Contexte

Je construit de petits moteurs à vapeur, bien sûr je les teste à l'air comprimé, mais à la vapeur ce serait mieux. La construction d'une chaudière efficace me rebute car je ne suis pas très habile en chaudronnerie fine, ni pour être franc en chaudronnerie/métallerie tout court. La simplicité apparente des générateurs flash steam me tente. Il s'agit de chaudière monopasse-monotube nommée aussi en anglais *monotube steam generator* ou *one through boiler.* On verra leur description plus loin.

`L'objectif est d'avoir un générateur de vapeur instantané qui puisse moduler le débit à une pression sensiblement constante, comme cela se fait avec les bouilleurs traditionnels.`

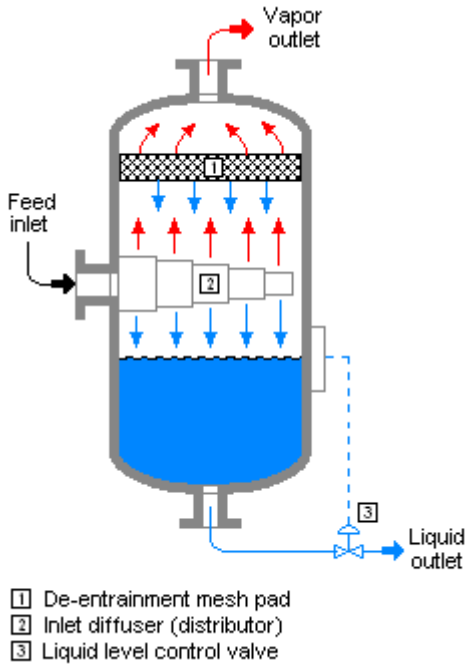
J'ai réuni de la documentation et ce mémo sert à mettre tout cela au clair.

Sources documentaires principales :

- Experimental Flash Steam By J. H. Benson & A. A. Rayman / TEE publihing
- Model making – Raymond Francis Yates/ Norman W. Henley Publishing company – 1919
- La vaporisation instantanée – Rudy Mémin- Revue L'escarbille
- Steam engines principles and practice – Terrel Croft – McGrawHill Book Company – 1939
- ÉCHANGEURS THERMIQUES Méthodes globales de calcul avec problèmes résolus (Jacques PADET) http://www.sft.asso.fr/document.php?pagendx=9800&project=sft
- Industrial burners handbook – Charles E. Baukal CRC Press
- Fundamental of heat exchangers/ Ramesh K. Shah & Dusan P. Sekulic/JOHN WILEY & SONS http://www.libramar.net/news/fundamentals_of_heat_exchanger_design/2013-02-04-854

Précision de vocabulaire

Le terme Flash steam (vaporisation flash ou vaporisation instantanée) provient des compétiteurs anglais qui faisaient concourir leur bateau hydroplane à vapeur. Il ne faut pas le confondre avec la vaporisation flash qui est un procédé industriel ayant deux utilisations principales :



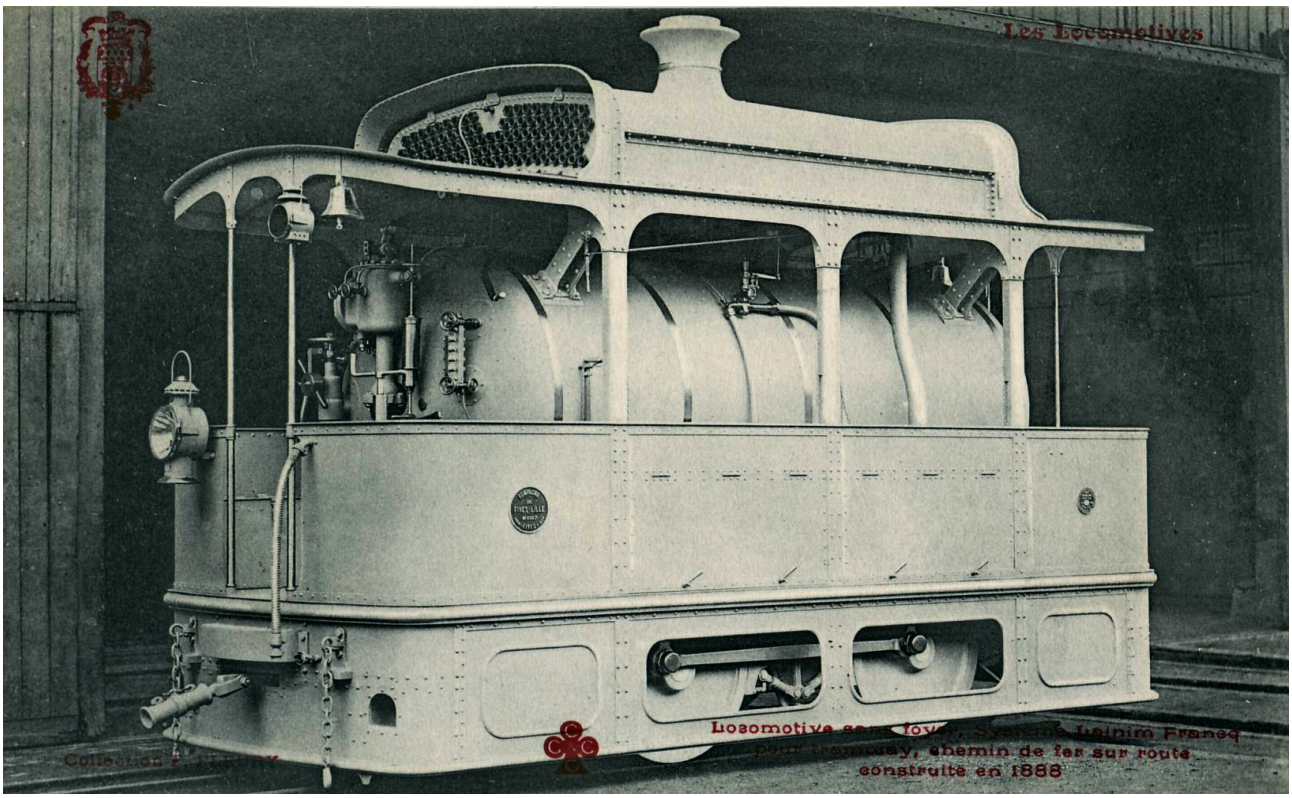
- récupération d'énergie : cela consiste, avec de l'eau surpressée (à haute température et moyenne pression) récupérée sur le process, à produire de la vapeur par la mise en communication avec un circuit à plus basse pression. On fabrique ainsi de la vapeur utilisable
- concentrer une solution par évaporation du solvant

Une application fructueuse de ce principe a été utilisée dans les locomotives de sites industriels, portuaires ou miniers ou même des tramways.

Les locomotives de manœuvre sans foyer sont devenues particulièrement populaires en Allemagne et certaines sont restées en service jusqu'aux années 1960.

La société suisse DLM a récemment (2012) tenté de promouvoir la locomotive à vapeur sans feu comme une alternative écologique à la locomotive diesel pour les manœuvres. DLM affirme que les locotracteurs diesel passent généralement 75 % de leur temps à travailler avec le moteur au ralenti.

Ci-après un tramway Lamm & Francq de 1888.



Ces machines étaient rechargées en eau surpressée sur une centrale de production de vapeur. Un seul remplissage suffisait en général pour la journée de travail.

Dans ce qui suit on conservera sans ambiguïté le terme Flash steam pour nos générateurs de vapeur.

Anatomie d'un générateur Flash steam

Le schéma ci-dessous, extrait d'un ouvrage de modélisme de 1919 illustre parfaitement le dispositif

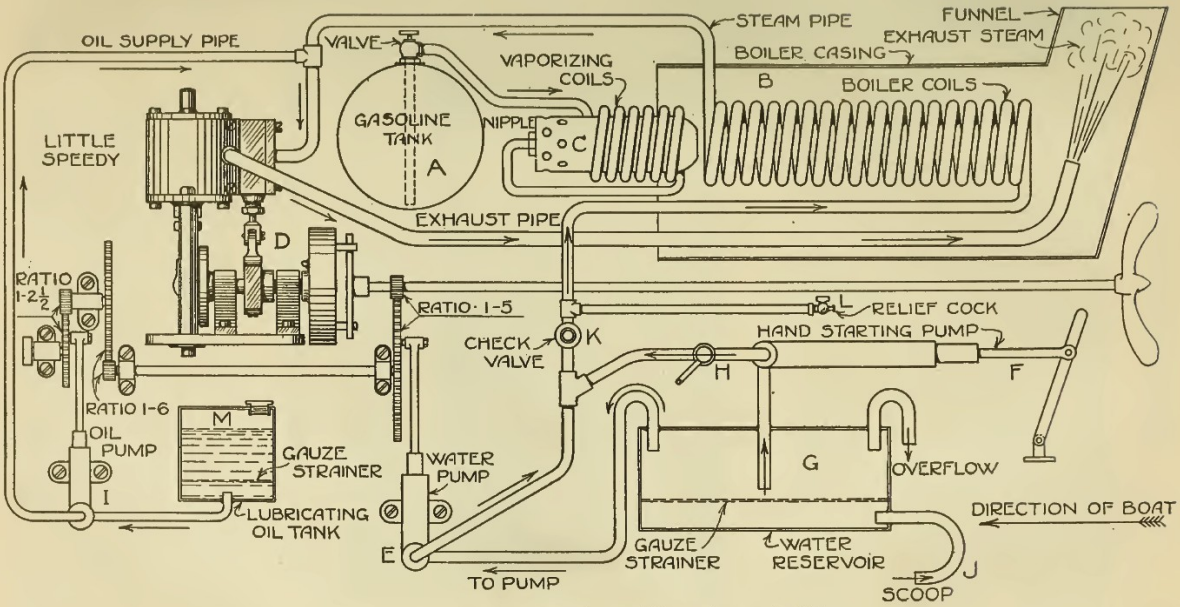


Fig. 112—A flash steam plant with engine and fittings

Moteur

En général mono ou bicylindre, simple effet. Distribution par tiroir cylindrique ou par soupapes. Piston lisse non segmenté. Pas d'inversion de sens.

Graisseur

Mécanique par piston doseur, entraîné par le moteur. Accouplement bielle manivelle, scotch yoke, ou came.

Générateur de vapeur

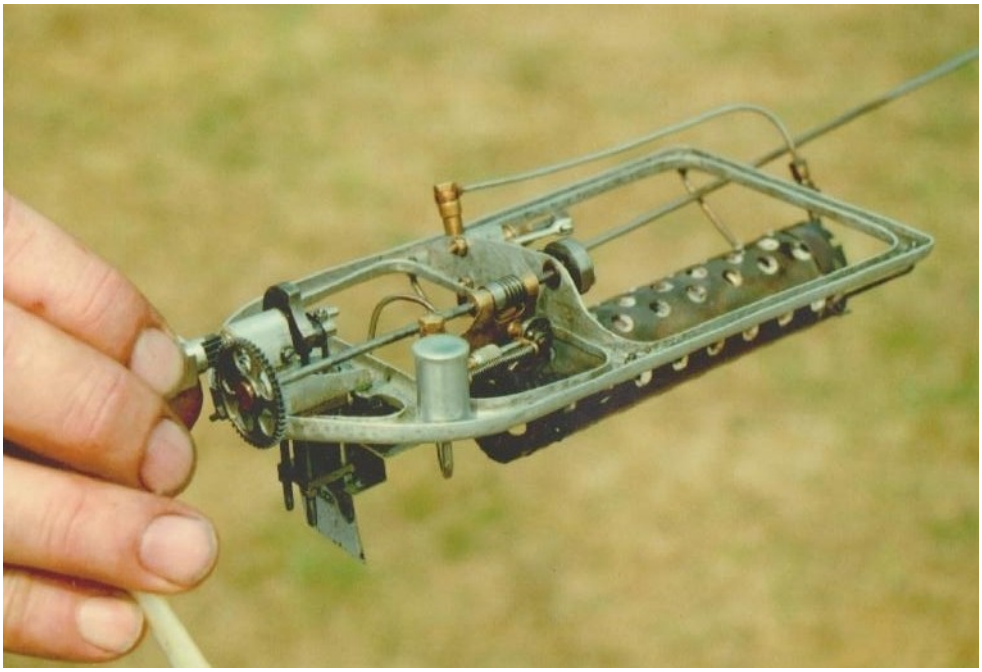
- Serpentin monotube alimenté par pompe de gavage/pressurisation entraînée par le moteur
- Pompe à piston haute pression clapet à billes ou à soupapes. Pompe manuelle, embarquée ou amovible pour le démarrage. En modélisme naval, réservoir d'eau à trop plein alimenté par une écope (*scoop)* sous la coque
- Source de chauffage : torche à gazéification (mélange de pétrole et d'huile de paraffine) ou à butane-propane. Pour les modèles plus calmes que ceux de compétition, brûleurs alcool à fentes.

On notera qu'il n'y a aucune régulation, l'ensemble étant réglé pour un point de fonctionnement optimal à pleine puissance. C'est un problème majeur pour une utilisation en loisir.

Un peu d'histoire

Source des images: www.steamcar-net

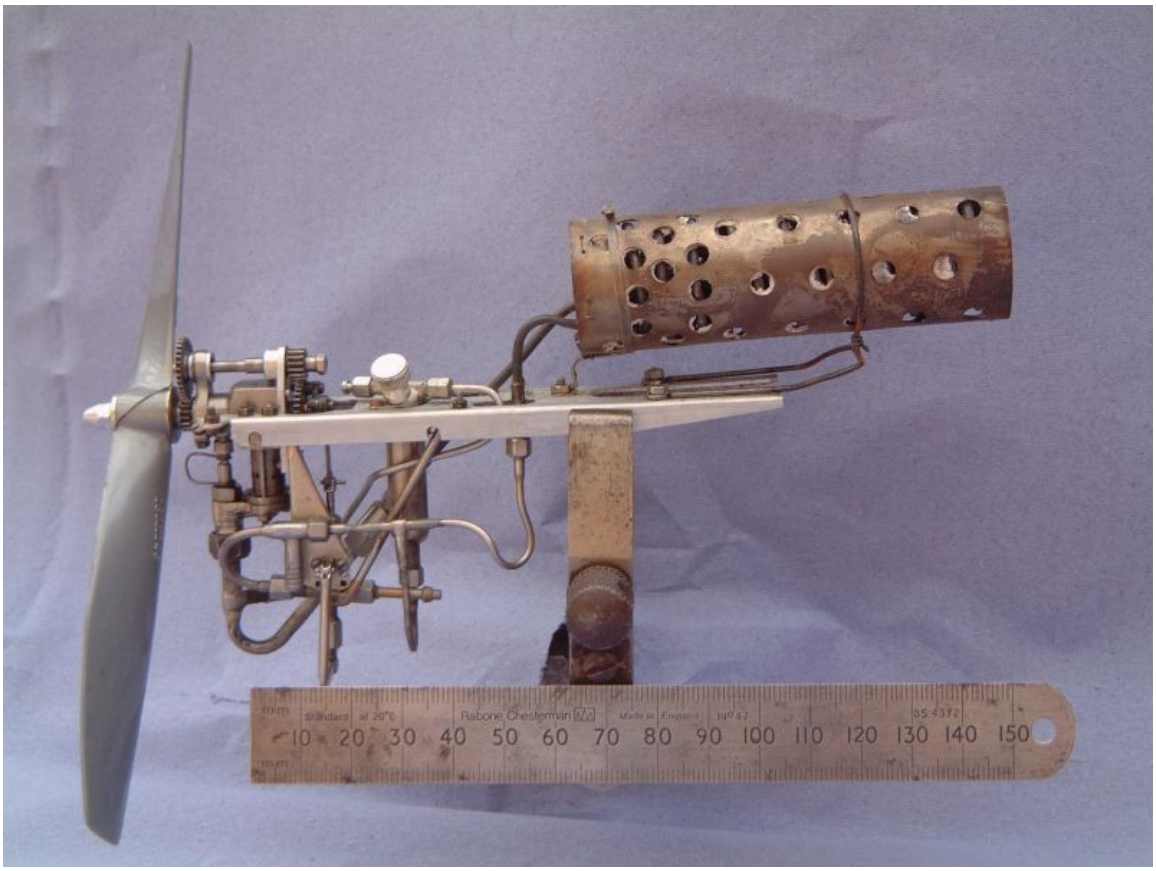
Dans l'ouvrage de Yates cité on trouve des descriptions de moteurs vapeur destinés à propulser des modèles de vol libre, seule discipline de vol d'avions modèles réduits accessible dans ces années-la. On voit ci-après une réplique exacte réalisée par Geoff Wolfe d'un moteur conçu par H.H Groves qui publia sur le sujet entre les années 1910 et 1940.

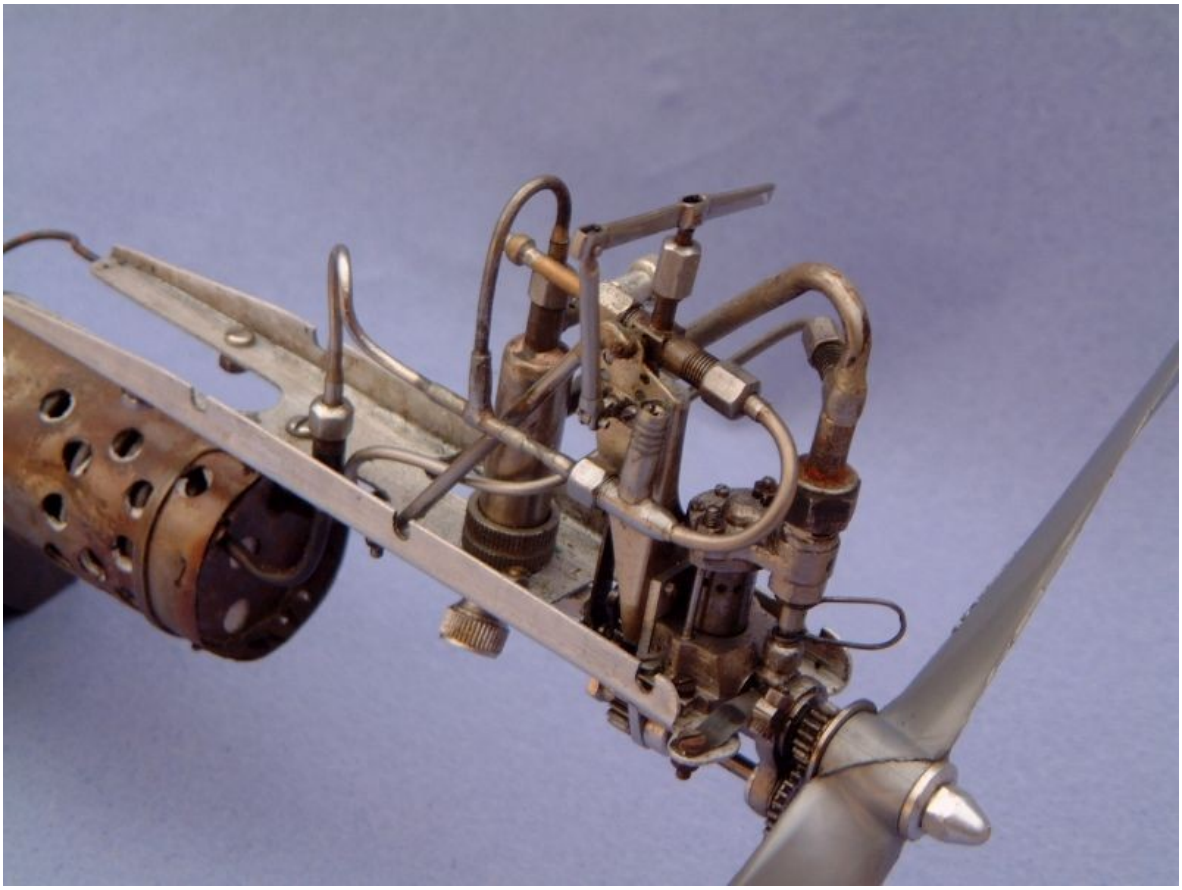


La réplique est celle d'un modèle publié dans Model Engineer (9/04/1936). le moteur est minuscule (alésage 6,35mm x course 11,1mm). Le moteur fonctionna très bien mais présenta une usure énorme après seulement 2 heures de fonctionnement, signe d'une surcharge mécanique trop importante.

Voici une évolution du modèle[1] qui de par sa complexité amène un lot de problème non encore vraiment résolus. L'auteur fait un court résumé de ses tribulations ici
http://www.steamcar.net/flying-steam-5.html

1

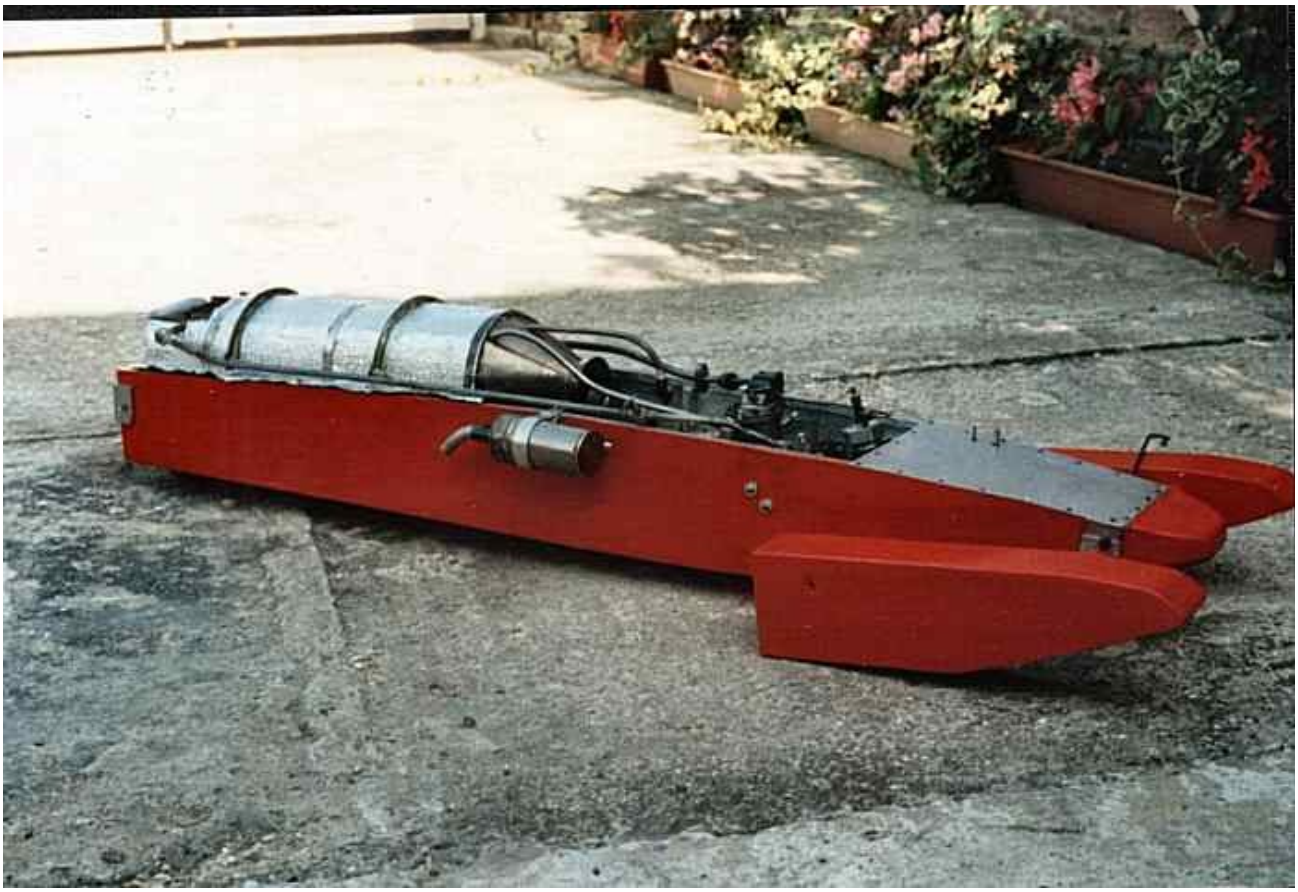

Rabone Chesterman
10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 110 120 130 140 150



Si le vol vapeur a fait long feu, si j'ose dire, par contre le Flash steam aura trouvé un niche de développement dans la compétition de vitesse de bateaux hydroplanes.

Source : www.steamcar-net

Hydroplane à vapeur en classe A de John Benson

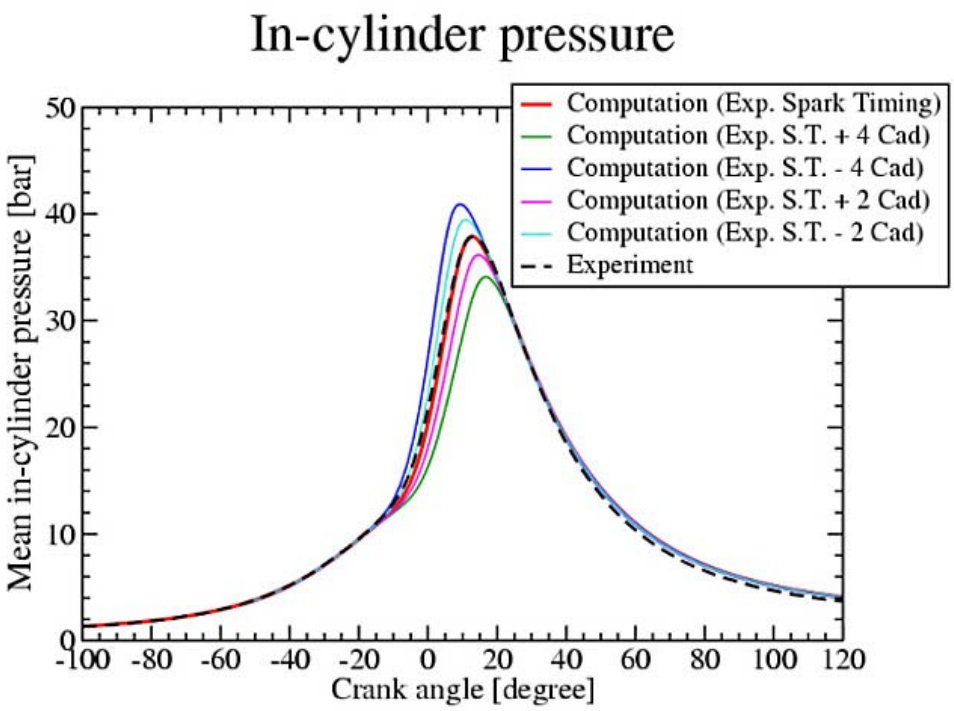


Remarques personnelles :

Tout d'abord, en lisant ce qui va suivre, qu'on ne se méprenne pas : les réalisations des compétiteurs d'hydroplanes sont tout à fait sidérantes et dignes de respect. Je me pose pourtant quelques questions face aux valeurs avancées de pression de fonctionnement.

Dans tous les articles traitant de la compétition d'hydroplanes je vois avancer des chiffres de pression qui me paraissent colossaux pour un modèle : 180-200 bars et même plus (jusqu'à 350 bars!). Rappelons que la pression maximale dans un moteur à combustion interne est d'environ 40 à 60 bars. (image source IFP)

Moteur essence à injection indirecte :
4 cylindres, 6 bar BMEP @ 2000 tr/min



Je n'ai jamais trouvé d'article sur les hydroplanes à vapeur avec les résultats d'un banc de test bien défini et une méthodologie claire.

Je pense plus prosaïquement que les « hydroplanistes » ont mesuré au thermocouple la température de vapeur qui était en fait de la vapeur surchauffée et il lui ont appliqué la valeur de pression correspondant à de la vapeur saturante.

Un exemple chiffré qui me laisse penser cela.

La vapeur saturante à 200 bars est à 367°C

La vapeur saturante à 30 bars est à 234°C ; si on la surchauffe de 133°C on est à 367°C. Même avec un échangeur court[2], 130 °C de surchauffe cela est plausible surtout avec une torche qui émet des gaz à 800-1000°C. Sur cette base les autres quelques éléments chiffrés (pompe, brûleur, échangeur) deviennent beaucoup plus cohérents.

Autre élément qui conforte mon interprétation: la pompe alimentaire.

Faisons le calcul avec un moteur de 13cm3 tournant à 4000trs/mn et avalant de la vapeur à 200 bars. Pour nourrir ce moteur il faut avoir une capacité de vaporisation de 214 kg d'eau par heure. Si au contraire on admet qu'il s'agit de vapeur à 30 bars surchauffée de 133°C on est a 25 kg/h d'eau vaporisée, ce qui est costaud mais beaucoup plus plausible.

2 De l'ordre de 9 à 12m de tube de 1/4" (6,35mm) en acier inoxydable

Supposons que la pompe à piston a un diamètre de 15mm et une course de 30 mm, valeur que j'ai trouvée dans un article sur les hydroplanes. Tous calculs fait on obtient les résultats suivants :

Puissance hydraulique pompe	**2330**	W
Diamètre piston	10	mm
Course piston	30	mm
Nbe de coups/mn	**2644**	
Force sur le piston	**162**	kgf

En tenant compte d'un rendement de pompage de 0,8 il faudrait entraîner la pompe avec un moteur de 4CV environ !Mais sur ces bateaux la pompe était directement entraînée par le moteur.

La pompe alternative devrait fonctionner à près de 3000 coups/mn ce qui est à peu près incompatible avec les pompes à clapet à billes qui étaient utilisées. Une réduction de vitesse de 1/4 à 1/6 était d'ailleurs préconisée comme base de départ de dimensionnement. Cette réduction donne des vitesses élevées mais déjà plus compatibles avec la technologie utilisée par les compétiteurs.
De nouveau si l'on admet qu'il s'agit de vapeur à 30 bars surchauffée de 133°C on obtient les résultats suivants :

Puissance hydraulique pompe	**43**	W
Diamètre piston	10	mm
Course piston	30	mm
Nbe de coups/mn	**310**	
Force sur le piston	**26**	kgf

Tout rentre dans l'ordre même si ce type de réalisation est déjà très pointu.

Tout ceci pour dire qu'un générateur flash steam débitant de la vapeur surchauffée de 50°C sous 15 bars absolus serait un objectif tout à fait honorable et capable d'amener de bonne performances.

Quelques principes de base

Facteur d'échelle

Les lois physiques ne sont pas systématiquement linéaires, autrement dit un doublement d'un paramètre en entrée n'amène pas nécessairement un doublement de la réponse en sortie. Comparons 2 tubes (diamètre extérieur/diamètre intérieur) de 1 m de longueur : un tube 6-8 mm et un tube de 3-4 mm. On a un débit volumique de fluide de 25 cm³/s à faire passer à l'intérieur du tube choisi.

	D_ext	D_int	S_ext	S_int	V_ fluide
	mm	mm	mm²	mm²	m/s
(1) Tube 6-8	8,0	6,0	50,3	28,3	8,8
(2) Tube 3-4	4,0	3,0	12,6	7,1	35,4
Ratio (1) / (2)	*2,0*	*2,0*	*4,0*	*4,0*	*4,0*

- Les diamètres intérieurs ou extérieurs sont divisés par 2. Rien d'étonnant.

- Les surfaces extérieures ou intérieures sont dans un rapport 4 et par conséquent on est tenté de penser que le tube de 6-8 serait mieux placé côté échange thermique.

- La vitesse du fluide dans le petit tube 3-4 est 4 fois supérieure à celle du 6-8. A 35 m/s on est certain d'avoir un très bon échange qui pourrait compenser pour le petit tube le manque à gagner en surface d'échange. De plus on pourra bobiner une plus grande longueur de petit tube car il prend 2 fois moins de place en diamètre. Donc le choix n'est pas si simple.

- Maintenant regardons du côté pertes de charge, que l'on peut considérer comme une perte de pression liée aux frottement et turbulences dans le tube. Par calcul la perte de charge dans le petit tube 3-4 sera environ 32 fois supérieure à celle du gros tube. Pour une longueur importante cette perte de pression pourrait ne pas être négligeable. Ce sera un point à vérifier lors de la conception.

On demeurera aussi très circonspect vis à vis de l'application de lois empiriques ou semi-empiriques des machines grandeur réelles.

Premiers éléments de cahier des charges d'un générateur stationnaire

Dans la suite on supposera que l'on souhaite pouvoir idéalement tester en vapeur des moteurs de 5 cm³ à 4000 trs/mn sous 15 bars absolus[3] avec une surchauffe de 50° .

On devra pouvoir moduler le débit de vapeur pour s'adapter à différentes cylindrées.

On devra pouvoir travailler en pression glissante entre 5 bars et 10 bars avec un maximum vers 14 bars.

3 P_absolue= P_manomètre + P_atmosphérique soit ici 14 bars au manomètre

Etude de la pompe de pressurisation

La pompe alimentaire est un dispositif central aussi on va tout de suite s'en occuper.

Débit volume de vapeur

Sans coefficient de sécurité on obtient

Vitesse moteur	5000 trs/mn
	83,33 trs/s
Cylindrée	5 cm³
Taux de coupure admission	0,75
Débit_volume vapeur	**312,5** cm³/s
	0,00031250 m³/s

Caractéristiques de la vapeur

A 15 bars absolus

Vapeur saturante	
Température	198,30 °C
Masse volumique	7,59 kg/m³
Vapeur surchauffée	
Température	248,3 °C
Masse volumique	6,61 kg/m³

On observe :

- Avec de 250 °C la température de vapeur cela commence à être vraiment limite pour la lubrification à l'huile de chauffe
- la masse volumique de la vapeur surchauffée diminue pas mal par rapport à la vapeur saturante

Calcul du débit volumique d'eau

La masse de vapeur admise au moteur provient d'une masse égale d'eau vaporisée.

La masse de vapeur c'est le débit volumique multiplié par la masse volumique de la vapeur.

Les débits volumiques sont dans l'inverse du rapport des masses volumique

Qv_eau=Qv_vapeur*(MasseVol_vapeur / MasseVol_eau)

Masse volumique eau	1000 kg/m³
Ratio Vapeur_surchauffée/liquide	0,00535
Débit_volume eau	1,67 cm³/s
Masse d'eau vaporisée par heure	6,01 kg/h

Le débit minimal de la pompe sera de 1,7 cm³/s. Il faut faire face aux fuites diverses et on visera plutôt 3 cm³/s soit un surdébit de 75 %.

Puissance de la pompe

P_pompe= DP*Qv ;

P en W , DP= différence de pression (entrée / sortie) de la pompe en Pa[4], Qv=débit volume m³/s

Puissance pompe

Pertes de charge à compenser	3 bars
Delta_P	1400000 Pa
Puissance pompe	2,34 W

Il faut penser à compenser :

- le rendement de pompe qui est lié aux fuites, au temps d'ouverture / fermeture des clapets, aux entrées d'air parasites. On estimera le rendement de pompe à 0,85
- le rendement mécanique : moteur électrique (0,8), train de réduction (0,85 par étage, au moins 2 étages)

Efficacité globale = 0,85* 0,8*0,85*0,85= 0,5
Avec ces valeurs estimées on devra avoir au moins P_utile= 2,34 / 0,5 = 4,7 W
On prévoit une variation de vitesse du moteur et, à basse vitesse, dans ce cas le rendement électrique du moteur peut tomber à 50 %. On devra aussi compter avec les frottements liés aux presse-étoupe et aux joints toriques (Valeur inconnue).

On visera finalement à s'équiper d'un moteur à courant continu de 8 à 10 W de puissance électrique.

Technologie de pompes

Dans les compétitions d'hydroplane les pompes à piston ont été systématiquement utilisées. En version mono-étagée, ce qui a semblé être la norme, elle peuvent délivrer 20 bars de pression sans trop de difficulté.

En voici quelques exemples tirés de l'ouvrage « Experimental Flash Steam – Benson & Rayman – TEE publishing »

On notera qu'il s'agit de pompes simple effet. A l'époque de la rédaction des articles l'usage de joints toriques n'était pas encore très répandu.

4 1bar=100 000 Pa

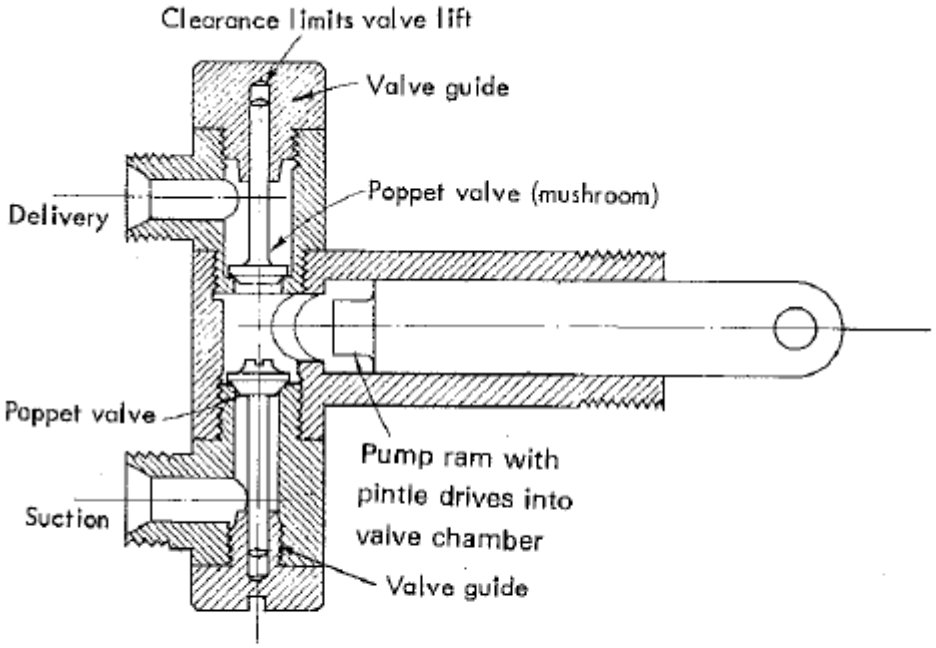


Fig. 7.4 The feed pump with guided mushroom (poppet) valves, approximately full size

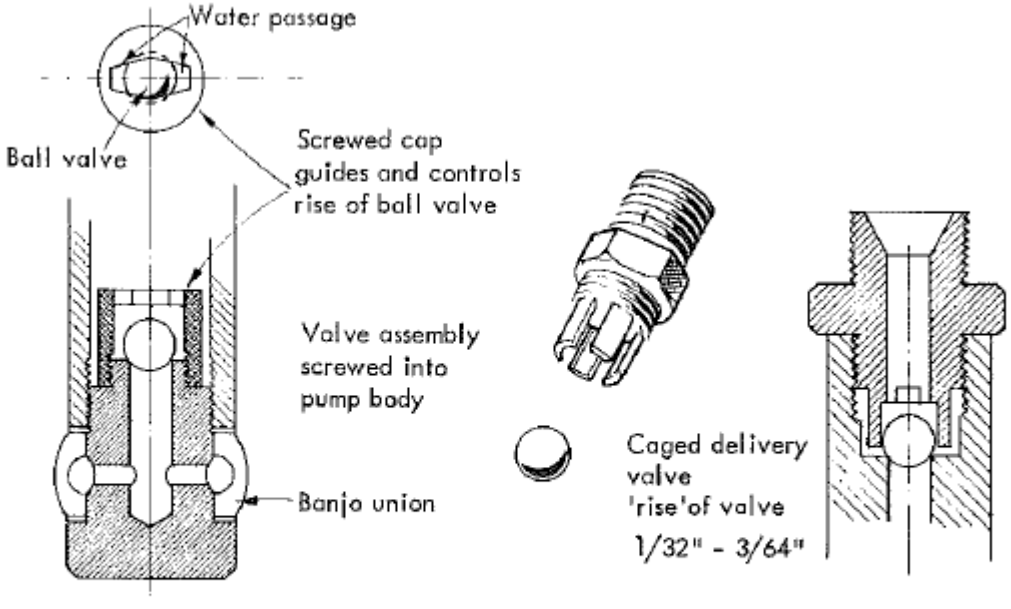


Fig. 7.5 Guided ball valves

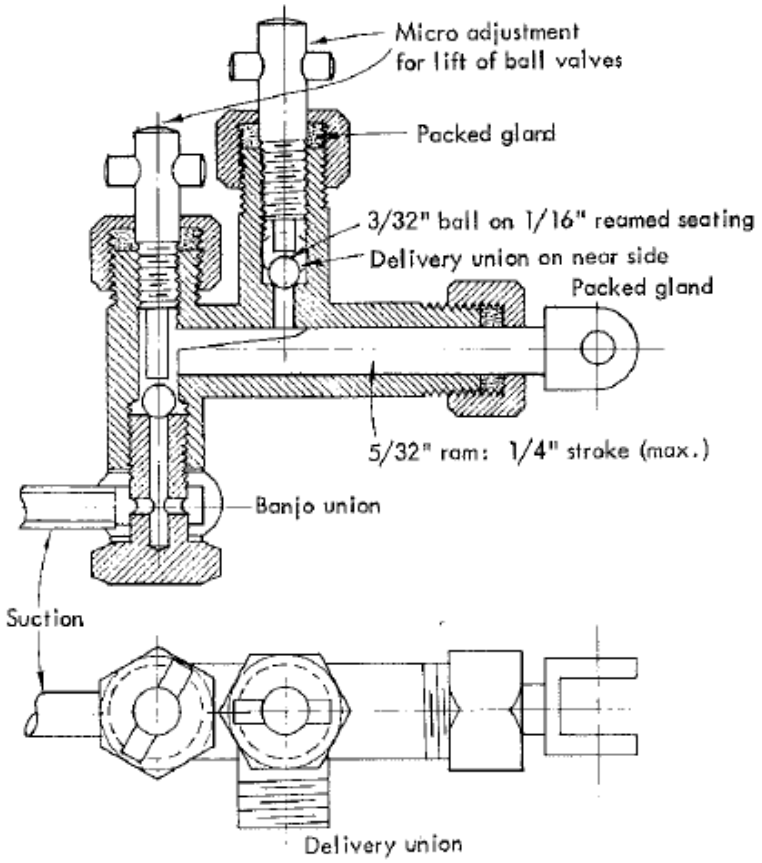


Fig. 7.7 The high-speed boiler pump, shown approximately full-size

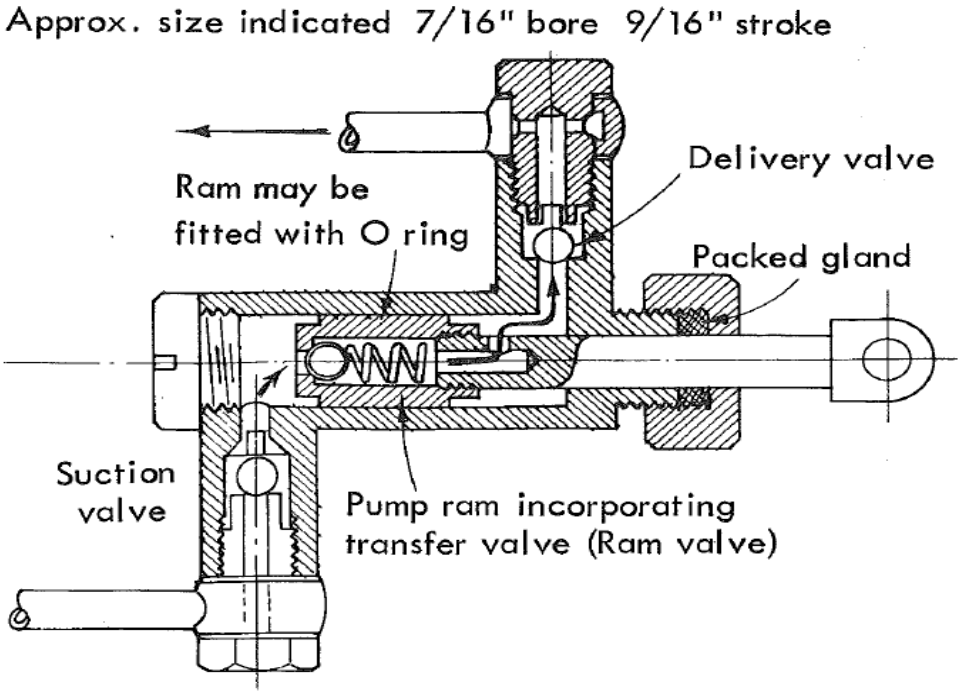


Fig. 7.8 Uniflow boiler feed pump shown full-size. Water enters the pump through the pipe at the bottom

On peut voir que toutes ces pompes ne diffèrent que peu dans leur conception. La dernière pompe est de type Uniflow (isocourant) c'est à dire que le fluide circule toujours dans le même sens. Outre une plus grande complexité d'usinage, les bénéfices supposés pourraient bien être annihilés par les restrictions de passage et les multiples chicanes.

Dimensionnement de la pompe

Les liquides sont incompressibles. Une force exercée sur le piston va immédiatement se traduire par une augmentation de pression, pour autant que le circuit soit en charge et que tout l'air soit purgé.

Pression= Force /Surface P en Pa ; F en N ; S en m² d'où

Force= Pression*Surface

Il vient alors par calcul pour un premier dimensionnement

Coeff sécurité débit	1,7
Rendement Pompe	0,8
Pertes de charge circuit	3 bars
Puissance pompe	**5,5** W
Diamètre piston	6 mm
Course piston	30 mm
Nbe de coups/mn	**204**
Force sur le piston	**4,9** kgf

Pour obtenir le débit volumique on peut jouer sur trois paramètres : diamètre du piston, course du piston, cadence de pompage (nbe de coups par minute).

Augmenter le diamètre	Avantages : augmente la cylindrée. On peut alors diminuer la course et/ou le nombre de coups/mn ; augmente la ridigité du piston et facilite les usinages Inconvénient : augmente la poussée à exercer sur le piston
Augmenter la course	Avantage : augmente la cylindrée, augmente à vitesse donnée la durée de poussée ou de succion. Inconvénients : dans les systèmes bielles manivelle ou assimilable augmente les angulations et le couple moteur à exercer augmente la vitesse linéaire
Augmenter la vitesse (coups par seconde)	Avec la technologie clapets à bille, limitation de la vitesse sous peine de perte de rendement (affolement des clapets, temps de mise en circulation) et de matage prématuré des sièges des billes (fuites). Les valeurs courantes trouvée dans la littérature sont de 100 à 400 coups par minute.

Une fois la pompe dimensionnée pour le débit nominal, la variation de vitesse sera utilisée pour moduler le débit. On aura intérêt à se placer au maximum acceptable de vitesse (coups/mn) pour lisser les fluctuations de pression qui vont entraîner des variations de débit. Ce débit pulsé pourrait amener des désordres au niveau de l'échangeur.

Système de liaison moteur- piston de pompe

Nous allons utiliser un moteur électrique à courant continu. Pour entraîner le piston trois liaisons parmi les moins complexes à réaliser.

- Bielle-manivelle-coulisse
- Scotch-yoke
- Coulisse Withworth.

Bielle-Manivelle-Coulisse

C'est la liaison traditionnellement utilisée dans les machines à vapeur. Ce mécanisme présente quelques inconvénients : encombrement, complexité mécanique, efforts dynamiques (accélérations/décélérations, poussées latérales) typique de la liaison bielle-manivelle.

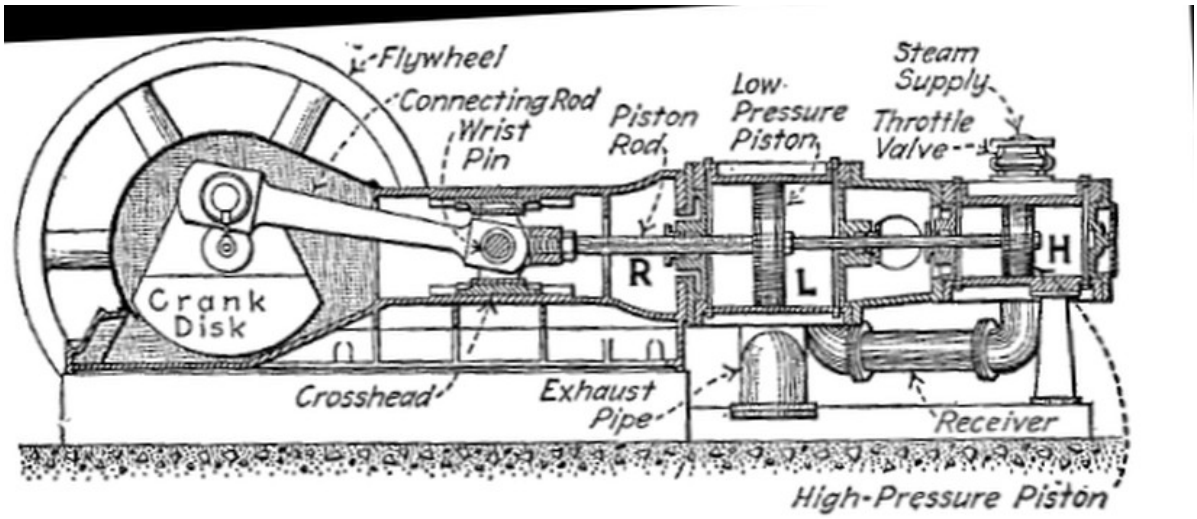
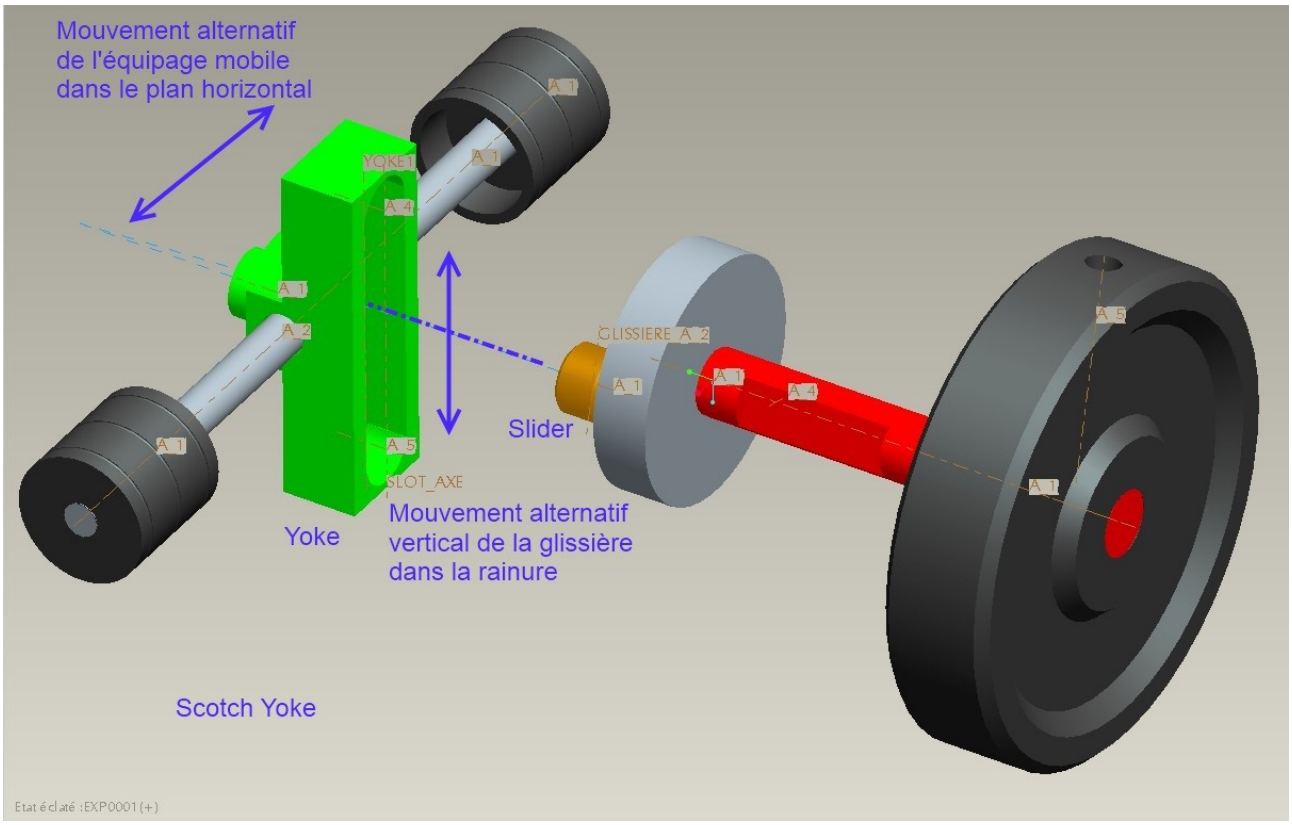


FIG. 23.—A tandem-compound Ball engine.

Scotch Yoke



La transmission Scotch Yoke[5] est un mécanisme qui convertit, comme le système bielle manivelle, un mouvement linéaire en mouvement de rotation ou l'inverse. Les origines de l'invention n'ont pas été clairement identifiés. Le piston, ou tout autre pièce en translation alternée (aller-retour), est attachée directement à la glissière conformément au dessin ci-dessus. Le joug rainuré (yoke) entraîne un maneton.

Par rapport au système bielle manivelle les avantages sont nombreux :

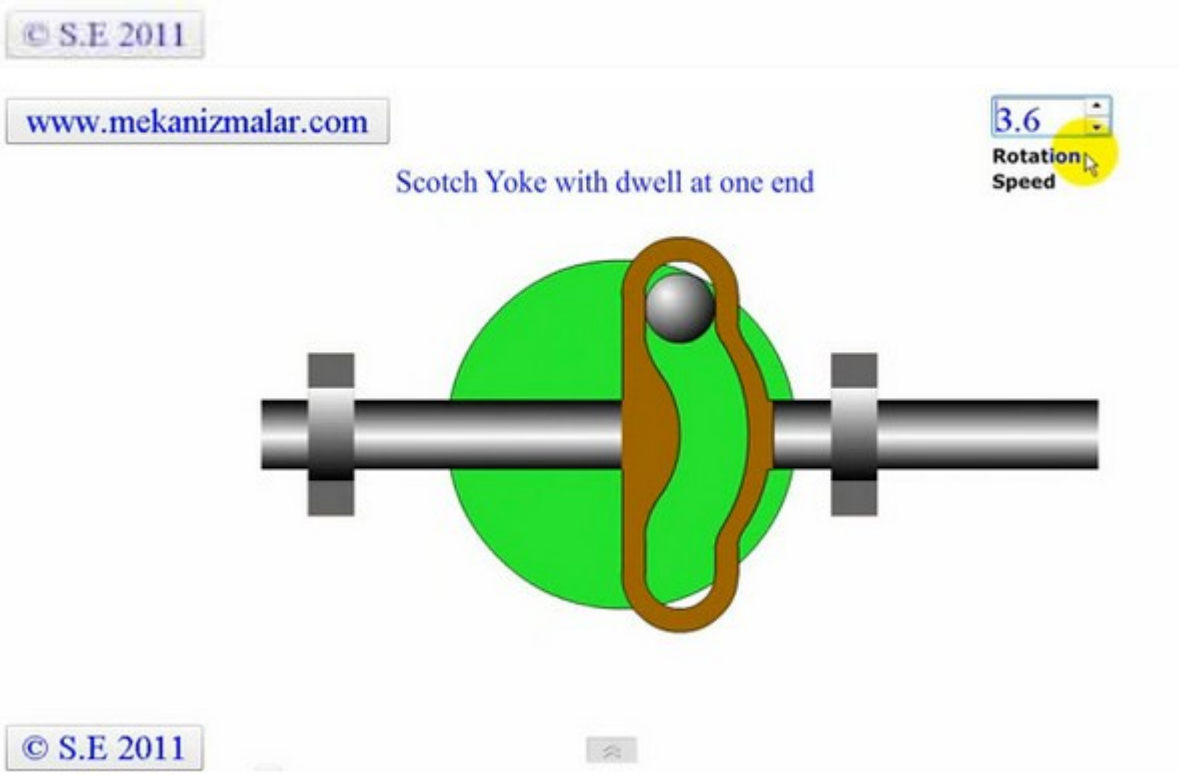
- possibilité d'avoir un couple élevé grâce à la course possible. Un moteur de petite cylindrée délivrera ainsi beaucoup de couple.
- Très peu de pièces en mouvement
- Grande compacité
- le mouvement linéaire, par exemple piston, est strictement sinusoïdal. Cela signifie que le piston passe plus de temps aux abords du point mort haut et du point mort bas. C'est très favorable pour les moteurs à combustion interne. Cela garantit aussi un mouvement plus doux

5 Parfois appelée cadre coulisse en français

- Pas de déviation angulaire induisant des frottements latéraux sur le piston

Un handicap cependant, il faut une étude soignée de la glissière pour en limiter l'usure. Le Scotch yoke est aujourd'hui utilisé dans de nombreux dispositifs, pompes, manœuvre de grosses vannes, scies sauteuses….

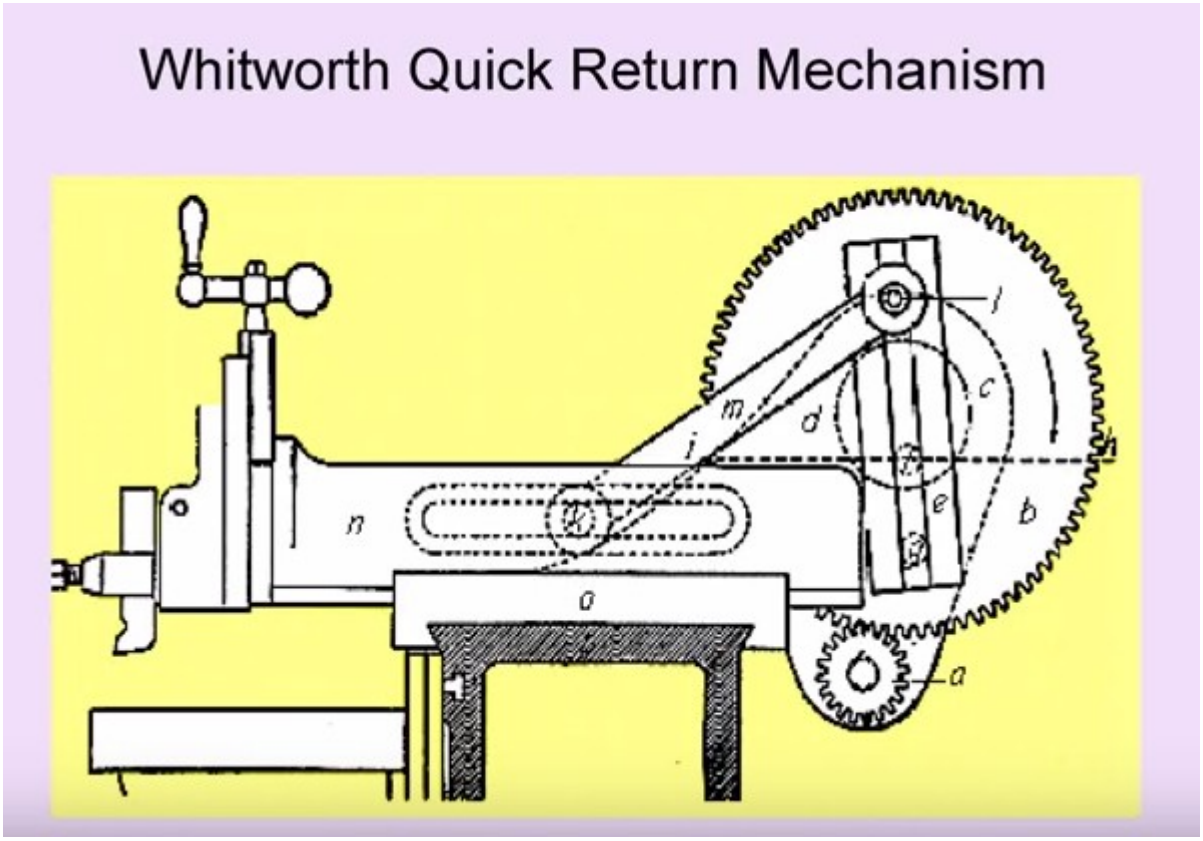
Le Scotch yoke a donné naissance à des variations en modifiant l'inclinaison de la glissière par rapport au déplacement linéaire ou en modifiant la forme de la rainure. Le dispositif ci-dessous permet une pause à une des extrémités du mouvement.

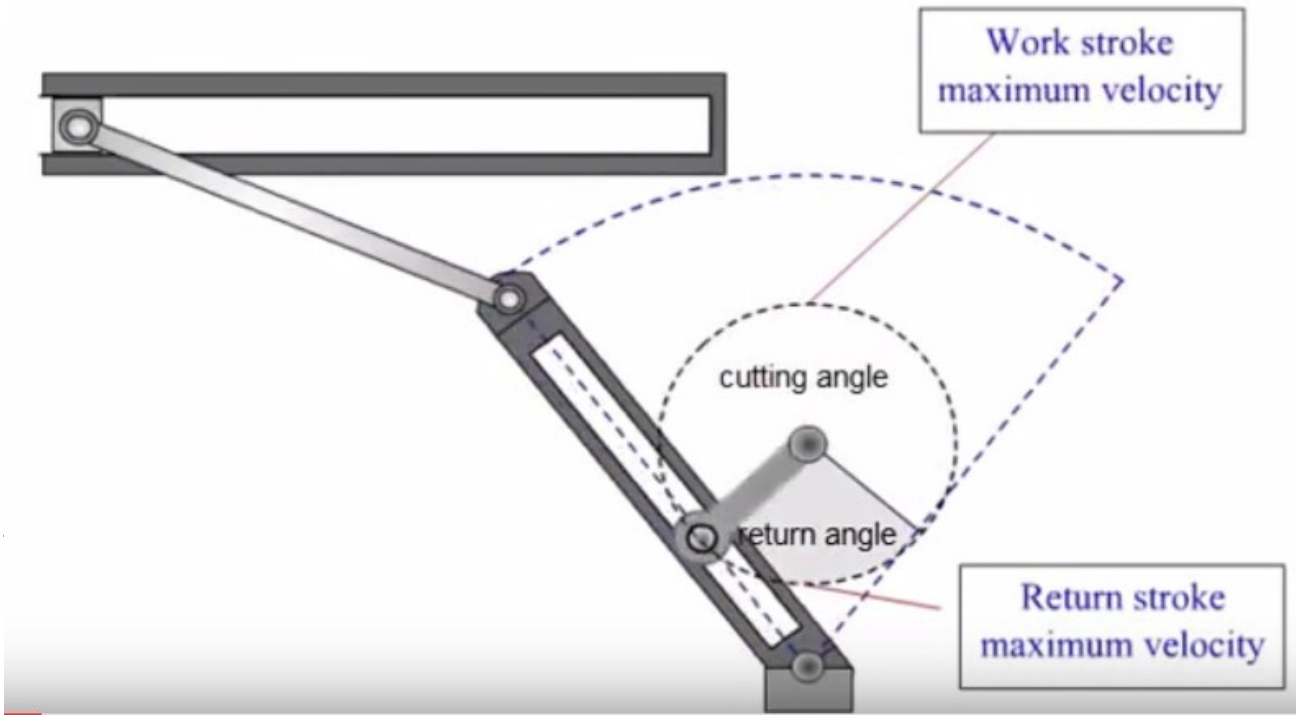


Le Scotch yoke classique est très bien adapté pour y atteler 2 pompes. Avec 2 pompes en tandem , le couple résistant sera un peu supérieur à 3,3 kgf.cm car lorsqu'une pompe refoule, l'autre aspire. Le travail d'aspiration est beaucoup plus faible que le travail de refoulement. Par contre le débit sera plus constant et l'on pourra diminuer la vitesse. Cette diminution de vitesse est favorable car le couple disponible en sortie d'arbre moteur sera plus élevé.

Coulisse Withworth[6]

Ce mouvement a la particularité de transformer un mouvement de rotation constant en mouvement linéaire dissymétrique, le retour étant plus rapide que l'aller. Cette particularité a été mise à profit sur les machines outils comme les étaux limeurs. Ce type de liaison pourrait être intéressant le retour rapide étant coordonné à l'aspiration, le mouvement lent au refoulement. La coulisse Withworth ne semble pas avoir été utilisé sur les pompes à clapet. On ne la retiendra pas comme premier choix.





Eléments de cahier des charges

On retiendra le principe d'entraînement par moteur à courant continu à vitesse variable avec accouplement Scotch yoke classique. Le Scotch yoke entraînera deux pompes à clapets à billes, alésage D=5mm course = 30mm. La vitesse nominale sera de 150 coups/mn. Les pompes sont en opposition de phase et débitent dans une petite nourrice de mélange.

La puissance hydraulique nette à fournir est de 5,3W avec une poussée au piston de 3,4 kg.

Puissance pompe

Coeff sécurité débit	1,7
Rendement Pompe	0,8
Pertes de charge circuit	3 bars
Puissance hydraulique pompe	**5,3** W
Diamètre piston	5 mm
Course piston	30 mm
Nbe de coups/mn en monopompe	**286**
Force sur le piston	**3,4** kgf

Moteur

Couple	**5,11** kgf.cm
Puissance électrique	**15** W

Etude de la motorisation de pompe

Différence entre couple et puissance

Le couple c'est l'effort que vous devez produire sur le tournevis pour que la vis s'enfonce dans le bois. C'est aussi l'effort produit par une clé pour desserrer un écrou. La force que vous devez exercer sera d'autant plus faible que le bras de levier de la clé sera grand.

L'unité de couple est le N.m ; on utilise souvent l'ancienne unité kgf.m ou kgf.cm

Le couple résistant à vaincre Cr = (bras de levier du maneton) x (résultante de_pression sur le piston).

Avec un scotch yoke le couple résistant est maximal lorsque le maneton est à la verticale. On n'a donc pas intérêt à exagérément augmenter la course du piston, obtenue en excentrant le maneton, car cela va aussi augmenter le couple maximal.

La puissance c'est la faculté de produire un travail en un temps donné. Pour un moteur elle s'exprime par :

Puissance= Couple x Vitesse_rotation P en W, C en N.m, Vitesse_ Rotation en radians/s[7]

Moteur à courant continu

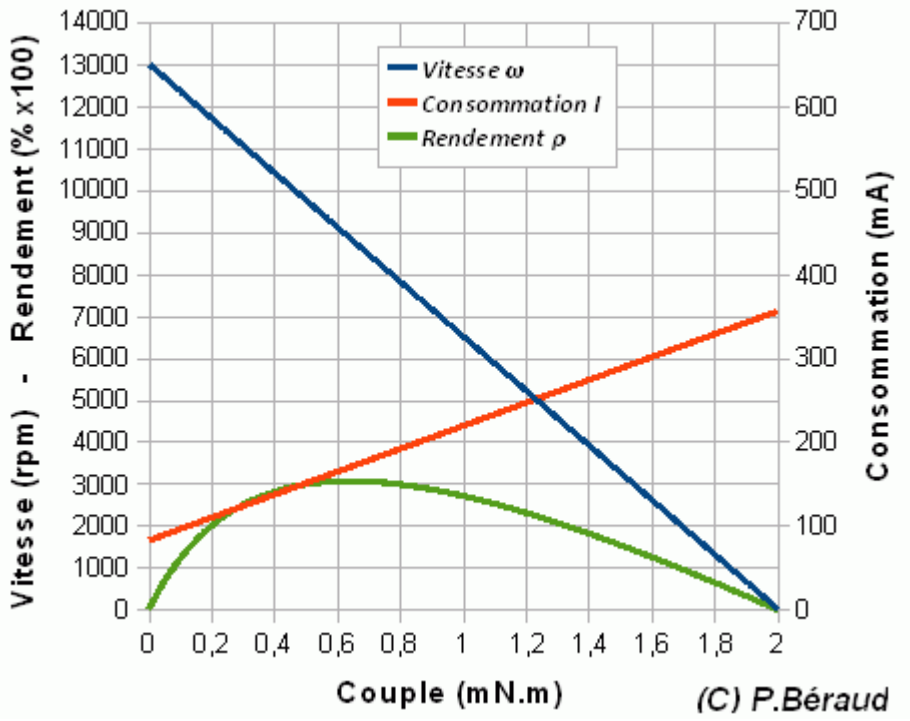
Le couple que peut fournir un moteur à courant continu va dépendre pour l'essentiel de sa tension d'alimentation et de sa vitesse de rotation.

Source doc : http://blaisepascal-fr.perso.neuf.fr/TheoMot.php

Courbes caractéristiques d'un moteur Jouef, calculées d'après les mesures de ses constantes caractéristiques :
Elles sont tracées pour une tension d'alimentation de 12V.

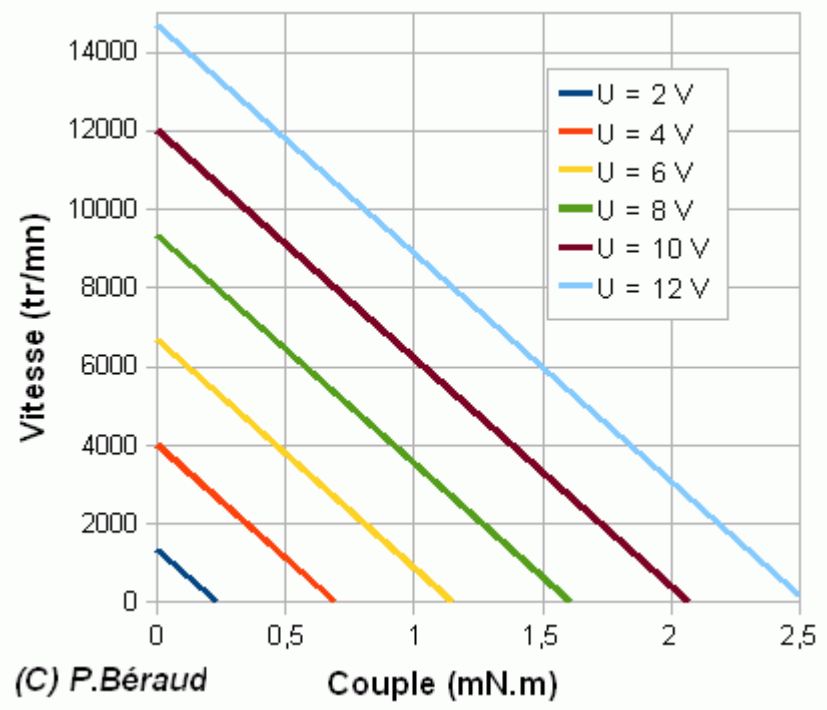
- *En abscisse, le couple en mN.m*
- *Droite bleue : vitesse de rotation, graduée sur l'échelle de gauche en tours/mn : la vitesse à vide est de 13300 tours/mn (couple nul) puis décroît linéairement jusqu'à 0 (rotor bloqué) pour un couple de 2 mN.m.*
- *Courbe verte : rendement du moteur, gradué sur l'échelle de gauche en % x 100 : Il est maximal (autour de 30%) pour un couple de 0.4 à 0.8 mN.m environ et décroît lentement autour de cette plage.*
- *Droite rouge : courant consommé, gradué sur l'échelle de droite en mA : on progresse de 80mA à vide jusqu'à 350mA rotor bloqué*

7 1 tour/seconde = 360 °/s = 6,283 radians/s



Ce qu'il faut retenir de la courbe en bosse (couple, rendement) c'est qu'il faut se maintenir dans une plage de vitesse assez étroite pour bénéficier du couple maximal et d'un bon rendement. On aura autant de courbes qu'il y aura de tension d'alimentation acceptable pour le moteur.

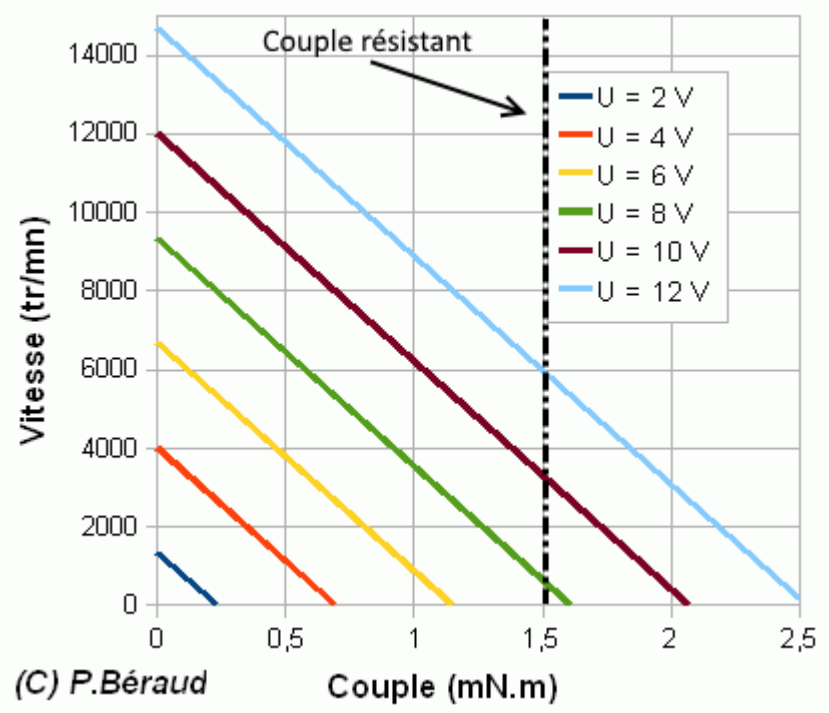
Le réseau de courbes ci-dessous illustre la relation entre la vitesse, le couple moteur et la tension d'alimentation



Toutes les caractéristiques sont parallèles, autrement dit la pente $\boldsymbol{R_V}$ *est constante et indépendante*

de l'alimentation. A faible vitesse, la caractéristique est très courte et le moteur risque de caler à la moindre irrégularité du couple résistant.
A vitesse identique, un moteur à plus faible pente $\boldsymbol{R_V}$ *est plus robuste de ce point de vue (caractéristique plus longue) et donnera de meilleurs ralentis.*

Point de fonctionnement d'un moteur



Les points de fonctionnement disponibles sont à l'intersection des courbes des couples moteur et de la courbe du couple résistant, ici figurée par la droite verticale en pointillés.

Dans le cas illustré :

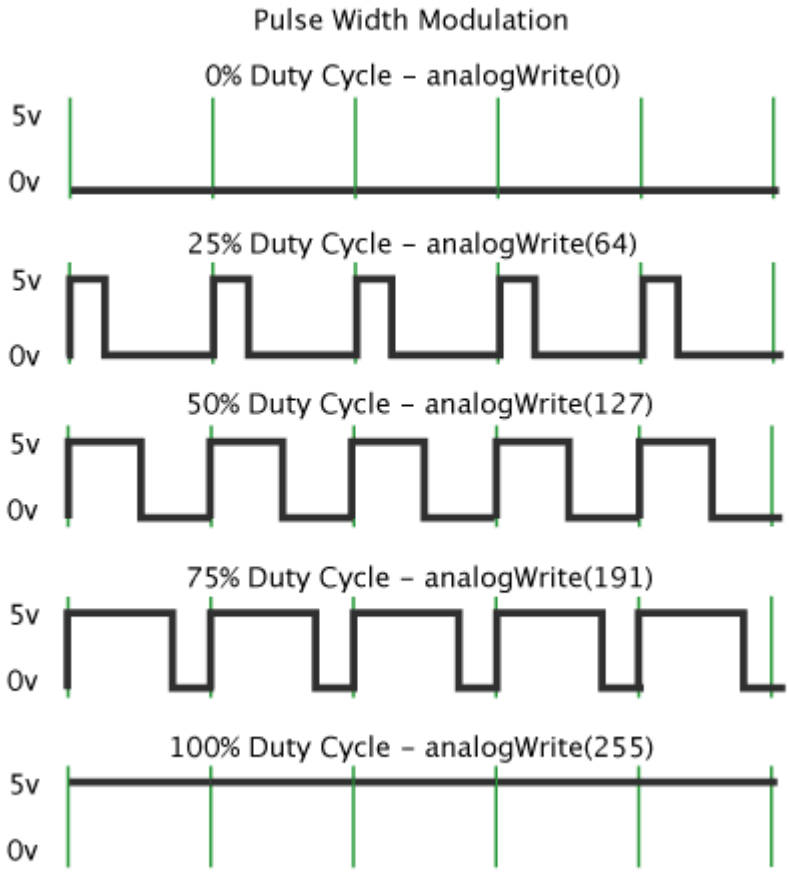
- aux tensions de 2, 4, 6 V le moteur est en calage, il ne démarre pas.
- avec une tension de 8V le démarrage sera incertain et en tout cas le fonctionnement médiocre.
- à 10V le moteur sera à environ 2500 trs/mn et à 12V à 6000 trs/mn

Le couple résistant étant une donnée fixe, imposée par la pression de refoulement de la pompe de pressurisation et la section du piston, on voit que de facto la tension d'alimentation du moteur sera imposée afin d'obtenir le débit souhaité.

Dilemme : pour faire varier le débit il faut faire varier la vitesse. Un moyen de changer la vitesse est de diminuer la tension,

mais en diminuant le tension, le couple moteur diminue. Comment faire ?

Variation de vitesse PWM[8]



Source Arduino.cc

Le principe de variation de vitesse PWM est basiquement simple. On actionne un interrupteur qui, à chaque tour moteur, laisse passer le courant pendant une fraction de temps déterminée. Lorsque l'interrupteur est sur « ON » le moteur voit sa tension nominale et par conséquent produit son couple nominal. Le procédé a deux avantages :

- la vitesse va varier sans que le couple ne varie excessivement si tant est que l'on ne descende pas trop bas en vitesse, par exemple en restant au-dessus de 20 % de Vitesse_nominale.

- les composants électroniques vont beaucoup moins chauffer car ils fonctionnent soit en conduction totale, soit sans conduction.

Choix du moteur

L'engouement pour les robots permet aujourd'hui de disposer, à prix abordable, de motoréducteurs à courant continu compacts et performants ainsi que l'électronique de contrôle

8 Pulse Width Modulation = Modulation à Largeur d'Impulsion (MLI)

(RE 540/1 MOTOR)

Le motoréducteur MFA 942D1001 serait bien adapté à notre cahier des charges. Avec ce motoréducteur la plage de vitesse varie de 51 trs/mn sous 4,5V à 172 trs/mn sous 15 volts. La consommation nominale est de 3 A au point de fonctionnement optimal. Son courant de blocage est de 8,24 A à 6 V et probablement 12 ou 14 A sous 12V….juste avant qu'il ne parte en fumée.

Par sécurité on prendra une carte de contrôle capable de passer 10 à 13 A en continu et disposant si possible d'une prise d'information de l'intensité moyenne qui circule.

Au nominal le moteur déploie un couple de 9kgf.cm ce qui est important par rapport à nos besoins.

Cela à l'avantage de donner un peu plus de latitude sur la section du piston et de la robustesse de fonctionnement en cas de surpression.

Il peut y avoir des fluctuations de pression autour de la valeur nominale dont on doit se prémunir mais aussi de fortes pression en cas de dysfonctionnement. Ce sera le cas si il y a un arrêt brutal du moteur à vapeur, par exemple grippage du piston. On peut aussi avoir un grippage de pompe ou un blocage de pièce en mouvement.

Une surpression se traduit immédiatement par une augmentation du couple résistant. Une rupture de débit par calage (blocage en rotation) du moteur peut avoir des conséquences néfastes :

- destruction du moteur par effet Joule

- destruction du contrôleur PWM par surintensité prolongée

- destruction de l'échangeur par augmentation excessive de la température à cause de l'absence de circulation d'eau.

On prévoira donc une vanne de décharge automatique dans le corps de pompe pour éviter ces problèmes

Résumé du prédimensionnement de pompe

L'existence du moteur type MFA 942D1001 permet de modifier un peu les caractéristiques de la pompe. On demeure toujours avec deux pompes en tandem activées par un accouplement Scotch Yoke.

Puissance pompe

Coeff sécurité débit	*1,7*
Rendement Pompe	*0,8*
Puissance hydraulique pompe	**6,6** W
Diamètre piston	6 mm
Course piston	30 mm
Nbe de coups/mn	**248**
Force sur le piston	**4,9** kgf

Moteur

Couple	**7,4** kgf.cm
Puissance mécanique	**19** W
Tension alimentation du moteur	12 V
Rendement moteur électrique	0,6
Intensité	2,6 A
Puissance électrique	**31** W

Nota : le rendement du train d'engrenage 100:1 devrait être pris en compte

Avec deux pompes en tandem la vitesse sera divisée par deux pour assurer le même débit soit de l'ordre de 120-130 coups/mn

L'alimentation à courant continu sera une alimentation chinoise « à tout faire » 12 V DC- 50W. On utilisera avec cette alimentation 12V des convertisseurs abaisseurs dits « Step Down » qui convertissent cette tension continue en tension plus basse pour par exemple alimenter les cartes électroniques (3,3V et 5V).

Ci dessus un exemple qui vaut dans les 4€ et qui débite 2 à 3 A. Taille (L x P x H): 5 x 2,5 x 1,5 cm

- Tension d'entrée: 5-35V
- Tension de sortie: réglable en continu de 1,25 V à 30 V

MOTOR DATA.

MODEL	VOLTAGE		NO LOAD		MAX EFFICIENCY						STALL TORQUE	
	OPERATING RANGE	NOMINAL	SPEED	CURRENT	SPEED	CURRENT	TORQUE		OUTPUT	EFF		
			R.P.M.	A	R.P.M	A	oz - in	g - cm	W	%		g - cm
540/1	4.5 - 15.0	12.0v CONSTANT	15,800	0.52	13360	2.85	2.14	154.4	21.2	61.9	13.9	1000

Stall Current RE540/1 at 6v = 8.24A

REDUCTION TABLE. R.P.M. (no load)

SUPPLY VOLTAGE	4.5v	6.0v	9.0v	12.0v	15.0v
942D51	1082	1502	2287	3090	3640
942D271	184	250	380	500	614
942D511	109	150	227	288	380
942D1001	51	71	108	146	172
942D1391	27	37	58	79	100
942D2641	18	25.5	39.5	53	68
942D5161	9.5	13	20	27	32
942D7211	7.5	10	15.5	20.5	26

WEIGHT	
942D51	254g
942D271	279g
942D511	306g
942D1001	303g
942D1391	306g
942D2641	329g
942D5161	333g
942D7211	350g

Note: Motor speeds may vary by (+) or (-) 12.5%

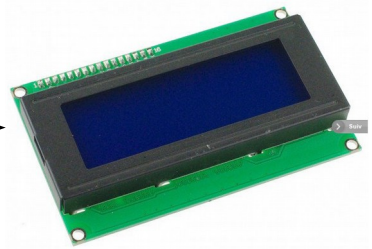
GEARED MOTOR TORQUE RATINGS AT MAX. EFFICIENCY.

	At 12V (g.cm)	
5:1	618	
27:1	2918	
51:1	4725	
100:1	9264	
139:1	10000	
264:1	12000	
516:1	12000	
721:1	12000	

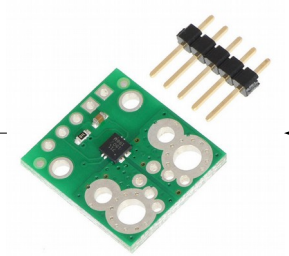
NOTE: To establish Torque Rating in Nm, divide g.cm by 10,197.0

IMPORTANT NOTICE
At very low ratios the torque produced by this geared motor combination may exceed the maximum permissible torque of the gearbox. In this situation the unit must not be allowed to stall as this may damage the gears.

24 volt versions are available for this range of motor-gearboxes. Performance data is similar to 12 volt versions. This version also has an extended 10mm rear shaft to accommodate motor encoders. When ordering please use 12v version part number suffixed with 24V.
I.E. 942D1001 will be 942D100124V

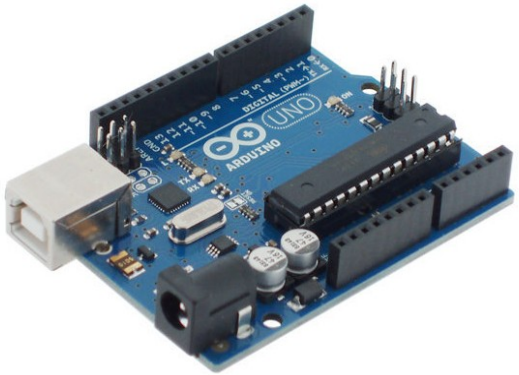


LCD 4x20
Liaison I2C

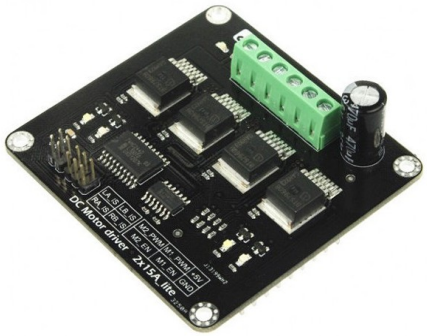


Mesure
intensité

Alim 12V-
50W

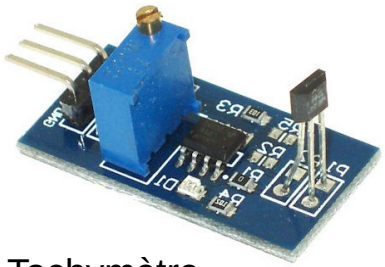


Arduino
UNO



Contrôleur PWM-15A

(RE 540/1 MOTOR)



Tachymètre
Capteur à effet Hall

Micro clavier 5 BP

Chaine de commande du moteur

- Le programme de contrôle et de calcul est stocké dans le microcontrôleur Arduino UNO qui communique via une interface minimaliste : un afficheur LCD 4lignes de 20 caractères et 5 boutons poussoirs.
- L'Arduino envoie les commandes de largeur d'impulsion à la carte qui contrôle le motoréducteur à courant continu.
- Un capteur à effet Hall va envoyer des impulsions qui traduisent la rotation du moteur. Il sert de capteur de vitesse de rotation
- un capteur d'intensité surveille l'intensité débitée par l'alimentation et la numérise pour la faire traiter par l'Arduino.

3ème Partie Générateur de vapeur

Cette section est un mémento technique dans lequel j'ai clarifié et organisé des données de calcul de sources disparates, pour fabriquer une feuille de calcul sur tableur pour évaluer la faisabilité d'un tel projet.

Prédimensionnement

On va effectuer cela en trois étapes :

- évaluation du besoin théorique pour générer la vapeur aux conditions nominales
- prédimensionnement de l'échangeur
- prédimensionnement du brûleur

Un certain nombre de définitions, propres aux calculs de thermique, seront données.

Unités

L'utilisation des unités du système international (SI) tendent à se généraliser, et c'est une bonne chose car la plus grande partie de erreurs provient de problèmes de conversion d'unités. Se reporter à l'annexe pour plus d'infos.

Enthalpie

Pour faire simple l'enthalpie, généralement notée < H >, est la quantité théorique totale de chaleur que peut échanger un corps. On l'exprime en kJ/kg . L'enthalpie se lit dans des tables normalisées ou bien est directement calculée à partir de programmes.

La quantité de chaleur échangée va dépendre de l'état initial du corps, de son état final et des conditions d'échanges (pression constante, volume constant, pression et volume variable).

`Dans ce qui suit, on supposera que tout les échanges s'effectuent à pression constante.`

De la vapeur surchauffée se refroidit de 350°C à 250°C, le bilan de l'échange est

Vapeur	H en kJ/kg
15 bars - 350°C	3144
15 bars - 250°C	2919
Chaleur échangée	225

`225 kJ/kg= 225000 J/kg`

Si le débit masse de vapeur qui se refroidit est de 0,5 kg/s la puissance thermique cédée est, en Watts :

P=Qm*(H_final-H_initial)=0,5*225 000= 112 500 W= 112,5 kW.

Capacité thermique massique

La capacité thermique massique, était anciennement appelée *chaleur massique* ou *chaleur spécifique*.
C'est la quantité d'énergie à apporter à une substance par échange thermique pour élever d'un degré la température de 1kg de la masse cette substance.

Pour un corps donné, cette valeur va varier en fonction de la température, et selon que l'échange se produit à pression ou à volume constant. Pour notre problème on admet que l'échange se produit à pression constante. Les valeurs de *Cp* ou *Cv* se lisent dans des tables ou se calculent à partir de formules semi-empiriques.

L'expression de la chaleur échangée est :

$$Q1 = m * (Cp_{final} * T_{final} - Cp_{initinial} * T_{initial}) = m * Cp_{moyen} * (T_{final} - T_{initial})$$

On prend un Cp moyen si l'on juge qu'il varie peu dans l'intervalle de température ou si l'on a pas besoin d'une grande précision.

Nota : Le produit *Cp*T* avec T en degrés K est une enthalpie en *kJ/kg*.

Pour les fumées de combustion du butane ou du propane on pourra prendre une valeur entre 1,05 et 1,2 kJ/(kg.K) pour des températures respectivement comprises entre 200°C et 800°C.

A propos de la vaporisation et de la vapeur surchauffée

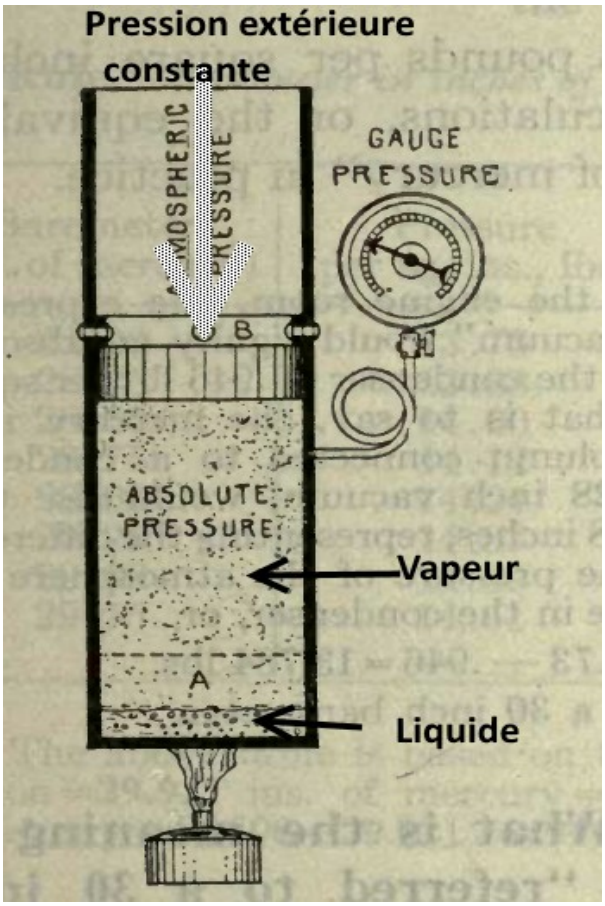
Au-dessus d'un liquide il y a de la vapeur, que ce liquide soit du propane, de l'alcool ou de l'eau.

A une température donnée Ts, si la pression P qui s'exerce sur l'ensemble Liquide-Vapeur est supérieure à une valeur donnée Psat rien ne se passe. Si pour la même température Ts la pression devient inférieure à Psat alors le liquide va passer sous forme vapeur. Cette transformation, l'évaporation, va consommer de la chaleur. C'est pour cela que les bouteilles de gaz sollicitées à gros débit se refroidissent progressivement et que du givre se forme.

Voyons le cas de la vaporisation de l'eau.

Notre bilan thermique va se scinder en 3 phases. Il s'effectue à **Pression constante.**

Cela se passe lorsque vous faites bouillir de l'eau à la pression atmosphérique. On peut aussi imaginer un tube suffisamment haut et fermé par un piston étanche sur lequel on exerce une pression constante comme sur le croquis ci-dessous.



1. **<u>Réchauffage du liquide</u>** :

   $$Q1 = m*(Cp_{eau\,2}*T_{final} - Cp_{eau\,1}*T_{initial}) = m*Cp_{eau}*(T_{final} - T_{initial})$$

   Cp_eau est la chaleur spécifique de l'eau . Elle varie peu dans le domaine où travaille la chaudière, on peut retenir la valeur de *4,18 kJ/(kg*K)*

   Si le chauffage est lent et parfaitement homogène on est en phase liquide et aucun dégagement gazeux n'apparaît. La température augmente progressivement au fur et à mesure que l'on apporte de la chaleur jusqu'à la température de saturation où le liquide va se transformer en vapeur. Il aura fallu apporter la quantité de chaleur Q1 au liquide.

2. **<u>Vaporisation</u>** :

   $$Q2 = m*L$$

   L est la chaleur de vaporisation (enthalpie de vaporisation). Pour l'eau elle vaut à 1bars-100°C *2675 kJ/(kg *K*)* et à 5bars-150°C *2107 kJ/(kg*K)*

   Il y a dégagement gazeux (vaporisation) et si la pression Psat

est constante alors la température Tsat aussi est constante. C'est le palier de vaporisation. Cette étape absorbe une grande quantité de chaleur. Lorsque toute la chaleur aura été fournie il n'y aura plus que de la vapeur d'eau. Mais la moindre baisse de température ou la moindre augmentation de pression feront que de l'eau liquide va apparaître (condensation). On est en vapeur saturante. l aura fallu apporter la quantité de chaleur Q2 au mélange eau liquide – vapeur d'eau.

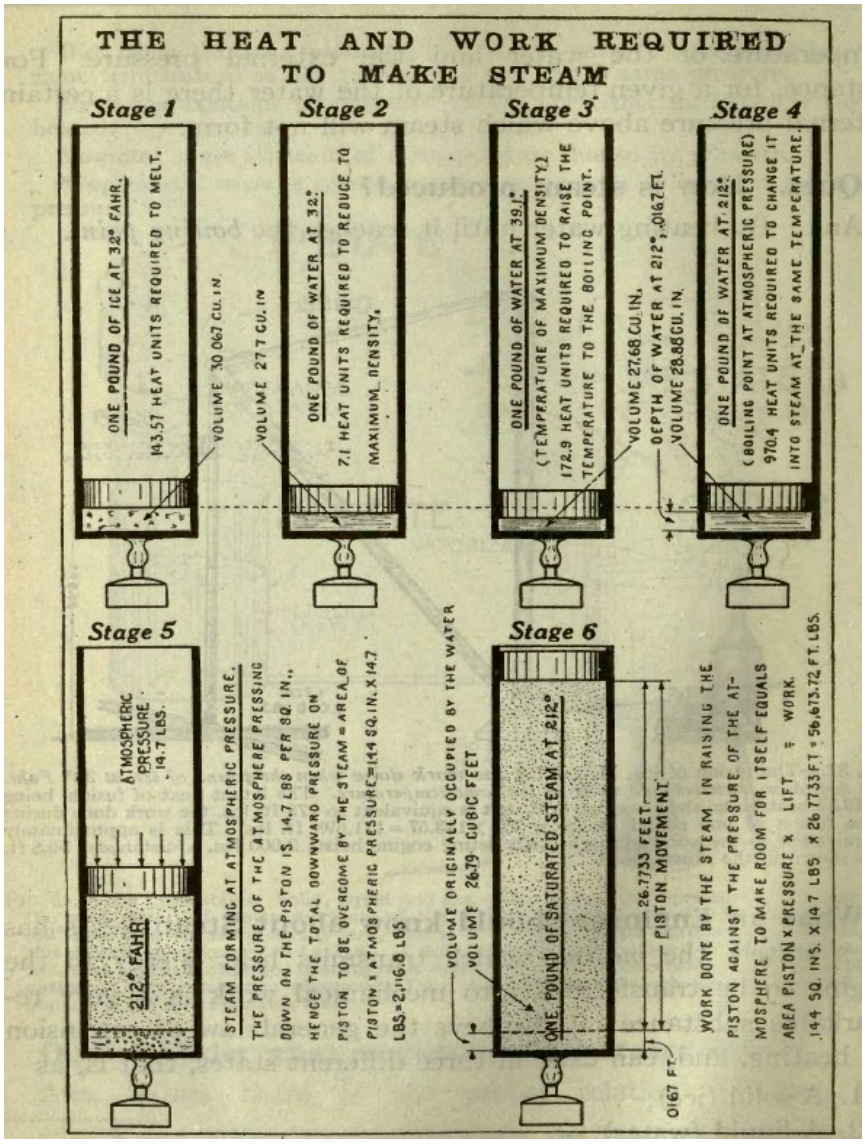
3. **Surchauffe vapeur** :

$$Q3 = m * (Cp_{vapeur2} * T_{final} - Cp_{vapeur1} * T_{initial})$$

Cp_vapeur est la chaleur spécifique de la vapeur. Le Cp_vapeur varie dans le domaine où travaille la chaudière

Après avoir vaporisé tout le liquide, la vapeur se comporte comme un gaz. Si on apporte de la chaleur en gardant la pression constante alors la vapeur va emmagasiner cette chaleur et sa température va augmenter. Il y a plusieurs bénéfices : faible conduction thermique de la vapeur « sèche » donc moins de pertes, moins de risques de condensation, un peu plus d'énergie à fournir au moteur. La chaleur pour surchauffer la vapeur est Q3

Au final on aura apporté Q= Q1 + Q2 +Q3 à l'eau.



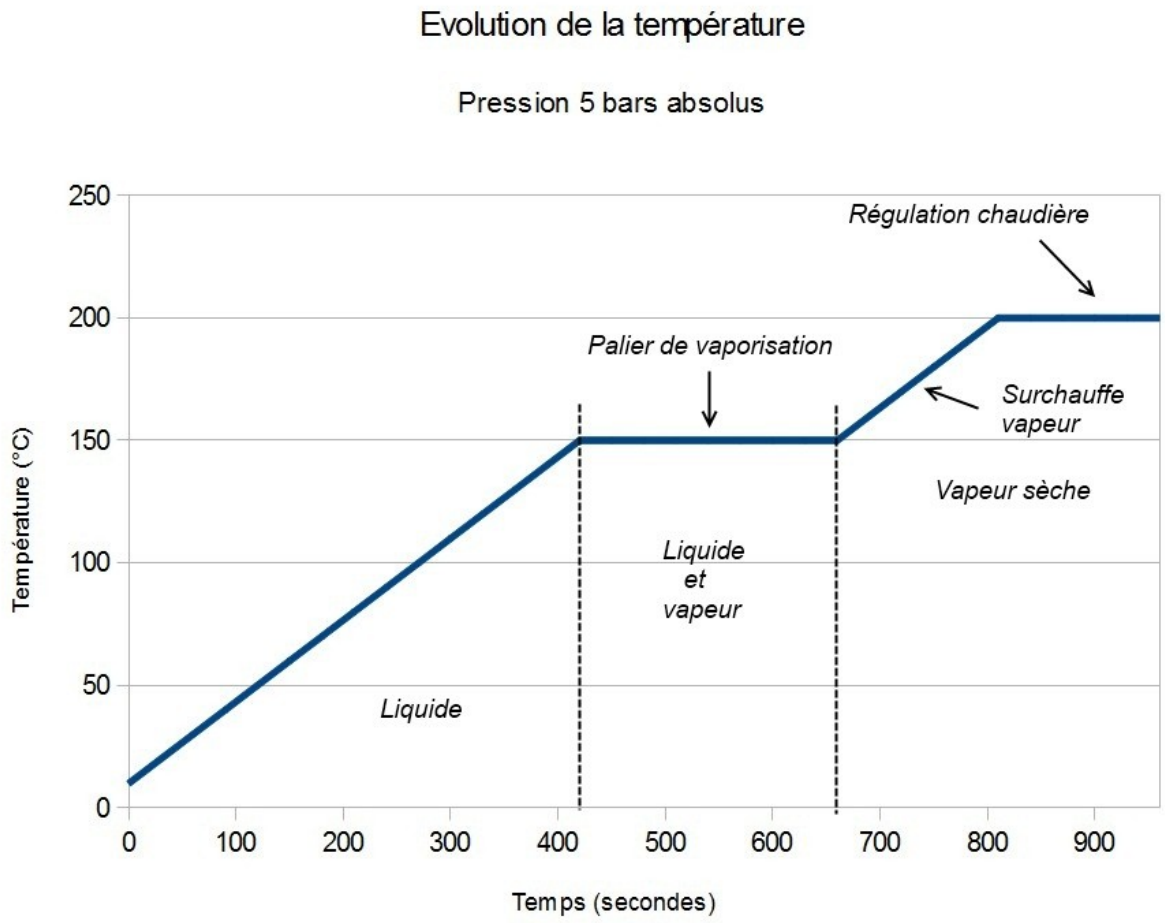
La planche ci-dessus, montre les transformations depuis la glace (1) jusqu'à la vapeur surchauffée (6).

Exemple chiffré [9]:

Sous 5 bars de pression on vaporise complètement 800g (0,8 kg) d'eau selon le diagramme ci dessous en partant d'une eau à 10°C.

		Résultat en kJ
1	$m * Cp_{eau} * (T_{final} - T_{initial})$ Soit 0,8* 4,18*(150-10)	468,2
2	$m * L$ Soit 0,8*2107	1685,6
3	$m * Cp_{vapeur} * (T_{final} - T_{initial})$ Soit 0,8*2,33*(200-150)	93,2
Total		**2247**

9 Pour être « propre » il conviendrait de convertir toutes les températures en degrés K. Comme les formules n'utilisent que des différences de température on peut s'en dispenser, mais cela peut être une grave source d'erreur pour des problèmes plus compliqués.



On notera qu'une part importante (75%) de l'énergie consommée sert à la vaporisation. La surchauffe consomme peu d'énergie pour des bénéfices certains.

Besoins thermiques du générateur Flash

Exemple chiffré

		Enthalpie kJ/kg	% du total
Eau 1 bar 10°C		42,02	
Eau 15 bars -198°C		844,72	
	Bilan réchauffage	*844,72-42,02= 802,70*	*27,9*
Vapeur 15 bars-198°C		2791,04	
	Bilan vaporisation	*2791,04-844,72= 1946,32*	*67,6*
Vapeur 15 bars – 248 °		2919,91	
	Bilan surchauffe	*2919,91-2791,04= 128,87*	*4,5*
	Bilan total	**2877,89**	*100*

La puissance théorique est :

P= Débit_masse * Variation_enthalpie

P= *0,000556 * (2878*1000)= 1600 W*

Pour passer à la puissance réelle de chauffage il faudra y ajouter les pertes par les fumées et les pertes thermiques par échange avec le milieu environnant.

Commentaires

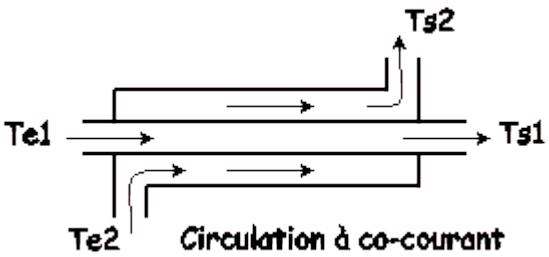
- le réchauffage de l'eau consomme 28 % de l'énergie. On aura intérêt à le faire en récupérant cette chaleur sur les fumées qui seront au moins vers 200°C
- la vaporisation consomme 68 % de l'énergie.
- La surchauffe consomme peu d'énergie pour pas mal de bénéfices. La vapeur sèche ayant un mauvais coefficient d'échange on aura intérêt à prévoir une longueur suffisante de tube échangeur.

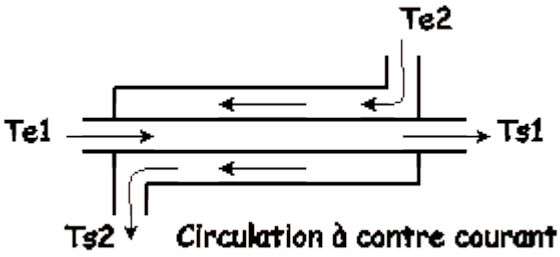
Quelques principes sur les échangeurs

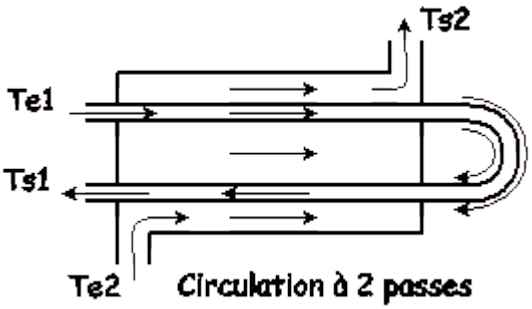
Source documentaire :

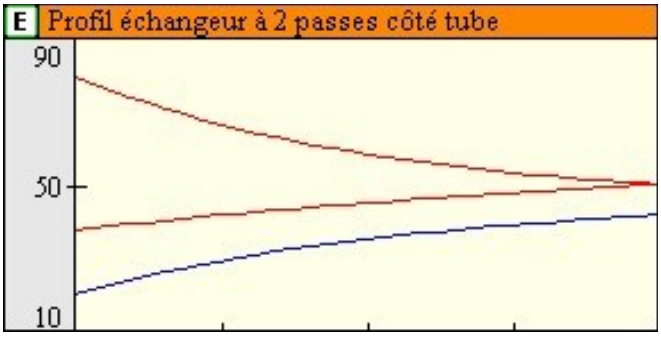
http://www.azprocede.fr/Cours_GC/echangeur_transfert_chaleur.html

- Un échangeur est une boîte avec deux entrées et deux sorties.
- Il n'y a pas de mélange entre les deux fluides.
- Le fluide chaud cède sa chaleur au fluide froid.
- Lorsque les deux fluides circulent dans le même sens, l'échangeur est dit à co-courant, s'ils circulent en sens contraire il est dit à contre-courant.









L'observation des profils de température montre que les fluides ne sortent pas à la même température en fin d'échange. Par rapport à un échangeur parfait, infiniment long et sans pertes thermiques, un échangeur réel aura une efficacité donnée, un rendement d'échange en quelque sorte.

Dans notre échangeur le fluide chaud est formé des gaz de combustion à haute température. Pour le fluide froid c'est plus compliqué car dans une partie de l'échangeur il va y avoir de l'eau liquide, puis ensuite dans la zone d'ébullition un mélange liquide-vapeur puis enfin si tout se passe bien un gaz qui est de la vapeur d'eau surchauffée.

L'échangeur sera à contre-courant car on souhaite des fumées à une température assez basse, 200-250°C par exemple ce qui est suffisant pour avoir un échange acceptable pour monter l'eau froide jusque vers 200°C. Mais cela serait notoirement insuffisant pour produire la vapeur surchauffée à 250°C, d'autant que la vapeur sèche est un « isolant thermique » comme tous les gaz secs.

En simplifiant la puissance échangée s'écrit sous la forme :

$P = k * S * \Delta T_m$ *avec* ΔT_m *fonction des écarts de température entre les fluides*

S est la surface d'échange considérée

Tf est la température froide (l'eau) ; en mode évaporation si la pression est constante alors la température est constante et on sait la mesurer.

Tc c'est la température des gaz, moins commode car elle varie depuis l'entrée jusqu'à la sortie

k est le coefficient d'échange global pour le tronçon d'échangeur considéré

Coefficient d'échange global

Remarque préliminaire :

Il est possible de calculer directement le coefficient d'échange par convection sur les parois des tubes échangeurs en utilisant des nombres sans dimensions (Reynold, Prandtl, Nusselt, ...) et des formules semi-empiriques. Cela n'est pas nécessairement la meilleure manière de procéder pour les raisons suivantes :

- *il est très difficile de connaître le domaine de validité des lois proposées et l'incertitude (erreur) sur le résultat que donne leur application.*
- *le facteur de réduction d'échelle amené par le modélisme rend l'application de ces lois très incertaine.*

J'ai trouvé plus sage de prendre des valeurs moyennes proposées par la littérature technique disponible.

Le gros point difficile sera de calculer précisément, ou même seulement d'estimer, ce coefficient d'échange global.

Pour un calcul de dégrossissage manuel on découpe l'échangeur en sections homogènes dans lesquelles ce coefficient, noté <k>, sera sensiblement constant. On veillera à ce que la capacité thermique massique Cp des fluides soit elle aussi sensiblement constante.

Son unité est en W/(m² .°C)

R sont des résistances thermiques que l'on souhaite bien sûr les plus faibles possibles. Elles s'expriment en (m².°C)/W.

$$\frac{1}{k} = R_e - R_{ec} + R_t + R_{gc} + Rg$$

$$k = \frac{1}{R_e - R_{ec} + R_t + R_{qc} + Rg}$$

Re= résistance de l'échange paroi intérieure du tube-→eau
se calcule à partir d'un coefficient de convection *h.* On a Re= 1/he
Pour de la convection libre sans ébullition pour de l'eau, *he* varie de 100 à 900
Pour de l'ébullition nuclée en circulation libre, *he* varie de 2500 à 10 000

Rec= résistance d'encrassement côté eau
généralement non documentée. En milieu industriel il y a un traçage des températures et débits qui permet de contrôler l'évolution de l'efficacité de l'échangeur

Rt= résistance du tube. Elle s'exprime par Rt=e/conductivité avec e=épaisseur
Conductivité cuivre : 390 W/(m.°C)
Conductivité acier doux : 45 W/(m.°C)
Conductivité acier inox : 25 W/(m.°C)

Rgc=résistance d'encrassement côté fumées
généralement non documenté. J'avais trouvé cette valeur pour encrassement normal avant maintenance : Rgc= 20 10^{-4} à 70 10^{-4} pour les combustibles gazeux

Rg=résistance gaz-->paroi extérieure du tube
se calcule à partir d'un coefficient de convection *h.* On a Re= 1/*hg*
circulation naturelle(vitesse faible) *hg* : 5 à 25
circulation forcée(vitesse jusqu'à 30 m/s) *hg*: 25 à 300

Petit exemple numérique pour fixer les idées

Re : ébullition nuclée bien régulière he=5000 donc Re=1/5000= 2 10^{-4}

Rec : tube parfaitement nettoyé Rec=0

Rt : tube cuivre d'épaisseur 2mm Rt=0,002/390= 0,051 10^{-4}

Rgc : tube déjà encrassé par de la suie Rgc= 20 10^{-4}

Rg : 1/20 = 0,05

alignons la brochette des résistances pour les comparer depuis le fluide jusqu'aux fumées

Eau ➔	Re	Rec	Rt	Rgc	Rg	➔ Fumées
	2 10^{-4}	0	0,051 10^{-4}	20 10^{-4}	500 10^{-4}	

La somme des résistances est de 522 10^{-4}, le coefficient d'échange global sera de k=1/(522 10^{-4}) soit 19,16 W/(m².°C)

Pour Te=110°c et Tfum =500°C on échangera par m² de surface d'échange
P= 19,16*1*(500-110)=7472 W.

Premières conclusions :

1. Ce n'est pas du côté de l'eau que va se trouver le problème d'échange mais du côté des gaz de combustion. Ce sont eux qui vont « piloter » l'échange.
2. L'évaporation est capable d'absorber une grande quantité de chaleur
3. La résistance thermique du métal du tube est négligeable
4. Les résistances d'encrassement sont difficiles à évaluer par manque de documentation dans la littérature. Il faudra prendre un coefficient de sécurité.
5. la résistance thermique convective d'échange des gaz est élevée et c'est ici qu'il faudrait concentrer les efforts de conception, mais les contraintes propres au modélisme bloquent ces pistes d'amélioration

Dans nos calculs nous négligerons les résistances d'encrassement et la résistance de conductivité du cuivre. La formule de calcul pour la longueur de tube considérée devient en prenant en compte les surfaces concernées

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_{fum} * S_{ext}} + \frac{1}{h_{eau} * S_i}}$$

h_fum= coeff. convection fumées ; S_ext= surface extérieure du tube=2*Pi*r1*L

h_eau= coeff. convection eau ; S_i= surface intérieure du tube=2*Pi*r2*L

En prenant la surface extérieure comme référence la formule peut s'écrire

$$K = S_{ext} * \frac{1}{\frac{1}{h_{fum}} + \frac{1}{h_{eau}} * \frac{r_i}{r_e}}$$

$$avec \quad S_{ext} = 2 * \pi * r_e * L$$

Pour les coefficients de convection on pourra prendre les valeurs pratiques suivantes (W/(m².°C):

Eau immobile	600 à 1800
Eau brassée/agitée	1700 à 4700

Eau en circulation	350 à 2100*$V^{0,5}$ V= vitesse en m/s
Eau en ébullition	4600 à 7000
Vapeur en condensation	11000 à 58000
Fumées	10 à 150

Nota : ne pas oublier dans le bilan final les échanges par rayonnement du brûleur vers le ciel de foyer

Tubes cuivre ou acier ?

Métal	Conductivité	épaisseur	R=e/conductivité
Cuivre	390	0,002	0,051 10^{-4}
Acier doux	45	0,003	0,67 10^{-4}
Acier inox	25	0,003	1,2 10^{-4}

Si on compare la résistance thermique de l'acier doux par rapport aux autres résistances thermiques elle demeure très faible par rapport à celles qui nous préoccupent : encrassement et échange fumées-parois intérieures du tube.

Ce n'est pas la contrainte thermique qui va départager l'acier et le cuivre

Les avantages invoqués pour l'acier sont:

- prix de réalisation beaucoup plus faible que le cuivre (matériau et brasure à l'argent)
- caractéristiques mécaniques plus élevées
- grand choix de nuances
- poids moindre (acier : 7800 kg/m³ cuivre 8800 kg/m³)
- très bonne usinabilité de l'acier
- fabrication simplifiée de la chaudière

Evaluation du coefficient global d'échange

On utilise du tube cuivre D=4mm extérieur et 3mm intérieur. On a un objectif de produire de la vapeur à 15 bars absolus, avec surchauffe à 250°C. On part d'une eau à 1 bar absolus 10°C

A ce stade on n'a pas d'autre choix que de faire des hypothèses sur les températures de fumées sinon aucune évaluation ne sera possible. On va découper l'échangeur en trois sections, car les coefficients

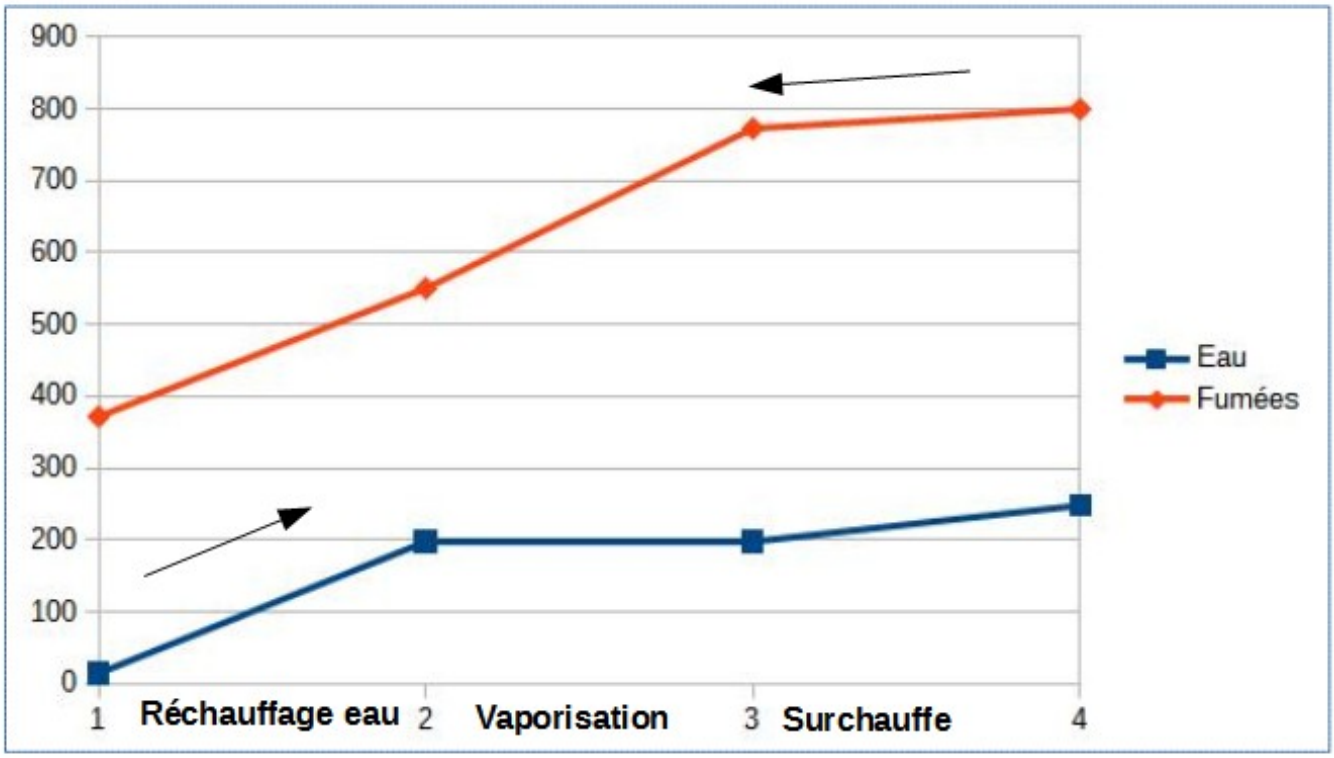
d'échange pourraient varier de manière importante.

Réchauffage			**Vaporisation**		**Surchauffe**	
P	*W*	***1292***		***1674***		***213***
hc fumées	*W/(m².°C)*	40	hc fumées	40	hc fumées	40
Rec	*(m².°C)/W*	0,00400	Rec	0,00400	Rec	0,00400
Ref	*(m².°C)/W*	0,00030	Ref	0,00030	Ref	0,00030
hf eau	*W/(m².°C)*	200	hf eau	5800	hf eau	100
K	*W/(°C.m²)*	**29,9**	K	**37,0**	K	**24,9**

Les valeurs de K, coefficient global d'échange, ne varient pas énormément pour la bonne et simple raison que ce sont, comme dit précédemment, les fumées qui commandent l'échange. Pour un dégrossissage on pourrait prendre un K unique pour tout l'échangeur, par exemple une moyenne proportionnelle à la puissance à échanger.

K=1/3180*(29,9*1292+37*1674+24,9*213)= 33,3 W/(°C.m²)

Illustration de l'aspect de l'évolution des températures des fluides



On note que le pincement[10] est important ce qui signe un échangeur assez peu performant, ce qui est dû à la médiocrité de l'échange avec les fumées

Echange par rayonnement

Les calculs précédents concernent les échanges convectifs par l'action des fumées sur le tube échangeur. Mais il existe aussi des échanges par rayonnement.

Au niveau du foyer une part importante de la chaleur est directement échangée par rayonnement.

On peut en avoir une estimation à partir de formules globales très simplifiées.

Si deux surfaces sont suffisamment rapprochées l'une de l'autre pour que la totalité du rayonnement qui quitte une surface soit reçue par l'autre on a les relations suivantes :

$$\frac{1}{\sigma}=\frac{1}{\sigma_1}+\frac{1}{\sigma_2}+\frac{1}{\sigma_0}$$

$\sigma_1 = 2{,}09\,10^{-8}\ W/(m^2.K)$ *cuivre oxydé* et $\mu\frac{2}{1}=\mu\frac{1}{2}$

$\sigma_1 = 5{,}00\,10^{-8}\ W/(m^2.K)$ *brique réfractaire*

$\sigma_0 = 5{,}675\,10^{-8}\ W/(m^2.K)$

10Écart de température fluide chaud – fluide froid

$$\Phi = \sigma \left(T_1^4 - T_2^4 \right) * S$$

T_1 *température tube cuivre*
T_2 *température céramique*
S *Surface radiante*
Φ *Flux de chaleur*

Les températures sont en degrés Kelvin (K)

Conduite des calculs

L'objectif poursuivi est d'avoir une estimation directe de la surface d'échange nécessaire, autrement dit de la longueur de tube.

On sépare l'échangeur en trois sous-échangeurs.

→ Notre cahier des charges impose le débit masse de vapeur et les caractéristiques thermiques

Réchauffage		**Vaporisation**		**Surchauffe**	
Tfe	*15*	*Tfe*	*198*	*Tfe*	*198*
Tfs	*198*	*Tfs*	*198*	*Tfs*	*248*
Tce	*?*	*Tce*	*?*	*Tce*	*?*
Tcs	*?*	*Tcs*	*?*	*Tcs*	*?*

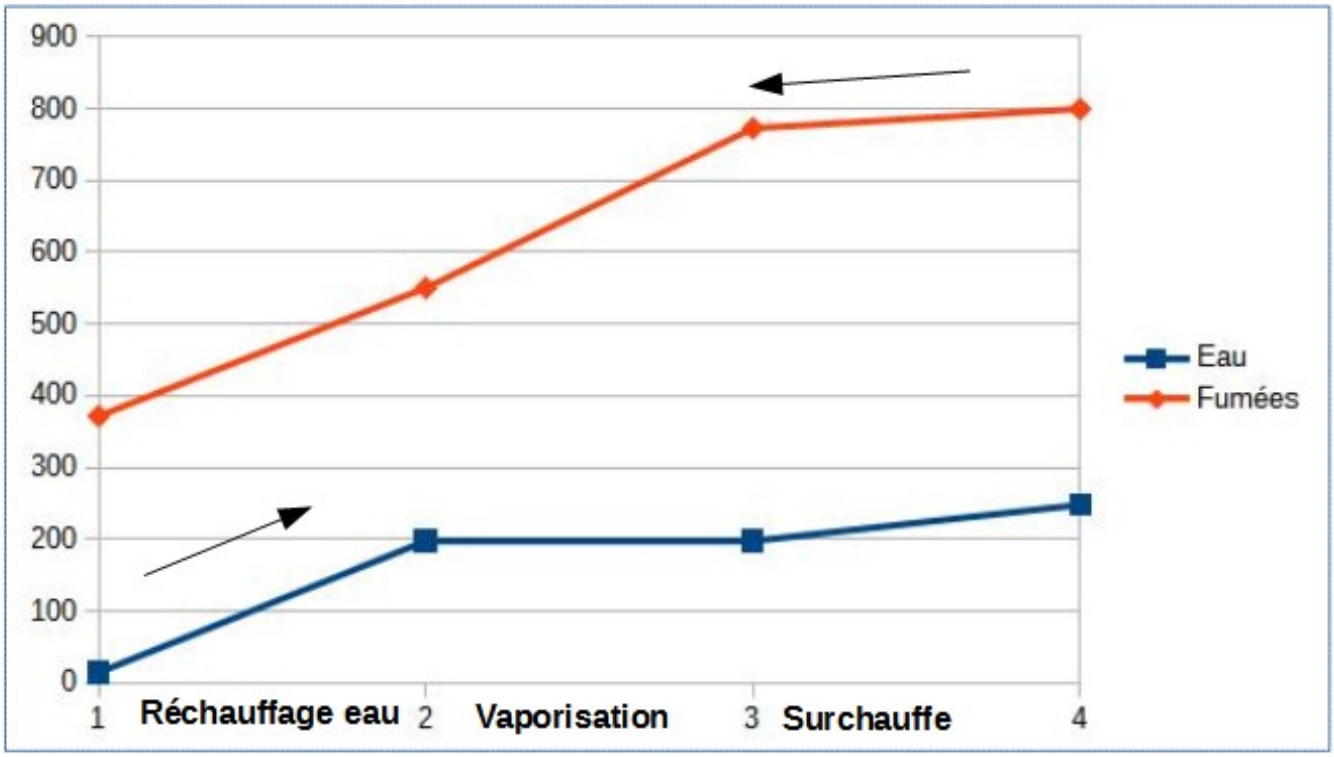
Il nous manque les températures des fumées que l'on va devoir calculer afin d'obtenir la surface d'échange.

1/ <u>Calcul des besoins thermiques</u>

Les besoins thermiques se calculent côté fluide froid (eau-vapeur) comme cela a été exposé précédemment. La seule différence est que l'on prend en compte les échanges directs par rayonnement avec l'hypothèse que l'agencement du tube fait que cet échange est réalisé dans la zone de vaporisation.

Ces apports pour un brûleur céramique radiant de 120x180mm à une température de 1000°C sont estimés à **1542 W.** La puissance absorbée par la vaporisation est de **3217W.** On fournira donc par échange convectif **1674** W.

Réchauffage		**Vaporisation**		**Surchauffe**	
		3217-1542=			
1292	*W*	***1674***	*W*	***213***	*W*



Estimation des caractéristiques de l'échangeur

On applique la méthode NUT qui est détaillée en annexe.

Il faut pour l'appliquer définir le type d'échangeur utilisé, co-courant, contre-courant, courant-croisé à deux flux brassés,....

Une fois ce choix fait, on définit quel est le fluide qui commande l'échange, le fluide froid ou le fluide chaud.

Pour cela on évalue un « débit calorifique » C=Débit_masse * Capacité_thermique_massique, pour chaque fluide. Les débits masse d'eau-vapeur et de fumées sont respectivement, une donnée d'entrée provenant du cahier des charges et le résultat du calcul de la combustion du gaz.

$$C_{min} = min(C_c\ ;\ Cf)$$
$$C_c = qm_c * Cp_c \quad et \quad C_c = qm_f * Cp_f$$

.

Le fluide qui commande est celui qui a le plus petit débit calorifique.

Ensuite on pose les définitions suivantes

$\epsilon = \frac{\Phi_{réel}}{\Phi_{max}}$; $NUT = \frac{K * S}{C_{min}}$; $R = \frac{C_{max}}{C_{min}}$ R est parfois nommé coefficient de déséquilibre. On le trouve aussi noté *Z* car on peut le confondre facilement avec la constante R des gaz parfaits. Pour les principaux types d'échangeur on sait établir des fonctions mettant en relation ces trois coefficients et les températures dans l'échangeur.

Exemple chiffré

On utilise un brûleur propane dont les fumées traversent un échangeur à contre-courant.

Estimation du débit masse fumées

Débit masse fumées	*0,00466*	kg/s
Cfumées	4,69	*J/K/s*
Cpmoyen fumées	1006	J/(kg.K)

Réchauffage			
Puissance à fournir		**1399**	W
Coeff *k*		29,87	W/(°C.m²)
	Tfe	***15***	
	Tfs	***201***	
	Tce	***1056***	
	Tcs	*758*	
Cchaud fumées		4,69	J/K/s
Cfroid eau		7,35	J/K/s
R		*0,64*	J/K/s
Cmin		*4,7*	J/K/s
Phi_max		*4885,9*	W
E		*0,28624*	
NUT		*0,16266*	
	S=	*0,02557*	m²

Vaporisation			
Puissance à fournir		**1710**	W
K		36,97	W/(°C.m²)
	Tfe	***201***	
	Tfs	***201***	
	Tce	*758*	
	Tcs	*369*	
Cchaud fumées		4,69	J/K/s
Cfroid eau		4,39	J/K/s
R		*0,94*	
Cmin		*4,4*	J/K/s
Phi_max		*2444,5*	W
E		*0,69940*	
NUT		*0,94178*	
	S=	*0,11191*	

Surchauffe			
Puissance à fournir		**229**	W
K		24,91	W/(°C.m²)
	Tfe	***201***	
	Tfs	***251***	
	Tce	*369*	
	Tcs	*320*	
Cchaud fumées		4,69	kg/s
Cfroid eau		4,92	J/K/s
R		*0,95*	J/K/s
Cmin		*4,7*	J/K/s
Phi_max		*785,2*	W
E		*0,29182*	
NUT		*0,17728*	
	S=	*0,03342*	

S_totale	***0,171***	**m²**

Eléments de combustion

Les combustibles gazeux comme le propane et le butane ne sont composés que de carbone (C) et d'hydrogène (H). Par exemple butane[11] (C4H10), propane (C3H8). Un combustible comme l'alcool contient en plus de l'oxygène dans sa composition.

Sous certaines conditions de mélange avec l'air, appelées limites d'inflammabilité, ces gaz vont brûler (régime de déflagration) en dégageant de la chaleur et des fumées. Si tout se passe bien, les fumées contiennent essentiellement du gaz carbonique (CO2), de la vapeur d'eau (H2O), et de l'azote (N2), azote qui lui était contenu dans l'air.

$$C_aH_b + \left(a + \frac{b}{4}\right)(O_2 + 3.76N_2) = aCO_2 + \frac{b}{2}H_2O + \left(a + \frac{b}{4}\right)(3.76N_2)$$

Ainsi un volume de gaz va donner un volume plus important de fumées, c'est le pouvoir fumigène. Par exemple 1m3 de propane va produire 25,6 m3 de fumées.

En situation de combustion réelle on doit ajouter, par rapport à la quantité exacte (stœchiométrique), un excès d'air pour que la combustion soit totale. Plus l'excès d'air est important, moins la flamme est chaude.

Ces fumées, y compris l'excès d'air, induisent une perte calorifique à la cheminée

On peut soit faire un calcul exact soit pour une première approche utiliser des formules comme la formule de Sievert.

Dimensionnement des brûleurs

Les brûleurs utilisés le plus généralement en modélisme sont des brûleurs atmosphériques à air induit, sans préchauffage ni pré-compression de l'air.

Le problème qui se pose est le calcul de l'injecteur car les injecteurs disponibles ne sont pas nécessairement adaptés au débit demandé ou à la pression d'alimentation.

Il faut avant tout bien comprendre que dans l'injecteur il y a deux types de fonctionnement :

- Sub-sonique : la pression amont est inférieure à une pression critique et alors la vitesse d'écoulement dans l'orifice est inférieure à la vitesse du son dans le gaz.
- Sonique : la pression amont est supérieure à la pression critique et la vitesse dans l'orifice est égale à la vitesse du son. L'écoulement sonique est caractérisé par des ondes de pressions stationnaires à l'aval de l'injecteur et un débit massique constant.

11Le butane commercial ou le propane commercial sont composés d'autres hydrocarbures.

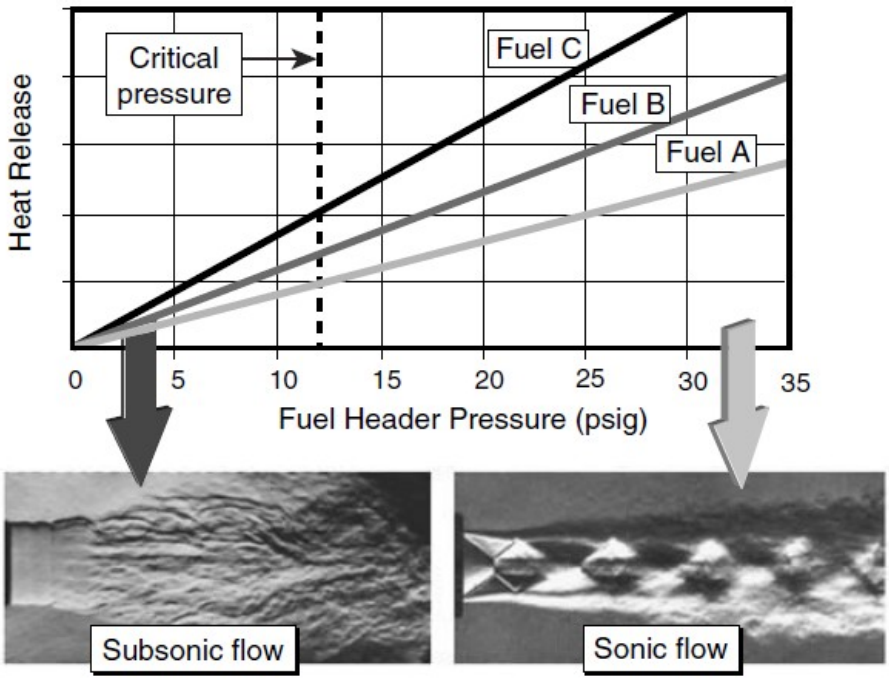


FIGURE 3.12 A typical fuel capacity curve for subsonic and sonic flow.

Vue des ondes stationnaires lors d'un décollage avec post-combustion

On trouvera en Annexe un document sur le calcul manuel de pré-dimensionnement des injecteurs. Malgré l'apparence quelque peu barbare des formules, le calcul s'effectue sans encombre avec une

calculette en mode scientifique ou un tableur pour ceux qui savant s'en servir.

Conclusions

Au terme de cette mini-étude on voit qu'il doit être possible de construire puis de mettre au point un générateur stationnaire de vapeur, de type monotube-monopasse, dit Flash steam Ce générateur aura pour mission de tester des moteurs vapeur de modélisme à des pressions plus élevées que les 2à 3 bars habituels. De là à penser ou affirmer qu'on puisse faire un ensemble embarqué sur une locomotive ou un bateau il y a encore du chemin à faire, rien n'est gagné d'avance.

Pour le générateur stationnaire de vapeur il y a trois grandes étapes à franchir

1. Conception, réalisation et tests de la pompe à débit variable
2. Conception, réalisation et qualification des performances de la chaudière
3. Conception et test d'un régulation globale basé sur de l'électronique numérique.

Annexes techniques de la Troisième partie

Annexe1 / Caractéristiques des gaz

J'ai compilé ici des données utiles

		Butane C4H10	**Propane** C3H8
Masse molaire	g/mole	58,12	44,09
Masse volumique	kg/m³	2,7	2,02
Capacité thermique massique du liquide à 0°C	*kJ/(kg.K)*	*2,12*	*2,12*
Capacité thermique massique du liquide à 15°C	*kJ/(kg.K)*	*2,38*	
Capacité thermique massique du gaz à 15°C	kJ/(kg.K)	1,62	1,58
Température d'ébullition à la pression athmosphérique	°C	-9	-45
Viscosité cinématique du gaz à 20°C	10 ^-6 m²/s	3,3	4,3
Conductivité thermique	W/(m.K)		
Gamma	Cp/Cv	1,11	1,14
Pouvoir comburivore	(n)m3/kg	11	13
Volume fumées	(n)m3/kg	11,4	14,1
Pouvoir fumigène humide	m³/m³	32,8	25,6
Teneur maxi en CO2 des fumées humides	% volume	14	14,1
Déflagration dans l'air	m/s	0,37	0,51
Auto-inflammation dans l'air	°C	525,0	535
Température théorique de flamme dans l'air	°C	1965,0	1975
Pouvoir calorifique inférieur	MJ/(n)m3	121,1	94,2
Chaleur de vaporisation	kJ/kg	374,4	378

Pour les calculs de combustion courants on adopte pour l'air la composition simplifiée suivante :
Oxygène = 21 % en volume ou 23,2 % en masse.
Azote=79 % en volume ou 76,8 % en masse

Pour avoir 1m3 d'oxygène on aura 79/21=3,762 m3 d'azote, cela fera un volume d'air de 1+3,762= 4,762 m3.

Annexe 2 / Calcul d'échangeur : méthode NUT

Source documentaire :

Cours IUP-ME échangeurs thermiques

L'efficacité d'un échangeur est la quantité de chaleur échangée rapportée à la quantité de chaleur qu'aurait échangé un échangeur parfait adiabatique[12] et infiniment long

$$\epsilon = \frac{\Phi_{réel}}{\Phi_{max}}$$

Les conventions d'indices sont les suivantes :

_*f*= fluide froid ; _*c* fluide chaud ;

_*e* entrée échangeur ; _*s* sortie échangeur

On commence par déterminer le fluide qui va imposer ses limitations à l'échange , c'est à dire celui qui a le débit calorifique le plus faible.

On compare deux valeurs

$C_c = q_c * Cp_c$ et $C_f = q_f * Cp_f$; q est le débit massique du fluide et Cp la capacité thermique massique.

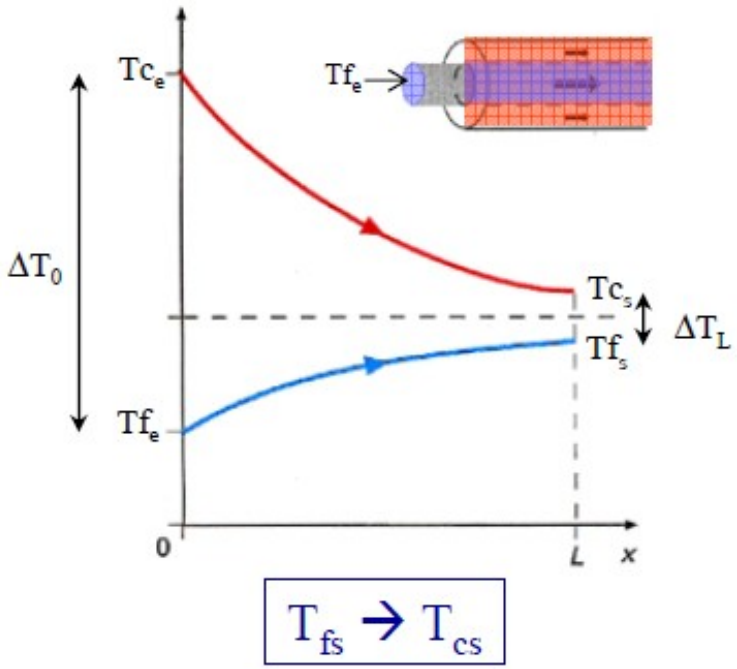
Le fluide qui va commander l'échange est celui qui aura le C_minimal= min(C_c, C_f).

On pose $NUT = \frac{k * S}{C_{min}}$ *NUT*[13] est un nombre sans dimension qui est utilisé dans les calculs qui suivent.

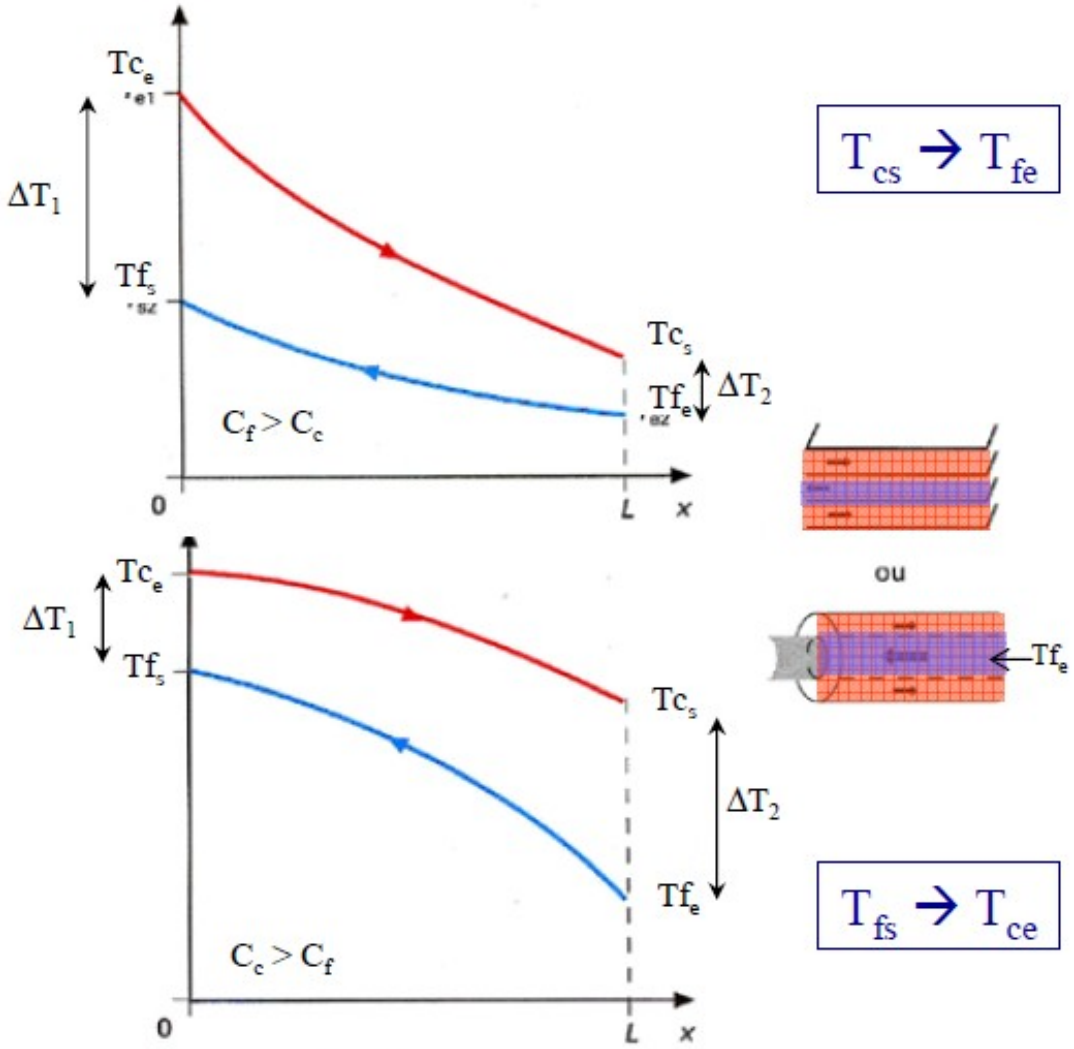
On notera Z= C_{min}/C_{max} et $\Delta T_{max} = T_{ce} - T_{cs}$

Pour chaque type d'échangeur on peut relier le nombre *NUT* et l'efficacité $\mathcal{E}$.

12Sans pertes thermiques d'aucune sorte
13NUT : Nombre d'Unités de Transfert



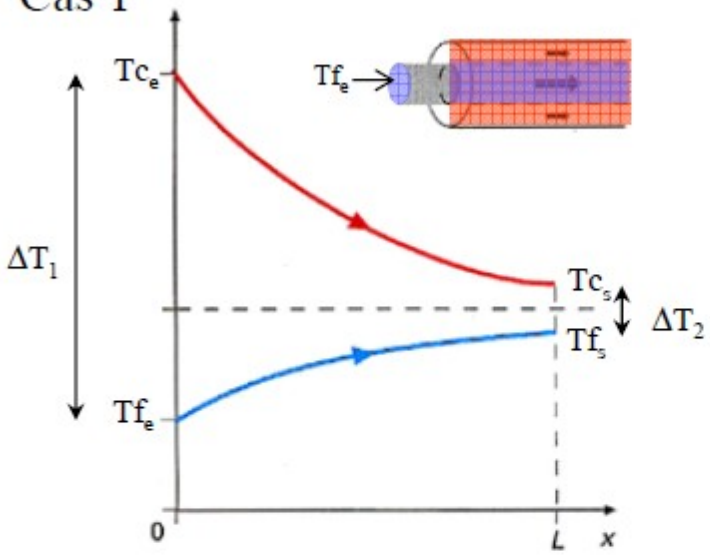
Distribution des températures
dans un échangeur à courants parallèles
co-courant



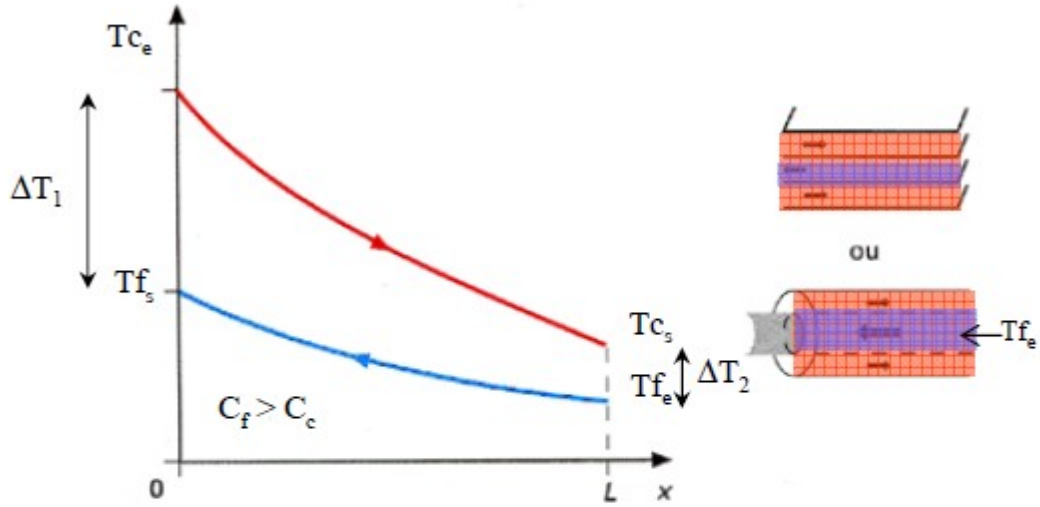
Distribution des températures
dans un échangeur à contre-courant

Posons $C_f > C_c$ → Le fluide chaud commande le transfert

Cas 1



Cas 2



$$\Phi_{reel} = C_c\,(T_{ce} - T_{cs}) = C_f\,(T_{fs} - T_{fe})$$

Pour le flux max, le cas 1 n'est pas le bon dispositif : la température de sortie du fluide chaud ne pouvant pas égaler celle d'entrée du fluide froid:

Pour S → ∞ , on obtient: $\Phi_{max} = C_c\,(T_{ce} - T_{fe})$

→ Efficacité de refroidissement $\varepsilon = \dfrac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})}$ (20)

Echangeur à contre courant

$$NUT_{max} = \frac{1}{Z-1}\log\left(\frac{\varepsilon-1}{Z\varepsilon-1}\right)$$

$$\varepsilon = \frac{1-\exp\left[-NUT_{max}(1-Z)\right]}{1-Z\exp\left[-NUT_{max}(1-Z)\right]}$$

Echange à co-courant

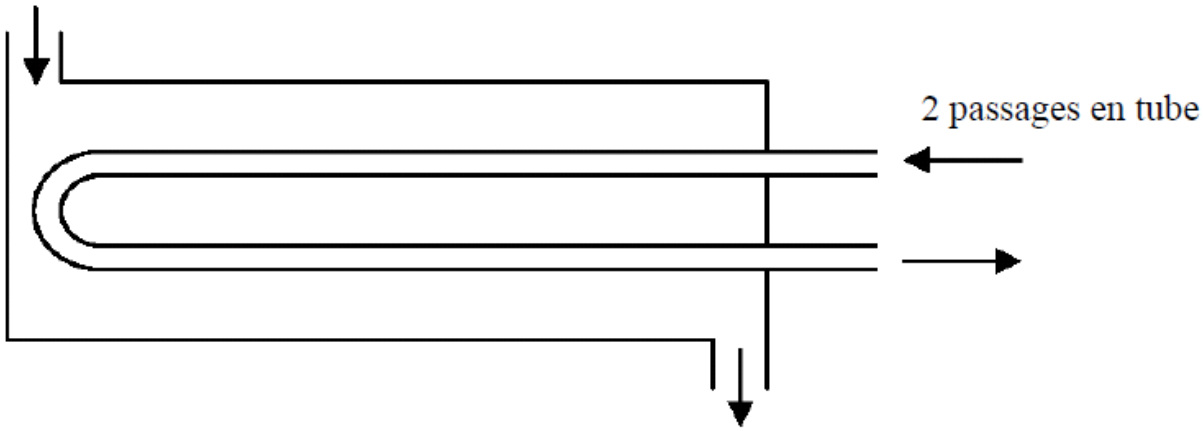
$$NUT_{max} = -\frac{\log(1-(1+Z)\varepsilon)}{1+Z}$$

$$\varepsilon = \frac{1-\exp\left[-NUT_{max}(1+Z)\right]}{1+Z}$$

Echangeur type 1-2

Échangeurs tubulaires 1-2

1 passage en enveloppe



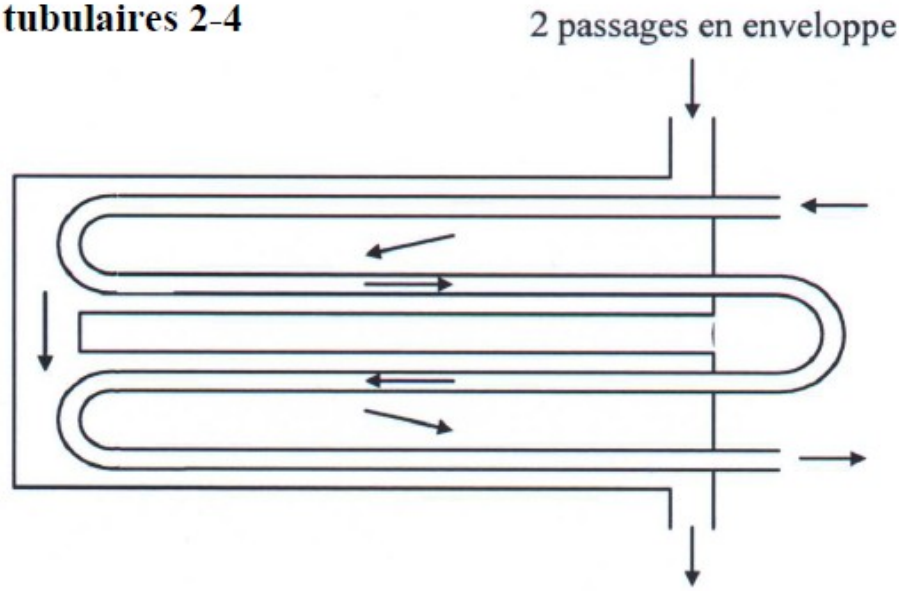
- 1er passage en tube à co-courant
- 2nd passage en tube à contre-courant

$$NUT_{max} = -(1+Z^2)^{-1/2}\log\left(\frac{\frac{2}{\varepsilon}-1-Z-(1+Z^2)^{1/2}}{\frac{2}{\varepsilon}-1-Z+(1+Z^2)^{1/2}}\right)$$

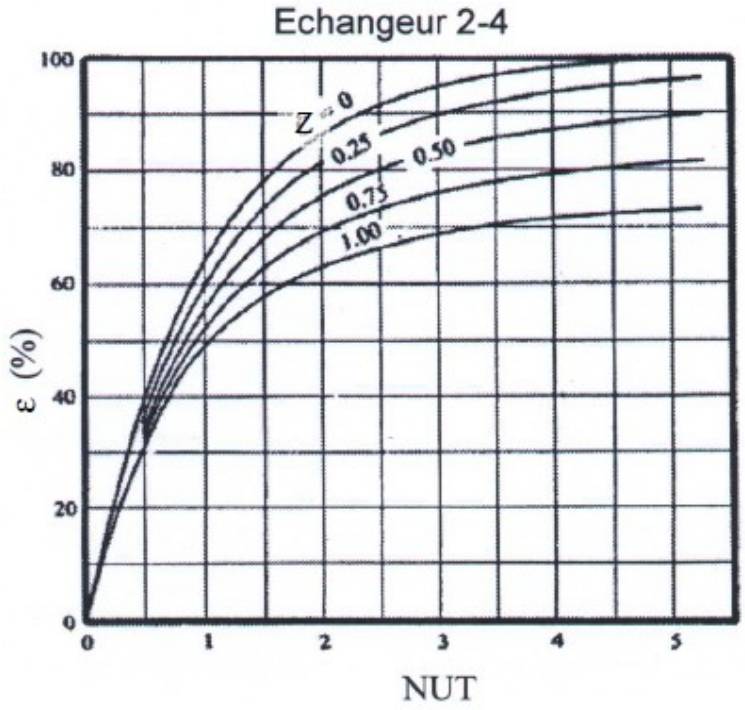
$$\varepsilon = 2\left\{1+Z+(1+Z^2)^{1/2}\left(\frac{1+\exp\left[-NUT_{max}(1+Z^2)^{1/2}\right]}{1-\exp\left[-NUT_{max}(1+Z^2)^{1/2}\right]}\right)\right\}^{-1}$$

Echangeur de type 2-4

Échangeurs tubulaires 2-4



- 2 (ou plus) passages en calandre
- l'échangeur 2-4 comporte une chicane longitudinale = 2 passages
- Le fluide dans le tube effectue 4 passages



Echangeur à courants croisés , deux fluides non brassés

- deux fluides non brassés

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{\exp(ZNUT_{max}^{0,78}) - 1}{ZNUT_{max}^{-0,22}}\right]$$

- deux fluides brassés

$$\varepsilon = \left[\frac{1}{1-\exp(-NUT_{max})} + \frac{Z}{1-\exp(-NUT_{max}Z)} - \frac{1}{NUT_{max}}\right]^{-1}$$

$$NUT_{max} = -\log\left(1 + \frac{1}{Z}\log(1 - \varepsilon Z)\right)$$

Un fluide non brassé. Le fluide commandant les transfert Cmin est <u>non</u> brassé

$$\varepsilon = \frac{1}{Z}\left\{1 - \exp\left[-Z\left(1 - e^{-NUT_{max}}\right)\right]\right\}$$

$$NUT_{max} = -\log\left(1 + \frac{1}{Z}\log(1 - \varepsilon Z)\right)$$

Un fluide non brassé. Le fluide commandant les transfert Cmin est brassé

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{-\left(\frac{1}{Z}\right)\left[1 - \exp(-ZNUT_{max})\right]\right\}$$

$$NUT_{max} = -\log\left(1 + \frac{1}{Z}\log(1 - \varepsilon Z)\right)$$

Annexe 3 / Brûleurs

Les formules propres au calcul manuel simple partent, à ma connaissance, toutes du modèle des gaz parfaits. Un brûleur est une tuyère avec un convergent (section décroissante) suivi d'un divergent (section croissante). Pour le calcul approximatif on admet que le gaz suit une loi d' écoulement adiabatique[14] réversible. C'est à dire que la pression et le volume sont liés par la relation :

$$p * v^{\gamma} = Constante \quad avec \, \gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

Le long de la tuyère, la section transversale *S* est optimisée pour tenir compte des variations simultanée de vitesse V et du volume massique *v* . La géométrie d'un injecteur gaz de brûleur est beaucoup plus sommaire que celle d'une tuyère et il faut en général utiliser une correction aux formules théoriques avec un facteur de forme. L'état initial du gaz, en amont de l'injecteur, est défini par la température T0 et la pression p0, ce qui fixe le volume massique *v0* . Par commodité on prend comme variable le rapport $m = \frac{p}{p_0}$ *p* étant la pression dans une section quelconque de la tuyère.

La vitesse V qui correspond à cette pression *p* peut être calculée :

$$V = (2 * \Delta H)^{0,5} \quad où \quad \Delta H \, est \, la \, variation \, d'enthalpie \, entre \, p \, et \, p_0$$

Les hypothèses sur l'écoulement du gaz permettent d'écrire la formule suivantes :

$V^2 = \frac{2 * \gamma}{\gamma - 1} * p_0 * v_0 * (1 - m^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}})$ et, pour la pression p, le volume massique va s'écrire

$v = v_0 * m^{\frac{1}{\gamma}}$. La section de passage vaut alors $S = \frac{v}{V}$. Le volume massique *v* est en m3/kg, la vitesse en m/s, et la section S en m² correspond à un débit de 1 kg/s.

Lorsque la pression *p* diminue le rapport *m* diminue et la section *S* commence par diminuer, passe par un minimum, puis se met à croître indéfiniment. Ce minimum, appelé taux de détente critique s'exprime avec nos hypothèses par :

$m_c = (\frac{2}{\gamma + 1})^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$ La vitesse du gaz qui correspond à cette détente critique est égale à la vitesse du son dans le fluide, d'où l'expression écoulement sonique. Le débit masse correspondant à cette détente critique est le débit critique. Tant que le rapport de détente vérifie $m \leqslant m_c$

alors le débit reste constant. Par m² de section il s'exprime par :

$$q_c = k * (\frac{p_0}{v_0})^{0,5} \quad en \, kg/(m^2.s) \; ; \; k \, est \, un \, coefficient \, correcteur \, fonction \, de \, \gamma$$

Le tableau qui suit donne des valeurs de *k* lorsque la pression est en bars et le volume massique en

14Sans échange de chaleur avec le milieu extérieur

m3/kg.

Fluide	$\gamma=\frac{C_p}{C_v}$	m_c	K
Air à basse température	1,4	0,528	219
Air et gaz de combustion à 500°C	1,35	0,537	216
Vapeur d'eau surchauffée	1,3	0,546	214
Vapeur d'eau saturée	1,135	0,577	203

Formules de dimensionnement issues de l'ouvrage « Industrial Burners Handbook » C. Baukal- CRC press

On commence par calculer la pression critique du gaz dans les conditions de température, puis on compare la pression d'admission amont *p* à la pression critique p_c calculée. *P* est la pression d'injection du gaz en amont de l'injecteur. En général nous aurons $p_{aval}=p_{atmosphérique}$.

Attention : sauf indication contraire les pressions sont des pressions absolues, c'est à dire la pression lue au manomètre augmentée de la pression ambiante.

$$p_c=\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$p_c \geq \frac{p_{aval}}{p}$ *alors l'écoulement est sonique*

$p_c < \frac{p_{aval}}{p}$ *alors l'écoulement est subsonique*

Cas de l'écoulement sonique :

$$q_c=\frac{c_d * p * g_c * S * \gamma^{0,5} * \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2*(\gamma-1)}}}{\left(\frac{T*R*g_c}{M}\right)^{0,5}}$$

C_d *coefficient de forme de l'injecteur*
p pression du gaz amont injecteur
$g_c=1,0$ *constante en* $kg/(N.s^2)$
S surface de l'orifice en m^2
$\gamma=\frac{C_p}{C_v}$
T en Kelvin température du gaz en amont de l'injecteur
$R=8,143\,J/(mole.K)$ *constante des gaz parfaits*
M masse molaire du gaz en $kg/mole$

On aura intérêt à mettre la formule sous une forme précalculée lorsque la nature du gaz est fixée. De plus pour nos brûleurs les conditions de température amont sont l'ambiante, sauf à réchauffer l'air de combustion, et la pression aval est la pression atmosphérique. Les seules paramètres vont donc être

le type d'injecteur, la surface de l'orifice, la pression du gaz en amont et la température amont qui elle va peu varier autour de l'ambiante.

$$q_c = \frac{a_0 * c_d * p * S}{T^{0,5}}$$

$$a_0 = \frac{g_c * \gamma^{0,5} * \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2*(\gamma-1)}}}{\left(\frac{R * g_c}{M}\right)^{0,5}}$$

Sauf à faire des essais d'injecteurs et d'avoir la capacité à le mesurer expérimentalement, dans la pratique le coefficient de forme c_d est un valeur fixe. A défaut d'autre information on prend c_d= 0,8. De même les variations de température amont sont faibles et en premier dimensionnement on pourra prendre une valeur moyenne. Ainsi on peut arriver à une formule simple à utiliser où le coefficient a_1 est calculé une seule fois

$$q_c = a_1 * p * S$$

$$a_1 = \frac{a_0 * c_d}{T^{0,5}}$$

Exemple chiffré

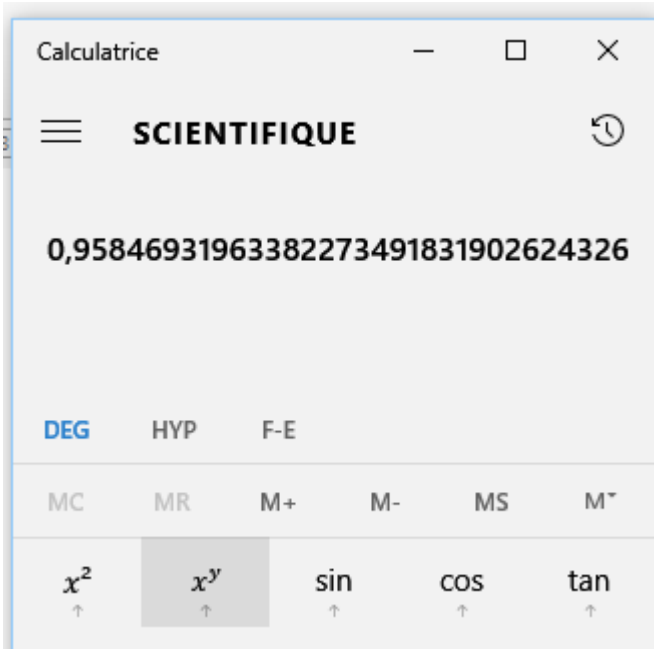
Quel débit passe dans un injecteur D=0,6mm alimenté en amont par du propane à 1,4 bars ?

Propane	**C3H8**	
M masse molaire	0,044	*kg/mole*
Gamma	1,14	
P pression d'alimentation	*140*	*kPa*
	241,4	*kPa absolus*
T d'alimentation	*15,6*	*°C*
	288,6	*K*
		kPa
P_aval=P_atmosphérique	101,4	*(absolus)*
R*	8,3143	*J/mole/K*
		(kg.m)/
gc	1	*(N.s²)*
Cd facteur de forme	0,85	

Calcul de la pression critique

Pc pression critique	**0,576**	*kPa*
gamma/(gamma-1)	8,1429	
2/(gamma+1)	0,9346	
p0/p	0,420	

Pour ceux qui ne sont pas familier avec ce type de notation mathématique on procède de la façon suivante : on commence par calculer l'exposant $\frac{\gamma}{\gamma-1} = 8,1429$ puis on calcule $\left(\frac{2}{\gamma+1}\right) = 0,9346$ enfin on calcule le résultat final $p_c = 0,92346^{8,1429}$ *qui est de la forme* x^y souvent noté 0,9346 ^ 8,1429



L'écoulement est sonique car $p_c >= p_0/p$

Calcul de a0	**0,0464**
$\frac{\gamma+1}{2*(\gamma-1)}$	7,6429
$\frac{2}{\gamma+1}$	0,9346
$(\frac{2}{\gamma+1})^{\frac{\gamma+1}{2*(\gamma-1)}}$	0,5962
$g_c*\gamma^{0,5}*(\frac{2}{\gamma+1})^{\frac{\gamma+1}{2*(\gamma-1)}}$	0,6366
$(\frac{R*g_c}{M})^{0,5}$	13,7323

Calcul de a1

	0,0464
a0	
	16,99
$T^{0,5}$	
$a_1=\frac{a_0*c_d}{T^{0,5}}$	0,00232

Donc $q_c=a_1*p*S=0{,}00232*p\ S$ avec p en Pa, S en m², q en kg/s

si D=0,6mm alors S=0,2827 mm² = 2,827 E-007 m²

q_c= 0,00232*241400* 2,827 E-007= 0,000158 kg/s= **570 g/h**

Cas de l'écoulement sub-sonique :

$$q_c = c_d * \rho_e * S * M_e * c_e$$

ρ_e= *masse volumique kg/m3*

M_e = *nombre de Mach*

c_e = *vitesse du son du gaz en m/s*

q_c, c_d, S ont la même signification que précédemment. L'indice « *_e* » signifie que les valeurs sont prises à la sortie immédiate de l'orifice.

Par ordre, on calculera le nombre de Mach, la température, la vitesse du son, la masse volumique et enfin le débit.

$$M_e = \left(\frac{2}{\gamma - 1} * \left[\left(\frac{p}{p_{aval}}\right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)} - 1\right]\right)^{0,5}$$

$$T_e = \frac{T_{amont}}{1 + \frac{\gamma - 1}{2} * M_e^2} \qquad c_e = \left[\frac{\gamma * T_e * R}{M}\right]^{0,5} \qquad \rho_e = \frac{p_{aval}}{\frac{T_e * R}{M}}$$

Exemple numérique

On souhaite calculer le diamètre de l'orifice d'un gicleur alimenté en butane à 120 mbars et capable de débiter 300 g/h. Température amont du gaz = 15°C. Le brûleur est du type atmosphérique à air induit.

$$q_c = c_d * \rho_e * S * M_e * c_e \quad s'écrit\ aussi$$

$$S = \frac{q_c}{c_d * \rho_e * M_e * c_e}$$

1ère étape / tout ramener en unités du système international (SI).

$P_{_amont}$= 120 mbars = 0,12 bars= 12 kPa= 12 000 Pa. Il faudra transformer cette pression en pression absolue, c'est à dire y ajouter la pression atmosphérique.

Q_m= 300 g/h= 300/3600 g/s=300/3600/1000 kg/s = 8,333 E-5 kg/s

$T_{_amont}$=15°C= 15+273 K= 288 K

$P_{_aval}$= $P_{_atmosphérique}$

Butane	**C4H10**	
M masse molaire		0,058 *kg/mole*

Gamma	1,11	
P pression d'alimentation	*12*	*kPa*
	113,4	*kPa (absolus)*
T d'alimentation	*15,6*	*°C*
	288,6	*K*
P_aval=P_atmosphérique	101,4	*kPa (absolus)*
R*	8,3143	*J/mole/K*
gc	1	*(kg.m)/(N.s²)*
Cd facteur de forme	0,85	
Débit	*300*	*g/h*
	0,000083	*kg/s*

2ème étape / identifier le régime de combustion

Pc pression critique	**0,583**	*kPa*
gamma/(gamma-1)	10,0909	
2/(gamma+1)	0,9479	
p0/p	0,894	

➔Nous sommes en régime subsonique.

3ème étape / Calculs préliminaires

→ attention à ne pas mélanger les notations proches comme le nombre de mach M_e et la masse molaire M

Nombre de Mach

(p/p_aval) ^[(gamma-1)/gamma)]-1	0,0112	
Me	0,4503	

Te

1+(gamma-1)/2*Me^2	1,0112	
Te	**285,4**	K

Ce vitesse du son

(gamma*Te*R/M)^0,5	**212,9**	m/s

Masse volumique

Te*R/M	40824,650	
Rhô_e	**2,483**	kg/m3

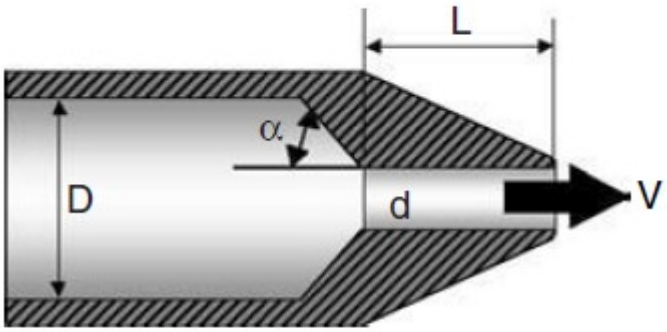
Surface orifice

Cd*Rhô_e*Me*Ce	202,27	
	0,00000041	
Surface orifice	2	m2
	0,412	mm2

Diamètre orifice **0,72** mm

On pourra partir sur une valeur de D=0,7 mm quitte à l'élargir un peu afin de tenir compte des conditions réelles de fonctionnement et des approximations de la méthode.

Coefficient de forme



- Length-to-diameter ratio = L/d
- Reynolds number = V × d/ν
- Beta ratio = d/D
- Port angle = α

Le coefficient de forme est le rapport, mesuré expérimentalement, entre le débit réel et le débit théorique maximal, c'est à dire le débit d'un gaz parfait, sans frottement ni pertes de charge dans la buse.

- Orifice en paroi épaisse (épaisseur de l'orifice au moins égale à son diamètre) $c_d=0,8$
- Orifice en paroi épaisse avec angle d'approche de 120° $c_d=0,85$
- Orifice en paroi épaisse avec angle d'approche de 60° $c_d=0,9$
- Orifice en paroi mince $c_d=0,6$

Annexe 4 / Capacité thermique des fumées

La capacité thermique des fumées va être utilisée pour le calcul du débit calorifique de l'échangeur.

Le principe est d'identifier les proportions de chaque composant des fumées, de calculer leur Cp en fonction de la température et calculer le Cp moyen des fumées. On supposera que la température des fumées est connue sinon l'affaire devient compliquée.

Nota on prendra la composition de l'air suivante :

1 mole d'air =0,21 mole d'oxygène + 0,79 mole d'azote.

Pour l'essentiel les fumées du butane ou du propane sont composées de gaz carbonique CO2, d'eau vapeur H2O, d'oxygène O2, d'azote N2. Les calculs se font en moles de chaque élément, la mole étant une quantité conventionnelle de molécules de l'élément considéré .

On a pour une mole de gaz de composition C_xH_y, par exemple C_3H_8 pour le propane[15], la composition des fumées est la suivante pour une combustion parfaite (stœchiométrique)

	CO2	H2O	O2	N2
Composition fumées à l'équilibre[16] (tout l'oxygène est consommé)	x	y/2	0	79/21*(x+y/4)
Masse molaire en g/mole	44	18	16	14
Cp en J/(mole*K)	44,16+9,05 E-3 *T	30,01+1,07E-2*T	28,0+4,2E-3*T	27,88+4,27E-3*T
Propane C3H8	*3*	*4*	*0*	*3,76*5=18,8*

- Une mole de gaz qui a une combustion parfaite va produire x+y/2+79/21*(x+y/4) moles de fumées . On aura consommé (x+y/4) moles d'oxygène.
- La capacité thermique massique et la capacité thermique molaire sont liées par la relation Cp_massique= Cp_molaire / Masse_molaire.

Pour le propane x=3 et y=8 donc on produira 25,8 moles de fumées en combustion stœchiométrique.

→ Dans les conditions normalisées 1 mole de gaz occupe un volume de 22,4 litres. Le volume d'air consommé est 22,4*(x+y/4)*(1+3,762)=84,267*(x+y/4) litres de gaz dans les conditions normalisées.

- On appelle pouvoir comburivore le volume d'air (m3) strictement nécessaire pour brûler complètement 1 m3 de gaz
- On appelle pouvoir fumigène le volume de fumées produites par la combustion stœchiométrique d'un m3 de gaz.

15 Le propane commercial est un mélange et donc les valeurs sont un peu différentes
16 aussi appelée Combustion neutre, combustion stœchiométrique

- On appelle excès d'air le volume d'air en excès ramené au volume d'air pour la combustion stœchiométrique

Les combustions réelles s'effectuent avec un excès d'air. Il faut l'ajouter dans le bilan de combustion.
En notant l'excès d'air E_a on Ea=Vea/Vst.

Comme il s'agit d'un rapport on peut raisonner en volume ou en mole. L'excès d'air *Ea* ajoutera *Ea**4,762*(x+y/4) moles de gaz aux fumées soit pour le propane 23,81**Ea* moles de gaz par mole de propane brûlé.

	CO2	H2O	O2	N2
Composition fumées avec excès d'air	x	y/2	0 + *Ea**(x+y/4)	79/21*(x+y/4) + 79/21**Ea**(x+y/4)

Pour une mole de propane (x=3, y=8) et un excès d'air de 0,8 on a une masse de fumées de 805,8 g et on a produit 44,88 moles de gaz.

	CO2	H2O	O2	N2
Composition molaire fumées avec excès d'air	3	4	*Ea**(3+2) = 4	18,8 + 79/21**Ea**(3+2) = 33,84
Fraction molaire des fumées	0,067	0,089	0,089	0,755
Masse	44*3 = 132	72	128	473,76
Fraction massique	132/805,8 = 0,16	0,09	0,16	0,59

Maintenant si on introduit la température des fumées par exemple 900°C soit 1173 K on peut calculer le Cp des fumées

	CO2	H2O	O2	N2
Composition molaire des fumées	0,067	0,089	0,089	0,755
Cp en J/(mole*K)	44,16+9,05 E-3 *T = 54,78	30,01+1,07E-2*T = 31,265	28,0+4,2E-3*T = 32,93	27,88+4,27E-3*T = 32,89

Cp_molaire=0,067*54,78+0,089*31,265+0,089*32,93+0,755*32,89= **34,25** J/(mole.K)

Masse molaire du mélange: 805,8/44,84=**17,97** g/mole

Capacité thermique massique Cp=34,25/17,97*1000 = **1904** J/(kg*K)