Anne Sophie Merino. 2010
 - ETUDE D'UNE BOUCLE FLUIDE DIPHASIQUE A POMPAGE MECANIQUE POUR LE CONTROLE THERMIQUE D'UNE ANTENNE ACTIVE DE SATELLITE DE TELECOMMUNICATIONS. Lolita Mion. Rapport de stage 2009
 - REALISATION D'UN OUTIL INFORMATIQUE DE DIMENSIONNEMENT ET DE SIMULATION D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE. Laurent Bouyrie. Rapport de stage 2007
- o ECOSIMPRO 4.6 USER MANUAL. Empresarios Agrupados Internacional. 2009
- o Sites web. Internet
- http://fr.wikipedia.org/wiki/Satellite_artificiel
 - <http://www.cnes.fr/web/CNES-fr/443-comment-a-marche-un-satellite-.php>
 - <http://www.thalesgroup.com/Markets/Space/Home>

ANNEXE A. Thales Alenia Space

Le group Thales

L'entreprise THALES s'affiche comme le « Leader mondial des systèmes d'information critique ».

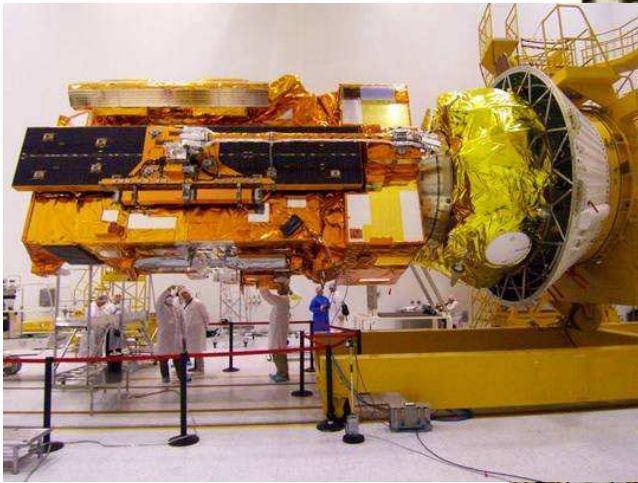
Ce groupe mondial emploie 68 000 personnes dans plus de 50 pays du monde. La France reste un acteur majeur avec plus de la moitié des employés, soit 34 300 personnes, répartis sur 70 sites. Avec un chiffre d'affaires de 12,7 milliards d'euros en 2008, l'entreprise articule ces activités à 50 % militaires et 50 % civiles autour de trois principaux marchés :

- Aéronautique et Espace
- Défense
- Sécurité



THALES s'est donné trois piliers stratégiques :

- Présence sur toute la chaîne de valeur
 - Des équipements et systèmes à l'intégration de systèmes
 - Maîtrise d'œuvre et services
- Technologies à applications duales
 - Portefeuille d'activités équilibré entre civil et militaire
 - Synergies optimisées
- Présence multinationale
 - Partenariat à long terme avec les clients
 - Opportunités accrues
 - Accès aux compétences et ressources locales
 - Respect des exigences de sécurité nationale



© Thales Alenia Space

L'entreprise se veut aussi innovante. Pour cela, elle dédie 2,4 milliards d'euros, soit 19 % de l'activité, au secteur R&D. Elle emploie 25 000 chercheurs, dépose 300 brevets par an et en possède plus de 15 000. 30 accords de coopérations avec des universités et des laboratoires de recherches en Europe, Asie et aux Etats-Unis ont permis de consolider cette politique d'innovation et d'excellence technologique. L'entreprise a un haut niveau de qualification, elle compte 60 % d'ingénieurs et de cadres.

Thales Alenia Space



Cette co-entreprise de Thales (67%) et Finmeccanica (33%) et forme avec Telespazio la « Space Alliance ». Avec 7200 salariés et 11 sites industriels, Thales Alenia Space est présent en France, en Italie, en Espagne et en Belgique.

L'entreprise a su s'imposer comme le numéro 1 européen des solutions par satellites et comme un acteur majeur dans le domaine de l'infrastructure orbitale. La «Space Alliance » permet d'offrir des solutions spatiales de bout en bout : systèmes mais aussi services.

Thales Alenia Space est une référence mondiale et le leader européen dans le domaine des télécommunications commerciales, de la navigation, de l'observation radar et optique, de la météorologie et l'océanographie, de la gestion de l'environnement, de la défense et de la sécurité, de communications et d'observation militaire et de la science.

- **Activités (2007)**
 - Télécommunication : 55%
 - Observation de la Terre : 19%
 - Science : 6%
 - Navigation : 7%
 - Infrastructure et Transport : 4%
 - Autres : 9%
- **Profil des clients (2007)**
 - Commercial: 47%
 - Institutionnel: 36%
 - Défense: 17%



Figure 33. Établissement Thales Alenia Space à Cannes

La société est le premier fournisseur de solutions par satellites en Europe dans le domaine de la défense et de la sécurité. Elle compte entre autres comme clients l'Agence Spatiale Européenne (ESA), le CNES, l'Agence Spatiale Italienne (ASI), les ministères de la défense français, italien et allemand ainsi que la Délégation Générale de l'Armement (DGA).

La société bénéficie aussi d'un positionnement fort sur le marché mondial des satellites de télécommunication. En 2006, elle occupait le premier rang en termes de nombre de satellite commandés. Elle détient 30 % du marché des charges utiles de télécommunication et se place parmi les leaders mondiaux de fourniture d'équipements hyperfréquences avec une présence de 50 % des satellites fabriqués dans le monde. Thales Alenia Space est aussi numéro 1 mondial dans le domaine de la météorologie géostationnaire, numéro 1 en Europe dans les domaines de l'instrumentation haute résolution, optique et radar, numéro 1 mondial en altimétrie spatiale.

Grâce à toutes ses compétences, la société a pu devenir un acteur européen majeur dans le domaine des programmes scientifiques.

En début 2009, malgré la crise, son chiffre d'affaires a dépassé les 2 milliards d'euros. Thales Alenia Space est le premier employeur industriel de la Côte d'Azur avec 1900 employés, l'établissement de Cannes c'est :

- Un site historique : 80 ans de passion dans l'Aéronautique et l'Espace.
- Plus de 35 ans d'expérience dans le domaine spatial, avec plus de 100 satellites déjà lancés et une participation à plus de 400 programmes spatiaux.
- La réalisation de satellites scientifiques, d'observation de la Terre, de météorologie, de télécommunication et de télévision directe.
- Des moyens d'essais et d'intégration qui en font un site unique en Europe.
- Des bureaux d'étude, des centres de calculs, des laboratoires, des ateliers de fabrication.
- Le premier centre européen d'optique spatiale.
- Des satellites clés en main : support aux opérations, formation du client, maîtrise d'œuvre de centres de contrôle, contrôle des satellites en orbite.
- Des spécialités mondialement reconnues : une gamme étendue de compétences (structures, mécanismes, contrôle thermique, câblage, propulsion, roues à paliers magnétiques, sous systèmes générateurs solaires, alimentation électrique, gestion bord et contrôle d'attitude, logiciels bord et sol, optique spatiale, télédétection et traitement d'image, antennes, segment sol de contrôle)



Figure 34. Vue aérienne de l'établissement à Cannes

ANNEXE B. Contrôle thermique actif et passif

- Le Contrôle Thermique Passif :

Le contrôle thermique passif vise à maîtriser les transferts de chaleur en utilisant les propriétés physiques des matériaux (comme la conductivité thermique et la capacité calorifique) et ses caractéristiques thermo-optiques (comme l'émissivité et l'absorptivité).

o Les éléments radiatifs :

L'absorptivité solaire d'un revêtement et son émissivité I.R. (émissivité dans la longueur d'onde I.R.) déterminent directement la température de la surface correspondante. Notons toutefois qu'il ne faut pas faire de confusion entre le spectre I.R. et le spectre solaire pour lesquels les lois optiques sont différentes. Il est donc possible d'ajuster les échanges radiatifs et les puissances solaires absorbées par un choix judicieux des revêtements de surfaces. Les différents revêtements sont :

- o les peintures
- o les traitements de surface
- o les dépôts électrolytiques ou sous vide
- o les films adhésifs, des plaquettes rigides collées.

o Les MLI :

Un moyen permettant de minimiser à la fois le rayonnement et l'absorption solaire, donc d'isoler le satellite par rapport à l'espace, consiste à utiliser des matelas de super isolation (ou isolation multicouche) : les M.L.I. (Multi Layer Insulation). C'est le revêtement souvent de couleur dorée qui recouvre l'extérieur des satellites. Ces matelas souples sont constitués de plusieurs films plastiques métallisés (mylar, kapton), séparés par des feuilles intercalaires isolantes du type maille synthétique (principalement à base de dacron).

o Les OSR :

Le niveau de température moyen du satellite est adapté par le dimensionnement des fenêtres par lesquelles est rayonnée vers l'espace la totalité des puissances. Ces radiateurs sont recouverts d'O.S.R (Optical Solar Reflector) ou d'un revêtement similaire, tel que le Second Surface Mirror (pour orbite basse uniquement), limitant l'énergie absorbée et permettant un fort rayonnement IR vers l'espace. Ces surfaces radiatives recouvertes d'OSR sont souvent placées aux panneaux Nord et Sud, panneaux qui reçoivent le moins d'éclairement solaire, donc permettent une dissipation vers l'espace plus importante. Ce sont sur ces panneaux que l'on placera les éléments les plus dissipatifs pour permettre d'évacuer le trop plein de puissance vers l'extérieur, et ainsi éviter toute surchauffe des éléments internes du satellite.

- Le Contrôle Thermique Actif :

Le contrôle thermique actif doit éviter une surchauffe ou à l'inverse un refroidissement excessif des équipements du satellite. Le contrôle thermique actif met en œuvre des boucles classiques de régulation pour réchauffer certaines zones au moyen de résistances chauffantes. On utilise aussi, dans certain cas, des circuits à pompage actif pour assurer le transport de chaleur entre zones.

- o Le réchauffage :

Des lignes de réchauffage sont installées pour apporter une énergie supplémentaire dans le cas froid et ainsi éviter de franchir la limite inférieure de fonctionnement des équipements.

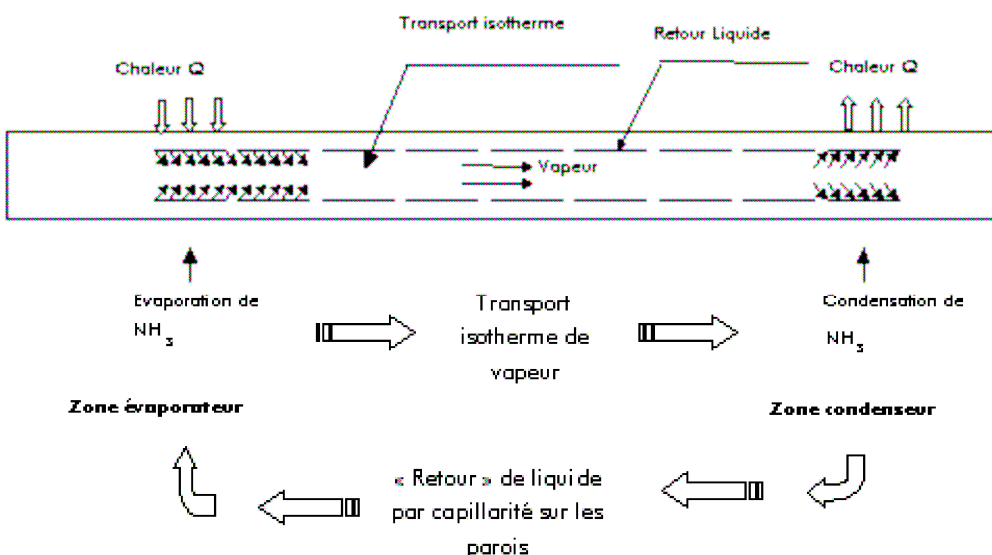
- o Les systèmes fluidiques :

L'objectif principal des systèmes fluidiques est de transporter la puissance dissipée au sein du système spatial vers un puits thermique, en général l'espace froid. Classiquement cette puissance doit être transportée avec le minimum de gradient thermique. Pour transférer de la chaleur entre deux points, on utilise donc des systèmes de transport de chaleur qui peuvent être soit des liaisons rigides ou souples en métal conducteur, mais surtout des systèmes mettant en œuvre un écoulement de fluide caloporteur.

La capacité de transport d'un système de transport de chaleur est définie par le produit de la puissance qu'il peut transporter par la distance sur laquelle il peut transporter cette puissance. Elle s'exprime en Watt.mètre (W.m). L'extension de cette notion aux différents types de systèmes de transport de chaleur permet de classer les diverses technologies de contrôle thermique accessibles aujourd'hui.

Entre les différents moyens de contrôle thermique fluide on distingue les suivants :

- HP – Heat Pipe
- LHP – Loop Heat Pipe
- SPL – Single Phase Loop
- MPL – Mechanically Pumped Loop



Les HP ou caloducs CCHP (caloducs de conductance constante) peuvent transporter quelques W jusqu'à quelques kW en fonction du fluide choisie, de façon quasi isotherme. Le principe de fonctionnement est le suivant :

Figure 35. Principe de fonctionnement du caloduc

ANNEXE C. Project CNES-TAS-KhAI

TAS a collaboré avec les sociétés russes (Keldysh Research Center, RSC ENERGYA) et ukrainiens (Kharkov Aviation Institute KhAI, Kiev Polytechnic Institute) impliquées dans le projet de développement d'une 2ΦMPL pour le segment russe de l'ISS pendant les années 90.

Le CNES, très intéressé par la technologie de la 2ΦMPL, a proposé en 2004 une collaboration TAS et KhAI pour évaluer l'utilisation de la technologie de la boucle ukrainienne sur les satellites de télécommunications futurs. Un prototype a donc été construit sur la base d'un cas de mission hypothétique sur @bus pour laquelle les panneaux nord et sud ne suffisent pas à évacuer toutes les dissipations thermiques : une charge utile de 6kW disposée sur trois étagères internes est transmise par la boucle à deux larges radiateurs déployables (2*5m²).

Le schéma hydraulique finalement choisi pour la boucle est présenté par la figure suivante.

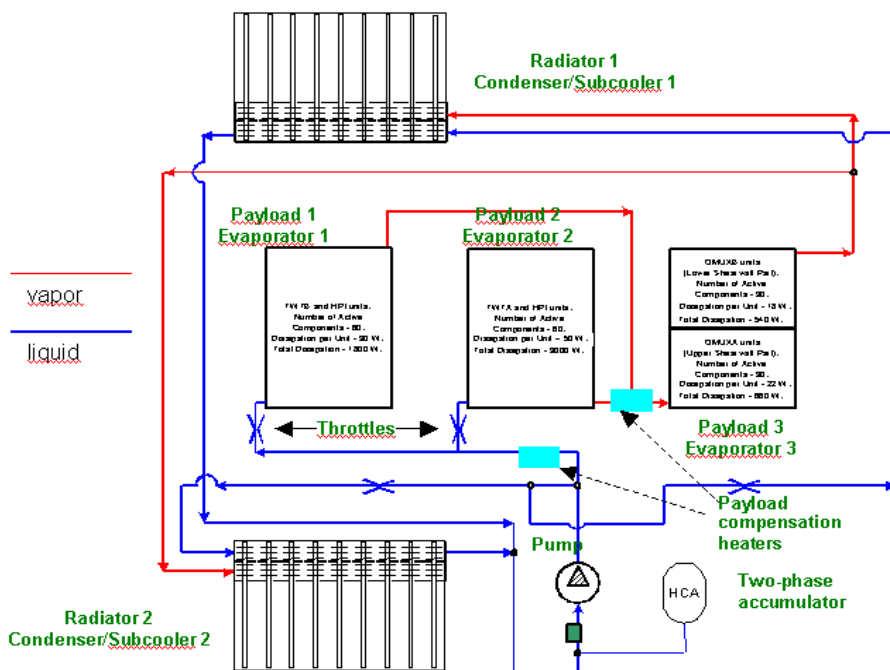


Figure 36. Schéma hydraulique de la boucle 2ΦMPL

La phase de conception du projet d'un prototype KhAI/TAS/CNES de la boucle 2ΦMPL a fini en 2007. Cette phase inclut la conception du système de vol, la conception d'un système analogue de sol pour les exigences de la simulation, des mesures, du contrôle et des moyens d'acquisition. Le choix d'arrangement hydraulique (deux évaporateurs en parallèle et un troisième en série) est le résultat d'une phase d'optimisation. Selon les exigences de l'étude réalisée, 6 kW peuvent être évacués dans l'espace en utilisant des radiateurs déployables (à doubles faces radiatives) de 4,3 m². Ces derniers radiateurs ont une capacité de réjection de 700W/m² (avec une base

d'équipement à 70°C, la peau des radiateurs est à presque 50°C).

La phase de fabrication de la boucle s'est terminée début 2008 et la phase d'assemblage et de remplissage, en Ukraine, s'est activée durant l'été 2008. Pour la phase de tests préliminaires (rajustements de valves, évaluation de pertes de charges et des gradients thermiques, amélioration d'isolation thermique ...), le fluide R22 a été utilisé. Les tests avec l'ammoniac (stationnaires et transitoires) se sont déroulés de décembre 2008 à la fin de l'été 2009. Les premiers résultats de test donnent entièrement satisfaction. La livraison du prototype (avec tous les moyens de test, y compris le système de remplissage d'ammoniac) à TAS a été effectuée en novembre 2009.

Le group Khai a aidé à installer le prototype qui a fini en décembre de 2009. A partir de mai 2010 une autre visite des ukrainiens chez TAS a permis de faire tous les procédures de nettoyage, test de fuites, proof test, remplissage avec l'ammoniac et de démarrage du prototype. Les premiers tests fonctionnels et transitoires ont été faits avec succès.

A part tout ça, grâce à un outil thermo-hydraulique spécifiquement conçu et installé dans la boucle (critical heat flux system), une analyse des corrélations et du flux critique en fonction de divers paramètres (titre vapeur, configuration, débit..) a commencé à la fin de juin. C'est à partir de juin quand l'équipe de TAS a été le seul responsable de la manipulation du prototype pour pouvoir continuer avec l'étude.

ANNEXE D. Corrélations

Corrélation de Chen :

$$\alpha_{nucl} = F\alpha_L + S\alpha_{pool}$$

Avec :

$$\alpha_L = \begin{cases} 3.66 \frac{\lambda_L}{D} & \text{si } Re_L < 2300 \\ 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \frac{\lambda_L}{D} & \text{si } Re_L \geq 2300 \end{cases} \quad \text{coefficient de transfert convectif (W/m}^2\text{K)}$$

$$\alpha_{pool} = 0.00122 \left(\frac{\lambda_L c_{pl}}{\sigma} \right)^{0.5} Pr_L^{-0.29} \rho_L^{0.25} \left(\frac{\Delta h_{fg} (T_w - T_s)}{(v_v - v_L) T_s} \right)^{0.75} \left(\frac{c_{pl} (T_w - T_s) \rho_L}{\Delta h_{fg} \rho_v} \right)^{0.24} \quad \text{coefficient d'ébullition}$$

$$F = \begin{cases} 1 & \text{si } \frac{1}{X_{tt}} \leq 0.1 \\ 2.35 \left(\frac{1}{X_{tt}} + 0.213 \right)^{0.736} & \text{si } \frac{1}{X_{tt}} > 0.1 \end{cases}$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad \text{paramètre de Lockart-Martinelly}$$

$$S = \begin{cases} (1 + 0.12 Re_{tp}^{1.14})^{-1} & \text{si } Re_{tp} < 32.5 \\ (1 + 0.42 Re_{tp}^{0.78})^{-1} & \text{si } 32.5 \leq Re_{tp} \leq 70 \\ 0.1 & \text{si } Re_{tp} > 70 \end{cases} \quad Re_{tp} = 10^{-4} F^{1.25} (1 - \alpha) Re_L$$

Où :	α	taux de vide
	x	titre vapeur
	ρ_v, ρ_L	densité de la vapeur et du liquide (kg/m ³)
	v_v, v_L	volumes spécifiques (m ³ /kg)
	λ_L	conductivité thermique du liquide (W/(m K))
	σ	tension superficielle (N/m)
	c_{pL}	chaleur spécifique du liquide à pression constante (J/(kg K))
	T_w	température de la paroi (K)
	T_s	température de saturation (K)
	Δh_{fg}	chaleur latente de vaporisation (J/kg)
	Re_L	Reynolds liquide
	Pr_L	Prandtl liquide

Corrélation pour les pertes de charge dans l'évaporateur :

$$\Delta p_v = f_L(\text{Re}_L) \frac{\rho_L w_L^2}{2} \frac{L_v}{D_{hy}} \Phi_{LO}^2$$

Avec :

$$\text{Facteur de friction } f_L(\text{Re}_L) = \begin{cases} \frac{64}{\text{Re}_L} & \text{si } \text{Re}_L \leq 2300 \\ \frac{0.3164}{\text{Re}_L^{0.25}} & \text{si } \text{Re}_L > 2300 \end{cases}$$

$$\text{Reynolds liquide } \text{Re}_L = \frac{w_L D_{hy}}{\nu_L}$$

ν_L viscosité cinématique (m²/s)

$$w_L = \frac{m_{ev}}{\rho_L F_f} \text{ vitesse du fluide (m/s)}$$

F_f section traversée par le fluide (m²)

D_{hy} diamètre hydraulique (égal au diamètre intérieur du tube parce qu'on a des tubes lisses)

$$\Phi_{LO}^2 = \left[1 + x \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} - 1 \right) \right] \left[1 + x \left(\frac{\mu_L}{\mu_v} - 1 \right) \right]^{-0.25} \text{ facteur à deux phases}$$

L_v longueur du tube dans l'évaporateur

x titre vapeur (nous le calculons comme la moyenne entre le titre à l'entrée et à la sortie)

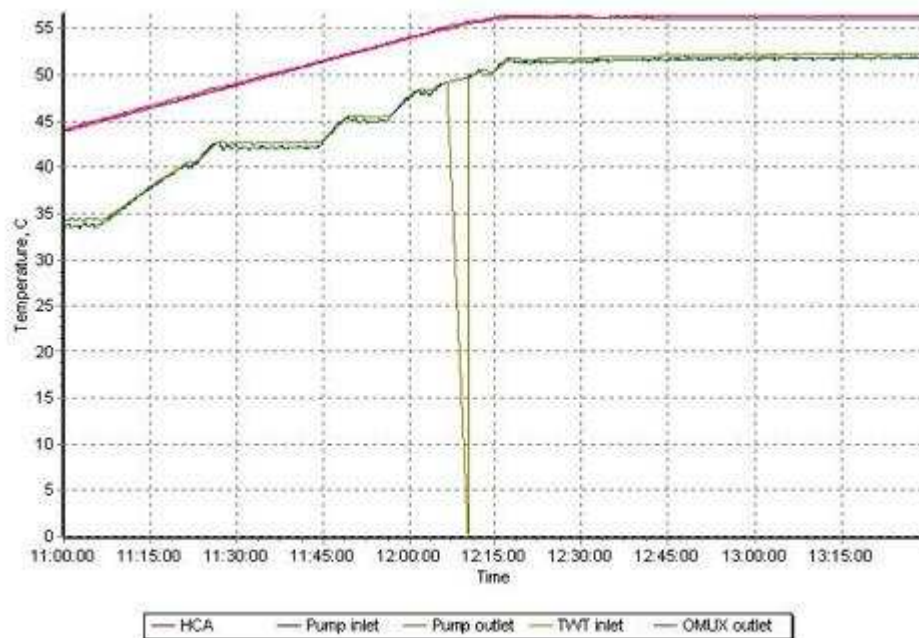
ANNEXE E. Explications des phénomènes des essais fonctionnels

Cas Chaud

Objective:

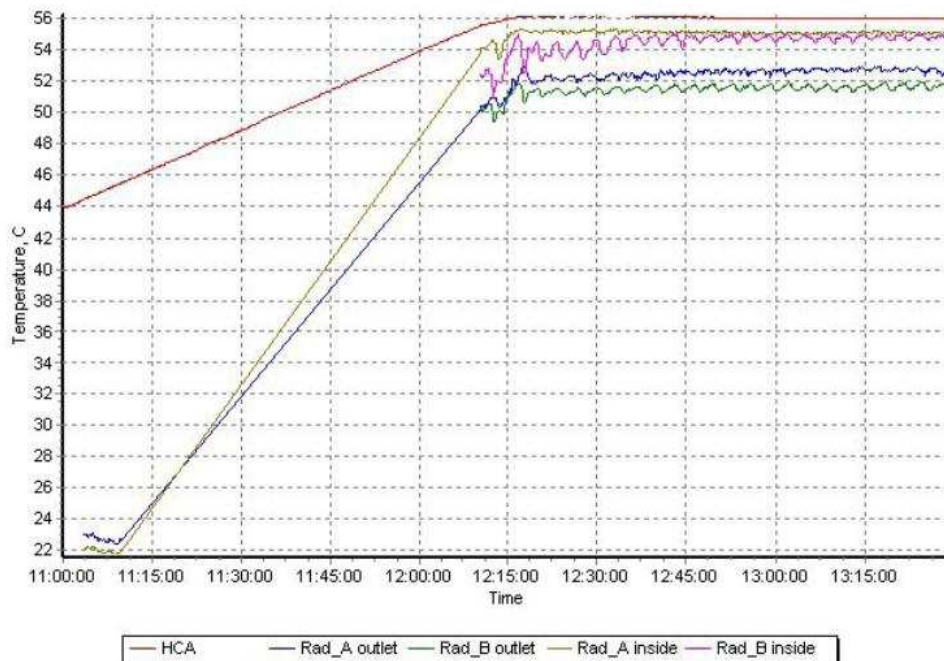
Vérifier que la température des TWT et OMUX ne dépasse pas les 70°C après avoir atteint la stabilisation dans les conditions souhaitées pour cette expérience :

- Température HCA= 56°C
- Puissance totale des équipements = 6.3 kW (300 W pour tenir en compte la dissipation vers l'extérieur)
- Température des radiateurs = 51°C



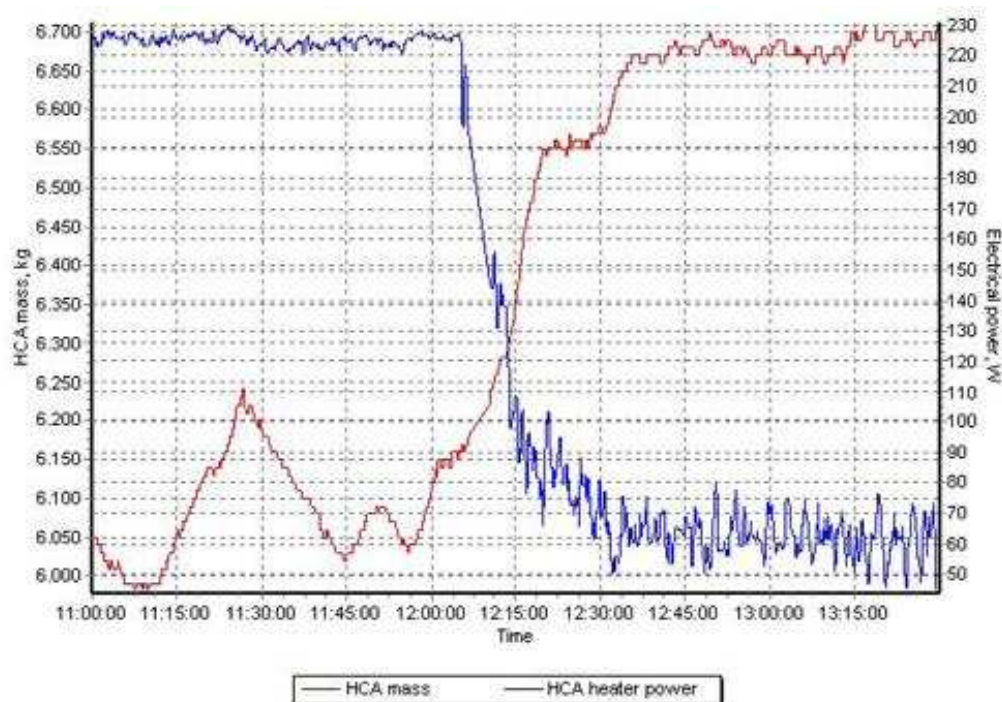
Change of ammonia temperature

Température du HCA augmente grâce au régulateur de température (objective 56°C). L'ammoniac qui sort de la pompe arrive aux TWT en état de liquide sous-refroidi, par contre, à la sortie des OMUX l'ammoniac est en conditions de saturation.



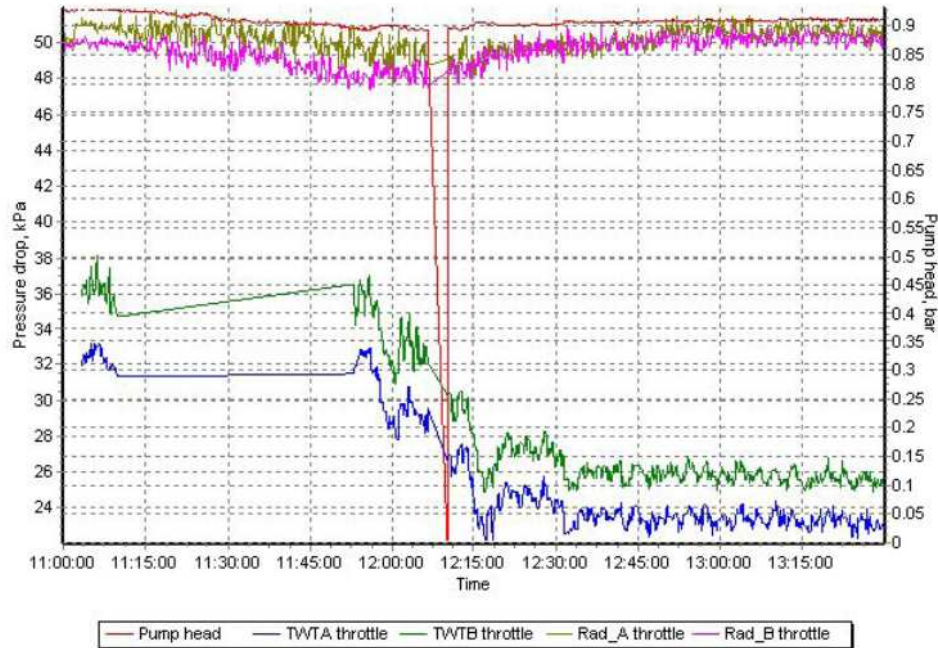
Change of ammonia temperature

La température des radiateurs augmente grâce aussi aux régulateurs. Il faut faire attention, la température des radiateurs doit rester toujours en dessous de la température de saturation.



La masse HCA augmente parce que la quantité de vapeur dans les équipements augmente, le fluide est poussé vers le réservoir. La puissance du réchauffeur du HCA descend quand la température du HCA est proche de la température objective (56°C).

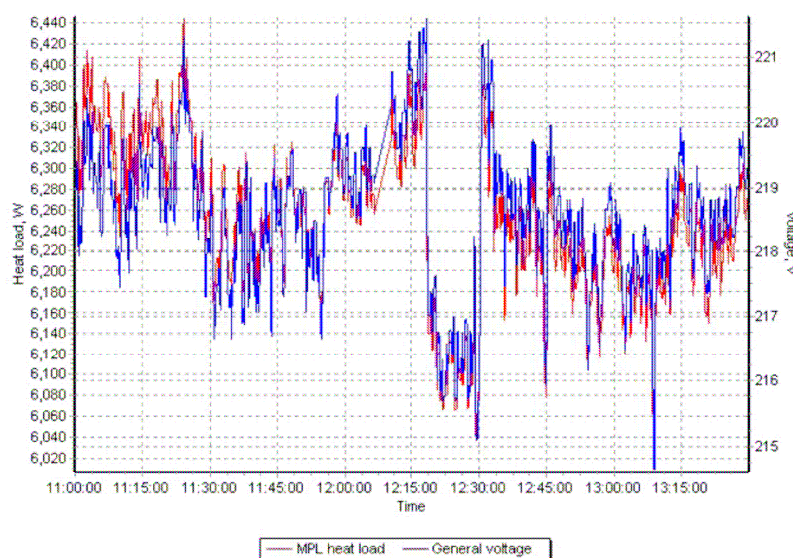
Les pics de 11h25 et 11h50 sont une conséquence de la régulation de la température des radiateurs en différentes étapes (de 42°C à 45°C, de 45°C à 50°C et de 50°C à 51°C), par le mouvement de fluide dans l'accumulateur et par la variation du voltage donné par le réseau électrique du site.



Change of pump head and pressure drop on MPL components

A cause du changement de phase, de la création de la vapeur, les débits massiques à travers des TWT diminuent et, par conséquent, les pertes de pression dans les rétrécissements des TWTA et TWTB diminuent. Le fait que les pertes dans les TWTB soient plus grandes que celles des TWTA, même si le débit par la ligne A est plus grand que par la ligne B, n'est qu'une conséquence de la résistance hydraulique des rétrécissements.

12h07 : il a eu un problème avec l'ordinateur et ils ont du l'éteindre, c'est pour ça que le signal n'est pas été correctement enregistré entre 12h07 et 12h12.



Change of MPL power and general voltage on imitators

Descente de la puissance totale appliquée sur la boucle entre 12h15 et 12h30 à cause d'une variation du voltage du réseau électrique, rien à voir avec l'expérience.

Test de différents points de la courbe :
« Dependence of radiator’s coolant temperature on MPL heat load »

Objective:

Vérifier que la température des TWT et OMUX ne dépasse pas les 70°C après avoir atteint la stabilisation dans les conditions souhaitées pour cet expérience :

Point 1 :

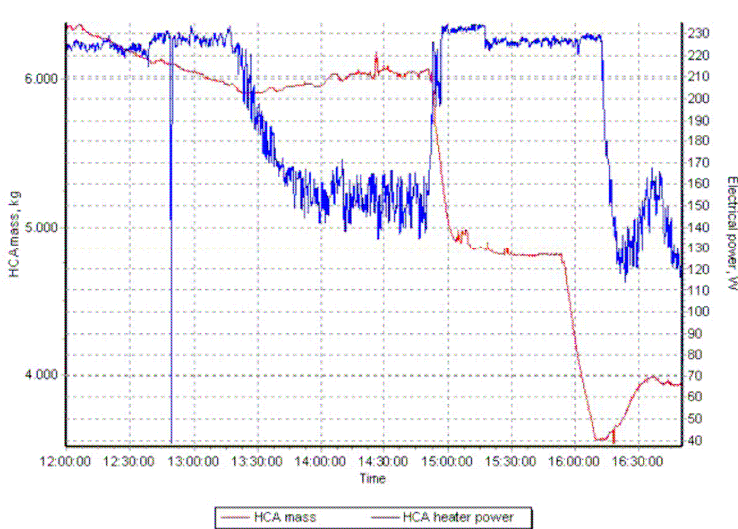
- Cas chaud

Point 2 :

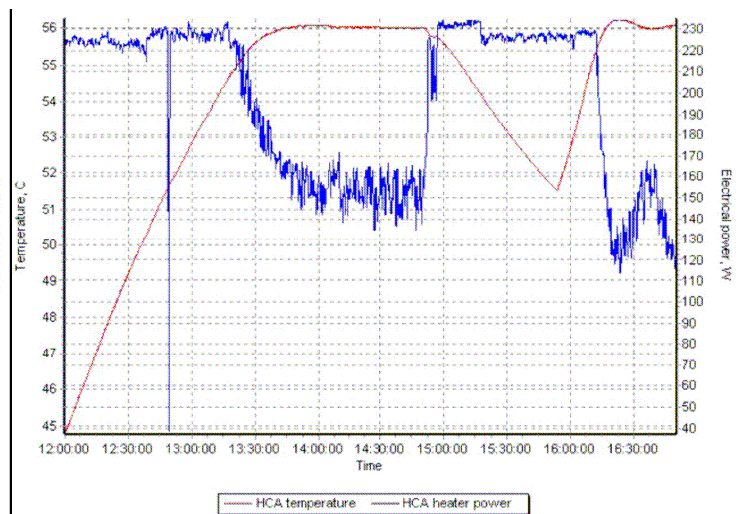
- Température HCA= 56°C
- Puissance totale des équipements = 4.8 kW (300 W pour tenir en compte la dissipation vers l’extérieur)
- Température du radiateur A = 38°C
- Température du radiateur B = 32°C

Point 3 : (transition à 14h40)

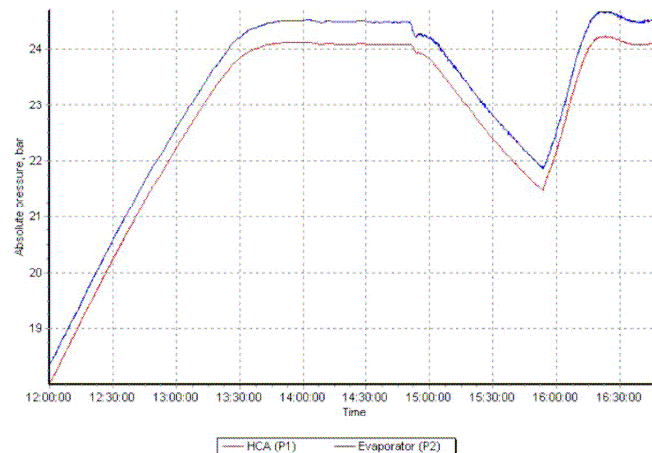
- Température HCA= 56°C
- Puissance totale des équipements = 3.1 kW (300 W pour tenir en compte la dissipation vers l’extérieur)
- Température du radiateur A = 12°C
- Température du radiateur B = 6°C



Change of HCA mass and HCA heater power



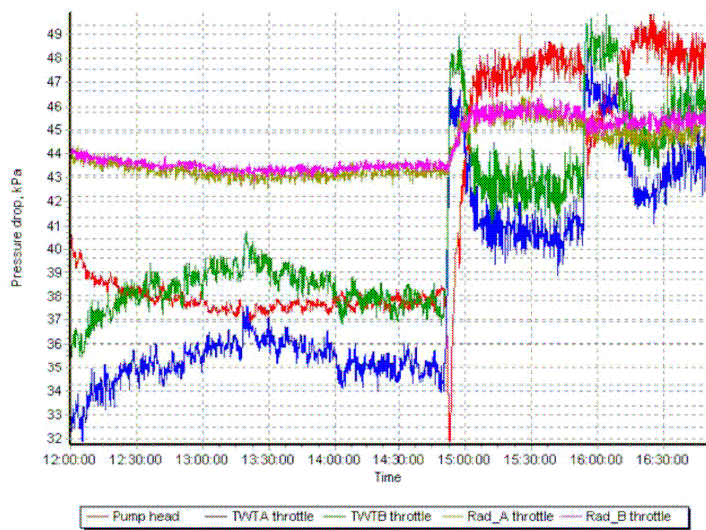
Change of HCA saturation temperature and HCA heater power



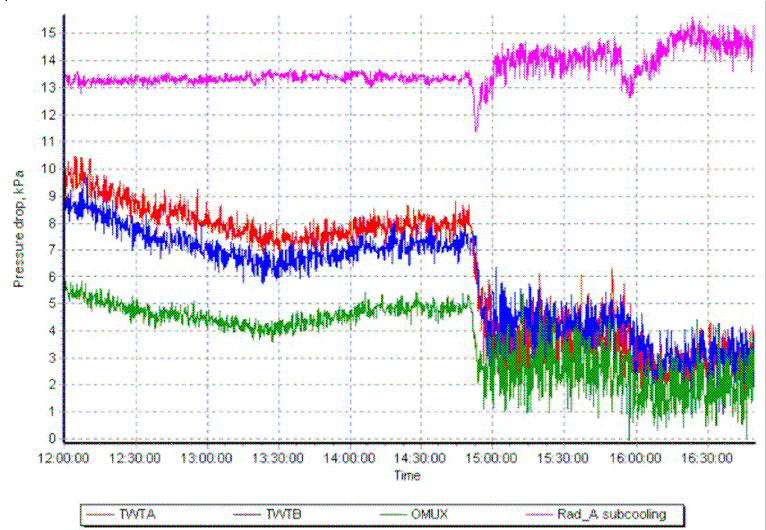
Change of pressure

Au début, la masse du HCA diminue, mais si on avait représenté les moments avant 12h00, on aurait observé une tendance d'augmentation et pas de diminution.

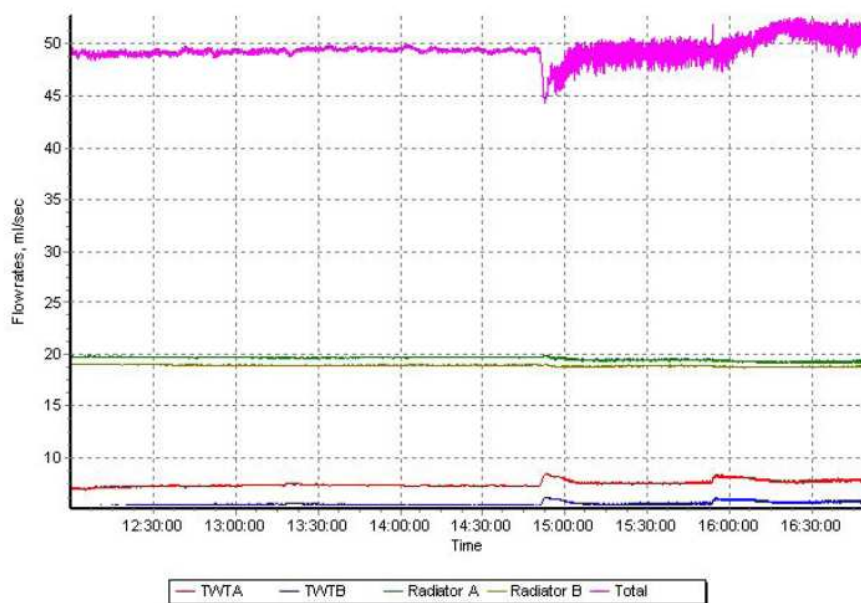
Quand la puissance totale de la boucle descend à 3.1 kW la température de l'ammoniac dans l'évaporateur diminue, donc la pression dans l'évaporateur diminue et l'ammoniac sort du réservoir. La pression du HCA diminue et, avec elle, la température. A ce moment là, le réchauffeur commence à travailler pour atteindre la température objective (56°C). Mais à cause du by-pass froid qui échange la chaleur avec le HCA, la température ne peut pas monter, donc à 15h55 la vanne SV19 a été fermée et la température (et pression) du HCA est remontée (sortie d'ammoniac du HCA). Quand la température était au dessus de 54°C on a ouvert cette vanne un peu pour faciliter la stabilisation du HCA.



Change of pump head and pressure drop on MPL components

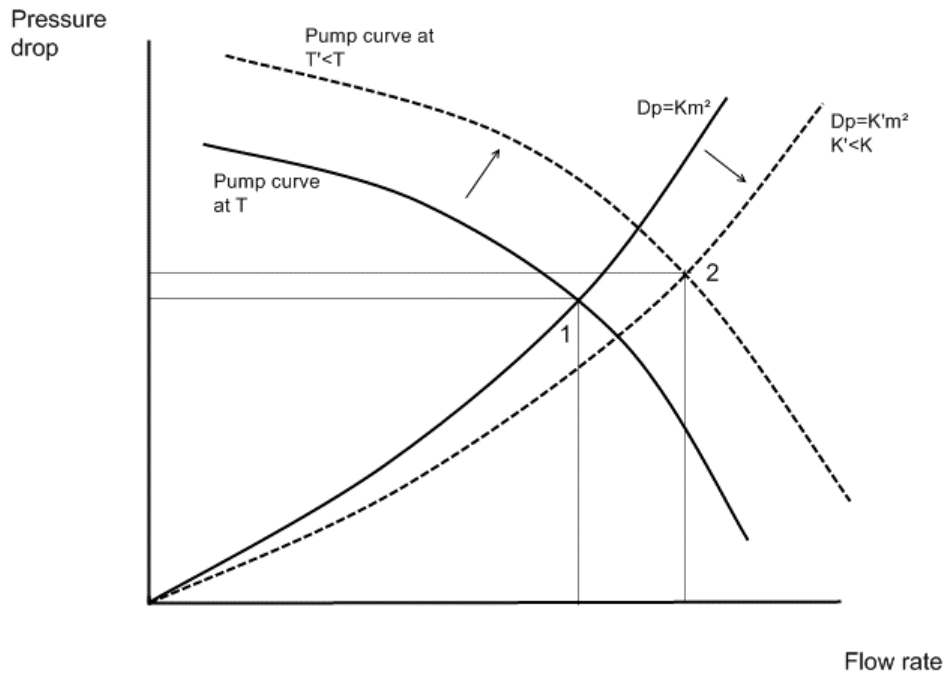


Change of pressure drop on MPL components



Change of flow rates through MPL components

Pendant le premier transitoire où beaucoup de liquide sort du HCA (14h40) la pompe diminue son « pump head » pour compenser l'effet de l'augmentation du débit due à la diminution des pertes de charge dans la boucle. Par contre on s'aperçoit d'un comportement bizarre. La résistance hydraulique dans la pompe diminue après avoir diminué la puissance totale de la boucle, donc le point de fonctionnement de la pompe devrait être celui avec un débit supérieur et une perte de pression inférieure. En réalité, on a une augmentation du débit total mais aussi une augmentation (pas très élevée) du « pump head ». Ce phénomène est dû à la dépendance de la courbe de fonctionnement de la pompe avec la température.



La variation des pertes de charge dans les TWT (lignes rouge et bleue) est plus importante que celle des OMUX (ligne verte) parce que l'ammoniac sous les TWT est en état monophasique et par contre, dans les OMUX, il est encore en état diphasique.

Les pics qu'on trouve dans les courbes des TWT et du « pump head » sont, encore une fois, une conséquence de la sortie de liquide du HCA.

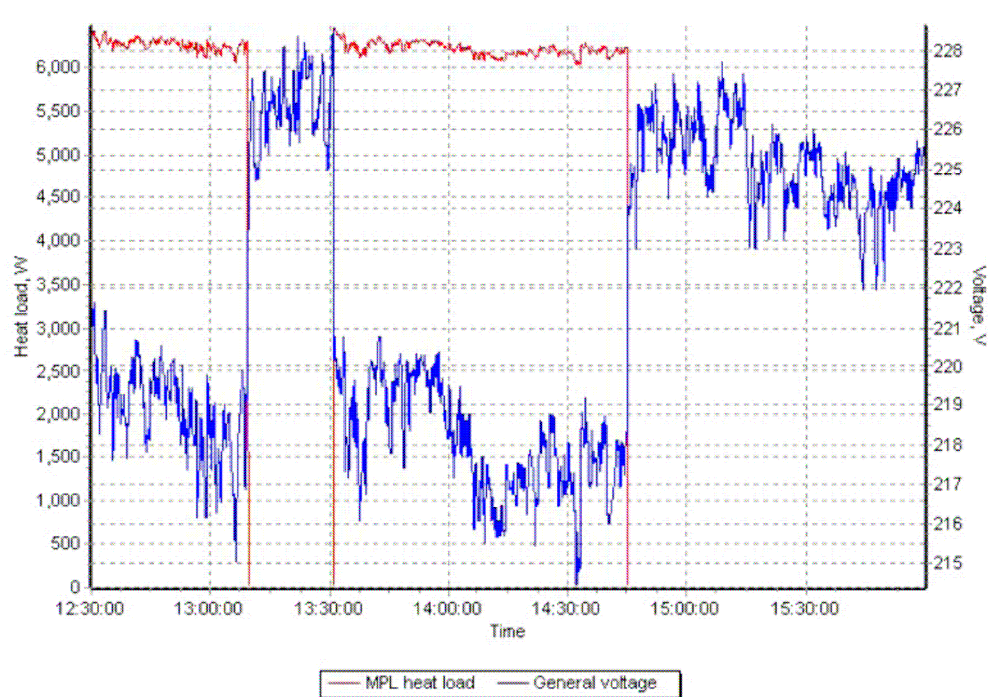
Les pertes de pression dans les radiateurs devraient diminuer parce que le débit ne change pas mais la résistance hydraulique diminue à cause de la diminution de la température, mais on s'aperçoit qu'elles montent. Cette augmentation (Rad_A subcooling en rose) sont, peut être, dues à la diminution de la température et augmentation de la viscosité de l'ammoniac, donc en vrai, la résistance hydraulique augmente.

Les oscillations dans les pertes de pression sont une conséquence du régime d'écoulement de l'ammoniac dans l'évaporateur, provoquées par une partie d'ammoniac en état diphasique.

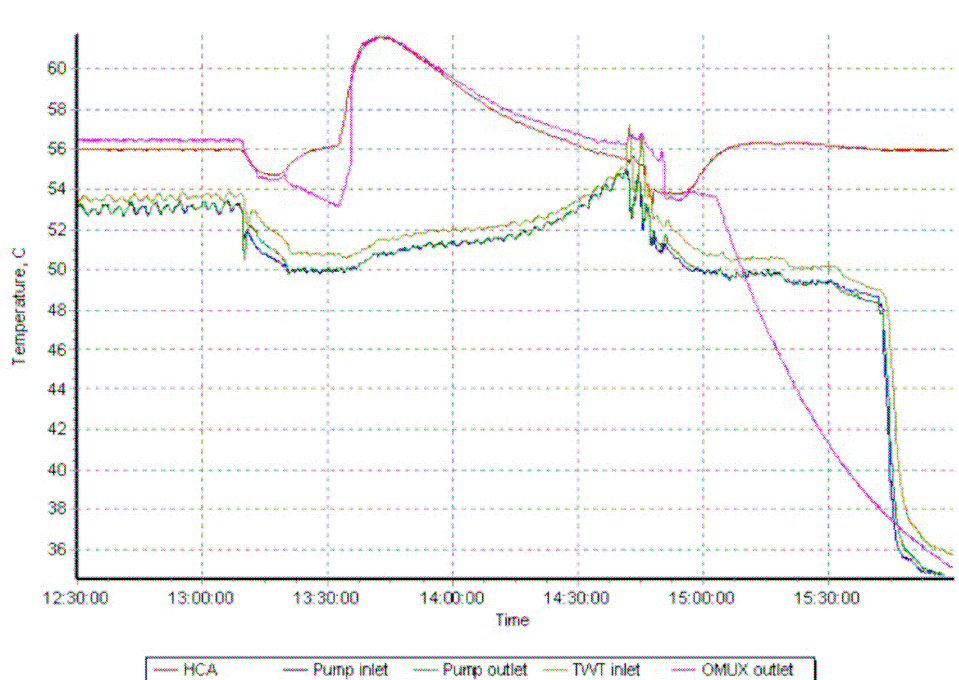
Transitoire 6 kW – 0 kW – 6 kW

Objectif:

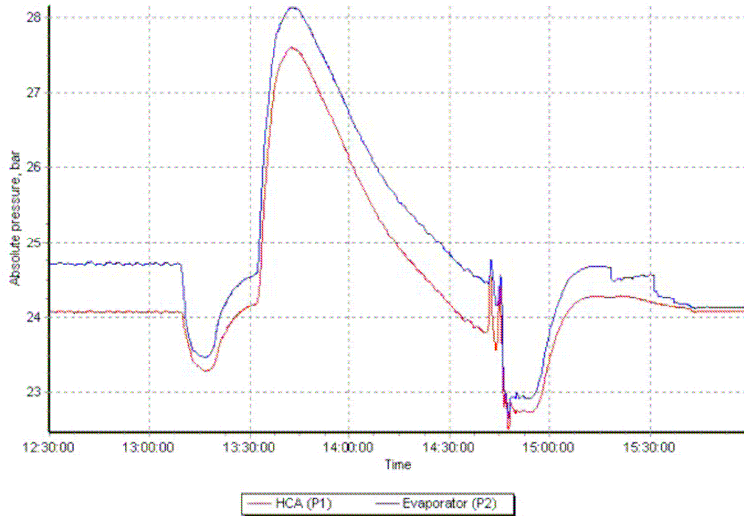
Attendre la stabilisation en conditions du cas chaud (puissance 6kW, température HCA 56°C, température radiateurs 51°C). Eteindre tous les réchauffeurs de l'évaporateur jusqu'à arriver à 0 kW (13h10) et attendre 20 minutes. Après rallumer tous les réchauffeurs pour obtenir 6 kW de puissance (13h30). Regarder les températures maximales obtenues et vérifier que le system peut se stabiliser.



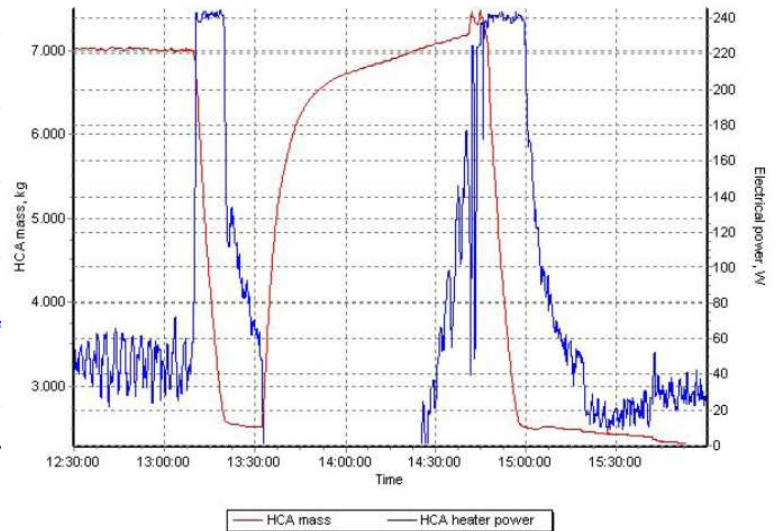
Change of MPL power and general voltage on imitators



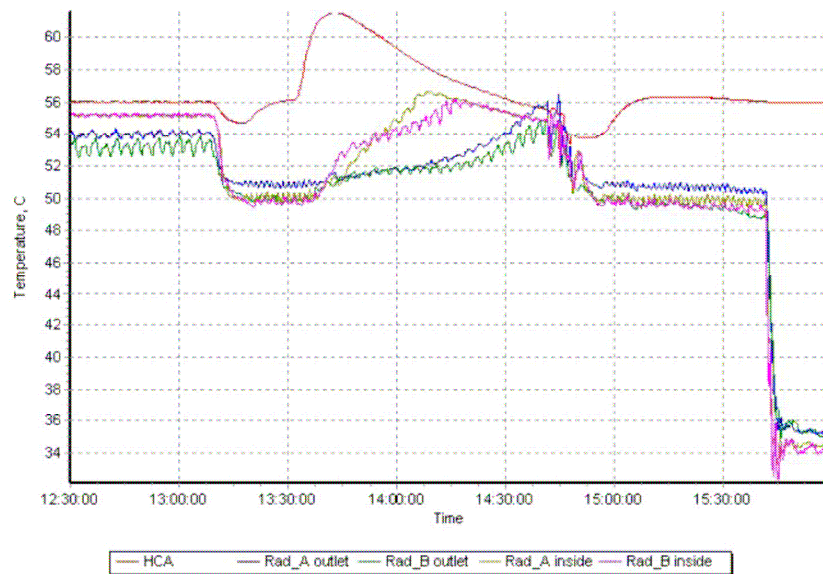
Change of ammonia temperature



Change of pressure



Change of HCA mass and HCA heater power



Change of ammonia temperature

Après avoir éteint les réchauffeurs (13h10) la température dans l'évaporateur diminue, ainsi que la pression. L'ammoniac dans l'évaporateur devient monophasique et, alors, l'ammoniac sort du HCA vers la boucle. Ça provoque la diminution de la pression et de la température dans le HCA et le réchauffeur du HCA commence à travailler à haute puissance. La pression et température du HCA remontent et la masse commence à se stabiliser.

En même temps, l'ammoniac qui arrive de l'évaporateur dans les radiateurs est moins chaud qu'avant, du fait de la diminution de puissance dans la boucle, donc la température descend dans tous les radiateurs et après elle se stabilise.

Avant de rallumer les réchauffeurs on a très peu de masse dans le HCA et beaucoup de liquide dans la boucle à une température assez élevée mais en état monophasique (pression dans l'évaporateur plus haute que la pression dans le HCA mais à une température inférieure).

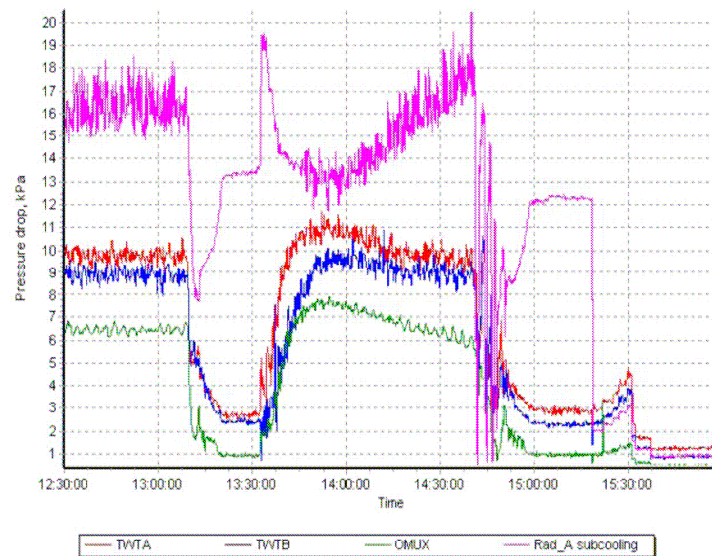
13h30 : rallumage des réchauffeurs. La température dans l'évaporateur augmente et l'ammoniac devient diphasique rapidement (température à la sortie des OMUX dans le graphique est la ligne rose). Alors, la température dans les radiateurs augmente.

Beaucoup de liquide à une température assez élevée est poussé vers le HCA. La masse augmente et, surtout, la pression et la température du HCA.

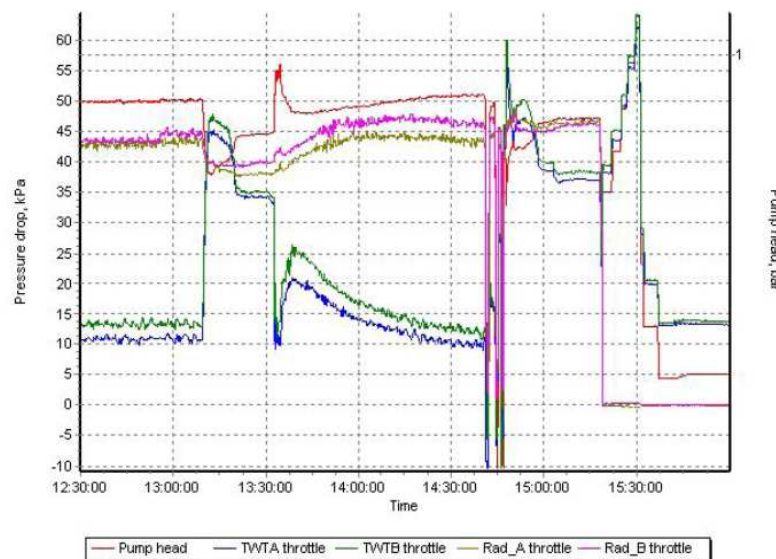
Grâce au by-pass (vanne SV19) avec une température moins chaude que celle du HCA, la température et pression du HCA redescend vers les valeurs de fonctionnement normaux (56°C à 24 bars).

Par contre, la température imposée de 51°C dans les condenseurs n'est pas assez froide pour faire descendre la température à la sortie des radiateurs.

Finalement le niveau de sous refroidissement est presque zéro (température avant la pompe très proche à la température du saturation) et la cavitation commence (oscillations de toutes les paramètres à cause de l'apparition de bulles de vapeur dans la pompe).



Change of pressure drop on MPL components

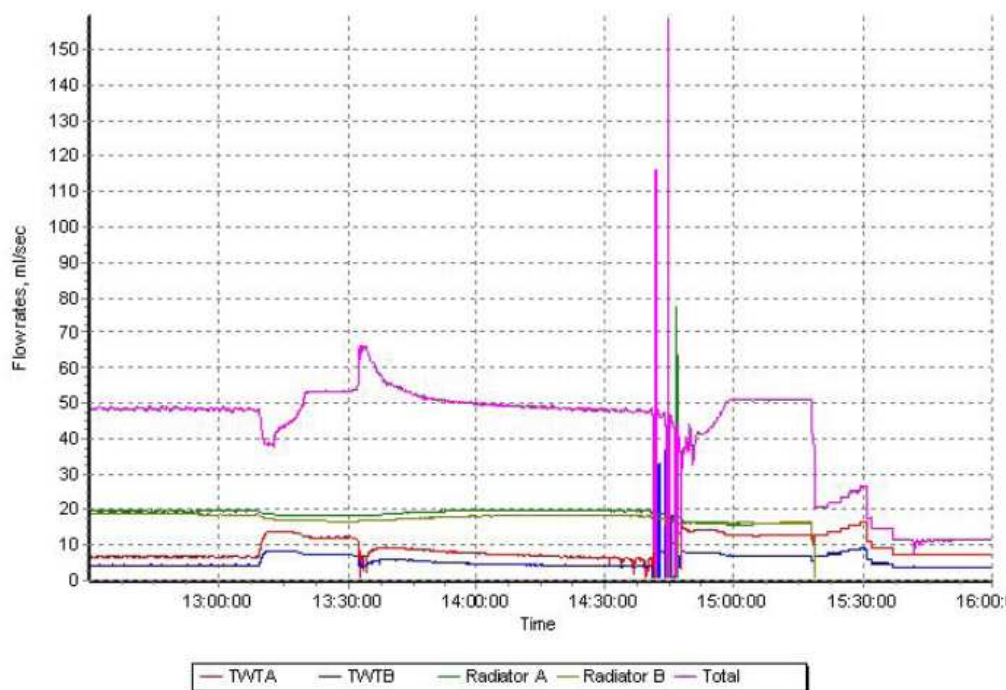


Change of pump head and pressure drop on MPL components

L'augmentation du débit à travers des TWT quand la puissance change à 0 kW est due à la transition de l'ammoniac de l'état diphasique à l'état monophasique liquide (diminution des pertes de charge) et correspond aussi à la diminution de la masse du HCA. Le débit total diminue pendant le remplissage des cavités de l'évaporateur avec le liquide, mais après il remonte et la somme des débits dans les TWT et les radiateurs (plu tôt des lignes monophasiques) donne le débit total.

Quand la puissance passe de 0 kW à 6kW, la vapeur créée pousse le liquide vers les radiateurs (débit total augmente) et la transition diphasique augmente les pertes de pression dans l'évaporateur et fait diminuer le débit dans les TWT. Après quelques minutes tout se stabilise.

Les pertes de pression dans les composants de l'évaporateur dépendent du régime (monophasique ou diphasique) et les pertes de pression « Rad_A subcoolin (ligne rose) » et des rétrécissements dépendent des débits.



Change of flow rates through MPL components

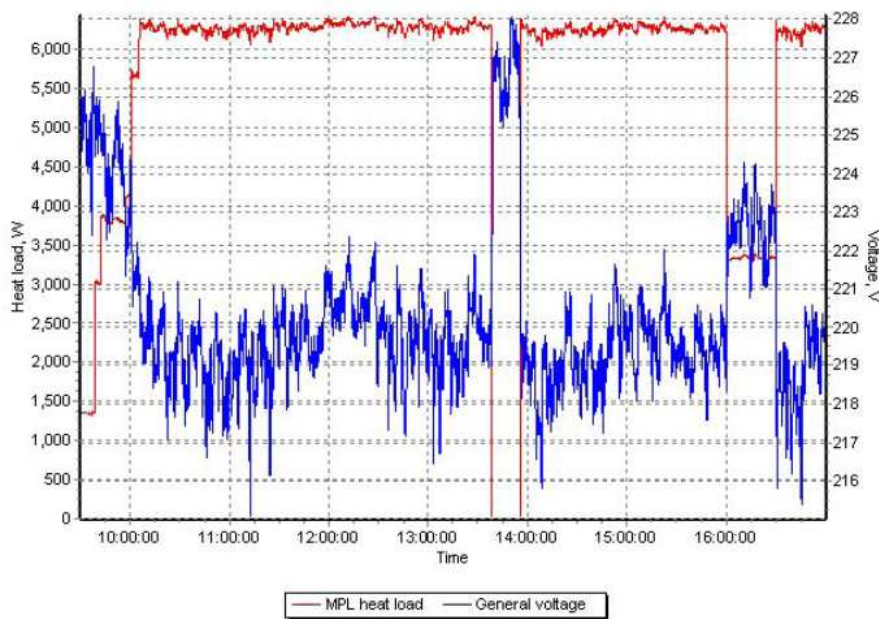
Transitoires:

6 kW – 0 kW – 6 kW (avec T HCA =57°C)
6 kW – 3kW – 6 kW (avec T HCA =57°C)

Objectif:

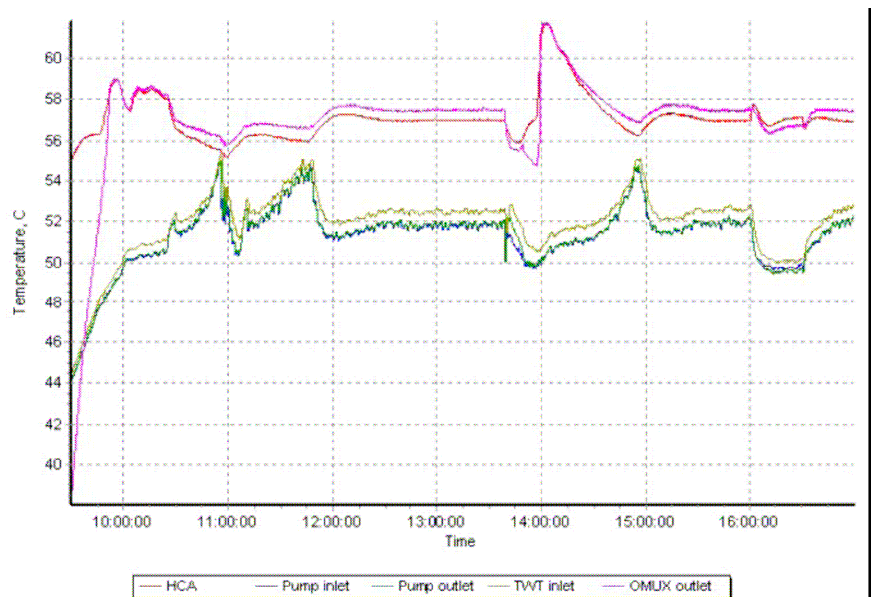
Refaire le transitoire du jour d'avant mais, cette fois, avec une température de saturation dans le HCA de 57 °C (ou lieu de 56) et regarder s'il y a ou pas de la cavitation.

Contrôler l'augmentation de température des équipements dans des conditions dites chaudes (puissance 6kW, température HCA 57°C, température radiateurs 51°C) dans un transitoire 6 kW- 3 kW (16h00) –6 kW avec régulation de la vitesse de la pompe.

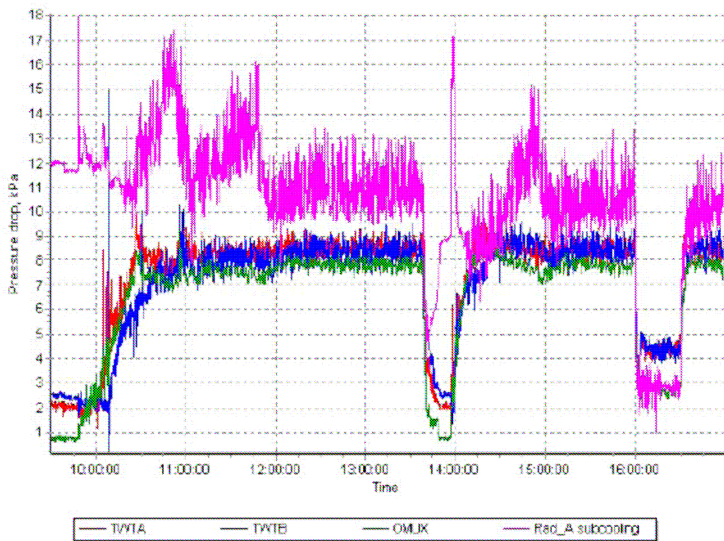


Change of MPL power and general voltage on imitators

On s'aperçoit que la température avant la pompe n'a pas atteint la température de saturation, donc pas de cavitation. Et si on compare les variations de tous les paramètres de cette expérience avec ceux du jour d'avant, on voit que tous les phénomènes sont les mêmes pour le transitoire 6 kW-0 kW-6 kW.



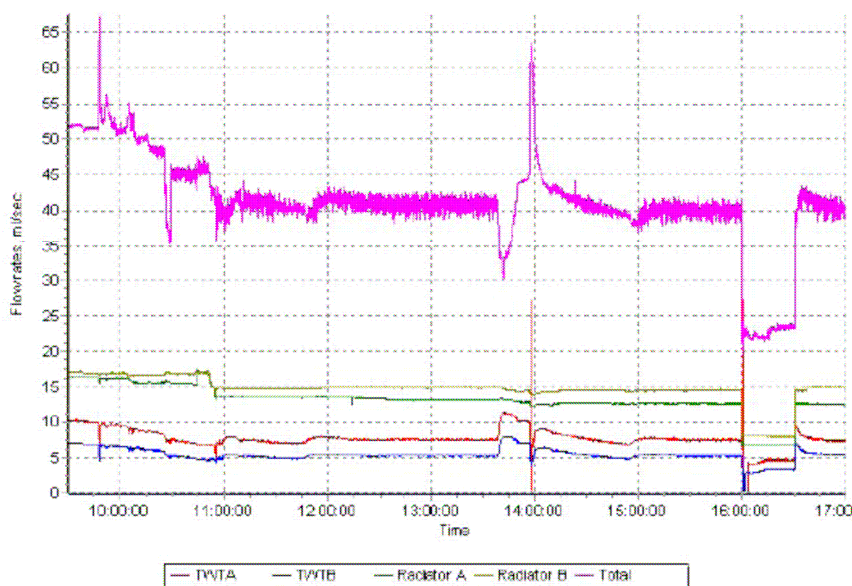
Change of ammonia temperature



Change of pressure drop on MPL components

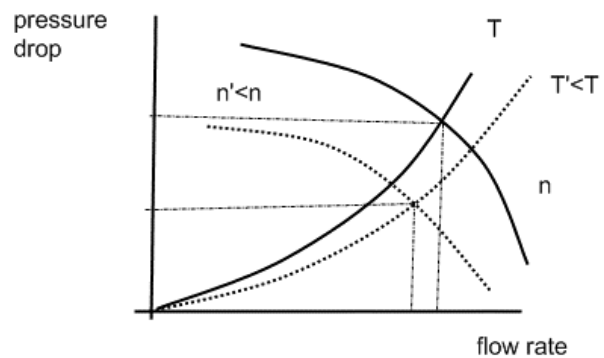


Change of pump head and pressure drop on MPL components



Change of flow rates through MPL components

La diminution de « pump head » dans le deuxième transitoire est due à la régulation de la vitesse de la pompe. Les débits diminuent et les pertes de pression aussi.



Dans le transitoire 6 kW-3kW-6kW il n'y a pas une situation avec tout l'ammoniac dans l'évaporateur en état liquide (on voit dans le graphique des températures que la température à la sortie des OMUX (ligne rose) ne s'éloigne pas de la ligne de saturation (la rouge)). Les pics dans le débit du radiateur B (ligne rouge) ont apparu à cause de la sensibilité des appareils aux variations rapides du débit.

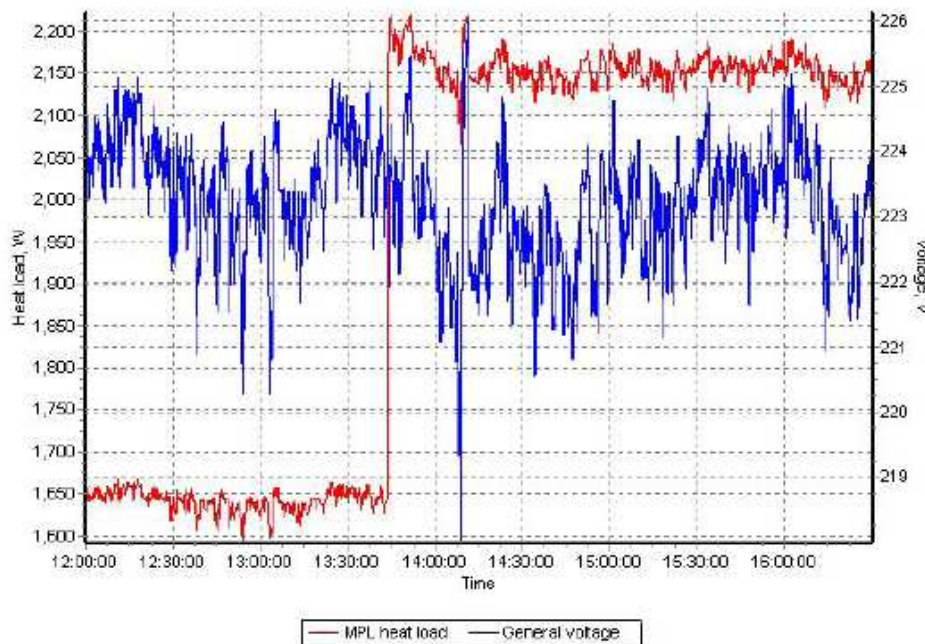
Cas froid avec puissance constante et régulation de la vitesse de la pompe :

Objectif:

Tester un cas froid avec une puissance totale constante dans la boucle proche de 2 kW et vérifier le bon fonctionnement des réchauffeurs aux entrées des TWT et OMUX (EH1 et EH2) pour assurer une température supérieure aux températures minimales de fonctionnement des composants.

Conditions de travail :

Température du HCA : 57 °C	Vitesse de la pompe : 22400 rpm
Puissance totale : 2.3 kW	11200 rpm
Température des radiateurs : 1 °C	Régulateurs des réchauffeurs : EH1 : 10.2 °C
	EH2 : 36.7 °C



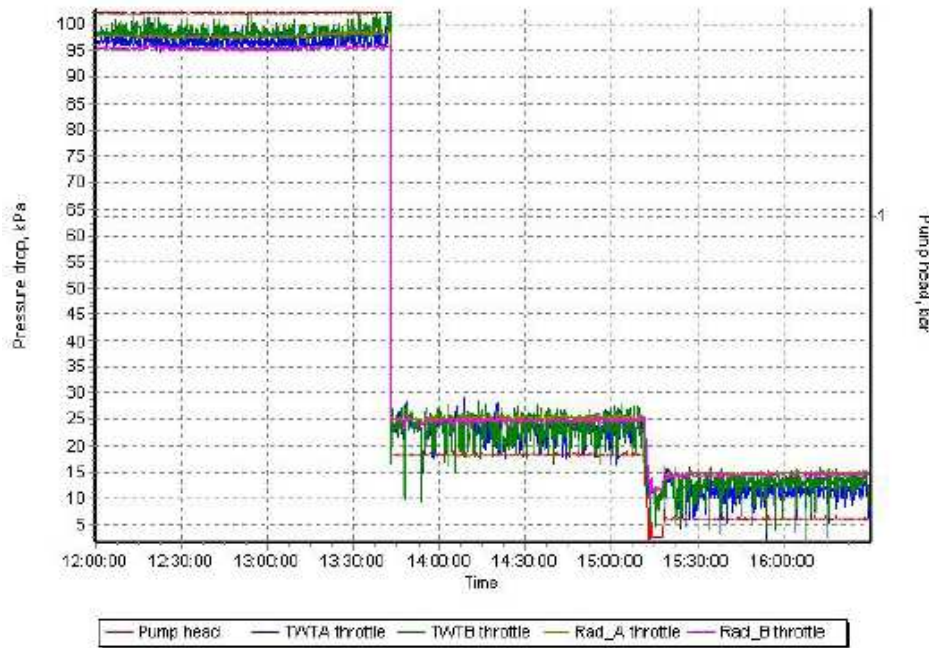
Change of MPL power and general voltage on imitators

La puissance des TWT et OMUX est 1.650 kW au premier moment parce que les réchauffeurs à tester (EH1 et EH2) donne aussi une puissance, c'est la somme qui doit donner les 2,3 kW. Si on applique la puissance dans les TWT, l'ammoniac va arriver aux OMUX à une température assez élevée et il n'y aura pas besoin du chauffer cette zone(réchauffeur EH2). Alors, pour obliger au EH2 à travailler, les seuls composants sur lesquels on va appliquer la puissance sont tous les groupes des OMUX et qu'un groupe des TWT.

Quand la vitesse de la pompe change, le débit diminue, la température des composants augmente et les réchauffeurs EH1 et EH2 travaille moins, donc, c'est pour compenser cette diminution de puissance qu'on a allumé plusieurs groupes des TWT pour atteindre les 2,3 kW totales et rester avec une puissance totale constante.

Une étude de sensibilité sur la vitesse de la pompe (11200 rpm puis diminution de 1000 en 1000) a été réalisé pour déterminer la vitesse permettant d'obtenir le débit pour lequel la température des équipements est maintenue dans au dessus de sa température minimale sans l'aide des réchauffeurs.

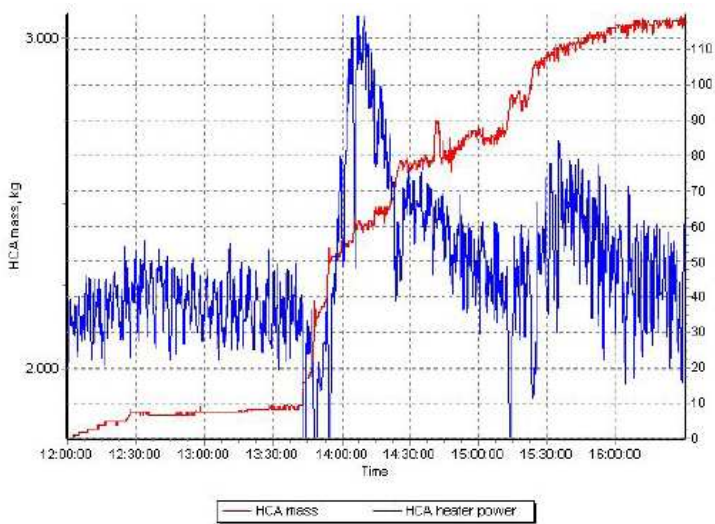
Mais la sensibilité des débitmètres n'était pas assez bonne pour réussir cette expérience. Avec une vitesse de pompe de 7200 rpm on avait beaucoup d'oscillations dans les mesures. La vitesse limite de la pompe avec un bon fonctionnement des appareils de mesure est de 7600 rpm, mais les puissances des réchauffeurs n'ont pas été annulées (EH1 = 82W et EH2 = 0 W).



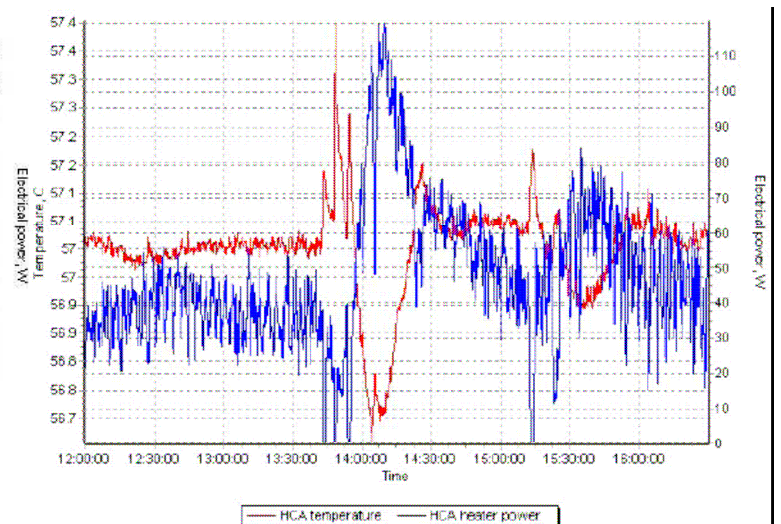
Change of pump head and pressure drop on MPL components



Change of flow rates through MPL components



Change of HCA mass and HCA heater power



Change of HCA saturation temperature and HCA heater power

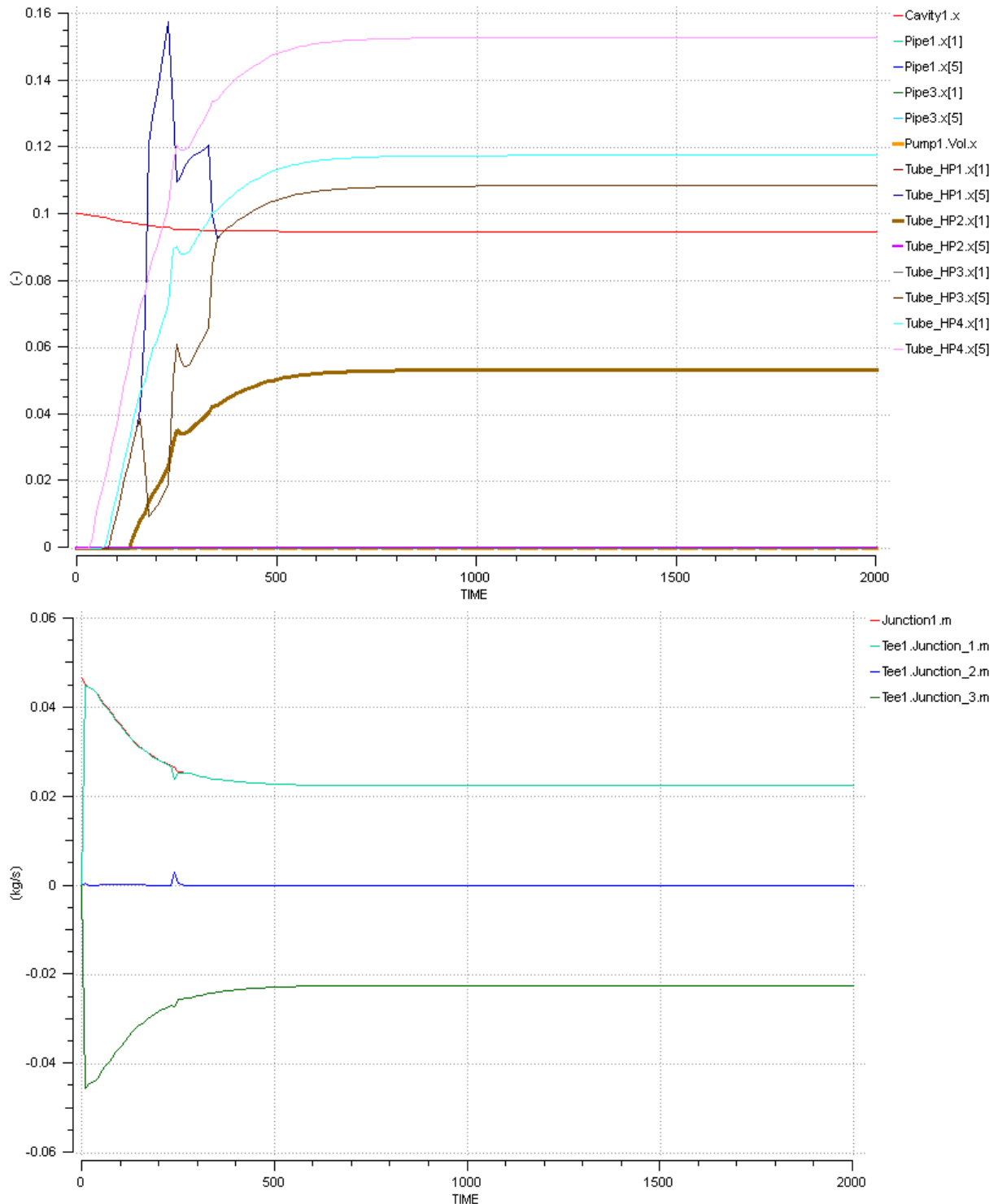
La masse du HCA augmente parce que le débit dans la boucle diminue à cause de la régulation de la vitesse de la pompe.

Dans le graphique de la température du HCA on voit une variation due à l'entrée de masse dans le réservoir, mais si on fait attention aux échelles, cette variation est très petite.

ANNEXE F. Résultats de la simulation du premier approche au circuit de la boucle

Les valeurs prises de puissance et températures ne sont qu'une approximation au système du proto, mais le comportement final dans la simulation est complètement différent à cause de l'écart qui existe entre les valeurs des résistances hydrauliques du modèle et les résistances du système réel.

Cette simulation a été faite pour vérifier que le modèle a été bien créé et que ses composants (pompe, tubes, noeuds...) fonctionnaient correctement.



ANNEXE G. Résultats du composant « ligne »

$Q \text{ équipement} = 39.6 * 0.6 = 23.76 \text{ W}$

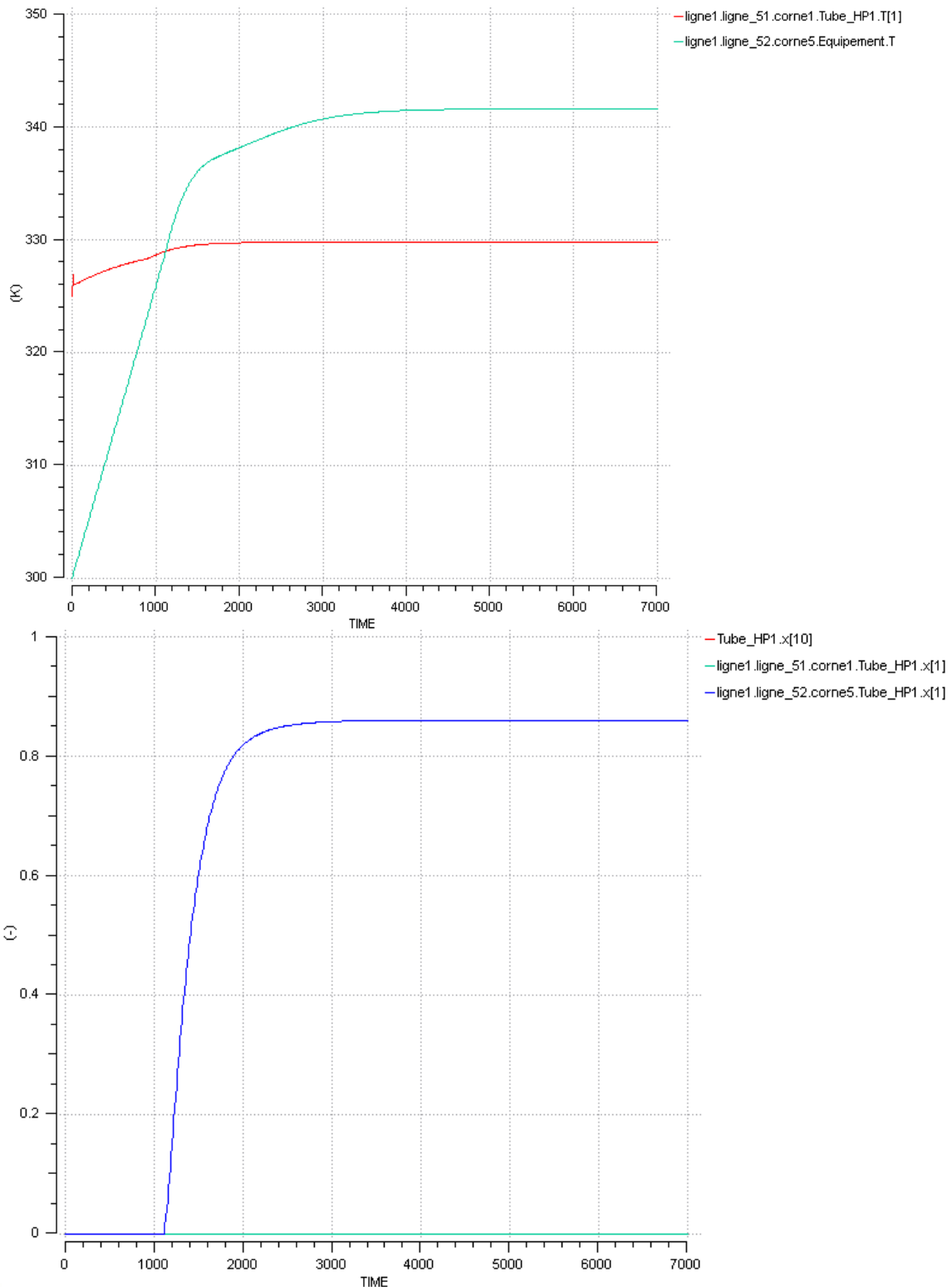
Puissance totale = $97 * 23.76$

Débit à travers de la ligne = $0.004345 * 0.6 = 0.002607$

(débit nécessaire pour dissiper cette puissance et avoir une température max dans les équip. Inférieur à $+70 \text{ °C}$)

X entrée est 0 et proche à la saturation, parce la température du volume 1 est de 328 K ($T_{\text{sat}} = 329 \text{ K}$)

X sortie doit être inférieur à 0,9





**SOTO ARMAÑANZAS,
Isabel**