

TIPE

Présentation orale

Augereau Robin

N° d'inscription : 48694

7 juin 2022

Problématisation



Quelques chiffres :

- 27520,5 TWh en consommation mondiale (2021)
- 50% de cette énergie est dédiée à leur refroidissement
- Prévission : 5% de la consommation mondiale d'ici 2025 (source : The Shift Project)

Problématique

Comment transformer l'énergie thermique des datacenters en un système de chauffage urbain ?

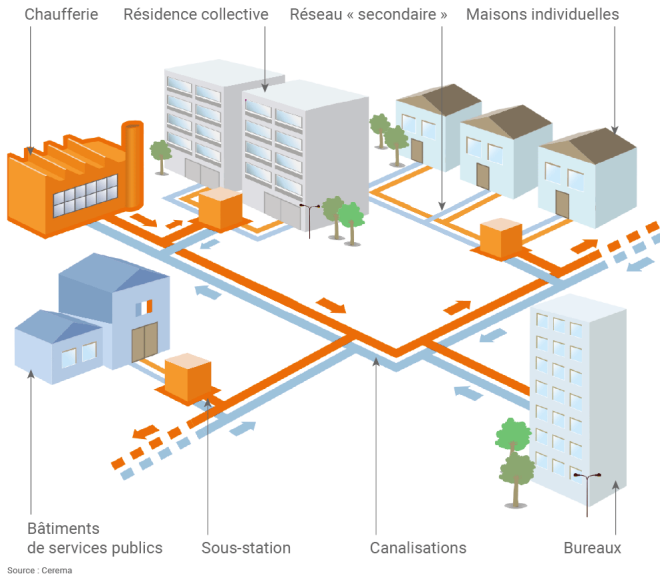


Figure – Schéma d'un réseau de chaleur, système de chauffage urbain

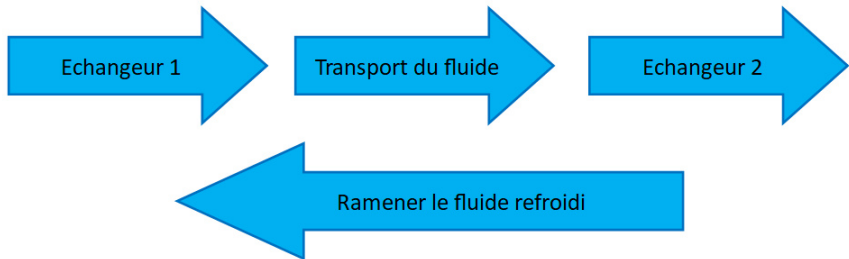


Figure – Décomposition du cycle du fluide

Table des matières

- 1 Récupérer l'énergie thermique au contact de la source chaude
- 2 Transporter le fluide réchauffé
- 3 Délivrer l'énergie thermique au client par un échangeur thermique
- 4 Intêret d'un réseau de chauffage urbain

Modélisation du réseau de chauffage urbain

Récupérer l'énergie thermique au contact de la source chaude

Système expérimental



Figure – Système réel de watercooling

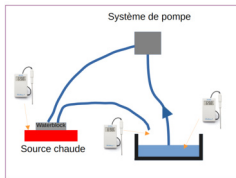


Figure – Schéma de l'expérience

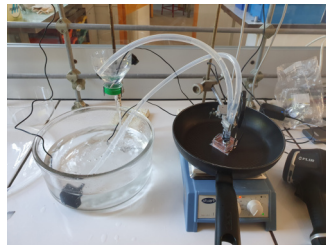


Figure – Photo du montage expérimental

Objectif : mesurer les températures de sortie de l'eau chauffée après contact avec 1 et 2 sources chaudes

Source *Figure Gauche* : ekwb.com

Étude du waterblock

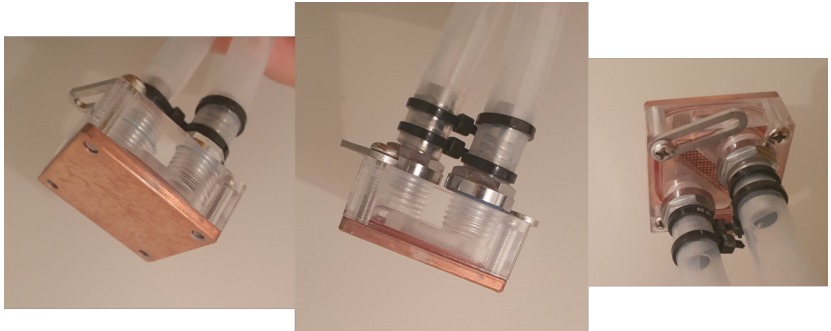


Figure – Photos du waterblock

Modélisation du waterblock

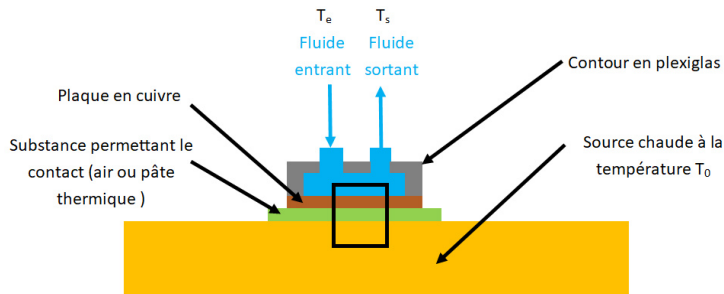


Figure – Vue en coupe

→ 2 différences de températures

- ΔT_{sc}^{bp}
- ΔT_{bp}^{hp}

Remarque : Les grandeurs liées à la présence de pâte thermique seront notées comme : X

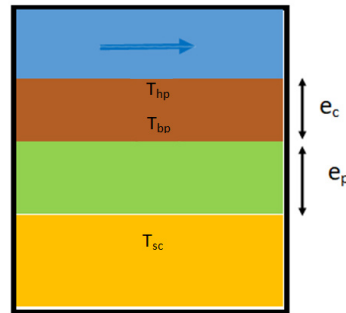


Figure – Zoom sur la vue en coupe

Différence de température entre la source chaude et le côté haut de la plaque en cuivre (sans pâte thermique)

Différence de température entre le processeur et la plaque (sans pâte thermique)

$$\Delta T_{sc}^{hp} = (R_a + R_c)\Phi = \left(\frac{e}{\lambda_a S} + \frac{e_c}{\lambda_c S}\right)\Phi$$

AN avec $\Phi = 100 \text{ W}$: $\Delta T_{sc}^{hp} = 10.30\text{K}$

Différence de température entre le processeur et la plaque (avec pâte thermique)

$$\underline{\Delta T}_{sc}^{hp} = (R_p + R_c)\Phi = \left(\frac{4\pi r^3}{3\lambda_p S^2} + \frac{e_c}{\lambda_c S}\right)\Phi$$

AN avec $\Phi = 100 \text{ W}$: $\underline{\Delta T}_{sc}^{hp} = 7.96\text{K}$

Comparaison des résultats

2 cas d'étude :

- Absence de pâte thermique (1)
- Présence de pâte thermique (2)

	Cas (1)	Cas (2)
$\Delta T_{théo}$ (en °C)	10.30	7.96
Incertitudes	2.01	1.89
ΔT_{exp} (en °C)	17.12	11.77
Erreur relative(en %)	66	47
T_{moy} de la plaque (en °C)	62,5	66,6

→ Mesures réalisées à l'aide d'une thermistance

Utilisation de la thermistance

Établissement d'une courbe d'étalonnage de la thermistance utilisée :

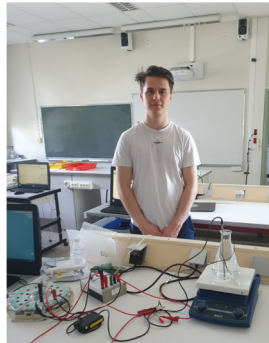
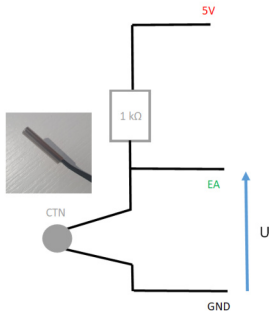


Figure – Photo du montage expérimental

Étalonnage de la thermistance

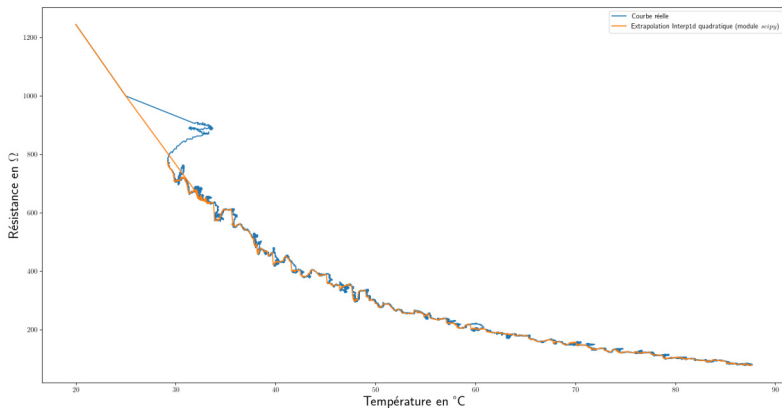


Figure – Courbe $R = f(T)$

Différence de température du fluide en entrée et en sortie

Écoulement stationnaire, homogène et incompressible

$$D_m [h + gz]_e^s = P_{thermique} + P_{utile} = 0$$

$$P_{thermique} = j S = D_m \Delta h = c(T_s - T_e)$$

Différence de température du fluide après contact avec le waterblock

$$\Delta T_{s,e}^1 = \frac{k (T_{fluide} - T_{hp}) S}{D_m c}$$

Cas de plusieurs waterblocks en série

T^i est la température à la sortie du i -ième waterblock ($T^1 = T_s$)

$$T^{i+1} = \left(\frac{kS}{D_{mc}} + 1\right) T^i - \frac{kS}{D_{mc}} T_{hp}$$

On pose $\alpha = \frac{kS}{D_{mc}} + 1$ et $\beta = \frac{kS}{D_{mc}} T_{hp}$

Température du fluide après contact avec i waterblocks

$$T^i = \frac{\beta}{1-\alpha} + (T^e - \frac{\beta}{1-\alpha})\alpha^i$$

Conclusion / Interprétation

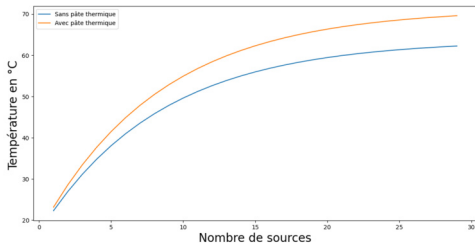


Figure – Température en fonction du nombre de waterblocks ($T_{sc} = 74^{\circ}\text{C}$)

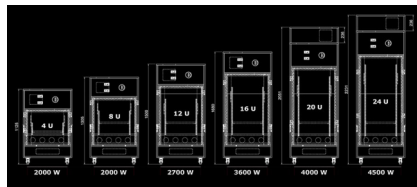


Figure – Différentes configurations de serveurs

Source Figure Droite : *floatingpoint.audio*

Comparaison des résultats

3 cas d'étude :

- Circuit composé d'un seul waterblock (1)
- Circuit composé d'un waterblock couplé à de la pâte thermique (2)
- Circuit composé de 2 waterblocks couplés à de la pâte thermique. (3)

	Cas (1)	Cas (2)	Cas (3)
ΔT_{exp} (en °C)	0.41	1.44	2.86
$\Delta T_{théo}$ (en °C)	3.69	6,13	11.74
T_{moy} de la plaque (en °C)	60	63	80
Erreur relative(en %)	88	76	75

Modélisation du réseau de chauffage urbain

Transporter le fluide réchauffé

Détermination de la température du fluide à une longueur donnée

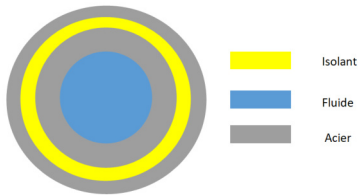
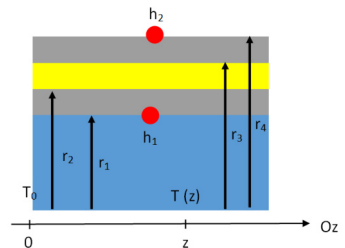


Figure – Vue en coupe d'une canalisation



Mise en équation

Etude thermodynamique

On pose $\mathcal{L} = \frac{D_m c_f}{2\pi} \left(\frac{1}{h_1 r_1} + \frac{\ln(\frac{r_2}{r_1})}{\lambda_{acier}} + \frac{\ln(\frac{r_3}{r_2})}{\lambda_{isolant}} + \frac{1}{h_2 r_4} + \frac{\ln(\frac{r_3}{r_4})}{\lambda_{acier}} \right)$

AN : $\mathcal{L} = 3.23 \text{ km}$

Régime stationnaire : $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$

$D_m c_f dt (T(z + dz) - T(z)) = \delta P_{th} = \frac{1}{\gamma} (T(z) - T_0) dz$ avec $\gamma = \frac{\mathcal{L}}{D_m c_f}$

Équation différentielle d'ordre 1

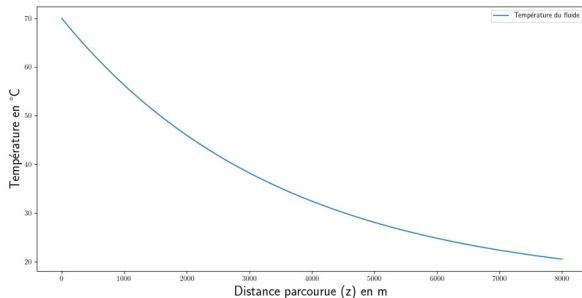
$$\frac{\partial T(z)}{\partial z} + \frac{T(z)}{\mathcal{L}} = \frac{T_0}{\mathcal{L}}$$

Implémentation d'un script Python pour résoudre cette équation différentielle

Entrée de l'algorithme : Grandeurs présentées dans l' **Annexe 1**

Méthode d'Euler artisanale présentée dans l' **Annexe 5**

Sortie de l'algorithme : Courbe $T(z)$



Modélisation du réseau de chauffage urbain

Délivrer l'énergie thermique au client par un échangeur thermique

Étude d'un échangeur thermique

Détermination de l'énergie récupérable

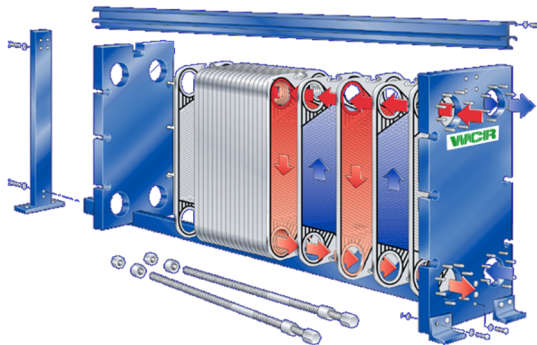


Figure – Vue éclatée d'un échangeur à plaques

Source *Figure* : wermac.org

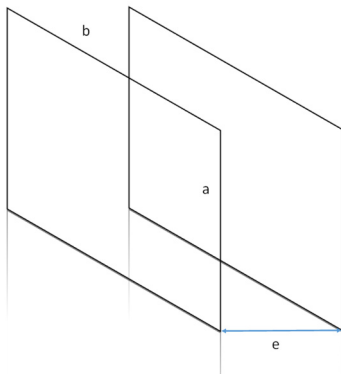


Figure – Schéma de 2 plaques d'un échangeur

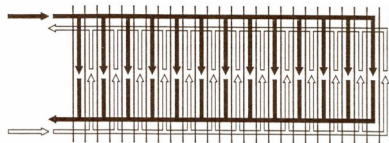


Figure – Schéma d'un échangeur

Détermination de la longueur caractéristique de l'écoulement :

$$\mathcal{L} = (N - 1) \frac{\text{Section}}{\text{Périmètre}} = (N - 1) \frac{ae}{2(a+e)} \cong \frac{N-1}{2} e$$

Détermination du coefficient h_1

Démarche :

- Nombre de Prandtl : $Pr = \frac{\eta c}{\lambda}$ 4.10 su
- Nombre de Reynolds : $Re = \frac{\rho v \mathcal{L}}{\eta}$ 9200 su
- Nombre de Nusselt : $Nu = 0.023 \times Pr^{0.4} \times Re^{0.8}$ 59.98 su
- Valeur de h_1 : $Nu = \frac{h \mathcal{L}}{\lambda}$ 46.50 $W.m^{-2}.K^{-1}$

Détermination du débit permettant de respecter la consigne

Consigne : Permettre un chauffage du fluide du circuit secondaire de 20°C à 55°C (Température préconisée par l'ADEME)

Utilisation de la méthode NUT : Procédé répété jusqu'à obtenir une température cohérente

Méthode NUT

Travail avec les débits de capacité thermique du fluide en $J.K^{-1}.s^{-1}$:

$$q_t = q_m C$$

- On fixe $q_{m,f}$ arbitrairement 2 kg.s^{-1}
- $NUT = \frac{h_1 S}{q_{t,min}} \quad 0.98 \text{ su}$
- Calcul de $R = \frac{q_{t,c}}{q_{t,f}} = \frac{q_{m,c}}{q_{m,f}}$ car $c_{p,c} = c_{p,f} \quad 2,5.10^{-2} \text{ su}$
- $E = \frac{1 - e^{[-NUT \times (1-R)]}}{1 - R \times e^{[-NUT \times (1-R)]}} \quad 0.62 \text{ su}$
- Comme $q_{t,min} = q_{t,f}$, $E = \frac{\Delta T_f}{\Delta T_{max}} = \frac{T_f^s - T_f^e}{T_c^e - T_f^e}$
- Validation de T_f^s par rapport à celle consignée $51.2 \text{ }^\circ\text{C}$

AN : Pour $q_{m,f} = 5.10^{-2} \text{ kg.s}^{-1}$ et $q_{m,c} = 0.5 \text{ kg.s}^{-1}$, $T_f^s = 55.6^\circ\text{C}$

Température de sortie du fluide chaud :

Échangeur parfait : $q_{t,c}(T_c^e - T_c^s) = q_{t,f}(T_f^s - T_f^e)$

Ainsi, $T_c^s = T_c^e - \frac{q_{t,f}}{q_{t,c}}(T_f^s - T_f^e)$

AN : $T_c^s = 66.4^\circ\text{C}$

Consommation moyen d'un immeuble de k logements standards * :

$Q_j = 160k \text{ en } L.\text{jour}^{-1}$

Permettrait alors un approvisionnement de **27 logements standards**

* Source *thermexcel.com*

Intêret d'un réseau de chauffage urbain

Puissance disponible

$n = 20000$ est un nombre moyen de serveurs par datacenter

$\mathcal{P} = 100 \text{ W}$ est la puissance moyenne consommée

Puissance disponible : $P = n\mathcal{P} = 2 \text{ MW}$

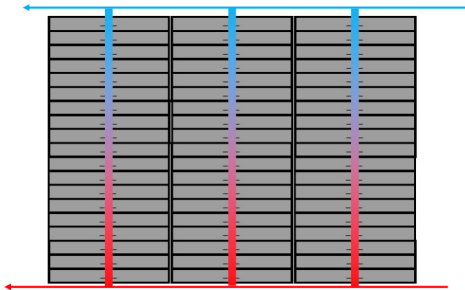


Figure – Datacenter

Puissance acheminée

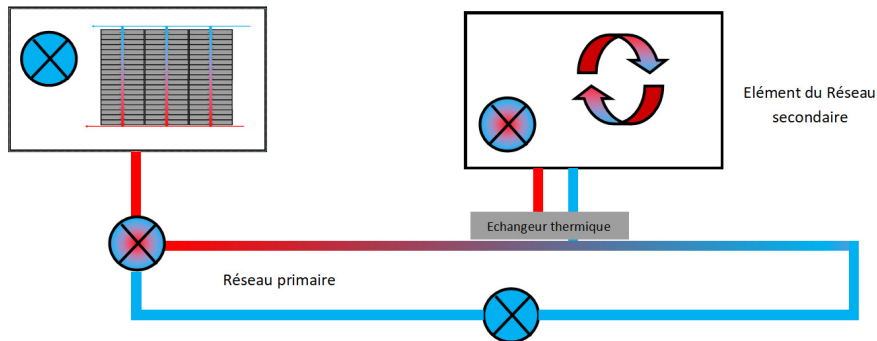


Figure – Pompes

Rendement

$$\text{Rendement : } \eta = \frac{P_{\text{utile}}}{P_{\text{fournie}}} = \frac{P - P_{\text{pertes thermiques}}}{P + P_{\text{pompes}}}$$

$$P_{\text{pompes}} = 2 \times 15 \text{ kW}$$

$$\text{Pour } L = 500 \text{ m, } P_{\text{pertes thermiques}} = 80 \text{ kW}$$

$$\text{Pour } L = 1000 \text{ m, } P_{\text{pertes thermiques}} = 150 \text{ kW}$$

AN :

$$\text{Pour } L = 500 \text{ m, } \eta = 0.94$$

$$\text{Pour } L = 1000 \text{ m, } \eta = 0.91$$

Approche critique

- Discussion des hypothèses
- Température du fluide trop faible
- Difficultés en cas d'entretien
- Système viable pour une ville concentrée

Fin

Annexes

Annexe 1

Durant toute cette étude, les applications seront effectuées avec les valeurs suivantes. Elles ont été choisies en accord avec un système réel.

- Longueur du circuit : $L = 8000 \text{ m}$
- Température à l'extérieur des canalisations : $T_0 = 15^\circ \text{C} = 288 \text{ K}$
- Température de l'eau en entrée du circuit (\rightarrow en sortie du datacenter) : $T_f = 80^\circ \text{C} = 353 \text{ K}$
- Masse volumique de l'eau : $\rho = 980 \text{ kg.m}^{-3}$ à 65°
- Viscosité dynamique de l'eau : $\eta = 43410^{-6} \text{ Pa.s}$ à 65°
- Débit du fluide circulant dans la canalisation $D = 1.96 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$
- Rayon intérieur de la canalisation en acier : $r_{\text{acier},\text{int}} = r_1 = 0.28 \text{ m}$
- Rayon extérieur de la canalisation en acier :
 $r_{\text{isolant},\text{int}} = r_{\text{acier},\text{ext}} = r_2 = 0.3 \text{ m}$

- Rayon extérieur de l'isolant entourant l'acier :
 $r_{isolant,ext} = r_3 = 0.38 \text{ m}$,
- Rayon extérieur de la paroi extérieure en acier : $r_{ext} = r_4 = 0.4 \text{ m}$
- Conductivité thermique de l'eau : $\lambda_{eau} = 0.598 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
- Conductivité thermique de l'acier : $\lambda_{acier} = 50.2 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
- Conductivité thermique de l'isolant : $\lambda_{isolant} = 0.04 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
- Coefficient conducto-convectif entre l'eau et la canalisation en acier :
 $h_1 = 195.2 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ (calculé)
- Coefficient conducto-convectif entre l'acier extérieur et le milieu extérieur : $h_2 = 3.46 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ (calculé)
- Capacité thermique massique du fluide : $c_f = 4180 \text{ J.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$

Ces valeurs placent le système étudié en régime turbulent : $Re = 10268$

Annexe 2

- $S = 4 \text{ cm}^2$ la surface d'échange entre le waterblock et la source chaude
- $k = 390000 \text{ W.k}^{-1}.\text{m}^{-2}$ le coefficient d'échange convectif entre le cuivre et l'eau
- $D_m = 0.33 \text{ kg.s}^{-1}$ le débit massique circulant dans le watercooling
- $c = 4180 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ la capacité thermique de l'eau
- $T_e = 17^\circ\text{C}$ la température du fluide en entrée du circuit
- T^1 la température en sortie du waterblock sans pâte thermique
- \underline{T}^1 la température en sortie du waterblock avec pâte thermique
- T_{bp} la température de la plaque de cuivre du côté de la source chaude
- T_{hp} la température de la plaque de cuivre du côté du fluide

- $T_{sc} = 74^{\circ}\text{C}$ la température de la source chaude
- $\lambda_a = 0.03 \text{ W.k}^{-1}.\text{m}^{-1}$ la conductivité thermique de l'air
- $\lambda_p = 11.2 \text{ W.k}^{-1}.\text{m}^{-1}$ la conductivité thermique de la pâte thermique
- $e_a = 1 \mu\text{m}$ l'épaisseur de la couche d'air entre le processeur et le radiateur (taille caractéristique des reliefs d'une surface métallique sans traitements de surface)
- e_p l'épaisseur de pâte thermique entre le processeur et le radiateur
- $e = 2\text{mm}$ l'épaisseur de la plaque de cuivre

Annexe 3a : 1^{er} Montage expérimental

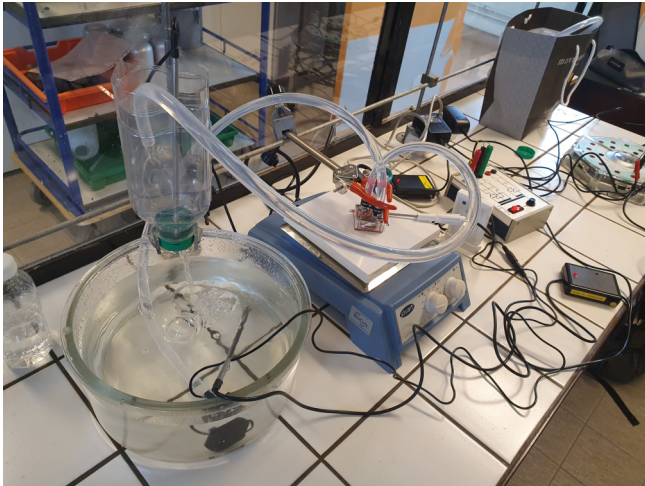


Figure – Photo du montage expérimental

Annexe 3b : 2^{ème} Montage expérimental

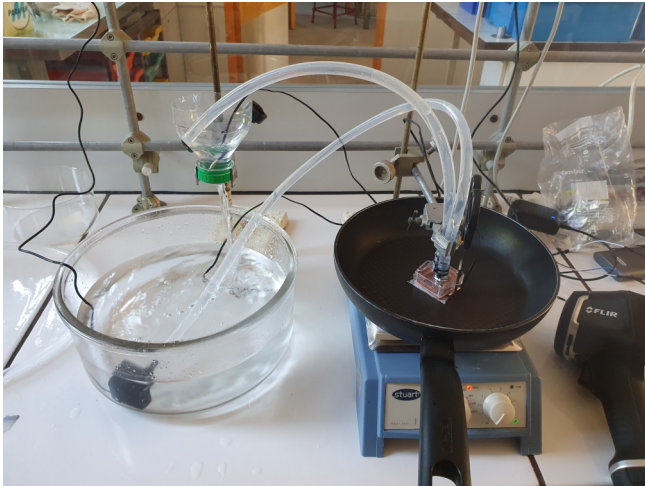


Figure – Photo du montage expérimental

Annexe 4

Approximation des coefficients convectifs selon le site de Hervé Silve :

- Coefficient de transfert convectif entre l'eau et l'acier :

$$h_1 = 2040 \times (1 + 0,015 \times T_{\text{moyenne}}) \times (v^{0,87} / (2r_1)^{0,1}) \text{ en } W.m^{-2}.K^{-1}$$

- Coefficient de transfert convectif entre l'isolant et l'acier :

$$h_2 = 5 \times \frac{T_f - T_0}{T_0 \times 2r_3} 0,25 \text{ en } W.m^{-2}.K^{-1}$$

- AN : Valeurs calculées :

- $h_1 = 132816.72 \text{ } W.m^{-2}.K^{-1}$

- $h_2 = 3.89 \text{ } W.m^{-2}.K^{-1}$

Annexe 5 : Méthode Euler

```
import numpy as np ; import matplotlib.pyplot as mp
```

```
lc=gamma*Dm*c
```

```
def equation(Y,z): return(-Y/lc + T0/lc)
```

```
def euler(F, t0,tf,y0, n):
```

```
    h = (tf-t0)/n
```

```
    y = y0
```

```
    t = t0
```

```
    Y = [y0]
```

```
    T = [t0]
```

```
    for k in range(n):
```

```
        y = y + h*F(y,t)
```

```
        t = t + h
```

```
        Y.append(y)
```

```
        T.append(t)
```

```
    return T,Y
```

Annexe 6 : Échangeur thermique

```
qc= Dvol*rho ; qf= 2

Tef = 15 ; Tec = 80 ; Tsf = 55 ; Tsc = 18

Reynolds = rho*v*d / eta ; Prandtl = eta*c/lambd

nusselt=0.023*Prandtl**(0.4)*Reynolds**(0.8)
h = nusselt * lambd / d
NUT = h * S / (qc*c)

R = qf/qc

E=float(input('E='))
Tsf = Tef + E*(Tec - Tef)
print(Tsf)

print(Tec - (qf/qc)*(Tsf- Tef))
```

Annexe 7 : Datacenters

```
ra=e/(lambdaa*s) ; rp=ep/(lambdap*s) ; rc=ec/(lambdac*s)
dta= flux*(ra+rc) ; dtp=flux*(rp+rc)

absi=list(range(1,n))

T1,T2=[],[] #avec et sans pate
a1,a2= (s*h*(Tp-dtp)/(Dm*c)),(s*h*(Tp-dta))/(Dm*c))
b= (s*h)/(Dm*c)-1
for k in range(1,n):
    Tn1 = a1 - tni1*b ; Tn2 = a2 - tni2*b ; T1.append(Tn1)
    T2.append(Tn2) ; k=k+1 ; tni1=Tn1 ; tni2=Tn2

mp.plot(absi, T2, label='Sans pate thermique')
mp.plot(absi, T1,label='Avec pate thermique')
mp.xlabel('Nombre de sources',fontsize=20)
mp.ylabel('Temperature en C ',fontsize=20)
```

Annexe 8

Surface au sol : $\mathcal{S} = 9.84 \text{ m}^2$

Volume total : $\mathcal{V} = 2.5 \times \mathcal{S} = 24.6 \text{ m}^3$

3 ventilateurs doté d'un débit de 32 CFM (*Cubic Foot per Minute*)

Évolution de la température constatée : de 21.1°C à 11H à 26.9°C à 19H43

Évolution de l'humidité constatée : de 53.3% à 11h à 46.8% à 19h43

Données : $1\text{CFM} = 1,399\text{m}^3.\text{h}^{-1}$

Temps caractéristique + Régime Permanent

Annexe 10

- $a = 1 \text{ m}$ la hauteur des plaques
- $b = 2 \text{ m}$ la largeur des plaques
- N le nombre de plaques
- $e = 5.4 \text{ cm}$ l'épaisseur de circulation d'eau
- T_e la température du fluide en entrée du circuit
- T_f^e et T_f^s les températures d'entrée et sortie du fluide froid (réseau secondaire)
- T_c^e et c_f^s les températures d'entrée et sortie du fluide chaud (réseau primaire)
- $r = 15 \text{ cm}$ le rayon de la sous conduite