



Ecole IN2P3: Gérer la thermique en électronique de mesure

Référence **CENSEA17100053-00**

Présenté le : 25/09/2018



Indice	Evolution	Date
00	Création	17/09/2018

Action	Nom	Fonction/Entité	Date	Visa
Rédigé par	F. Druillole	Responsable CENBG/SEA	17/09/2018	
Vérifié par				
Vérifié par				
Approuvé par				
Approuvé par				

Documents de référence Projet

Document	Référence	Emetteur	Date



ECOLE IN2P3 : **Refroidissement de l'électronique**

Comprendre les enjeux

ROSCOF 23 au 28 Septembre 2018

- **Permettre un calcul approché des températures sur une carte**
- Pouvoir discuter avec les experts des études thermiques
- **Contraindre le système**
- Spécifier les exigences thermiques de l'instrument
- **Connaitre les technologies de refroidissement**
- Avoir un processus de développement tenant compte des transferts des calories

1- Problématique

2- Les phénomènes thermiques

3- modèle de base

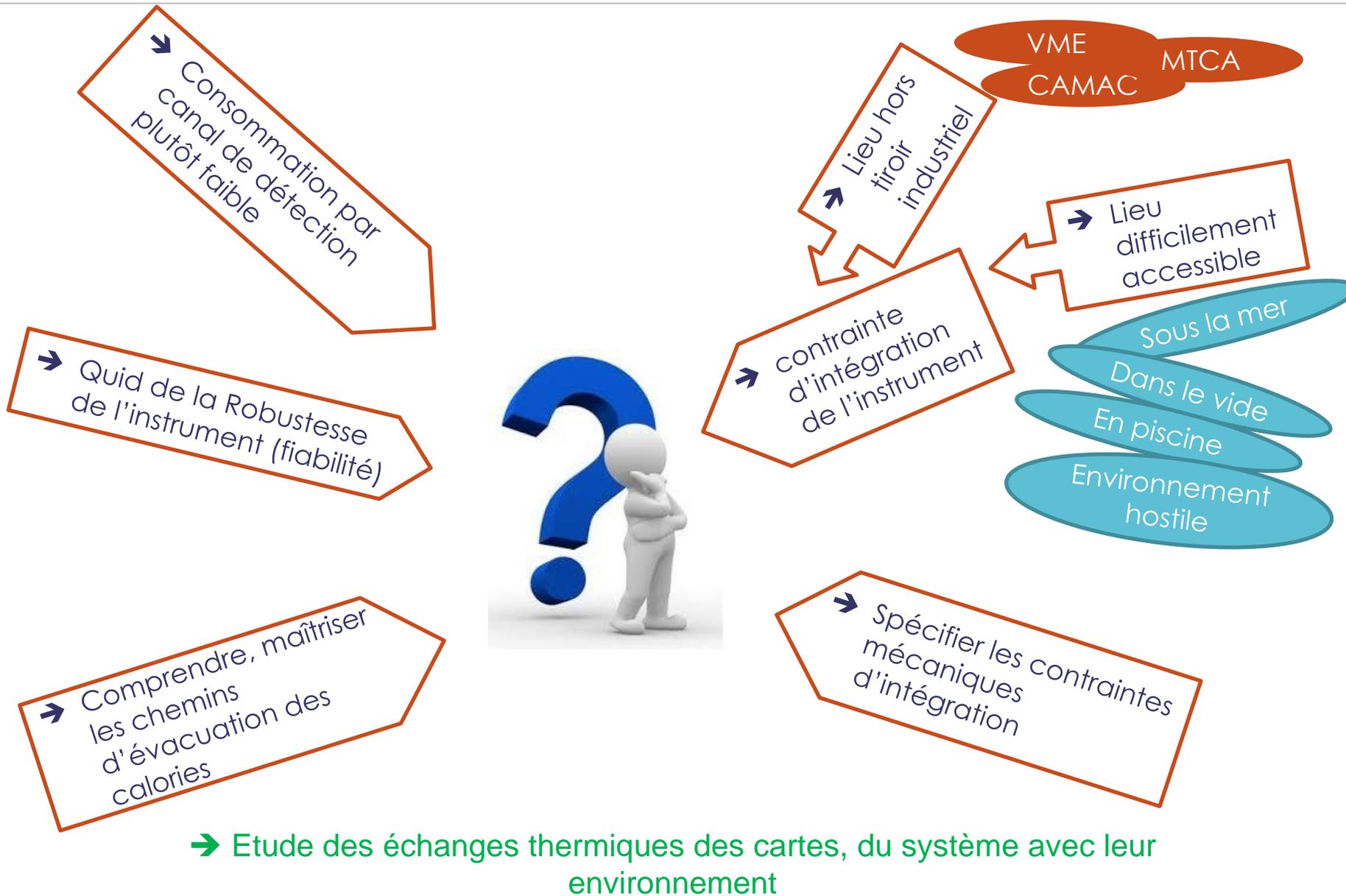
4-conduction, rayonnement & convection

5- calcul thermique pour une carte électronique

6- Technologie de refroidissement

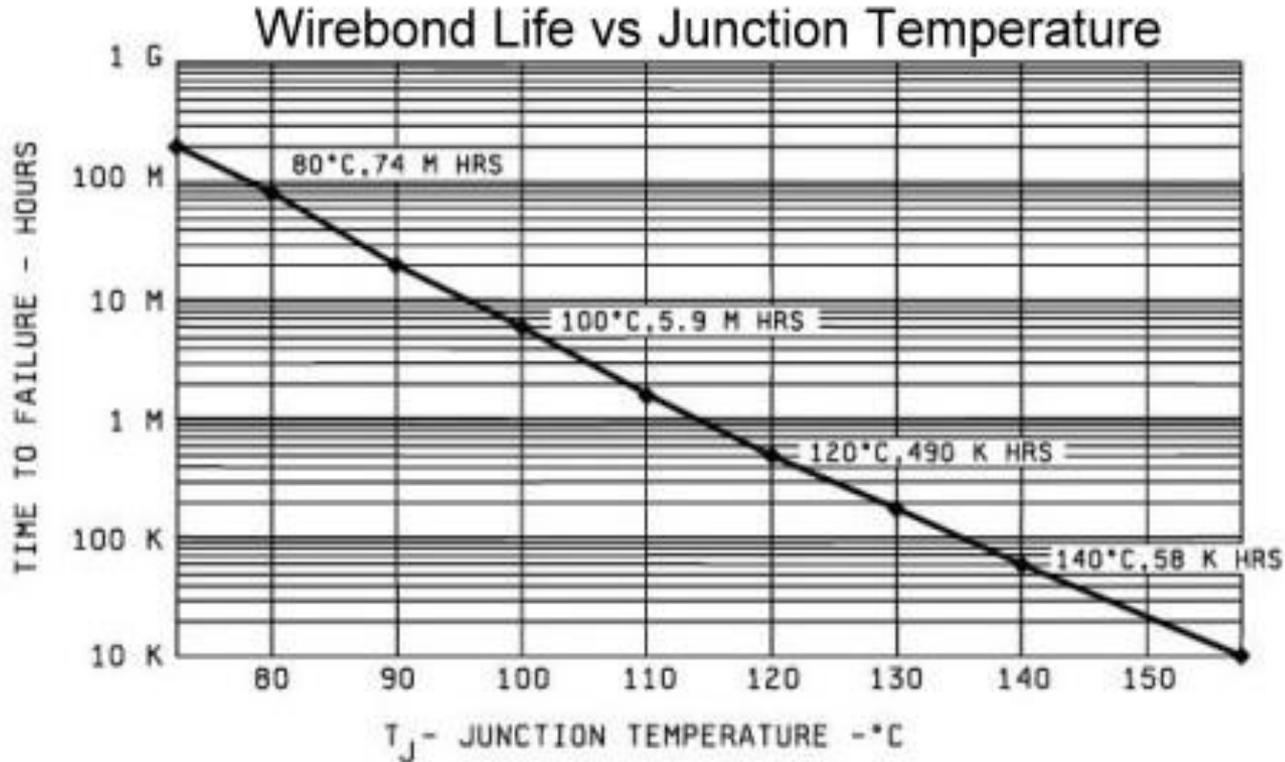
7- processus de développement

Problématique de la dissipation thermique en mesure

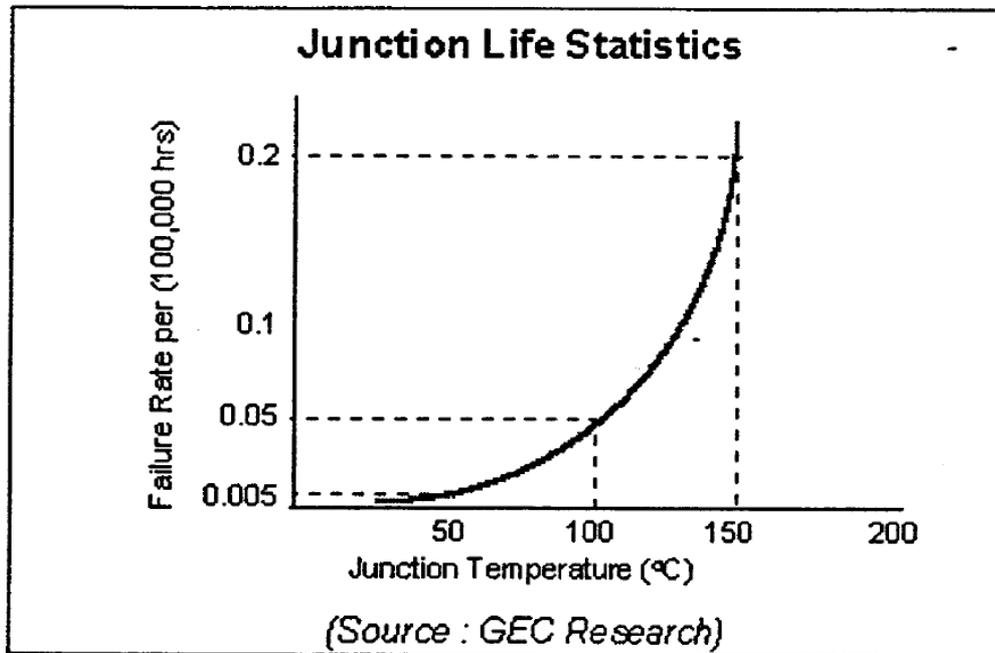


Fiabilité & Température

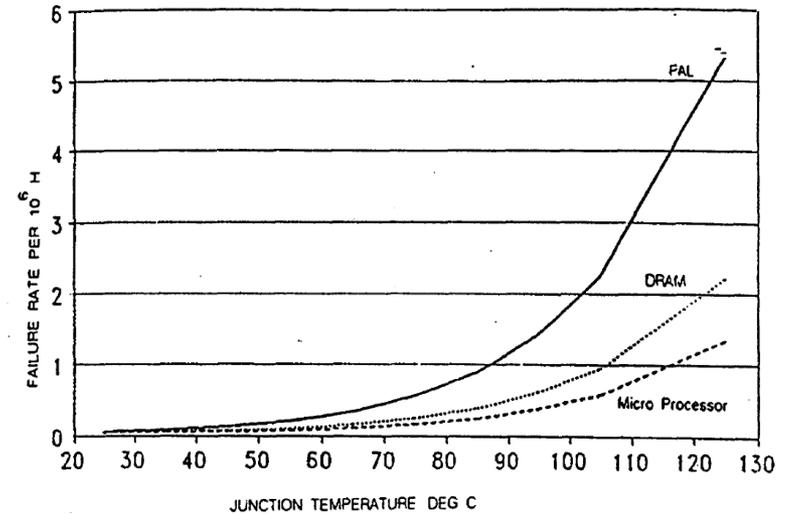
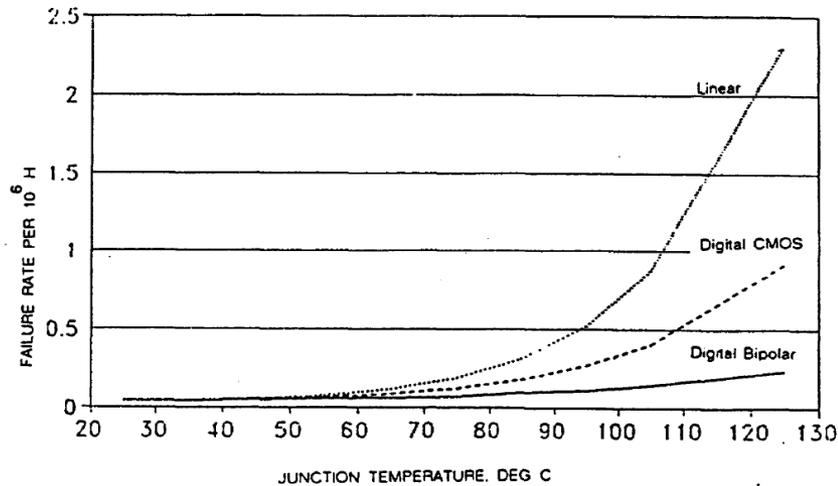
- Une puce silicium est un cailloux → MTBF de l'ordre du siècle
Mais, au niveau des assemblages :



Perte d'un facteur ~10 chaque augmentation de 10°C



Fiabilité & Température



Si température de chaque composant < 50°C

→ Pas besoin de faire des calculs de fiabilité

→ Après déverminage, la fiabilité est la meilleure

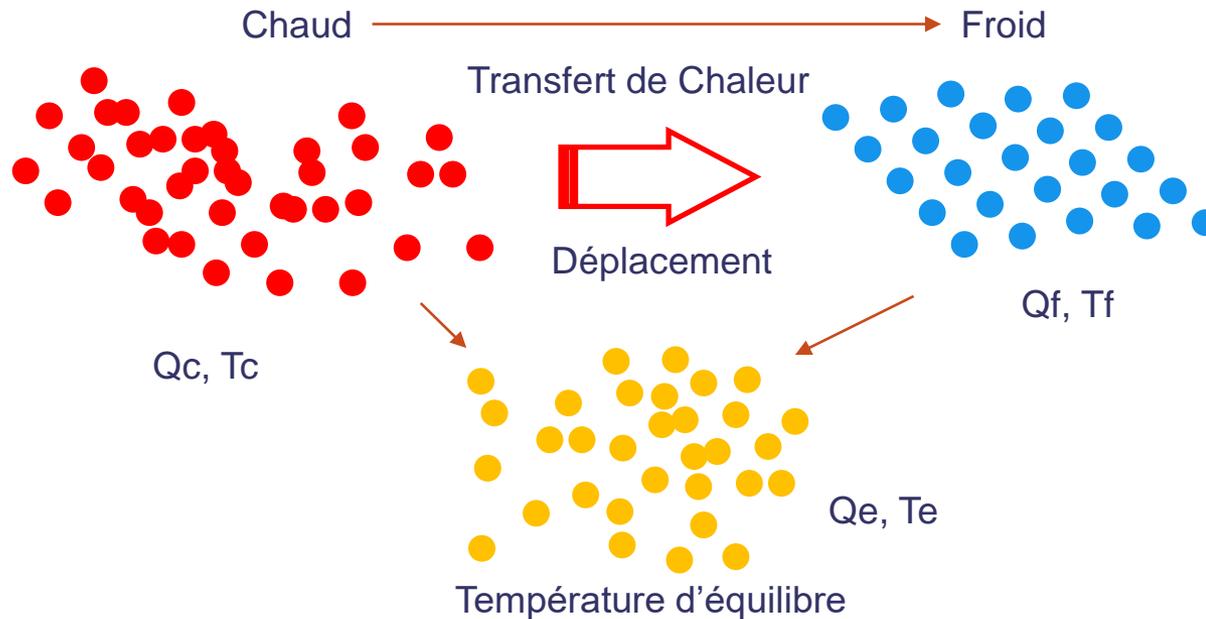
On commence à voir de telles exigences dans les expressions de besoin des physiciens pour garantir un fonctionnement sans intervention sur le long terme :

Ex: Experience JUNO, 20000 PMT dans une piscine pendant 10 ans minimum

Exigences : ensemble des composants à 40°C

Les phénomènes thermiques

Rappel: Température est l'image de l'énergie cinétique, énergie du mouvement



Déplacement de l'énergie thermique par :

- ✓ Conduction
- ✓ Rayonnement
- ✓ Convection

Chaleur :

- ✓ Energie exprimée en Joule
- ✓ Noté Q

Source de Chaleur :

- ✓ Energie
- ✓ Température

Le modèle de base

Objectif: définir un modèle pour calculer simplement et efficacement:

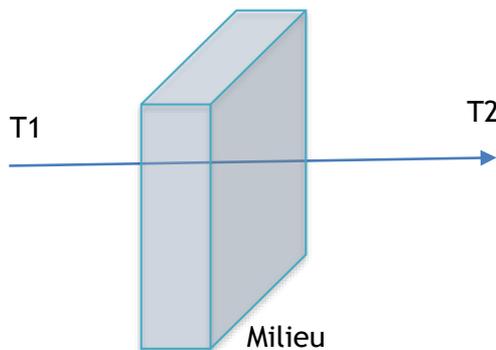
1. Les températures
2. La puissance dissipée
3. Les résistances thermiques

$$\begin{array}{l} \text{Energie} = \text{Puissance} \times \Delta t \\ \text{Joule} = \text{Watt} \times \text{second} \end{array}$$

Hypothèse maximaliste :
 $P_{\text{dissipée}} = P_{\text{consommée}}$

$$P_{\text{dissipée}} = U.I$$

Flux thermique $\phi = P$:



- Engendré par une différence de température
- Proportionnalité **Gradient de température** et Flux
- Coefficient appelé **Résistance thermique**

$$\phi = \frac{P}{S}$$

Exprimé en $\frac{W}{m^2}$

$$T_f - T_i = R_{th} \times \phi$$

Le modèle de base

$$T_f - T_i = R_{th} \times \phi$$

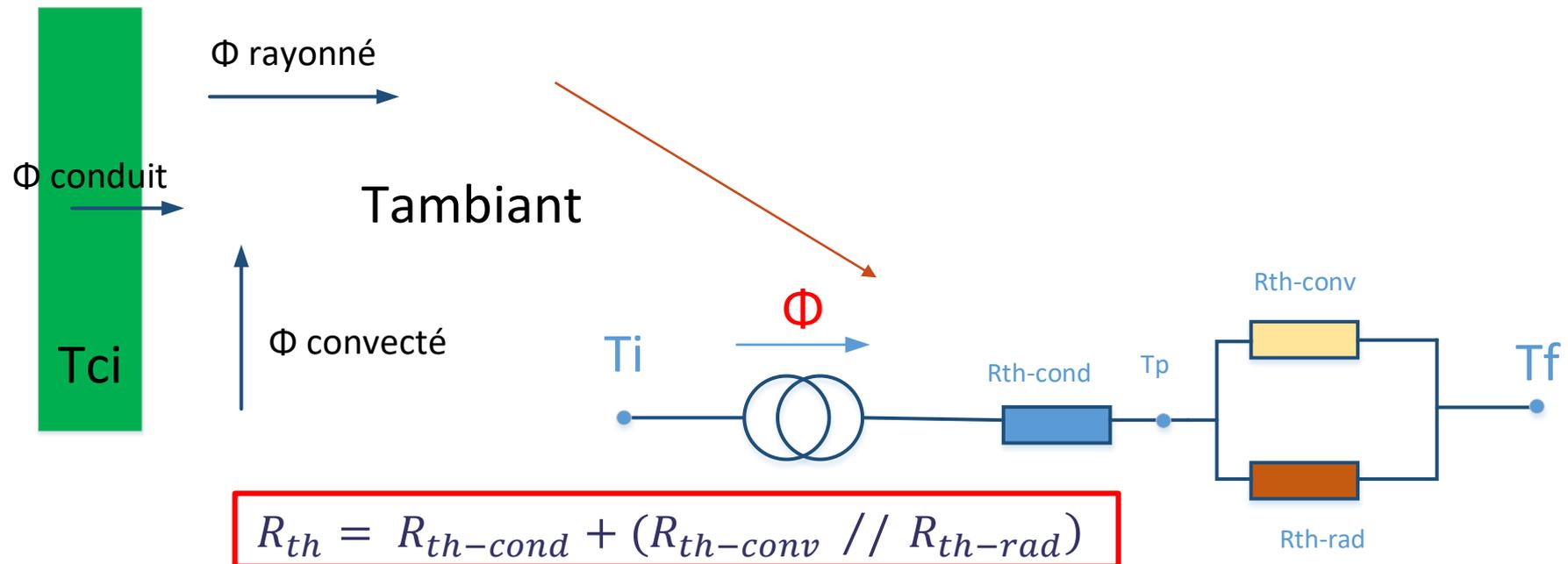
$$\phi = \frac{P}{S}$$

Equivalence:

Source de chaleur (Flux Thermique) → Intensité Electrique

Température → Tension Electrique

Résistance thermique → Résistance Electrique



$$R_{th} = R_{th-cond} + (R_{th-conv} // R_{th-rad})$$

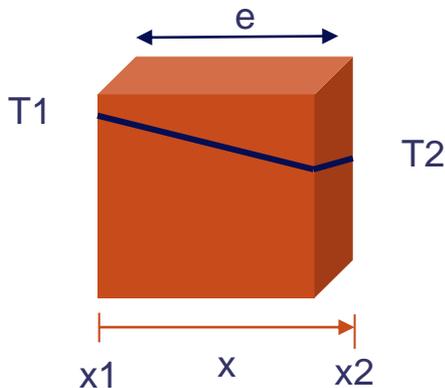
Objectif: détermination des différentes Résistances thermiques

Conduction thermique

Définition : Transfert thermique au niveau des molécules et des atomes
Transmission de proche en proche de l'énergie
Application aux solides (pour notre utilisation)

Loi de Fourier $\vec{J}_c = -\lambda \cdot \overrightarrow{\text{grad}} T$ **λ : conductivité thermique**

Si régime thermique **Stationnaire**
Flux thermique **Unidirectionnel**
conductivité thermique **constante**



Variation de température

$$T = T_1 + \frac{x - x_1}{e} (T_2 - T_1)$$

$$\phi = \frac{\lambda S}{e} (T_1 - T_2)$$

S : surface d'échange entre T_2 et T_1

e : épaisseur du matériau

λ : conductivité du matériau

$$R_{th-cond} = \frac{e}{\lambda S}$$

$W/^\circ K$

Conduction thermique : λ : conductivité du matériau

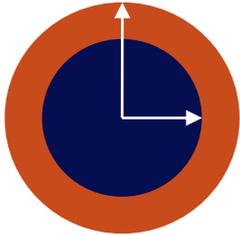
Matériaux	Conductivité Thermique (W/m.K) à 20°C
Aluminium 606 T5 (dissipateur thermique)	200
Carbone	129
Cuivre	390
Etain	66.6
Fer	80
Fonte	100
Laiton	121
Plomb	35
Zinc	117
Silicium	145 à 154
Silicium Dopé	100
Air	0.0257
Epoxy FR4	0.10
Kapton	0.45
Mylar	0.2
Teflon	0.2
Verre (composant)	0.7 à 1.4
Plastic	0,7
Die	2,4
Soudure	57,3
Bonding	50

*Rmq: λ dépend de T
Prendre λ pour une
température
moyenne de paroi*

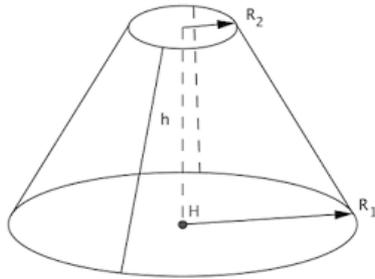
Conduction thermique : géométrie remarquable



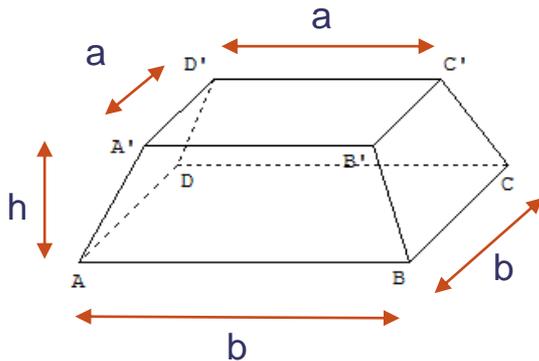
$$R_{cyl} = \frac{\ln(R_2/R_1)}{2\pi\lambda L}$$



$$R_{sph} = \frac{1}{4\pi\lambda} \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right)$$



$$R_{th} = \frac{4 \cdot h}{\lambda \cdot \pi \cdot D_1 \cdot D_2}$$



$$R_{th} = \frac{h}{\lambda \cdot a \cdot b}$$

Rayonnement thermique

Définition: C'est un transfert de chaleur (Energie Thermique) effectué par l'émission d'ondes électromagnétiques suite à une variation de température du système. Il ne nécessite pas de matériau intermédiaire. Il dépend de longueurs d'ondes entre 0,1 et 100 μ m.

→ Loi de PLANCK, WIEN et STEFAN-BOLTZMANN)



Modèle du corps noir : objet parfait qui émet uniquement un rayonnement thermique dépendant de la longueur d'onde

→ Loi de Planck

Rayonnement thermique

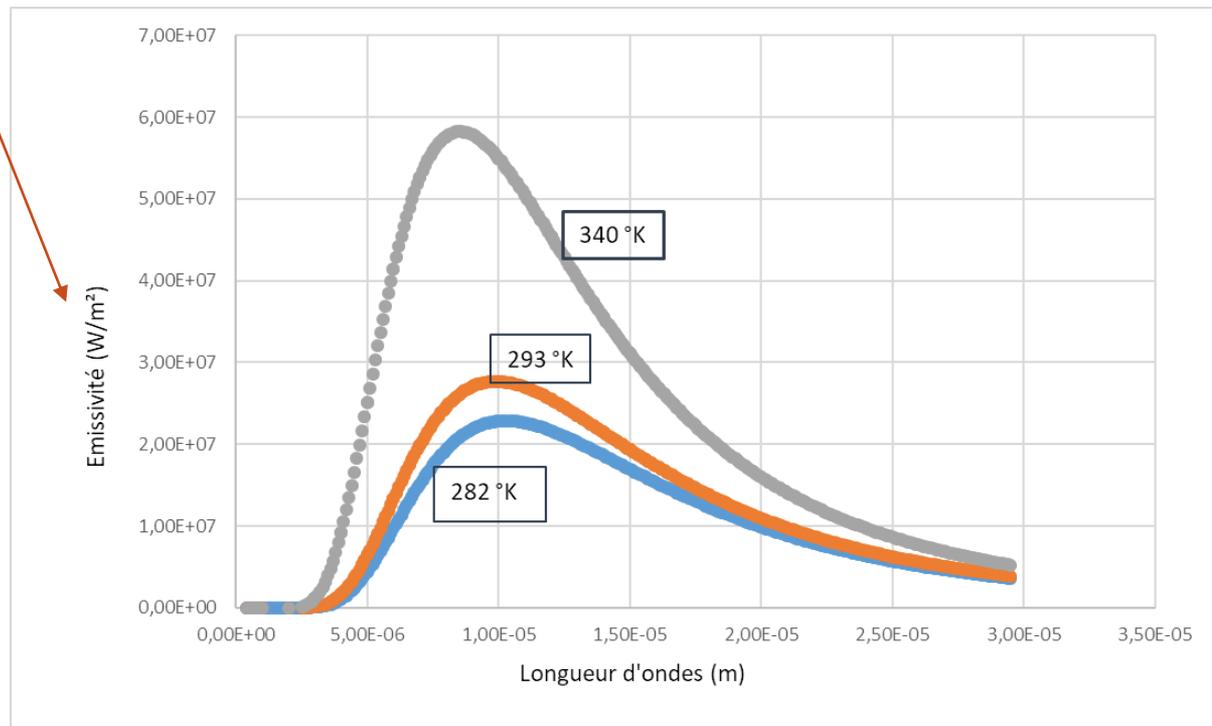
Modèle du corps noir : Object parfait qui émet uniquement un rayonnement thermique dépendant de la longueur d'onde

→ Loi de Planck

$$m_{\lambda}^o = \frac{n^2 \cdot C_1}{\lambda^5 \cdot \left(\exp\left(\frac{C_2}{\lambda \cdot T}\right) - 1 \right)}$$

Avec $C_1 = 2\pi \cdot h \cdot C_o = 3.741 \cdot 10^{-16} \text{ W} \cdot \text{m}^{-3}$

$$C_2 = \frac{h \cdot C_o}{k} = 0.014398 \text{ m} \cdot \text{K}$$



Rayonnement thermique

dans le monde réel, les objets **émettent** un rayonnement mais **réfléchissent** ou **transmettent** également une partie de l'onde électromagnétique. On a donc une émissivité inférieure à celle du corps noir.

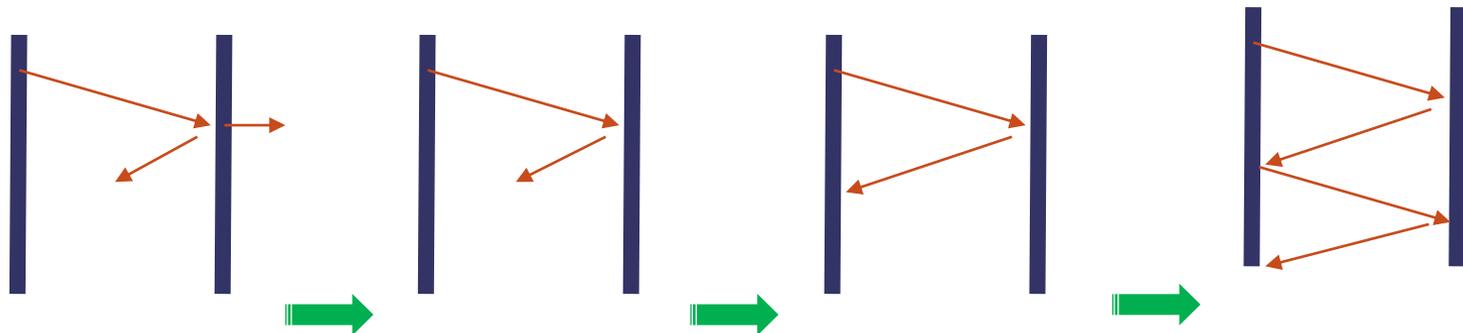
Dans la plupart des objets, leurs tailles les rendent opaques à la transmission de l'onde. Dans ce cas, on considère que le coefficient d'émissivité est égal au coefficient d'absorption. Ainsi, en considérant les paramètres suivants :

- E : Energie reçue
- M : Energie d'émissivité
- α : coefficient d'absorption
- ε : coefficient d'émissivité

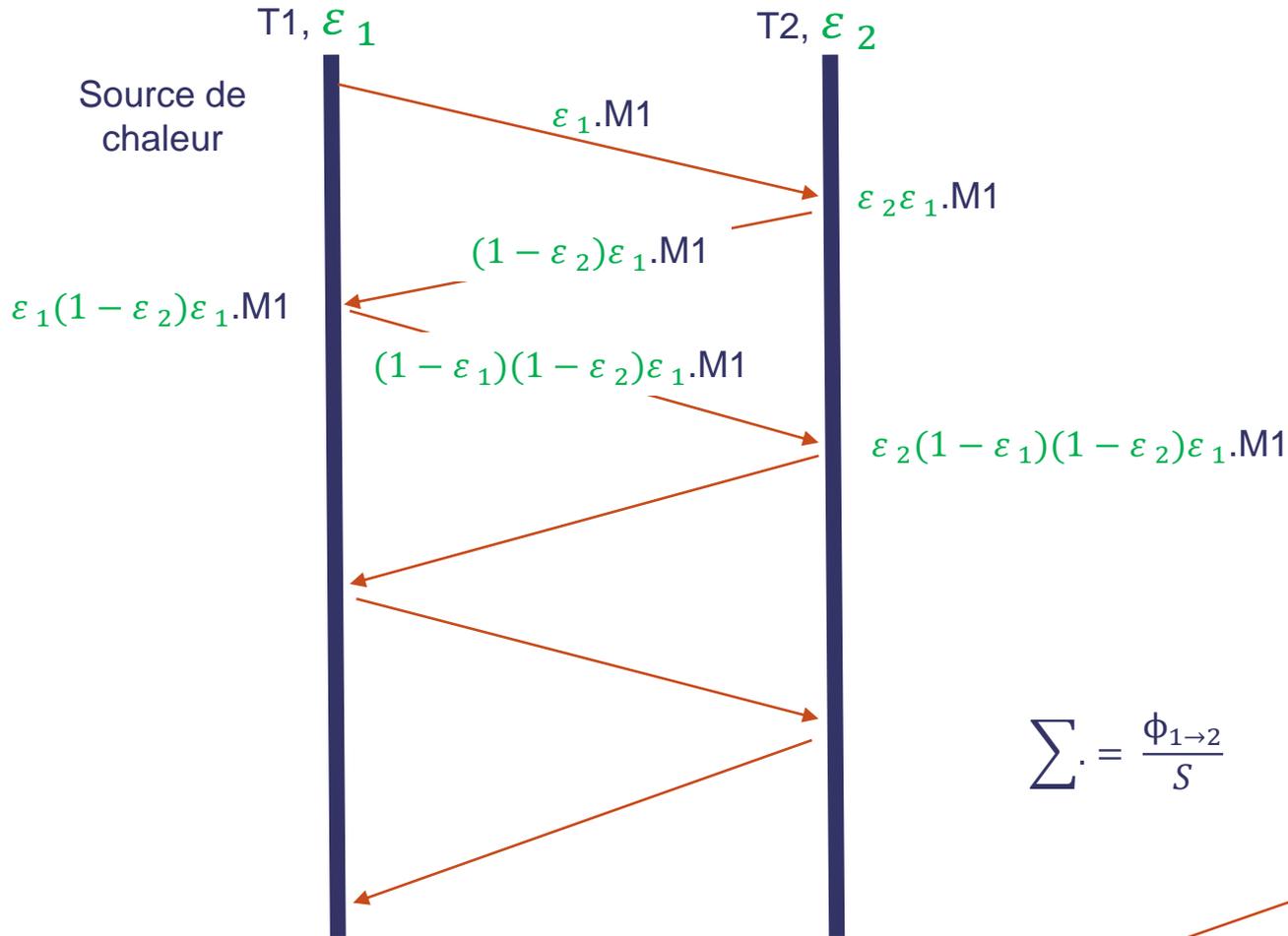
$$: \alpha \cdot E = \varepsilon \cdot M$$

Hypothèse : **$\varepsilon = \alpha = \text{constante}$** .

(Ces coefficients sont complexes et dépendent de la température).



Rayonnement thermique



$$\sum . = \frac{\phi_{1 \rightarrow 2}}{S}$$

$\phi_{i \rightarrow j} = M_i^o \cdot S_i \cdot F_{ij}$

F_{ij} est un facteur de forme fonction du coefficient d'émissivité et correspondant à différentes situations géométriques de deux surfaces.

Rayonnement thermique

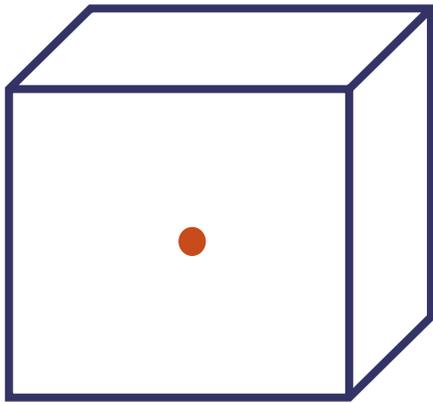
$$: \phi_{i \rightarrow j} = M_i^o \cdot S_i \cdot F_{ij}$$

Loi de Stefan-Boltzmann

$$M^o = \sigma \cdot T^4, (\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4)$$

Donc, Flux thermique pour une enceinte grise :

$$\phi_{1 \leftrightarrow 2} = S_1 \cdot F_{12} \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4)$$



objet de petite dimension dans une enceinte

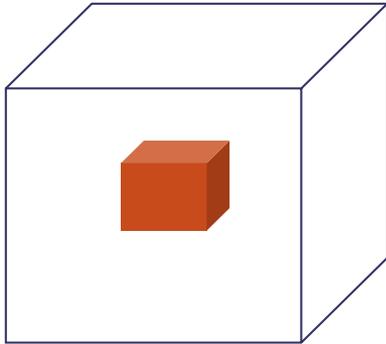
$$\phi_{1 \leftrightarrow 2} = S_1 \cdot \epsilon_1 \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4)$$

Si $T_1 > T_2$ et

T_1 compris entre 20° C et 130° C

$$R_{th} = \frac{1}{S_1 \cdot F_{12} \cdot \sigma \cdot (T_1^3 - T_2^3)}$$

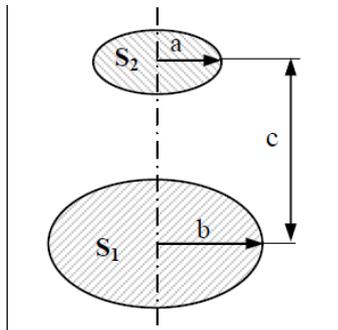
Rayonnement thermique



$$\varphi_{1_{\text{net}}} = -\varphi_{2_{\text{net}}} = \sigma \frac{S_1 (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{S_1}{S_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}$$

Surface S1 entouré par une surface S2

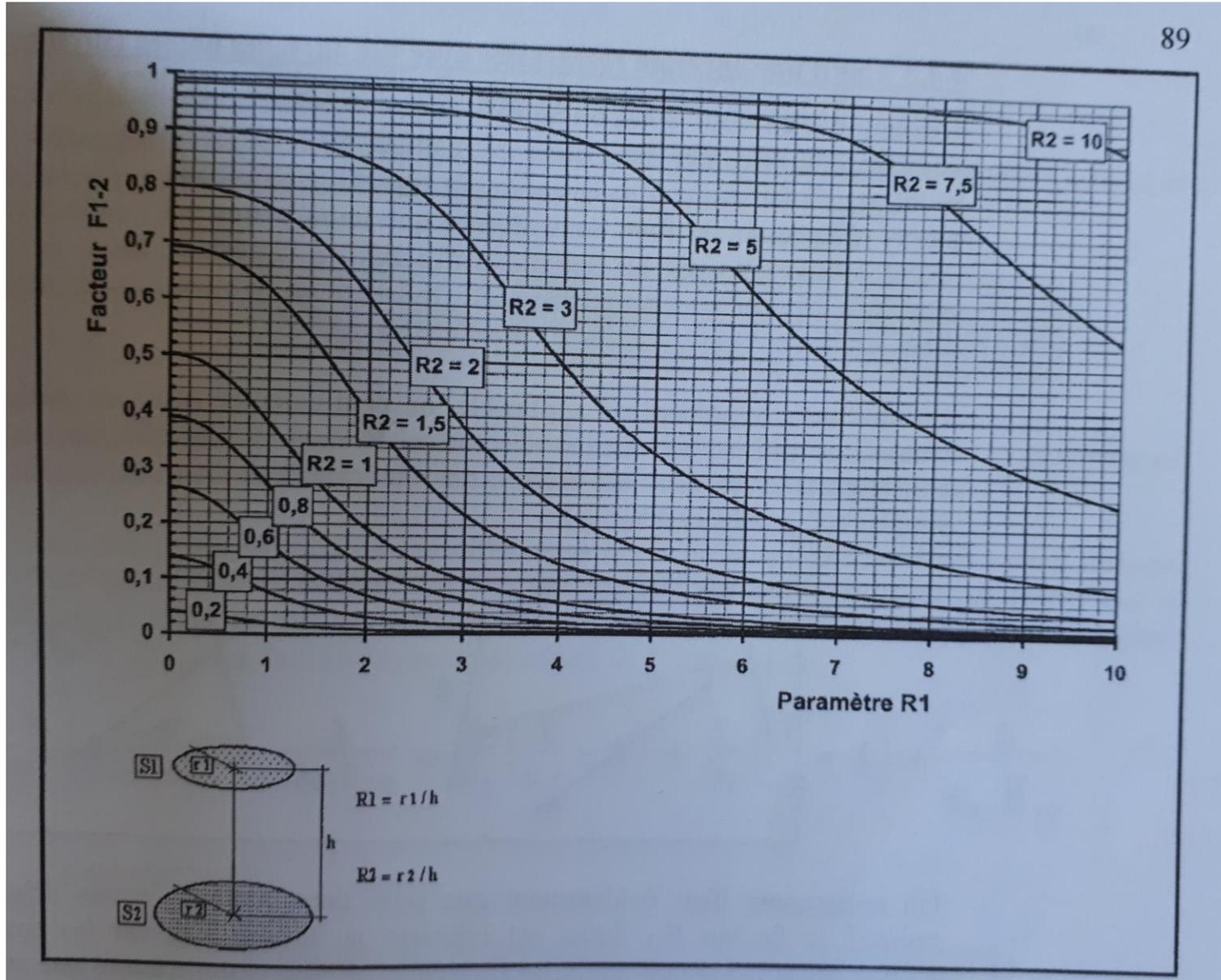
Deux disques parallèles



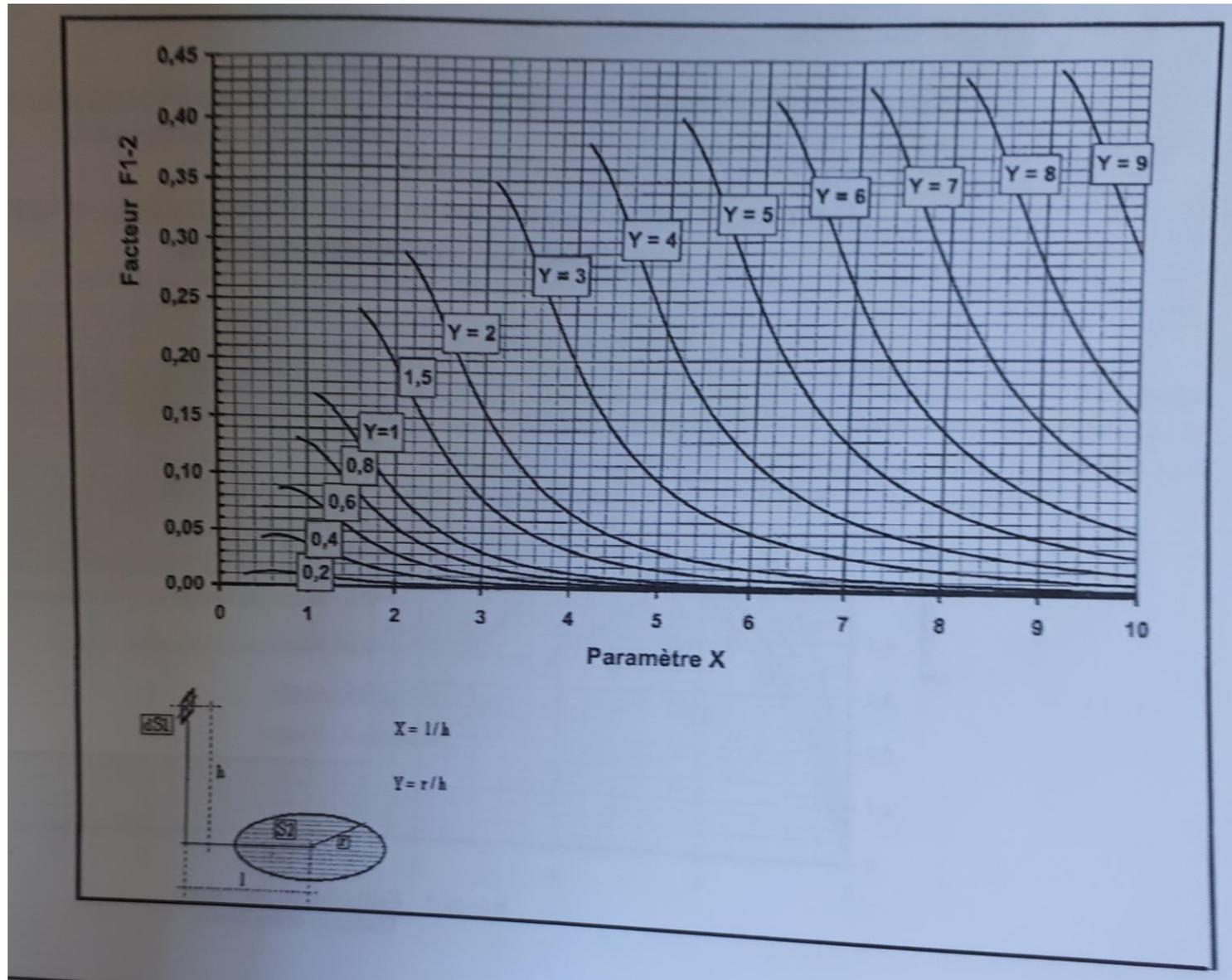
$$F_{1-2} = \frac{1}{2} \left[Z - \sqrt{Z^2 - 4X^2 Y^2} \right]$$

$$X = \frac{a}{c} \quad ; \quad Y = \frac{c}{b} \quad ; \quad Z = 1 + (1 + X^2) Y^2$$

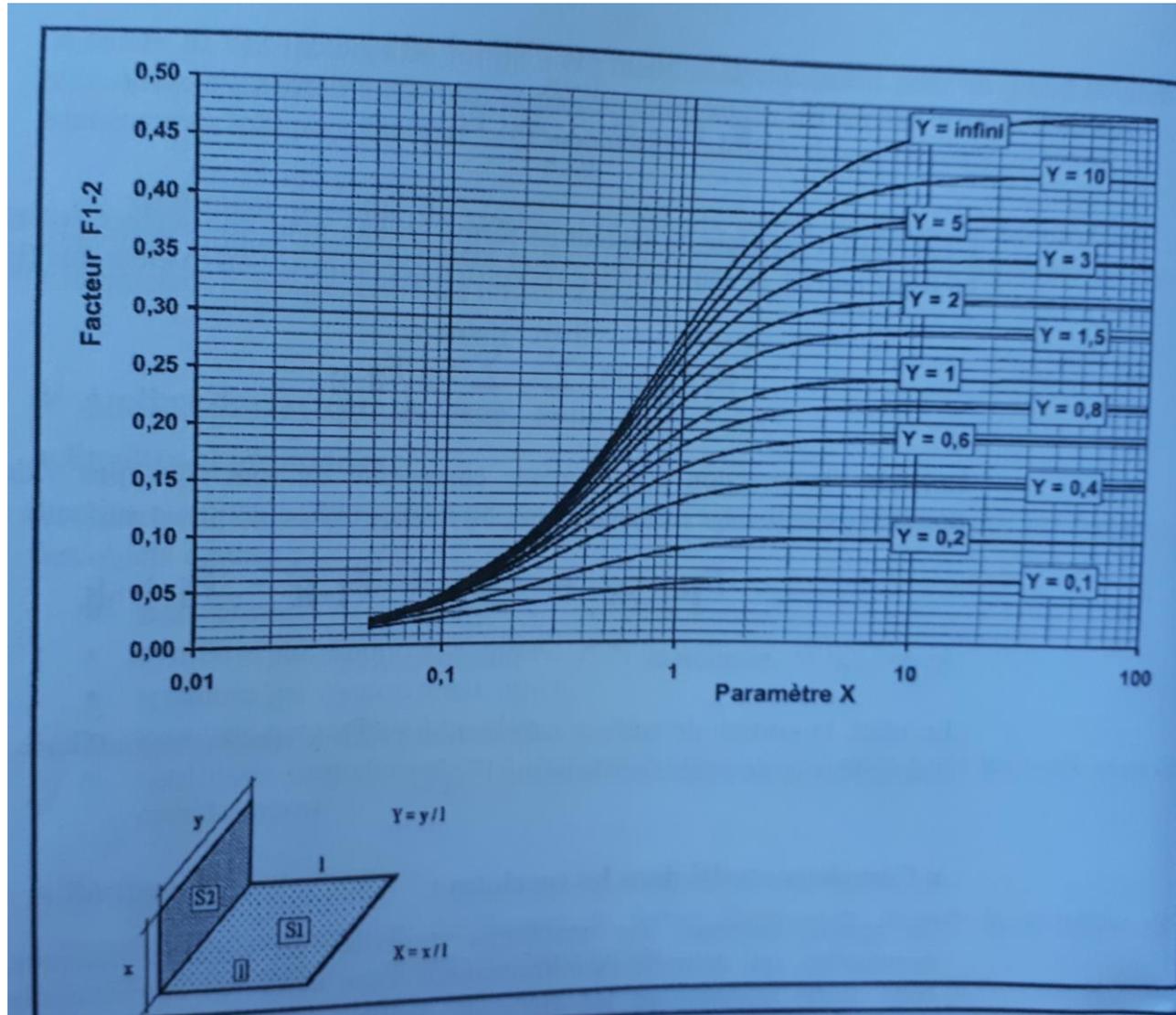
Cela devient complexe, on utilise alors des abaques pour déterminer F12



Rayonnement thermique



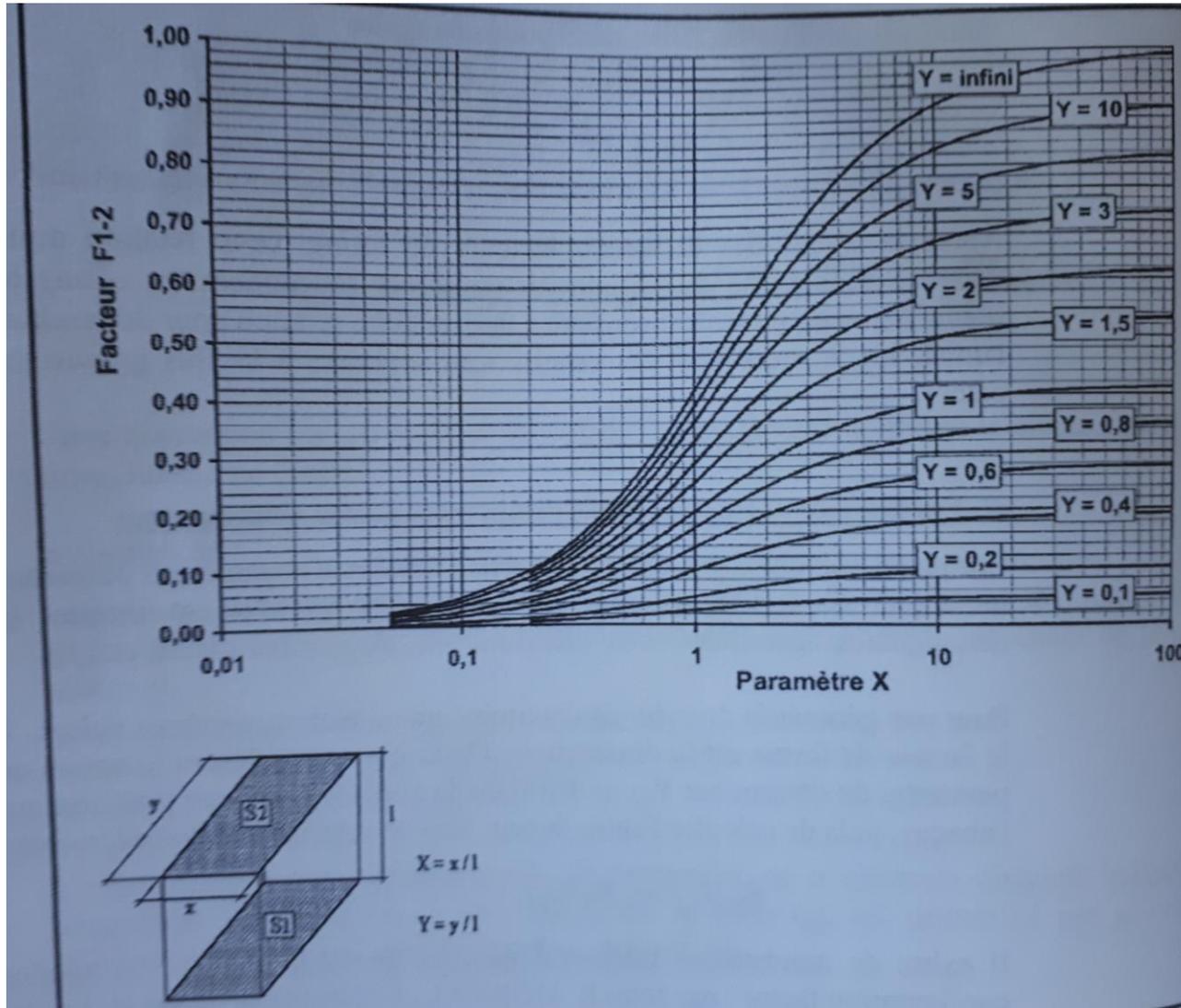
Rayonnement thermique



Rayonnement thermique

Description du matériau	Émissivité reportée	Longueur d'onde μm valide
Acier doux	0.20 - 0.32	
Acier inoxydable (boulon)	0.32	3.4 - 5
Acier inoxydable oxydé à 800°C	0.85	
Acier inoxydable poli	0.075	
Acier inoxydable meulé	0.11	
Acier inoxydable sablé	0.38 - 0.44	
Acier inoxydable de type 301	0.54 - 0.63	3.4 - 5
Acier galvanisé (ancien)	0.88	8 - 14
Acier galvanisé (neuf)	0.23	8 - 14
Acier laminé à froid	0.7 - 0.9	
Acier meulé	0.4 - 0.6	
Acier nickelé	0.11	8 - 14
Acier oxydé	0.7 - 0.9	
Acier poli	0.07	
Acier doux terni	0.70	3.4 - 5
Alumine	0.8	
Clinquant d'aluminium	0.04	
Feuille d'aluminium	0.09 / 0.04	3 / 10
Aluminium anodisé	0.77	

Rayonnement thermique



Convection Thermique

Définition : C'est le transfert thermique dû au mouvement d'une partie d'un système par rapport à un autre système.

- C'est un phénomène macroscopique du phénomène de conduction élémentaire.
- Il ne s'applique donc qu'aux systèmes se mouvant comme un gaz ou un liquide.
- La convection thermique obéit à la loi de Newton :

$$\phi_{p \rightarrow f} = h \cdot S \cdot (T_p - T_f)$$

h représente le coefficient d'échange convectif entre la paroi du solide et le fluide

- soit gazeux, soit liquide.
- Son calcul permettra de calculer les températures du système.
- Nous voyons qu'il existe une résistance thermique de convection **R_{th}=1/hS** qui permet de calculer le transfert thermique entre plusieurs matériaux selon l'analogie avec les lois de Kirchhoff.

Objectif: savoir déterminer h

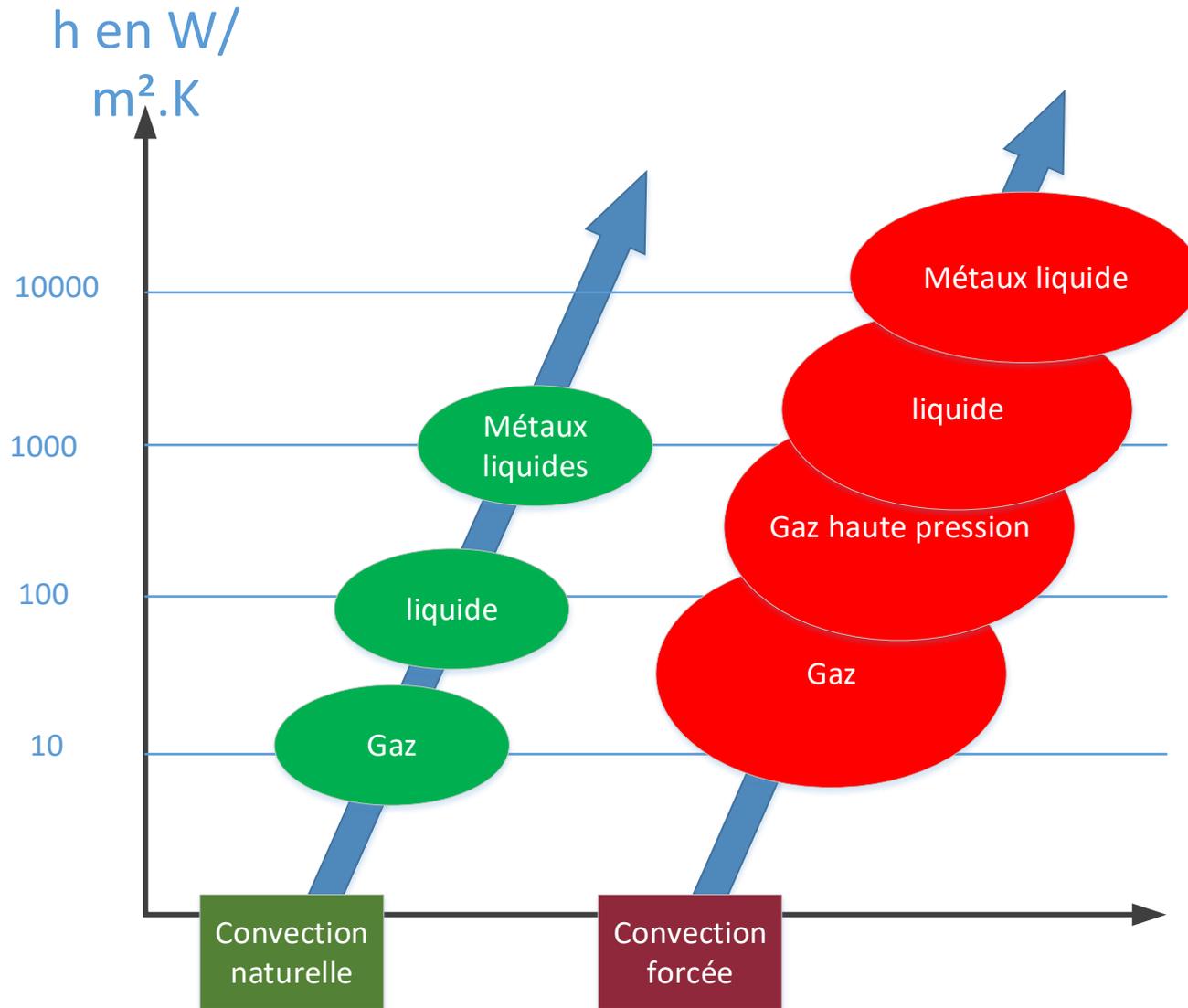
Caractéristique
du fluide

Température

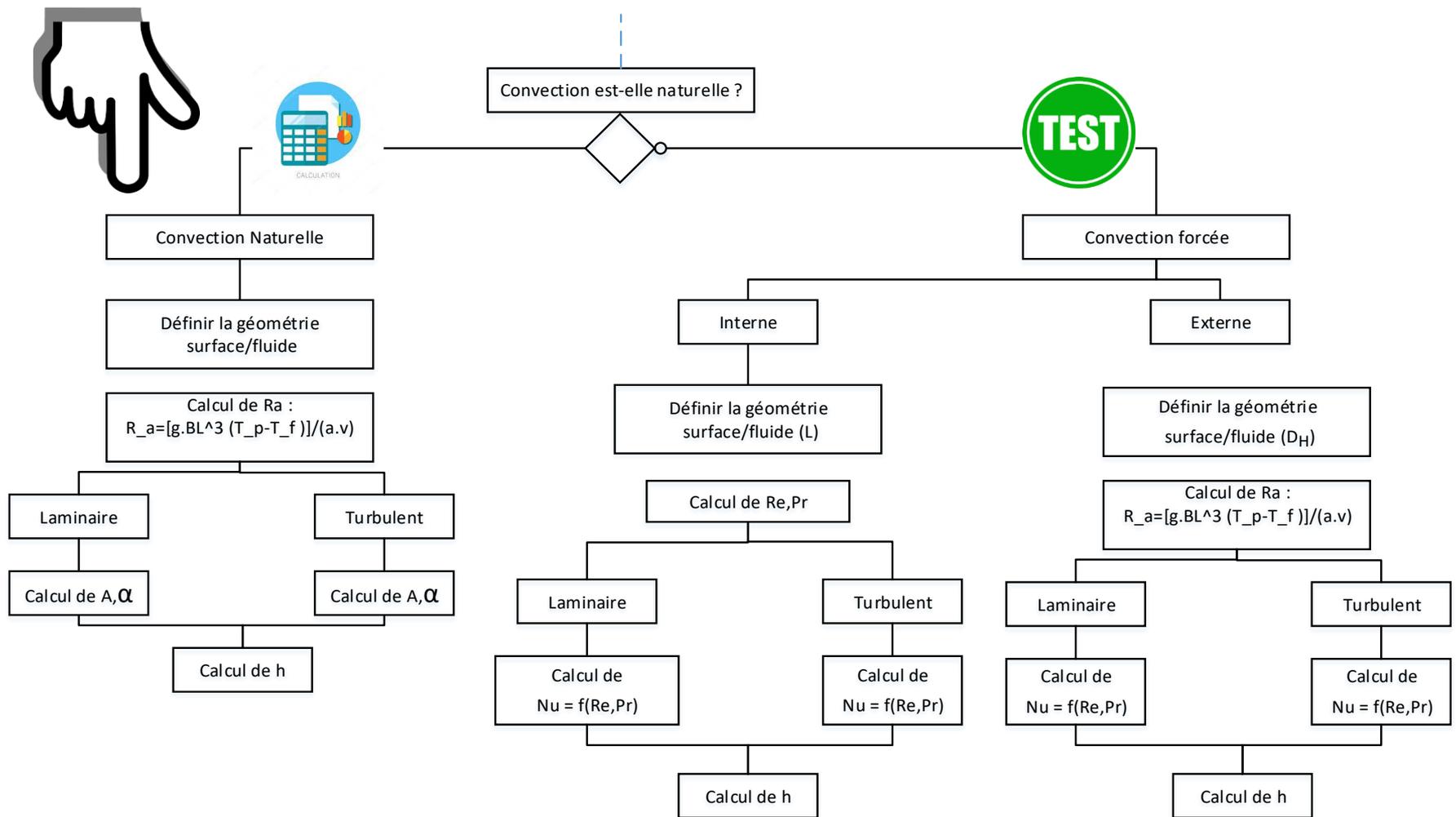
Nature du fluide

géométrie

Convection Thermique



Convection Thermique



Convection Thermique naturelle

$$h = (\lambda/L). A. R_a^\alpha$$

avec λ : conductivité thermique du fluide

L : dimension géométrique en mètre

A et α : constante dépendant de la géométrie

Ra : nombre de Rayleigh

$$R_a = \frac{[g \cdot \beta L^3 (T_p - T_f)]}{a \cdot \nu}$$

Avec g : accélération de la pesanteur : 9.81 m/s²

β : coefficient d'expansion thermique

a : diffusivité thermique du fluide (m²/s)

ν : viscosité cinématique m²/s

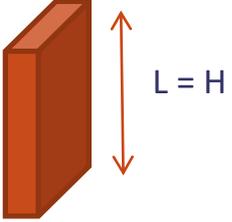
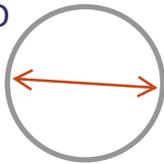
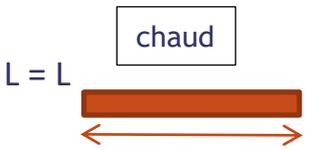
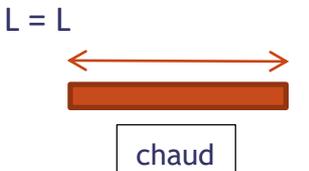
a et ν sont fournies par des tableaux

Substance	Température [°C]	ν [m ² ·s ⁻¹]
Eau	20	1,007 × 10 ⁻⁶
Eau	25	0,884 × 10 ⁻⁶
Eau	50	0,556 × 10 ⁻⁶
Air	25	15,6 × 10 ⁻⁶

https://fr.wikipedia.org/wiki/Diffusivit%C3%A9_thermique

Convection Thermique naturelle

$$h = (\lambda/L).A.R_a^\alpha$$

Géométrie	Nombre de Rayleigh	A	α
 L = H	$< 10^9$	0.55 (0.59)	0.25
	$> 10^9$	0.13 (0.1)	0.333
 L = D	10^2 à 10^4	0.85	0.19
	10^4 à 10^7	0.48	0.25
	10^7 à 10^{12}	0.12	0.333
 L = L chaud	$< 10^7$	0.525	0.25
	$> 10^7$	0.14	0.333
 L = L chaud	2.10^5 à 10^{10}	0.27	0.25

Convection Thermique forcée:

$$h = N_u \cdot \frac{\lambda}{L}$$

h dépend du nombre de Nussel

Le nombre de Nussel dépend de nombre de Reynolds et du nombre de Prandlt.

$$N_u = f(R_e, P_r)$$

Nombre de Reynolds :

$$R_e = \frac{V \cdot L \cdot \rho}{\mu} = \frac{V \cdot L}{\nu}$$

Nombre de Prandl :

$$P_r = \frac{\mu C_p}{\lambda} = \frac{\nu}{a}$$

Avec **V** : Vitesse du fluide (m/s)

L : Dimension du système (m)

ρ : masse volumique du fluide (kg/m.s)

μ : viscosité dynamique du fluide (m²/s)

ν : Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

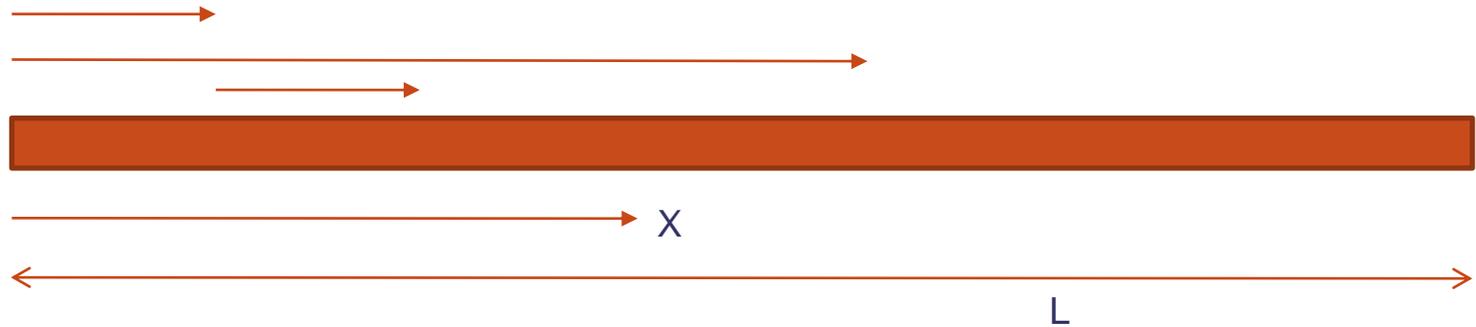
C_p : Chaleur massique du fluide (J/kg.K)

λ : conductivité thermique du fluide (W/m.K)

Le fluide devient turbulent si le nombre de Reynold est supérieur à une limite

Convection Thermique forcée: Externe

Plaque plane parallèle à l'écoulement



Si $Re < 3.10^5$, l'écoulement est laminaire

$$Nu_x = 0.33.Pr^{\frac{1}{3}}.Re_x^{\frac{1}{2}}$$

$$Nu_L = 0.66.Pr^{\frac{1}{3}}.Re_L^{\frac{1}{2}}$$

Si $Re > 5.10^5$, l'écoulement est turbulent

$$Nu_x = 0.029.Pr^{\frac{1}{3}}.Re_x^{\frac{4}{5}}$$

$$Nu_L = 0.036.Pr^{\frac{1}{3}}.Re_L^{\frac{4}{5}}$$

Convection forcée interne :

Il s'agit de calculer h pour des écoulements dans des conduits.

Selon le nombre de Reynold, l'écoulement est:

laminaire,

turbulent

intermédiaire.

Pour chaque nature d'écoulement et les géométries du conduit, on a des modèles pour le nombre de Nussell.

Les modèles peuvent être trouver sur le Web selon le cas d'utilisation.

Généralement, on passe à l'expérimentation

Convection Thermique forcée: refroidissement par liquide (Eau)

Au-delà des modèles mathématiques, nous avons souvent besoin de définir le débit d'eau lors d'un refroidissement par eau.

On peut calculer simplement ce débit en tenant compte uniquement des propriétés de l'eau et de la puissance thermique à évacuer.

C'est une méthode approximative qui permet de définir une maquette thermique.

Le refroidissement par eau est utile lorsque l'électronique est mis dans le vide. Seul la conduction et le rayonnement sont disponible pour évacuer les calories. Une façon est d'utiliser un liquide (l'eau) pour refroidir l'électronique en apportant un point froid près de l'électronique.

Dans cette méthode, on néglige les pertes dûes à l'interface tuyau/eau.

- 1- Pour calculer le débit d'eau, on définit la puissance à dissiper, correspondant au flux de chaleur.
- 2- Puis nous ferons une hypothèse sur la variation de température entre l'entrée du fluide et la sortie.
- 3- On calcule ainsi le volume d'eau nécessaire pour absorber le flux thermique de façon statique, comme de l'eau stagnante.
- 4- On définira ensuite le débit d'eau.

Convection Thermique forcée: refroidissement par liquide (Eau)

Caractéristiques de l'eau :

Definition	Valeur
Masse volumique	1000 kg/m ³
Chaleur de vaporisation	40.65 kJ/mol
Capacité thermique	4.181 J/g/°C
Conductivité thermique	0.605 W/m.K
Viscosité cinématique	8.9.10E7 m ² /s

$$\phi = m \cdot C_p \cdot \Delta T$$

M : débit massique du fluide (en kg/s),

C_p : la capacité thermique dégagée

ΔT la différence de température entre l'entrée et la sortie du fluide.

Convection Thermique forcée: refroidissement par liquide (Eau)

Exemple : Comment dissiper 100W sur une paroi froide ?

On veut minimiser la différence de température entre l'entrée et la sortie à 2° C.

$$100\text{W} = 100 \text{ J/s}$$

$$C_p = 4.181 \text{ J/g/}^\circ \text{C}$$

$$m \cdot s = \text{Masse d'eau statique} = \frac{\phi}{C_p \cdot \Delta T} = \frac{\frac{J}{s}}{\frac{J}{g \cdot ^\circ C} \cdot ^\circ C} = g$$

$$\text{A.N : } V = 100 / (4,180 * 2) = 0,01196 \text{ g d'eau soit } 0.01196 \text{ dm}^3 \text{ (l)d'eau}$$

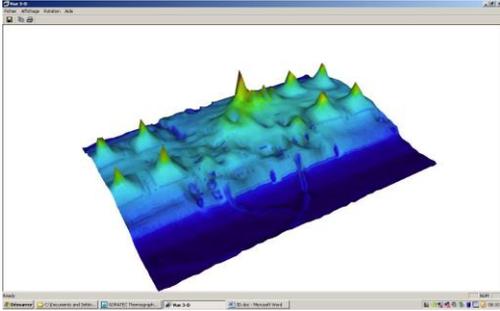
Le débit devra être donc de 0.01196 dm³/s (l/s)

Avec les formules, on peut constater que :

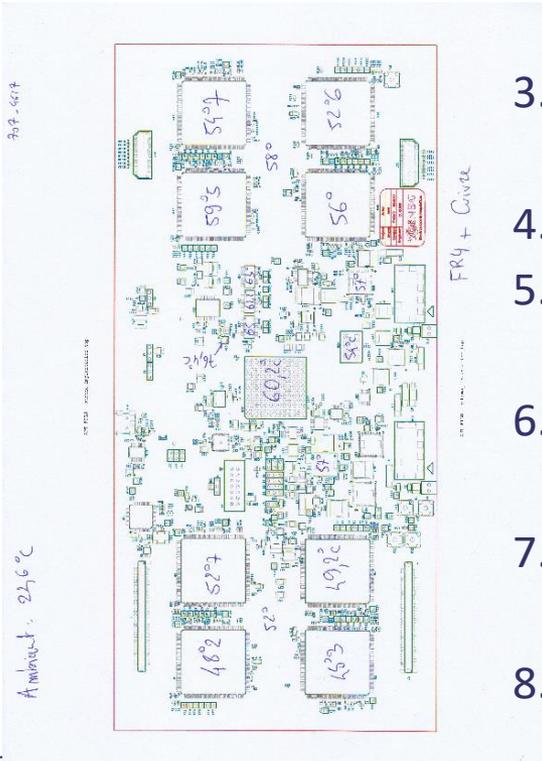
- **Plus le flux thermique est élevé, plus il faut un débit élevé pour maintenir une variation de température constante dans le fluide.**
- **Plus la différence de température est petite, plus le débit doit être important pour évacuer la chaleur.**

Analyse d'une carte

Pour modéliser simplement une carte électronique, il faut procéder par étape pour arriver à une compréhension des transferts thermique et choisir la solution de refroidissement la mieux adaptée aux spécifications. Voici les étapes :

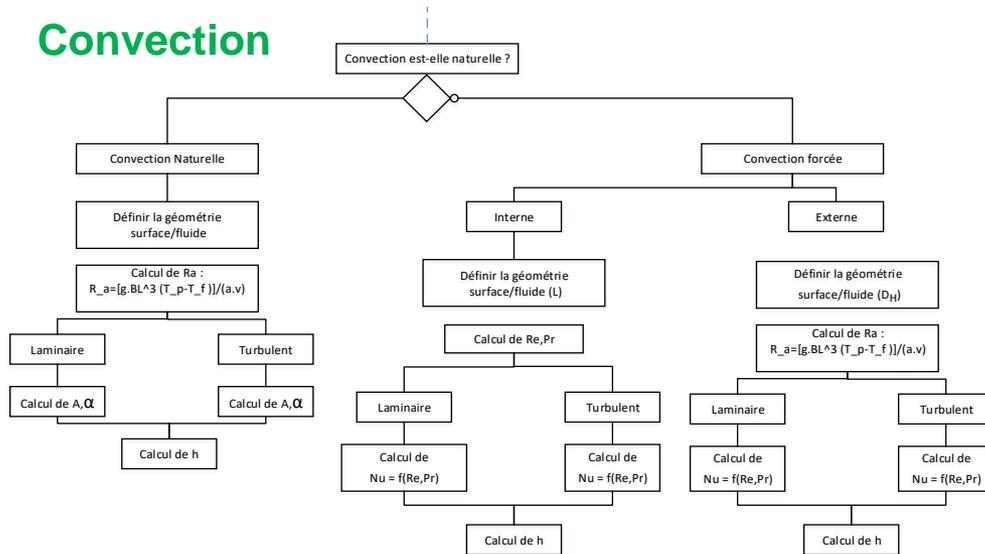


1. Nous devons identifier les composants principaux en terme de puissance électrique.
2. Nous modélisons chaque composant en terme de résistances thermique suivant sa géométrie et sa composition.
3. Nous calculons l'ensemble des résistances thermiques de chaque composant
4. On définit un modèle simplifié de la carte électronique
5. On calcule les résistances thermiques de la carte suivant le modèle.
6. On établit les températures de chaque composant et de la carte
7. On contraint les températures suivant les exigences de plus haut niveau
8. On définit le moyen de refroidissement pour atteindre les exigences de plus haut niveau

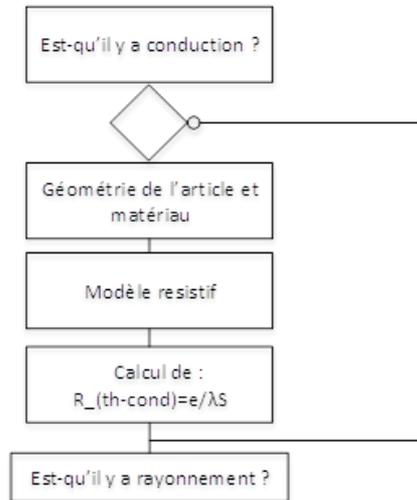


Pour chaque composant :

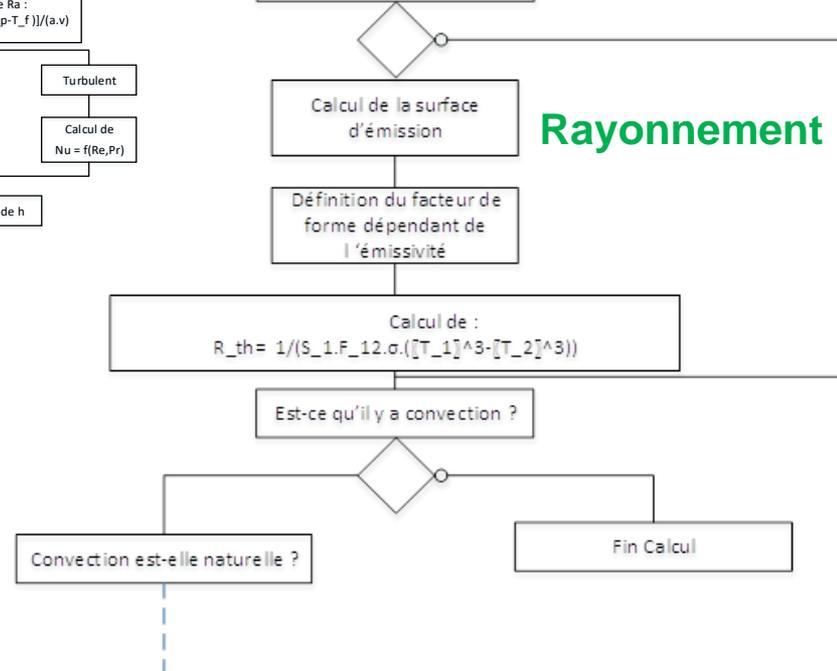
Convection



Conduction

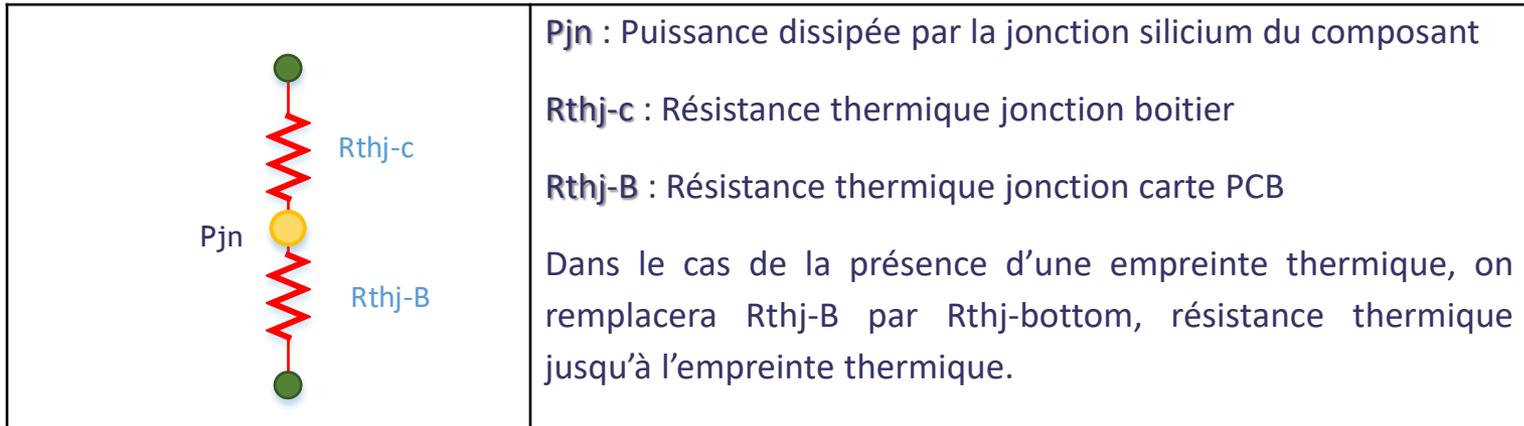


Rayonnement



Modèle des composants (JEDEC)

Le consortium JEDEC préconise en standard (JESD15.3) de modéliser les composants sous forme d'un réseau de deux résistances thermiques suivant :



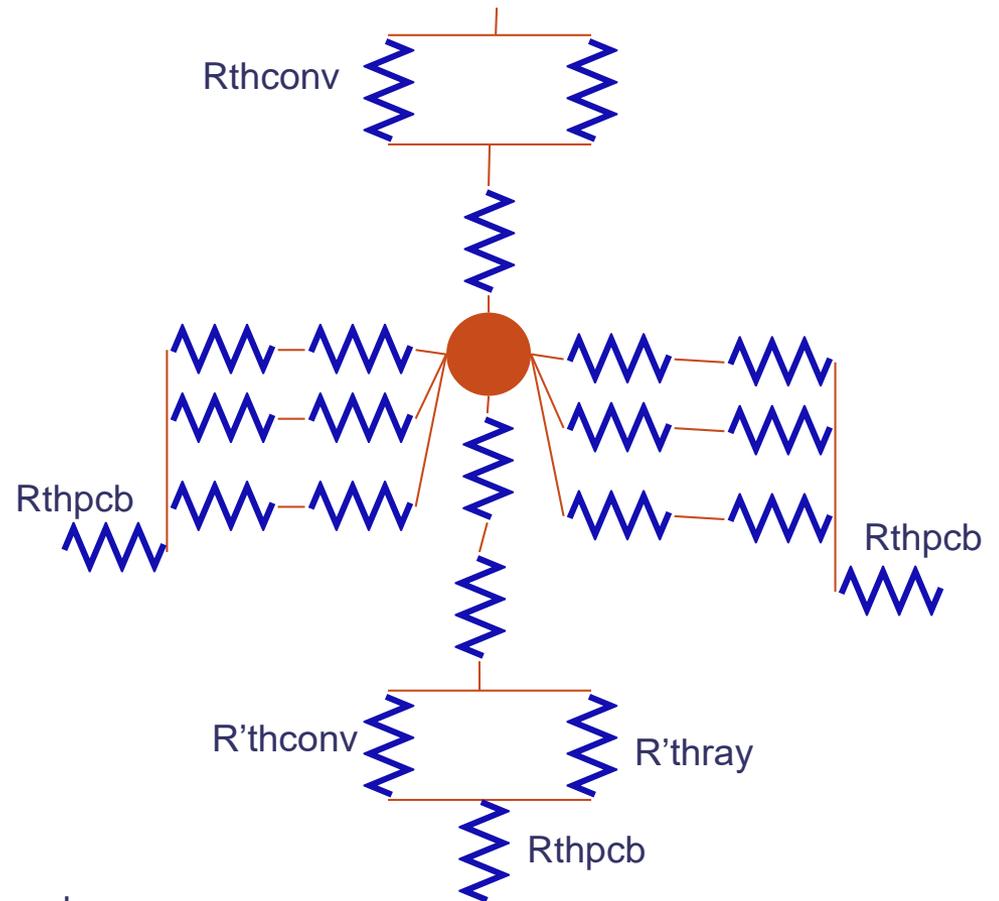
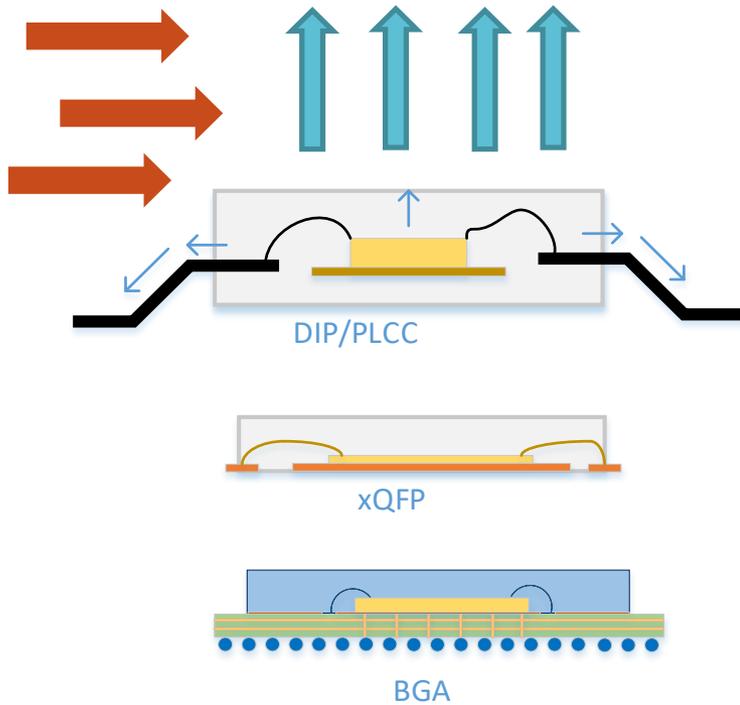
Ce modèle très simple permet :

1. De standardiser les mesures des résistances
2. De partir d'un composant et d'aller vers la complexité
3. De masquer les différents types de boîtiers

Ainsi, les étapes pour déterminer le modèle thermique à deux résistances consistent à :

- 1/ Définir la géométrie et les matériaux du composant
- 2/ Simplifier la géométrie pour définir la conductivité thermique et le volume et surface de conduction, convection et radiation.
- 3/ Calcul de R_{thj-C} et R_{thj-B}
- 4/ Calcul de $R_{thC-Ambiant}$ (convection, rayonnement)

Modèle des composants (JEDEC)



Il faut déterminer l'ensemble des matériaux des packages,
Trouver les valeurs dans les datasheets

Calculatrice Excel : Xilinx Kintec7 (BGA)



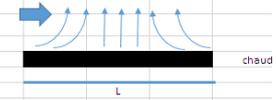
Kintex-7 : XC7K325T_FBG676			
SIZE: mm		Boitier TQFP208	
Puce nue		wo pin	pin in out
Length		27	
Larger		27	
Heigh		1	
Conductivité Thermique W/mK			
Silicon	145		
Plastic	0,7		
Die	2,4		
Solder	57,3		
Bonding	50		
Copper	388		
FR4	0,35		
Calcul des resistances Thermiques			
Colonne1	Colonne2	Colonn	
RthJC	0,06	°C/W	
RthJB	4,2	°C/W	
RthJA	12,9	°C/W	106,336598



$$R_{jA} = 12,9 + 0,06 = 13 \text{ °C/W}$$

$$R_{jB} = 4,2 \text{ °C/W}$$

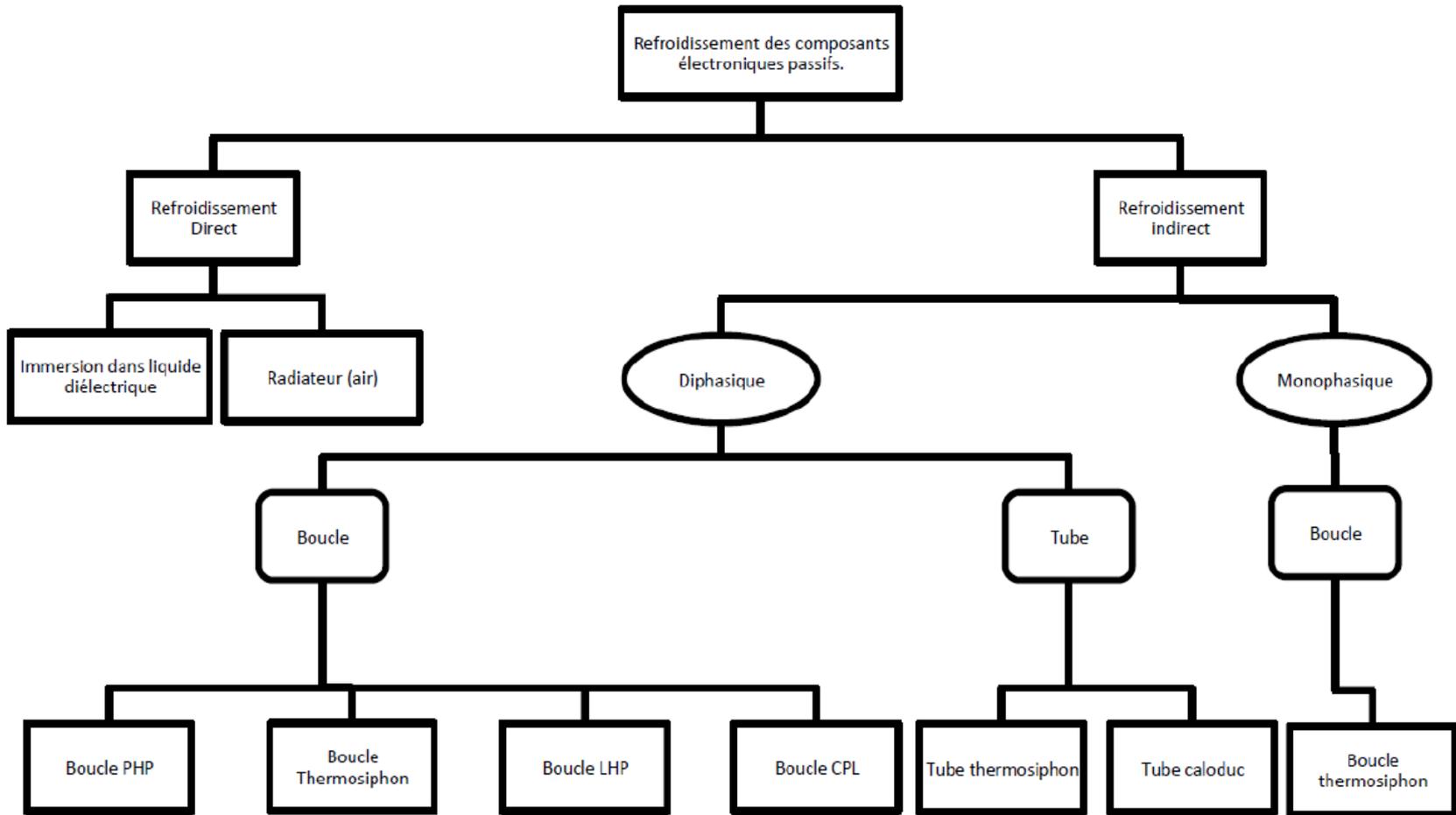
Convection Thermique : Naturelle (air)			
	h	1,07E-02	Rth 12,7761007
conduction thermique	λ	0,025	
Dimension géométrique	L	0,027	
A	A	0,525	0,14
alpha	α	0,25	0,333
nombre de Rayleigh	Ra	<10 ⁷	10 ⁷ < Ra < 2.10 ¹⁰
nombre de Rayleigh		2,38E-09	
acceleration	g	9,81	
expansion thermique	β	295,3	T°C 22,3
diffusivité thermique	a	1,23E-07	
viscosité cinématique	v	2,50E-05	
Calcul flux thermique convectif			
P	Tc	Ta	
2,97E+00	60,2	22,3	



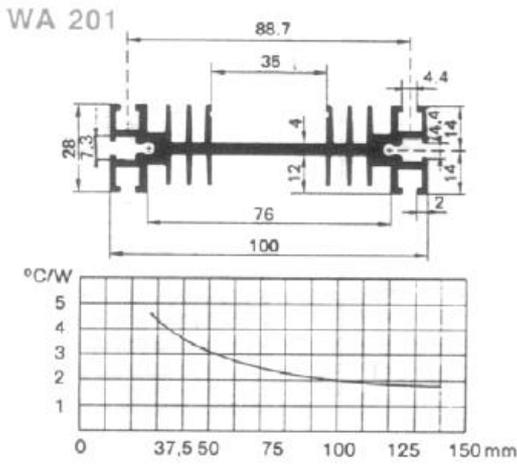
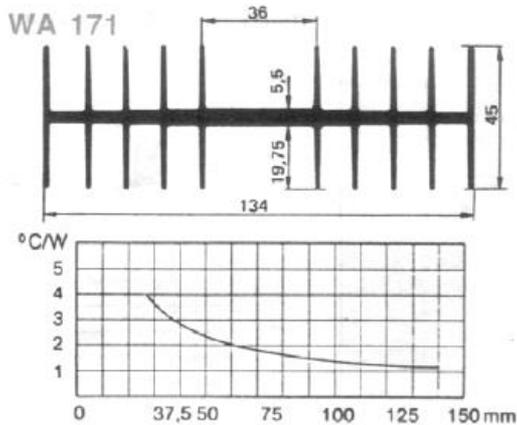
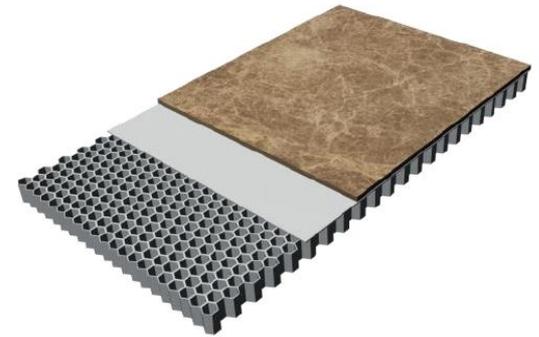
Modèle des composants

Abbreviation	Enhancement	Name	Typical I/o Count	Description	Wire Bond?	$\theta_{j\alpha}$ (1s board) °C/W	$\theta_{j\alpha}$ (2s2p board) °C/W
SOIC, TSSOP, SOP		Small Outline Package	8 to 32	Gull wing lead, two rows	Yes	65 to 150	45 to 90
	HSOP, EP-SOIC	Heat Sink Small Outline Package, Exposed Pad	16 to 32	Die pad should be soldered to board	Yes	40 to 70	20 to 30
QFN	Exposed Pad	Quad Flat No Lead	16 to 64	I/O pads are soldered to board, die pad should be soldered to board	Yes	60 to 280	20 to 150
QFP, LQFP, TQFP, FQFP, PQFP, etc		Quad Flat Package	32 to 208	Gull wing leads, four sided	Yes	30 to 90	20 to 80
	EP-QFP	Exposed Pad	32 to 100	Die pad should be soldered to board	Yes	50 to 90	20 to 40
	QFP with internal spreader		Usually 100 to 240		Yes	20 to 50	15 to 45
PBGA		Plastic Ball Grid Array	16 to 1000		Yes	30 to 90	20 to 50
	TE-PBGA	Thermally Enhanced	Wide range	Four layer substrate with thick planes		20 to 60	15 to 40
	TE-PBGA2	TE-PBGA with internal spreader	Wide range	Internal spreader	Yes	10 to 20% lower thermal resistance than TEPBGA	
	TBGA	Tape Ball Grid Array, also fabricated with laminate rather than tape interconnect	Wide range	Die connected to large copper plate	Yes	14 to 20	11 to 15
FC-PBGA and FC-CBGA		Flip Chip on either ceramic or plastic laminate substrate	Wide range	Flip Chip exposed die vs lid or spreader	No	17 to 50	12 to 25

Les moyens de dissipation

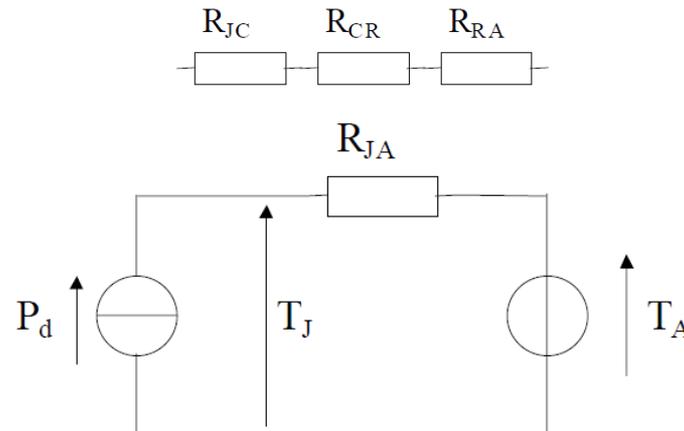


Les moyens de dissipation



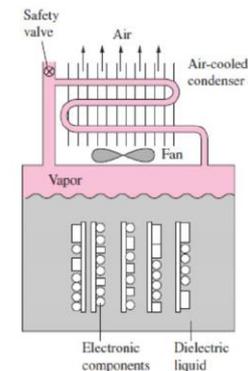
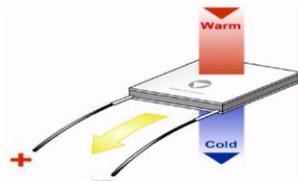
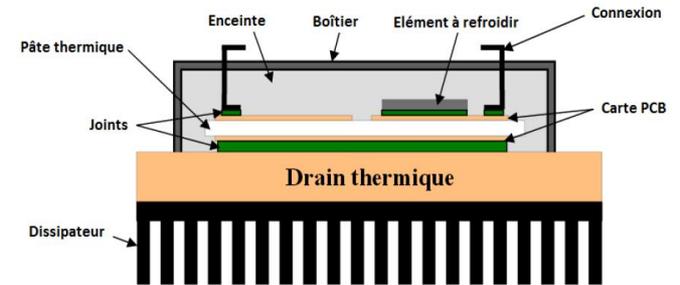
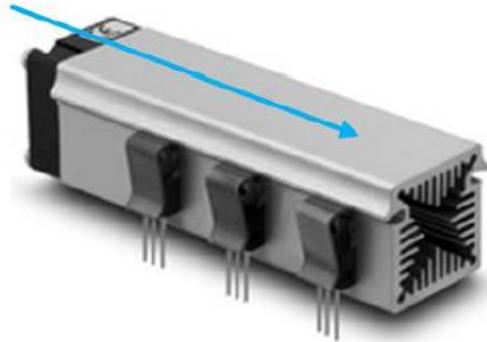
$$T_J = P_d \times R_{JA} + T_A$$

On détermine la longueur du radiateur nécessaire pour calculer la Température de Jonction :

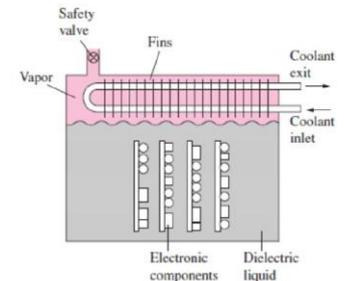


Les moyens de dissipation

Flux d'air forcé par ventilation



(a) System with external condenser



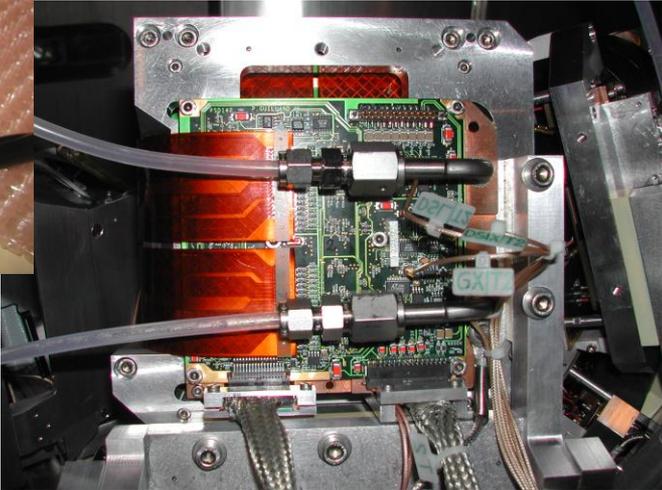
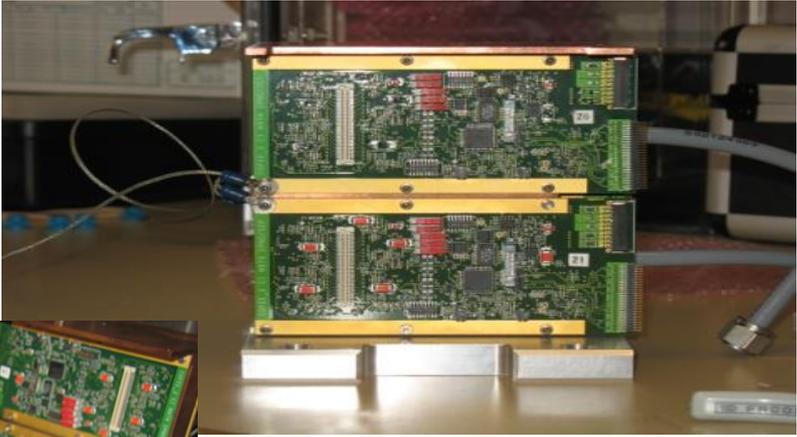
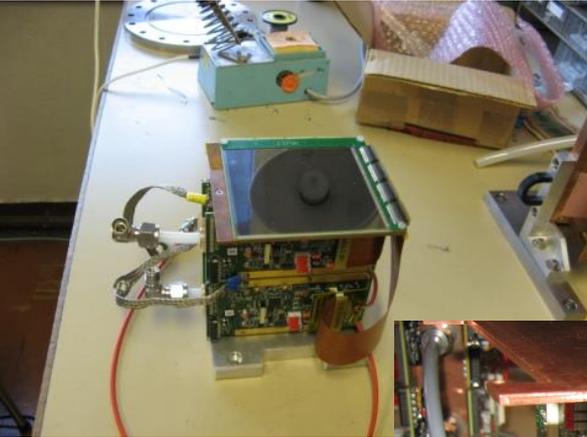
(b) System with internal condenser

Les moyens de dissipation

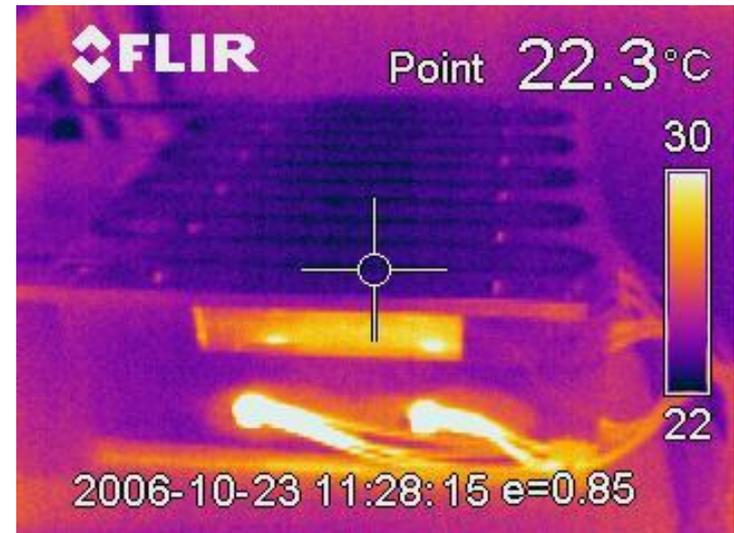
Système	Avantages	Inconvénients	Flux thermique maximal dissipée (W.cm ⁻²)
Drain thermique	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Simplicité d'utilisation 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Utilisable pour de faible puissance 	0.01 à 0.1
Convection naturelle (<i>air</i>)	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Très simple à mettre en œuvre 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Nécessite une adaptation de l'architecture ▪ Utilisable pour de petites puissances uniquement 	0.01 à 0.1
Effet Peltier	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Pas d'éléments mécaniques ▪ Silencieux 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Très énergivore 	5 à 50
Convection forcée (<i>air</i>)	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Simple à mettre en œuvre ▪ Contrôlable de l'extérieur 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Introduction de poussières ▪ Nécessite un ventilateur 	0.1 à 70
Immersion fluide diélectrique	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Efficace grâce au contact direct ▪ Pas de pièce 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Nécessite une enceinte imperméable ▪ Limité par la quantité maximale que peut évacuer le condenseur ▪ Nécessite un choix judicieux de fluide 	20
Boucle diphasique CPL	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Adaptable à de nombreuses architectures ▪ Silencieux, sans pièces mécaniques ▪ Contrôlable de l'extérieur ▪ Simulation plus simple ▪ Système passif 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Peut poser des soucis lors du démarrage 	20 à 30
Boucle diphasique LHP		<ul style="list-style-type: none"> ▪ Nécessite un paramétrage précis afin d'éviter un mélange des phases dans la chambre de compensation 	
Caloduc	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Pas de pièce en mouvement ▪ Simple et robuste ▪ Système passif 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ La forme peut poser un problème dans l'intégration 	5 à 250
Tube Thermosiphon		<ul style="list-style-type: none"> ▪ Dépendant de la position par rapport au champ gravitationnel 	
Convection forcée (<i>fluide</i>)	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Simple ▪ Plus efficace que l'air ▪ Contrôlable de l'extérieur 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Système actif 	10 à 350
Jets	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Applicable sur de grande surface 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Nécessite un lourd équipement (pompe, régulateur de débit, réservoir de stockage) ▪ Consommation d'énergie 	100 à 350
Spay Cooling	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Bon recouvrement spatial de la zone à refroidir. ▪ Permet un refroidissement à la demande et localisé. 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Complexité réglage des injecteurs ▪ Pressurisation du liquide avant injection ▪ Système actif 	500

Figure 38. Résumé des caractéristiques des systèmes de refroidissement

Système de refroidissement MUSETT sous vide



TPC T2K _ 20°C sur le front end



Conclusion : Processus de développement

Lors du développement matériel → Cycle en V

Créer un modèle thermique de la carte :

- Calcul Excel (20% près mais suffisant)
- Simulation thermaflow ou autre

Détermination du besoin d'évacuation des calories → Fiabilité, environnement

Elaboration d'un banc de test Thermique :

- 1- modèle sans dissipateur → représentatif de la carte**
- 2- ajout des dissipateurs et mesures des temperatures**
- 3- validation de la solution**

