



(11) **EP 4 155 647 B1**

(12) **FASCICULE DE BREVET EUROPEEN**

(45) Date de publication et mention
de la délivrance du brevet:
21.08.2024 Bulletin 2024/34

(51) Classification Internationale des Brevets (IPC):
F28D 9/00 (2006.01) F28F 3/02 (2006.01)

(21) Numéro de dépôt: **22196629.4**

(52) Classification Coopérative des Brevets (CPC):
**F28D 9/0062; F28F 3/025; F28D 9/0068;
F28D 2021/0033; F28F 2215/10**

(22) Date de dépôt: **20.09.2022**

(54) **ECHANGEUR COMPRENANT AU MOINS UNE STRUCTURE D ÉCHANGE THERMIQUE À
SURFACE STRIÉE**

WÄRMETAUSCHER MIT MINDESTENS EINER WÄRMEAUSTAUSCHSTRUKTUR MIT EINER
GESTREIFTEN OBERFLÄCHE

HEAT EXCHANGER COMPRISING AT LEAST ONE HEAT EXCHANGE STRUCTURE WITH
GROOVED SURFACE

(84) Etats contractants désignés:
**AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB
GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO
PL PT RO RS SE SI SK SM TR**

- **SEIWERT, Jacopo**
78350 Les Loges-En-Josas (FR)
- **CREMIEUX, Marie-Adélaïde**
78350 Les Loges-En-Josas (FR)

(30) Priorité: **27.09.2021 FR 2110123**

(74) Mandataire: **Air Liquide**
L'Air Liquide S.A.
Direction de la Propriété Intellectuelle
75, Quai d'Orsay
75321 Paris Cedex 07 (FR)

(43) Date de publication de la demande:
29.03.2023 Bulletin 2023/13

(73) Titulaire: **L'AIR LIQUIDE, SOCIETE ANONYME
POUR L'ETUDE ET
L'EXPLOITATION DES PROCEDES GEORGES
CLAUDE**
75007 Paris (FR)

(56) Documents cités:
EP-A1- 1 748 270 DE-A1- 102010 019 369
FR-A1- 3 075 340 JP-A- 2018 132 283
US-A1- 2012 318 485

(72) Inventeurs:
• **CRAYSSAC, Frédéric**
78350 Les Loges-En-Josas (FR)

EP 4 155 647 B1

Il est rappelé que: Dans un délai de neuf mois à compter de la publication de la mention de la délivrance du brevet européen au Bulletin européen des brevets, toute personne peut faire opposition à ce brevet auprès de l'Office européen des brevets, conformément au règlement d'exécution. L'opposition n'est réputée formée qu'après le paiement de la taxe d'opposition. (Art. 99(1) Convention sur le brevet européen).

Description

[0001] La présente invention concerne un échangeur de chaleur du type à plaques et ailettes comprenant au moins au moins une structure d'échange thermique à surface striée.

[0002] La présente invention trouve notamment application dans le domaine de la séparation de gaz par cryogénie, en particulier de la séparation d'air par cryogénie (connue sous l'acronyme anglais « ASU » pour unité de séparation d'air) exploitée pour la production d'oxygène gazeux sous pression. En particulier, la présente invention peut s'appliquer à un échangeur de chaleur qui vaporise un fluide frigorigène, par exemple de l'oxygène liquide, par échange de chaleur avec un fluide calorigène, par exemple de l'azote gazeux. Le document EP 1 748 270 A1 décrit un échangeur de chaleur selon le préambule de la revendication 1.

[0003] Si l'échangeur de chaleur se trouve dans la cuve d'une colonne de distillation, il peut constituer un vaporiseur-condenseur fonctionnant en thermosiphon pour lequel l'échangeur est immergé dans un bain d'oxygène liquide descendant la colonne ou un vaporiseur fonctionnant en vaporisation à film descendant alimenté directement par le liquide tombant de la colonne et/ou par une pompe de recirculation.

[0004] La présente invention peut également s'appliquer à un échangeur de chaleur qui vaporise au moins un débit de mélange liquide-gaz, en particulier un débit de mélange à plusieurs constituants, par exemple un mélange d'hydrocarbures, par échange de chaleur avec au moins un autre fluide, par exemple du gaz naturel.

[0005] La présente invention peut aussi trouver application dans le domaine de la liquéfaction de l'hydrogène. En particulier, l'invention peut s'appliquer à un échangeur de chaleur, en particulier un échangeur catalytique, dans lequel un débit d'hydrogène gazeux est refroidi, voire liquéfié en tout ou partie, par échange de chaleur avec un débit de fluide frigorigène ainsi qu'au procédé de refroidissement et/ou de liquéfaction mettant en oeuvre ledit échangeur.

[0006] La technologie couramment utilisée pour un échangeur est celle des échangeurs en aluminium à plaques et à ailettes ou ondes brasés, qui permettent d'obtenir des dispositifs très compacts offrant une grande surface d'échange. Ces échangeurs comprennent des plaques séparatrices un empilement de passages pour les différents fluides à mettre en relation d'échange thermique. Des structures d'échange thermique, généralement des structures ondulées ou ondes formées d'une succession d'ailettes ou jambes d'onde, sont insérées entre les plaques, délimitant dans les passages des canaux dans lesquels s'écoulent les fluides et formant des surfaces d'échange thermique supplémentaires.

[0007] Dans le cas des vaporiseurs-condenseurs fonctionnant en vaporisation en film descendant, une partie de l'appareil est consacrée à la distribution du fluide frigorigène liquide dans les passages de vaporisation. En fonctionnement, le liquide passe par des trous assurant une distribution primaire du liquide sur toute la largeur du passage. Le liquide ainsi pré-distribué s'écoule ensuite à travers des ondes à génératrice horizontale qui assure une distribution plus fine dite secondaire en vue de répartir le liquide entre les canaux formés par des ondes d'échange thermique à génératrice horizontale agencés en aval. Le liquide aborde ainsi ces structures en ruisselant de façon la plus homogène possible sur toutes les parois du passage qui lui est affecté, c'est-à-dire en formant sur ces parois un film continu descendant.

[0008] En même temps, le fluide frigorigène gazeux parvient dans l'échangeur par une boîte d'alimentation puis s'écoule vers le bas le long des passages de condensation. Ce faisant, le fluide calorigène cède progressivement de la chaleur au fluide frigorigène qui se trouve dans les passages adjacents, de sorte que le fluide frigorigène se vaporise et que le fluide calorigène se condense. En conséquence, un film de fluide calorigène liquide s'établit à la surface des structures d'échange garnissant les passages de condensation et s'écoule vers le bas. L'écoulement est dit en film ruisselant.

[0009] Notons que dans le cas des vaporiseurs-condenseurs fonctionnant en thermosiphon, l'oxygène liquide pénètre par le bas du corps d'échangeur dans les passages de vaporisation et s'y écoule dans un sens ascendant, l'azote gazeux pénétrant par le haut dans les passages de condensation et s'écoulant vers le bas en film ruisselant. Les performances d'un échangeur sont liées au coefficient d'échange thermique des structures d'échange thermique se trouvant en contact avec les fluides. Le coefficient d'échange thermique d'une structure dépend notamment de la nature du matériau la constituant, de la porosité de ce matériau, de son état de surface et du régime d'écoulement des fluides.

[0010] En condensation en film ruisselant, la résistance au transfert de chaleur est sensiblement proportionnelle à l'épaisseur du film liquide. D'après la théorie de Nusselt, la résistance au transfert de chaleur varie en puissance 1/3 du débit, ce qui conduit à une augmentation rapide de la résistance aux emplacements des structures d'échange thermique où le fluide se condense. Il s'ensuit une diminution de la capacité de transfert de chaleur entre le fluide à condenser et la structure d'échange thermique.

[0011] On a donc intérêt à drainer le maximum de liquide vers une partie réduite de la surface d'échange afin d'assécher au maximum l'autre partie de ladite surface, tout en essayant de maximiser cette partie de surface asséchée.

[0012] De la même manière, la résistance au transfert de chaleur en vaporisation en film ruisselant est sensiblement proportionnelle à l'épaisseur de film liquide. On a donc intérêt à drainer le maximum de débit liquide tombant vers une partie réduite de la surface d'échange afin de minimiser l'épaisseur de film liquide sur l'autre partie de la surface d'échange.

[0013] Pour ce faire, on connaît notamment du document FR-A-2834783 une structure d'échange thermique ondulée permettant de drainer régulièrement le liquide dans les coins des canaux formés par les ondes. La structure comprend

des perforations, des fentes ou des reliefs agencés sur la hauteur des jambes d'onde afin d'assécher une partie de leur surface.

[0014] Toutefois, ces solutions ne donnent pas entière satisfaction. En effet, même si l'épaisseur de film liquide est rendue plus importante dans les coins des canaux, il subsiste néanmoins une épaisseur de film liquide sur les jambes d'onde qui limite le coefficient d'échange en condensation ou en vaporisation. De plus, ces solutions sont limitées car elles ne permettent pas d'assécher en totalité la surface des jambes d'onde mais uniquement les parties qui sont situées juste au-dessous des perforations ou reliefs installés dans les canaux. En outre, l'azote liquide qui se condense présente un pouvoir mouillant élevé et recouvre rapidement la surface d'échange.

[0015] La présente invention a pour but de résoudre en tout ou partie les problèmes mentionnés ci-avant, notamment de proposer un échangeur de chaleur du type à plaques et ailettes dans lequel le coefficient d'échange thermique des structures d'échange thermique est augmenté.

[0016] La solution selon l'invention est alors un échangeur de chaleur selon la revendication 1.

[0017] Selon le cas, l'échangeur selon l'invention peut comprendre l'une ou plusieurs des caractéristiques techniques données ci-après.

[0018] Les stries sont agencées périodiquement avec une période comprise entre 0,4 et 1 mm.

[0019] Les stries sont rectilignes et continues.

[0020] Les stries sont agencées de sorte qu'une strie est séparée d'une strie adjacente par une crête et présentent une amplitude, définie comme la distance maximale entre le fond d'une strie et le sommet d'une crête mesurée orthogonalement à la surface de l'ailette, comprise entre 0,1 et 1 mm, de préférence entre 0,3 et 0,6 mm.

[0021] La texturation de surface est formée de sorte qu'elle présente une surface développée supérieure à sa surface projetée, avec $S_d = S_p \times (1 + G)$, G étant un gain d'augmentation compris entre 1 et 150 %, de préférence entre 20 et 75%.

[0022] La texturation de surface est configurée de sorte que la structure d'échange thermique présente un coefficient d'échange thermique augmenté d'un facteur multiplicateur compris entre 2 et 7, de préférence entre 2 et 5, par rapport au coefficient d'échange thermique d'une structure identique exempte de texturation de surface.

[0023] Ladite au moins une ailette présente une première surface et une deuxième surface opposées, chacune formant une paroi latérale d'un canal respectif, l'une et/ou l'autre desdites première et deuxième surface présentant une texturation de surface sur sa totalité ou sa quasi-totalité.

[0024] La structure d'échange thermique est sous la forme d'un produit ondulé comprenant au moins une ondulation avec des sommets d'onde et des bases d'onde disposés contre les plaques et reliés alternativement par des ailettes, lesdites ailettes formant ainsi des jambes d'onde et la direction latérale définissant une direction d'ondulation de la structure d'échange thermique.

[0025] Lesdits sommets d'onde et/ou lesdites bases d'onde présente une texturation de surface sur au moins une partie de leur surface.

[0026] La texturation de surface est appliquée de façon ininterrompue sur la structure d'échange thermique.

[0027] L'échangeur comprend un collecteur d'entrée configuré pour distribuer le fluide frigorigène ou le fluide calorigène dans des passages et un collecteur de sortie configuré pour évacuer le fluide frigorigène ou le fluide calorigène des passages, le collecteur d'entrée étant agencé à un niveau supérieur au niveau du collecteur de sortie en suivant la direction longitudinale, de sorte que le fluide frigorigène ou le fluide calorigène s'écoule dans les passages dans un sens descendant opposé au sens de la direction longitudinale.

[0028] En outre, l'invention concerne une structure d'échange thermique pour échangeur de chaleur du type à plaques et ailettes, ladite structure étant sous la forme d'un produit ondulé comprenant une succession d'ailettes reliées alternativement par des sommets d'onde et des bases d'onde, caractérisé en ce que ledit produit ondulé est formé à partir d'un produit plat comprenant deux faces opposées et au moins une texturation de surface sous la forme d'une structure poreuse ou de reliefs formés sur une surface du produit plat, l'une seulement desdites faces opposées présentant sur sa totalité ou sa quasi-totalité ladite texturation de surface.

[0029] Selon un autre aspect, l'invention concerne une installation de séparation d'air par distillation comprenant au moins un échangeur de chaleur selon l'invention, l'installation comprenant des moyens d'alimentation pour distribuer dans des passages de l'échangeur de l'oxygène liquide en tant que fluide frigorigène et de l'azote gazeux en tant que fluide calorigène.

[0030] La présente invention va maintenant être mieux comprise grâce à la description qui va suivre, donnée uniquement à titre d'exemple non limitatif et faite en référence aux figures mentionnées ci-après.

[Fig.1] est une vue tridimensionnelle partielle d'un échangeur selon un mode de réalisation de l'invention.

[Fig.2] est une vue en coupe d'une structure d'échange thermique dans un passage d'échange selon un mode de réalisation de l'invention.

[Fig.3] est une vue schématique en coupe de canaux de fluide formés par une onde d'échange selon un mode de réalisation de l'invention.

[Fig.4] schématise une structure d'échange thermique selon un autre mode de réalisation de l'invention avant

formage.

[Fig.5] schématise une structure d'échange thermique selon [Fig. 4] après formage.

[Fig.6] schématise partiellement un profil en coupe transversale d'une texturation selon un mode de réalisation de l'invention.

[Fig.7] montre des résultats d'essais expérimentaux conduits avec une structure d'échange thermique conforme à l'invention, en comparaison avec une structure d'échange thermique hors invention.

[0031] Comme on le voit sur [Fig. 1], un échangeur de chaleur selon l'invention comprend un ensemble de plaques 2 disposées parallèlement les unes aux autres avec espacement et formant ainsi plusieurs séries de passages 17, 18 de forme parallélépipédique et plate pour l'écoulement d'au moins un fluide frigorigène et d'au moins un fluide calorigène à mettre en relation d'échange de chaleur indirect via les plaques 2. Les plaques 2 se succèdent suivant une direction d'empilement y.

[0032] [Fig.1] illustre un mode de réalisation d'un échangeur de chaleur pouvant être utilisé dans une installation de distillation d'air du type à double colonne. En fonctionnement, un échange de chaleur s'opère entre de l'oxygène liquide en tant que fluide frigorigène et de l'azote gazeux en tant que fluide calorigène.

[0033] L'échangeur comporte une enveloppe étanche 40 contenant corps formé d'un ensemble de plaques 2 rectangulaires, généralement formées d'aluminium, qui sont empilées parallèlement les unes aux autres et parallèlement à une direction longitudinale z. Les plaques 4 définissent ainsi une pluralité de passages de vaporisation 17 destinés à l'écoulement de l'oxygène et de passages de condensation 18 destinés à l'écoulement de l'azote. Les fluides s'écoulent parallèlement à la direction longitudinale z.

[0034] Sur la majeure partie de leur hauteur, les passages 17, 18 contiennent chacun des structures d'échange thermique 1 comprenant dans cet exemple des tôles d'aluminium ondulées, également ondes d'échange. Ces ondes peuvent être perforées ou non. Ces structures d'échange 1 sont de préférence du type à génératrice verticale, ou disposition dite « easyway ». Dans ce cas, les structures d'échange ondulée 1 présentent, en fonctionnement, une direction globale d'ondulation qui est orthogonale à la direction longitudinale z et parallèle à la direction latérale x sur [Fig. 1].

[0035] A l'extrémité supérieure des passages 17, 18, les structures d'échange 1 peuvent être prolongées respectivement par des ondes dite de distribution 20, 24 servant à répartir les fluides dans les passages respectifs. Au-dessus, les passages 17 et 18 sont fermés respectivement par des barres horizontales 28 et 21.

[0036] L'espace situé au-dessus des plaques 2 renferme un bain d'oxygène liquide 15. L'oxygène liquide du bain 15 s'écoule par des orifices 29 percés le long des barres 28 assurant une distribution primaire de l'oxygène liquide entre tous les passages 17 pour l'oxygène et sur toute la largeur de chaque passage 17, en direction des ondes 24. Les bandes d'ondes 24 sont généralement formées de tôles d'aluminium ondulées non perforées du type à génératrice horizontale, ou disposition dite « hardway ». Dans ce cas, les bandes d'ondes 24 présentent, en fonctionnement, une direction globale d'ondulation parallèle à la direction longitudinale z. En même temps, l'azote gazeux parvient dans l'échangeur par une boîte d'alimentation (non illustrée) et les ondes de distribution 20, puis s'écoule vers le bas le long des passages 18.

[0037] Les plaques 2 sont espacées entre elles par des barres d'étanchéité qui n'obturent pas complètement les passages 17, 18 mais laissent des ouvertures d'entrée et de sortie. Les entrées et sorties de chaque passage servant à la circulation d'un même fluide sont réunies par des collecteurs servant à l'introduction et à l'évacuation du fluide. De préférence, la direction longitudinale z est verticale lorsque l'échangeur est en fonctionnement. Les fluides frigorigènes et calorigènes s'écoulent globalement verticalement et à co-courant, dans le sens descendant, c'est-à-dire opposé au sens de la direction longitudinale z sur [Fig. 1]. Avantagusement, l'échangeur comprend au moins un collecteur d'entrée configuré pour distribuer le fluide frigorigène ou le fluide calorigène dans des passages (17, 18) du corps et au moins un collecteur de sortie configuré pour évacuer le fluide frigorigène ou le fluide calorigène des passages 17,18. Le collecteur d'entrée est agencé à un niveau supérieur au niveau du collecteur de sortie en suivant la direction longitudinale z, de sorte que le fluide frigorigène ou le fluide calorigène s'écoule dans les passages 17, 18 dans un sens descendant opposé au sens de la direction longitudinale z. De préférence, un tel agencement est mis en oeuvre pour le fluide frigorigène et pour le fluide calorigène.

[0038] C'est plus spécifiquement dans le cadre de l'exemple de [Fig. 1] que l'invention sera décrite par la suite, étant entendu que son application peut être envisagée dans d'autres contextes et selon d'autres variantes ou modes de réalisation à la portée de l'homme du métier, sans sortir du cadre de l'invention. Ainsi, d'autres directions et sens d'écoulement des fluides sont envisageables, sans sortir du cadre de la présente invention. Par exemple, on pourra envisager une circulation des fluides à contre-courant dans l'échangeur. Un ou plusieurs fluides frigorigènes et un ou plusieurs fluides calorigènes de natures différentes peuvent aussi s'écouler au sein des passages 17, 18 d'un même échangeur. Il est aussi envisageable que les structures d'échange thermique de l'échangeur présentent des directions, dimensions et/ou formes d'ondulation différentes de celles des modes de réalisation décrits dans la présente demande.

[0039] En particulier, l'échangeur selon l'invention peut être du type vaporiseur-condenseur dont les passages de

vaporisation sont alimentés en oxygène liquide sous basse pression (typiquement légèrement supérieure à la pression atmosphérique) recueilli en bas d'une colonne. L'oxygène est vaporisé par condensation d'azote moyenne pression (typiquement de 5 à 6 bars absolus) circulant dans des passages adjacents. L'azote moyenne pression est le plus souvent prélevé à l'état gazeux en tête d'une colonne de distillation d'air à moyenne pression à laquelle la colonne basse pression citée ci-dessus est connectée. Après son passage et sa condensation au moins partielle dans le vaporiseur-condenseur, cet azote est renvoyé dans la colonne moyenne pression.

[0040] Dans le cadre de l'invention, tout ou partie des passages de l'échangeur 1 sont pourvus d'au moins une structure d'échange thermique 1 définissant, au sein des passages, des canaux 4 pour la circulation du fluide frigorigène ou du fluide calorigène et pouvant revêtir différentes formes.

[0041] Comme montré sur [Fig. 2], au moins un passage 17 formé entre deux plaques 2 adjacentes comprend une structure d'échange thermique 1 muni d'au moins une série d'aillettes 123 s'étendant parallèlement à la direction longitudinale z et se succédant suivant la direction latérale x qui est orthogonale à la direction longitudinale z et parallèle aux plaques 2. En fonctionnement, le fluide circulant dans le passage 17 est en relation d'échange de chaleur indirect via une plaque 2 qui forme une surface d'échange primaire. Les ailettes 123 forment des surfaces d'échange secondaires qui permettent d'intensifier les échanges de chaleur entre les fluides, ainsi que de rigidifier les passages de l'échange en jouant le rôle d'entretoises. Les structures d'échange 1 de l'échangeur sont liés par brasage aux plaques 2.

[0042] La structure 1 peut avoir une forme ondulée, comme montré sur [Fig. 2], et comprendre des jambes d'onde 123 reliées alternativement par des sommets d'onde 121 et des bases d'onde 122. Dans ce cas, on appelle « ailettes » les jambes d'onde qui relient les sommets et les bases successifs de l'onde.

[0043] La structure 1 peuvent aussi revêtir d'autres formes particulières définies selon les caractéristiques d'écoulement de fluide souhaitées. De manière plus générale, le terme « ailettes » couvre des lames ou autres surfaces secondaires d'échange thermique, qui s'étendent entre les surfaces primaires d'échange thermique, c'est-à-dire les plaques de l'échangeur, dans les passages de l'échangeur.

[0044] Dans le mode de réalisation selon [Fig. 2], les canaux 4 définis entre chaque paire d'aillettes 123 consécutives ont une section transversale de forme globale rectangulaire, les ailettes s'étendant globalement parallèlement à la direction longitudinale z et parallèlement à la direction d'empilement y. Il est aussi envisageable que les ailettes 123 forment un angle d'inclinaison avec la direction y. Notons que dans le cas de canaux formés entre les jambes d'onde d'une structure ondulée, les ailettes 123 forment des parois latérales des canaux, les parois supérieures des canaux étant formée par des sommets d'onde 121 ou une portion de plaque 2 selon la zone d'ondulation considérée et les parois inférieures des canaux étant formées par des bases d'onde 121 ou une portion de plaque 2 selon la zone d'ondulation considérée. Notons qu'en tant que structure d'échange thermique 1 du type produit ondulé, on pourra utiliser les différents types d'ondes mis en oeuvre habituellement dans les échangeurs du type à plaques et ailettes, à savoir les ondes droites, les ondes à décalage partiel (du type « serrated » en anglais), les ondes à vagues ou arêtes de hareng (du type « herringbone » en anglais), perforées ou non.

[0045] De préférence, la structure d'échange thermique 1 présente une hauteur h, correspondant sensiblement à la hauteur du passage dans lequel elle est agencée, comprise entre 3 et 10 mm. La structure d'échange thermique 1 peut avoir une épaisseur e comprise entre 0,2 et 0,6 mm. Les ailettes 123 se succèdent périodiquement avec un pas p entre deux ailettes successives. La densité d'aillettes n, i.e. In nombre d'aillettes par unité de longueur, exprimé par la relation $n=1/p$, peut être compris entre 150 et 1200 ailettes par mètre. Dans le cas d'une onde perforée, le taux de perforation de l'onde peut éventuellement être compris entre 1 et 10%.

[0046] Comme représenté schématiquement sur [Fig. 3], le phénomène de drainage du liquide 5 s'écoulant dans les canaux 4 des passages de vaporisation ou de condensation a lieu naturellement par capillarité. Le liquide 5 capté par capillarité dans les coins des canaux et s'écoule en ménisque. La capacité de drainage des coins est relativement grande car le rayon r des ménisques varie en puissance 1/4 du débit liquide.

[0047] Cependant, même si l'épaisseur de liquide est nettement plus importante dans les coins des canaux, il existe une épaisseur de film liquide sur les ailettes 123 qui limite le coefficient d'échange thermique de la structure 1. A droite, le canal 4 comprend relativement peu de liquide. Le liquide se situe principalement dans les coins par capillarité mais mouille toute la surface. Lorsque la quantité de liquide augmente, comme montré sur le canal 4 de gauche, l'épaisseur de liquide augmente, ce qui dégrade encore la capacité d'échange thermique de la structure 1.

[0048] Pour remédier à cela, on agence dans un ou plusieurs passages de l'échangeur selon l'invention au moins une structure d'échange 1 comprenant au moins une ailette 123 qui présente sur au moins une partie de sa surface une texturation de surface 23 sous la forme de stries agencées parallèlement à la direction longitudinale z.

[0049] Par le terme « stries », on entend des sillons, ou rainures, parallèles les uns aux autres qui marquent une surface. Etant entendu qu'une texturation de surface 23 selon l'invention peut aussi bien être réalisée dans les surfaces du matériau constitutif des structures d'échange qu'y être déposée, c'est-à-dire résulter d'un apport de matière supplémentaire sur les surfaces des structures. En particulier, les stries peuvent résulter d'un enlèvement de matière à la surface de la structure. Les stries peuvent être réalisés par usinage laser, par usinage mécanique et/ou par usinage chimique.

[0050] Les stries de la texturation 23 permettent de diminuer l'épaisseur du film liquide sur la surface de l'ailette 123, et par conséquent la résistance au transfert de chaleur. Les stries conduisent, en conséquence, à une augmentation de l'efficacité d'échange thermique de la structure. L'agencement des stries parallèlement à la direction longitudinale z, c'est-à-dire avec la même orientation que celle des canaux 4, facilite l'écoulement du liquide vers le bas de la structure d'échange 1. Ainsi les stries ne font pas obstacle à l'écoulement du fluide circulant dans les canaux 4 de la structure et assurent une fonction de guides de fluide. Les stries forment des creux, ou vallées, qui ont pour fonction de drainer le liquide par capillarité et de diminuer localement l'épaisseur de liquide sur les zones de l'ailette situées entre les stries, favorisant ainsi le transfert thermique au niveau de ces zones.

[0051] [Fig. 4] schématise une structure d'échange thermique 1 réalisée sous la forme d'un produit ondulé. Comme on le voit sur [Fig. 5], la texturation 23 striée peut être réalisée sur un produit plat 10 qui est mis en forme par la suite. La réalisation des stries est ainsi facilitée et leur agencement et dimensionnement sont contrôlés de façon plus précise. La texturation 23 est formée sur au moins une des deux faces 10a, 10b du produit plat. De préférence, la texturation est agencée sur les deux faces opposées 10a, 10b du produit plat, ce qui permet de maximiser la surface de parois des canaux 4 dont l'efficacité de transfert thermique est augmentée.

[0052] Avantagusement, les stries de la zone texturation 23 sont rectilignes et continues, c'est-à-dire formées de façon ininterrompue. Avantagusement, les ailettes 123 présente la texturation de surface 23 sur leur deux surfaces opposées 123a, 123b, de préférence sur la totalité ou la quasi-totalité desdites surfaces 123a, 123b. Ainsi, les ailettes 123 délimitent entre elles des canaux 4 dont les parois latérales, formées par les deux ailettes 123, présente des surfaces à performances d'échange thermique améliorées. Ce sont en effet ces zones des canaux 4 qui ont pour fonction principale d'assurer l'échange de chaleur, les parois supérieures et inférieures des canaux ayant pour fonction principale d'assurer l'écoulement du liquide parallèlement à la direction longitudinale z.

[0053] A noter que dans le cadre de la présente invention, la quasi-totalité d'une surface, d'une face ou d'un élément s'entend d'une portion représentant au moins 90%, de préférence au moins 95%, de préférence encore au moins 98% de la superficie de cette surface ou face ou de la superficie totale de cet élément.

[0054] Notons que de préférence, au moins une structure selon l'invention est agencée dans plusieurs passages, voire la totalité ou la quasi-totalité des passages de l'échangeur, dans les passages pour le fluide calorigène et/ou dans les passages pour le fluide frigorigène.

[0055] De préférences les stries s'étendent verticalement en fonctionnement.

[0056] De préférence, dans le cas d'un produit ondulé 1, les sommet d'ondes 121 et/ou les bases d'onde 122 présentent également deux surfaces opposées, l'une orientée du côté de la plaque 2 adjacente et l'autre du côté de l'intérieur du canal 4 délimité entre les deux ailettes 123 liées au sommet d'onde ou à la base d'onde selon le cas. Au moins la surface de base d'onde ou de sommet d'onde orientée vers la canal 4 présente une texturation 23. Ainsi, les ailettes ou jambes d'onde 123 délimitent entre elles un canal 4 dont le fond ou le sommet, formé par les surfaces d'une base d'onde ou d'un sommet d'onde présente des surfaces internes à transfert thermique amélioré. De préférence, les surfaces des bases d'onde et/ou des sommets d'onde présentent la texturation de surface 23 sur leur totalité ou quasi-totalité. Il est aussi possible que les surfaces de base d'onde ou de sommet d'onde orientée vers une plaque 2 adjacente présente une texturation 23. Cela facilite la préparation de la surface de la structure d'échange 1 puisqu'il n'est pas nécessaire de différencier des zones avec ou sans texturation.

[0057] Dans le cas de [Fig.4], la structure 1 est sous la forme d'une onde droite à une seule ondulation. Il est à noter que la structure 1 peut être sous la forme d'une onde à décalage partiel, c'est-à-dire comprenant une série d'ondulations qui se succèdent suivant la direction longitudinale z et sont agencées en décalage les unes par rapport aux autres dans la direction latérale x. Selon une possibilité, la longueur de serration, c'est-à-dire la longueur d'une ondulation mesurée parallèlement à la direction longitudinale z, peut être comprise entre 3 et 10 mm.

[0058] [Fig. 6] schématise un exemple de profil de texturation 23 en coupe transversale dans un plan orthogonal à la direction longitudinale z. La texturation est réalisée sur au moins une portion de surface du matériau constitutif de la structure d'échange 1.

[0059] De préférence, les stries de la texturation 23 sont agencées périodiquement avec une période L comprise entre 0,1 et 2 mm, de préférence comprise entre 0,4 et 1 mm. De préférence, la texturation de surface est telle que le rapport entre la hauteur h de l'ailette et la période L des stries est compris entre 5 et 20, de préférence entre 5 et 10. Plusieurs facteurs peuvent intervenir dans la détermination de la période L. Ladite période est notamment en adéquation avec la hauteur des ailettes ou jambes d'onde. Ladite période doit aussi assurer une bonne performance thermique : des stries trop espacées n'impactent qu'une portion de la surface d'échange, car l'effet de drainage du liquide ne s'étend que sur une certaine distance de part et d'autre de la strie, alors que des stries trop rapprochées ne drainent pas le liquide assez efficacement. Enfin, les stries doivent être fabricables et économiquement viables.

[0060] Les stries peuvent être agencées de sorte qu'une strie est séparée d'une strie adjacente par une crête et présentent une amplitude A, définie comme la distance maximale entre le fond d'une strie et le sommet d'une crête, mesurée orthogonalement à la surface de la structure 1, comprise entre 0,1 et 1 mm et préférentiellement entre 0.3 mm et 0.6 mm. Comme la période, l'amplitude préférentielle découle de différents facteurs : adéquation géométrique avec

la forme des structures d'échange considérées, la performance thermique et les contraintes de fabrication et de mise en forme des ondes. En outre, les inventeurs de la présente invention ont mis en évidence qu'il était avantageux, en termes de drainage du liquide, que les stries aient une amplitude du même ordre de grandeur que l'épaisseur du film de condensat se formant classiquement sur une structure d'échange thermique sans mise en oeuvre de l'invention.

Ainsi, selon les paramètres des structures et des fluides en relation d'échange, des épaisseurs de film allant notamment de 50 à 300 μm ont pu être observées. Réaliser des stries d'une amplitude du même ordre de grandeur ou supérieure permet d'assécher efficacement les sommets des stries.

[0061] Il est à noter que les valeurs de période et d'amplitude des stries valeurs s'entendent de valeurs moyennées sur la surface de texturation considérée, notamment sur la surface de l'ailette comprenant la texturation.

[0062] De préférence, la texturation de surface 23 est formée de sorte qu'elle présente une surface développée S_d supérieure à sa surface projetée S_p , avec $S_d = S_p \times (1 + G)$, G étant un gain d'augmentation compris entre 1 et 150 %, de préférence entre 20 et 75%. La surface projetée s'entend de la surface projetée dans un plan parallèle à ladite surface.

[0063] Avantageusement, la texturation de surface 23 est configurée de sorte que la structure d'échange thermique présente un coefficient d'échange thermique augmenté d'un facteur multiplicateur compris entre 2 et 7, de préférence entre 2 et 5, par rapport au coefficient d'échange thermique d'une structure identique exempte de texturation de surface 23. De préférence, une structure d'échange thermique 1 selon l'invention peut présenter un coefficient d'échange thermique compris entre 5 et 30 $\text{kW/m}^2/\text{K}$. Notons que par coefficient d'échange thermique, ou coefficient de transfert thermique, on entend un coefficient quantifiant le flux d'énergie traversant la structure d'échange thermique, par unité de surface, de volume ou de longueur et pour un écart de température donné.

[0064] On peut définir de la manière suivante le coefficient d'échange thermique (dans ce cas pour un transfert thermique surfacique) :

[Math 1]

$$h = \frac{\Delta Q}{A \cdot \Delta T \cdot \Delta t}$$

Avec :

- h : coefficient d'échange thermique, exprimé en watts par mètre carré-kelvin ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$),
- ΔQ : énergie transférée en joules (J),
- A : surface d'échange en mètres carrés (m^2),
- ΔT : différence de température entre la paroi considérée et le fluide en degrés Kelvins ou en degrés Celsius (K ou $^{\circ}\text{C}$),
- Δt : intervalle de temps en secondes (s).

[0065] Le coefficient de transfert thermique entre un fluide et une structure dépend de paramètres intrinsèques, c'est-à-dire propres à la structure d'échange elle-même, notamment la densité de l'onde formant la structure, l'épaisseur de l'onde, ainsi que de paramètres extrinsèques, c'est-à-dire propres au procédé mis en oeuvre, notamment débit des fluides et différence de température entre les fluides. La détermination du coefficient de transfert thermique se fait à l'aide du nombre de Nusselt (Nu) via la relation suivante :

[Math 2]

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k}$$

Avec :

- H : coefficient de transfert thermique,
- L_c : longueur caractéristique,
- K : conductivité thermique du fluide.

[0066] De nombreuses corrélations empiriques fournissent une équation pour calculer le nombre de Nusselt d'où il est possible d'extraire le coefficient de transfert thermique.

[0067] En particulier, le coefficient d'échange thermique d'une structure peut être déterminé, dans les cas de fluide monophasique liquide et gaz, par le nombre de Nusselt calculé à partir de la relation ci-dessous :

$$Nu = C_j Re Pr^{1/3}$$

Avec :

- Nu : Nombre de Nusselt
- C_j : Facteur de Colburn
- Re : Nombre de Reynolds
- Pr : Nombre de Prandtl

[0068] S'agissant du cas diphasique liquide-gaz, le coefficient d'échange thermique peut être déterminé à l'aide de méthodes de corrélations connues en soi.

[0069] Dans le cadre de l'invention, les coefficients d'échange thermique de la structure d'échange thermique avec et sans texturation 23 sont comparés à méthode de mesure ou de détermination théorique identiques ou quasi-identiques, les conditions propres au procédé d'échange (i. e. paramètres extrinsèques) étant identiques ou quasi-identiques.

Exemples

[0070] Afin de démontrer l'augmentation du transfert thermique obtenu grâce à une structure d'échange thermique à texturation selon l'invention, on a réalisé une texturation 23 sur une plaque initialement plane et relativement lisse, la surface de la plaque présentant une rugosité arithmétique de 8 µm, d'une longueur de 200 mm et d'une largeur de 100 mm. Les stries étaient formées à l'aide d'un outil mécanique. Les stries présentaient une période moyenne de 1 mm et une amplitude moyenne A de 280 µm (surface dénommée C). La structure présentait une surface développée augmentée de 25% par rapport à sa surface projetée.

[0071] La structure a été testée en condensation dans un passage où était introduit de l'azote gazeux à la pression atmosphérique (fluide chaud se condensant) en échange de chaleur indirect avec de l'azote liquide à une pression inférieure circulant dans un passage adjacent (fluide froid en ébullition). La pression de l'azote liquide « froid » était contrôlée afin de faire varier sa température d'ébullition, et donc l'écart de température entre fluides (l'azote gazeux « chaud » se condensant à sa température de condensation à la pression atmosphérique).

[0072] Le flux de chaleur surfacique était mesuré à l'aide de deux techniques indépendantes, et dont les résultats sont identiques à 10% près. La première technique, locale, consistait à mesurer le gradient de température transverse établi dans la plaque séparant les deux fluides pour en déduire le flux de chaleur surfacique (connaissant la conductivité du matériau). La mesure était réalisée à différentes positions, le flux surfacique moyen étant calculé à partir de ces différentes mesures. La seconde technique, globale, consistait à mesurer le débit d'azote condensé. Pour ce faire, les condensats s'écoulant sur la plaque testée étaient recueillis, pendant un temps déterminé, dans un récipient gradué en volume afin d'en déterminer le débit volumique, et donc le flux thermique servant à la condensation (en supposant des pertes thermiques négligeables).

[0073] Dans cette expérience, ce ne sont pas uniquement les températures des fluides qui sont mesurées, mais également la température de la paroi qui sépare les deux fluides. Cela permet de déterminer, à partir du flux thermique, le coefficient d'échange thermique en condensation indépendamment du coefficient d'échange thermique en ébullition et de la résistance thermique de la paroi. C'est essentiel pour jauger de l'efficacité des textures proposées. En l'absence de ces mesures de températures intermédiaires, seul un coefficient d'échange thermique global, incluant ces différents éléments en série, est accessible. Sur la figure, c'est donc bien le coefficient d'échange thermique en condensation qui est représenté. Il est tracé en fonction de l'écart de température correspondant, noté ΔT, qui est la différence de température entre la surface de la paroi séparant les fluides, côté condensation, et la température de rosée de l'azote gazeux à la pression atmosphérique. Etant entendu qu'il s'agit d'un coefficient d'échange thermique moyen.

[0074] [Fig. 7] montre un comparatif des coefficients d'échange thermique obtenus avec la structure d'échange à stries selon l'invention et d'autres structures d'échange sans strie, toutes caractéristiques intrinsèques étant identiques par ailleurs. La surface dénommée A est une surface plane dite brute, avec une rugosité arithmétique de 8 micromètres. Cette surface représente l'état de l'art actuel, étant constitué d'un matériau utilisé typiquement pour la fabrication des échangeurs de chaleur à plaque et ailette brasés, typiquement de l'aluminium ou un alliage d'aluminium. La surface C est la surface striée selon l'invention décrite plus haut. On observe que la performance, en terme de coefficient d'échange thermique, est environ trois fois supérieure à celle de la surface A. La courbe B est illustrative : la surface B présente les mêmes données que la surface A, mais multipliées par un coefficient égal à l'accroissement de surface développée généré par les stries de la surface C. La comparaison des résultats obtenus avec la surface C et la surface B démontre que l'accroissement de performance n'est pas uniquement dû à l'accroissement de surface développée mais surtout à la réalisation des stries parallèlement à la direction longitudinale, canalisant efficacement le liquide.

Revendications

1. Echangeur de chaleur du type à plaques et ailettes pour mettre en relation d'échange thermique au moins un fluide frigorigène et un fluide calorigène, ledit échangeur comprenant une pluralité de plaques agencées parallèlement entre elles et à une direction longitudinale (z) de façon à définir entre lesdites plaques (2) une pluralité de passages (17, 18), au moins un passage (17, 18) étant formé entre deux plaques (2) adjacentes et comprenant au moins une structure d'échange thermique (1) munie d'au moins une série d'ailettes (123), lesdites ailettes (123) s'étendant parallèlement à la direction longitudinale (z) et se succédant suivant une direction latérale (x) qui est orthogonale à la direction longitudinale (z) et parallèle aux plaques (2), de sorte que les ailettes (123) définissent au sein du passage (17, 18) des canaux (4) adaptés pour l'écoulement du fluide frigorigène ou du fluide calorigène parallèlement à la direction longitudinale (z), au moins une ailette (123) présentant sur au moins une partie de sa surface une texturation de surface (23) sous la forme de stries agencées parallèlement à la direction longitudinale (z), **caractérisé en ce que** les stries sont agencées périodiquement avec une période comprise entre 0,1 et 2 mm, la texturation de surface (23) étant telle que le rapport entre la hauteur des ailettes et la période des stries est compris entre 5 et 20, la hauteur des ailettes étant mesurée orthogonalement aux plaques (2).
2. Echangeur selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** les stries sont agencées périodiquement avec une période comprise entre 0,4 et 1 mm.
3. Echangeur selon la revendication 2, **caractérisé en ce que** la texturation de surface (23) est telle que le rapport entre la hauteur des ailettes et la période des stries est compris entre 5 et 10.
4. Echangeur selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** les stries sont rectilignes et continues.
5. Echangeur selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** les stries sont agencées de sorte qu'une strie est séparée d'une strie adjacente par une crête et présentent une amplitude, définie comme la distance maximale entre le fond d'une strie et le sommet d'une crête mesurée orthogonalement à la surface de l'ailette (123), comprise entre 0,1 et 1 mm, de préférence entre 0,3 et 0,6 mm.
6. Echangeur selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** la texturation de surface (23) est formée de sorte qu'elle présente une surface développée (S_d) supérieure à sa surface projetée (S_p), avec $S_d = S_p \times (1 + G)$, G étant un gain d'augmentation compris entre 1 et 150 %, de préférence entre 20 et 75%.
7. Echangeur selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** ladite au moins une ailette présente une première surface (123a) et une deuxième surface (123b) opposées, chacune formant une paroi latérale d'un canal (4) respectif, l'une et/ou l'autre desdites première et deuxième surface présentant une texturation de surface (23) sur sa totalité ou sa quasi-totalité.
8. Echangeur selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** la structure d'échange thermique (1) est sous la forme d'un produit ondulé comprenant au moins une ondulation avec des sommets d'onde (121) et des bases d'onde (122) disposés contre les plaques (2) et reliés alternativement par des ailettes (123), lesdites ailettes formant ainsi des jambes d'onde et la direction latérale (x) définissant une direction d'ondulation de la structure d'échange thermique (1).
9. Echangeur selon la revendication 8, **caractérisé en ce que** lesdits sommets d'onde (121) et/ou lesdites bases d'onde (122) présente une texturation de surface (23) sur au moins une partie de leur surface.
10. Echangeur selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** la texturation de surface est appliquée de façon ininterrompue sur la structure d'échange thermique (1).
11. Echangeur selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce qu'il** comprend un collecteur d'entrée configuré pour distribuer le fluide frigorigène ou le fluide calorigène dans des passages (17, 18) et un collecteur de sortie configuré pour évacuer le fluide frigorigène ou le fluide calorigène des passages (17, 18), le collecteur d'entrée étant agencé à un niveau supérieur au niveau du collecteur de sortie en suivant la direction longitudinale (z), de sorte que le fluide frigorigène ou le fluide calorigène s'écoule dans les passages (17, 18) dans un sens descendant opposé au sens de la direction longitudinale (z).
12. installation de séparation d'air par distillation, **caractérisée en ce qu'elle** comprend au moins un échangeur de

chaleur selon l'une des revendications précédentes et **en ce que** l'installation comprend des moyens d'alimentation pour distribuer dans des passages de l'échangeur de l'oxygène liquide en tant que fluide frigorigène et de l'azote gazeux en tant que fluide calorigène.

- 5 **13.** Structure d'échange thermique pour échangeur de chaleur du type à plaques et ailettes selon l'une des revendications 1 à 11 ou pour une installation selon la revendication 12, ladite structure étant sous la forme d'un produit ondulé comprenant une succession d'ailettes (123) reliées alternativement par des sommets d'onde (121) et des bases d'onde (122), **caractérisé en ce que** ledit produit ondulé (10) est formé à partir d'un produit plat (10) comprenant deux faces opposées (10a, 10b) et au moins une texturation de surface (23) sous la forme d'une structure poreuse ou de reliefs formés sur une surface du produit plat, l'une au moins desdites faces opposées présentant sur sa totalité ou sa quasi-totalité ladite texturation de surface (23), lesdites ailettes (123) s'étendant parallèlement à une direction longitudinale (z) et se succédant suivant une direction latérale (x) qui est orthogonale à la direction longitudinale (z), au moins une ailette (123) présentant sur au moins une partie de sa surface une texturation de surface (23) sous la forme de stries agencées parallèlement à la direction longitudinale (z), ladite texturation de surface (23) étant sous la forme de stries agencées parallèlement à la direction longitudinale (z), les stries sont agencées périodiquement avec une période comprise entre 0,1 et 2 mm, la texturation de surface (23) étant telle que le rapport entre la hauteur des ailettes et la période des stries est compris entre 5 et 20, la hauteur des ailettes étant mesurée orthogonalement à la direction longitudinale (z) et orthogonalement à la direction latérale (x).

Patentansprüche

1. Wärmetauscher vom Typ eines Platten- und Rippenwärmetauschers zum Bringen mindestens eines Kältemittels und eines kalorigen Fluids in eine Wärmeaustauschbeziehung, wobei der Wärmetauscher mehrere Platten umfasst, die parallel zueinander und zu einer Längsrichtung (z) angeordnet sind, so dass zwischen den Platten (2) mehrere Durchlässe (17, 18) definiert werden, wobei mindestens ein Durchlass (17, 18) zwischen zwei benachbarten Platten (2) gebildet wird und mindestens eine Wärmeaustauschstruktur (1) umfasst, die mit mindestens einer Reihe von Rippen (123) versehen ist, wobei sich die Rippen (123) parallel zur Längsrichtung (z) erstrecken und in einer seitlichen Richtung (x) aufeinander folgen, die orthogonal zur Längsrichtung (z) und parallel zu den Platten (2) ist, so dass die Rippen (123) im Inneren des Durchlasses (17, 18) Kanäle (4) definieren, die für das Fließen des Kältemittels oder des kalorigen Fluids parallel zur Längsrichtung (z) eingerichtet sind, wobei mindestens eine Rippe (123) auf wenigstens einem Teil ihrer Oberfläche eine Oberflächentexturierung (23) in Form von Riefen aufweist, die parallel zur Längsrichtung (z) angeordnet sind, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Riefen periodisch mit einer Periode zwischen 0,1 und 2 mm angeordnet sind, wobei die Oberflächentexturierung (23) so beschaffen ist, dass das Verhältnis zwischen der Höhe der Rippen und der Periode der Riefen zwischen 5 und 20 beträgt, wobei die Höhe der Rippen orthogonal zu den Platten (2) gemessen wird.
2. Wärmetauscher nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Riefen periodisch mit einer Periode zwischen 0,4 und 1 mm angeordnet sind.
3. Wärmetauscher nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Oberflächentexturierung (23) so beschaffen ist, dass das Verhältnis zwischen der Höhe der Rippen und der Periode der Riefen zwischen 5 und 10 beträgt.
4. Wärmetauscher nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Riefen gerade und durchgehend sind.
5. Wärmetauscher nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Riefen so angeordnet sind, dass eine Riefe von einer benachbarten Riefe durch einen Grat getrennt ist, und eine Amplitude aufweisen, definiert als der orthogonal zur Oberfläche der Rippe (123) gemessene maximale Abstand zwischen dem Boden einer Riefe und dem Scheitel eines Grats, die zwischen 0,1 und 1 mm beträgt, vorzugsweise zwischen 0,3 und 0,6 mm.
6. Wärmetauscher nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Oberflächentexturierung (23) derart ausgebildet ist, dass sie eine abgewinkelte Fläche (S_d) aufweist, die größer als ihre projizierte Fläche (S_p) ist, mit $S_d = S_p \times (1 + G)$, wobei G ein Vergrößerungsgrad ist, der zwischen 1 und 150 % beträgt, vorzugsweise zwischen 20 und 75%.

7. Wärmetauscher nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die mindestens eine Rippe eine erste Fläche (123a) und eine zweite Fläche (123b), die einander gegenüberliegen, aufweist, wobei jede eine Seitenwand eines jeweiligen Kanals (4) bildet, wobei die eine und/oder die andere von der ersten und zweiten Fläche auf ihrer Gesamtheit oder nahezu auf ihrer Gesamtheit eine Oberflächentexturierung (23) aufweisen.
8. Wärmetauscher nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Wärmeaustauschstruktur (1) in der Form eines gewellten Produkts vorliegt, das mindestens eine Wellung mit Wellenscheiteln (121) und Wellentälern (122) umfasst, die an den Platten (2) anliegend angeordnet und abwechselnd durch Rippen (123) verbunden sind, wobei die Rippen somit Wellenflanken bilden und die seitliche Richtung (x) eine Wellungsrichtung der Wärmeaustauschstruktur (1) definiert.
9. Wärmetauscher nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Wellenscheitel (121) und/oder die Wellentäler (122) auf wenigstens einem Teil ihrer Oberfläche eine Oberflächentexturierung (23) aufweisen.
10. Wärmetauscher nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Oberflächentexturierung ununterbrochen auf der Wärmeaustauschstruktur (1) angebracht ist.
11. Wärmetauscher nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** er einen Eintrittssammler umfasst, der dafür ausgelegt ist, das Kältemittel oder das kalorigene Fluid in Durchlässen (17, 18) zu verteilen, und einen Austrittssammler, der dafür ausgelegt ist, das Kältemittel oder das kalorigene Fluid aus den Durchlässen (17, 18) abzuleiten, wobei der Eintrittssammler in der Längsrichtung (z) auf einer größeren Höhe als der Austrittssammler angeordnet ist, so dass das Kältemittel oder das kalorigene Fluid in den Durchlässen (17, 18) in einer Abwärtsrichtung fließt, die zum Richtungssinn der Längsrichtung (z) entgegengesetzt ist.
12. Anlage zur Trennung von Luft durch Destillation, **dadurch gekennzeichnet, dass** sie mindestens einen Wärmetauscher nach einem der vorhergehenden Ansprüche umfasst, und dadurch, dass die Anlage Zuführungsmittel umfasst, um in Durchlässen des Wärmetauschers flüssigen Sauerstoff als Kältemittel und gasförmigen Stickstoff als kalorigenes Fluid zu verteilen.
13. Wärmeaustauschstruktur für einen Wärmetauscher vom Typ eines Platten- und Rippenwärmetauschers nach einem der Ansprüche 1 bis 11 oder für eine Anlage nach Anspruch 12, wobei die Struktur in der Form eines gewellten Produkts vorliegt, das eine Folge von Rippen (123) umfasst, die abwechselnd durch Wellenscheitel (121) und Wellentäler (122) verbunden sind, **dadurch gekennzeichnet, dass** das gewellte Produkt (10) aus einem flachen Produkt (10) geformt ist, das zwei gegenüberliegende Seiten (10a, 10b) und mindestens eine Oberflächentexturierung (23) in der Form einer porösen Struktur oder von Reliefs, die auf einer Fläche des flachen Produkts ausgebildet sind, umfasst, wobei mindestens eine der gegenüberliegenden Seiten auf ihrer Gesamtheit oder nahezu auf ihrer Gesamtheit die Oberflächentexturierung (23) aufweist, wobei sich die Rippen (123) parallel zu einer Längsrichtung (z) erstrecken und in einer seitlichen Richtung (x) aufeinander folgen, die orthogonal zur Längsrichtung (z) ist, wobei mindestens eine Rippe (123) auf wenigstens einem Teil ihrer Oberfläche eine Oberflächentexturierung (23) in Form von Riefen aufweist, die parallel zur Längsrichtung (z) angeordnet sind, wobei die Oberflächentexturierung (23) in Form von Riefen vorliegt, die parallel zur Längsrichtung (z) angeordnet sind, wobei die Riefen periodisch mit einer Periode zwischen 0,1 und 2 mm angeordnet sind, wobei die Oberflächentexturierung (23) so beschaffen ist, dass das Verhältnis zwischen der Höhe der Rippen und der Periode der Riefen zwischen 5 und 20 beträgt, wobei die Höhe der Rippen orthogonal zur Längsrichtung (z) und orthogonal zur seitlichen Richtung (x) gemessen wird.

Claims

1. Heat exchanger of the plate and fin type for bringing into a heat exchange relationship at least one refrigerant fluid and one calorigenic fluid, said heat exchanger comprising a plurality of plates arranged parallel to one another and to a longitudinal direction (z) so as to define a plurality of passages (17, 18) between said plates (2), at least one passage (17, 18) being formed between two adjacent plates (2) and comprising at least one heat exchange structure (1) equipped with at least one series of fins (123), said fins (123) extending parallel to the longitudinal direction (z) and following one another in a lateral direction (x) which is orthogonal to the longitudinal direction (z) and parallel to the plates (2), such that the fins (123), within the passage (17, 18), define channels (4) suitable for the flow of the refrigerant fluid or the calorigenic fluid parallel to the longitudinal direction (z), at least one fin (123) having, over at least part of its surface, a surface texturing (23) in the form of striations arranged parallel to the longitudinal direction (z),

characterized in that the striations are arranged periodically with a period of between 0.1 and 2 mm, the surface texturing (23) being such that the ratio between the height of the fins and the period of the striations is between 5 and 20, the height of the fins being measured orthogonally to the plates (2).

2. Heat exchanger according to Claim 1, **characterized in that** the striations are arranged periodically with a period of between 0.4 and 1 mm.
3. Heat exchanger according to Claim 2, **characterized in that** the surface texturing (23) is such that the ratio between the height of the fins and the period of the striations is between 5 and 10.
4. Heat exchanger according to one of the preceding claims, **characterized in that** the striations are rectilinear and continuous.
5. Heat exchanger according to one of the preceding claims, **characterized in that** the striations are arranged such that a striation is separated from an adjacent striation by a crest and has an amplitude, defined as the maximum distance between the bottom of a striation and the peak of a crest, measured orthogonally to the surface of the fin (123), of between 0.1 and 1 mm, preferably between 0.3 and 0.6 mm.
6. Heat exchanger according to one of the preceding claims, **characterized in that** the surface texturing (23) is formed such that it has a developed surface area (S_d) greater than its projected surface area (S_p), with $S_d = S_p \times (1 + G)$, G being an augmentation gain of between 1% and 150%, preferably between 20% and 75%.
7. Heat exchanger according to one of the preceding claims, **characterized in that** said at least one fin has a first surface (123a) and a second surface (123b) that are opposite to one another, each forming a lateral wall of a respective channel (4), the one and/or the other of said first and second surfaces having a surface texturing (23) over all or virtually all of it.
8. Heat exchanger according to one of the preceding claims, **characterized in that** the heat exchange structure (1) is in the form of a corrugated product comprising at least one corrugation with corrugation peaks (121) and corrugation troughs (122) disposed between the plates (2) and connected in alternation by fins (123), said fins thus forming corrugation legs and the lateral direction (x) defining a corrugation direction of the heat exchange structure (1).
9. Heat exchanger according to Claim 8, **characterized in that** said corrugation peaks (121) and/or said corrugation troughs (122) have a surface texturing (23) over at least part of their surface.
10. Heat exchanger according to one of the preceding claims, **characterized in that** the surface texturing is applied uninterrupted to the heat exchange structure (1).
11. Heat exchanger according to one of the preceding claims, **characterized in that** it comprises an inlet manifold configured to distribute the refrigerant fluid or the calorigenic fluid into passages (17, 18) and an outlet manifold configured to discharge the refrigerant fluid or the calorigenic fluid from the passages (17, 18), the inlet manifold being arranged higher up than the outlet manifold in the longitudinal direction (z), such that the refrigerant fluid or the calorigenic fluid flows in the passages (17, 18) in an opposite falling direction in the sense of the longitudinal direction (z).
12. Air separation installation separating air by distillation, **characterized in that** it comprises at least one heat exchanger according to one of the preceding claims, and **in that** the installation comprises feed means for distributing liquid oxygen, as refrigerant fluid, and gaseous nitrogen, as calorigenic fluid, into the passages of the heat exchanger.
13. Heat exchange structure for a heat exchanger of the plate and fin type according to one of Claims 1 to 11 or for an installation according to Claim 12, said structure being in the form of a corrugated product comprising a succession of fins (123) alternately connected by corrugation peaks (121) and corrugation troughs (122), **characterized in that** said corrugated product (10) is formed from a flat product (10) comprising two opposite faces (10a, 10b) and at least one surface texturing (23) in the form of a porous structure or reliefs formed on one surface of the flat product, at least one of said opposite faces having said surface texturing (23) all over or virtually all over, said fins (123) extending parallel to a longitudinal direction (z) and following one another in a lateral direction (x) which is orthogonal to the longitudinal direction (z), at least one fin (123) having, over at least part of its surface, a surface texturing (23) in the form of striations arranged parallel to the longitudinal direction (z), said surface texturing (23) being in the form of

EP 4 155 647 B1

striations arranged parallel to the longitudinal direction (z), the striations are arranged periodically with a period of between 0.1 and 2 mm, the surface texturing (23) being such that the ratio between the height of the fins and the period of the striations is between 5 and 20, the height of the fins being measured orthogonally to the longitudinal direction (z) and orthogonally to the lateral direction (x).

5

10

15

20

25

30

35

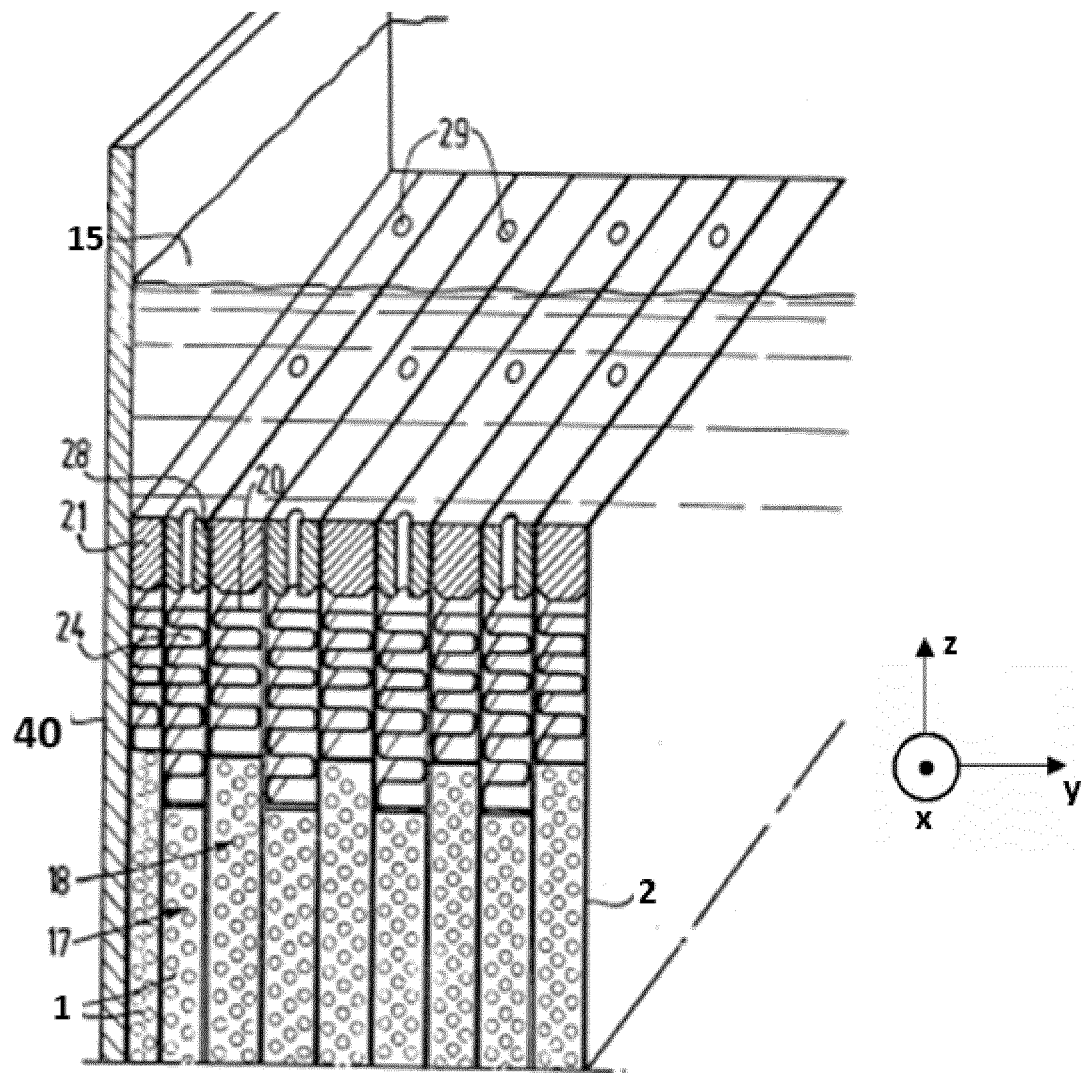
40

45

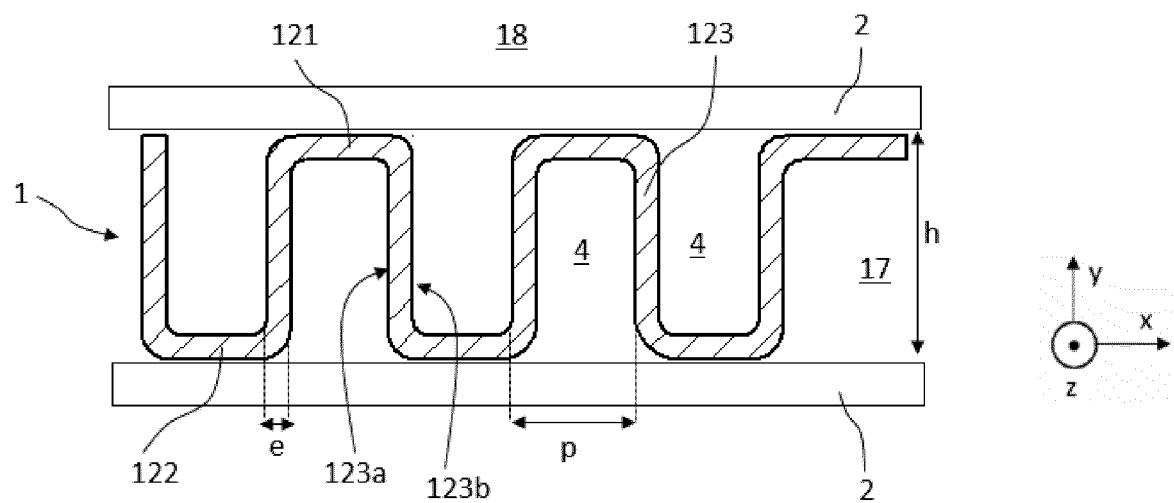
50

55

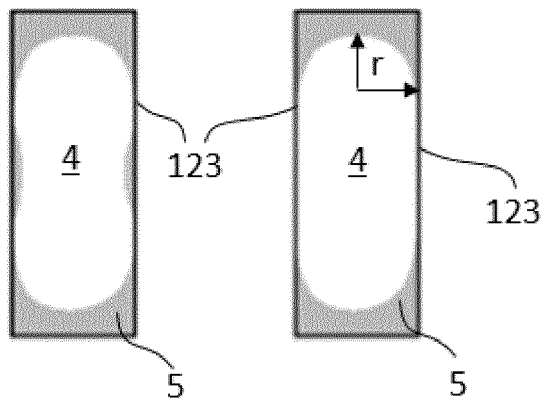
[Fig. 1]



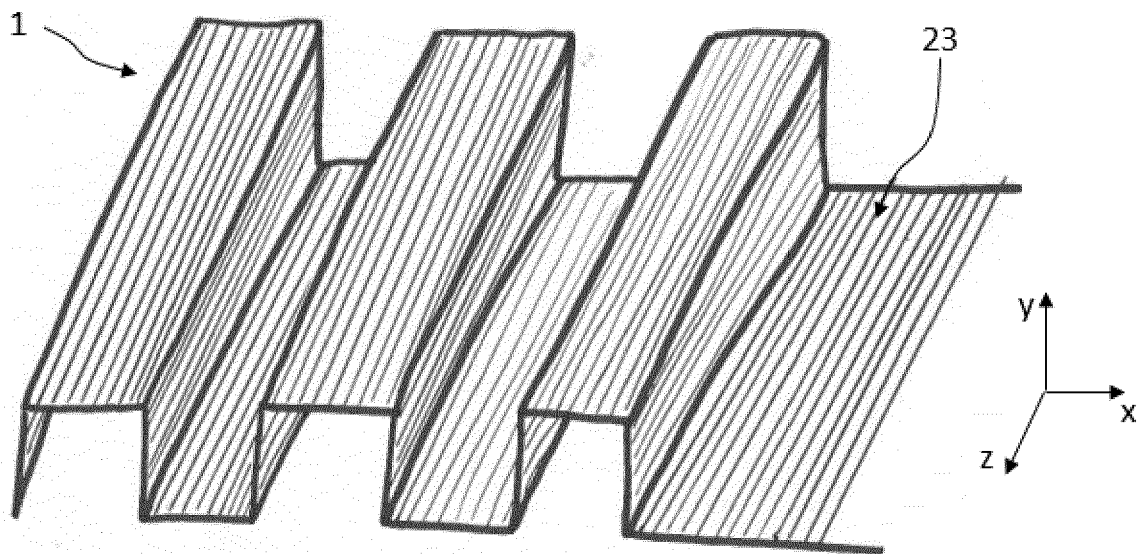
[Fig. 2]



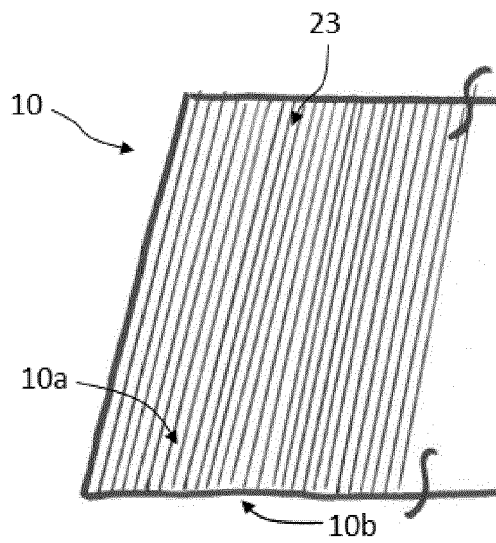
[Fig. 3]



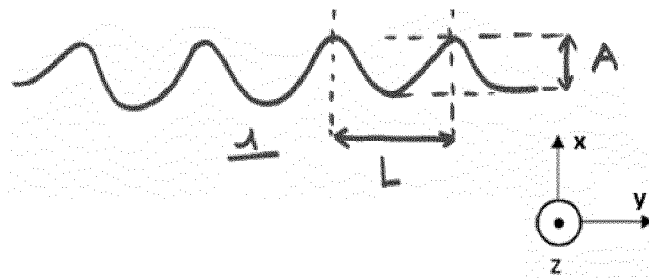
[Fig. 4]



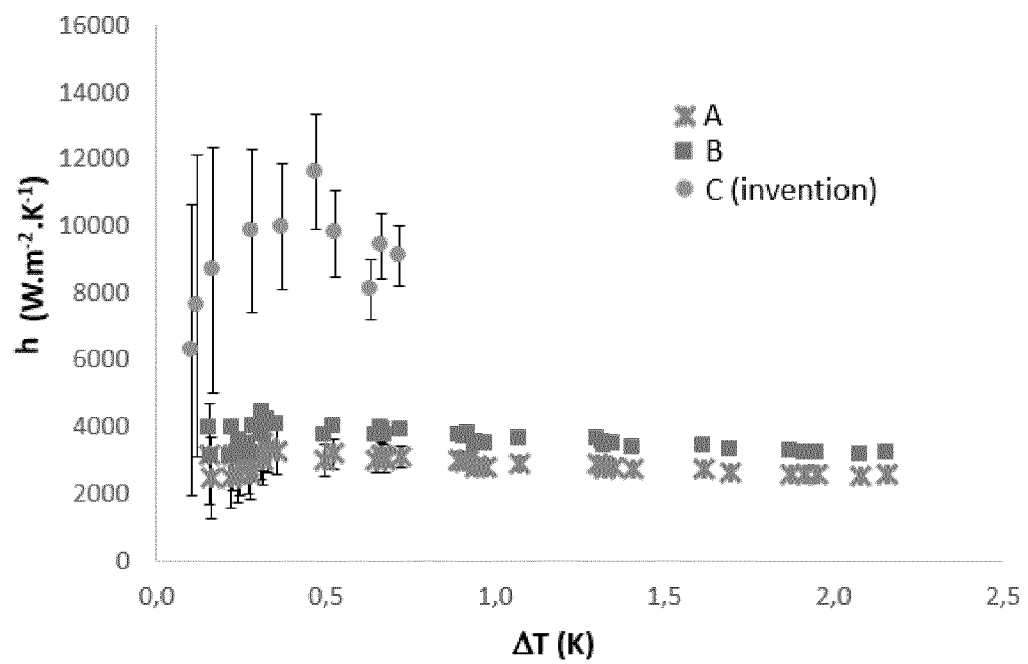
[Fig. 5]



[Fig. 6]



[Fig. 7]



RÉFÉRENCES CITÉES DANS LA DESCRIPTION

Cette liste de références citées par le demandeur vise uniquement à aider le lecteur et ne fait pas partie du document de brevet européen. Même si le plus grand soin a été accordé à sa conception, des erreurs ou des omissions ne peuvent être exclues et l'OEB décline toute responsabilité à cet égard.

Documents brevets cités dans la description

- EP 1748270 A1 [0002]
- FR 2834783 A [0013]