

# Étude expérimentale de la dynamique des phénomènes au sein d'un condenseur

Marie-Océane SEGUIN\*, Frédéric PLOURDE<sup>1</sup>, Dominique COUTON<sup>1</sup>, Matthieu FENOT<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Institut Pprime - CNRS, ENSMA, Université de Poitiers, Département Fluides, Thermique, Combustion, 1 avenue Clément Ader - BP 40109, 86961 Futuroscope Chasseneuil Cedex - France

\*(auteur correspondant : marie-oceane.seguin@ensma.fr)

**Résumé** – Dans le cadre d'un dimensionnement optimal d'un condenseur de type tubes et calandre, une connaissance maîtrisée des phénomènes apparaissant en régime stationnaire mais également en transitoire est primordiale. Les conditions opérationnelles retenues ont un impact important sur les transferts thermiques et sur la mise en place de la condensation. De plus, le système est très sensible aux variations de ces conditions de fonctionnement. La mise en place d'un banc d'essais muni d'une instrumentation complète a permis l'étude de ces phénomènes.

## Nomenclature

$C_p$	Capacité calorifique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	<i>Indices et exposants</i>	
$H$	Enthalpie $J.kg^{-1}$	$B$	bouilleur
$h$	Coefficient d'échange, $W.m^{-2}.K^{-1}$	$cond$	condensation
$m$	Débit massique, $kg/s$	$ebull$	ébullition
$P$	Puissance, $W$	$ext$	extérieur-tube
$p$	Pression, $bar$	$int$	intérieur-tube
$Q$	débit $g/s$	$ref$	refroidissement
$S_{ech}$	Surface d'échange, $m^2$	$S$	surchauffeur
$T$	Température, $K$	$sat$	saturation
		$tot$	total

## 1. Introduction

Les échangeurs de chaleur sont largement utilisés dans l'industrie. Il en existe différents types en fonction, par exemple, de l'état des fluides utilisés (monophasique ou diphasique) ou de leur géométrie (tubes et calandre, à plaques, à ailettes). Parmi ces échangeurs, les condenseurs sont des composants majeurs dans des domaines industriels variés. De nombreuses études ont été réalisées sur la condensation à l'état stationnaire (qu'elle soit interne ou externe). Ces études ont, entre autres, permis la détermination de corrélations empiriques permettant l'évaluation du coefficient d'échange thermique en condensation. Les études sur la condensation de l'eau restent cependant peu nombreuses. De plus, très peu de travaux ont été réalisés en régime transitoire, régime pour lequel l'utilisation de corrélations stationnaires reste discutable. . Pourtant, une variation du régime de refroidissement du condenseur peut avoir un impact non négligeable sur la condensation et la réponse en pression du système (pouvant, dans des cas extrêmes, amener à la détérioration de l'échangeur).

La présente étude se focalise sur les condenseurs de type tubes et calandre Eau/eau se caractérisant par la circulation d'eau froide à l'intérieur d'un faisceau de tubes et de vapeur d'eau se condensant à l'extérieur de ce faisceau. L'objectif est d'obtenir une meilleure appréhension des phénomènes apparaissant à la fois en stationnaire mais aussi, et surtout, lors de transitoires de débit de refroidissement et en particulier lors d'une diminution ou d'un arrêt du débit de refroidissement. La détermination de coefficients d'échange caractérisant la

condensation en régime stationnaire et transitoire est également souhaitée. Compte tenu de la grande complexité des phénomènes, cette compréhension passe par la mise en place d'un dispositif expérimental.

## 2. Dispositif expérimental

La Figure 1 ci-dessous présente le dispositif expérimental utilisé.

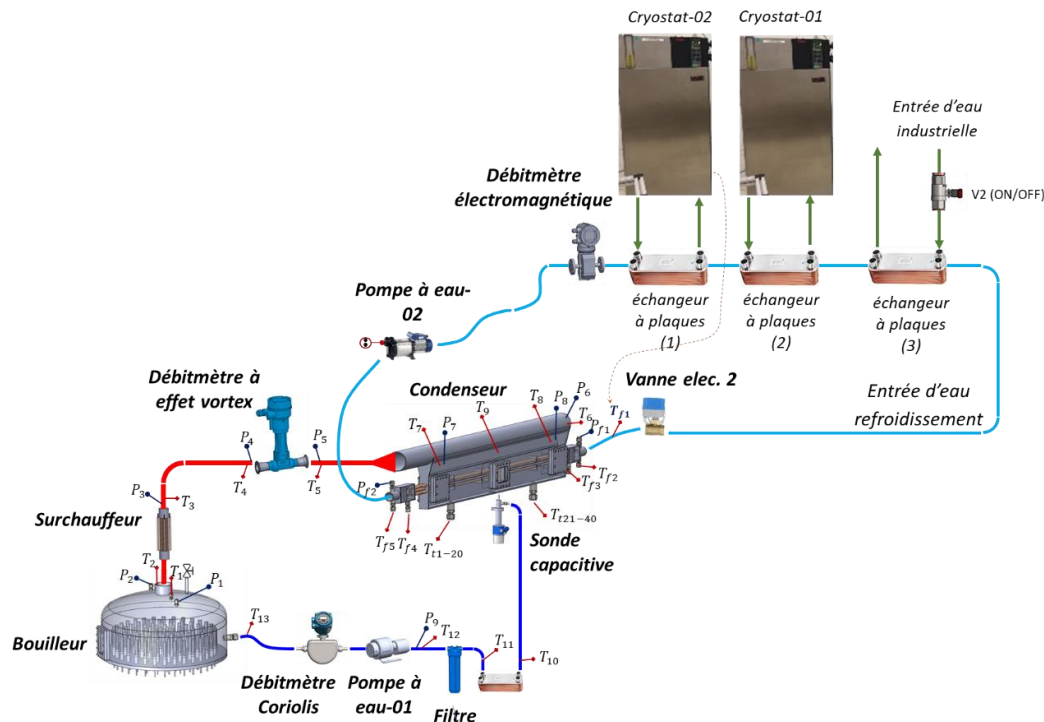


Figure 1 : Représentation du dispositif expérimental

Ce dispositif est divisé en deux circuits. Le circuit dit « chaud » est composé d'un bouilleur permettant la génération de la vapeur, d'un surchauffeur servant à compenser les pertes thermiques des conduites et des différents composants, du condenseur représentatif d'une petite portion d'un échangeur à tubes et calandre et d'une pompe permettant le retour des condensats au bouilleur. Le circuit de refroidissement permet quant à lui l'alimentation, et le contrôle précis du débit et de la température d'entrée du fluide froid du condenseur par l'intermédiaire d'une pompe et de cryostats.

Le condenseur d'essais a été dimensionné de telle sorte à être le plus représentatif possible des phénomènes apparaissant dans un condenseur de taille industrielle tout en garantissant une précision optimale des mesures réalisées. Le condenseur utilisé, composé de 5 tubes disposés en quinconces, est présenté en Figure 2. Bien que le nombre de tubes soit environ 200 fois plus faible, et que les puissances mises en jeu soit 1000 fois inférieures, il est possible de considérer qu'il correspond à une petite portion d'un échangeur industriel complet en termes d'agencement des tubes. En effet, les nombres de similitude sont conservés par rapport à l'échangeur industriel (valeurs des nombres de Reynolds intérieur et extérieur, nombre de Jacob extérieur).

Afin d'optimiser la compréhension des phénomènes et la détermination des coefficients d'échange, deux stratégies ont été retenues. La première réside en la mise en place de deux hublots (visibles sur la Figure 2) sur les parois du condenseur. Ces hublots permettent de visualiser la formation de la condensation sur les tubes et d'en déduire les régimes d'écoulement (en gouttes, en film, etc).

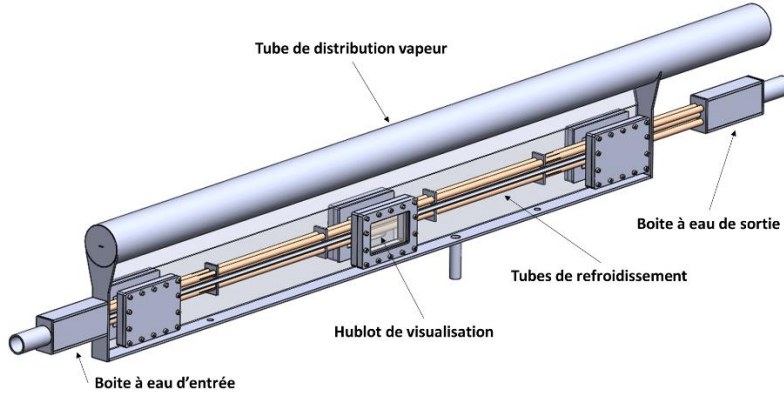


Figure 2 : Représentation du condenseur d'essais

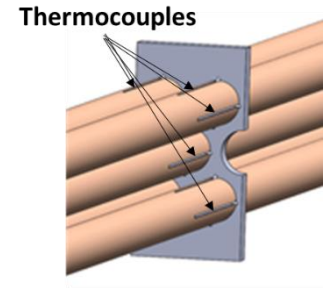


Figure 3 : Disposition des thermocouples de paroi

La seconde stratégie repose sur une instrumentation importante de la boucle d'essais. En effet, plus de 80 mesures sont réalisées à une fréquence d'acquisition de 1Hz : 2 mesures de puissances (au bouilleur et au surchauffeur), 3 mesures de débit (débit de vapeur avant le condenseur, débit de condensation après celui-ci et débit de refroidissement pour le circuit « froid »), 11 mesures de pression (précision de  $\pm 2\text{mbar}$ ) ( $P$  sur la Figure 1) permettant de suivre les pertes de charge dans le dispositif et s'assure de la pression au condenseur (3 mesures au condenseur) et 65 mesures de températures (5 PT100  $\pm 0.3^\circ\text{C}$  et 60 thermocouples type T  $\pm 0.5^\circ\text{C}$ ) ( $T$  sur la Figure 1). Parmi ces 65 températures, les températures d'entrée et sortie de l'eau de refroidissement sont doublées afin d'assurer une précision optimale du calcul de la puissance dissipée au travers du circuit de refroidissement. Par ailleurs, on compte 40 mesures de températures de parois disposées telles que présenté en Figure 3 : 4 thermocouples disposés à  $45^\circ$  sur la circonférence de la paroi de chaque tube sont placés en deux abscisses différentes. Ces mesures permettent la détermination de la température de paroi externe moyenne par tube (en moyennant les valeurs des 8 thermocouples) et de la température de paroi externe moyenne globale (en moyennant les valeurs des 40 thermocouples) et permettent ainsi l'évaluation du coefficient d'échange en condensation. Elles ont également pour but d'identifier des zones plus froides pouvant être dues à une épaisseur plus importante du film de condensats.

## 2.1. Évaluation des transferts thermiques

En régime stationnaire, un bilan thermique peut être réalisé. Dans le circuit « chaud », la puissance totale injectée au bouilleur  $P_{B,tot}$  est connue. En soustrayant la puissance nécessaire à la réchauffe des condensats revenant au bouilleur, et en supposant que les pertes thermiques sont négligeables, il est possible d'estimer la puissance consacrée à l'ébullition :

$$P_{B,ebull} = P_{B,tot} - Q_{cond}c_{p,cond}(T_{B,sat} - T_{cond}) \quad (1)$$

Par ailleurs, dans le circuit froid, la connaissance du débit de refroidissement  $Q_{ref}$  et des températures d'entrée et de sortie, respectivement  $T_{ref}^e$  et  $T_{ref}^s$ , permettent de calculer la puissance évacuée au travers de l'eau de refroidissement :

$$P_{ref} = Q_{ref}c_{p,ref}(T_{ref}^s - T_{ref}^e) \quad (3)$$

Enfin, en supposant que la vapeur arrive avec une surchauffe négligeable dans le condenseur et que seuls les tubes de refroidissement participent à la condensation, on a :

$$P_{ref} = P_{cond} = Q_{vap}(H_{v,sat} - H_{L,sat}) \quad (4)$$

Cette puissance devrait également être égale à la puissance d'ébullition au bouilleur.

La réalisation de ce bilan thermique permet l'évaluation des pertes thermiques de la boucle et permet de s'assurer que la grande majorité de la condensation est réalisée sur les tubes.

L'un des objectifs de l'étude est l'évaluation du coefficient d'échange de condensation (extérieur des tubes du condenseur) et la comparaison aux corrélations empiriques classiques.

En régime stationnaire, deux méthodes peuvent être utilisées pour parvenir à ce coefficient. La première consiste à supposer le coefficient d'échange interne connu. De nombreuses corrélations de conduite, telles que les corrélations de Petukhov [1], Gnielinski [2] ou HTRI [4], existent pour l'évaluation du coefficient d'échange en convection forcée dans un tube horizontal. En s'appuyant sur la méthode de différence de température logarithmique moyenne (DTLM), la puissance de refroidissement peut s'exprimer de la façon suivante :

$$P_{ref} = K S_{ech} DTLM \quad (5)$$

Avec  $K$  le coefficient donné par :

$$K = \frac{1}{\frac{D_{ext}}{D_{int}} \frac{1}{h_{int}} + \frac{D_{ext}}{2\lambda_p} \ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right) + \frac{1}{h_{ext}}} \quad (6)$$

$S_{ech}$  la surface d'échange externe des tubes et  $DTLM$  la différence de température logarithmique moyenne :

$$DTLM = \frac{(T_{sat} - T_{ref}^s) - (T_{sat} - T_{ref}^e)}{\ln\left(\frac{T_{sat} - T_{ref}^s}{T_{sat} - T_{ref}^e}\right)} \quad (7)$$

En estimant  $h_{int}$  à l'aide d'une corrélation connue, on obtient :

$$h_{ext} = \left[ \frac{S_{ech} DTLM}{P_{ref}} - \frac{D_{ext}}{D_{int}} \frac{1}{h_{int}} - \frac{D_{ext}}{2\lambda_p} \ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right) \right]^{-1} \quad (8)$$

Par la suite, la corrélation d'échange retenue pour l'évaluation du coefficient d'échange intérieur-tube est la corrélation proposée par HTRI (Heat Transfer Research Inc.) [4] qui permet l'évaluation du coefficient d'échange en régime d'écoulement laminaire, de transition et turbulent. Cette corrélation étant principalement développée pour les échangeurs de chaleurs, elle est, à priori, adaptée à cette étude.

La seconde méthode d'évaluation du coefficient d'échange de condensation repose sur l'évaluation de la température de paroi externe moyenne des tubes  $T_{p,ext}$ . En effet, on a :

$$h_{ext} S_{ech} (T_{sat} - T_{p,ext}) = P_{ref} \quad (9)$$

Il est donc possible d'isoler le coefficient d'échange extérieur-tube dans cette expression.

En régime transitoire, la réalisation des bilans thermiques et l'évaluation des coefficients d'échange est plus complexe. En effet, l'entière de la vapeur ne peut plus être condensée, ce qui implique une augmentation de la pression dans la boucle. Les inerties thermiques des différents composants entrent également en jeu. Par ailleurs, il n'est à priori pas évident que les corrélations empiriques utilisées pour l'évaluation du coefficient d'échange interne restent valables en régime transitoire. Face à toutes ces inconnues, la première méthode retenue sera une approximation des régimes quasi stationnaires (ARQS). On supposera que le transitoire pourra être vu comme une succession d'états stationnaires et l'évaluation du coefficient d'échange à chaque pas de temps sera donc réalisée en s'appuyant sur les équations présentées précédemment. A l'issue des premiers résultats il sera possible de conclure quant à la précision de cette première approche.

### 3. Résultats

Un point de fonctionnement stationnaire de référence a été retenu. Ce point de fonctionnement correspond aux conditions présentées dans le Tableau 1.

$Q_{ref}$	$T_{ref}^e$	$P_{B,tot}$	$P_S$
g/s	°C	W	W
400	20	15000	200

Tableau 1 : Conditions de fonctionnement du point stationnaire de référence

La puissance injectée au surchauffeur a été choisie de telle sorte à garantir une surchauffe d'au minimum 5°C au condenseur.

L'essai est considéré stationnaire lorsque toutes les grandeurs mesurées n'évoluent plus sur une durée de 30mn.

Dans cette partie, seule la phase stationnaire de cet essai sera analysée. Les grandeurs d'intérêts sont moyennées sur les 10 dernières minutes de l'essai. Les grandeurs d'intérêt permettant d'établir un bilan massique et thermique de l'essai et calculées selon les relations présentées au paragraphe précédent sont résumées dans le Tableau 2.

$P_{B,ebull}$	$P_{ref}$	$P_{cond}$	$p_{cond}$	$T_{sat,cond}$	$T_{cond}$
W	W	W	bar	°C	°C
14111	13820	14295	0.187	58.6	67.7

Tableau 2 : Grandeurs d'intérêt du point de fonctionnement

On constate que la puissance injectée au surchauffeur permet d'obtenir une surchauffe de la vapeur d'environ 10°C au condenseur. La quasi-totalité de la puissance servant à l'ébullition de l'eau au bouilleur est évacuée par l'eau de refroidissement au condenseur. On relève une différence d'environ 200W qui peut s'expliquer par différents paramètres : les incertitudes de mesure servant à l'évaluation de la puissance de refroidissement, la condensation pouvant se former sur les parois du condenseur et le fait que les pertes thermiques au bouilleur ont été négligées.

On remarque également que la puissance évacuée par l'eau de refroidissement est légèrement supérieure à la puissance qui serait nécessaire à la condensation de la vapeur à saturation au débit estimé. Cela peut être dû au fait que la désurchauffe de la vapeur n'est pas prise en compte dans le calcul de  $P_{cond}$  et que la mesure du débit vapeur présente une certaine incertitude (de l'ordre de 5%).

L'écoulement intérieur-tube est considéré turbulent ( $Re = 2.2 \times 10^4$ ). Le coefficient d'échange intérieur-tube obtenu à l'aide de la corrélation HTRI [4] en régime turbulent vaut :

$$h_{int,HTRI} = 17888W.m^{-2}.K^{-1}$$

Les valeurs du coefficient d'échange extérieur-tube évaluées par les deux méthodes présentées au paragraphe précédent sont les suivantes :

$$h_{ext,DTLM} = 10272W.m^{-2}.K^{-1}$$

$$h_{ext,Tp} = 10082W.m^{-2}.K^{-1}$$

Ces deux valeurs de coefficients d'échange sont relativement proches. Cependant, la méthode basée sur le DTLM est fortement dépendante du choix de la corrélation pour le calcul

du coefficient d'échange intérieur-tube. Différentes corrélations ont été testées (HTRI [4], Petukhov [1], Gnielinski [2]) afin de quantifier l'impact de ce choix sur le coefficient d'échange externe. Des écarts de l'ordre de 12% sur le coefficient d'échange interne ont été obtenus, entraînant des écarts de l'ordre de 10% sur le coefficient d'échange externe. La méthode basée sur la température de paroi présente quant à elle une incertitude fonction de la précision de la température de paroi moyenne.

Enfin, la visualisation au travers des hublots présents sur les parois du condenseur permet d'observer la mise en place de la condensation. Les observations obtenues à deux instants différents sont présentées en Figures 4 et 5.

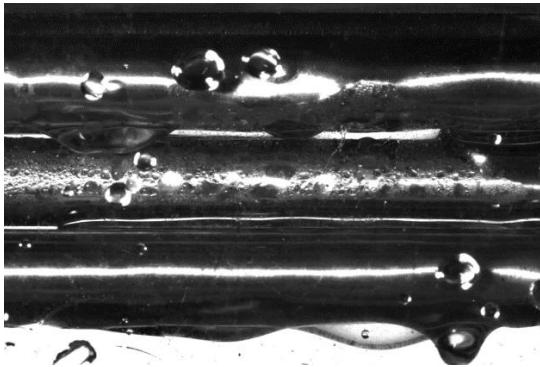


Figure 4 : Formation de la condensation sur les tubes à l'instant  $t$

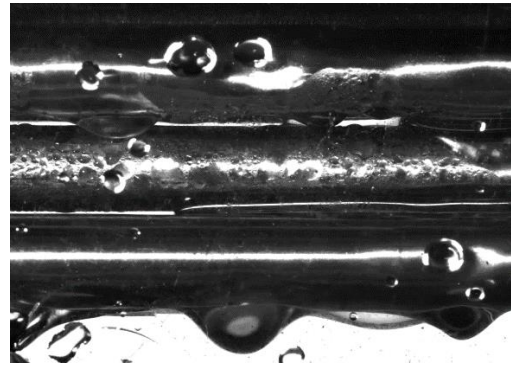


Figure 5 : Formation de la condensation sur les tubes à l'instant  $t+dt$

On remarque la formation de condensation en gouttes sur les parois des tubes du condenseur qui viennent ruisseler jusqu'aux tubes inférieurs. La majorité des corrélations adaptées à la condensation sur la paroi de tubes horizontaux sont des corrélations pour une condensation en film. En utilisant par exemple la corrélation de Nusselt [3] valable pour de la condensation en film sur un tube en vapeur stagnante, on obtient un coefficient d'échange  $h_{ext,Nu} = 13771 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ . Cette corrélation tend donc à surestimer le coefficient d'échange vis-à-vis des résultats d'essais. Une étude sur différents points de fonctionnement supplémentaires et la comparaison avec d'autres corrélations plus complètes issues de la littérature devraient permettre de pouvoir définir une méthode adaptée pour le calcul du coefficient d'échange.

#### 4. Conclusion

Les résultats présentés dans cette étude se focalisent sur un fonctionnement stationnaire. Les premières conclusions mettent en lumière la nécessité d'une étude plus approfondie afin de conclure quant à une formulation adaptée pour le calcul du coefficient d'échange extérieur-tube. Par ailleurs, des essais en régimes transitoires seront réalisés à postériori afin de compléter cette étude.

#### Références

- [1] PETUKHOV, B.S., KIRILLOV, V.V., About Heat Transfer at Turbulent Fluid Flow in Tubes (in Russian), Thermal Engineering, 4, 63-68 (1958).
- [2] GNIELINSKI, V. Heat transfer in laminar flow, in : VDI Heat Atlas, second ed., Springer Verlag (Chapter G1, Section 3) (2010)
- [3] NUSSELT, E.K.W., Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes, Verein Deutscher Ingenieure Zeitschrift, 60, 541-580 (1916).
- [4] HTRI (Heat Transfer Research Inc.), Design Manual (1997)