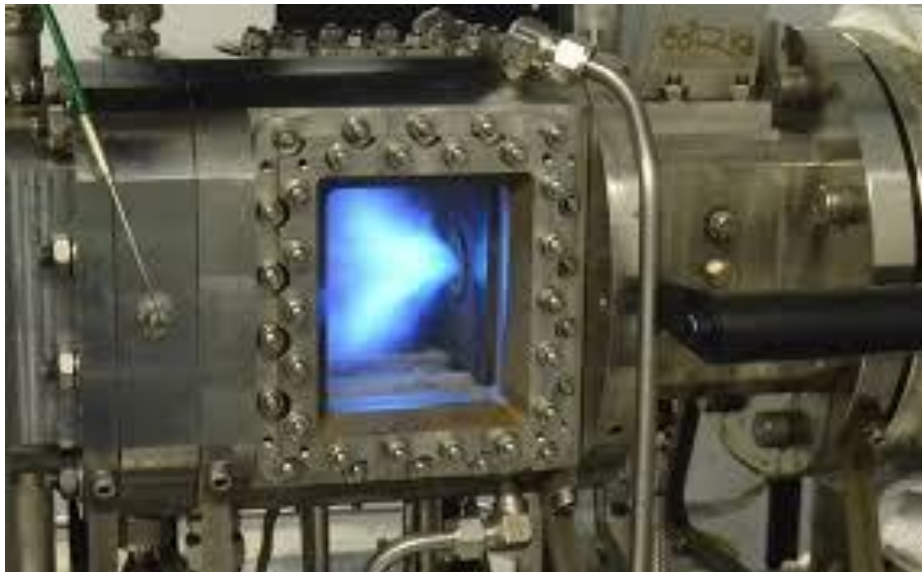


CRÉATION D'UN BRÛLEUR À GAZ GÉNÉRATEUR DE VAPEUR



ÉTUDIANTS

SÉVERIN AUZENAT

MATHIEU GRANGE

ANTOINE BOUCHET

ALIZÉE MARTINI

ALIZÉE CAPRON

ALEXIS PETIOT

ENCADRANT DU PROJET

CLÉMENT BRUNET

Cette page est laissée intentionnellement vierge.

Date de remise du rapport : 17/06/2019

Référence du projet : STPI/P6/2019 – 11

Intitulé du projet : Création d'un brûleur à gaz générateur de vapeur

Type de projet : Calculs théoriques et expérimentaux

Objectifs du projet :

L'objectif de ce projet était la création d'un brûleur à gaz permettant de générer de la vapeur. Une fois produite, cette vapeur devait servir ensuite à faire fonctionner un piston, objet d'étude du groupe 12, également supervisé par M. Brunet. Pour concevoir ce brûleur, nous avons déterminé plusieurs facteurs comme l'énergie libérée par la combustion du méthane, le débit d'eau à vaporiser, la forme du tuyau, son matériau, les pertes de chaleur etc... A ce titre, nous avons mobilisé nos connaissances acquises en Thermodynamique et en Thermochimie. Par ailleurs, grâce à ce projet, nous avons acquis des connaissances en mécanique des fluides, notions indispensables au dimensionnement du tuyau par lequel l'eau est vaporisée dans la chambre de combustion.

Mots clefs du projet :

combustion-convection-fluide

TABLE DES MATIERES

1. INTRODUCTION	1
1) Aspects historiques	2
2) Organisation du travail	3
2- COMBUSTION.....	4
1) Paramétrisation de la réaction.....	4
2) Energie libérée par la réaction	6
3) Calcul de la température des gaz brûlés	6
3. DIMENSIONNEMENT THERMIQUE D'UN BRULEUR A GAZ - PARTIE THEORIQUE	8
1) Quelques notions indispensables.....	9
a. Le nombre de Prandtl	9
b. Le nombre de Reynolds.....	9
c. Le nombre de Nusselt	10
d. Calcul de la vitesse du gaz brûlé dans la chambre	11
2) Méthode du DTLM pour dimensionner l'échange thermique	11
a. Puissance échangée, P	11
b. Calcul du terme du DTLM	13
c. Coefficient d'échange global	14
4. DIMENSIONNEMENT DE L'ECHANGEUR	17
1) Choix du matériau	17
2) Données fixées	18
3) Puissance à fournir	18
4) Coefficient d'échange global	18
a- Calcul du h_c (coefficient d'échange côté chaud, air/tube)	19
i) Calcul du Nusselt, première version en utilisant la relation de Hilpert :	19
ii) Calcul du Nusselt, cas d'une convection forcée externe :	20
iii) Explication de la différence entre les deux méthodes :	21
b-Calcul du h_f (coefficient d'échange côté froid, tube/ eau).....	21
c-Calcul du $\frac{e}{\lambda}$ (coefficient d'échange dans le matériau).....	22
5 / DTLM	23
6) Résultat du dimensionnement.....	24
CONCLUSION.....	26
BIBLIOGRAPHIE	27
TABLE DES FIGURES	28
ANNEXE	29

1. INTRODUCTION

Au cours de cette seconde année à l'INSA, nous avons réalisé un projet de recherche dans un domaine physique dans le cadre de notre cours de Projet Physique.

Étant intéressés par les thématiques proposées en Energétique et Propulsion et en Mécanique, nous avons décidé de nous intéresser au sujet 11 : « Création d'un brûleur à gaz générateur de vapeur ».

Le projet consistait en la création d'un modèle de générateur de vapeur alimenté par un brûleur à gaz. Pour mener à bien ce projet, nous avons procédé en plusieurs étapes : définition de la quantité d'énergie nécessaire à la vaporisation d'un certain volume d'eau, proposition d'un modèle d'échangeur, tout en respectant des contraintes de dimensions, liées à la taille de la chambre de combustion.

Ce projet utilise de nombreuses autres notions de physique, comme des méthodes de modélisation d'échanges convectifs ou encore des notions de mécanique des fluides. Ce sujet nous a donc permis de mobiliser et d'approfondir nos connaissances en physique et en thermodynamique.

Enfin, au-delà de l'application de nos connaissances scientifiques à une réalisation concrète, ce projet nous a conduits, en tant que futurs ingénieurs, à expérimenter le travail d'équipe et à mener un travail de recherche de fond, sur une longue période.

1) Aspects historiques

La machine à vapeur est une machine qui permet de transformer l'énergie de pression de la vapeur d'eau en énergie mécanique. Bien que les premières recherches sur la vapeur datent de l'Antiquité, on considère qu'elle n'a été réellement inventée qu'au XVII^e siècle. La machine à vapeur a depuis subi de nombreuses évolutions mais **son principe de fonctionnement est resté le même : une source de chaleur vaporise l'eau et la met sous pression, puis la vapeur crée met une pièce mobile en mouvement.**

La machine à vapeur peut donc être décomposée en deux parties : le générateur de vapeur, auquel nous nous intéressons dans ce rapport, et la pièce mobile, le piston. Au XVII^e siècle, le générateur de vapeur était composé d'un réservoir d'eau reposant sur un feu de bois. Cette invention est à l'origine de la révolution industrielle. Cela a permis la mécanisation des ateliers, et ainsi l'amélioration de la productivité et le progrès de la société.

Depuis cette époque, le montage a considérablement évolué. Le feu de bois est aujourd'hui remplacé par un brûleur à gaz au-dessus duquel se trouve un tuyau d'eau en écoulement. Le tout est installé dans une chambre de combustion pour diminuer les pertes de chaleur et ainsi augmenter le rendement. De plus, des appareils, appelés débitmètres, permettent de régler avec précision les flux de l'eau, du carburant ainsi que du comburant. C'est ce type de générateur de vapeur que nous avons étudié.

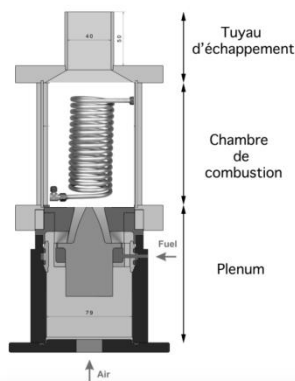


Figure 1 : Modèle de générateur de vapeur étudié

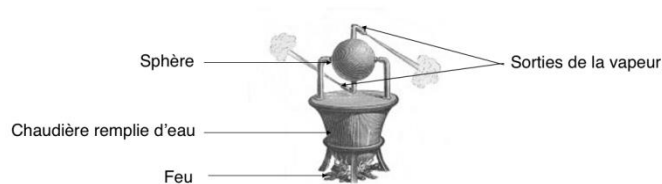


Figure 2 : Eolipyle de Héron (1er siècle ap J.C.)

2) Organisation du travail

Pour réaliser ce projet, nous avons utilisé des notions de thermodynamique et de thermochimie étudiées cette année. Nous avons également assimilé de nouvelles notions pour calculer les échanges thermiques au sein du générateur de vapeur. Pour cela, nous avons effectué des recherches documentaires à la bibliothèque de l'INSA, complétées par des recherches sur internet pour approfondir ces notions, grâce à des cours en ligne. Nous avons notamment étudié le livre **Thermodynamique des systèmes fluides et des machines thermiques** de Jean-Paul Fohr ainsi que le cours « Les échangeurs thermiques » d'E. Rouland de l'Université de Rouen, accessible en ligne.

De plus, à l'initiative de notre encadrant, nous avons également visité un laboratoire dédié à la combustion à l'INSA, ce qui nous a permis de visualiser les différentes chambres de combustion et ainsi de mieux appréhender notre projet. Nous avons alors commencé à imaginer notre futur générateur de vapeur et débuté notre modélisation.

Au cours de la première séance, nous nous sommes répartis le travail de recherche en trois groupes de deux étudiants, portant sur les différents phénomènes de convection, combustion et sur l'évolution des machines à vapeur à travers les époques. L'objectif était de lister toutes les informations et phénomènes à prendre en compte avant de démarrer notre propre conception d'un modèle de générateur de vapeur.

Une fois ces recherches effectuées, nous nous sommes répartis les tâches afin d'avancer en dehors des séances. Chaque semaine, nous présentions nos recherches et interrogations sous forme de Powerpoint au professeur responsable de notre projet. Ce suivi en séance nous permettait d'effectuer un bilan de notre avancée, et d'affiner notre modèle.

2- COMBUSTION

1) Paramétrisation de la réaction

Afin d'optimiser la combustion, nous avons étudié les propriétés de différents gaz pour déterminer celui qui était le plus adapté à notre cas d'étude. Nous nous sommes principalement intéressés au méthane, au butane et au propane qui figurent parmi les combustibles gazeux les plus couramment utilisés.

Nous avons étudié le **PCI** (Pouvoir Calorifique Inférieur) de chacun d'entre eux. Le PCI est l'énergie récupérée par la combustion : c'est la quantité de chaleur dégagée lors de la combustion complète.

Le PCI du méthane (**50,03 MJ/Kg**) est supérieur à celui du propane (**46,36 MJ/Kg**) et du butane (**45,75 MJ/Kg**). Tous ces combustibles ont donc un PCI du même ordre de grandeur. En revanche, le prix du méthane est le plus avantageux, ce qui est également un paramètre à prendre en compte si l'on souhaite que l'objet de recherche soit rentable.

Par la suite, nous avons étudié la combustion du méthane. Nous avons cherché à obtenir une combustion complète où tous les réactifs sont transformés en produits, c'est-à-dire que tout le méthane et l'oxygène introduits sont transformés uniquement en eau et en dioxyde de carbone. Une **combustion complète** permet d'obtenir une flamme bleue, caractéristique d'une flamme très chaude sans imbrûlés. Une **combustion incomplète** produit au contraire une flamme jaune, moins chaude qui libère de nombreuses particules imbrûlées à l'origine des fumées. Dans ce dernier cas, le rendement de la combustion sera moins intéressant et un traitement des suies devra être réalisé avant l'échappement des gaz. D'autre part, la combustion incomplète produit du monoxyde de carbone, toxique pour l'humain.

Pour parvenir à une combustion complète il faut introduire les réactifs en proportion stœchiométrique et les mélanger parfaitement. Pour cela, on mélange les gaz avant que la réaction n'ait lieu et on injecte ensuite le mélange dans la chambre de combustion. On obtient alors une flamme bleue dite de "pré-mélange".



Figure 3 : flamme de pré-mélange en combustion complète



Figure 4 : flamme de pré-mélange en combustion incomplète

Nous avons fait le choix d'utiliser une flamme *swirlée* dans notre chambre de combustion. Le *swirl* est un phénomène aérodynamique consistant à donner un mouvement de rotation axial aux gaz. Placer un *swirler* en entrée de la chambre de combustion permet d'homogénéiser le mélange air-méthane et d'injecter ce dernier avec un certain angle dans la chambre de combustion. Ainsi, la flamme produite est plus courte et la combustion de meilleure qualité.

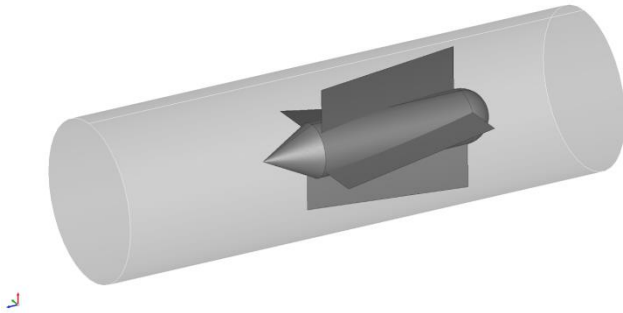


Figure 5 : Illustrations représentant un swirler axial et une flamme swirlée

2) Energie libérée par la réaction

La combustion étant désormais paramétrée nous allons nous intéresser à l'énergie libérée par la réaction.

La réaction de combustion du méthane (CH₄) correspond à la réaction de combustion complète de ce corps avec l'air (O₂, N₂), les produits étant dans leur état stable à une température choisie avec $\nu(\text{CH}_4) = -1$.

Nous voulons déterminer l'énergie produite durant la combustion, c'est-à-dire **l'enthalpie standard de combustion du méthane** à température ambiante, 298K. Nous utilisons alors la **loi de Hess** vue en cours de Thermochimie:

$$\Delta cH^\circ(298) = \sum \nu_i \Delta fH^\circ_i(298)$$

Notre équation de combustion étant : $\text{CH}_4 + 2 \text{O}_2 + A \text{N}_2 = \text{CO}_2 + 2 \text{H}_2\text{O} + A \text{N}_2$
 $A \approx 7,4$; la formule devient dans notre cas:

$$\Delta cH^\circ(298) = -\Delta fH(\text{CH}_4, g) - 2\Delta fH(\text{O}_2, g) + \Delta fH(\text{CO}_2, g) + 2\Delta fH(\text{H}_2\text{O}, l)$$

$$\text{On obtient } \Delta cH^\circ(298) = -890,3 \text{ K.J/mol}$$

L'enthalpie standard étant ainsi définie nous pouvons déterminer le PCI du méthane

$$PCI(\text{meth}) = \frac{\Delta cH^\circ(298)}{M(\text{CH}_4)} = 55,6 \text{ MJ/kg}$$

3) Calcul de la température des gaz brûlés

Nous allons utiliser le **bilan d'énergie** pour obtenir la température des gaz brûlés (gb).

Tout d'abord nous allons utiliser l'équation de **conservation d'énergie** :

$$\text{Energie Initiale} + \text{Energie Combustion} = \text{Energie Finale}$$

En réalisant le bilan sur les puissances on obtient :

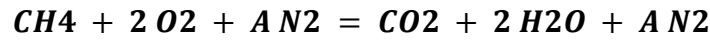
$$\dot{m}(\text{air}) * C_p(\text{air}) * T(\text{air}) + \dot{m}(\text{meth}) * PCI = \dot{m}(\text{gb}) * C_p(\text{cg}) * T(\text{gb})$$

\dot{m} : Débit massique

$$T(\text{gb}) = \frac{\dot{m}(\text{air}) * C_p(\text{air}) * T(\text{air}) + \dot{m}(\text{final}) * PCI}{C_p(\text{gb}) * \dot{m}(\text{gb})}$$

Finalement,

On déduit le débit d'air de l'équation de réaction :



avec $A \approx 7,4$

En une seconde, la combustion consomme 1 mole de méthane pour 2 moles d'oxygène. On obtient alors le débit d'oxygène suivant :

$$2 \frac{\dot{m}(\text{CH}_4)}{M(\text{CH}_4)} = \frac{\dot{m}(\text{O}_2)}{M(\text{O}_2)}$$

$$\Leftrightarrow \dot{m}(\text{O}_2) = 2 * M(\text{O}_2) \frac{\dot{m}(\text{CH}_4)}{M(\text{CH}_4)}$$

M : Masse molaire

De même pour le débit d'azote :

$$\dot{m}(\text{N}_2) = A * \dot{m}(\text{CH}_4) \frac{M(\text{N}_2)}{M(\text{CH}_4)}$$

Finalement on obtient le débit de l'air :

$$\dot{m}(\text{air}) = \dot{m}(\text{N}_2) + \dot{m}(\text{O}_2)$$

$$\dot{m}(\text{air}) = \dot{m}(\text{CH}_4) [2 * M(\text{O}_2) + A * M(\text{N}_2)] / M(\text{CH}_4)$$

$$\dot{m}(\text{air}) = 17 * \dot{m}(\text{CH}_4)$$

En introduisant le débit de l'air

$$T(\text{gb}) = \frac{\dot{m}(\text{CH}_4) * PCI(\text{CH}_4) + 17 * \dot{m}(\text{CH}_4) * Cp(\text{air}) * T(\text{air})}{[17 * \dot{m}(\text{CH}_4) + \dot{m}(\text{CH}_4)] * Cp(\text{gb})}$$

En simplifiant par le débit de méthane

$$T(\text{gb}) = \frac{PCI + 17 * Cp(\text{air}) * T(\text{air})}{18 * Cp(\text{gb})}$$

$$Cp(\text{gb}) = 1240 \text{ J}/(\text{kg}.\text{K})$$

Avec $Cp(\text{gb})$ calculé à 2200K et $Cp(\text{air})$ calculé à 298K

$$Cp(\text{air}) = 1006 \text{ J}/(\text{kg}.\text{K})$$

$$PCI(\text{CH}_4) = 50,03 \text{ MJ}/\text{kg}$$

Nous utiliserons alors pour la suite de nos calculs le PCI du méthane trouvé dans des tables. En effet, cela nous permettra d'obtenir une plus grande précision pour le dimensionnement.

On trouve alors :

$$T(\text{gb}) = 2470 \text{ K}$$

Nous obtenons donc la **température adiabatique de combustion**, soit la température des gaz brûlés dans le cas d'une combustion parfaite. Dans le cadre de notre projet, les expériences auraient lieu dans une chambre de combustion expérimentale aéronautique soumise à un certain nombre de refroidissements et contraintes techniques. Les gaz brûlés arriveraient déjà refroidis à l'échangeur. Nous n'avons pas étudié ce phénomène, la modélisation de ces pertes dépassant notre sujet. La température en entrée de l'échangeur est donc fixée à **950K**.

3. DIMENSIONNEMENT THERMIQUE D'UN BRULEUR A GAZ - PARTIE THEORIQUE

Différentes formules et lois régissent la thermodynamique. Nous avons donc effectué des recherches documentaires à ce sujet et, rapidement, plusieurs notions se sont révélées indispensables à la bonne réalisation du projet.

Nous allons les présenter dans ce paragraphe et expliquer en quoi elles interviennent dans la conception de notre générateur de vapeur.

Puis, nous allons mettre en avant la méthode que nous avons utilisée pour déterminer l'échange thermique entre la partie chaude de notre brûleur, la flamme, et la partie froide, l'eau.

Pour cela, nous utilisons une méthode présentée dans une publication des « *Techniques de l'ingénieur* ». Il s'agit de la **méthode DTLM** (*Différence de Température Logarithmique Moyenne*). Cette méthode s'applique dans les conditions suivantes. Tout d'abord, il faut qu'il y ait un échange d'énergie entre un fluide chaud et un fluide froid, au travers d'un échangeur. Dans notre cas, cet échange d'énergie se produit entre les gaz brûlés et l'eau liquide circulant dans un tube. Cette méthode est donc tout à fait indiquée.

Il est important de noter que **nous supposons notre chambre de combustion adiabatique** (i.e. pas de perte d'énergie au travers des parois ce qui est dans la réalité faux).

1) Quelques notions indispensables

Nous allons aborder ici quelques notions nécessaires à la bonne compréhension des phénomènes physiques régissant le fonctionnement de notre échangeur de chaleur.

a. Le nombre de Prandtl

« Le nombre de **Prandtl** caractérise le rapport entre la rapidité des phénomènes thermiques et des phénomènes hydrodynamiques (frottements et turbulences) dans un fluide. »
Wikipédia

Ainsi, **un nombre de Prandtl élevé signifie que le profil de température dans le fluide sera grandement influencé par le profil de vitesse.**

$$\text{Pr} = \frac{\mu c_p}{\lambda}$$

Figure 6 : Expression de la formule de Prandtl

- λ la conductivité thermique en $\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$
- ρ la masse volumique du fluide en kg m^{-3}
- μ la viscosité dynamique en $\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$
- c_p la capacité thermique massique à pression constante en $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$

Ce rapport entre la viscosité dynamique et la conductivité thermique équivaut au rapport entre la dissipation d'énergie visqueuse et la dissipation d'énergie par transfert thermique. Par exemple, pour les métaux fondus, un nombre de Prandtl élevé se traduit par de meilleurs échanges thermiques.

b. Le nombre de Reynolds

Intéressons-nous maintenant au nombre de **Reynolds**. Il permet de caractériser la nature d'un écoulement, c'est-à-dire soit laminaire, soit turbulent. Ce nombre est prédominant dans l'élaboration des différents modèles d'échanges thermiques.

Donnons quelques définitions :

- ✓ Un écoulement est dit **laminaire** lorsque l'ensemble des particules de fluide s'écoule dans la même direction.
- ✓ Par opposition, un écoulement est dit **turbulent** lorsque les particules de fluide forment des tourbillons entre elles, et se perturbent. Cette transition s'effectue pour un Reynolds situé aux alentours de 2000 dans le cadre d'un écoulement autour d'un tube.

$$Re = \frac{\rho V L}{\mu}$$

Figure 7 : Expression de la formule de Reynolds

- ρ la masse volumique du fluide en $kg\ m^{-3}$
- μ la viscosité dynamique en $kg\ m^{-1}\ s^{-1}$
- V la vitesse du fluide en $m\ s^{-1}$
- L la dimension caractéristique en m

Par exemple, une vitesse importante génère plus facilement des tourbillons, tandis qu'une masse volumique élevée aura tendance à favoriser une dissipation rapide des tourbillons.

Dans notre cas, **il est plus intéressant d'avoir un écoulement d'eau laminaire dans le tuyau, afin de limiter la perte de charges liée aux tourbillons.**

L'écoulement d'air chaud dans la chambre de combustion est lui au contraire, **turbulent**. En effet, pour un écoulement de ce type, l'énergie cinétique du fluide se dissipe sous forme de chaleur, ce qui est nécessaire afin de transmettre le maximum d'énergie à notre tuyau d'eau.

c. Le nombre de Nusselt

Enfin, nous nous sommes également intéressés au nombre de **Nusselt**. Ce nombre permet de **caractériser les transferts thermiques entre un fluide et une paroi.**

$$Nu = \frac{hL_c}{\lambda}$$

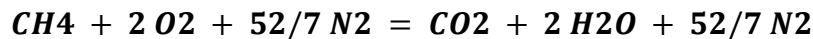
Figure 8 : Expression de la formule de Nusselt

- h la valeur du coefficient d'échange convectif en $kg\ m^{-2}\ s^{-1}$
- L la longueur caractéristique en m (ici le diamètre car l'écoulement est dans une conduite)
- λ la conductivité thermique du fluide en $kg\ m^{-1}\ s^{-1}$

d. Calcul de la vitesse du gaz brûlé dans la chambre

Pour le calcul du Reynolds, nous avons besoin de connaître la vitesse du fluide. Dans le cas où nous calculons h_c , le coefficient d'échange convectif du fluide chaud, nous avons besoin de la vitesse de l'air.

La connaissance du débit massique du méthane, valeur que l'on a choisi de fixer à 0,2 g/s pour faire le dimensionnement, et la formule de combustion du méthane,



nous permettent de déterminer la vitesse du mélange des gaz brûlés.

Pour cela, il nous suffit d'utiliser la formule : $\dot{m} = \rho VS$ et la conservation de la masse (=> débit massique du mélange est constant) pour déterminer la vitesse du mélange gazeux s'écoulant dans notre chambre.

2) Méthode du DTLM pour dimensionner l'échange thermique

Comme expliqué précédemment, pour réaliser le dimensionnement thermique de notre échangeur, nous nous sommes basés sur la méthode du DTLM.

Elle se base sur la formule suivante:

$$P = K.S.DTLM$$

Où

- P est la puissance échangée en kW,
- K est le coefficient d'échange global entre les fluides 1 et 2 situés de part et d'autre de la paroi d'échange en kW/m²/K,
- S la surface d'échange en m²
- $DTLM$ qui est la différence de température logarithmique moyenne en K.

a. Puissance échangée, P

La puissance échangée dans cette formule est équivalente à la puissance à fournir à l'eau pour atteindre l'ébullition et si nécessaire pour surchauffer la vapeur en sortie.

La puissance se calcule via la formule : $P = \dot{m} * \Delta H$ H étant l'enthalpie

Pour calculer l'enthalpie de l'eau en sortie, c'est à dire l'enthalpie de la vapeur surchauffée, il est nécessaire de **connaître la température d'ébullition**.

La pression en sortie (P_s) étant connue (car fixée et contrôlable par une vanne mécanique), il est possible de connaître la température d'ébullition de l'eau dans notre cas.

En effet, la température d'ébullition et la pression sont liées par le modèle suivant :

$$\theta = \frac{1\,168,4 + 228,42 \ln(p)}{11,727 - \ln(p)}$$

avec P la pression en bar, θ la température d'ébullition en degrés Celsius.

Note: Cette formule est valable avec moins de 0,5 % d'erreur entre 0,02 bar et 128 bars, ce qui est bien le cas ici.

Ainsi avec la pression de sortie et la température d'ébullition, il est possible de calculer l'enthalpie de la vapeur saturante grâce aux modèles suivants :

$$H_{V \text{ saturée}} = H_{L \text{ eau bouillante}} + \Delta H_{\text{vap eau}}$$

$$H_{L \text{ eau bouillante}} = 4,186 (0,9984 \times \theta + 0,2425 \times p)$$

$$\Delta H_{\text{vap eau}} = 4,186 (600,54 - 0,6093 \times \theta - 0,9576 \times p)$$

avec θ en °C et p en bar abs.

avec θ en °C et p en bar abs.

Nous avons souhaité rajouter la possibilité de surchauffer la vapeur en sortie.

Dans le cas où nous souhaiterions surchauffer la vapeur en sortie, on détermine l'enthalpie de la vapeur d'eau surchauffée grâce à la formule suivante :

$$H_{V \text{ surchauffée}} = H_{V \text{ saturée}} + \int_{\theta_{\text{sat}}}^{\theta} C_{p_{\text{vapeur}}} d\theta$$

avec $C_{p_{\text{vapeur}}}$ en $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$; θ en °C ; H en $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$.

$$C_{p_{\text{vapeur}}} = 4,186 \left(\frac{1}{1 + \frac{1}{12,2p}} \right) \left(0,485 + (p+6) \frac{0,88}{(\theta - \theta_{\text{sat}}) + 90} \right)$$

avec θ en °C et p en bar abs.

Note : Les formules et relations sont tirés d'une publication des Techniques de l'ingénieur (Réf : F3003V1) intitulé : Évaporation - Principes généraux par Martine DECLoux et Bernard REMOND.

Ainsi on peut décomposer la formule de la puissance échangée en deux parties :

$$P_{\text{vaporisation}} = \dot{m} * (H_{\text{vsaturée}} - H_{\text{eau}}) \text{ en kJ/s} = \text{KW}$$

$$P_{\text{surchauffe}} = \dot{m} * (H_{\text{vsurchauffée}} - H_{\text{vsaturée}}) \text{ en kJ/s} = \text{KW}$$

Et donc la puissance totale à fournir, s'obtient en sommant ces deux formules:

$$P_{\text{totale}} = P_{\text{surchauffe}} + P_{\text{vaporisation}}$$

$$P_{\text{totale}} = \dot{m} * (H_{\text{vsurchauffée}} - H_{\text{eau}}) \text{ en kJ/s} = \text{KW}$$

Ainsi, le terme de la puissance dans la relation $P = K.S.DTLM$ n'est plus une inconnue, nous pouvons donc le calculer.

b. Calcul du terme du DTLM

Comme nous l'avons vu précédemment, DTLM signifie Différence de Température Logarithmique Moyenne. Il s'agit d'une des méthodes possibles pour dimensionner un échangeur de chaleur. Plus le DTLM est important, plus les échanges de chaleur seront importants.

Il existe 2 relations pour calculer le DTLM, celles-ci dépendent du fait que l'échangeur est à **co-courant** ou à **contre-courant**.

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{1e} - T_{2e}) - (T_{1s} - T_{2s})}{\ln\left(\frac{T_{1e} - T_{2e}}{T_{1s} - T_{2s}}\right)}$$

co-courant :

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{1e} - T_{2s}) - (T_{1s} - T_{2e})}{\ln\left(\frac{T_{1e} - T_{2s}}{T_{1s} - T_{2e}}\right)}$$

contre-courant :

Notre échangeur est un échangeur à co-courant c'est-à-dire que les fluides chauds et froids s'écoulent parallèlement l'un à l'autre et dans le même sens. En effet, ceci permet d'éviter la remontée de bulles d'air dans le tuyau. Nous devons respecter certaines contraintes liées aux caractéristiques de la chambre. Notre entrée d'eau se fait en bas de la chambre de combustion, elle remonte au travers d'un tube en spirales jusqu'en haut de la chambre où elle sort à un peu plus de 100°C. La chambre possède les dimensions suivantes : **100mm par 100mm (largeur / profondeur) par 220mm en hauteur.**

Dans notre exemple, le fluide chaud correspond au mélange stœchiométrique de dioxyde de carbone, d'eau et de diazote. Le fluide froid correspond quant à lui à l'eau liquide qui circule dans le tuyau.

Son expression est la suivante :

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

Figure 9 : Expression de la formule du DTLM

$$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fe}$$

$$\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fs}$$

T_{ce}, T_{fe} températures d'entrée des fluides respectivement chaud et froid

T_{cs}, T_{fs} températures de sortie des fluides respectivement chaud et froid

Dans la partie suivante le calcul précis du DTLM est détaillé avec les différentes valeurs fixées de températures.

c. Coefficient d'échange global

Nous allons ici nous intéresser au coefficient d'échange global K. Il est défini de la façon suivante :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}}$$

Figure 10 : Expression du coefficient d'échange global

- h_c le coefficient d'échange par convection pour le fluide chaud
- h_f le coefficient d'échange par convection pour le fluide froid
- e l'épaisseur de la paroi du tube en m
- λ la conductivité thermique du matériau en $kg\ m^{-1}\ s^{-1}$

Remarque : Nous avons ici négligé dans le calcul de k la résistance due à l'encrassement de la paroi au cours du temps. En effet, notre conduite est large (10mm de diamètre), et la combustion est stœchiométrique, ce qui limite le dépôt d'impuretés sur les parois.

Il existe différents types de transfert de chaleur. Les **3 types d'échange thermique** sont :

- les échanges **conductifs**, dans le cas des matériaux solides comme les métaux ils sont réalisés grâce à la propagation de proche en proche de la chaleur.
- les échanges **convectifs**, dans le cas des fluides (gazeux, liquides), ils sont dus aux mouvements des fluides.
- les échanges par **rayonnement**, sont liés à l'émission d'ondes électromagnétiques d'un corps chaud.

Dans notre cas, nous avons ces 3 types d'échange : tout d'abord, l'échange conductif avec le matériau constitutif du tuyau, puis les échanges convectifs à l'extérieur du tuyau (air chaud) et à l'intérieur du tuyau (eau / vapeur). Enfin, il y a également les échanges par rayonnement dus principalement à la flamme du brûleur. Cependant, dans un souci de simplification des calculs, le terme lié au rayonnement sera négligé. En effet, en se plaçant dans des conditions stœchiométriques, la flamme est bleue, donc son rayonnement faible.

Il nous faut alors par la suite déterminer les valeurs de h_c et h_f . Pour ce faire, nous utilisons la formule du Nusselt.

$$Nu = \frac{hL_c}{\lambda}$$

Remarque: Cette formule est applicable dans le cas du fluide chaud ou froid en posant h_c ou h_f . Cela dépend de l'échange que nous souhaitons étudier.

Pour calculer le nombre de Nusselt, il existe différentes corrélations utilisables dans des cas précis.

En voici quelques-unes :

$$Nu = 1,86 \left[Re.Pr. \left(\frac{D}{L} \right) \right]^{0,33} \left(\frac{\mu_m}{\mu_p} \right)^{0,14}$$

Figure 11 : Corrélation empirique de Sieder et Tate, cas d'un écoulement laminaire dans une conduite

$$Nu = A(Re)^m$$

Re	A	m
$1 < Re < 4$	0,891	0,330
$4 < Re < 40$	0,821	0,385
$40 < Re < 4.10^3$	0,615	0,466
$4.10^3 < Re < 4.10^4$	0,174	0,618
$4.10^4 < Re < 4.10^5$	0,024	0,805

Figure 12 : Corrélation de Hilpert, cas d'un écoulement autour d'un tube

$$Nu = 0.664(Pr^{1/3})(Re^{1/2})$$

Figure 13 : Corrélation dans le cas d'un liquide en convection forcée externe

La convection forcée externe peut être définie de la manière suivante. S'il y a un obstacle autour duquel le fluide s'écoule mais que le fluide peut le contourner sans être confiné, alors cette convection forcée est qualifiée de « convection forcée externe ».

Avec :

- *Pr* le nombre de Prandtl
- *Re* le nombre de Reynolds
- *D* le diamètre du tube,
- *L* longueur du tuyau
- μ_m et μ_p qui sont respectivement la viscosité dynamique de l'eau en son centre et celle sur la paroi.
- *A* et *m* des constantes à déterminer en fonction de la valeur de *Re*

4. DIMENSIONNEMENT DE L'ECHANGEUR

Tous les calculs réalisés pour le dimensionnement l'ont été sous Python, et leurs détails précis sont disponibles en annexe.

Après avoir établi toute la théorie nécessaire au dimensionnement de notre échangeur, cette partie est consacrée à son **application concrète**.

Nous avons, dans un premier temps, pris en compte les contraintes liées au matériel disponible.

En effet, les dimensions extérieures de la chambre de combustion devant contenir la tuyauterie d'eau à vaporiser sont imposées.

- Celle-ci fait **100mm par 100mm (largeur / profondeur) par 220mm en hauteur**.
- Par ailleurs, l'injecteur qui permet l'alimentation en carburant (méthane) fonctionne dans une certaine plage de débit (**entre 0.2 et 0.4 g/s**)
- le tuyau est imposé de la façon suivante : **diamètre extérieur 10mm et épaisseur 1mm**.
- Enfin, la température de l'eau en entrée est de **10°C**.

1) Choix du matériau

Comme vu dans la partie III : « Dimensionnement thermique d'un brûleur à gaz - Partie théorique », le choix du matériau est important car les caractéristiques intrinsèques de celui-ci entrent directement en compte lors des calculs de dimensionnement.

Métaux	Conductivité thermique (W/(m.°C))	T° de fusion en °C	Prix en €/kg
Acier	45	1500	0,629
Aluminium	237	660	1,658
Cuivre	386	1085	5,607
Fer	80	1538	0,079
Laiton	120	900	2
Nickel	91	1455	10,8
Plomb	35	327,5	1,836
Zinc	116	419,5	2,409
Or	314	1064,18	41400
Argent	418	961,78	500
Inox	16,3	1450	2,249

Figure 14 : Tableau représentant les différentes caractéristiques de métaux

Nous avons donc choisi le **cuivre** comme matériau pour le tuyau de notre échangeur. En effet, c'est le seul, à un prix raisonnable, qui allie à la fois une conductivité thermique importante (**386 W/m°C**), afin de maximiser les échanges de chaleur entre l'air chaud et l'eau, et une température de fusion suffisamment élevée (1085°C), afin que le tuyau ne fonde pas sous l'effet de la chaleur. En effet, la température des gaz brûlés avoisine les 940K.

Le matériau ayant été choisi, nous pouvons déterminer le dimensionnement de la tuyauterie d'eau.

2) Données fixées

- Pression de la vapeur en sortie : **Pression atmosphérique**
- Débit massique de méthane : **0.2 g/s**
- Température de l'eau en entrée : **10°C**
- Débit massique de l'eau : **1g/s**

Nous avons choisi de commencer notre dimensionnement en imposant la valeur du débit de méthane en entrée, valeur comprise dans la plage de fonctionnement.

Grâce à la méthode DTLM expliquée précédemment, nous avons pu réaliser les calculs pour dimensionner notre tuyau.

3) Puissance à fournir

Tout d'abord, pour calculer la puissance à fournir pour atteindre l'ébullition, nous avons choisi de prendre une pression de sortie égale à la pression atmosphérique donc 1 bar, et de ne pas surchauffer la vapeur en sortie.

Ainsi, grâce aux formules précédemment montrées en partie III, nous obtenons une puissance de **2.6 KW**.

4) Coefficient d'échange global

Comme vu dans la partie précédente, le calcul du coefficient k se décompose en 3 parties.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}}$$

a- Calcul du h_c (coefficient d'échange côté chaud, air/tube)

Pour calculer ce coefficient, nous allons passer par le nombre de Nusselt (Nu) et les relations montrées dans la partie III.

En effet, h_c et Nu sont liées de la façon suivante :

$$h_c = \frac{Nu\lambda}{L}$$

Dans notre cas, la longueur caractéristique, L, est égale au diamètre hydraulique, notée D_h .

Il est calculé en appliquant la relation suivante :

$$Dh = \frac{4.At}{Pm}$$

avec

- At = section droite
- Pm = périmètre mouillé par le fluide
- c le côté de la chambre
- A l'aire de la chambre

Ce qui donne dans notre cas :

$$Dh = \frac{4A}{4c}$$

En effet, notre fluide circule dans la chambre de combustion qui est de forme rectangulaire.

On obtient alors **$D_h = 10 \text{ cm}$** .

On suppose que les propriétés thermiques du mélange gazeux formé par la combustion sont assimilables à celle de l'air sec. On prend donc la valeur de λ pour de l'air sec à 950K, soit **$0,0628 \text{ W/(m.K)}$** .

Concernant le calcul du nombre de Nusselt, nous avons procédé de 2 manières différentes car nous avons trouvé deux relations pouvant s'appliquer à notre cas.

i) Calcul du Nusselt, première version en utilisant la relation de Hilpert :

Pour cela, il est nécessaire de calculer le nombre de Reynolds.

Rappel de la relation de Hilpert: **$Nu=A(Re)^m$**

Avec :

Re	A	m
$1 < Re < 4$	0,891	0,330
$4 < Re < 40$	0,821	0,385
$40 < Re < 4.10^3$	0,615	0,466
$4.10^3 < Re < 4.10^4$	0,174	0,618
$4.10^4 < Re < 4.10^5$	0,024	0,805

- Calcul du Reynolds :

Le Reynolds se calcule grâce à la relation suivante:

$$Re = \frac{\rho V L}{\mu}$$

Pour le calcul on prend

- une **masse volumique de l'air** (ρ) de **0,3529 Kg/(m³)**, obtenue en divisant la masse d'air par mole (calculée via l'équation de combustion) par le volume molaire d'un gaz parfait pris à la température des gaz brûlés.
- une **vitesse de l'air** (V) de **1,27 m/s**, calculée grâce aux formules précédemment expliquées
- une **dimension caractéristique** (L), qui est le diamètre hydraulique calculé expliqué ci-dessus, soit 0,1 m
- une **viscosité dynamique de l'air**, pris à la température des gaz brûlés, de **3,9*10⁵ Kg/(m.s)**

On obtient alors un Reynolds de **1146**.

Ainsi, grâce à la relation de Hilpert, on obtient un Nusselt de **16,4** (A=0,615 et m=0,466)

ii) Calcul du Nusselt, cas d'une convection forcée externe :

Remarque : Le manque de données sur le gaz brûlé nous oblige à les assimiler à de l'air à plusieurs reprises.

- Calcul du Reynolds

Il est important de calculer le nombre de Reynolds afin de connaître le type d'écoulement auquel on a à faire. Cela permet d'utiliser les formules appropriées.

Comme montré précédemment on calcule de nouveau le Reynolds mais cette fois avec une autre corrélation.

Ce qui nous donne **Re=1146**, cette valeur étant inférieure à 2000 nous pouvons en conclure que **l'écoulement est laminaire**.

Nous avons donc un fluide laminaire s'écoulant librement autour d'un obstacle sans être confiné, nous pouvons donc dire que **nous sommes dans le cas d'une convection forcée externe**.

Dans le cas de l'eau et de l'air et d'une convection forcée externe nous avons :

$$\text{Nu} = 0.664(\text{Pr}^{1/4})(\text{Re}^{1/2})$$

- Calcul du Prandtl

On réalise une **approximation avec l'air en raison des similitudes de composition entre l'air et le gaz en sortie**, tous deux étant essentiellement composés d'azote.

Pr=0.700

On obtient alors **Nu=0.664(0.813^{1/4})(87.38^{1/2})=6,31**

iii) Explication de la différence entre les deux méthodes :

Nous avons donc employé deux méthodes différentes:

- Les **corrélations expérimentales proposées par Hilpert**. Ces deux méthodes fonctionnent dans le cas d'un fluide s'écoulant autour d'un tuyau. Toutefois elle implique de supposer Prandtl constant tel que **Pr = 0.75**, or Prandtl varie de manière non négligeable en fonction de la température.
- **L'équation donnée par la supposition que l'on a un écoulement laminaire et une convection forcée externe**. Cependant, pour que la convection soit considérée externe il faut que le fluide s'écoule librement autour du tuyau, cela pourrait ne pas être le cas si le tuyau est trop proche de la paroi. Cela implique également que contrairement à notre supposition initiale, les échanges de chaleur à travers la paroi ne sont pas négligeables.

De ce fait, **nous prendrons pour la suite du dimensionnement la deuxième méthode pour le calcul du Nusselt.**

On retient pour valeur de **h_c, 4,06 W/(m².°C)**

b-Calcul du h_f (coefficient d'échange côté froid, tube/ eau)

Pour calculer ce coefficient de l'échange coté liquide, nous allons **supposer que l'échange se fait entre la partie liquide et la paroi.**

Nous prendrons une hypothèse simplificatrice. L'eau sera prise à la température moyenne, c'est-à-dire la moyenne entre la température en entrée (10°C) et la température d'ébullition (100°C à la pression atmosphérique). Nous retiendrons alors la valeur de 60°C. Enfin, cette hypothèse nous permet d'utiliser les corrélations empiriques de Sieder et Tate dans le cas d'un liquide définie précédemment :

$$Nu = 1,86 \left[Re.Pr. \left(\frac{D}{L} \right) \right]^{0,33} \left(\frac{\mu_m}{\mu_p} \right)^{0,14}$$

On suppose alors que la température à la paroi est la température d'ébullition.

Nous avons donc $m = 0,469 \cdot 10^{-3}$ et $\rho = 0,281 \cdot 10^{-3}$ en Kg/(m.s), ce qui nous donne un nombre de Reynolds de **340**.

En prenant les valeurs suivantes :

- chaleur massique de l'eau de **4184 J/(K.kg)**,
- une viscosité dynamique de l'eau de **0,469*10⁻³ Kg/(m.s)**
- et enfin une conductivité thermique de l'eau de **0,651 W/(m.K)**.

Valeurs prises à la température de 950K.

On obtient alors un **Prandtl de 3,014**

On trouve alors avec cette corrélation **Nu=3,65**

Finalement, avec la formule: $hf = \frac{Nu\lambda}{L}$, on retient pour h_f la valeur de **297,83 W/(m².°C)**

c-Calcul du $\frac{e}{\lambda}$ (coefficient d'échange dans le matériau)

- e correspond à l'épaisseur du tuyau. Nous avons **e=1 mm**
- λ est la conductivité thermique du matériau. Nous avons pris du cuivre donc $\lambda = 396$ W/m*K. Valeur prise à la température de 950K.

Nous avons donc $\frac{e}{\lambda} = 2,60 \cdot 10^{-6}$ W/(m².°C). On remarque alors que $\frac{e}{\lambda} \ll \frac{1}{h_f}$ et $\frac{1}{hc}$. On en conclut donc que l'échange thermique à travers un matériau a beaucoup moins d'influence sur le calcul du coefficient d'échange global qu'un échange entre solide et fluides (gaz et liquide)

On peut ainsi calculer la valeur de k , grâce à la formule exposée précédemment.

On obtient **k=4,00 W/(m².°C)**

5 / DTLM

Nous allons maintenant nous intéresser au calcul du DTLM de notre échange, via la formule montrée en partie II/.

Pour appliquer le DTLM, il faut connaître les températures d'entrée du fluide froid et du fluide chaud, ainsi que les températures en sortie. Cependant, nous ne connaissons pas la température des gaz brûlés en sortie de la chambre de combustion. **Une estimation de 100K de moins que la température des gaz brûlés nous a paru acceptable.**

Nous connaissons alors chacun des termes de la formule

$$P = K.S.DTLM$$

Il nous est alors possible de connaître la surface de tuyau nécessaire dans notre cas.

- *d le diamètre externe de notre tuyau*

$$S = \frac{P}{K * DTLM} , \text{ avec } S = Ld\pi$$

$$L = \frac{P}{K * DTLM * \pi * d}$$

6) Résultat du dimensionnement

Finalement, en utilisant les données que nous avons fixées, nous obtenons une surface d'échange égale à **1m²**. Grâce à cette valeur nous pouvons alors dimensionner notre tuyau. Etant donné que le tuyau mis à notre disposition a un diamètre de **10mm**, on trouve par un rapide calcul que celui-ci doit avoir une longueur de **1 m**.

Pour qu'il puisse rentrer intégralement dans la chambre à combustion nous avons opté pour une **structure hélicoïdale à 7 spires**. En tenant compte des dimensions de la chambre et de la longueur du tuyau, nous obtenons, à l'aide de la formule ci-dessous, un tuyau de cette dimension.

$$L = \sqrt{7\left[\left(\frac{h}{7}\right)^2 + (\pi(d-r))^2\right]}$$

avec h= 93mm

r=5mm

d=10mm

On trouve alors une longueur de tuyau de 1m. Ce résultat nous semble acceptable au vu du nombre de spires proposé et du design présenté ci-dessous. Néanmoins, un bon moyen de faire diminuer cette longueur serait d'augmenter la puissance de combustion, et donc d'augmenter les débits d'entrée d'air et du méthane.

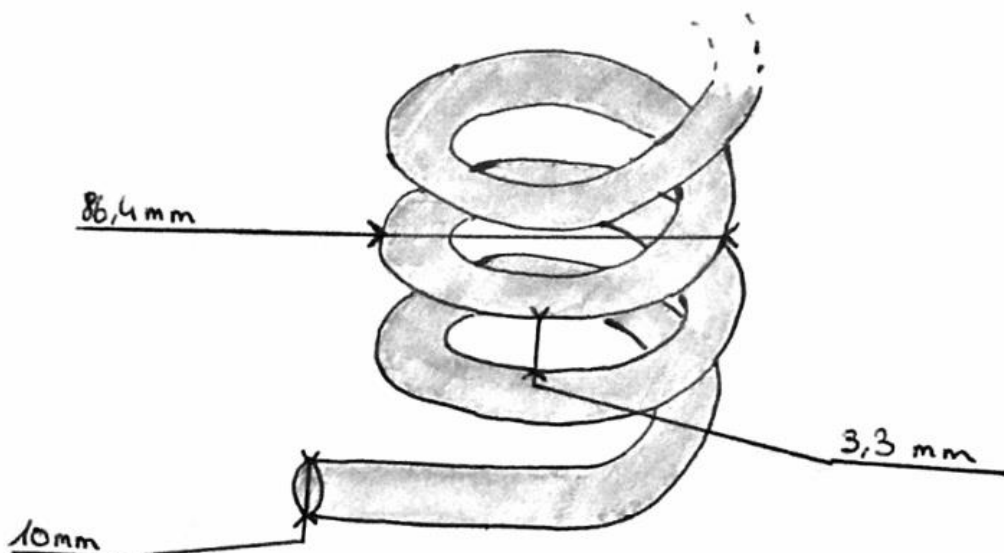


Figure 15 : Dessin représentant notre tuyau dimensionné

TABLEAU RÉCAPITULATIF DE TOUTES LES DONNÉES FIXÉES ET DÉTERMINÉES

VARIABLES	VALEURS
Dimension chambre combustion	100x100x200 (largeur/profondeur/hauteur) (mm)
Débit massique du méthane	0,2 g/s
Pression de la vapeur en sortie	1 bar
Débit massique de l'eau	1g/s
Température de l'eau en entrée	283K
Température de l'eau en sortie	383K
Température des gaz brûlés en entrée	950K
Température des gaz brûlés en sortie	850K
DTLM	20,68
Puissance nécessaire	2,6kW
Reynolds (h_c)	1146
Prandtl (h_c)	0,7
Nusselt (h_c)	6,31
h_c	4,06 W/(m ² .°C)
Reynolds (h_f)	340
Prandtl (h_f)	3,014
Nusselt (h_f)	3,65
h_f	297,83 W/(m ² .°C)
$\frac{e}{\lambda}$	2,6*10 ⁻⁶ W/(m ² .°C)
k	4,00 W/(m ² .°C)
Dimensions du tuyau	8mm de diamètre, 1mm d'épaisseur, 1m de longueur

CONCLUSION

Ce projet nous a permis d'approfondir nos connaissances sur la machine à vapeur, qui est une invention clé de l'Histoire. En effet, nous avons découvert son évolution au cours des années mais aussi son fonctionnement.

La création de notre modèle théorique, nous a donné l'occasion d'apprendre de nouvelles notions scientifiques ainsi que de nous ré-approprier les cours de thermodynamique étudiés au semestre précédent.

Par ailleurs, n'ayant eu au cours de cette année qu'un premier aperçu de la mécanique des fluides, nous avons dû acquérir un certain nombre des connaissances nécessaires par nous-mêmes pour pouvoir réaliser les calculs adéquats.

Sur le plan personnel, nous sortons enrichis de ce projet. En effet, l'encadrement par notre enseignant responsable nous a permis d'avoir une progression régulière dans la réalisation du projet et parfois de ré-orienter certaines recherches. Par ailleurs, la confrontation d'idées avec les membres du groupe a souvent permis de faire émerger les bonnes idées.

Nous avons ainsi développé de nouvelles compétences nécessaires à un travail de groupe sur longue période. De plus, nous avons acquis une méthodologie et de la rigueur qui nous aideront lors de nos futurs projets en tant qu'ingénieurs.

Ce projet n'est cependant pas totalement abouti. En effet, ayant passé un certain temps au début du semestre à assimiler des notions de mécanique des fluides, tous les aspects à prendre en compte et certains axes d'améliorations n'ont pas pu être développés. On pourrait citer par exemple, une partie expérimentale, ou bien la modélisation des pertes de chaleur. Pour l'affiner, il faudrait alors réaliser une série de mesures dans une chambre de combustion, ce qui permettrait de comparer les valeurs théoriques déterminées aux valeurs expérimentales.

Enfin, nous tenons à remercier notre responsable de projet Clément Brunet pour son aide ainsi que pour ses conseils avisés.

BIBLIOGRAPHIE

- Photo chambre combustion:
http://cerfacs.fr/~cfdbib/repository/TH_CFD_09_33.pdf
- les échanges thermiques d'E. Rouland de l'Université de Rouen
<http://gsi-energie.univ-rouen.fr/IMG/pdf/cours-iup-me-echangeurthermique-2.pdf>
- PCI méthane:
[https://fr.wikipedia.org/wiki/Pouvoir_calorifique#Pouvoir_calorifique_inférieur_\(PCI\)_de_composés_organiques_purs_\(à_25_°C\)](https://fr.wikipedia.org/wiki/Pouvoir_calorifique#Pouvoir_calorifique_inférieur_(PCI)_de_composés_organiques_purs_(à_25_°C))
- Flamme swirlée:
<https://core.ac.uk/download/pdf/3148732.pdf>
- Calcul de température de flamme:
https://www.cours-examens.org/images/Etudes_superieures/Pharmacie/2_annee/Chimie_minerale/lycee_fenelon/thermo_chimique/thermochimie_chapitre3.pdf
- Jean-Paul Fohr, "Thermodynamique des systèmes fluides et des machines thermiques" *Hermès / Lavoisier*, 2010
- Tableau Cp:
<http://www.edu.upmc.fr/chimie/lc101-202-301/communs/public/capcalo.htm>
- Les techniques de l'ingénieur :
-Échangeurs de chaleur - Dimensionnement thermique (Ref : BE9517 V1) par André BONTEMPS, Jean-François FOURMIGUÉ
-Évaporation - Principes généraux (Ref : F3003 V1) par Martine DECLoux et Bernard REMOND.
- Cours de TRANSFERTS CONVECTIFS à l'INSA de ROUEN Spécialité Énergétique et Propulsion par Jean MAQUET
- Cours de l'ENSTA (École nationale supérieure de techniques avancées), Convection Forcée par P-Y. Lagrée

TABLE DES FIGURES

Figure 1 : Modèle de générateur de vapeur étudié	Figure 2 : Eolipyle de Héron (1er siècle ap J.C.)..	2
Figure 3 : flamme de pré-mélange en combustion complète		4
Figure 4 : flamme de pré-mélange en combustion incomplète		4
Figure 5 : Illustrations représentant un swirler axial et une flamme swirlée		5
Figure 6 : Expression de la formule de Prandtl		9
Figure 7 : Expression de la formule de Reynolds.....		10
Figure 8 : Expression de la formule de Nusselt		10
Figure 9 : Expression de la formule du DTLM.....		14
Figure 10 : Expression du coefficient d'échange global		14
Figure 11 : Corrélation empirique de Sieder et Tate, cas d'un écoulement laminaire dans une conduite.....		16
Figure 12 : Corrélation de Hilpert, cas d'un écoulement autour d'un tube		16
Figure 13 : Corrélation dans le cas d'un liquide en convection forcée externe		16
Figure 14 : Tableau représentant les différentes caractéristiques de métaux		17
Figure 15 : Dessin représentant notre tuyau dimensionné		24
Figure 16 : Ensemble des données fixées.....		29
Figure 17 : Calcul de la masse volumique des gaz brûlés.....		29
Figure 18 : Calcul de la puissance nécessaire à la réalisation de l'échange		30
Figure 19 : Calcul du Reynolds côté air		30
Figure 20 : Calcul du Nusselt côté air, corrélation de Hilpert.....		31
Figure 21 : Calcul du Nusselt côté air, convection forcée (1)		31
Figure 22 : Calcul du Nusselt côté air, convection forcée (2)		32
Figure 23 : Calcul des coefficients d'échange par convection.....		32
Figure 24 : Calcul du coefficient d'échange global		33
Figure 25 : Calcul du DTLM en co-courant		33
Figure 26 : Calcul de la surface d'échange et de la longueur de tuyau nécessaire		33

ANNEXE

Tous les codes présentés ici sont rédigés en Python et codés avec Jupyter

```
In [1]: import math

In [2]: #Données
Ps = 1 #Pression en sortie en bar
débit_massique_méthane = 0.2 # g/s
T_gazbrulé = 942.3 # en kelvin
R = 8.314 # Constante universelle des gaz parfaits
Température_Eau_entrée = 10 # en degrés
débit_massique_eau = 0.001 # kg/s soit 1g/s

H1 = 41.391 # Enthalpie de l'eau en entrée, eau à 10C°
TempSurchauffe = 0 # on surchauffe de 70°C
Pc = 1 # Pression dans la chambre en bars
Diamètre_tuyau_externe = 0.01 # en m
Diamètre_tuyau_interne = 0.008 # en m
Rayon_spiral = 0.031
viscosité_dynamique_air = 3.9*10**(-5) # viscosité dynamique de l'eau Kg/(m.s)
coté_chambre = 0.1 #m soit 10cm
conductivité_thermique_cuivre = 386 # W/m*K
conductivité_thermique_air = 0.0628 # W/m*K
epaisseur_tuyau = 0.001 # 1 mm

viscosité_dynamique_eau = 0.469*(10**(-3)) # à la température moyenne de l'eau 60°C et en Kg/m.s
masse_volumique_eau = 985.4 #Kg/m^3 à T moyen 60°C
conductivité_thermique_eau = 0.651 # en W/(m.K) à la T moyenne 60°C
chaleur_massique_eau = 4184 # en J/ (K.kg) à temp eau moyenne 60°C

Température_gaz_sortie = T_gazbrulé - 200 # en K° aucune idée

PCI_meth = 50.03 # MJ/kg
```

Figure 16 : Ensemble des données fixées

```
In [3]: #Calcul intermédiaire

volume_molaire_gaz_parfait = ( R * T_gazbrulé ) / (Pc*(10**5))
masse_air_par_mole = 27.6 / 1000 # kg/mol
masse_volumique_air = masse_air_par_mole / volume_molaire_gaz_parfait #Kg/m^3

débit_molaire_méthane = débit_massique_méthane / 16
débit_molaire_N2 = (52/7) * débit_molaire_méthane
débit_massique_H2O = (18 * 2) * débit_molaire_méthane
débit_massique_N2 = 28 * débit_molaire_N2
débit_massique_CO2 = 44 * débit_molaire_méthane
débit_massique_air = débit_massique_CO2 + débit_massique_N2 + débit_massique_H2O

débit_volumique_eau = débit_massique_eau / masse_volumique_eau

(débit_volumique_eau*3600)*1000 , masse_volumique_air

Out[3]: (3.65333874568703, 0.3522977510307199)
```

Figure 17 : Calcul de la masse volumique des gaz brûlés

```
In [4]: #Calcul des puissances

Temperature_ébullition = (1168.4+228.42*math.log(Ps))/(11.727-math.log(Ps)) # valable pour une pression entre 0.02
et 128 bar // Température en Kelvin

TempFin = Temperature_ébullition + TempSurchauffe #Température après le surchauffage, en C°.
TempEauMoyen = (Température_Eau_entrée + Temperature_ébullition) / 2 # Température de l'eau (température moyenne) e
n degrés

DHveau = 4.186 * ( 600.54 - 0.6093*Temperature_ébullition -0.9576*Ps )
Heaubouillante = 4.186 * ( 0.9984*Temperature_ébullition + 0.2425*Ps ) # valable pour une température entre 0° et
260°

Hvsat = DHveau + Heaubouillante

alpha = (4.186*(1/(1+(1/(12.2*Ps))))))
Cpvapeur = alpha * ( 0.485*(TempFin - Temperature_ébullition) + 0.88*(Ps+6)*math.log((TempFin-Temperature_ébullitio
n+90)/(Temperature_ébullition-Temperature_ébullition+90)))

Hvsurchauffé = Hvsat + Cpvapeur

Qeau = Heaubouillante - Hl
PuissancePourChaufferLeau = Qeau * débit_massique_eau # Puissance pour chauffer l'eau en kJ/s = KW

Qeauvapeur = DHveau
PuissancePourVaporiser = Qeauvapeur * débit_massique_eau # Puissance pour le changement d'état en kJ/s = KW

Qvapsur = Hvsurchauffé - Hvsat
PuissancePourSurchauffer = Qvapsur * débit_massique_eau # Puissance pour surchauffer la vapeur en kJ/s = KW

PuissanceTotal = PuissancePourChaufferLeau + PuissancePourVaporiser + PuissancePourSurchauffer

PuissancePourChaufferLeau, PuissancePourVaporiser, PuissancePourSurchauffer,TempEauMoyen, PuissanceTotal

Out[4]: (0.3760218994817089,
2.2557341624092095,
0.0,
54.81666240300162,
2.6317560608909183)
```

Figure 18 : Calcul de la puissance nécessaire à la réalisation de l'échange

```
In [5]: # Calcul de Reynolds (Antoine) coté air

#Calcul du Reynolds
A_chambre = coté_chambre * coté_chambre
Dh = (4*A_chambre)/(4*coté_chambre) #Diamètre hydraulique
rayon_externer_boucle = Rayon_spiral + (Diamètre_tuyau_externe/2)
rayon_interner_boucle = Rayon_spiral - (Diamètre_tuyau_externe/2)
A_spirale = math.pi * ((rayon_externer_boucle**2)-(rayon_interner_boucle**2))
section_de_passage_air = A_chambre - A_spirale
Vitesse_air = (débit_massique_air * (10**(-3)))/(masse_volumique_air * section_de_passage_air)

Reynolds_air = (masse_volumique_air * Vitesse_air * Dh) / viscosité_dynamique_air

Reynolds_air, Dh, masse_volumique_air, Vitesse_air, viscosité_dynamique_air

Out[5]: (1146.3643275656095,
0.10000000000000002,
0.3522977510307199,
1.2690461021750963,
3.9e-05)
```

Figure 19 : Calcul du Reynolds côté air

```
In [6]: #Calcul du Nusselt coté air Antoine

#Table Valeur :
# Re      A      m
#1<Re<4   0.891  0.33
#4<Re<40  0.821  0.385
#40<Re<4000 0.615  0.466
#4*10^3<Re<4*10^4 0.174  0.618
#4*10^4<Re<4*10^5 0.024  0.805

A=0.615
m=0.466

Nusselt_air= A *(Reynols_air**m)
Nusselt_air
```

Out[6]: 16.38775554015957

Figure 20 : Calcul du Nusselt côté air, corrélation de Hilpert

```
In [7]: #Calcul du Nusselt coté air Alexis

CO2capt = 650; #capacité thermique
H2Ocapt = 4185;
N2capt = 1025;
totcapt = float;

DbmMet = débit_massique_méthane; #débit massique
DbmN2 = float;
DbmCO2 = float;
DbmH2O = float;
DbmolGazb = float; #gaz brulé (CO2 + 2 H2O)
DbmolMet = float; #débit molaire
DbmolN2 = float;

WN2 = float; #fraction massique
WCO2 = float;
WH2O = float;
u = 3.9*10**-5; #viscosité dynamique
lambd = 0.0653; #conductivité thermique
Prandtl = float;
Reynolt = float;
Nusselt = float;

DbmolMet = DbmMet/16;
DbmolN2 = DbmolMet*54/7;
DbmolGazb = DbmolMet;
print("Débit molaire: DbmolMet=",DbmolMet," mol, DbmolN2=",DbmolN2," mol, DbmMet",DbmMet," mol")
```

Figure 21 : Calcul du Nusselt côté air, convection forcée (1)

```

DbmolMet = DbmMet/16;
DbmolN2 = DbmolMet*54/7;
DbmolGazb = DbmolMet;
print("Débit molaire: DbmolMet=",DbmolMet," mol, DbmolN2=",DbmolN2," mol, DbmMet",DbmMet," mol")

DbmN2 = DbmolN2*28;
DbmCO2 = DbmolGazb*( 12 + 16*2);
DbmH2O = 2*DbmolGazb*( 2*1 + 16);
print("Débit massique: DbmCO2=",DbmolMet," g/s, DbmolN2=",DbmolN2," g/s, DbmH2O",DbmH2O," g/s")

Wn2 = DbmN2/( DbmN2+ DbmCO2 + DbmH2O );
WCO2 = DbmCO2/( DbmN2 + DbmCO2 + DbmH2O );
WH2O = DbmH2O/( DbmN2 + DbmCO2 + DbmH2O );
print("Fraction massique: Wn2=",Wn2," , WCO2=",WCO2," , WH2O=",WH2O);

totcapt = Wn2*N2capt + WCO2*CO2capt + WH2O*H2Ocapt;
print("capacité thermique gaz sortie:",totcapt," J/kg/k")

Prandtl = u*totcapt/lambd;
print("Prandtl=",Prandtl)

Reynolt = masse_volumique_air*Dh*Vitesse_air/u;
print("Reynolt=",Reynolt)

Nusselt = 0.664*Prandtl**(1/3)*Reynolt**(1/3);
print("Nusselt=",Nusselt)

Débit molaire: DbmolMet= 0.0125 mol, DbmolN2= 0.09642857142857143 mol, DbmMet 0.2 mol
Débit massique: DbmCO2= 0.0125 g/s, DbmolN2= 0.09642857142857143 g/s, DbmH2O 0.45 g/s
Fraction massique: Wn2= 0.7297297297297297 , WCO2= 0.14864864864864866 , WH2O= 0.12162162162162161
capacité thermique gaz sortie: 1353.581081081081 J/kg/k
Prandtl= 0.8084174909978892
Reynolt= 1146.3643275656095
Nusselt= 6.473724314808824

```

Figure 22 : Calcul du Nusselt côté air, convection forcée (2)

```

In [8]: #Calcul du Hc
        Hc = (Nusselt* conductivité_thermique_air) / Dh
        Hc
Out[8]: 4.06549886969994

In [9]: #Calcul de e/lambda
        Hm = epaisseur_tuyau / conductivité_thermique_cuivre
        Hm, epaisseur_tuyau, conductivité_thermique_cuivre
Out[9]: (2.5906735751295338e-06, 0.001, 386)

In [10]: #Calcul de Reynolds coté eau
        Vitesse_eau = débit_volumique_eau / ( math.pi * ((Diamètre_tuyau_interne / 2)**2) ) #m/s
        Reynolds_eau = (masse_volumique_eau * Vitesse_eau * Diamètre_tuyau_interne ) / viscosité_dynamique_eau
        Reynolds_eau, Vitesse_eau
Out[10]: (339.3495588313334, 0.020189129172404018)

In [11]: #Calcul de Prandtl coté eau
        Prandtl_eau = ( chaleur_massique_eau * viscosité_dynamique_eau ) / conductivité_thermique_eau
        Prandtl_eau
Out[11]: 3.014279569892473

```

Figure 23 : Calcul des coefficients d'échange par convection

```
In [12]: #On est en laminaire donc Nu = 3.66

Longueur_Tuyau = 1.32 #m
viscosité_dynamique_eau2 = 0.281*(10**(-3)) # à 100°C mais si changement de Ps faut la changer
Nusselt_eau = 3.66
Nusselt_eau2 = 1.86 * (( Reynolds_eau * Prandtl_eau * ( Diamètre_tuyau_interne / Longueur_Tuyau ) )**0.33) * ((viscosité_dyna
miqu_eau/ viscosité_dynamique_eau2 )**0.14)

#Calcul de He

Hf = (Nusselt_eau * conductivité_thermique_eau) / Diamètre_tuyau_interne
Hf, Nusselt_eau, Nusselt_eau2

Out[12]: (297.8325, 3.66, 3.6486543753364753)

In [13]: # Calcul de K

K = 1 / ((1/Hc) + (Hm) + (1/Hf) )
K

Out[13]: 4.010709297539315
```

Figure 24 : Calcul du coefficient d'échange global

```
In [14]: #Calcule DTLM
#Température_gaz_sortie = 600
#l=float(input('debit entree fluide froid : '))
#m=float(input('debit entree fluide chaud : '))
#Te1=float(input('temperature entree fluide froid : '))
#Te2=float(input('temperature entree fluide chaud : '))
#Ts1=float(input('temperature sortie fluide froid : '))
#Ts2=float(input('temperature sortie fluide chaud : '))
#cpair=float(input('cpair+gaz : '))
#cpeau=float(input('cpeau : '))

print(Température_Eau_entrée),print(TempFin),print(T_gazbrulé),print(Température_gaz_sortie)
print('mise a niveau'),print(' ')

Température_Eau_entrée = Température_Eau_entrée + 273.15 #on met la température de l'eau en entré en kelvin
TempFin = TempFin + 273.15 #on met la température de l'eau en sortie en kelvin

print(Température_Eau_entrée),print(TempFin),print(T_gazbrulé),print(Température_gaz_sortie)
#co courant
dtlm=(( (T_gazbrulé-Température_Eau_entrée)-(Température_gaz_sortie-TempFin)/(math.log(T_gazbrulé-Température_Eau
_entrée)-math.log(Température_gaz_sortie-TempFin)))) #calcul dtlm

#contre
dtlm2=(( (T_gazbrulé-TempFin)-(Température_gaz_sortie-Température_Eau_entrée)/(math.log(T_gazbrulé-TempFin)-math.
log(Température_gaz_sortie-Température_Eau_entrée)))) #calcul dTlm
dtlm,dtlm2

10
99.63332480600324
942.3
742.3
mise a niveau

283.15
372.78332480600324
942.3
742.3

Out[14]: (20.682063438778982, -1561.9889956911086)
```

Figure 25 : Calcul du DTLM en co-courant

```
In [15]: # P = K * DTLM * S
# Surface = L * ( math.pi * Diamètre_tuyau_externe )
Surface = PuissanceTotal / (K * dtlm)

L = Surface / ( math.pi * Diamètre_tuyau_externe )
L, Surface

Out[15]: (1.0099054325364762, 0.031727114876770164)
```

Figure 26 : Calcul de la surface d'échange et de la longueur de tuyau nécessaire