

Instruction pour expérience

WL 350 Appareil pour con-
vection libre et forcée

G.U.N.T. Gerätebau GmbH

Boîte postale 1125

D - 22881 Barsbüttel • Allemagne

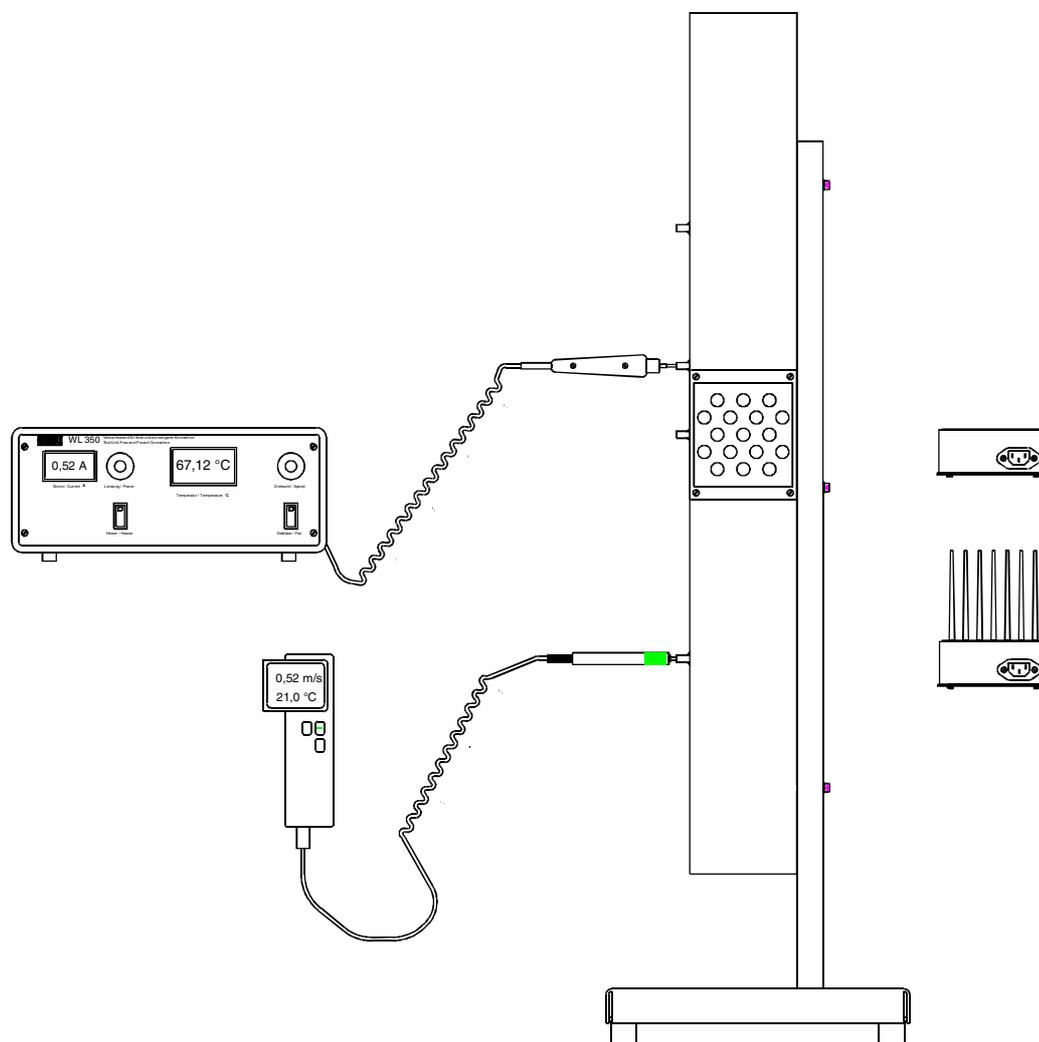
Téléphone +49 40 670 854 - 0

Téléfax +49 40 670 854 - 42

WL 350 Appareil pour convection libre et forcée



Tous droits réservés G.U.N.T. Gerätebau G.m.b.H., Barsbüttel, 02/95



Instruction pour expérience

**Lisez impérativement les directives de sécurité
avant la première mise en service!**

Sommaire

1. Introduction	1
2. Description de l'appareil	2
2.1 Sous-ensembles	2
2.2 Disposition	4
2.3 Mesures	5
2.3.1 Emplacements de mesure	5
2.3.2 Sondes de mesure	6
3. Sécurité	7
3.1 Sécurité du travail	7
3.2 Mise en place et mise en service.	8
3.3 Utilisation	9
4. Principes physiques de base.	10
4.1 Quantité de chaleur	10
4.2 Rendement.	13
4.3 Transfert de chaleur.	14
4.4 Ecoulement laminaire et turbulent	15
4.5 Nombre de Reynolds	16
4.6 Nombre de Nußelt	18
5. Expérimentations	20
5.1 Essais en convection naturelle	20
5.1.1 Bilan énergétique de la plaque plane	20
5.1.2 Bilan énergétique du cylindre	22
5.1.3 Bilan énergétique des ailettes.	23

WL 350 Appareil pour convection libre et forcée



5.2	Essais en convection forcée	24
5.2.1	Bilan énergétique de la plaque plane	24
5.2.2	Bilan énergétique des cylindres	26
5.2.3	Bilan énergétique des ailettes.	27
5.3	Comparaison entre la convection libre et la convection forcée . . .	28
5.4	Gradient de température dans l'échangeur de chaleur	29
5.5	Coefficient de transfert thermique.	30
5.6	Nombre de Reynolds	31
5.7	Nombre de Nußelt	32
6.	Annexe.	33
6.1	Caractéristiques techniques du banc d'essai	33
6.2	Bibliographie	34
6.3	Tableaux	35
6.4	Indexe	36

1. Introduction

Dans de nombreux domaines industriels, le transfert de chaleur par convection joue un rôle important. Le transfert de chaleur par convection s'effectue à la fois par contact et par conduction. Un autre domaine est le transfert de chaleur par rayonnement. Le transfert de chaleur par convection se subdivise en convection naturelle et convection forcée. Dans le cas de la convection forcée, un appareil (pompe, soufflante) déplace le fluide à réchauffer pour l'amener sur les surfaces de l'échangeur, tandis qu'en convection naturelle, le déplacement n'est dû qu'au gradient de densité du fluide échauffé.

Le domaine du transfert de chaleur comporte un si grand nombre de paramètres (milieu en mouvement, dimensions et forme de la section de l'écoulement et des masses traversées), qu'il est pratiquement impossible de prédéterminer mathématiquement ce transfert avec exactitude.

Dans ce contexte, le **Appareil pour convection libre et forcée G.U.N.T WL 350** est un complément idéal. Il permet de déterminer le transfert de chaleur de façon expérimentale. Ses différentes surfaces d'échange, ainsi que sa soufflante à vitesse variable, permettent une bonne approche des applications industrielles du transfert de chaleur par convection.

Les présentes Instructions d'expérimentation ont été rédigées de façon à enseigner le mode opératoire de la façon la plus pratique possible. A cet effet, l'aspect théorique est tout d'abord présenté, puis les caractéristiques typiques du transfert de chaleur sont mises en évidence au moyen de quelques expériences pratiques.

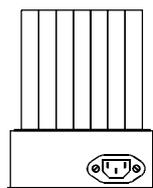
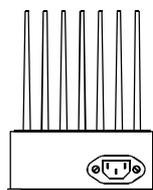
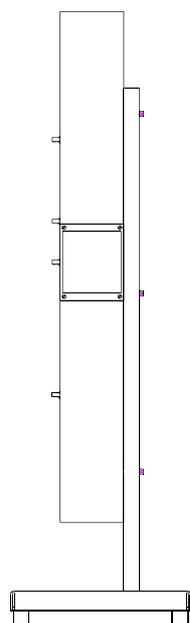
WL 350 Appareil pour convection libre et forcée



2. Description de l'appareil

Le banc d'essai de convection naturelle et forcée WL350 comprend essentiellement 4 sous-ensembles.

2.1 Sous-ensembles



- Le **Canal aéraulique** sert à canaliser l'écoulement d'air et comporte des piquages permettant, au moyen de sondes de mesure, de mesurer en différents points la température et la vitesse d'écoulement.

La section de passage du canal est de 120 x 120 mm² pour une longueur d'un mètre. 12 piquages sont prévus le long du canal pour l'introduction de sondes permettant la mesure, en tout point approprié, des paramètres de température et de vitesse d'écoulement.

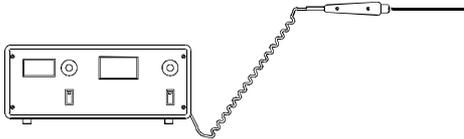
Une soufflante à vitesse variable est intégrée au banc pour créer le mouvement d'air nécessaire aux essais de convection forcée.

- Les **éléments chauffants** sont disposés dans le canal aéraulique. Ils sont simplement maintenus par des dispositifs de serrage. Les différentes surfaces d'échange thermique (plaque plane, cylindre ou ailettes) sont chauffées séparément par 4 résistances électriques d'une puissance totale d'environ 170 W. La tension appliquée peut être modifiée, de telle sorte que la puissance de chauffage est réglable. Pour empêcher que la température ne dépasse 120C, des bilames sont prévus afin d'interrompre le courant lorsque le seuil de consigne est atteint.

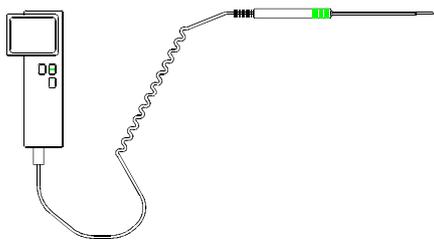
02/95

Tous droits réservés G.U.N.T. Gerätebau G.m.b.H., Barsbüttel,

WL 350 Appareil pour convection libre et forcée



- L'**appareil de commande et d'affichage** comprend l'alimentation électrique et la régulation de la soufflante et des éléments chauffants. La puissance électrique appliquée aux éléments chauffants est également affichée. Un afficheur numérique permet la lecture de la température. Le capteur est un thermocouple de type K.



- Le quatrième sous-ensemble comprend un **appareil de mesure de climatisation**, qui indique à la fois la température et la vitesse d'écoulement de l'air. Ces deux valeurs de mesure sont obtenues au moyen d'une sonde. Cette sonde de mesure fonctionne sur un principe thermique, dans une plage de vitesse de 0,2 à 10 m/s. La plage de mesure de température va de -20 à +70C. Cet appareil n'est pas associé de façon fixe au banc d'essai de convection naturelle et forcée. Il peut être utilisé pour d'autres expérimentations dans le domaine de la thermodynamique.

02/95

Tous droits réservés G.U.N.T. Gerätebau G.m.b.H., Barsbüttel,

WL 350 Appareil pour convection libre et forcée



2.2 Disposition

L'appareil est prévu pour pouvoir être placé sur une table. L'opérateur peut ainsi accéder à tous les piquages de mesure et déterminer, à travers un regard vitré, l'élément chauffant en cours d'utilisation. La hauteur totale de l'appareil est de 1,2 m. L'appareil de commande et d'affichage doit être placé à proximité du canal aéraulique, afin de pouvoir atteindre les piquages avec les sondes. Les câbles de raccordement et de mesure ont une longueur maximale de 2 m.

Les câbles de raccordement électrique, les départs vers les éléments chauffants et la soufflante, ainsi que l'entrée de mesure du thermocouple, se trouvent à l'arrière de l'appareil.

L'appareil de commande et d'affichage se branche sur une prise électrique avec conducteur de terre, alimentée en 230 V / 50 Hz et protégée par un fusible de 6 A.

Le canal aéraulique doit être placé sur un support plan et stable. Il y a lieu également de s'assurer de ce que l'entrée et la sortie du canal aéraulique sont bien dégagées, afin de ne pas perturber l'écoulement et d'éviter ainsi tout résultat de mesure aberrant.

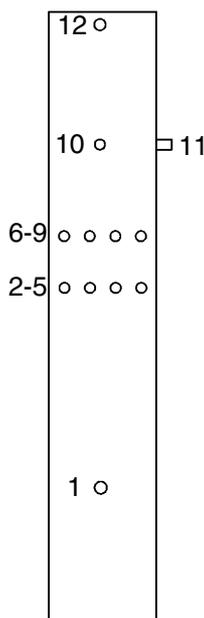
2.3 Mesures

Ce chapitre indique quels sont les piquages à utiliser pour une mesure donnée, et quelles sont les sondes de mesure à mettre en oeuvre. Il décrit aussi brièvement comment, et à quel endroit, les sondes prélèvent les valeurs de mesure.

2.3.1 Emplacements de mesure

Le canal aéraulique comporte, au total, 12 piquages de mesure. Les mesures ainsi réalisables sont recensées ci-après.

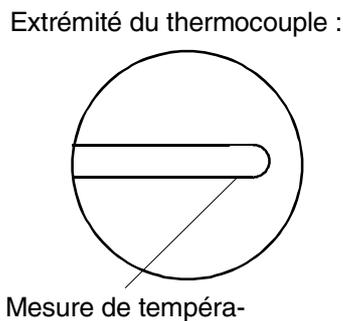
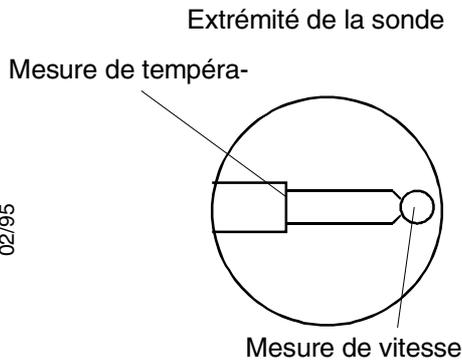
Vue de côté du canal aéraulique



Numérotation des piquages de

Piquages de mesure	Mesures	Sondes de mesure
1	Vitesse et température d'entrée de l'air	sonde de climatisation
2-5	Températures des surfaces de l'échangeur de chaleur	thermocouple
6-9	Gradient de température de l'air en aval de l'échangeur de chaleur	thermocouple

2.3.2 Sondes de mesure



La sonde de climatisation est dotée de deux sondes de mesure. La vitesse est mesurée par la sphère située à l'extrémité de la sonde. Cette sphère est chauffée. Le flux d'air environnant refroidit la sphère. Il en résulte une variation de résistance de l'élément NTC qui se trouve à l'extrémité. Un système électronique régule le courant de chauffage de la sphère afin de maintenir sa température constante. Le courant de chauffage est ainsi une valeur significative de la vitesse de l'air. Le refroidissement étant aussi fonction du différentiel de température entre la sonde et l'air, un second élément NTC mesure la température de l'air au niveau de la pointe de mesure.

Cette sonde a pour inconvénient le fait que la température et la vitesse ne peuvent pas être mesurées en un même point.

Le principe de la mesure par thermocouple est très différent. Ici, la pointe de la sonde est constituée par deux métaux différents soudés ou laminés ensemble, l'élévation de température produisant une différence de potentiel entre ceux-ci. Dans une mesure par thermocouple, la température est proportionnelle à la tension produite.

3. Sécurité

Ce chapitre recense les conséquences éventuelles qui résulteraient d'une utilisation non conforme du banc d'essai.

3.1 Sécurité du travail

En matière de sécurité du travail, la mise en oeuvre du banc d'essai de convection naturelle et forcée WL 350 doit prendre en considération les points suivants :



- **DANGER! Faire très attention en ouvrant l'appareil de commande et d'affichage et en accédant à un circuit électrique quelconque.**

Il y a risque d'électrocution.

Débrancher impérativement la fiche secteur au préalable.

- Respecter le calibre prescrit pour le dispositif de protection (fusible).

- **DANGER! Ne pas dévisser les capots des éléments chauffants.** Ces éléments sont au potentiel électrique.



- **DANGER ! Les essais terminés, ne pas toucher les éléments chauffants, ni approcher de ceux-ci des pièces craignant la chaleur.**

La température des surfaces peut atteindre 130 C maximum.

Une température de surface élevée présente un risque de brulures. En outre, une pièce ayant une température de fusion basse risque de fondre.

En fonctionnement à haute température de chauffage, l'échauffement de l'enveloppe de l'appareil est également important. Son démontage exige l'utilisation de gants ou d'un chiffon. Les vis des dispositifs de fixation peuvent également atteindre une température de 120C.



- **DANGER ! Ne jamais introduire les doigts par en haut dans le canal aéraulique.**
La soufflante en rotation présente un risque de pincement ou de blessures.

3.2 Mise en place et mise en service

Lors de la mise en place et de la mise en service, il y a lieu de tenir compte des points suivants :

- Banc d'essai en position verticale,
- entrée et sortie du canal aéraulique dégagées afin de ne pas entraver la circulation de l'air.
- Raccordement de la soufflante et des éléments chauffants par des câbles de branchement munis de fiches et/ou raccordement à l'appareil de commande et d'affichage.
- Raccordement du thermocouple sur une prise sur l'appareil de commande et d'affichage.
- Alimentation électrique de l'appareil de commande et d'affichage par raccordement à une prise 230 V / 50 Hz / 6 A avec terre.

3.3 Utilisation

Le banc d'essai dispose de nombreuses possibilités de réglage et de branchement qui, en cas de mauvaise utilisation, peuvent à la longue provoquer un endommagement de l'appareil.

- Ne pas faire fonctionner la soufflante en bas de sa gamme de réglage, car la soufflante, tout en étant sous tension, risque de ne pas tourner.
- La soufflante et les éléments chauffants ont des fiches de raccordement identiques. Le branchement correct est indiqué au dos de l'appareil de commande et d'affichage. Ne pas intervertir ces deux branchements.
- L'extrémité de la sonde de climatisation est très sensible. C'est pourquoi il ne faut pas l'introduire dans les 8 piquages centraux, car les températures élevées qui règnent à leur niveau risquent de détruire la sonde. Les essais terminés, l'extrémité de la sonde doit être protégée par un capuchon.
- La pile de l'appareil de mesure de climatisation doit être sortie de son compartiment à la fin des essais, pour éviter qu'elle se décharge. Une pile permet d'alimenter l'appareil de mesure pendant 4 h environ.
- Les valeurs lues sur l'afficheur numérique de l'appareil de commande et d'affichage sont erronées lorsque les sorties sont ouvertes (capteurs ou éléments chauffants non raccordés).

4. Principes physiques de base

Ce chapitre rappelle quelques principes théoriques de base permettant de faciliter la compréhension et l'exploitation des expériences décrites ci-après. Seul le domaine restreint du transfert de chaleur est abordé, car l'exposé de l'ensemble des considérations techniques serait trop long.

4.1 Quantité de chaleur

Dans les formules de thermodynamique, la quantité de chaleur est désignée par \dot{Q} .

La quantité de chaleur se détermine de différentes façons.

La première méthode de calcul de la quantité de chaleur transférée utilise le milieu (fluide) récepteur de chaleur. Le calcul s'effectue à partir de la formule suivante.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_{p_L} \cdot \Delta T$$

Le flux massique d'air \dot{m} est déterminé comme suit :

$$\dot{m} = w \cdot A \cdot \rho_{Luft}$$

w étant la vitesse d'écoulement moyenne sur la section totale d'écoulement. La section d'écoulement A est fixée de façon constante, sur le banc d'essai de convection naturelle et forcée, à $0,0144 \text{ m}^2$. La section s'obtient à partir des dimensions du canal, soit $120 \cdot 120 \text{ mm}^2$.

La densité de l'air ρ_{Luft} est indiquée dans des tableaux. La densité de l'air est ainsi inversement proportionnelle à la température.

T en C	ρ_{Luft} en $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
--------	---

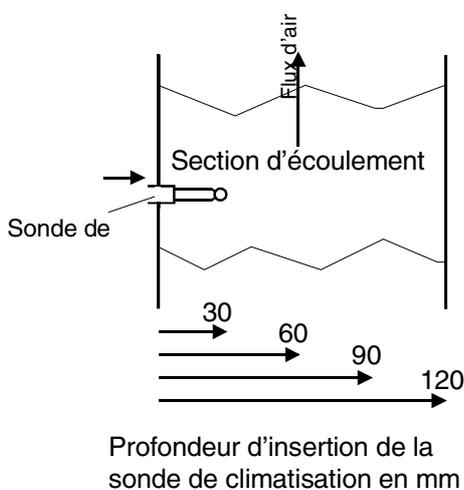
WL 350 Appareil pour convection libre et forcée



02/95

Tous droits réservés G.U.N.T. Gerätebau G.m.b.H., Barsbüttel,

- 20	1,3765
0	1,2754
20	1,1881
40	1,1120
60	1,0452
80	0,9859
100	0,9329
120	0,8854
140	0,8425
160	0,8036
180	0,7681
200	0,7356
250	0,6653
300	0,6072
400	0,5170
500	0,4502
600	0,3986
700	0,3577
800	0,3243
900	0,2947
1000	0,2734



La densité de l'air à utiliser pour calculer le flux massique dépend de la température au point de mesure de la vitesse.

Le différentiel de température s'obtient par la différence entre la température moyenne d'entrée et la température moyenne de sortie. A cet effet, 4 valeurs de mesure sont prises, en entrée comme en sortie. Chaque mesure est effectuée en insérant la sonde de mesure à une profondeur différente dans le canal d'écoulement. Cette détermination du différentiel de température n'est pas physiquement correct à 100 %, mais sa précision est suffisante pour un calcul de quantité de chaleur à partir de valeurs de mesure expérimentales.

La capacité thermique spécifique de l'air c_{pL} est également fonction de la température de l'air. Elle varie proportionnellement à la température, les valeurs obtenues sont indiquées dans le tableau suivant.

T en C	c_{pL} en $\frac{kJ}{kg K}$
- 20	1,004
0	1,004
20	1,007
40	1,008
60	1,009
80	1,010
100	1,012
120	1,014
140	1,017
160	1,020
180	1,023
200	1,026
250	1,035
300	1,046
400	1,069
500	1,093
600	1,116
700	1,137
800	1,155
900	1,171
1000	1,185

En partant de l'hypothèse selon laquelle la caractéristique de température est pratiquement linéaire sur l'échangeur de chaleur, on peut prendre, pour déterminer la capacité thermique spécifique qui figure dans la formule de la quantité de chaleur, la valeur moyenne de la température d'entrée et de la température de sortie de l'air sur l'échangeur de chaleur.

$$T_M = \frac{T_{ein} + T_{aus}}{2}$$

Une autre possibilité, pour déterminer la quantité de chaleur transférée, consiste à se référer à la source de chaleur. La source de chaleur du banc d'essai de convection naturelle et forcée est constituée par des résistances électriques, de telle sorte que l'énergie mise en oeuvre peut être déterminée par la formule suivante :

$$P_{el} = U \cdot I$$

Les lettres U et I, dans cette formule, désignent la tension et l'intensité du courant qui traverse les résistances. L'intensité et la tension du courant peuvent être lues sur l'écran de l'appareil de commande et d'affichage.

02/95

4.2 Rendement

Le rendement η caractérise les pertes inhérentes au transfert de chaleur. Ce facteur indique le rapport entre l'énergie calorifique absorbée et l'énergie effectivement transmise au fluide (ici : l'air). D'où l'équation suivante :

$$P_{el} \cdot \eta = \dot{Q}$$

En résolvant cette équation par rapport à η , on obtient :

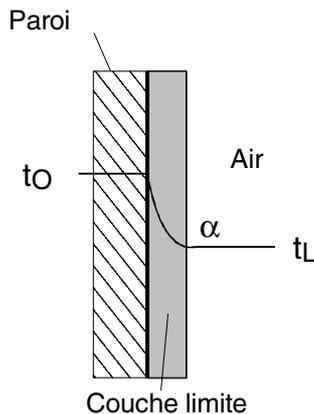
$$\eta = \frac{\dot{Q}}{P_{el}}$$

Le rendement prend en compte l'ensemble des pertes par convection et par rayonnement, transmises à l'environnement et non au fluide.

4.3 Transfert de chaleur

Le transfert de chaleur d'une surface à un fluide se calcule par la formule suivante :

$$\dot{Q} = A \cdot \alpha \cdot T_m$$



Cette formule permet la détermination du coefficient de transfert thermique α . La quantité de chaleur \dot{Q} est égale à la quantité de chaleur transférée du chap. 4.1. La surface de l'échangeur A est donnée par ses caractéristiques géométriques (plaque plane, cylindre, ailettes, etc.). Le facteur t_m caractérise l'écart de température moyen logarithmique. Il est donné par la formule :

$$T_m = \frac{(T_{O_{Ein}} - T_{L_{Ein}}) - (T_{O_{Aus}} - T_{L_{Aus}})}{\ln \frac{(T_{O_{Ein}} - T_{L_{Ein}})}{(T_{O_{Aus}} - T_{L_{Aus}})}}$$

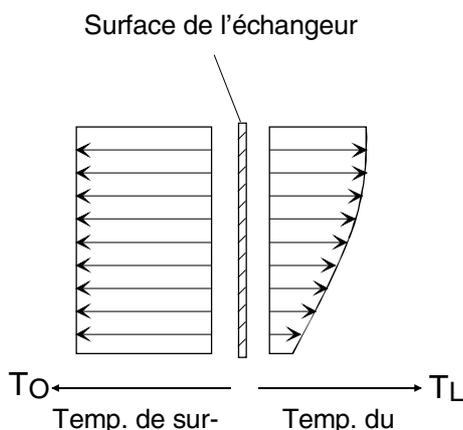
Etant donné que la température de surface T_O de l'échangeur de chaleur est pratiquement constante sur toute la surface, et que seule la température de l'air T_L varie de façon significative entre l'entrée et la sortie, on peut, dans ce cas particulier, simplifier la formule pour donner la loi générale suivante :

$$T_m = \frac{T_{L_{Aus}} - T_{L_{Ein}}}{\ln \frac{(T_{O_{Ein}} - T_{L_{Ein}})}{(T_{O_{Aus}} - T_{L_{Aus}})}}$$

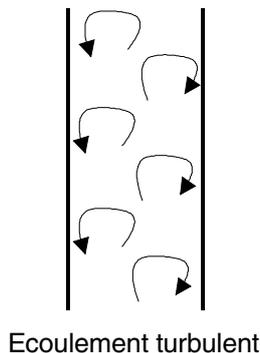
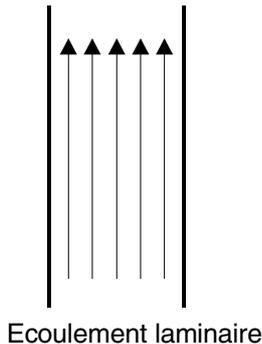
Les surfaces de l'échangeur du banc d'essai de convection naturelle et forcée étant en aluminium, on détermine ainsi le coefficient de transfert thermique α de l'aluminium à l'air.

02/95

Tous droits réservés G.U.N.T. Gerätebau G.m.b.H., Barsbüttel,



4.4 Ecoulement laminaire et turbulent



Le transfert de chaleur est fonction du différentiel de température et du matériau de la surface de l'échangeur, mais il est également influencé par la vitesse d'écoulement du fluide. On distingue deux formes d'écoulement :

- l'écoulement laminaire,
- l'écoulement turbulent

Ces deux états d'écoulement dépendent directement de la vitesse d'écoulement. L'écoulement laminaire ne s'observe qu'aux faibles vitesses. Le transfert de chaleur en écoulement laminaire est nettement inférieur à celui de l'écoulement turbulent. En écoulement laminaire, ce sont toujours les mêmes particules de fluide qui stagnent à la surface de l'échangeur. L'air étant un relativement bon isolant thermique, la transmission de chaleur est très mauvaise. A vitesse élevée et en écoulement turbulent, il se produit un brassage. La vitesse d'écoulement élevée empêche la stagnation du fluide sur les parois. Il se produit un tourbillonnement qui ramène à la surface de l'échangeur les particules de fluide encore froides et éloigne les particules déjà réchauffées.

L'état d'écoulement (laminaire / turbulent) dépend non seulement de la vitesse, mais également de la viscosité du fluide et de la forme géométrique de l'écoulement. Dans ce contexte, le paramètre objectif utilisé est le nombre de Reynolds.

4.5 Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds est le critère qui indique si un écoulement est turbulent ou laminaire. Cette frontière, pour un écoulement sur une surface plane se situe environ entre $Re_{krit} = 1$ et $5 \cdot 10^5$. Pour les cylindres et les ailettes, les valeurs sont différentes.

Le nombre de Reynolds se calcule comme suit :

$$Re = \frac{w \cdot l}{\nu}, \text{ pour les surfaces planes}$$

ou

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu}, \text{ pour les cylindres}$$

A partir d'une valeur déterminée du nombre de Reynolds, on peut dire que l'écoulement passe de l'état laminaire à l'état turbulent. Cette frontière ne dépend toutefois pas seulement des grandeurs de mesure, mais également de la forme géométrique de l'écoulement.

En convection, la vitesse d'écoulement w dépend, en premier lieu, du degré d'échauffement de l'air, car la vitesse augmente lorsque le différentiel de densité de l'air est plus important entre l'entrée et la sortie. Par ailleurs, l'utilisation d'une soufflante permet d'augmenter la vitesse d'écoulement. La vitesse d'écoulement à l'intérieur de l'échangeur de chaleur est, en outre, plus élevée qu'en amont ou en aval, du fait de la réduction de la section de passage.

WL 350 Appareil pour convection libre et forcée



La viscosité cinématique de l'air ν dépend de la température, comme indiqué dans le tableau suivant.

T en C	ν en $\frac{m^2}{s} \cdot 10^{-6}$
- 20	11,73
0	13,41
20	15,13
40	16,92
60	18,88
80	21,02
100	23,15
120	25,33
140	27,53
160	29,88
180	32,43
200	34,94
250	41,18
300	48,09
400	62,95
500	78,86
600	96,08
700	114,3
800	133,6
900	153,9
1000	175,1

Ces valeurs montrent également clairement que la viscosité cinématique varie proportionnellement à la température.

4.6 Nombre de Nußelt

Le nombre de Nußelt, sans dimension, caractérise le transfert de chaleur. Il joue un rôle dans de nombreuses théories des similitudes en transfert de chaleur. Il se calcule selon la formule suivante :

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}, \text{ ou dans le cas des tubes}$$

$$Nu = \frac{\alpha \cdot \frac{\pi}{2} \cdot d}{\lambda}$$

La lettre grecque λ représente le coefficient de conductibilité thermique de l'air. Ce coefficient dépend de la température. Les différentes valeurs sont indiquées dans le tableau suivant.

T en C	λ en $\frac{W}{K m}$
- 20	0,02301
0	0,02454
20	0,02603
40	0,02749
60	0,02894
80	0,03038
100	0,03181
120	0,03323
140	0,03466
160	0,03607
180	0,03749
200	0,03891
250	0,04243
300	0,04591
400	0,05257
500	0,05848
600	0,0635
700	0,0678
800	0,0713
900	0,0743
1000	0,0768

L'équation suivante offre une autre possibilité d'approximation du nombre de Nu_{Belt} pour une surface plane (plaque) dans un écoulement laminaire parallèle.

$$Nu = 0,664 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33}$$

Cette équation introduit le nombre de Prandtl, dont la valeur est d'environ 0,7 pour l'air. Des valeurs plus précises sont indiquées dans le tableau donné en annexe.

Les deux équations données pour le nombre de Nu_{Belt} permettent de vérifier la cohérence des valeurs de mesure. Si les deux équations donnent, à partir des mêmes valeurs de mesure, des résultats pratiquement identiques, on peut en déduire que la mesure s'est déroulée correctement.

Les théories des similitudes donnent un grand nombre d'autres équations avec d'autres nombres caractéristiques. L'ensemble des théories relatives au transfert de chaleur figure dans la littérature recensée en annexe.

5. Expérimentations

5.1 Essais en convection naturelle

Le présent chapitre décrit les essais effectués avec l'ensemble des trois éléments chauffants, la soufflante n'étant pas en fonctionnement. Dans chaque cas, les éléments chauffants sont utilisés à pleine puissance.

5.1.1 Bilan énergétique de la plaque plane

L'essai commence par la fixation de l'élément chauffant avec la plaque plane sur le canal aéraulique. L'alimentation électrique étant raccordée, le potentiomètre de l'appareil de commande est mis sur 100% de puissance de chauffe.

Lorsqu'un état d'équilibre est atteint, c'est-à-dire quand on n'observe plus de variation de température à la surface de l'élément chauffant, les valeurs suivantes sont relevées à l'aide de l'appareil de mesure de climatisation :

- Température T_{ein} à l'entrée du canal aéraulique (piquage 1),
- Vitesse de l'air w_{ein} à l'entrée du canal aéraulique,
- Température T_{aus} à la sortie du canal aéraulique (piquage 12).

On observe ensuite la température à la surface de l'échangeur de chaleur mesurée avec le thermocouple.

Ce mode opératoire est valable pour tous les essais suivants relatifs au bilan énergétique des différents échangeurs de chaleur.

Les valeurs de mesure suivantes ont été relevées pour la plaque plane :

$$T_{ein} = 21,5C, \quad w_{ein} = 0,1 \frac{m}{s}, \quad T_{aus} = 25,5C$$

Le calcul de la quantité de chaleur transférée fait appel à la formule suivante :

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_{pL} \cdot (T_{aus} - T_{ein})$$

Le flux massique d'air est, par ailleurs, obtenu comme suit :

$$\dot{m} = w_{ein} \cdot A \cdot \rho_{L_{ein}}$$

Pour résoudre l'équation, les valeurs c_{pL} et $\rho_{L_{ein}}$ sont prises dans les tableaux du chap. 4. Compte tenu de T_{ein} , la densité $\rho_{L_{ein}}$ obtenue est de $1,1824 \frac{kg}{m^3}$. La capacité thermique spécifique c_{pL} est déterminée d'après la valeur moyenne de la température d'entrée et de sortie de l'air. Le tableau donne pour c_{pL} une valeur de $1,007 \frac{kJ}{kg K}$. D'o les valeurs numériques suivantes :

$$\dot{m} = 0,1 \frac{m}{s} \cdot 0,0144 m^2 \cdot 1,1824 \frac{kg}{m^3} = 1,70 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

$$\dot{Q} = 1,70 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{s} \cdot 1,007 \frac{kJ}{kg K} \cdot (25,5C - 21,5C)$$

$$\dot{Q} = 6,9 W$$

Le rendement η est déterminé comme suit :

$$\eta = \frac{\dot{Q}}{P_{el}} = \frac{6,9 W}{171,9 W} = 0,039$$

Les chapitres suivants font essentiellement appel à ces mêmes formules : celles-ci ne seront par conséquent plus explicitées.

5.1.2 Bilan énergétique du cylindre

En remplaçant la plaque plane par l'élément chauffant avec les cylindres, les valeurs mesurées sont les suivantes :

$$T_{ein} = 21,8C,$$

$$w_{ein} = 0,2 \frac{m}{s},$$

$$T_{aus} = 43,9C,$$

$$P = 169,3 W.$$

Les valeurs correspondantes, données par les tableaux pour la densité et la capacité thermique spécifique, sont les suivantes :

$$\rho_{L_{ein}} = 1,1813 \frac{kg}{m^3},$$

$$c_{pL} = 1,0075 \frac{kJ}{kg K}.$$

A partir de ces valeurs, le calcul donne les résultats suivants :

$$\dot{m} = 0,2 \frac{m}{s} \cdot 0,0144 m^2 \cdot 1,1813 \frac{kg}{m^3} = 3,40 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

$$\dot{Q} = 3,40 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{s} \cdot 1,0075 \frac{kJ}{kg K} \cdot (43,9C - 21,8C)$$

$$\dot{Q} = 75.8 W$$

$$\eta = \frac{75.8 W}{163,9 W} = 0,460$$

5.1.3 Bilan énergétique des ailettes

La mise en oeuvre de l'élément chauffant avec les ailettes donne les résultats de mesure suivants :

$$T_{ein} = 21,6 \text{ C},$$

$$w_{ein} = 0,2 \frac{m}{s},$$

$$T_{aus} = 44,8 \text{ C},$$

$$U = 212 \text{ V},$$

$$I = 0,777 \text{ A}.$$

Ce qui donne, pour la densité et la capacité thermique spécifique, les valeurs suivantes :

$$\rho_{L_{ein}} = 1,1820 \frac{kg}{m^3},$$

$$c_{pL} = 1,0075 \frac{kJ}{kg K}$$

Le calcul du bilan énergétique des ailettes donne alors les résultats suivants :

$$\dot{m} = 0,2 \frac{m}{s} \cdot 0,0144 \text{ m}^2 \cdot 1,1820 \frac{kg}{m^3} = 3,40 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

$$\dot{Q} = 3,40 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{s} \cdot 1,0075 \frac{kJ}{kg K} \cdot (44,8C - 21,6C)$$

$$\dot{Q} = 84,8 \text{ W}$$

$$P_{el} = 212 \text{ V} \cdot 0,777 \text{ A} = 164,7 \text{ W}$$

$$\eta = \frac{84,8 \text{ W}}{164,7 \text{ W}} = 0,514$$

5.2 Essais en convection forcée

Les chapitres suivants reprennent les essais du chap. 5.1, mais cette fois, la pleine puissance de chauffe est appliquée en faisant fonctionner la soufflante à 100% de sa puissance nominale. L'écoulement passe alors de l'état laminaire à l'état turbulent, ce qui influe nettement sur le transfert de chaleur.

Afin de réduire le temps nécessaire pour atteindre l'état d'équilibre, et pour bien montrer la différence entre la convection naturelle et la convection forcée, il est judicieux de brancher tout d'abord un élément chauffant sans utiliser la soufflante, et de passer ensuite directement au fonctionnement avec soufflante. En suivant ce mode opératoire, on évite le temps d'attente pour une nouvelle phase de chauffage.

5.2.1 Bilan énergétique de la plaque plane

L'essai avec soufflante en fonctionnement donne, pour la plaque plane, les valeurs de mesures suivantes :

$$T_{ein} = 21,0 \text{ C},$$

$$w_{ein} = 2,97 \frac{m}{s},$$

$$T_{aus} = 21,5 \text{ C},$$

$$P = 171,9 \text{ W}.$$

Ce qui donne, pour la densité et la capacité thermique spécifique, les valeurs suivantes :

$$\rho_{L_{ein}} = 1,1843 \frac{kg}{m^3},$$

$$c_{pL} = 1,007 \frac{kJ}{kgK}.$$

WL 350 Appareil pour convection libre et forcée



A partir de ces valeurs, le calcul donne les résultats suivants :

$$\dot{m} = 2,97 \frac{m}{s} \cdot 0,0144 m^2 \cdot 1,1843 \frac{kg}{m^3} = 0,051 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{Q} = 0,051 \frac{kg}{s} \cdot 1,007 \frac{kJ}{kg K} \cdot (21,5C - 21,0C)$$

$$\dot{Q} = 25,5 W$$

$$\eta = \frac{25,5 W}{171,9 W} = 0,148$$

02/95

Tous droits réservés G.U.N.T. Gerätebau G.m.b.H., Barsbüttel,

5.2.2 Bilan énergétique des cylindres

Cet essai donne les valeurs de mesure suivantes :

$$T_{ein} = 21,2 \text{ C},$$

$$w_{ein} = 2,50 \frac{m}{s},$$

$$T_{aus} = 24,5 \text{ C},$$

$$P = 163,9 \text{ W}.$$

Ce qui donne, pour la densité et la capacité thermique spécifique, les valeurs moyennes suivantes :

$$\rho_{L_{ein}} = 1,1835 \frac{kg}{m^3},$$

$$c_{pL} = 1,007 \frac{kJ}{kg K}$$

Avec les valeurs lues et mesurées, le calcul donne les résultats suivants :

$$\dot{m} = 2,50 \frac{m}{s} \cdot 0,0144 \text{ m}^2 \cdot 1,1835 \frac{kg}{m^3} = 0,043 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{Q} = 0,043 \frac{kg}{s} \cdot 1,007 \frac{kJ}{kg K} \cdot (24,5C - 21,2C)$$

$$\dot{Q} = 142,9 \text{ W}$$

$$\eta = \frac{142,9 \text{ W}}{163,9 \text{ W}} = 0,872$$

5.2.3 Bilan énergétique des ailettes

L'essai avec l'élément chauffant avec ailettes donne les valeurs de mesure suivantes :

$$T_{ein} = 21,1 \text{ C},$$

$$w_{ein} = 2,76 \frac{m}{s},$$

$$T_{aus} = 23,9 \text{ C},$$

$$P = 164,7 \text{ W}.$$

Ce qui donne pour la densité et la capacité thermique spécifique, selon les tableaux, les valeurs interpolées suivantes :

$$\rho_{Lein} = 1,1839 \frac{kg}{m^3},$$

$$c_{pL} = 1,007 \frac{kJ}{kg K}.$$

A partir de ces données, le calcul donne les résultats suivants :

$$\dot{m} = 2,76 \frac{m}{s} \cdot 0,0144 \text{ m}^2 \cdot 1,1839 \frac{kg}{m^3} = 0,047 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{Q} = 0,047 \frac{kg}{s} \cdot 1,007 \frac{kJ}{kg K} \cdot (23,9 \text{ C} - 21,1 \text{ C})$$

$$\dot{Q} = 132,6 \text{ W}$$

$$\eta = \frac{132,6 \text{ W}}{164,7 \text{ W}} = 0,805$$

5.3 Comparaison entre la convection libre et la convection forcée

Les résultats obtenus en convection naturelle sont maintenant comparés à ceux de la convection forcée, sous la forme d'un tableau.

	plaque plane		cylindre		ailettes	
	nat.	forc.	nat.	forc.	nat.	forc.,
ν_{ein}	21,5°C	21,0°C	21,8°C	21,2°C 21,6°C	21,1°C	
ν_{aus}	25,5°C	21,5°C	43,9°C	25,9°C 44,8°C	23,9°C	
W_{ein}	$0,1 \frac{m}{s}$	$2,97 \frac{m}{s}$	$0,2 \frac{m}{s}$	$2,50 \frac{m}{s}$	$0,2 \frac{m}{s}$	$2,76 \frac{m}{s}$
\dot{Q}	6,9W	25,5W	75,8W	144,0W	84,8W	132,6W
P_{el}	171,9W	171,9W	163,9W	163,9W	164,7W	164,7W

Ce tableau permet de tirer certaines conclusions concernant le transfert de chaleur en fonction de la convection. On s'aperçoit, par exemple, que le différentiel de température, entre l'entrée et la sortie, est plus faible en convection forcée qu'en convection naturelle. Mais en même temps, le rendement et la quantité de chaleur transférée sont plus élevés, d'un facteur de 2 à 3,5. Ce phénomène est dû au passage de l'état laminaire à l'état turbulent. En écoulement turbulent, il se produit un brassage de l'air, de telle sorte que la couche limite à la surface de l'échangeur de chaleur est renouvelée en permanence.

5.4 Gradient de température dans l'échangeur de chaleur

A l'aide de l'élément chauffant avec cylindres, le gradient de température est relevé à l'intérieur de l'échangeur de chaleur (cylindre), en convection naturelle et en convection forcée. Pour cet essai, l'élément chauffant est utilisé à 100% de sa puissance, et le thermocouple est introduit par les piquages de façon à ce que son extrémité se trouve au centre de l'alésage du cylindre. L'état d'équilibre est obtenu, dans ce cas, lorsque la température relevée à cet endroit est d'environ 100°C.

Le thermocouple est alors sorti du premier piquage, puis placé successivement dans les trois autres perçages du cylindre. On obtient ainsi, pour la convection naturelle, les résultats suivants :

$$T_{O1} = 101 \text{ C}$$

$$T_{O2} = 98 \text{ C}$$

$$T_{O3} = 96 \text{ C}$$

$$T_{O4} = 93 \text{ C}$$

Les mesures sont ensuite refaites avec la soufflante en fonctionnement. L'état d'équilibre ayant été atteint, on obtient, pour la convection forcée, les résultats suivants :

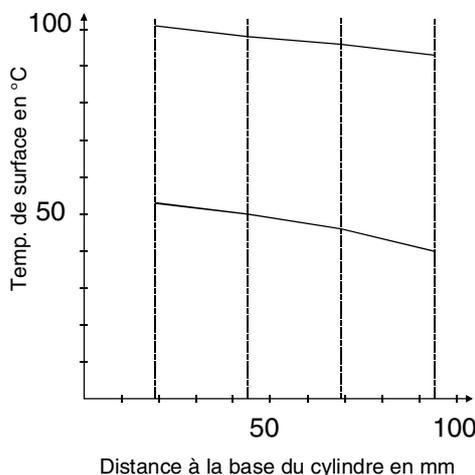
$$T_{O1} = 53 \text{ C}$$

$$T_{O2} = 50 \text{ C}$$

$$T_{O3} = 46 \text{ C}$$

$$T_{O4} = 42 \text{ C}$$

En convection naturelle, le différentiel de température entre la base et l'extrémité du cylindre est de 8 K. En convection forcée, par contre, la température diminue de 11 K entre la base et l'extrémité. Le transfert de chaleur est également meilleur dans la seconde partie de l'essai.



5.5 Coefficient de transfert thermique

Pour déterminer un coefficient de transfert thermique α de l'aluminium à l'air, les valeurs de mesure obtenues lors de l'essai en convection libre sur la plaque plane sont reportées dans l'équation du transfert thermique.

$$T_{ein} = T_{L_{Ein}} = 21,5 \text{ C},$$

$$T_{aus} = T_{L_{Aus}} = 25,5 \text{ C},$$

$$T_{O_{Ein}} = T_{O_{Aus}} = 105 \text{ C},$$

$$\dot{Q} = 4,9 \text{ W}.$$

On obtient ainsi un différentiel de température moyen logarithmique de

$$T_m = \frac{T_{L_{Aus}} - T_{L_{Ein}}}{\ln \frac{(T_{O_{Ein}} - T_{L_{Ein}})}{(T_{O_{Aus}} - T_{L_{Aus}})}}$$

$$T_m = \frac{25,5 \text{ C} - 21,5 \text{ C}}{\ln \frac{(105 \text{ C} - 21,5 \text{ C})}{(105 \text{ C} - 25,5 \text{ C})}} = 81,48 \text{ C}$$

Le coefficient de transfert thermique de l'aluminium à l'air peut alors être déterminé par l'équation suivante :

$$\alpha = \frac{\dot{Q}}{A \cdot T_m}$$

$$\alpha = \frac{6,9 \text{ W}}{0,0118 \text{ m} \cdot 0,0118 \text{ m} \cdot 81,48 \text{ K}} = 6,082 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

Si l'on prend les valeurs mesurées lors de l'essai avec soufflante en fonctionnement ($T_{ein} = T_{L_{Ein}} = 21,0 \text{ C}$, $T_{aus} = T_{L_{Aus}} = 21,5 \text{ C}$, $T_{O_{Ein}} = T_{O_{Aus}} = 105 \text{ C}$, $\dot{Q} = 18,2 \text{ W}$), on obtient un

coefficient de transfert thermique α nettement plus élevé. Le calcul donne les valeurs suivantes :

$$T_m = 83,75 \text{ C,}$$

$$\alpha = 21,86 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

Les résultats montrent également clairement que le transfert thermique en convection naturelle est nettement moins bon qu'en convection forcée.

Les résultats sont semblables avec les autres surfaces d'échangeur de chaleur.

La littérature spécialisée indique, pour les coefficients de transfert thermique en convection naturelle, des valeurs comprises entre 5 et 25. En convection forcée, par contre, on atteint des valeurs comprises entre 12 et 60.

5.6 Nombre de Reynolds

Le calcul du nombre de Reynolds utilise les valeurs de mesures qui ont déjà servi plusieurs fois. Là aussi, le calcul est effectué en prenant comme exemple la plaque en convection naturelle et en convection forcée. La viscosité cinématique de l'air ν est prise dans les tableaux du chap. 4.5.

En convection naturelle :

$$\text{Re} = \frac{w_{\text{ein}} \cdot l}{\nu} = \frac{0,1 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,118 \text{ m}}{15,13 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 779,9$$

En convection forcée :

$$\text{Re} = \frac{2,97 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,118 \text{ m}}{15,13 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 231633$$

Dans la littérature spécialisée, la limite supérieure entre l'écoulement laminaire et l'écoulement turbulent est souvent désignée par $Re_{krit} = 1 - 5 \cdot 10^5$. En convection forcée, le nombre de Reynolds étant voisin de cette valeur limite, et le transfert thermique étant meilleur qu'en convection naturelle, on est en présence d'un écoulement turbulent.

02/95

5.7 Nombre de Nußelt

Les essais en convection naturelle sur la plaque plane sont à nouveau utilisés pour la détermination du nombre de Nußelt. Les valeurs suivantes servent de base aux deux méthodes de calcul :

$$\alpha = 6,082 \frac{W}{m^2 K},$$

$$l = 0,118 \text{ m},$$

$$\lambda = 0,02627 \frac{W}{K m},$$

$$Re = 779,9,$$

$$Pr = 0,7.$$

A partir de la première formule, on obtient :

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} = \frac{6,082 \frac{W}{K m^2} \cdot 0,118 \text{ m}}{0,02627 \frac{W}{m K}} = 27,31$$

Le second mode de calcul, qui fait appel à une théorie des similitudes, donne pour la plaque plane dans un écoulement parallèle, le résultat suivant :

$$Nu = 0,664 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33}$$

$$Nu = 0,664 \cdot 779,9^{0,5} \cdot 0,7^{0,33} = 16,46$$

WL 350 Appareil pour convection libre et forcée



L'écart entre les deux résultats est relativement faible, de telle sorte que l'on peut en déduire que les mesures sont correctes.

02/95

Tous droits réservés G.U.N.T. Gerätebau G.m.b.H., Barsbüttel,

WL 350 Appareil pour convection libre et forcée



6. Annexe

6.1 Caractéristiques techniques du banc d'essai

Dimensions du banc d'essai :

Poids :	25	kg
Hauteur :	1,2	m
Largeur :	0,35	m
Longueur :	0,7	m

Dimensions du canal aéraulique :

Section d'écoulement :	120 x 120	mm ²
Hauteur :	1	m
Vitesse maximale de l'air :	3,0	m/s
Débit d'air maximal :	160	m ³ /h

Plages de mesure :

Anémomètre :	0...70	C
et	0...10	m/s
thermocouple :	0...1000	C
Puissance maximale de chauffe :	170	W
Limitation de température :	120	C

Surfaces d'échange de chaleur

Plaque plane :	0,014	m ²
Faisceau de tubes :	0,098	m ²
Ailettes :	0,14	m ²

Alimentation électrique: 230 V / 50 Hz, 1ph
pour alternatives facultatives,
voient le plat de l'équipement

Protection de l'appareil de commande :	4	A
---	---	---

6.2 Bibliographie

Günter Cerbe, Hans Joachim Hoffmann,
Einführung in die Wärmelehre (Introduction à la
thermodynamique),
Carl Hanser Verlag,
9. édition révisée, München Wien 1990

Dr.-Ing. Friedrich Stelzer,
Wärmeübertragung und Strömung (Transfert de
chaleur et écoulement),
Verlag Karl Thiemig KG,
München 1971

Prof. Dipl.-Ing. Wolfgang Kalide,
Einführung in die technische Strömungslehre (In-
troduction à la dynamique des fluides),
Carl Hanser Verlag,
6. édition révisée, München Wien 1984

6.3 Tableaux

Caractéristiques de transfert thermique de l'air sec à 1 bar

t °C	ρ $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	c_p $\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$	λ $\frac{\text{W}}{\text{K m}}$	η $\frac{\text{kg}}{\text{m s}}$	ν $\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	a $\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	Pr —
- 20	1,3765	1,004	0,02301	$16,15 \cdot 10^{-6}$	$11,73 \cdot 10^{-6}$	$16,6 \cdot 10^{-6}$	0,71
0	1,2754	1,004	0,02454	$17,10 \cdot 10^{-6}$	$13,41 \cdot 10^{-6}$	$19,1 \cdot 10^{-6}$	0,70
20	1,1881	1,007	0,02603	$17,98 \cdot 10^{-6}$	$15,13 \cdot 10^{-6}$	$21,8 \cdot 10^{-6}$	0,70
40	1,1120	1,008	0,02749	$18,81 \cdot 10^{-6}$	$16,92 \cdot 10^{-6}$	$24,5 \cdot 10^{-6}$	0,69
60	1,0452	1,009	0,02894	$19,73 \cdot 10^{-6}$	$18,88 \cdot 10^{-6}$	$27,4 \cdot 10^{-6}$	0,69
80	0,9859	1,010	0,03038	$20,73 \cdot 10^{-6}$	$21,02 \cdot 10^{-6}$	$30,5 \cdot 10^{-6}$	0,69
100	0,9329	1,012	0,03181	$21,60 \cdot 10^{-6}$	$23,15 \cdot 10^{-6}$	$33,7 \cdot 10^{-6}$	0,69
120	0,8854	1,014	0,03323	$22,43 \cdot 10^{-6}$	$25,33 \cdot 10^{-6}$	$37,0 \cdot 10^{-6}$	0,68
140	0,8425	1,017	0,03466	$23,19 \cdot 10^{-6}$	$27,53 \cdot 10^{-6}$	$40,5 \cdot 10^{-6}$	0,68
160	0,8036	1,020	0,03607	$24,01 \cdot 10^{-6}$	$29,88 \cdot 10^{-6}$	$44,0 \cdot 10^{-6}$	0,68
180	0,7681	1,023	0,03749	$24,91 \cdot 10^{-6}$	$32,43 \cdot 10^{-6}$	$47,7 \cdot 10^{-6}$	0,68
200	0,7356	1,026	0,03891	$25,70 \cdot 10^{-6}$	$34,94 \cdot 10^{-6}$	$51,6 \cdot 10^{-6}$	0,68
250	0,6653	1,035	0,04243	$27,40 \cdot 10^{-6}$	$41,18 \cdot 10^{-6}$	$61,6 \cdot 10^{-6}$	0,67
300	0,6072	1,046	0,04591	$29,20 \cdot 10^{-6}$	$48,09 \cdot 10^{-6}$	$72,3 \cdot 10^{-6}$	0,67
400	0,5170	1,069	0,05257	$32,55 \cdot 10^{-6}$	$62,95 \cdot 10^{-6}$	$95,1 \cdot 10^{-6}$	0,66
500	0,4502	1,093	0,05848	$35,50 \cdot 10^{-6}$	$78,86 \cdot 10^{-6}$	$119 \cdot 10^{-6}$	0,66
600	0,3986	1,116	0,0635	$38,30 \cdot 10^{-6}$	$96,08 \cdot 10^{-6}$	$143 \cdot 10^{-6}$	0,67
700	0,3577	1,137	0,0678	$40,87 \cdot 10^{-6}$	$114,3 \cdot 10^{-6}$	$166 \cdot 10^{-6}$	0,69
800	0,3243	1,155	0,0713	$43,32 \cdot 10^{-6}$	$133,6 \cdot 10^{-6}$	$190 \cdot 10^{-6}$	0,70
900	0,2967	1,171	0,0743	$45,65 \cdot 10^{-6}$	$153,9 \cdot 10^{-6}$	$214 \cdot 10^{-6}$	0,72
1000	0,2734	1,185	0,0768	$47,88 \cdot 10^{-6}$	$175,1 \cdot 10^{-6}$	$237 \cdot 10^{-6}$	0,74

- t : température
- ρ : densité
- c_p : capacité calorifique spécifique
- λ : coefficient de transfert thermique
- η : viscosité dynamique
- ν : viscosité cinématique
- a : conductibilité thermique
- Pr : nombre de Prandtl

WL 350 Appareil pour convection libre et forcée



6.4 Indexe

A	
	afficheur numérique de l'app. de comd. et d'affichage 9
	ailettes 23, 27
	appareil de commande et d'affichage 3
	appareil de mesure de climatisation 3
B	
	Bilan énergétique de la 20
C	
	câbles de raccordement électrique 4
	Canal aéraulique 2
	coefficient de transfert thermique 30
	convection naturelle 20
	cylindre 22
	cylindres 26
E	
	éléments chauffants 2
F	
	forcée 24
G	
	Gradient de temp 29
M	
	mise en place 8
	mise en service 8
N	
	nombre de Nußelt 32
	nombre de Reynolds 31
P	
	piquages à utiliser 5
	plaque plane 20, 24
S	
	sécurité du travail 7
	sonde de climatisation 6
	sondes de mesure 6
T	
	théorie des similitudes 32
	thermocouple 6
	transfert de chaleur 28
	turbulente Strömung 15
U	
	utilisation 9

02/95

Tous droits réservés G.U.N.T. Gerätebau G.m.b.H., Barsbüttel,