

free

PROCESSS

Rubriques

Cet affichage est optimisé pour un appareil mobile

Ressources

Passer en affichage classique

Accueil > Transfert de chaleur > Echange de chaleur entre fluides >

Les informations contenues dans ces pages se veulent aussi exactes que possible et vous sont proposées en toute bonne foi. Cependant leur caractère est très général et elles peuvent être inappropriée dans une situation particulière. Toute application, choix ou décision qui en découlerait doit impérativement être préalablement validée par un expert compétent.

Nombre de Nusselt

Sommaire de la page:

Corrélations les plus courantes

Écoulement dans un tube en régime laminaire ($Re < 2000$)

Écoulement dans un tube en régime turbulent

Écoulement autour d'un tube

En réacteur agité

Écoulement vertical en convection naturelle

Relation simplifiée pour l'air à pression atmosphérique

Exemples d'application

Voir aussi ...

Le transfert de chaleur entre un fluide et une paroi fait appel à trois mécanismes

- le transfert par conduction: la chaleur est transmise de proche en proche dans le matériau immobile
- le transfert par convection: le mouvement du fluide apporte régulièrement au contact de la paroi, de la matière provenant de la masse du fluide. L'échange thermique avec la paroi n'est plus limité par la conductibilité du fluide. Le mouvement du fluide peut être provoqué naturellement (convection naturelle) par les différences de densité entre fluide chaud et froid, ou bien provoqué par la turbulence de l'écoulement (convection forcée).
- le transfert par radiation: le fluide ou la paroi chaude émet un rayonnement infrarouge qui est absorbé par le fluide ou la paroi froide. Ce mécanisme ne devient significatif comparé au transfert par convection forcée que pour des températures élevées ($> 500^\circ\text{C}$). Il ne sera donc pris en compte que dans les fours et sera négligé dans les échangeurs classiques. A température plus proches de l'ambiante, il peut être significatif comparé au transfert par convection naturelle, et sera pris en compte dans tout échange thermique avec l'air ambiant.

Le transfert par convection dépend des caractéristiques thermiques du fluide (capacité calorifique, conductibilité thermique) et de son degré de turbulence.

Le degré de turbulence est quantifié par le nombre de Reynolds, nombre sans dimension largement usité en mécanique des fluides.

Nombre de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu}$$

Variables et Unités

Les caractéristiques thermiques du fluide sont quantifiées par le nombre sans dimension de Prandtl (Pr).

Quelques valeurs du nombre de Prandtl pour des fluides usuels:

Fluide	ρ kg/m ³	μ Pa·s	C_p J/kg/°C	λ W/m/°C	β m ³ /m ³ /°C	Pr
Eau à 20°C	998	$1 \cdot 10^{-3}$	$4,18 \cdot 10^3$	0,60	$0,2 \cdot 10^{-3}$	7,0
Eau à 100°C	958	$0,28 \cdot 10^{-3}$	$4,22 \cdot 10^3$	0,67	$0,75 \cdot 10^{-3}$	1,75

Nombre de Prandtl:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$$

Variables et Unités

Fluide	Re	h	q	h	q	h
Eau à 100°C	500	$0,28 \cdot 10^{-3}$	$4,22 \cdot 10^3$	0,62	$0,75 \cdot 10^{-3}$	1,75
Eau à 250°C	800	$0,11 \cdot 10^{-3}$	$4,97 \cdot 10^3$	0,62	$2,0 \cdot 10^{-3}$	0,87
Air à 0°C et Patm	1,284	$1,725 \cdot 10^{-5}$	$1,004 \cdot 10^3$	0,024	$3,67 \cdot 10^{-3}$	0,715
Air à 120°C et Patm	0,898	$2,28 \cdot 10^{-5}$	$1,013 \cdot 10^3$	0,033	$2,55 \cdot 10^{-3}$	0,70
Air à 250°C et Patm	0,675	$2,75 \cdot 10^{-5}$	$1,035 \cdot 10^3$	0,042	$1,91 \cdot 10^{-3}$	0,68

L'intensité du transfert thermique est représenté par le nombre de Nusselt, nombre sans dimension représentant le rapport du flux thermique effectif à ce qu'il serait en conduction pure. Sa valeur est donc de 1 au minimum (conduction seule). Des valeurs proches de 1 sont représentatives d'un écoulement laminaire du fluide, tandis que des valeurs de 100 à 1000 peuvent être obtenues en écoulement turbulent.

Le nombre de Nusselt n'est pas directement utilisable. Seul le coefficient de film (h), calculé à partir du nombre de Nusselt, est d'une utilité pratique.

On trouve dans la littérature de nombreuses corrélations entre nombre de Nusselt, nombre de Reynolds et nombre de Prandtl. Ces corrélations permettent de déterminer le nombre de Nusselt et d'en déduire le coefficient de film.

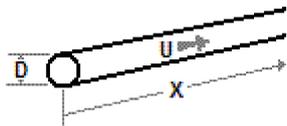
Nombre de Nusselt:

$$Nu = h \frac{L_c}{\lambda}$$

Variables et Unités

Corrélations les plus courantes

Écoulement dans un tube en régime laminaire ($Re < 2000$)



		Restrictions	Source
Température de surface uniforme	$Nu = 3,66$	$A = (X/D)/(RePr) > 0,05$	Lévêque
Température de surface uniforme	$Nu = 1,06A^{-0,4}$	$A < 0,05$	Lévêque
Flux de chaleur uniforme	$Nu = 4,36$		
	$Nu = 1,64((X/D)RePr)^{1/3}$	$(X/D)RePr > 10$	
Si la viscosité du fluide varie fortement avec la température	$Nu = 1,86(\mu/\mu_p)^{0,14}((X/D)RePr)^{1/3}$ μ : viscosité à la température moyenne du fluide μ_p : viscosité à la température de la paroi	Température de paroi uniforme $0,48 < Pr < 16700$ $0,0044 < (\mu/\mu_p) < 9,75$	

Le diamètre du tube "D" est utilisé comme longueur caractéristique " L_c " dans l'expression du nombre de Nusselt.

Écoulement dans un tube en régime turbulent

		Restrictions	Source
	$Nu = 0,023Re^{4/5}Pr^n$ $n = 0,3$ en refroidissement $n = 0,4$ en chauffage	Tube lisse $0,7 < Pr < 160$ $Re > 10000$ $X/D > 10$	Dittus-Boelter
Pour la partie du tube où le régime d'écoulement est établi	$Nu = 0,023Re^{4/5}Pr^{1/3}$	Viscosité à la température du film ce qui nécessite un calcul itératif $0,7 < Pr < 100$	Colburn

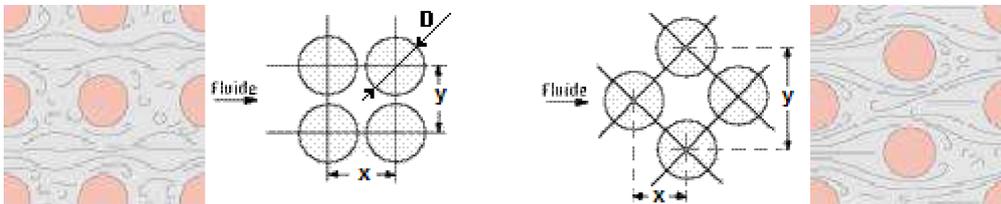
$$10^3 < Re < 1,2 \cdot 10^5$$

$X/D > 60$ (au delà de 1m pour un tube de 3/4")

Pour l'entrée du tube où le régime d'écoulement n'est pas encore établi	$Nu = 0,023 Re^{4/5} Pr^{1/3} [1 + (D/X)^{0,7}]$	$0,7 < Pr < 100$ $10^4 < Re < 1,210^5$ $X/D < 60$ (moins de 1m pour un tube de 3/4")	Colburn
Si la viscosité du fluide varie fortement avec la température	$Nu = 0,027 Re^{4/5} Pr^{1/3} (\mu/\mu_p)^{0,14}$ μ : viscosité à la température moyenne du fluide μ_p : viscosité à la température de la paroi	$0,7 < Pr < 16700$ $Re > 10000$ $X/D > 10$	Sieder & Tate

Le diamètre du tube "D" est utilisé comme longueur caractéristique "L_c" dans l'expression du nombre de Nusselt.

Écoulement autour d'un tube



Contrairement à l'écoulement dans un tube, l'écoulement autour d'un tube, par la formation d'un sillage, n'est pas uniforme sur l'ensemble de sa surface. Les corrélations proposées donnent des valeurs moyennes du nombre de Nusselt.

		Restrictions	Source
Cylindre isolé transversal au flux	$Nu = C Re^m Pr^{1/3}$ pour $0,4 < Re < 4$: $C = 0,989$ $m = 0,33$ pour $4 < Re < 40$: $C = 0,911$ $m = 0,385$ pour $40 < Re < 4000$: $C = 0,683$ $m = 0,466$ pour $4000 < Re < 40000$: $C = 0,193$ $m = 0,618$ pour $40000 < Re < 400000$: $C = 0,027$ $m = 0,805$	$Pr > 0,7$	Hilpert
Faisceau de 20 tubes et plus	$Nu = C Re^m Pr^{0,36} (Pr/Pr_p)^{1/4}$		Zuakaukas
tubes alignés	$C = 0,8$ $m = 0,4$	$10 < Re < 100$	
tubes alignés	$C = 0,68$ $m = 0,47$	$100 < Re < 1000$	
tubes alignés	$C = 0,27$ $m = 0,63$	$10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$ $y/x > 0,7$	
tubes alignés	$C = 0,021$ $m = 0,84$	$2 \cdot 10^5 < Re < 2 \cdot 10^6$	
tubes en quinconce	$C = 0,9$ $m = 0,4$	$10 < Re < 100$	
tubes en quinconce	$C = 0,68$ $m = 0,47$	$100 < Re < 1000$	
tubes en quinconce	$C = 0,35 (x/y)^{1/5}$ $m = 0,6$	$10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$ $y/x < 2$	
tubes en quinconce	$C = 0,4$ $m = 0,6$	$10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$ $y/x > 2$	
tubes en quinconce	$C = 0,022$ $m = 0,84$	$2 \cdot 10^5 < Re < 2 \cdot 10^6$	

Le diamètre du tube D est utilisé comme longueur caractéristique L_c dans l'expression du nombre de Nusselt.

En réacteur agité

La relation de Sieder et Tate est souvent utilisée pour prédire le transfert thermique à la paroi d'un réacteur agité.

$$Nu = C Re^{0,667} Pr^p (\mu_f / \mu_p)^q$$

avec:

$$Re = \rho n d^2 / \mu_f$$

n : vitesse de rotation (tour/sec)

d : diamètre de l'agitateur (m)

μ_f : viscosité du fluide à la température du réacteur (Pa.sec)

μ_p : viscosité du fluide à la température de la paroi (Pa.sec)

L_c : diamètre interne du réacteur (m)

Elle fait appel à des coefficients déterminés expérimentalement en fonction du type d'agitateur.

Agitateur	Coefficients	Re valides
hélice	C= 0,33 p= 0,33 q= 0,14	2E+04<Re>2E+06
ancre	C= 0,55 p= 0,25 q=0,14	5E+03<Re<4E+04
turbine	C= 0,44 p= 0,33 q=0,24	200<Re<1000

Écoulement vertical en convection naturelle

Ces corrélations s'appliquent pour une paroi à la température T_p , baignée par un fluide dont la température loin de la paroi est T_f . Si $T_p > T_f$, des filets de fluide se déplacent verticalement à une vitesse variable selon la hauteur.

Le mouvement du fluide dépend de sa densité, sa viscosité, son coefficient de dilatation, la dimension de la paroi et le gradient de température. Il est quantifié par le nombre sans dimension de Grashof. L'écoulement est laminaire si $Gr < 10^9$

Nombre de Grashof:

$$Gr = \frac{\beta g (T_p - T_f) \rho^2 L^3}{\mu^2}$$

Variables et Unités

		Restrictions	Source
Plan ou cylindre vertical	$Nu = 0,68 + 0,67(Gr.Pr)^{1/4} / (1 + (0,492/Pr)^{9/16})^{4/9}$ avec L_c = hauteur du plan ou du cylindre	régime laminaire $10^4 < Gr.Pr < 10^9$	Churchill & Chu
	$Nu = (0,825 + 0,387(Gr.Pr)^{1/6} / (1 + (0,492/Pr)^{9/16})^{8/27})^2$ avec L_c = hauteur du plan ou du cylindre	régime turbulent $Gr.Pr > 10^9$	
Cylindre horizontal	$Nu = 0,85(Gr.Pr)^{0,188}$ avec L_c = diamètre du cylindre	régime laminaire $10^2 < Gr.Pr < 10^4$	Morgan
	$Nu = (0,6 + 0,387(Gr.Pr)^{1/6} / (1 + (0,492/Pr)^{9/16})^{8/27})^2$	régime laminaire	Churchill & Chu

	Nombre de Nusselt (0,559/Pr) ^{1/4} (1+ avec L _c = diamètre du cylindre	régime Gr.Pr<10 ¹²	McAdams
Sphère	Nu = 2+0,589(Gr.Pr) ^{1/4} /(1+ (0,469/Pr) ^{9/16}) ^{4/9}	Pr>0,7 Gr.Pr<10 ¹¹	
Face supérieure d'un plan horizontal chaud dans un environnement froid ou bien	Nu = 0,54(Gr.Pr) ^{0,25} avec L _c = Surface / Périmètre du plan	régime laminaire 10 ⁴ <Gr.Pr<10 ⁹	McAdams
Face inférieure d'un plan horizontal froid dans un environnement chaud	Nu = 0,15(Gr.Pr) ^{0,33} avec L _c = Surface / Périmètre du plan	régime turbulent Gr.Pr>10 ⁹	McAdams
Face inférieure d'un plan horizontal chaud dans un environnement froid ou bien	Nu = 0,25(Gr.Pr) ^{0,25} avec L _c = Surface / Périmètre du plan	régime laminaire 10 ⁴ <Gr.Pr<10 ⁹	McAdams
Face supérieure d'un plan horizontal froid dans un environnement chaud			

Relation simplifiée pour l'air à pression atmosphérique

Une des applications importantes du calcul de transfert thermique en convection naturelle concerne le refroidissement des équipements exposés à l'air. Le coefficient de film du transfert thermique par convection est donné directement dans tableau ci-dessous.

Géométrie	Régime laminaire	Régime turbulent
	10 ⁴ <Gr.Pr<10 ⁹	Gr.Pr>10 ⁹
Plaque ou cylindre vertical	$h=1,42[(T_p-T_f)/L]^{1/4}$	$h=1,31(T_p-T_f)^{1/3}$
Cylindre horizontal	$h=1,32[(T_p-T_f)/D]^{1/4}$	$h=1,24(T_p-T_f)^{1/3}$
Face supérieure d'une plaque horizontale chaude ou face inférieure d'une plaque froide	$h=1,32[(T_p-T_f)/L]^{1/4}$	$h=1,52(T_p-T_f)^{1/3}$
Face inférieure d'une plaque chaude ou face supérieure d'une plaque froide	$h=0,59[(T_p-T_f)/L]^{1/4}$	$h=0,59[(T_p-T_f)/L]^{1/4}$

Exemples d'application

1- Chauffage d'eau en écoulement dans un tube

Soit un tube d'échangeur de 3/4" (15mm de diamètre interne), parcouru par un débit d'eau entrant à 20°C et circulant à 1,5m/sec, chauffé par condensation de vapeur d'eau à 100°C.

$$Re = 998 \cdot 1,5 \cdot 15 \cdot 10^{-3} / 1 \cdot 10^{-3} = 22455$$

l'écoulement dans le tube est turbulent

Le film liquide en contact avec la paroi est à une température intermédiaire entre la température de la masse (20°C) et la température de la paroi (100°C)

$$Pr = 7 \text{ à } 20^\circ\text{C}$$

$$Pr = 1,75 \text{ à } 100^\circ\text{C}$$

la valeur moyenne du nombre de Prandtl (Pr) est de 4,4

par application de la corrélation de Dittus-Boelter

$$Nu = 0,023 Re^{4/5} Pr^{0,4}$$

$$Nu = 126 \text{ et donc } h = Nu \cdot \lambda / D = 126 \cdot 0,63 / 15 \cdot 10^{-3} = 5300 \text{ W/m}^2/\text{°C}$$

2- Refroidissement naturel d'un bac de stockage par l'air ambiant

Soit un bac de stockage non isolé de 5m de hauteur contenant un liquide à 40 °C, en période hivernale avec une température de l'air ambiant à 0°C. On peut considérer que la paroi du bac est à la température du liquide.

Nombre de Prandtl (Pr) pour l'air à 0°C: 0,715

Nombre de Grashof pour l'air à 0°C:

$$Gr = 3,67 \cdot 10^{-3} \cdot 9,81 \cdot (40-0) \cdot (1,284)^2 \cdot 5^3 / (1,725 \cdot 10^{-5})^2$$

$$Gr = 0,997 \cdot 10^{12}$$

$Gr \cdot Pr = 0,713 \cdot 10^{12} > 10^9$ l'écoulement de l'air est turbulent

$$Nu = (0,825 + 0,387(Gr \cdot Pr)^{1/6} / (1 + (0,492/Pr)^{9/16})^{8/27})^2$$

$$Nu = (0,825 + 0,387(0,713 \cdot 10^{12})^{1/6} / (1 + (0,492/0,715)^{9/16})^{8/27})^2 = 890$$

$$\text{et donc } h = Nu \cdot \lambda / L_c = 890 \cdot 0,024 / 5 = 4,3 \text{ W/m}^2/\text{°C}$$

par application de la formule simplifiée:

$$h = 1,31(40-0)^{1/3} = 4,5 \text{ W/m}^2/\text{°C}$$

Variables et Unités

Variable	Dimension	Unité SI
h: coefficient de film		W/m ² /°C
C _p : capacité calorifique du fluide		J/kg/°C
λ: conductivité thermique du fluide		W/m/°C
L _c : longueur caractéristique dans l'expression du nombre de Nusselt	L	m
D: diamètre de la tuyauterie ou bien diamètre hydraulique équivalent = 4A/C	L	m
U: vitesse du fluide	LT ⁻¹	m/sec
ρ: masse volumique du fluide	ML ⁻³	kg/m ³
μ: viscosité dynamique du fluide	ML ⁻¹ T ⁻¹	Poiseuille (PI) Pa.sec
β: coefficient de dilatation cubique du fluide		m ³ /m ³ /°C
A: aire de passage	L ²	m ²
C: périmètre mouillé	L	m
g: accélération due à la pesanteur	LT ⁻²	m/sec ²

M: masse L: longueur T: temps

Voir aussi:

Les nombres sans dimension

Chauffage et refroidissement des fluides

Echange de chaleur entre fluides

Echangeurs de chaleur

Echangeur à tubes et calandre

Echangeurs de type TEMA

Efficacité des échangeurs

Coefficient de transfert thermique

Facteur de correction de DTL M des échangeurs de chaleur

Le nombre d'unités de transfert thermique NUT

Réquisition d'un échangeur de chaleur

[Accueil](#) | [News](#) | [Contact](#) | [Auteur](#) | [Plan du site](#) | [Version Classique](#)

Email:

©Copyright 2013. All rights reserved.