



⑫ **FASCICULE DE BREVET EUROPEEN**

④⑤ Date de publication du fascicule du brevet :  
**24.11.93 Bulletin 93/47**

⑤① Int. Cl.<sup>5</sup> : **F25B 39/04, F28D 1/03**

②① Numéro de dépôt : **90914931.2**

②② Date de dépôt : **03.10.90**

⑧⑥ Numéro de dépôt international :  
**PCT/FR90/00702**

⑧⑦ Numéro de publication internationale :  
**WO 91/05211 18.04.91 Gazette 91/09**

⑤④ **CONDENSEUR POUR AUTOMOBILE.**

③⑩ Priorité : **04.10.89 US 417049**

④③ Date de publication de la demande :  
**25.09.91 Bulletin 91/39**

④⑤ Mention de la délivrance du brevet :  
**24.11.93 Bulletin 93/47**

⑧④ Etats contractants désignés :  
**DE FR SE**

⑤⑥ Documents cités :  
**EP-A- 206 836**  
**US-A- 4 470 455**  
**US-A- 4 696 342**

⑦③ Titulaire : **VALEO THERMIQUE MOTEUR**  
**8, rue Louis-Lormand La Verrière**  
**F-78320 Le Mesnil-Saint-Denis (FR)**  
Titulaire : **VALEO ENGINE COOLING, INC.**  
**1111 Allen Street**  
**Jamestown, New York 14701 (US)**

⑦② Inventeur : **BEATENBOUGH, Paul, K.**  
**4909 Salt Works Road**  
**Medina, NY 14103 (US)**

⑦④ Mandataire : **Lemaire, Marc**  
**Valeo Management Services, Service**  
**Propriété Industrielle, "Le Triangle", 15, rue**  
**des Rosiers**  
**F-93585 Saint-Ouen Cédex (FR)**

**EP 0 447 528 B1**

Il est rappelé que : Dans un délai de neuf mois à compter de la date de publication de la mention de la délivrance du brevet européen toute personne peut faire opposition au brevet européen délivré, auprès de l'Office européen des brevets. L'opposition doit être formée par écrit et motivée. Elle n'est réputée formée qu'après paiement de la taxe d'opposition (Art. 99(1) Convention sur le brevet européen).

## Description

L'invention est relative à un condenseur pour véhicule automobile et une méthode pour sa réalisation, ce condenseur ayant une application particulière dans des utilisations où la résistance à des hautes pressions internes d'un fluide est nécessaire.

Il est connu, par le document US-A-4 696 342, un échangeur de chaleur comprenant des structures d'échange thermique comportant des première et secondes plaques opposées réunies le long de leurs bords longitudinaux pour définir un passage s'étendant dans une direction longitudinale.

Cependant, l'usage général d'échangeurs de chaleur dans l'industrie automobile, associé au besoin continu de disposer d'appareils plus légers et plus efficaces, a entraîné le développement d'une multiplicité de nouveaux produits et de nouvelles configurations dans la fabrication de condenseurs utilisés dans des systèmes de climatisation de véhicule automobile.

Initialement, les échangeurs de chaleur encore utilisés, tels que des condenseurs pour des systèmes de climatisation de véhicule automobile comprennent habituellement un tube configuré en forme de serpent continu à l'intérieur duquel peuvent s'écouler des fluides sous formes gazeuses et/ou liquides.

Des ailettes planes ou ondulées, mises en contact avec le tube en forme de serpent, procurent une augmentation des surfaces d'échange thermique.

Un moyen de refroidissement, tel que l'air ambiant, passe sur les tubes et ailettes en permettant l'échange thermique du fluide très chaud dans le tube vers le moyen de refroidissement.

Pour permettre un assemblage commode, les tubes continus sont fabriqués à partir d'éléments en forme de U pour permettre l'insertion à travers les ailettes et, après assemblage, les éléments sont reliés les uns aux autres par des crosses en forme de U de manière à constituer un tube en forme de serpent continu.

De manière connue, les condenseurs comprennent des boîtes collectrices espacées et parallèles l'une à l'autre, lesdites boîtes étant connectées l'une avec l'autre par une multiplicité de tubes d'échange de chaleur parallèles de façon à autoriser la circulation du fluide, tel qu'un fluide sous forme gazeuse et/ou liquide entre les boîtes collectrices.

La multiplicité de tubes sont de configuration circulaire ou rectangulaire et ont des ailettes de formes plates ou ondulées disposées à travers ou entre les tubes de manière à augmenter l'efficacité d'échange de chaleur des tubes d'échange thermique.

Le dispositif est formé, de manière connue, en insérant la multiplicité de tubes dans des trous prévus sur les boîtes collectrices, en plaçant des ailettes ondulées entre les tubes et en soudant ou brasant les tu-

bes aux boîtes collectrices et les ailettes aux tubes.

Lors du fonctionnement de ce condenseur, le gaz réfrigérant parcourt les tubes d'échange thermique et est refroidi ou condensé substantiellement en un liquide par le flux d'air de refroidissement balayant les tubes.

La direction du courant réfrigérant et du flux de l'air de refroidissement sont généralement perpendiculaires l'un à l'autre.

La dimension longitudinale d'un des bords du tube perpendiculaire au courant d'air est le bord d'attaque en contact avec le flux d'air et la largeur de ce bord d'attaque est généralement considérée comme la dimension transversale du tube d'échangeur thermique.

La dimension transversale d'un tube est ainsi la largeur moyenne du tube.

De ce fait, un tube rond a une dimension transversale égale à son diamètre et un tube rectangulaire a une dimension transversale égale à la largeur de son bord d'attaque.

Il a été reconnu que les tubes d'échange thermique de forme cylindrique peuvent diminuer les efficacités nécessaires dans plusieurs applications modernes dans l'automobile.

En particulier, la largeur du bord d'attaque représente une obstruction aux flux d'air et il est généralement souhaité de minimiser cette obstruction.

Quoique la configuration de forme circulaire est particulièrement adaptée à résister aux hautes pressions internes du fluide des systèmes de condenseur de véhicule automobile, des problèmes significatifs, lors de l'assemblage, ont été rencontrés en formant des condenseurs pour automobile à partir de tubes d'échange thermique circulaires et de petites dimensions de moins de 5,08mm (0,2 inches).

Ainsi, les plus petits tubes ronds utilisés dans le commerce ont un diamètre plus grand que 5,08mm (0,2 inches) en créant une barrière entraînant la formation de dimension transversale de moins de 5,08mm (0,2 inches).

Dans le but de réduire la largeur du bord d'attaque, par exemple en réduisant la dimension transversale, des tubes d'échange de chaleur sensiblement rectangulaires ont été proposés et ont trouvé un degré d'acceptation dans l'industrie grâce aux différentes configurations rectangulaires variables.

De telles configurations permettent une dimension transversale plus petite que les tubes ronds, cependant il était désirable de minimiser encore l'obstruction du flux d'air pour l'efficacité totale du condenseur.

US-A-4 615 385, bien que concernant particulièrement une construction de boîte collectrice, décrit un tube d'échange thermique de forme rectangulaire avec une pluralité de tubes connectés en parallèle entre les boîtes collectrices.

De ce fait, le tube est décrit comme étant plat de

telle manière que la plus petite dimension du rectangle inclut une surface circulaire qui est disposée dans le dispositif en comprenant la dimension transversale.

US-A-4 688 311 décrit un procédé pour fabriquer un tube d'échange thermique de forme rectangulaire qui peut être efficace en résistant aux hautes pressions internes du fluide d'un système de climatisation d'automobile.

De ce fait, un tube rectangulaire comprenant la configuration circulaire de la dimension transversale de l'US-A-4 615 385 est relié de manière interne avec un insert en forme d'ailette ondulée qui est fixé avec l'intérieur du tube le long de sa dimension longitudinale.

Les ailettes internes servent d'entretoises de tension pour aider à la résistance aux pressions internes des fluides.

De tels tubes demandent l'utilisation de matériaux additifs lors de leur élaboration et il est peu aisé de les fabriquer à cause des difficultés d'insertion des ailettes à l'intérieur du tube.

Un des objets de l'invention est de disposer des structures d'échange thermique ayant des résistances efficaces aux flux d'air dans leurs dimensions transversales.

Un autre objet de l'invention est de prévoir des structures d'échange thermique ayant des résistances aux pressions internes des fluides.

Un autre objet de l'invention est de prévoir un condenseur automobile ayant une résistance aux pressions internes des fluides.

C'est encore un autre objet de l'invention de prévoir un procédé de fabrication d'une structure d'échange thermique ayant une résistance aux flux d'air efficace et une résistance aux pressions internes des fluides.

Ceci et d'autres objets de l'invention sont décrits dans la suite de la description.

L'invention concerne un condenseur pour automobile comprenant des structures d'échange thermique creuses allongées généralement rectangulaires s'étendant entre des boîtes collectrices, lesdites structures creuses comprenant des première et deuxième plaques allongées opposées réunies le long de leurs bords longitudinaux allongés pour définir un passage s'étendant dans une direction longitudinale, lesdites plaques opposées ondulées dans une structure transversale pour définir des creux et des bosses généralement parallèles inclinés obliquement par rapport à la direction longitudinale, les creux de la première plaque opposée étant angulairement disposés pour croiser les creux opposés de ladite seconde plaque en étant jointifs à tous les points de croisement, caractérisé en ce que la distance maximale entre les points de croisement des creux ne dépasse pas 5,08 mm (0,2 inches) et en ce que lesdites bosses et creux sont disposés à distance du bord longitudinal jointif desdites plaques allongées et en ce que le bord

longitudinal externe de la première plaque recouvre le bord longitudinal interne de la seconde plaque pour former un passage s'étendant longitudinalement en comprenant une surface généralement circulaire.

Les angles formés par le croisement des creux des plaques opposées sont de l'ordre de 20 à 170°.

Les bords jointifs s'étendant longitudinalement des plaques allongées comprennent une dimension transversale de moins de 3,17 mm (0,125 inches).

Les plaques allongées ont une épaisseur de matériau de l'ordre de 0,30 à 0,76 mm (0,012 à 0,030 inches).

Les bosses entre les creux opposés ont une section transversale généralement rectangulaire.

Les creux sont jointifs par brasage ou moyens de soudage.

Le condenseur comprend des ailettes dissipatrices d'énergie s'étendant à partir des structures creuses allongées.

La figure 1 est une vue en perspective du condenseur pour automobile obtenu selon la présente invention.

La figure 2 est une vue en coupe partielle élargie selon approximativement la ligne 2-2 de la figure 1.

La figure 3 est une vue en plan de la structure d'échange thermique obtenue selon la présente invention.

La figure 4 est une vue en coupe élargie selon la ligne 4-4 de la figure 3.

La figure 5 est une vue similaire à la figure 4 mais montrant les pièces en condition d'assemblage, cette vue étant prise selon la ligne 5-5 de la figure 3.

Un exemple de réalisation d'un condenseur pour automobile selon l'invention est illustré à la figure 1.

Il est cependant compréhensible que la présente invention peut être utilisée dans une pluralité d'autres condenseurs dans lesquels une structure d'échange thermique est prévue entre les boîtes collectrices.

En se référant maintenant à la figure 1 où un condenseur pour automobile est illustré et comprend une boîte collectrice d'admission 11 et, disposée généralement parallèle à celle-ci, en étant opposée, une boîte collectrice d'évacuation 12.

La boîte collectrice d'admission 11 comprend une admission 13 et la boîte collectrice d'évacuation 12 comprend une évacuation 14.

Une pluralité de structures d'échange thermique creuses 15 s'étendent entre les boîtes collectrices opposées et, disposées entre les structures, sont insérées des ailettes ondulées 16 en relation d'échange thermique avec les structures d'échange thermique creuses.

Dans la réalisation de la figure 1, la pluralité de structures d'échange thermique 15 sont reliées à la boîte collectrice d'admission 11 et à la boîte collectrice d'évacuation 12 par des joints de brasage 17 comme mieux représenté sur la figure 2.

Les ailettes ondulées 16 sont insérées entre la

pluralité de structures d'échange thermique et sont en contact intime avec celles-ci.

Lors du fonctionnement de l'exemple illustré, un premier fluide chaud et sous forme gazeuse tel qu'un réfrigérant pénètre dans la boîte collectrice d'admission 11 par l'admission 13 s'écoule le long des passages s'étendant longitudinalement de la pluralité des structures d'échange thermique creuses et à l'intérieur de la boîte collectrice d'évacuation 12.

Le courant de fluide gazeux, le long des structures d'échange, est dirigé par les creux et bosses, disposés angulairement, des plaques allongées opposées, dans un circuit discontinu et ondulé dans lequel le flot de fluide est passivement séparé et mélangé par les circuits se croisant des creux jointifs en augmentant le contact du flot de fluide avec les plaques allongées.

La chaleur du fluide est dissipée vers les plaques opposées des structures d'échange thermique et vers les ailettes ondulées en contact avec celles-ci.

Un second flot de fluide, tel que de l'air ambiant, parcourt le condenseur d'une manière telle que le second fluide s'écoule le long de la section transversale des structures d'échange thermique et le long des ailettes ondulées.

La chaleur est dissipée à partir de telles structures et ailettes vers le second fluide les balayant, lorsque la chaleur du second fluide est moins importante que la chaleur de la structure d'échange thermique et/ou des ailettes ondulées.

Avec la dissipation de chaleur suffisante à partir du premier fluide gazeux vers le second fluide, le premier fluide gazeux se condense en un liquide qui s'écoule le long de la longueur restante des structures d'échange thermique vers la boîte collectrice d'évacuation 12 et par l'évacuation 14 pour le traitement dans d'autres parties du système.

En se référant maintenant à la figure 2 qui illustre une vue en section du condenseur de la figure 1, dans lequel les boîtes collectrices d'admission et d'évacuation 11 et 12 sont munies d'une pluralité de trous allongés 18 sensiblement parallèles et séparés, configurés pour recevoir les extrémités ouvertes de la pluralité de structures d'échange thermique 15 creuses allongées et permettre une circulation de matériau gazeux et/ou liquide entre ceux-ci.

Les structures d'échange sont étanchées avec les boîtes collectrices par des moyens de liaison appropriés qui procurent une intégrité structurelle suffisante de manière à résister aux pressions générées à l'intérieur du système lorsque le condenseur sera utilisé.

Le joint de brasure 17 est illustré en tant que réalisation préférentielle lorsque les matériaux construction sont en aluminium.

Les ailettes dissipatrices thermiques peuvent être reliées aux structures d'échange thermique, de manière préférentielle, avec un matériau conducteur

thermique, ou peuvent être reliées aux structures en dépendant des services escomptés du système.

Comme une alternative aux ailettes ondulées décrites précédemment, des ailettes planes peuvent généralement être prévues avec des trous allongés généralement conformés en relation avec la section transversale des structures d'échange thermique et peuvent être insérés autour de ces structures.

Il est préférable que les ailettes ondulées dissipatrices ou les ailettes plates comprennent au moins la même largeur que les structures d'échange thermique, lesdites ailettes étant en contact avec les structures d'échange le plus possible le long de la largeur desdites structures d'échange thermique.

Les ailettes dissipatrices thermiques sont fines et fabriquées à partir de matériau conducteur thermique de haut niveau.

Les ailettes 16 du condenseur 10 comprennent un matériau fin conducteur d'à peu près la même largeur que les structures d'échange thermique 15 et sont liées intimement entre la pluralité de structures d'échange pour maintenir leur intégrité structurelle dans le condenseur.

Les figures 3, 4 et 5 illustrent une réalisation préférentielle des structures d'échange thermique 15 selon l'invention dans lesquelles les bosses forment généralement des passages rectangulaires dans la section centrale du corps de la structure et des passages ayant une surface généralement circulaire sont formés aux bords longitudinaux jointifs.

De ce fait, une structure d'échange thermique 15 comprend une plaque supérieure allongée ondulée 19 et une plaque inférieure allongée ondulée 20 jointives aux creux se croisant 21 pour former des passages généralement rectangulaires 22.

Les ondulations dans la plaque 19 sont obliques par rapport aux ondulations de la plaque 20.

En joignant les plaques opposées par recouvrement de son bord longitudinal extérieur 24 sur le bord longitudinal interne 25, il est formé des passages 26 ayant une surface sensiblement circulaire. Alternativement les bords 24 et 25 peuvent être portés ensemble et être réunis dans un plan commun parallèle au plan principal des plaques et peuvent même comprendre une surface plate allongée.

Dans la réalisation préférentielle illustrée, les bords longitudinaux sont brasés à l'interface 28 et les creux se croisant 21 sont brasés au point se croisant 29 pour assurer l'intégrité structurelle des passages creux des structures d'échange thermique.

Les creux et bosses des plaques allongées peuvent être convenablement formés par estampage, bosselage ou autres en formant les creux de forme désirée dans les plaques allongées.

Lorsqu'une série de creux adjacents généralement parallèles sont formés ainsi, la surface entre les creux comprend des bosses adjacentes.

Il est compréhensible que d'autres moyens bien

connus de l'Art sont à considérer pour la formation de creux et bosses et il est possible que les bosses puissent être estampées ou formées d'une autre manière dans les plaques pour s'ériger au-dessus du plan de la plaque.

Généralement les bosses et les creux présenteront un angle oblique à la direction longitudinale de la plaque allongée.

De manière préférentielle, l'angle oblique sera de l'ordre de 10 à 85° en considérant la direction longitudinale de la plaque et de manière préférentielle de l'ordre 20 à 70°.

Les première et seconde plaques allongées opposées, ayant des creux disposés angulairement, sont assemblées de manière telle que les creux de la première plaque croisent les creux opposés de la seconde plaque.

Il n'est pas essentiel pour les creux ou bosses de la première plaque d'être dans le même angle oblique à la direction longitudinale que ceux de la seconde plaque, bien que ceci est généralement préféré.

Les angles des croisements des creux, qui est un angle formé par les creux se croisant et s'ouvrant dans la direction longitudinale des plaques assemblées peuvent généralement être de l'ordre de 20 à 170°.

La figure 3 illustre des plaques allongées jointives dans lesquelles les creux se croisant forment un angle A de l'ordre de 90°.

Un angle approchera 0° lorsque l'angle oblique des creux des plaques allongées opposées approchera la direction longitudinale et approchera 180° lorsque les angles obliques approcheront une perpendiculaire à la direction longitudinale.

Les creux dans les plaques opposées sont de manière préférentielle formés avec un petit rayon de sommet intérieur à leurs apex.

Le rayon de sommet intérieur n'est généralement pas plus grand que une fois et demie l'épaisseur du matériau à partir duquel la plaque est fabriquée et le plus préférentiellement moins que l'épaisseur du matériau.

La largeur d'une bosse comprend la dimension de la plaque entre les sommets de creux adjacents et de telle dimension est variable en dépendant de la pression interne considérée à l'intérieur de la structure d'échange et de l'étendue de la jonction des creux se croisant des plaques opposées.

Ainsi, pour prévoir une très grande résistance à la rupture, la largeur des bosses sur une plaque avec un nombre défini de creux se croisant jointifs, dans un système à haute pression interne, sera de manière typique plus petit que celui dans un système à basse pression interne.

Généralement, la largeur des bosses est de manière préférentielle, plus grande que deux fois et demie l'épaisseur du matériau à partir duquel la plaque est élaborée et moins que sept fois cette épaisseur.

5

Dans une application de l'invention à un condenseur automobile, il est préféré que l'épaisseur du matériau des plaques opposées soit de 0,30mm à 0,76mm (0,012 à 0,030 inches) et de manière préférentielle de 0,30 à 0,71 mm (0,012 à 0,028 inches).

10

Le rayon interne des creux est préférentiellement de l'ordre de 1,5 fois l'épaisseur du matériau de l'épaisseur de la plaque ou moins et la largeur des bosses est préférentiellement de 2,5 à 7 fois l'épaisseur du matériau de la plaque.

15

Les structures d'échange de chaleur ayant la configuration de l'invention et dimensionnées selon les données préférentielles peuvent ainsi préférentiellement être réalisées en ayant une dimension transversale de l'ordre de 3,17mm (0,125 inches) ou moins.

20

De manière typique, les condenseurs de l'invention peuvent être élaborés à partir d'un matériau convenable qui résistera aux effets de corrosion et aux pressions internes de fluide du système.

25

Des matériaux typiques incluent les matériaux malléables tels que l'aluminium et le cuivre et en particulier les alliages.

30

Les matériaux peuvent être intérieurement ou extérieurement plaqués, traités ou autres.

35

Typiquement, il est souhaitable d'utiliser un matériau le plus fin possible dans les structures d'échange pour gagner un maximum d'efficacité dans le processus d'échange thermique.

40

Généralement, chacun des composants d'un condenseur est formé à partir du même matériau lorsqu'ils sont réunis ensemble. Par exemple, les plaques utilisées pour fabriquer les structures d'échange thermique seront formées à partir du même matériau.

55

Les boîtes collectrices et les structures d'échange thermique seront formées aussi à partir du même métal ou d'un alliage de métal lorsqu'ils sont brasés ou soudés ensemble.

## Revendications

1. Condenseur pour automobile comprenant des structures d'échange thermique (15) creuses allongées généralement rectangulaires s'étendant entre des boîtes collectrices (11,12), lesdites structures creuses comprenant des première et deuxième plaques allongées (19,20) opposées réunies le long de leurs bords longitudinaux allongés pour définir un passage s'étendant dans une direction longitudinale, lesdites plaques opposées ondulant dans une structure transversale pour définir des creux (21) et des bosses généralement parallèles inclinés obliquement par rapport à la direction longitudinale, les creux (21) de la première plaque opposée étant angulairement disposés pour croiser les creux (21) opposés de ladite seconde plaque en étant jointifs à tous les points de croisement, caractérisé en ce que la

- distance maximale entre les points de croisement des creux (21) ne dépasse pas 5,08 mm (0,2 inches) et en ce que lesdites bosses et creux sont disposés à distance du bord longitudinal jointif desdites plaques allongées et en ce que le bord longitudinal externe de la première plaque recouvre le bord longitudinal interne de la seconde plaque pour former un passage (26) s'étendant longitudinalement en comprenant une surface généralement circulaire.
- 5
- 10
2. Condenseur selon la revendication 1, caractérisé en ce que les angles formés par le croisement des creux des plaques opposées est de l'ordre de 20 à 170°.
- 15
3. Condenseur selon la revendication 1, caractérisé en ce que les bords jointifs s'étendant longitudinalement des plaques allongées comprennent une dimension transversale de moins de 3,17 mm (0,125 inches).
- 20
4. Condenseur selon la revendication 1, caractérisé en ce que lesdites plaques allongées (19,20) ont une épaisseur de matériau de l'ordre de 0,30 à 0,76 mm (0,012 à 0,030 inches).
- 25
5. Condenseur selon la revendication 1, caractérisé en ce que les bosses entre les creux (21) opposés ont une section transversale généralement rectangulaire.
- 30
6. Condenseur selon la revendication 1, caractérisé en ce que lesdits creux sont jointifs par brasage ou moyens de soudage.
- 35
7. Condenseur selon la revendication 1, caractérisé en ce qu'il comprend des ailettes dissipatrices d'énergie (16) s'étendant à partir des structures creuses allongées.
- 40
- Patentansprüche**
- 45
1. Fahrzeugkondensator, enthaltend hohle, längliche, allgemein rechteckige Wärmeaustauschkonstruktionen (15), die sich zwischen Sammelkästen (11, 12) erstrecken, wobei die genannten Hohlkonstruktionen einander gegenüberliegende, längliche erste und zweite Platten (19, 20) enthalten, die entlang ihrer länglichen Längskanten zusammengefügt sind, um so einen Durchtritt zu begrenzen, der sich in einer Längsrichtung erstreckt, wobei die genannten, einander gegenüberliegenden Platten wellenförmig in einer Querkonstruktion verlaufen, um Hohlräume (21) und allgemein parallel verlaufende Vorsprünge zu begrenzen, die im Verhältnis zur Längsrichtung schräg liegen, während die Hohlräume (21) der ersten gegenüberliegenden Platte im Winkel angeordnet sind, um so die gegenüberliegenden Hohlräume (21) der genannten zweiten Platte zu kreuzen, und dabei an allen Kreuzungspunkten aneinanderstoßen, **dadurch gekennzeichnet**, daß der größte Abstand zwischen den Kreuzungspunkten der Hohlräume (21) 5,08 mm (0,2 Zoll) nicht überschreitet und daß die genannten Vorsprünge und Hohlräume in einem Abstand zur angrenzenden Längskante der genannten länglichen Platten angeordnet sind und daß die äußere Längskante der ersten Platte die innere Längskante der zweiten Platte bedeckt, so daß ein Durchtritt (26) entsteht, der in Längsrichtung verläuft und eine allgemein kreisförmige Oberfläche aufweist.
- 50
- 55
2. Kondensator nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß die von der Kreuzung der Hohlräume der gegenüberliegenden Platten gebildeten Winkel in der Größenordnung von 20 bis 170° liegen.
3. Kondensator nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß die sich in Längsrichtung erstreckenden, aneinanderstoßenden Kanten der länglichen Platten eine Querabmessung von weniger als 3,17 mm (0,125 Zoll) aufweisen.
4. Kondensator nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß die genannten länglichen Platten (19, 20) eine Materialdicke in der Größenordnung von 0,30 bis 0,76 mm (0,012 bis 0,030 Zoll) haben.
5. Kondensator nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Vorsprünge zwischen den gegenüberliegenden Hohlräumen (21) einen allgemein rechteckigen Querschnitt haben.
6. Kondensator nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß die genannten Hohlräume durch Hartlötung oder Schweißmittel verbunden sind.
7. Kondensator nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß er Energieableitungsrippen (16) enthält, die von den länglichen Hohlkonstruktionen ausgehen.
- Claims**
1. A condenser for a motor car, comprising generally rectangular, elongated, hollow heat transfer structures (15) extending between header boxes (11, 12), the said hollow structures comprising

first and second elongated plates (19, 20), opposed to each other and joined along their elongated longitudinal edges so as to define a passage which extends in a longitudinal direction, the said opposed plates being corrugated in a transverse structure, so as to define hollow portions (21) and generally parallel lands which are inclined obliquely with respect to the longitudinal direction, the hollow portions (21) of the first opposed plate being disposed angularly so as to cross the opposed hollow portions (21) of the said second plate, with which they are in contact at all the crossing points, characterised in that the maximum distance between the crossing points of the hollow portions (21) does not exceed 5.08 mm (0.2 inch), and in that the said lands and hollow portions are disposed away from the longitudinal edge joining the said elongated plates, and in that the external longitudinal junction edge of the first plate overlies the internal longitudinal edge of the second plate so as to define a longitudinally extending passage (26) that includes a generally circular surface.

2. A condenser according to Claim 1, characterised in that the angle defined by the crossing of the hollow portions of the opposed plates is of the order of from 20 to 170 degrees.
3. A condenser according to Claim 1, characterised in that the junction edges extending longitudinally of the elongated plates have a transverse dimension of less than 3.17 mm (0.125 inch).
4. A condenser according to Claim 1, characterised in that the said elongated plates (19, 20) have a thickness of material of the order of 0.30 to 0.76 mm (0.012 to 0.030 inch).
5. A condenser according to Claim 1, characterised in that the lands between the opposed hollow portions (21) have a generally rectangular transverse cross section.
6. A condenser according to Claim 1, characterised in that the said hollow portions are joined together by brazing or welding means.
7. A condenser according to Claim 1, characterised in that it includes fins (16) for dissipating energy, extending from the elongated hollow structures.

55

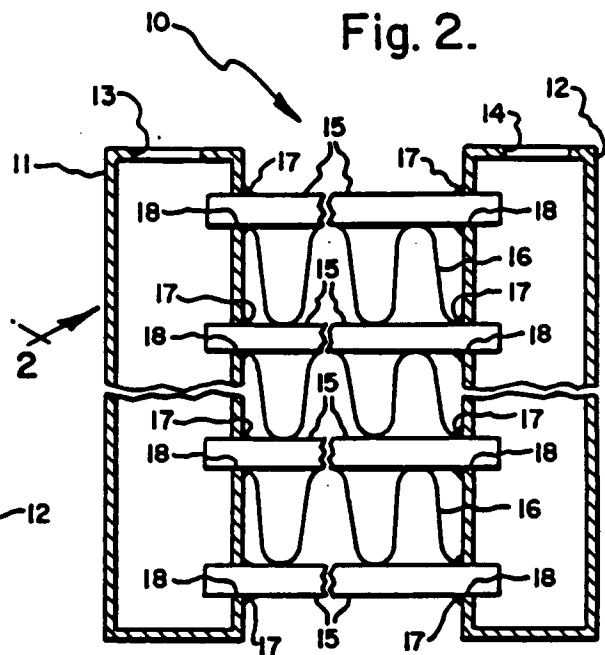
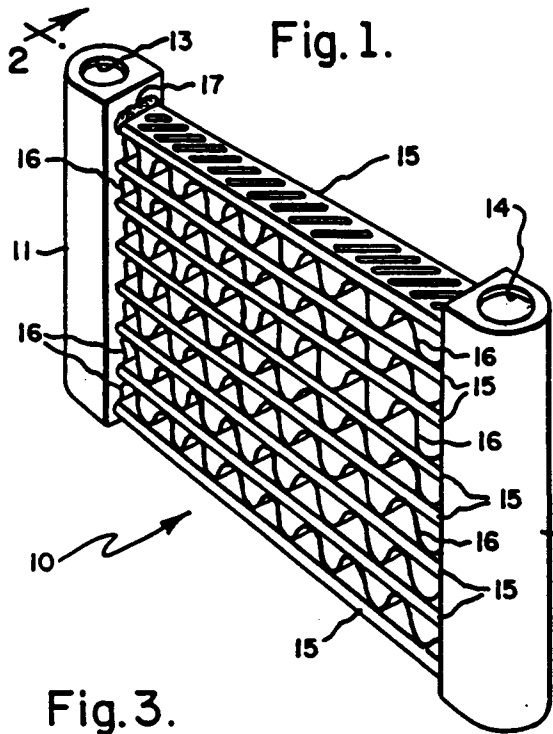


Fig. 3.

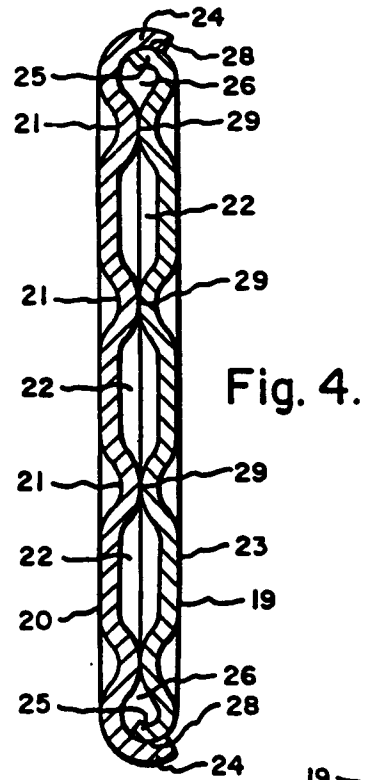
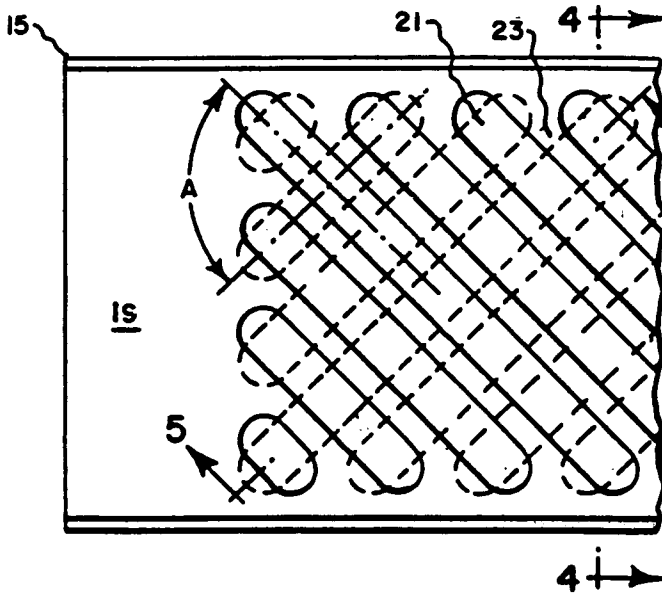


Fig. 5.

