

413670

-9



413670

P.- 54.070

L-8782-1-SP

**Memoria descriptiva**

F.C. 21-4-75

Int. Cl. F28D

para solicitar PATENTE DE INVENCION en ESPAÑA por 20 años

a nombre de UNION CARBIDE CORPORATION

entidad / ~~de nacionalidad~~ norteamericana

con domicilio en 270 Park Avenue, Nueva York, N.Y. 10017,  
Estados Unidos de América.

por: "UN DISPOSITIVO TRANSMISOR DE CALOR DE FLUJOS CRUZADOS"

(Clase Internacional F28d)

L 13670



La presente invención se refiere a un transmisor de calor de metal delgado, dotado de canales como superficie primaria y de unas aletas deformadas en superficie y fijadas a los canales, como superficies secundarias.

En los transmisores de calor de flujos de circulación cruzados utilizados como calderas de recuperación para aprovechar el calor residual de motores de combustión interna, centrales de energía y similares, hay un primer fluido refrigerante (por ejemplo, agua) que se enfría en el interior de los pasajes del transmisor o intercambiador de calor, rechazando o entregando calor a un segundo fluido (por ejemplo, aire) que circula por unos espacios exteriores a los pasajes y situados entre éstos. Estos transmisores de calor se construyen con superficies de intercambio térmico tanto primarias como secundarias. Son superficies primarias aquellas que delimitan las paredes de los pasajes que separan los dos fluidos en intercambio de calor. El camino metálico de transmisión entre los fluidos es simplemente el espesor de la pared de los pasajes, de manera que el flujo térmico es esencialmente normal a la pared. En contraste, las superficies secundarias son aquellas que delimitan unas prolongaciones metálicas de las superficies primarias, y tales prolongaciones están esencialmente rodeadas tan sólo por el

413670



segundo fluido. Por consiguiente, el camino de transmisión del calor a través de la superficie secundaria es sensiblemente paralelo a la superficie.

5 En el transmisor de calor de flujos cruzados arriba mencionado, los coeficientes peliculares de transmisión de calor del primer fluido (refrigerante) en el interior de los pasajes primarios son muchas veces mayores que los coeficientes peliculares de transmisión de calor del aire en las superficies primarias y secundarias, de manera que estos últimos representan la resistencia limitadora o gobernante a la  
10 transmisión de calor. Por ejemplo, en un radiador tipo de automóvil, con el vehículo operando a velocidad comercial o de crucero, el coeficiente del primer  
15 fluido puede ser de  $6335 \text{ kcal/h.m}^2.\text{°C}$ , en tanto que el coeficiente del lado del aire puede ser de sólo 146 a  $244 \text{ kcal/h.m}^2.\text{°C}$ . A causa de esta amplia disparidad de coeficientes se viene empleando una gran área de superficie secundaria en el lado del aire, siendo típicas las relaciones o cocientes de áreas,  
20 del lado del aire al lado del refrigerante, comprendidas entre 8 y 10. En los radiadores de la técnica ya conocida, como el ilustrado en la fig. 20, la superficie secundaria se viene disponiendo en forma de  
25 aletas de chapa metálica plegadas o formando paquetes

413670



en estrecha proximidad con respecto a unos tubos apla-  
nados (superficies primarias) que pasan a través de  
unas aberturas practicadas en las aletas o se hallan  
intercalados entre tiras de metal de aletas plegadas.  
5 En general, la técnica ya conocida viene distribuyendo  
uniformemente tales áreas grandes de metal de superfi-  
cie secundaria por sobre la superficie de la pared pri-  
maria de tubo. De otro modo, si la pared primaria es  
delgada, se desarrollarán gradientes de temperatura  
10 laterales en la pared del tubo, cerca de los puntos  
de fijación del material de superficie secundaria,  
gradientes que tendrán por efecto alargar aún más el  
camino de transmisión del calor entre los dos fluidos.

En la técnica ya conocida se suele venir  
15 empleando cobre o aleación de cobre en la fabricación  
de transmisores de calor del tipo de radiadores con  
flujos cruzados, y se viene usando un soldeo fuerte o  
bien con estaño para unir metálicamente la superficie  
secundaria a la pared primaria, reduciéndose así al  
20 mínimo la resistencia térmica de la junta a la trans-  
misión de calor. Como indicación de lo que sucede en  
la técnica corriente o ya conocida, un radiador de  
automóvil, de cobre con soldadura fuerte, que tenga  
una relación o razón de áreas de superficie secunda-  
25 ria/superficie primaria de 8 ... 10, puede utilizar

413670



aproximadamente 1,225 kg de metal para transmitir 252 kcal de calor por minuto (4,86 kg por cada 1000 kcal/min.) en condiciones de conducción por carretera. El costo del metal para esta proporción de capacidad de transmisión de calor se utilizará como base de comparación, asignán-  
5 dole el valor de 1,0.

Debido a la tendencia existente a operar con mayores presiones en los radiadores de automóviles, y a las inherentes limitaciones de esfuerzo en la construc-  
10 ción de cobre de paredes delgadas, existe un impulso considerable que tiende a la sustitución del cobre por el aluminio, especialmente en vista de su bajo costo, gran conductividad térmica y disponibilidad en forma de tubos y chapas delgadas. Ahora bien, las superficies de aluminio se oxidan fácilmente, y el metal es difícil de  
15 unir por soldeo, fuerte o con estaño, sea a sí mismo, sea a otros materiales. Viene resultando extremadamente difícil producir las uniones, extensas y relativamente inaccesibles, para la fijación del material de trans-  
20 misión de calor de superficies secundarias a primarias para los radiadores de aluminio, en contraste con el cobre. A pesar de estas dificultades, se vienen fabri-  
cando y estimando los radiadores de aluminio para auto-  
móvil, del tipo usual de superficies secundarias de la  
25 fig. 20. Un transmisor de calor de este género, con una

413670



relación de áreas de 8 ... 10, emplearía típicamente  
alrededor de 0,895 kg de metal para transmitir 252 kcal  
por minuto en condiciones de conducción en carretera.  
Este menor peso, en comparación con el radiador de co-  
bre soldado con estaño, refleja la menor densidad del  
5 aluminio respecto al cobre. Para esta proporción de ca-  
pacidad de transmisión de calor, el costo del metal  
sería aproximadamente un 0,39 (un 39%) del costo del  
metal del radiador de cobre. Así, la combinación de me-  
10 nor densidad y menor costo de transmisión de calor por  
minuto permite obtener un radiador de costo mucho menor  
cuando se fabrica de aluminio y no de cobre.

No obstante, hay que resaltar que la técnica  
ya conocida no ha resuelto esencialmente el problema  
15 de efectuar las uniones necesarias en un radiador de  
aluminio de la misma configuración que los radiadores  
de cobre actualmente utilizados. Los problemas arri-  
ba mencionados se soslayan en parte mediante el uso  
de un transmisor de calor de aluminio de superficie  
20 esencialmente en su totalidad primaria, fabricado par-  
tiendo de chapa metálica delgada, y empleando multitud  
de partes salientes de pared formadas en cada pared  
lateral, distribuidas a lo ancho de la superficie de  
pared lateral y que se extienden a partir de ésta hacia  
25 fuera. Estos salientes tienen unos segmentos extremos

413670



portadores de carga para acoplar y hacer tope contra los  
segmentos extremos portadores de carga de unos salientes  
de pared que se extiendan hacia fuera partiendo de pare-  
des laterales de canal de superficie primaria adyacen-  
tes. Se prevé un marco o bastidor estructural exterior,  
y los segmentos extremos más exteriores de las partes  
salientes de pared de superficie primaria se apoyan con-  
tra el bastidor estructural exterior. De esta manera,  
la carga del conjunto de canales emparedados se trans-  
mite al bastidor exterior.

Una forma de tales partes salientes de pared  
es la descrita y reivindicada en la solicitud de patente  
Nº 407.585 (incorporada a la presente en el grado y ex-  
tensión pertinentes). Estas partes salientes de pared es-  
tán en forma de conos truncados que se extienden hacia  
fuera con un tamaño y una relación dimensional definidos  
por una relación  $H/D$  de 0,05 ... 0,2, una relación  $D/d$  de  
3 ... 10 y una dimensión  $D$  de 5 ... 63,5 mm., una rela-  
ción  $R/D$  mayor de aproximadamente 0,075 y un ángulo de  
cono menor de  $35^\circ$ . En las relaciones arriba definidas,  
 $H$  es igual a la altura máxima, medida perpendicularmente  
desde una superficie que contenga las extremidades del  
saliente hasta el plano que contenga la superficie no de-  
formada de la pared junto al saliente;  $D$  es igual a la dis-  
tancia de separación entre los centros de los salientes de

413670



5 apoyo de pared contiguos más juntos en la superficie de la pared;  $d$  es igual al diámetro equivalente definido por la razón o relación  $4a/p$ , en la que  $a$  es igual al área del segmento extremo portador de carga de la parte saliente de pared y  $p$  es igual al perímetro de dicho segmento extremo portador de carga; el ángulo de cono es igual al ángulo agudo medido entre la superficie horizontal no deformada de la pared junto al saliente y el segmento esencialmente rectilíneo que va a lo largo del lado en pendiente del saliente; y  $R$  es igual al radio de curvatura de los segmentos de superficie por ambos lados de la línea de unión de la intersección formada por el saliente y la superficie no deformada de la pared junto al saliente.

15 Otra forma, y preferida, de tales partes o salientes de pared es la que se describe y reivindica en la solicitud de patente N<sup>o</sup> 407.587. Estos salientes de pared están en forma de contornos isotensos que se extienden hacia fuera, teniendo un tamaño y relación dimensionales definidos por una razón  $H/D$  de 0,05 a 0,2, una razón  $D/d$  de 3 a 10 y una dimensión  $D$  de 5 a 63,5 mm. En las relaciones que acaban de citarse,  $H$  es igual a la altura máxima medida perpendicularmente desde una superficie que contenga las extremidades de los salientes que encierran un contorno isotenso hasta la cresta

25  
14-6-73

413670



más interior del contorno isotenso, y las dimensiones  $D$  y  $d$  son las mismas anteriormente definidas para las partes salientes en cono truncado.

5                   A pesar del hecho de que con el metal primario  
toma contacto la película de aire de alta resistencia  
solamente por el lado exterior, la capacidad total de  
transmisión de calor de todos los transmisores de calor  
de aluminio de superficie primaria en los que se empleen  
las partes salientes de pared arriba descritas es equiva-  
lente a la del radiador de cobre usual de gran área de su-  
10                   perficies secundarias. Sin necesidad de tener superficies  
secundarias, tales como aletas, resulta enteramente facti-  
ble el empleo del aluminio como material de construcción  
para transmisores de calor de radiadores de flujos cruza-  
dos. La longitud total de las juntas de metal con metal  
15                   se reduce grandemente, todas las juntas y uniones son  
esencialmente isotérmicas y, por lo tanto, pueden reali-  
zarse por medio de adhesivos. Gran parte de la longitud  
de juntas restante en tales transmisores de calor de alu-  
minio de superficie totalmente primaria (esto es, las  
20                   uniones de canales longitudinales) puede prefabricarse  
antes del montaje, y resulta fácilmente accesible. A tí-  
tulo de ejemplo, un radiador de automóvil construido en  
aluminio, del tipo descrito en la solicitud de patente nú-  
mero 407.587 (incorporada a la presente en el grado y ex-  
25

413670



tensión pertinentes), con partes salientes de pared de contorno isotenso y de una relación de áreas (lado del aire/lado del agua) de 1,0, emplearía 1,335 kg de metal para transmitir 252 kcal por minuto en condiciones de conducción por carretera. Para esta cantidad o proporción de capacidad de transmisión de calor, el costo de metal sería aproximadamente el 0,59 (el 59%) del costo de metal del radiador de cobre. De esta comparación resulta evidente que este transmisor de calor de aluminio, de superficie totalmente primaria, representa una variante interesante como alternativa al transmisor de calor de aluminio, de superficies secundarias unidas con soldadura fuerte. No sólo elimina aquél con éxito el problema del soldeo fuerte hasta ahora asociado al empleo del aluminio, sino que también se aproxima a la economía de metal obtenible con el radiador de aluminio soldado con soldadura fuerte (costo de metal de 0,59, en comparación con el 0,39 para este último).

Desafortunadamente, una mejora adicional en la economía de metal del transmisor de calor de aluminio de superficie totalmente primaria viene rigurosamente limitada por los problemas de resistencia mecánica, manufactura, corrosión y obstrucción o taponamiento por el lado del aire. El espesor de pared puede reducirse aumentando el número de salientes de pared dotados de segmentos extremos portadores

14-6-73



de carga, pero esto a su vez aumenta la resistencia al  
paso del aire y reduce el gasto o caudal de paso de aire.  
Este efecto nada deseable se amplifica si la altura  $H$  de  
la parte saliente de pared se reduce en proporción a la  
5 distancia  $D$  de separación entre salientes, ya que de ese  
modo se reduce la separación entre canales de superficie  
primaria adyacentes. Asimismo, las reducciones de espesor  
de la pared de metal vienen finalmente limitadas por el  
mínimo grosor necesario para hacer frente a las inevita-  
10 bles erosión y corrosión del aluminio, y por el mínimo  
espesor de chapa que es posible manipular, fabricar y em-  
plear en la construcción y atención de radiadores, sin da-  
ños mecánicos. También viene limitada la reducción en la  
anchura de los pasajes del lado del aire, en los radiado-  
15 res de automóvil, a causa de la tendencia de los despojos  
transportados por el aire a obstruir los pasajes.

Es objeto de esta invención realizar un trans-  
misor o intercambiador de calor perfeccionado de aluminio,  
de flujos cruzados, del tipo de sustentación de carga con  
20 salientes de pared en superficie primaria.

Otro objeto de esta invención reside en un  
transmisor de calor de dicho género, que tiene una eco-  
nomía de metal por lo menos equivalente en comparación  
con un transmisor de calor de aluminio soldado con soldadu  
25 ra fuerte y dotado de superficies secundarias de aleta  
usuales.

413670



Otro objeto más de la invención reside en un radiador de automóvil perfeccionado, de aluminio, que puede fabricarse fácilmente, sin costosas y complicadas uniones por soldeo fuerte.

5 El transmisor de calor de flujos cruzados de esta invención comprende: (a) un bastidor estructural exterior; (b) una multitud de canales formados de aluminio, que tienen cada uno una sección recta alargada limitada por unas paredes laterales y unas paredes de  
10 borde, de un espesor comprendido entre 0,076 y 0,38 mm cada una y una relación o razón de aspecto, de longitud/anchura de un rectángulo equivalente, igual a por lo menos 4, estando longitudinalmente alineados en la relación de paralelos y separados a distancia, cada uno con  
15 una abertura de entrada de primer fluido en uno de sus extremos y una abertura de salida de primer fluido en el extremo opuesto, y unos medios de múltiple de entrada común y unos medios de múltiple de salida común, respectivamente, para dichas aberturas de entrada de primer  
20 fluido y dichas aberturas de salida de primer fluido, y habiendo una multitud de partes salientes de pared formadas a partir de cada pared lateral, distribuidas por toda la superficie de la pared lateral y que se extienden hacia fuera desde ésta, con unos segmentos extremos  
25 portadores de carga conformados para acoplar con y hacer

413670

19



tope contra unos segmentos extremos portadores de carga de dichas partes salientes de una pared lateral de canal adyacente, separando de ese modo a cierta distancia los canales contiguos, y apoyándose los segmentos extremos más exteriores contra dicho bastidor estructural exterior, al cual transmiten la carga de los canales.

Los salientes de pared tienen un tamaño y una relación dimensional mutua definidos por una dimensión D aproximadamente comprendida entre 5 y 25 mm, una dimensión H aproximadamente comprendida entre 0,5 y 3,6 mm y una relación D/d aproximadamente comprendida entre 3 y 18, donde H es igual a la altura máxima medida perpendicularmente desde un plano que contiene la extremidad del segmento extremo del saliente hasta un plano que contiene el punto más distante de dicha superficie de pared lateral, D es igual a la distancia de separación efectiva entre los centros de las partes salientes de pared contiguas de una pared lateral, determinada por la fórmula  $D = \sqrt[3]{(D_1^3 + D_2^3)/2}$ , en la cual  $D_1$  es la distancia más corta entre dos centros de salientes de pared contiguos en cualquier unidad triangular del diseño de distribución de salientes en la pared lateral,  $D_2$  es la distancia perpendicular desde una línea recta que se extiende pasando por los dos centros de salientes de pared contiguos citados hasta el centro del tercer saliente de pared de la misma unidad triangular, llamándose unidad triangular a un triángulo que tiene un

413670



1973

centro de saliente de pared solamente en cada uno de sus  
vértices, extendiéndose cada lado del triángulo entre centros  
de salientes de pared sin cortar o cruzar un segmento  
de línea más corto que interconecte otros centros de salien-  
tes, y  $d$  es igual al diámetro equivalente definido por la  
5 relación  $4a/p$ , en la cual  $a$  es igual al área del segmento  
extremo portador de carga del saliente de sustentación de  
pared y  $p$  es igual al perímetro de dicho segmento extremo  
portador de carga. Los contornos de saliente de pared tienen  
10 también un contorno tal, en alzado o altura, que la relación  
o razón  $\theta/R$  está aproximadamente comprendida entre 1,6 y  
1000 grados por centímetro, siendo  $\theta$  el ángulo máximo del  
metal de la parte saliente, respecto al plano de la base de  
la pared lateral y medido en una sección recta que pase  
15 por el centro de la parte saliente, perpendicular al plano  
de la base, y  $R$  es el radio mínimo de curvatura del metal,  
medido por fuera de la parte saliente.

Esta invención está caracterizada también por:

(c) estar dichos canales y dichas partes salientes de pared  
20 de los mismos, y el bastidor estructural exterior, dispues-  
tos y contruidos para hacer circular un segundo fluido por  
dicho bastidor estructural exterior, normalmente a dichos  
canales y en el espacio comprendido entre éstos, en inter-  
cambio térmico con dicho primer fluido.

25 Este transmisor de calor de flujos cruzados re-

413670



5 quiere también (d) por lo menos una aleta de aluminio delgada, de entre 0,076 y 0,38 mm de espesor, que se extienda por lo menos hacia fuera desde una pared de borde de cada canal a todo lo largo del mismo, estando dichas aletas previstas en número y área de superficie, respecto al área de superficie de canal, tales que la relación  $(O_C + O_F)/I_T$ , del área de superficie exterior de canal ( $O_C$ ) más el área de superficie de aletas exterior a dichos canales ( $O_F$ ), respecto al área de superficie total del interior de dichos canales ( $I_T$ ), esté comprendida entre 1,2 y 4,0 y teniendo cada aleta multitud de deformaciones de superficie que parten del plano de la aleta y entran en el hueco o espacio entre aletas adyacentes de canales contiguos, y que están repartidas a breves intervalos uniformes (S) comprendidos entre 0,25 y 5 mm, medidos normalmente al eje longitudinal de los canales de manera que constituyan un área total de deformación equivalente a por lo menos el 40% de dicha área de superficie de aletas, dislocando así la circulación del segundo fluido a lo ancho de las aletas.

15  
20  
25 Esta invención requiere la adición, a los canales de superficie primaria, de delgadas aletas de chapa metálica térmicamente conductoras, como superficies secundarias de transmisión de calor. Ahora bien, sólo pueden añadirse aletas a lo largo de los estrechos bordes longi-

413670



tudinales de cada canal, debido a que la estrecha separación de los canales adyacentes impide fijar aletas en otras áreas de los canales: por ejemplo, en las paredes laterales. Es decir, para la gran área de superficie primaria requerida en un transmisor de calor utilizable, del tipo de radiador de flujos cruzados, las paredes laterales de los canales deben estar muy juntas, a una estrecha distancia de separación, definiendo unos pasajes estrechos de fluidos, primero y segundo; por ejemplo, de 130 a 500 de cada uno de los dos tipos de pasajes, de fluido primero y segundo, por metro de sección recta del transmisor de calor. Asimismo, para obtener un área de paso de sección recta sustancial para el segundo fluido entre los canales, las paredes laterales de los canales deben ser esencialmente planas. Por consiguiente, la geometría del transmisor de calor de flujos cruzados es tal que las estrechas paredes de borde longitudinal de cada canal son las únicas partes del canal que no se hallan estrechamente confinadas dentro del transmisor de calor ensamblado.

A pesar de las limitaciones arriba indicadas y del gradiente lateral de temperaturas que la fijación de las aletas de superficie secundaria produce inevitablemente en los canales de superficie primaria, el presente transmisor de calor proporciona según se ha demostrado, por lo menos un 50% de mejora en su funcionamiento como transmisor de calor en comparación con los transmisores de calor de su-

413670



perficie totalmente primaria anteriormente descritos, y un  
costo de metal equivalente al del radiador de aluminio sol-  
dado con soldadura fuerte, de una forma de construcción  
usual con superficies primarias y secundarias (tomando co-  
5 mo base de costo de metal, con valor 1,0, el del radiador  
de cobre usual). Esta mejora se consigue con sólo un 50%  
aproximadamente del material de aletas de aluminio de su-  
perficie secundaria requerido en el radiador de aluminio  
soldado con soldadura fuerte.

10 En los dibujos adjuntos:

- la figura 1 es una vista en sección recta to-  
mada por un extremo de un conjunto de elementos de canal  
y aleta, con una junta longitudinal en cada borde de canal,  
y el elemento de canal y aleta formado de una sola chapa;

15 - la figura 2 es una vista por un extremo,  
tomada en sección recta, de una variante de conjunto de  
elementos de canal y aleta formados los de canal y los de  
aleta partiendo de chapas separadas;

20 - la figura 3 es una vista por un extremo, tomada  
en sección recta, de otra variante de conjunto de elementos  
de canal y aleta con por lo menos una junta o unión;

25 - la figura 4 es una vista por un extremo, to-  
mada en sección recta, de otra variante más de conjunto  
de elementos de canal y aleta, con dos aletas fijadas a  
cada borde de canal;

14-6-73

413670



- la figura 4A es una vista isométrica de un conjunto de elementos de canal y aleta con una junta de unión plegada o embutida y una aleta fijada al mismo borde de canal;

5 - la figura 5 es una vista isométrica de un conjunto de elementos de canal y aleta, con unas tablillas o aletas secundarias y unas aberturas alargadas dispuestas en configuración de celosía, como deformaciones o distorsiones de superficie de aleta;

10 - la figura 5A es una vista isométrica ampliada del conjunto de la fig. 5;

- la figura 5B es una vista ampliada del conjunto de la fig. 5, en sección recta tomada por la línea B-B de la aleta de aire de aguas abajo;

15 - la figura 5C es una vista ampliada del conjunto de la fig. 5, en sección recta tomada por la línea C-C de la aleta de aire de aguas arriba;

- la figura 5D es una vista en planta ampliada, de la aleta de la fig. 5 dotada de tablillas;

20 - la figura 5E es una vista en sección recta del conjunto de la fig. 5, tomada perpendicularmente al eje longitudinal X-X, a lo largo de la línea A-A;

- la figura 6 es una vista isométrica de una variante de conjunto de elementos de canal y aleta con tablillas, en forma de tiras plegadas a lo ancho

25

14-6-73

413670



de la aleta como deformaciones o distorsiones de superficie de la aleta;

5 - la figura 7 es una vista isométrica de un conjunto de elementos de canal y aleta, con unas ondulaciones como deformaciones de superficie de aleta, dotadas de crestas y valles paralelos al eje longitudinal del canal;

10 - la figura 7A es una vista por un extremo de dos conjuntos de elementos de canal y aleta de la fig. 7, con las crestas y los valles correspondientes en alineación lateral;

15 - la figura 8 es una vista isométrica de un conjunto de elementos de canal y aleta, con unas depresiones o concavidades, de abollonadura como deformaciones o distorsiones de superficie de la aleta;

- la figura 8A es una vista por un extremo, tomada en sección recta, del conjunto de elementos de canal y aleta abollonada de la figura 8;

20 - la figura 9 es una vista por un extremo, tomada en sección recta, de un conjunto de elementos de canal y aleta que tiene dos aletas fijadas a cada borde de canal, y distintos tipos de deformaciones o distorsiones de superficie en las dos aletas;

413670



5 - la figura 10 es una vista por un extremo, tomada en sección recta, de un conjunto de elementos de canal y dos aletas por cada borde de canal, en el cual el canal ~~ha~~ sido longitudinalmente dividido en dos canales independientes o separados, para duplicar el área de superficie de las aletas;

- la figura 11 es una vista isométrica ampliada de una parte saliente de pared lateral de canal, de tipo isotenso;

10 - la figura 11A es una vista en alzado de una parte de la pared lateral del canal de la fig. 11, donde se muestran las dimensiones D y d;

15 - la figura 12 es una gráfica que representa la relación del esfuerzo respecto a la deformación de superficie, para diversos contornos o perfiles de parte saliente de pared lateral de canal;

- la figura 13 es una vista en alzado de una parte de la pared lateral de un canal, con unas partes salientes de pared de tipo troncocónico;

20 - las figuras 14A ... 14H componen una serie de vistas isométricas esquemáticas de salientes de pared lateral de canal dotados de diferentes perfiles en alzado;

25 - la figura 15 es una vista isométrica de una

413670



forma de ejecución de dos canales, con salientes de pared lateral de canal de perfil isotenso y deformación superficial de aletas en configuración de celosía, con tablillas y aberturas alargadas;

5                               - la figura 15A es una vista ampliada del conjunto de la figura 15, en sección recta tomada por la línea A-A;

10                              - la figura 15B es una vista ampliada del conjunto de la figura 15, en sección recta tomada en el sentido B-B;

                              - la figura 16 es una vista isométrica de un radiador de automóvil en el que se emplea el conjunto de la figura 15;

15                              - la figura 17 es una gráfica que representa la relación existente entre la velocidad de transmisión de calor por unidad de área frontal ( $H_A$ ) y la velocidad de transmisión de calor por unidad de peso de metal ( $H_M$ ), para diferentes tipos de radiadores de automóvil, de flujos cruzados;

20                              - las figuras 18A, 18B y 18C son unas gráficas que representan la relación entre  $H_A$  y la distancia de separación  $D$  para los componentes individuales del conjunto de la fig. 15 y un conjunto similar de dos aletas.

413670



5 - las figuras 19A, 19B y 19C son unas gráficas que representan la relación entre  $H_A$  y la dimensión H para los componentes individuales del conjunto de la fig. 15 y un conjunto similar de dos aletas;

10 - la figura 20 es una vista isométrica de un radiador de automóvil, de cobre, típico de la técnica ya conocida, de construcción soldada con estaño;

- la figura 21 es una vista en alzado de un túnel aerodinámico o de viento, usado para probar radiadores de automóvil;

15 - la figura 22 es un esquema de procedimiento del equipo de pruebas de radiadores de automóvil;

20 - la figura 23 es una gráfica que representa la capacidad ( $H_A$ ) en función del gasto en volumen de paso de aire para varios radiadores de aluminio para automóvil, probados en la instalación de las figuras 21 y 22;

- la figura 24 es una vista en alzado frontal de un radiador de automóvil que lleva incorporada la presente invención;

413670

-9



- las figuras 25A, 25B, 25C y 25D son unas vistas en planta de unas paredes laterales de canal con distintos diseños de distribución de salientes de pared; y

5

- la figura 26 es una gráfica que representa la variación en la capacidad térmica por unidad de variación de peso, para diversas formas de metal incremental.

Descripción de unas formas de realización preferidas

10

Entre los materiales adecuados para la puesta en práctica de esta invención se incluyen: el aluminio de la serie 1100; las aleaciones de la serie 3000 que contienen manganeso, como, por ejemplo, las de los números 3003 y 3004; las de la serie 6000 que contienen silicio, como, por ejemplo, las de los números 6061, 6062 y 6063; y las de la serie 5000 que contienen cromo, como, por ejemplo, las de los números 5052, 5083, 5086 y 5154. Las chapas de aleación de aluminio arriba indicadas, revestidas con una aleación de aluminio de la serie 7000 como, por ejemplo, la número 7072 que contiene cinc, son convenientes por su resistencia a la corrosión. El material preferido es una chapa de aleación número 3003 revestida con la aleación número 7072.

15

20

413670



5 La figura 1 ilustra un canal único 1 que tiene una sección recta transversal alargada limitada por unas paredes laterales 2 y por unas paredes de borde 3. Hay por lo menos una aleta 4 que se extiende por lo menos hacia fuera a partir de la unión longitudinal 5 del canal 1, a todo lo largo de la pared de borde 3. En esta forma de ejecución, el conjunto de elementos de canal y aleta está hecho de dos chapas unidas longitudinalmente por la línea de unión 5. Las aletas 4 están provistas de multitud de deformaciones o distorsiones de superficie 6 ( a las que se denominará en general "deformaciones"), que se analizan más adelante con mayor detalle.

10

15 En el conjunto de elementos de canal y aleta de la fig. 2, los bordes de canal 3 están conformados de modo que encierran un borde de la aleta 4, y entre ellos se forman las uniones 5. La fig. 2 ilustra también la prolongación de un borde de aleta 7 al interior del canal 1, que se estudiará más adelante con detalle.

20 La junta de canal y aleta de la fig. 1 se prefiere a la de la realización de la fig. 2, pues la unión tiene la mitad de longitud, y se necesita menos metal, debido a existir un espesor de metal doble, y no triple, en el área de la junta.

25 La forma de ejecución de la fig. 3 ilustra la acción de unir un borde de aleta directamente al borde de

413670



canal 3, de manera que se reduce la longitud necesaria de la unión estanca a los fluidos en la pared del canal; pero la fabricación de esta forma de realización es algo más complicada que la de las figs. 1 y 2.

5                    En la práctica preferida se fija por lo menos una de las aletas a ambos bordes 3, de aguas arriba y aguas abajo (respecto al sentido de la circulación del aire) del canal 1, como se representa en las figs. 1 ... 3, pudiendo fijarse dos aletas a cada pared de borde como se ilustra en  
10 la figura 4. El uso de una disposición de doble aleta tiene la ventaja de que, para la misma área de aleta secundaria, la doble aleta permite a cada aleta tener la mitad de anchura que con aletas simples o únicas. La aleta resultante, más estrecha, sitúa toda la superficie secundaria de metal  
15 más cerca de su unión o juntura con el borde de canal de superficie primaria, y reduce la resistencia al flujo térmico en el metal a lo ancho de las aletas. Dicho de otra manera, con una limitación inferior dada en la conductancia térmica de las aletas, la doble aleta permite obtener un  
20 área de superficie secundaria doble de la de una sola aleta. La fig. 4 es semejante a la fig. 1, por estar el conjunto de elementos de canal y aleta compuesto de dos chapas, y la unión 5 hecha por fusión de metal. La fig. 4A ilustra la posibilidad de formar la unión 5 por recalcado o engatillado.  
25

413670



Los canales 1 y las aletas 4 tienen un grosor de pared comprendido entre 0,076 y 0,38 mm. y de preferencia entre 0,13 y 0,30 mm. Las paredes más delgadas que la de 0,076 mm dan lugar a unos gradientes de temperatura laterales más pronunciados e indeseables; la pared de borde del canal a la que van unidas las aletas se enfría en mayor grado, y las aletas 4 resultan menos eficaces como superficie secundaria de transmisión de calor. Este problema es sumamente agudo en formas de ejecución tales como las de las figs. 1 y 4, en las cuales la aleta forma parte integrante del canal, y por eso presenta también gradientes excesivos de temperatura que reducen su efectividad. Si el espesor de la pared del canal excede de 0,38 mm, el grosor del metal empieza a ocupar una fracción excesivamente grande del área frontal del transmisor de calor. Por ejemplo, si la distancia de separación de centro a centro entre canales adyacentes es de 2,8 mm, dos paredes de canal de 0,38 mm de espesor ocupan el 27% del área total del canal disponible para el paso de fluido. Asimismo, por encima de los 0,38 mm de espesor, las utilizaciones de metal (kcal/min.kg) se hacen antieconómicamente pequeñas cuando se emplean tales espesores también para las aletas. Con espesores mayores, la efectividad de las aletas no se mejora apreciablemente. Los espesores de canal y aleta comprendidos entre 0,13 y 0,30 mm representan un

413670



intervalo preferido de equilibrio de estas consideraciones.

5 Como anteriormente se ha indicado, cada aleta está provista de multitud de deformaciones de superficie que van desde el plano de la aleta al interior del hueco entre aletas contiguas de canales adyacentes. Estas deformaciones de superficie están separadas o repartidas a corta distancia, a intervalos  $S$  de 0,25 a 5 mm medidos normalmente al eje longitudinal del canal, de manera que -

10 comprendan un área total de deformación igual, por lo menos, al 40% del área de superficie de aleta, dislocando de ese modo la circulación del segundo fluido a lo ancho de la aleta. Estas deformaciones de superficie reducen

15 sensiblemente el grosor de las capas limítrofes del segundo fluido respecto a la superficie de la aleta, en comparación con el grosor de las películas del segundo fluido en ausencia de deformaciones de superficie. Las separaciones  $S$  de deformaciones de la superficie han de ser de por lo menos 0,25 mm, para dislocar efectivamente la película

20 de segundo fluido a todo lo ancho de la aleta en algunas formas de realización, y en todo caso para evitar grandes esfuerzos, desgaste y frecuentes roturas de la herramienta de deformación de la superficie. Con valores de  $S$  superiores a 5 mm, la longitud de paso o recorrido de circulación del segundo fluido por superficies de metal sin defor-

25

413670



mar adquiere un valor suficiente para permitir que la película de fluido llegue a tener un grosor excesivo. Como la película de segundo fluido constituye la principal resistencia a la transmisión de calor, el funcionamiento de la aleta se perjudica gravemente. Un intervalo de variación preferido para la dimensión S tomando como base las consideraciones precedentes, es el de 0,5 a 2,5 mm. La dimensión S se mide en una dirección que cruza la aleta normalmente al eje longitudinal X-X del canal, y funcionalmente es la distancia que se deja recorrer al segundo fluido sin que haya terminación, interrupción ni adelgazamiento de la película de fluido sobre la superficie de la aleta. El área total de deformaciones de superficie es por lo menos el 40% del área de la superficie de aleta, para asegurar también una sustancial turbulencia en la película de segundo fluido, y/o la dislocación de ésta.

Las deformaciones de superficie se dividen en general en dos categorías, según el mecanismo de las mismas para reducir la resistencia de la película del segundo fluido a la transmisión del calor: las que actúan por interrupción de superficie, y las que favorecen o provocan turbulencias. Las deformaciones del tipo de interrupción de superficie comprenden discontinuidades repetitivas y agrupadas (colocadas a poca distancia entre sí) de

413670

-9



5            la aleta, en la dirección del paso del segundo fluido a lo ancho de las superficies de aleta. Un tipo preferido de deformación de superficie del género de "interrupción" es la configuración de celosía a base de tablillas y aberturas alargadas, de la fig. 5, en la cual el metal de la aleta presenta unas hendiduras a lo largo de líneas paralelas y separadas a poca distancia, y el metal de entre las hendiduras está desplazado del metal adyacente de manera que los dos bordes de una hendidura se desvían uno del otro formando unas tablillas de celosía. 10 Las tablillas están alineadas formando ángulo respecto a la dirección de paso del segundo fluido de tal modo que la película de fluido que tiende a acumularse en la superficie de la aleta, a lo largo de la trayectoria de recorrido o de circulación, es interrumpida repetidamente a todo lo ancho de la aleta. 15

                  La deformación de superficie de aleta del tipo "provocador de turbulencias" comprende multitud de deformaciones o salientes efectuados en el metal de la aleta, de tal modo que el metal se mete y retira respectivamente de un pasaje de circulación de segundo fluido, por lo demás uniforme y despejado, que cruza las superficies de aleta. La aleta en sí no está perforada, hendida ni atravesada en tales deformaciones ; pero en cambio está doblada o abollada. Entre los ejemplos de deformaciones de 20 25

413670



superficie adecuadas del género que favorece o provoca tur  
bulencias, se incluyen las ondulaciones (figs. 7 y 7A) y  
las depresiones o abollonaduras (figs. 8 y 8A). Al tropezar  
el gas con las deformaciones, es repetidamente desviado en  
5 torno y por encima de las intrusiones de metal. Se produce  
una contracción y expansión local y repetitiva de la co-  
rriente de segundo fluido, creándose remolinos o corrien-  
tes parásitas (turbulencia) especialmente del lado de  
aguas abajo de las intrusiones de metal. Como consecuencia,  
10 la película de segundo fluido que tiende a acumularse es  
desprendida y adelgazada en muchos puntos locales de la  
superficie de aleta deformada. Las deformaciones de super-  
ficie de la aleta pueden combinar los mencionados mecanis-  
mos de interrupción de superficie y provocación de turbu-  
15 lencia, para reducir la resistencia de la película de se-  
gundo fluido a la transmisión de calor. Por ejemplo, es po-  
sible formar un diseño de distribución de abollonadura (de-  
presiones) mediante punzonado o perforación de las aletas,  
de manera que las depresiones indicadas actúan provocando  
20 la turbulencia. Además, una parte del segundo fluido se ve  
arrastrada a través de la penetración desde el lado cóncavo,  
y la película de segundo fluido por el lado cóncavo se  
ve efectivamente interrumpida en la boca de la penetración.

25 Las tablillas y aberturas alargadas o hendiduras  
en configuración de celosía, reveladas en la mencionada so

413670



licitud de patente número 413.677 (incorporada a la presente en el grado o extensión pertinentes) es un tipo preferido de deformación de superficie de las aletas. Esta forma de deformación de superficie de aleta, a base de tablillas y aberturas alargadas, puede disponerse perpendicularmente a la dimensión longitudinal del canal; pero, no obstante, una vez así dispuestas, las aletas habrían de doblarse formando un ángulo de aleta  $\gamma$  de aproximadamente  $90^\circ$  respecto a un plano que contuviese la línea de máxima anchura dimensional y la línea de máxima dimensión longitudinal del canal, si se quiere que las tablillas de las aletas queden alineadas habilitando una trayectoria mínima de circulación de aire sobre las tablillas para un medio que circule a través de los pasajes formados entre canales adyacentes, ya que un diseño como éste proporcionaría un máximo de transmisión de calor. La anchura de una aleta orientada a  $90^\circ$  dictará la distancia de separación entre los canales. Como la reducción del volumen de ocupación es una característica conveniente en un transmisor de calor, tan amplias distancias de separación han de evitarse, y la aleta ha de disponerse preferiblemente formando un ángulo  $\gamma$  menor de  $90^\circ$  respecto al plano que contiene la línea de máxima dimensión de anchura y la línea de máxima dimensión de longitud del canal. En el otro extremo, este ángulo  $\gamma$  de aleta puede ser de  $0^\circ$ , aún cuando

413670



do las aletas se dispongan de tal modo que las aberturas  
alargadas queden esencialmente alineadas y paralelas al  
flujo de dirección de un medio entre canales adyacentes,  
ya que en ciertos aspectos esta configuración puede resul-  
5 tar conveniente desde un punto de vista económico o mecá-  
nico. Así, el ángulo de aleta  $\gamma$  formado entre el plano de  
la aleta y el plano que contiene las líneas de máxima dimen-  
sión de anchura y longitudinal del canal, puede estar apro-  
ximadamente comprendido entre  $0^\circ$  y  $90^\circ$ , pero preferiblemen-  
10 te entre alrededor de  $0^\circ$  y unos  $60^\circ$ . Si se desea un "área  
frontal de aletas" mínima, para un ángulo dado  $\gamma$  de do-  
blado de aleta, habrían de elegirse adecuadamente el ángulo  
de hendidura  $\alpha$  formado por la línea de dimensión longitu-  
dinal del canal y por la línea de dimensión longitudinal de  
15 la hendidura, y el ángulo de tablilla  $\beta$  formado por el plano  
de la aleta y el plano del miembro de tablilla entre aber-  
turas alargadas o hendiduras adyacentes. Así, el proyectis-  
ta obtendría el área esencialmente máxima de la abertura  
alargada orientada en dirección normal a la del flujo de pa-  
20 so o circulación de un medio por los pasajes entre canales  
adyacentes. El "área frontal de aletas" viene definida por  
el área de la proyección de la formación entera de aletas  
sobre un plano normal a la dirección del flujo de paso de  
un medio por los pasajes formados entre canales adyacentes.  
25 El ángulo de hendidura  $\alpha$  puede variar ampliamente desde

14-6-73

413670



0° a 180°, medido en sentido dextrógiro desde el eje longitudinal del canal a la línea de dimensión longitudinal de la hendidura. De preferencia, el ángulo de hendidura  $\alpha$  ha de ser  $90^\circ \pm 45^\circ$  para la mayoría de las aplicaciones, ya que esto daría un trayecto de paso ininterrumpido suficiente sobre la aleta, extendiéndose hacia fuera desde los puntos de segmento fijados en el canal. El ángulo de tablilla  $\beta$  puede variar entre alrededor de  $15^\circ$  y unos  $90^\circ$  aproximadamente para la mayoría de las aplicaciones, aun cuando sería preferible un ángulo comprendido entre alrededor de  $30^\circ$  y aproximadamente  $60^\circ$ , ya que éste proporcionaría las aberturas alargadas suficientes que pueden obtenerse mediante un solo golpe de matriz de estampación o similar, reduciéndose así al mínimo el costo de fabricación. Un ángulo  $\beta$  de menos de unos  $15^\circ$  sería insuficiente, por no habilitar una abertura adecuada entre tablillas adyacentes, debido al espesor finito que tiene el material de las aletas.

La anchura de las tablillas de las aletas construidas en celosía (dividida por el coseno del ángulo  $\alpha$  para representar la distancia  $S$  entre deformaciones de superficie de aleta contiguas) ha de ser menor de aproximadamente 5 mm para la mayoría de las aplicaciones, si bien la anchura de tablilla de menos de 2,5 mm resultaría deseable. Como límite inferior, la anchura de tablilla ha de ser de por lo menos 0,5 milímetros, y preferiblemente, por lo



413670

menos de alrededor de 0,76 mm. Cuando menor sea la anchura de tablilla, menor será la longitud de trayecto o recorrido de flujo sobre la tablilla, para el medio que pase a través de las aberturas de una aleta construida en forma de persiana o celosía. El grosor finito de la aleta suele limitar la dimensión de anchura mínima para la tablilla de una aleta construida en celosía.

5

10

Como más arriba se ha especificado, la orientación de las aletas, tablillas y aberturas alargadas puede definirse por medio de los ángulos  $\gamma$ ,  $\alpha$  y  $\beta$ . La relación mutua de estos tres ángulos puede expresarse por medio de la ecuación (1) siguiente:

$$\text{sen } \theta' = \cos \beta \text{ sen } \gamma - \cos \gamma \text{ sen } \beta \text{ cos } \alpha \quad (1)$$

15

en la que  $\theta'$  es el ángulo de aproximación o acercamiento, definido como ángulo comprendido entre una primera línea, que es paralela al plano que contiene la línea de máxima anchura dimensional y la línea de dimensión longitudinal del canal, y perpendicular a la línea longitudinal del canal, y una segunda línea formada por la intersección de un plano con la superficie de la tablilla, en la que dicho plano es normal a la superficie de la tablilla y contiene la citada primera línea definida más arriba.

20

25

Así, como puede verse, para un valor cualquiera del ángulo  $\gamma$ ,  $\alpha$  o  $\beta$ , los dos ángulos restantes pueden variar entre amplios límites para un ángulo específico de

413670



acercamiento  $\theta'$  para un modo operacional particular de intercambio de calor. Eligiendo primero un ángulo de acercamiento  $\theta'$ , y eligiendo después un ángulo  $\gamma$  de doblado de aleta para dar acomodo a una formación específica de canales en una configuración global de transmisor o intercambiador de calor, el ángulo de tablilla  $\beta$  y el ángulo de hendidura  $\alpha$  se pueden hacer variar apreciablemente, sin dejar por ello de satisfacer la ecuación (1). Ahora bien, una vez seleccionado uno de estos ángulos, y manteniendo  $\gamma$  y  $\theta'$  constantes, el otro ángulo adquiere un valor fijo, con arreglo a la ecuación (1). Así, se pone de manifiesto que  $\gamma$ ,  $\alpha$  y  $\beta$  pueden variar entre amplios límites pero están relacionados entre sí con arreglo a la ecuación (1), que define el ángulo de acercamiento o aproximación que es posible seleccionar para una aplicación particular. Para la mayoría de las aplicaciones resultaría aceptable un ángulo de acercamiento  $\theta'$  de aproximadamente  $60^\circ$  o menos, empleando la disposición de deformaciones de superficie de aleta del tipo de tablillas y aberturas alargadas de esta invención, si bien sería preferible un ángulo de acercamiento  $\theta'$  de alrededor de  $0^\circ$  a unos  $45^\circ$ . Como puede verse por la ecuación (1), una vez que se elija uno de los ángulos  $\gamma$ ,  $\alpha$  o  $\beta$ , manteniendo constante el ángulo de acercamiento  $\theta'$ , los otros dos ángulos no pueden entonces elegirse independientemente. Por consiguiente, para obtener

413670



1973

5 un área frontal de aletas conveniente para una aplicación particular, el ángulo de acercamiento  $\theta'$ , el ángulo  $\gamma$  de doblado de aleta, el ángulo de tablilla  $\beta$  y el ángulo de hendidura  $\alpha$ , todos los cuales están relacionados entre sí con arreglo a la ecuación (1), han de escogerse de manera que el plano de cada tablilla quede esencialmente alineado de tal modo que se reduzca sustancialmente al mínimo el trayecto o recorrido de paso de aire a lo ancho de las tablillas.

10 Las aletas ranuradas o en celosía pueden añadirse se tanto por delante (parte anterior o frontal) como por detrás (parte posterior) del canal según lo definido por la dirección del flujo de paso de un segundo fluido a través de los pasajes formados entre canales adyacentes, o definido  
15 de otro modo como tramos distantes del canal, medidos desde un plano que contiene los puntos centrales de dos canales adyacentes y el eje longitudinal del canal. La anchura de las aletas anteriores y posteriores, medida normalmente a la dimensión longitudinal del canal, puede ventajosamente ser de distinto tamaño.

20 La línea de máxima dimensión de anchura del canal de intercambio térmico de superficie primaria de esta forma de realización de aletas ranuradas puede estar preferiblemente comprendida entre alrededor de 12,7 mm y 76 mm  
25 para la mayoría de las aplicaciones, y la anchura de la aleta ranurada de intercambio térmico de superficie secunda-

413670



5      ria ha de ser menor de aproximadamente 15 mm y, de prefe-  
rencia, mayor de 2,5 mm. Para las aplicaciones de radiador  
de automóvil, la anchura del elemento de superficie prima-  
ria de intercambio térmico de esta forma de realización a  
base de aletas ranuradas puede variar entre aproximadamen-  
te 19 mm y unos 51 mm, y la anchura de la aleta ranurada  
de superficie secundaria puede variar de alrededor de 5 mm  
a unos 12,7 mm.

10      La fig. 5 representa un canal 1 con deformacio-  
nes de superficie 2ª del tipo de isocompresión, y que tie-  
ne una aleta frontal o delantera 4ª y una aleta posterior o  
trasera 4b. Las aletas 4a y 4b se extienden esencialmente  
a lo largo de los bordes longitudinales del canal 1, dejan-  
do unos segmentos sin aleta en los extremos opuestos del  
15      canal 1. Los segmentos sin aleta están ideados para que,  
cuando haya una formación de canales en superposición to-  
cándose mutuamente, sea posible colocar un soporte verti-  
cal o miembro de retención en relación de contacto con los  
bordes de dichos segmentos, como se representa en la fig. 16.  
20      En unas vistas en sección ampliadas del canal 1 (figs. 5A  
y 5B) se representan los diversos ángulos  $\gamma$ ,  $\alpha$  y  $\beta$  se-  
gún los cuales ha de orientarse la aleta 4, en unión de las  
tablillas 8 de la disposición en celosía de la aleta 4, pa-  
ra proporcionar multitud de aberturas alargadas 9 en forma  
25      de hendidura de modo que las áreas esencialmente máximas

413670



de dichas aberturas 9 queden alineadas perpendicularmente al eje longitudinal X-X del canal 1. Para un juego dado de valores de  $\gamma$  y  $\alpha$ , el área de máxima abertura, vista desde el trayecto o recorrido del flujo de paso de un medio exterior, corresponderá a unas longitudes mínimas de recorrido de flujo a lo ancho de las tablillas 8. El ángulo  $\gamma'$  de doblado de aleta es el ángulo formado entre el plano de la aleta 4a y el plano del canal que contiene tanto la línea W de máxima dimensión de anchura como la línea L de dimensión longitudinal del canal 1. Para reducir al mínimo la pérdida de impulso en el flujo de circulación de aire, el tramo de extremidad X sin ranurar (que se prevé para mayor resistencia estructural) ha de estar de preferencia paralelo al plano del canal arriba definido, o a la dirección del flujo de un medio exterior. El ángulo de hendidura  $\alpha$  está definido por el ángulo formado entre la línea L' de dimensión longitudinal de la hendidura y la línea L de dimensión longitudinal del canal 1. El ángulo de tablilla  $\beta$  puede apreciarse mejor por la representación de la fig. 5B, donde está representado por el ángulo formado entre el plano de la tablilla 8 y el plano de la aleta total 4. Como se ha dicho más arriba, los ángulos  $\gamma$ ,  $\alpha$  y  $\beta$  pueden variar entre amplios límites según el ángulo de acercamiento o aproximación  $\theta'$  deseado. Como se ha dicho más arriba, y se representa en la fig. 5D, el ángulo de acercamiento  $\theta'$  está definido por el ángulo

413610



5 formado entre una línea  $A_1$ , paralela al plano que contiene las líneas  $L$  y  $W$  perpendicular a la línea  $L$ , y una línea  $A_2$  formada por la intersección de un plano con la superficie de la tablilla, plano éste que es normal al plano

10 de la tablilla y contiene la línea  $A_1$ . El área de aberturas alargadas, vista desde el trayecto de flujo o paso de un medio exterior, se aproxima a un máximo solamente cuando el ángulo de aproximación o acercamiento  $\theta'$  tiene valores reducidos, que se aproximan a  $0^\circ$ . Como la transmisión

15 de calor para una aleta ranurada o en celosía es función tanto de la anchura " $y$ " de las tablillas  $\delta$  como de la longitud  $L'$  de las aberturas alargadas, sería aconsejable seleccionar primero el ángulo de hendidura  $\alpha$  para llevar a un valor óptimo las características de transmisión de calor de la aleta. A continuación podría elegirse el ángulo

20 de tablilla  $\beta$ , basado en el espesor del material de la aleta y en la posibilidad de fabricación de la aleta, con base en consideraciones mecánicas y económicas. El ángulo  $\gamma$  de doblado de aleta podría entonces determinarse fácilmente, para un ángulo de acercamiento  $\theta'$  adecuado para un sistema particular de rechazo o transmisión de calor, usando la ecuación (I). Como se ha dicho anteriormente, el ángulo  $\gamma$  de doblado de aleta, el ángulo de hendidura  $\alpha$  y el ángulo de tablilla  $\beta$  pueden hacerse variar, con tal

25 que satisfagan la ecuación (I) para un determinado ángulo

413670



de acercamiento  $\theta'$  seleccionado. Mediante la determinación de dos cualesquiera de los ángulos  $\gamma$ ,  $\alpha$  y  $\beta$ , y teniendo un ángulo de acercamiento  $\theta'$  conveniente, el tercer ángulo puede hallarse utilizando la ecuación (I).

5 Las figs. 5A y 5C representan un ángulo  $\gamma'$  de doblado de aleta, un ángulo de hendidura  $\alpha'$  y un ángulo de tablilla  $\beta'$  para la aleta posterior o trasera 4b. Nótese que el ángulo  $\gamma'$  de doblado de aleta está representado como el negativo del ángulo  $\gamma$  de doblado de aleta  
10 de la aleta 4a. Esto no es necesario, pudiendo ser ambos ángulos positivos o negativos según el sentido de  $\alpha$  y  $\alpha'$  y de  $\beta$  y  $\beta'$ . De igual modo, el ángulo de hendidura  $\alpha'$  y el ángulo de tablilla  $\beta'$  podrían ser iguales o distintos a los ángulos  $\alpha$  y  $\beta$  de la aleta 4b. Cualquiera persona versada en la cuestión es capaz de determinar el caso y el momento en que sería conveniente tener distintos  
15 ángulos de  $\gamma'$ ,  $\alpha'$  y  $\beta'$  para la aleta posterior 4b en contraposición a los ángulos  $\gamma$ ,  $\alpha$  y  $\beta$  para la aleta frontal 4a. De preferencia, los ángulos de las aletas frontal y posterior, que incluyan el ángulo de acercamiento para cada aleta, han de ser iguales. La economía en la  
20 fabricación de las aletas por sí sola podría dictar el empleo de los mismos ángulos para las aletas tanto anteriores como posteriores.

25 Como variante de ejecución, las tablillas 8 y

413610



1973

las aberturas alargadas 9 intermedias pueden orientarse paralelamente a la dimensión longitudinal del elemento 1. Las hendiduras 9 no pueden extenderse esencialmente a todo lo largo de las aletas 4a y 4b, ya que una estructura como ésta no proporcionaría un material conductor suficiente extendiéndose ininterrumpidamente hacia fuera desde el material de superficie primaria hasta la punta o extremidad de cada aleta. Por lo tanto, las hendiduras orientadas paralelamente a la dimensión longitudinal del canal 1 deben regularse en longitud de modo que se obtengan segmentos de aleta suficientemente anchos extendiéndose ininterrumpidamente hacia fuera desde el material de superficie primaria hasta la punta o extremidad de las aletas, para transmitir calor efectiva y eficazmente desde el primer fluido, contenido en el canal cerrado, hasta el segundo, exterior al canal. Según el uso final a que se destine un transmisor de calor que emplee el elemento dotado de aletas de esta invención, todo técnico en la materia es capaz de determinar fácilmente la longitud de las hendiduras que hace falta para habilitar un número suficiente de trayectos conductivos de paso normales al eje longitudinal del elemento de transmisión de calor. Así, las hendiduras pueden disponerse formando cualquier ángulo entre 0° y 180° respecto al eje longitudinal del canal primario del transmisor de calor, siempre y cuando se tenga un ángulo de acercamiento adecuado para la apli-

413670



cación particular a que finalmente se destine el transmisor de calor.

En la forma de ejecución de la fig. 5, la distancia  $S$  es igual a la anchura de la tablilla dividida por el coseno del ángulo  $\alpha$ , reflejando el flujo de paso del segundo fluido a lo ancho de la superficie de la tablilla. La distancia  $S$  se representa en la fig. 5E, que es una sección recta del conjunto de elementos de canal y aleta tomada perpendicularmente al eje longitudinal X-X del canal, a lo largo de la línea A-A de la fig. 5. El segundo fluido circula o fluye a lo ancho de las tablillas  $\mathcal{E}$ , a través del espacio intermedio  $\rho$ , en la dirección indicada por la flecha y-y, y de ese modo recorre diagonalmente por la superficie de las tablillas una distancia  $S$ . Esta distancia  $S$  es mayor que la anchura de las tablillas, en el factor recíproco del coseno del ángulo de hendidura  $\alpha$ , porque las tablillas están inclinadas formando un ángulo  $\alpha$  con el plano del eje longitudinal X-X. Dicho de otra manera, si las tablillas estuviesen alineadas con su dimensión longitudinal paralela al eje X-X, la distancia  $S$  sería la anchura de la tablilla; pero como la dimensión longitudinal de las tablillas forma un ángulo  $\alpha$  con el eje X-X,  $S$  es igual a la anchura de la tablilla dividida por el coseno de  $\alpha$ .

Como también se desprende evidentemente de la

413670

-9



fig. 5, es más del 40% del área de la superficie de la aleta lo que se deforma para obtener la configuración de tablillas y aberturas alargadas: es decir, más del 90%.

5 La figura 6 ilustra otro tipo de deformación de aleta, del género de "interrupción de superficie", formado mediante la acción de practicar hendiduras o rajadas en la aleta a lo largo de unas líneas paralelas 11 a todo lo ancho de la aleta, formando ángulo respecto al eje longitudinal X-X del canal, y plegar las tiras de metal entre hendiduras adyacentes formando unas crestas 12 y unos valles 13, preferiblemente en dirección normal al ángulo  $\alpha$ . Ahora bien, las crestas 12a y 12b y los valles 13a y 13b de las tiras de metal plegado contiguas 14a y 14b, no están alineados en la dirección normal al ángulo  $\alpha$ , es decir, están "desfasados". Por consiguiente, las tiras de metal contiguas están desplazadas repetidamente unas de otras, dejando unas aberturas 15 a modo de tienda de campaña que se extienden a lo ancho de la aleta 4 por debajo de las crestas 12 y caen en pendiente a los valles 13. Como se indica en la figura, el segundo fluido que circula o fluye contra la aleta no lo hace en sentido longitudinal, a lo largo de las tiras plegadas 14, porque las tiras están alineadas formando un ángulo de  $90^\circ - \alpha$  con la dirección del flujo. Por consiguiente, el gas fluye oblicuamente a lo ancho de las tiras plegadas 14, des

10

15

20

25

413670



de el borde exterior al borde interior, produciendo interrupciones repetitivas en la película de gas. La distancia S entre deformaciones de superficie contiguas es la distancia de cresta a valle (o de valle a cresta), medida normalmente al eje longitudinal X-X del canal. Como se ilustra en la figura, es más del 90% del área de superficie de la aleta lo que se forma constituyendo las crestas 12 y los valles 13. Resumiendo la forma de ejecución de deformaciones en superficie de aleta de la fig. 6, comprenden éstas multitud de tiras plegadas a todo lo ancho de la aleta y separadas por hendiduras paralelas, teniendo cada tira plegada unas crestas y unos valles con unas aberturas formadas por los bordes de las tiras entre dichos crestas y valles, y estando las crestas y los valles de tiras plegadas contiguas desalineados en dirección normal a dichas hendiduras.

Las deformaciones de superficie de aleta de la forma de realización de las figs. 7 y 7A comprenden una serie de ondulaciones 6 dotadas de crestas 12 y valles 13 alineados, paralelos al eje longitudinal X-X del canal y lateralmente separados a distancia entre sí. Las ondulaciones constituyen unas deformaciones de superficie que salen del plano p-p de la aleta entrando en el hueco comprendido entre aletas adyacentes de canales contiguos, y comprenden un área total de deformación que es casi el

413670



100% del área de superficie de aletas. La distancia lateral  $S$  entre los ejes o líneas centrales longitudinales de crestas y valles adyacentes representa la separación de deformaciones, de 0,25 a 5 mm. Las ondulaciones  $\delta$  son un ejemplo de deformación de superficie del tipo que provoca turbulencias. Las ondulaciones de la aleta de metal dan origen a una aceleración de la corriente del segundo fluido contra la superficie de aguas arriba de la cresta, y produce turbulencia en la superficie secundaria de aguas abajo. Ambos fenómenos reducen el grosor de la película de segundo fluido, y refuerzan la transmisión de calor. De preferencia, las ondulaciones  $\delta$  de las aletas adyacentes tienen unas crestas y valles que se corresponden en alineación lateral como se ilustra en la fig. 7A, para no restringir gravemente el área de pasaje del segundo fluido entre conjuntos de canal y aleta adyacentes. Tal restricción reduciría el gasto o caudal de paso del segundo fluido, y reduciría la efectividad de la función provocadora de turbulencia de las ondulaciones. Las ondulaciones  $\delta$  son preferiblemente de forma sinusoidal, como se representa en los dibujos, y pueden estirarse, aunque el estirado de las aletas ofrece tanto ventajas como desventajas. Produce nueva área de superficie para el contacto de intercambio de calor, lo cual es altamente beneficioso; pero el estirado adelgaza también al metal de la

413670



5 aleta y aumenta su resistencia a la conducción del calor mientras, simultáneamente prolonga la longitud del camino o trayecto de circulación del calor. Como la resistencia de la película gaseosa a la transmisión del calor suele ser mayor que la resistencia del metal a la conducción, la generación de una nueva área de aleta mediante estirado del metal tiene un efecto global beneficioso. La distancia  $S$  de separación lateral de las ondulaciones ha de ser menor que la anchura de la aleta, a fin de efectuar una pluralidad de cambios en la dirección de circulación del segundo fluido a lo ancho de la aleta. La relación o cociente entre la altura total  $F$  de cresta a valle de las ondulaciones y la distancia de separación lateral  $S$  ha de estar comprendida entre 0,1 y 2,0. Si  $S$  es menor de 0,25 mm o si  $F/S$  es menor de 0,1, el funcionamiento de la aleta se asemeja entonces al de una aleta plana sin reforzar. Si  $F/S$  es mayor de 2,0, las ondulaciones se hacen entonces demasiado profundas respecto a su distancia de separación, y el factor de rozamiento ( $\gamma\Delta P$ ) aumentan desmesuradamente en comparación con el aumento del coeficiente de transmisión de calor.

20 Para favorecer al máximo la turbulencia, las ondulaciones  $\delta$  se hallan de preferencia alineadas con las crestas y los valles paralelos al eje longitudinal del canal, como se ilustra en las figs. 7 y 7 A.

413670



Las depresiones 6 de la fig. 8 representan otra forma satisfactoria de deformación de superficie de aleta, del tipo provocador de turbulencias. Las depresiones están distribuidas por la superficie de la aleta con un diseño de distribución tal que el segundo fluido que circula a lo ancho de la aleta tropieza repetidamente con las depresiones. Pueden estar formadas en filas longitudinales paralelas al eje longitudinal del canal 1, y de preferencia repartidas a intervalos uniformes de separación (S) a lo ancho de la aleta, a la distancia de separación de deformaciones de superficie de 0,25 a 5 milímetros. Como se indica en la fig. 8A, las deformaciones o depresiones pueden hacerse alternativamente cóncavas y convexas en las filas longitudinales, y las depresiones de filas adyacentes pueden disponerse en sentido lateral de la manera ilustrada en la fig. 8. Asimismo, la altura total F desde una extremidad de depresión cóncava hasta una extremidad convexa, o hasta el plano no deformado cuando se use la formación de depresiones en un solo sentido, es por lo menos de 0,1 veces la distancia de separación entre centros de los conjuntos de elementos de canal y aleta adyacentes, y de preferencia es de 0,5 veces dicha separación, por la misma razón que se ha indicado anteriormente al hablar de las deformaciones de superficie de la fig. 7, del tipo de ondulaciones. La distancia S de sepa-

413670



ración de las deformaciones de superficie es la distancia más corta entre depresiones adyacentes en sentido lateral a lo ancho de las aletas. El área total de las deformaciones es de alrededor del 50% de la superficie de la aleta, según lo representado en el dibujo.

5

Como se ha analizado anteriormente en relación con la fig. 4, puede ser ventajoso fijar dos aletas a cada pared de borde de cada canal, y de ese modo situar toda el área de superficie secundaria más cerca de su

10

unión con la pared de superficie primaria, y reducir la resistencia al paso o flujo de calor en el metal a lo ancho de la aleta. El tipo de deformación de superficie empleado para por lo menos una de las aletas que forman una pareja o aleta doble ha de proporcionar una gran parte o fracción de área abierta para el paso del segundo

15

fluido por la aleta, esto es, la deformación del tipo de "interrupción de superficie" ilustrada por ejemplo, en las figs. 5 y 6. De preferencia, las dos aletas que forman pareja o aleta doble tienen este tipo de deformación

20

de superficie, de manera que la corriente de segundo fluido circula a lo ancho de ambos lados de ambas aletas, utilizándose con efectividad la superficie secundaria total. Si ambas aletas de una pareja fuesen del tipo "provocador de turbulencias" sin aberturas, una de las aletas impediría que llegase a la otra la corriente de gas. La fi-

25

413670

-9



gura 9 ilustra una forma de realización de doble aleta, en la cual una de las aletas 4 tiene las ondulaciones 6 de la fig. 7, como deformación de superficie. Cuando en el mismo transmisor de calor se usen los dos tipos de deformaciones de superficie de aleta, la disposición debe ser tal que la aleta de metal llena (sin perforar) no tape o haga de pantalla para con la aleta perforada o dotada de aberturas. Así, si la extremidad de entrada de aire es la extremidad derecha, el aire desviado al interior del espacio comprendido entre las aletas de la pareja 4a puede entonces escapar fácilmente por las aberturas o hendiduras de la aleta en celosía que se halla más alta, y continuar por los pasajes comprendidos entre los canales 1. El aire que se acerque a las aletas de aguas abajo 4b entra en contacto con la aleta ondulada circulando por las aberturas alargadas o hendiduras de la aleta más baja.

Si bien al duplicarse el número de aletas en cada pared de borde de canal se reduce la resistencia al paso del calor a lo ancho de la aleta, ello produce una concentración de trabajo de transmisión de calor todavía mayor en la zona de pared de borde del canal de superficie primaria. Como antes se ha indicado, la pared de borde 3 tiende a ser enfriada por las aletas, desarrollándose gradientes periféricos de temperatura en la pared del

413670



canal. Este efecto de enfriamiento del metal reduce la efectividad de la doble aleta. La fig. 10 ilustra una forma de realización de conjunto de elementos de canal y aleta que alivia la sobrecarga de conducción térmica de la pared de borde. La forma de ejecución de canal 1 de la fig. 10 está dividida en dos conjuntos de elementos de canal y aleta separados a distancia lateralmente,  $1a$  y  $1b$ , y la dimensión lineal de longitud de la pared de borde 3 se duplica para la misma área de superficie primaria de canal. Con cuatro paredes de borde 3 disponibles ahora para la fijación de aletas, es posible reducir materialmente el trabajo de transmisión de calor de cada pared de borde 3, mediante el recurso de extender o diseminar la distribución de las aletas de superficie secundaria. Cuando los canales están divididos, se prefiere emplear dobles aletas en todos los bordes de canal 3, como se ilustra en la fig. 10, obteniéndose así un máximo de capacidad de transmisión de calor.

Esta invención requiere que la relación o cociente de "área mojada"  $(O_C + O_F) / I_T$ , entre la suma del área de la superficie exterior del canal ( $O_C$ ) más el área de superficie de aleta exterior a dichos canales ( $O_F$ ) y el área de superficie total interior a los canales ( $I_T$ ), esté comprendida entre 1,2 y 4,0. Dicho de otro modo, la razón de área mojada es el cociente de dividir el área de super-

413670



ficie de metal "mojada" o tocada por el segundo fluido, exterior a los canales, por el área de superficie de metal con la que toma contacto el primer fluido, en el interior del canal. Usualmente, la superficie de aleta está enteramente al exterior del canal, de manera que el área de superficie total en el interior del canal ( $I_T$ ) es sencillamente la pared interior del canal. Ahora bien, en algunos casos puede resultar ventajoso prolongar la aleta por el interior del canal, como se ilustra por medio de la aleta 7 en la fig. 2. En estas circunstancias,  $I_T$  incluye el área de superficie de aleta que hay en el interior del canal 1. Como se desprende de la descripción que antecede, los canales de superficie primaria son esbeltos y pequeños, y una razón o relación de área mojada menor de 1,2 exigiría unas aletas demasiado estrechas para dar acomodo y efecto a las deformaciones de superficie necesarias; esto es, para una anchura de pared de canal lateral de 25 mm., las aletas serían de sólo 2,5 mm de ancho. Desde el punto de vista de la transmisión de calor, unas aletas tan extremadamente estrechas no permiten obtener la efectividad de utilización de metal de esta invención. Las relaciones de área mojada superiores a 4,0 corresponden a unas cantidades excesivas del material de aleta fijado a cada una de las limitadísimas áreas de pared de borde del canal, y dan por resultado un empleo ineficaz del material de aleta sobre la base

413670



de la transmisión de calor por unidad de peso del metal de aleta. Esto puede demostrarse de la mejor manera con referencia a la forma de ejecución de doble aleta de la fig. 10, con unas deformaciones de superficie en forma de celosía de tablillas y aberturas alargadas. Considérese, por ejemplo, un transmisor de calor hecho de aluminio con 262 canales por metro de sección recta, de 25,4 mm de ancho cada canal, con salientes de pared lateral del tipo de isotensión a unas distancias de separación de salientes de pared de 12,7 mm normalmente al eje longitudinal del canal, y de 17,8 mm paralelamente a este eje, dando una dimensión D de 10,53 mm, una dimensión H de 1,383 mm y una dimensión  $\underline{d}$  de 1,52 mm. A una velocidad de 96 km/h, unas aletas dobles, de sólo 5 mm de ancho cada una, transmitirían 145 kcal/min, de un total de 262 kcal/min para el conjunto de elementos de canal y aleta. En cambio, calculado en transmisión por kilogramo de metal, las aletas transmitirían 600 y 434 kcal/min.kg. para la aleta anterior y la aleta posterior, respectivamente. La relación de área mojada  $(O_C+O_F)/I_T$  para este transmisor de calor es de 1,8. Si la anchura de aleta del transmisor precedente se ampliara de 5 mm a 12,7 milímetros, las aletas transmitirían 190 kcal/min, de un total de 295 kilocalorías por minuto a una velocidad de 96 km/h. Calculada por unidad de peso de metal, las aletas transmiten 322 y 220 kcal/min.kg., para

413670



5 las aletas anteriores y las aletas posteriores respectivamente. Así, expresada por kilogramo de peso de aleta, la efectividad del metal de las aletas se ha reducido a un 50% aproximadamente del valor casi máximo. La pérdida de efectividad se debe en gran parte al efecto de enfriamiento en la base de las aletas. Esto proviene de una sobrecarga térmica de la estrecha pared de borde, por efecto de las dobles aletas tan anchas. La relación de área mojada correspondiente para este transmisor es de 3,0.

10 Un ensanchamiento aún mayor de las aletas, más allá de la relación de 4,0, reduciría en términos prohibitivos la efectividad de transmisión térmica de las aletas, hasta el punto en que el uso de mayor cantidad de canales por metro de anchura del transmisor de calor (con una relación de área mojada inferior a 4,0) es preferible para

15 una transmisión de calor total más alta desde el punto de vista del peso unidad de metal de aleta. La relación o razón de área mojada está preferiblemente comprendida entre 1,3 y 3,0, como equilibrio de las consideraciones anteriores.

20

Esta invención requiere asimismo unos canales de superficie primaria cuya razón o relación de aspecto (o factor de forma en sección recta) sea por lo menos de 4, y de preferencia por lo menos de 8, siendo dicha relación de aspecto el cociente de dividir la longitud por la

25 anchura de un rectángulo equivalente que tenga un área

413670



igual a la media aritmética de las áreas de sección rec-  
ta interior del canal, y cuya longitud sea igual a la di-  
mensión interior más larga de la sección recta del canal.  
Es necesario usar el rectángulo equivalente para definir  
5 la relación de aspecto, porque la sección recta del ca-  
nal no es una figura geométrica regular, debido a la mul-  
titud de partes salientes de pared formadas desde la pa-  
red lateral del canal. Como la sección recta del canal  
varía a lo largo del eje longitudinal del canal, es nece-  
sario usar la media aritmética de las secciones rectas  
10 para definir el rectángulo equivalente. Una aproximación  
satisfactoria de la media aritmética puede basarse en la  
máxima sección recta tomada por el centro de la parte  
saliente de pared y en la sección recta mínima tomada a  
15 mitad de camino entre secciones rectas máximas longitu-  
dinalmente adyacentes. Estas áreas pueden determinarse  
por medición directa de secciones rectas reales y efecti-  
vas, usando un planímetro. Como alternativa, la media  
aritmética puede determinarse experimentalmente midiendo  
20 el volumen del canal ( llenándolo con un líquido) y di-  
vidiendo el volumen por la longitud del canal. Como se  
apreciará de modo evidente, las relaciones de aspecto in-  
feriores a 4 significan sea una anchura de canal reduci-  
da respecto a la profundidad del canal, sea una mayor pro-  
fundidad de canal respecto a la anchura. Al reducirse a  
25 ese punto la anchura del canal se reduce el área de super

413670



ficie de la pared lateral, llegándose a reducir prohibi-  
tivamente la transmisión total de calor del transmisor  
de calor. Asimismo, una relación de aspecto inferior a 4  
acrecienta la probabilidad de que el canal se obstruya  
5 por no poder circular el primer fluido salvando los estre-  
chamientos del canal. Además, estas relaciones de aspecto  
tan reducidas aumentan la velocidad del primer fluido, y  
aceleran los problemas de erosión-corrosión de las paredes  
del canal. Finalmente, las relaciones de aspecto reduci--  
10 das aumentan la dificultad de reunir en múltiple las ex-  
tremidades de los canales. Si la relación de aspecto se re-  
duce por bajo de 4, en virtud de aumentarse la profundidad  
del canal respecto a la anchura del canal, el número de ca-  
nales por unidad de anchura del transmisor se reducirá gran-  
15 damente: por ejemplo, por bajo de los 131 canales por me-  
tro de sección recta (basada en una anchura de canales de  
20 mm), y se perdería la característica singular de redu-  
cido volumen de ocupación del presente transmisor de ca-  
lor.

20 Como se ha indicado anteriormente, cada canal  
está provisto de multitud de partes salientes de pared  
formadas a partir de cada pared lateral, distribuidas a  
lo ancho de la superficie de la pared lateral y que se ex-  
tienden hacia fuera de la misma con unos segmentos de ex-  
25 tremidad portadores de carga conformados para acoplarse

413670



a tope contra el bastidor estructural exterior, transmi-  
tiéndole la carga a éste, teniendo dichas partes salien-  
tes de pared un tamaño y unas relaciones dimensionales  
entre sí definidas por una dimensión  $D$  de 5 mm a 25 mm,  
5 una dimensión  $H$  de 0,5 mm a 3,6 mm y una relación  $D/d$  de  
3 a 18, siendo  $H$  igual a la máxima altura medida perpen-  
dicularmente desde un plano que contenga la extremidad  
del segmento extremo del saliente a un plano que contenga  
10 el punto más distante de dicha superficie de pared la-  
teral, siendo  $D$  igual a la distancia de separación entre  
los centros de las partes salientes de pared contiguas de  
una pared lateral, y siendo  $d$  igual a la dimensión de la  
relación  $4a/p$ , donde  $a$  es igual al área del segmento de  
extremidad portador de carga del saliente de sustentación  
15 de pared y  $p$  es igual al perímetro de dicho segmento de  
extremidad portador de carga.

Un segmento de superficie  $A$ , de contorno o per-  
fil isotenso, preformado como parte saliente  $2a$  de pared  
del canal 1, es el que se representa en la fig. 11, y se  
20 asemeja al contorno de una membrana en "pompa de jabón",  
exenta de esfuerzos de cizalladura. A la forma de membra-  
na en "pompa de jabón" se llegó con gran aproximación, en  
la formación de la parte saliente  $2a$ , utilizando para  
ello una película elástica, delgada y flexible de un mate-  
25 rial cauchutado. Se utilizaron unos miembros  $B$  para asegu-

413670



5 rar los bordes del segmento cuadrado A a un plano horizontal, definido como plano X-Y, en tanto que el área C, definida como área contenida dentro del cuadrado limitado por los soportes B, se sometió a una presión hidrostática para formar un contorno o perfil isotenso de una dimensión de altura H medida a lo largo del eje Z desde el plano X-Y situado en el punto de intersección de coordenadas X=0, Y=0. Sometiendo una estructura delgada, de un contorno isotenso como el representado en la fig. 11, a una diferencia de presiones de un lado a otro de su área de pared C por el lado convexo de la misma, se obtendrá una transmisión de compresión esencialmente pura, esto es, una isocompresión, a la pared, exenta de toda fuerza apreciable de cizalladura o de flexión. La isocompresión da por resultado una distribución uniforme de los esfuerzos en las fibras del área de sección recta I de la pared A paralelamente a su área de superficie C, según lo representado por las flechas en la fig. 11. Así, una membrana delgada que tenga un perfil o contorno isotenso puede resistir, sin deformarse o romperse, un mayor esfuerzo que una membrana no isotensa de tamaño y espesor idénticos. La formación de las partes salientes de pared de tipo isotenso se describe con mayor detalle en la solicitud de patente número 407.587.

25 Utilizada como parte saliente 2a de pared del

413670



-9

canal l, una superficie de contorno isotenso como la ilustrada en la fig. 11, que tenga una distancia de separación D repetible, de salientes de sustentación de pared, comprendida entre alrededor de 5 mm y unos 25 mm; una relación D/d comprendida entre alrededor de 3 y aproximadamente 18, y un grosor de chapa o de pared comprendido entre alrededor de 0,076 mm y aproximadamente 0,38 mm, resultará muy adecuada. Utilizada tal como se indica en lo que antecede y como se representa en las figs. 11 y 11A, la dimensión H es igual a la altura máxima medida perpendicularmente desde una superficie que contenga las extremidades de los salientes de sustentación de pared (plano X-Y) hasta la cresta más interna de la superficie de isotensión de dicho elemento (a lo largo del eje Z), D es igual a la distancia de separación entre el centro de los salientes contiguos de apoyo o sustentación de pared sobre la superficie de dicho elemento, y d es la dimensión de la relación  $4a/p$ , en la cual a es igual al área del segmento de apoyo de carga (botón) del saliente de sustentación de pared y p es igual al perímetro de dicho segmento de apoyo de carga. El segmento de apoyo de carga tiene la forma adecuada para acoplarse en relación de contacto con unos segmentos de apoyo de carga de tipo semejante dispuestos en salientes de sustentación de pared de una segunda pared de intercambio o transmisión de calor.

413670



5 Desde el punto de vista de la resistencia mecánica, se investigó la desviación admisible respecto de la superficie de contorno isotenso teórico para aplicaciones en radiadores de automóvil, utilizando material de aluminio en chapa de 0,20 mm de espesor, representándose para ello gráficamente unas curvas de presión aplicada (kg/cm<sup>2</sup>) en función de la desviación de superficie (centímetros).

10 En la chapa de aluminio se estampó una superficie de contornos isotensos dotada de dieciséis salientes de sustentación de pared dispuestos en un diseño de distribución cuadrado. La distancia D de separación entre los soportes salientes era de 10 mm, y la altura H era de 0,89 mm, según lo representado en la fig. 11A. A la  
15 superficie de contorno isotenso de la chapa de aluminio se aplicó presión por el lado convexo de la curvatura, para así poner el material a compresión, y se midió la desviación o deflexión en el centro de las diagonales. Este dato se representa gráficamente en la figura 12. De  
20 igual modo, se estamparon en chapas de aluminio idénticas unos salientes o melladuras troncocónicos como los representados en la fig. 13, con ángulos de cono  $\theta$  de 30° o de 45° y alturas H' de 0,89 mm, con el mismo diseño de distribución cuadrado, y se sometieron luego al mismo tipo de ensayo de presión en función de la desviación. Los  
25

413670



datos obtenidos, usando las chapas con salientes tanto de cono de  $30^\circ$  como de  $45^\circ$ , se representan también en forma de curvas en la gráfica de la fig. 12. El ángulo de cono  $\theta$  es el ángulo agudo interior medido entre la superficie horizontal no deformada de la pared, contigua al saliente proyectado, y el segmento sensiblemente rectilíneo que va a lo largo del lado en pendiente (o generatriz) de la melladura cónica.

Las desviaciones o deflexiones de la cresta de la superficie que tiendan a aplanar la pared son recusables y han de reducirse a un mínimo, aun cuando tales desviaciones puedan hallarse, dentro de un margen de seguridad, por bajo del punto de pandeo del material. Como se ha hecho notar anteriormente, las deflexiones representan unas desviaciones respecto al contorno ideal de membrana en pompa de jabón. Si las deflexiones son excesivas, no es posible llegar a aproximarse mucho al contorno ideal bajo diferencias de presión de servicio, aun cuando se tomen márgenes para ello en el diseño o proyecto. Es más, el material suele hallarse sometido a esfuerzos de flexión y cizalladura al desviarse, y cuando las desviaciones o deflexiones son excesivas, el material puede llegar a experimentar esfuerzos que se aproximen al punto de deformación plástica en áreas locales. Si se aplican tales deflexiones repetidamente en servicio, el

413670



material puede llegar a experimentar fatiga y agrietarse tras una vida útil o de servicio relativamente breve. Además las deflexiones reducen el espacio disponible entre las paredes de transmisión o intercambio de calor en los pasajes de presión inferior, y dan por resultado una mayor pérdida de carga del fluido o una reducción del gasto o caudal de paso de fluido. Con referencia a la fig. 12, puede verse que la pared de contorno isotenso utilizada en los ensayos no presentaba virtualmente deflexión alguna en la cresta, para diferencias de presión hasta de 2,5 kg/cm<sup>2</sup>. En contraste, la superficie cónica de 45° presentaba una fuerte deflexión con diferencias de presión reducidas.

En los ensayos arriba indicados de la superficie de contorno isotenso y de las superficies tronco cónicas de 30° y 45°, el esfuerzo en el material se midió también directamente, por medio de extensímetros o galgas eléctricas, a una presión diferencial de 2,1 kg/cm<sup>2</sup>. El esfuerzo se midió en la diagonal, en el punto en que la superficie inclinada de las depresiones o melladuras cónicas se encuentra con el segmento plano no deformado del material: esto es, en el arco de radio R. Se tomaron los datos siguientes:

25

413670



<u>Superficie</u>	<u>Esfuerzo, kg/cm<sup>2</sup>.</u>
Contorno isotenso	970
Cono de 30°	1300
Cono de 45°	2960

5 Los datos ponen de manifiesto el aumento de esfuerzo resultante del uso de las superficies cónicas de 30° y 45°, respecto a la superficie de contorno isotenso. Es de notar que, para conseguir la parte saliente 2a de pared isotensa, es esencial que toda el área de superficie, con exclusión de las partes salientes de pared 2a, carezca de restricciones, quedando libre para experimentar deflexión y, por consiguiente, esté desprovista de carga mecánica local.

10 Es de notar que la tendencia a sobrecargar térmicamente las paredes de borde 3 de los canales con aletas deformadas 4 en superficie es una consecuencia singular del empleo de metales extremadamente delgados en la pared del canal. El uso de metales delgados para los canales 1 contenedores de presión depende a su vez de la mejor distribución de esfuerzos proporcionada por los salientes de pared 2a de contorno isotenso o troncocónico. Debido a la

15 tendencia de las paredes de borde 3 a la sobrecarga térmica, la contribución de las aletas a la transmisión de calor es limitada, y la elevada capacidad de transmisión de calor puesta de manifiesto por esta invención se reduciría

20

25

413670



de manera importante, a no ser por la apreciable contribución de las propias paredes de los canales. Respecto a esto, los salientes 2a de sustentación de pared, de las paredes laterales 2 de los canales, sirven también  
5 para reforzar la transmisión de calor en los canales de superficie primaria. Según se ha descubierto, los salientes 2a de sustentación de pared, de contorno isctenso y troncocónico, aumentan el coeficiente global de transmisión de calor de la superficie primaria en un 50% aproximadamente (en comparación con las superficies primarias  
10 llanas y lisas), en condiciones correspondientes a las velocidades normales de circulación de automóviles por carretera. Típicamente, en tales condiciones, las paredes primarias de un transmisor de calor de aleta simple en celosía de tablillas y aberturas alargadas, tal como  
15 el de la fig. 5, contribuyen aproximadamente a un 60% de la capacidad total de transmisión de calor del intercambiador térmico y, por lo tanto, el refuerzo del 50% conseguido al disponer las partes salientes 2a de pared de sustentación de carga en la pared lateral 2 del canal  
20 representa un factor importante . Es evidente que la influencia de dicho refuerzo de transmisión térmica en pared lateral primaria sería de poca trascendencia en los transmisores de calor dotados de superficies secundarias grandes, en los que la relación de áreas de superfi-  
25

413670



5 cie  $(O_C + O_F) / I_T$ , del lado del aire al lado del agua, sea del orden de 8 ... 10. En cambio, la influencia del re- fuerzo de transmisión térmica en superficie primaria es francamente importante dentro del intervalo de relacio- nes de área comprendido entre 1,2 y 4,0, empleado en esta invención.

10 Otro requisito de la presente invención es el de que, para mantener a niveles aceptables los esfuerzos, tanto en las partes salientes como en las demás partes de las paredes de los canales, las partes salientes de- ben tener en alzado un contorno o perfil tal que la rela- ción  $\theta/R$  esté comprendida entre aproximadamente 1,6 y 1000 grados por centímetro, y de preferencia entre alre- 15 dedor de 1,6 y  $40^\circ/\text{cm}$ , en un contorno de saliente de pa- red de tipo isotenso. En esta relación,  $\theta$  es el ángulo máximo del metal de la parte saliente con respecto al plano de la base de la pared lateral del canal 1, y está medido en una sección recta que pasa por el centro de la parte saliente y es perpendicular al plano de la base. En 20 el sentido en que aquí se usa, el plano de la base es un plano que contiene el punto de la superficie de pared la- teral más distante de la extremidad del segmento extremo del saliente, y es paralelo a la superficie plana de pa- red lateral antes de la formación de las partes salientes 25 de la pared. Por ejemplo, en el saliente de pared isoten-

413670



so de la fig. 11, el plano de la base pasa por el punto  
Z y es paralelo a un plano que contiene los segmentos ex-  
tremos B, y la sección recta que pasa por el centro de la  
parte saliente pasa también por los segmentos B. En un ca-  
5 nal de verdadero perfil isotenso, la pared lateral entera,  
con la excepción de los segmentos extremos, puede estar  
perfilada o dotada de dicho contorno y la intersección de  
las diagonales entre segmentos extremos sitúa y localiza  
el mencionado punto de máxima distancia. En el caso del  
10 saliente de pared de tipo troncocónico de la figura 13, la  
superficie entre los salientes circundantes suele ser lla-  
na o plana, y dicha superficie constituye el plano de la  
base.

En la mencionada relación  $\theta/R$ , R es el radio mí-  
15 nimo de curvatura de las paredes inclinadas de la parte de  
saliente perpendicular al plano de la base, medido por el  
exterior de la parte saliente. El radio en el interior de  
la parte saliente, en la unión de las paredes inclinadas y  
el segmento extremo portador de carga, no se usa para deter-  
20 minar R. El codo o doblez más pronunciado puede estar en  
la región en que la parte saliente empieza a levantarse del  
plano de la base, entre medias de esta región de suelo y  
del segmento extremo del saliente, o bien en las proximida-  
des de la propia parte extrema. El mínimo radio de curvatu-  
25 ra R puede ser medido, fácil y convenientemente, por medio

413670



del conocido comparador óptico.

5 En general, si  $\theta$  es relativamente bajo, R (el radio mínimo de curvatura) puede ser entonces relativamente pequeño. Si el ángulo máximo de metal en la parte saliente es muy acusado, el radio R ha de ser entonces relativamente amplio. El límite superior de  $\theta/R$  se basa en el saliente de tipo troncocónico. Como desde el punto de vista del esfuerzo máximo  $\theta$  no debe sobrepasar los 35° y la relación R/D ha de ser de por lo menos 0,075, R debe ser de por lo menos 0,38 mm, basado en una distancia de separación mínima D de 5 mm. Por consiguiente la relación  $\theta/R$  sería alrededor de 920°/cm, y la relación no ha de exceder de aproximadamente 1000°/cm si se quieren evitar esfuerzos excesivos.

15 El límite inferior de  $\theta$  para  $\theta/R$  se basa en una pared lateral con salientes de pared de tipo isotenso de una altura mínima H de salientes y del máximo valor permitido por los esfuerzos del metal para las distancias de separación D entre salientes. Esto es así porque las alturas de saliente H reducidas y las distancias D de separación amplias caracterizan a unos salientes grandes y de perfil bajo o de poca altura, con ángulos  $\theta$  pequeños y radios de curvatura R grandes. Basándose en una dimensión de 0,5 mm para R y un valor de 1,25 mm para  $d$ , el máximo valor de D compatible con los valores de esfuerzos

413670

-9



admisibles es de alrededor de 49,3 mm, y  $\theta$  es de aproximadamente 9,2°, o sea  $\theta/R$  igual a 1,85 grados por centímetro.

5 Otro ejemplo de saliente de pared de tipo isotenso y contorno diferente, dentro del intervalo de  $\theta/R$  arriba definido, es el que se ilustra esquemáticamente en la fig. 14A. La altura H del saliente es del valor máximo aceptable de 3,6 mm, la distancia de separación entre salientes es de 8,9 mm y el valor de  $d$  es de 0,64 mm  
10 (compatible con D). El esfuerzo es pequeño en una pared lateral de canal con tales salientes, pudiendo usarse un espesor de pared de 0,15 mm. Con base en la sección recta circular anteriormente citada, a lo largo de la diagonal entre los salientes de pared de tipo isotenso, el radio de curvatura R sale, por el cálculo, de 4,09 mm y el ángulo  $\theta$  de 82°. La relación  $\theta/R$  es aproximadamente de  
15 200°/cm, plenamente comprendida dentro del intervalo de esta invención.

Si bien un valor de  $\theta$  que se aproxime o iguale  
20 a los 90° resulta satisfactorio en el ejemplo precedente, no ha de suponerse por ello que los salientes cilíndricos o cúbicos que salgan bruscamente de las paredes laterales del canal, como esquemáticamente se representa en las figuras 14B y 14C, respectivamente, resulten adecuados como partes salientes de pared, de sustentación de  
25

413670



carga. Si tales salientes sobresalen de la pared lateral con un radio de curvatura R pequeño de, por ejemplo, 0,38 mm, el valor de  $\theta/R$  sería excesivo (por ejemplo de 2370<sup>2</sup>/cm), y los esfuerzos en la pared lateral serían prohibitivamente altos. A fin de reducir  $\theta/R$ , para un saliente cilíndrico, al límite superior aceptable de 1000<sup>2</sup>/cm, el valor de R en su base -  
5                   necesitaría aumentarse a 0,91 mm. Esta dimensión sirve de tipo para una altura H de saliente de pared lateral utilizable para esta invención y, por consiguiente, el saliente de pared resultante perdería el contorno cilíndrico de arista viva en  
10                   la región de perfil curvo del metal que uniese el plano de la base con la pared del saliente. En lugar de ello el contorno cilíndrico se convierte en un contorno de tipo isotenso como el representado esquemáticamente en la fig. 14D.

Un saliente de pared lateral de tipo troncocónico  
15                   co dará un contorno de alzado de una relación  $\theta/R$  aceptable siempre y cuando su ángulo de cono  $\theta$  sea bajo, y el radio de curvatura en su base sea el adecuado. Por ejemplo, un contorno o perfil de cono con un ángulo  $\theta$  de 35<sup>2</sup> y un radio R de 0,38 mm da una relación  $\theta/R$  de 920<sup>2</sup>/cm, que es satisfactoria. En cambio, un perfil de cono más pronunciado, con un  
20                   ángulo  $\theta$  de 45<sup>2</sup> y el mismo radio de curvatura, como el representado esquemáticamente en la fig. 14E, da una relación  
25                    $\theta/R$  de 1180<sup>2</sup>/cm. y resulta inadecuado en virtud - - - - -

413670



5 tud de los esfuerzos excesivamente altos. Todo saliente de pared lateral, de perfil cónico o de otro tipo en alzado, que se una al metal de la base formando un ángulo de arista viva, resulta inadecuado porque, al aproximarse R a ce-

10 La fig. 14F representa esquemáticamente un saliente de pared lateral del tipo de pirámide cuadrangular con una relación  $\theta/R$  aceptable. Los costados de la pirámide tienen un perfil curvo y pueden presentar el contorno isotenso general. La fig. 14G representa esquemáticamente un saliente de pared lateral alargado que combina los rasgos característicos de la pirámide de la fig. 14F y el contorno isotenso circular de la fig. 14A, con una relación  $\theta/R$  aceptable. El segmento extremo de este saliente tiene, visto en  
15 planta, un contorno redondeado, y las extremidades del segmento son también curvas de modo que presentan el contorno isotenso general.

20 La fig. 14H ilustra una parte saliente de pared de un perfil extremadamente bajo (de poca altura), con un ángulo  $\theta$  relativamente pequeño y un radio R relativamente grande: es decir, en el que  $\theta/R$  es menor que 4. El perfil en alzado del metal que contiene tales salientes se acerca al de una pared plana lisa; los esfuerzos y las deflexiones son prohibitivamente elevados.

25 Las figs. 15, 15A y 15B representan dos canales

413670

-9



de intercambio térmico 21, 22 de superficie primaria dota-  
dos de aletas frontales 23 y 24 respectivamente, y de ale-  
tas posteriores 25 y 26, respectivamente, yuxtapuestos de  
manera que se tocan mutuamente, con las partes salientes  
de pared 27 y 28 en contacto. Unos pasajes 29 de los ele-  
5 mentos de canal 21 y 22 definen un primer juego de pasajes  
de primer fluido confinados independientes y separados de  
un segundo grupo de pasajes 30 de segundo fluido formados  
entre los elementos adyacentes 21 y 22. El primer fluido  
10 representado con flechas de línea llena, puede introducir-  
se por unos pasajes 29 mientras, simultáneamente, un segun-  
do fluido más frío, representado con flechas de línea in-  
terrumpida, puede ser introducido por unos pasajes 30, pro-  
duciéndose efectivamente una transmisión de calor desde el  
15 fluido más caliente al más frío, sin que dichos fluidos se  
entremezclen. Una parte del segundo fluido contenido en los  
pasajes 30, pasará primero por las aberturas alargadas 31 y  
32 de las aletas frontales 23 y 24, respectivamente, efec-  
tuándose así una transmisión del calor conducido a lo lar-  
20 go de las aletas 23 y 24, desde el área de superficie pri-  
maria 33 y 34, respectivamente. De igual modo, cuando el  
segundo medio fluido abandona los pasajes 30, por unas aber-  
turas alargadas o hendiduras 35 y 36 practicadas en las ale-  
tas posteriores 25 y 26, respectivamente, vuelve a efectuar  
25 una transmisión de calor que fue conducido a lo largo de

413670



las aletas 25 y 26 desde el área de superficie primaria 37 y 38, respectivamente.

Para ilustrar una forma de realización de los elementos de intercambio térmico de este invento, la fig. 16 representa, en vista parcial isométrica de des-  
5 pieza ordenado, un radiador de automóvil 41 en el que se emplean dichos elementos de intercambio de calor 42. Hay una formación regular de los elementos de canal 42 de intercambio o transmisión de calor, dotados de aletas frontales 43 y de aletas posteriores 44 y alineados  
10 de manera que sus partes salientes 45 de pared, del tipo de isocompresión, están dispuestas de tal modo que se extienden hacia fuera desde cada pared del elemento de una pareja y cooperan con unas partes salientes de pared  
15 similares que hay en la pared de un segundo elemento de pareja, separando las paredes de la pareja hasta formar unos pasajes entre elementos de canal adyacentes. El miembro 50 viene colocado encima de la formación de elementos 42, y a continuación se coloca el soporte o brida 51 sobre el conjunto, a lo largo de los  
20 segmentos de borde de canal que carecen de aletas, como bastidor estructural exterior. Esta disposición proporciona una estabilidad a la formación de elementos 42, además de asegurar la alineación apropiada de los elementos 42. El soporte o brida 51 debe tener un segmen-

413670



to de placa exterior 52 adaptable para poder fijar el  
colector 53 sobre él, y además debe ser capaz de propor-  
cionar un cierre hermético para el colector 53 y los ele-  
mentos de canal 42 de manera que, en el modo operacional,  
5 un fluido llevado a través de los elementos 42 por medio  
del colector 53 no escape al espacio comprendido entre  
elementos 42 contiguos. En la extremidad opuesta de los  
elementos 42 va colocado un colector de tipo semejante  
(no representado), para realizar un radiador de automó-  
10 vil eficaz y compacto.

La fig. 17 es una gráfica comparativa del fun-  
cionamiento de los transmisores de calor de aluminio,  
del tipo de flujos cruzados, de la presente invención,  
con el de los transmisores de calor de superficie total-  
mente primaria y sin aletas (curva A) y los de superfi-  
15 cie primaria y aletas lisas (curva B) de la solicitud de  
patente número 407.587. La curva C se basa en la forma  
de ejecución de la fig. 5, que tiene aletas simples con  
tablillas y aberturas alargadas en cada pared de borde.  
20 La curva D está basada en la forma de realización de la  
fig. 4, que tiene aletas dobles del mismo tipo de tabi-  
llas y aberturas alargadas en cada pared de borde. La  
curva E está basada en la forma de realización de la fig.  
10, en la que se usan dos canales en tándem (en serie  
25 respecto al flujo de segundo fluido), dotados cada uno  
de aletas dobles del mismo tipo en cada pared de borde.

413670

-9



5 Cada curva representa un límite aproximado superior y derecho para la práctica de este tipo particular de canal, o de combinación de canal y aleta. Se sobrentiende que las curvas y sus lugares de representación no pretenden limitar ninguna de las formas de ejecución de este invento. Ahora bien, las posiciones relativas de las curvas sí que permiten la comparación de funcionamiento o comportamiento entre los diversos tipos de canales o combinaciones de canal y aleta.

10 La gráfica de la fig. 17 correlaciona la velocidad de transmisión de calor por unidad de área frontal ( $H_A$ ), representada en ordenadas, con la velocidad de transmisión de calor por unidad de peso de metal ( $H_M$ ), representada en abcisas. Tanto  $H_A$  como  $H_M$  constituyen  
15 criterios importantes para la valoración de los radiadores de automóvil;  $H_A$  refleja los criterios de compacidad o poco volumen de ocupación, y  $H_M$  refleja los criterios de costo. La pendiente de las curvas A ... E pone de manifiesto que una mayor  $H_M$  tiende hacia una menor  $H_A$ ,  
20 esto es, hacia un radiador más grande. Es bien sabido que en el proyecto y construcción de automóviles hay escasez de espacio, y el objetivo es el de obtener una gran transmisión de calor con respecto tanto a una economía de metal como a un área frontal.

25 De la fig. 17 se desprende que la presente in-

413670



vención ofrece una importante mejora en ambos aspectos, en comparación con el transmisor de calor de superficie totalmente primaria (curva A) o con un transmisor de calor de canales de un tipo semejante provistos de aletas lisas y sin reforzar (curva B). A título de ejemplo, para una  $H_{VI}$  de 250 kilocalorías por minuto y por kilogramo, ni los transmisores de la curva A ni los de la curva B resultan adecuados. Es decir, para alcanzar tal velocidad de transmisión de calor por unidad de peso, la velocidad de transmisión de calor por unidad de área frontal estaría muy por bajo del intervalo de la escala de ordenadas (por debajo de  $1625 \text{ kcal/min.m}^2$ ). En contraste, el transmisor de calor de aleta simple de esta invención (curva C) podría fácilmente obtener una  $H_{VI}$  de  $250 \text{ kcal/min.kg}$  y conseguiría una  $H_A$  correspondiente de más de  $2990 \text{ kcal/min.m}^2$ . Alternativamente, el mismo valor  $H_{VI}$  de 250 kilocalorías por minuto y por kilogramo puede conseguirse con dos aletas por cada pared de borde en un transmisor más compacto (curva D), y obtener más de  $3520 \text{ kcal/min.m}^2$ . Como alternativa adicional, la superficie primaria puede dividirse entre un número doble de canales más estrechos como los representados en la fig. 10, a fin de obtener la longitud de pared de borde para la fijación de aletas. Este transmisor de calor (curva E) es capaz de transmitir más de  $4060 \text{ kcal/min.m}^2$  de área frontal para una  $H_{VI}$  de

413670



250 kcal/min.kg, y es aún más compacto que el de la forma de realización de la curva D.

La ventaja de la presente invención expresada en costo de metal puede cuantificarse comparando los valores de  $H_M$  necesarios para un valor de  $H_A$  requerido de 2710 kcal/min.m<sup>2</sup> de metal. Los valores de  $H_M$  correspondientes para los proyectos reflejados en las curvas A, B, C, D y E son los siguientes: menor de 167, 200, 269, 305 y mayor de 305 kcal/min.kg, respectivamente. Las comparaciones de la fig. 17 se resumen en la tabla A que sigue:

TABLA A

Tipo de transmisor de calor	$H_A$ para $H_M=250$ kcal/min.kg	$H_M$ para $H_A=2710$ kcal/min.m <sup>2</sup>
15 Superficie totalmente primaria (curva A)	menor de 1625	menor de 167
Aletas lisas (curva B)	menor de 1625	200
20 Aletas sencillas con tablillas y aberturas alargadas (curva C)	3142	269
25 Aletas dobles con tablillas y aberturas alargadas (curva D)	3580	305
Superficie primaria estrecha, aletas dobles con tablillas y aberturas alargadas (curva E)	4200 kcal/min.m <sup>2</sup>	mayor de 305 kcal/min.kg

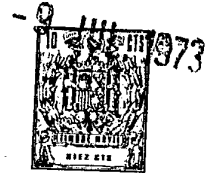
413670



Como anteriormente se ha indicado, las partes salientes de pared de las paredes laterales primarias tienen una dimensión D comprendida entre 5 mm y 25 mm y una dimensión H de 0,5 a 3,6 mm, y una relación D/d de 3 a 18. Las razones para emplear estos parámetros se explicarán más adelante, en relación con las gráficas de las figs. 18 y 19.

El transmisor de calor de flujos cruzados de la presente invención debe permitir una circulación adecuada del segundo fluido por el espacio comprendido entre canales de superficie primaria contiguos y en torno a las aletas de metal deformadas en superficie, para asegurar una conductancia suficiente del paso de fluido. Los canales de superficie primaria están de preferencia apilados o empaquetados lo bastante juntos (a una distancia de separación lo bastante pequeña) para proporcionar de 130 a 500 canales por metro de sección recta del transmisor de calor, lo cual corresponde a una distancia de separación entre centros de 2 mm a 7,6 mm. Una parte de esta dimensión entre centros está ocupada por los canales que transportan el primer fluido, y otra parte por las paredes de los canales, de manera que los pasajes del segundo fluido son bastante delgados y estrechos. Además, las partes salientes de pared que sobresalen de la pared lateral de superficie primaria y se necesitan para apoyo o sustentación de la pared, se meten aún más en el espacio disponible para la circulación del segundo fluido por entre

413670



los canales, reduciéndolo adicionalmente. La resistencia con que se tropieza el aire, como segundo fluido, al circular por el pasaje formado entre los canales, representa una fracción grande e importante de la resistencia total al paso del aire por un transmisor de calor del tipo de radiador, debiéndose el equilibrio a las aletas que contienen deformaciones de superficie. Por ejemplo, en la forma de realización a base de aletas en celosía de tablillas y aberturas alargadas, de la fig. 5, la pérdida de carga o caída de presión del aire entre los canales puede ser de más de 10 veces la que se produce a través de las aletas.

Si bien las partes salientes de pared acrecientan sensiblemente el coeficiente global de transmisión de calor del canal de superficie primaria, no por eso dejan de ejercer también el efecto adverso de aumentar la resistencia a la circulación en el pasaje de segundo fluido, entre canales adyacentes. El efecto beneficioso de refuerzo de la transmisión de calor es mayor que el efecto adverso de la resistencia al paso de fluido, en cuanto concierne a la economía de los canales de superficie primaria. Ahora bien, una reducción en la conductancia de paso del segundo fluido (o aumento de la resistencia a la circulación) de un lado a otro del pasaje ejerce un efecto adverso en el funcionamiento o comportamiento de las aletas, porque reduce el gasto o caudal de paso del

413670



segundo fluido por sobre la aleta, aumenta la resistencia de película del segundo fluido sobre las superficies de aleta, y reduce la fuerza de impulsión  $\Delta T$  para la transmisión de calor entre las aletas deformadas en superficie y el segundo fluido.

Las dimensiones de las partes salientes de pared lateral del canal (altura  $H$ , separación  $D$  y relación  $D/d$ ) son factores importantes en la determinación de la conductancia de paso o circulación del segundo fluido en el pasaje comprendido entre canales adyacentes de superficie primaria: es decir, esta conductancia se mejora con valores relativamente grandes para estos factores. Ahora bien,  $H$  y  $D$  son dimensiones que conviene que sean pequeñas desde el punto de vista de la superficie primaria por sí sola, por las razones expuestas en la Memoria de la patente número 407.587 anteriormente dada como referencia. En breves términos,  $H$  debe ser pequeña para poder obtener gran número de canales por unidad de anchura (sección recta) del transmisor de calor y, por tanto, obtener una gran área de superficie primaria. La distancia de separación  $D$  de salientes de pared lateral tiene un pronunciado efecto sobre el nivel de esfuerzos en la pared lateral del canal, y debe ser pequeña cuando se empleen materiales delgados.

Según se ha descubierto, el efecto de los

413670

-9



5 cambios de la dimensión D sobre el funcionamiento en  
cuanto a transmisor de calor de las aletas deformadas  
en superficie tiende a oponerse al efecto de los mismos  
sobre el canal de superficie primaria. La acción de re-  
ducir la dimensión D hacia valores relativamente pequeños  
10 tiende a aumentar eventualmente la contribución de trans-  
misión térmica del canal de superficie primaria (debido  
al mayor efecto de refuerzo que tienen las partes salien-  
tes de pared en mayor cantidad), pero reducen la contri-  
bución de las aletas a la transmisión global de calor,  
al permanecer constantes otros factores. Esta reducción  
de la contribución de las aletas a la transmisión de ca-  
lor se debe en parte al efecto de "estrangulamiento" de  
15 las menores dimensiones espaciales del pasaje de circu-  
lación de segundo fluido entre canales contiguos de su-  
perficie primaria. La acción de aumentar la dimensión D  
hacia valores relativamente altos (permaneciendo cons-  
tantes otros factores) tiende a producir eventualmente  
una tendencia similar en las contribuciones del canal  
20 de superficie primaria y de la superficie de aleta secun-  
daria deformada a la transmisión de calor. Esto es,  
tiende a aumentar la contribución, en cuanto a transmi-  
sor de calor, del canal de superficie primaria y a re-  
ducir la contribución de las aletas. Este efecto para  
25 una dimensión D más grande no se comprende con claridad,



413670

pero se cree debido en parte a un coeficiente de transmisión térmica elevado y sostenido en el pasaje de fluido secundario entre canales de superficie primaria, donde se produce la mayor parte de la pérdida de carga del segundo fluido y donde el mayor caudal de paso del segundo fluido (por ejemplo, el aire refrigerante) aumenta la fuerza de impulsión  $\Delta T$  entre el segundo fluido y las paredes del canal.

Las características opuestas de transmisión de calor anteriormente indicadas, del canal de superficie primaria y la superficie deformada secundaria de aleta, en función de la distancia de separación  $D$  de las deformaciones en superficie primaria, presentan, según se ha visto, unos mínimos en la transmisión de calor por unidad de área frontal ( $H_A$ ) respecto a las curvas de separación  $D$  para los canales de superficie primaria (curva B) y unos máximos en dichas curvas para las aletas (curvas C y D). Estas curvas se ilustran en las figs. 18A, 18B y 18C para la forma de realización de aleta simple en celosía, de tablillas y aberturas alargadas, de la fig. 5. Más en particular, las curvas A ... D de la línea llena se basan en unos canales de aleación de aluminio de 20 mm de anchura separados a 3,38 mm entre centros, con aletas simples anteriores y posteriores de 7,6 mm de anchura provistas

413670



de tablillas de 0,89 mm de ancho y de las siguientes caracte-  
rísticas:  $\theta' = 0^\circ$ ,  $\beta = 74^\circ$ ,  $\gamma = 56^\circ$  y  $\alpha = 65^\circ$ . Las  
curvas de línea de trazo interrumpido A' ... D' están ba-  
sadas en las mismas especificaciones de dimensiones para  
5 los canales de aluminio y las aletas en celosía de ta-  
blillas y aberturas alargadas, pero con dos de dichas ale-  
tas en cada pared de borde de canal, como se ilustra en  
la fig. 10. La densidad aproximada de las partes salien-  
tes de pared (salientes por unidad de área de superficie  
10 de pared lateral) se representa también en abcisas para  
los valores correspondientes de D. La curva E indica  
los esfuerzos o tensiones del metal en las paredes de  
canal, a 1,05 kg/cm<sup>2</sup> de presión interior, cuando las  
paredes laterales de los canales están dotadas de partes  
15 salientes de pared isotensas, esencialmente como la in-  
dicada en la fig. 11. La ordenada H<sub>A</sub> está en unidades  
térmicas británicas por minuto y por pie cuadrado (1  
BTU/min.ft<sup>2</sup> equivale a 2,71 kcal por minuto y por metro  
cuadrado), y la escala es numéricamente idéntica a los  
20 valores de esfuerzo en el metal expresados en libras por  
pulgada cuadrada (1000 lb/in<sup>2</sup> equivalen a 70,3 kg/cm<sup>2</sup>).

Las figs. 18A, 18B y 18C representan las re-  
laciones de H<sub>A</sub> en función de D y la densidad de salientes  
para transmisores de calor de aleación de aluminio con  
25 flujos cruzados, fabricados de un espesor de aluminio de

413670



0,15, 0,20 y 0,38 mm, respectivamente. Las curvas indican la transmisión de calor lograda por la totalidad de los componentes (curva A), por el canal de superficie primaria (curva B), por la aleta frontal (curva C) y por la aleta posterior (curva D). El diseño de los transmisores de calor de flujos cruzados representado por las curvas de las figs. 18A, 18B y 18C se basa en parte en un máximo esfuerzo de fibras según el modo probable de fallo y el factor de seguridad deseado para los esfuerzos. Con los salientes de pared de contorno isotenso o tronco-cónico, el fallo o ruptura de los canales de aluminio ocurrirá normalmente en las proximidades de los 1125 kg/cm<sup>2</sup>. Aplicando un factor de seguridad de 2, o sea basándose en los 562 kg/cm<sup>2</sup>, es evidente que las consideraciones de resistencia del material imponen un límite superior de alrededor de 21,6 milímetros a la separación D para el metal más grueso, esto es, la chapa de aleación de aluminio de 0,38 mm de espesor, para la fig. 18C. Ahora bien, las figs. 18A; 18B y 18C se basan en una densidad de canales de aproximadamente 295 canales por metro de sección recta del transmisor de calor. Para densidades de canales más bajas, también adecuadas para la puesta en práctica de esta invención, el esfuerzo para la misma gama de distancias D de separación se reduce y cae por bajo de un valor aceptable de 562 kg/cm<sup>2</sup> con densidades

413670

-9



de unos 130 ... 200 canales por metro y separaciones D de hasta 25 mm. Para una elevada velocidad de transmisión de calor por unidad de peso de metal ( $H_M$ ), es conveniente proyectar el transmisor de calor para que  
5 funcione con unos esfuerzos admisibles relativamente altos. Fue sorprendente descubrir que el intervalo de distancias de separación D de 5 a 25 mm resultaba adecuado desde este punto de vista, y también desde el punto de vista de las elevadas velocidades de transmi-  
10 sión global de calor ( $H_A$ ), como lo ponen de manifiesto las curvas A y A'. Otra razón a favor del límite superior de 25 mm para la separación D está en que una distancia mayor de separación hace difícil, si no imposible, colocar dos salientes de pared a lo ancho del ca-  
15 nal, lo cual es conveniente desde el punto de vista de la distribución de carga en los canales, por medio de los segmentos extremos de apoyo de carga de los salientes de pared.

Al disminuir la distancia de separación D hacia los valores bajos, el exceso de esfuerzo deja de ser  
20 factor limitativo, pero el reducidísimo esfuerzo en el metal, representado por la curva E, indica un uso antieco-  
nómico del metal, esto es, unos valores bajos de velocidad de transmisión del calor por unidad de peso del me-  
25 tal ( $H_M$ ). Las distancias de separación D reducidas por

413670



bajo de los 5 mm acrecientan indeseablemente la pérdida de carga del segundo fluido, y aumentan la probabilidad de obstrucción y creciente restricción del paso del segundo fluido en el espacio comprendido entre canales adyacentes. Finalmente, para una altura H dada de los salientes de pared, las separaciones D inferiores a 5 mm aumentan la dificultad de formar las partes salientes de pared, y las probabilidades de rotura. Por estas razones, la distancia de separación D de los salientes de pared de la superficie primaria ha de ser de por lo menos 5 mm en la práctica de esta invención, siendo el intervalo preferido el de 7,6 a 21,6 mm. Un intervalo de variación preferido para la relación o razón D/d es el de 6 a 14.

Las curvas E de la fig. 18, que asocian el esfuerzo con las distancias D de separación de partes salientes de pared, no han de aplicarse cuantitativamente a todos los diseños posibles de distribución geométrica de los salientes en las paredes laterales de los canales, sino sólo a diseños de distribución de salientes sencillos y regulares, con unidades triangulares que no se aparten mucho de los triángulos equiláteros. Como orientación, el uso de las curvas de esfuerzo E ha de limitarse a diseños de distribución de salientes de pared cuyas unidades triangulares estén caracterizadas por ser  $D_{\text{mín}}/D_{\text{máx}}$  igual o mayor que 0,8, siendo  $D_{\text{mín}}$  la

413670



menor de  $D_1$  y  $D_2$ , y  $D_{m\acute{a}x}$  la mayor de  $D_1$  y  $D_2$ . Los di-  
seños más complejos, tales como el de la fig. 25D que se  
analiza más adelante, o aquellos en los que  $D_{m\acute{i}n}/D_{m\acute{a}x}$  sea  
menor que 0,8, han de analizarse experimentalmente para  
5 determinar las relaciones de máximo esfuerzo admisible y/o  
capacidad de transmisión de calor en función de las dis-  
tancias  $D$  de separación de salientes de pared.

Las figs. 19A, 19B y 19C ilustran la menciona-  
da relación existente entre la altura  $H$  de salientes de  
10 pared de superficie primaria, representada en abcisas,  
respecto a la transmisión de calor por unidad de tiempo  
y de área de superficie frontal  $H_A$  en ordenadas. En abci-  
sas se indica también el número aproximado de canales por  
unidad de longitud de sección recta del transmisor de ca-  
15 lor, para valores correspondientes de  $H$ . Ahora bien,  
para un valor dado de  $H$ , la densidad en canales de super-  
ficie primaria puede variar ligeramente, según la profun-  
didad total especificada para el canal. También como en  
la fig. 18, la escala de ordenadas es numéricamente idé-  
20 nica en valores a los del esfuerzo en el metal. Ahora bien,  
las distancias de separación de salientes de pared se man-  
tienen constantes, en 12,7 mm en dirección normal al eje  
longitudinal de los canales y 15 mm en la dirección del  
eje longitudinal de los canales; esto es, se tiene una  
25 distancia de separación  $D$  de 14,2 mm con arreglo a la

413670



5 ecuación anteriormente citada. Las demás dimensiones (anchura del canal,  $d$  y anchura de la aleta) y las características geométricas de las aletas en celosía de tablillas y aberturas alargadas son iguales que en la fig. 18.

10 Las figs. 19A, 19B y 19C se basan en unos transmisores de calor de flujos cruzados, hechos de aleación de aluminio de 0,15, 0,20 y 0,38 mm de espesor de metal, respectivamente, y las curvas A, B, C, D y E, así como las curvas A', B', C' y D' se refieren a las mismas formas de construcción identificadas de la misma manera en las figuras 18A, 18B y 18C. Las curvas de trazos F indican la velocidad o capacidad de transmisión de calor  $H_M$  por unidad de tiempo y por unidad de peso total del metal transmisor de calor y pueden tomarse por lectura  
15 directa de la escala de ordenadas.

20 Ha de entenderse que, mientras la variación de D como en la figura 18 no altera la cantidad de metal utilizada por unidad de área frontal del transmisor de calor la variación de H como en la fig. 19 sí que modifica apreciablemente el peso de metal. Al reducirse H, los canales se hacen más delgados, y se emplea un mayor número de canales de superficie primaria por metro de anchura del transmisor de calor de flujos cruzados. De la fig. 19 se  
25 desprende evidentemente que las curvas A y A' de transmi-

413670



si3n total de calor alcanzan unos m3ximos para valores de la altura H de los salientes de pared de alrededor de 0,5 mil3metros, correspondientes a unos 492 canales por metro de anchura del transmisor de calor. Por bajo  
5 de los valores de 0,5 mm para H, la capacidad de transmisi3n de calor de la aleta posterior se perjudica gravemente: esto es, la curva D cae bruscamente en pendiente. Este efecto es atribuido a la elevada resistencia al paso del  
10 segundo fluido a medida que se estrecha la distancia de separaci3n entre canales adyacentes. La nueva adici3n de superficie de transmisi3n de calor por unidad de 3rea frontal es completamente anulada por una reducci3n en la efectividad de dicho metal para transmitir el calor. La decreciente efectividad en transmisi3n de calor del me-  
15 tal por unidad de peso viene indicada por la pendiente descendente de las curvas F. Las curvas E indican que el esfuerzo aumenta para valores m3s bajos de H. Este factor debe tenerse en cuenta adecuadamente en el proyecto del transmisor de calor de flujos cruzados, pero en la pr3cti-  
20 ca real no suele imponer limitaciones de H. Por ejemplo, si la separaci3n D de salientes de pared (mantenida constante en la fig. 19) se redujese para valores inferiores de H, el esfuerzo podr3a suprimirse a3n m3s, de manera que resulta posible alcanzar f3cilmente unas alturas de salien

413670



te de pared hasta de sólo 0,5 mm sin acercarse al límite de pandeo de la pared del canal. Por las razones indicadas, los salientes de pared lateral de los canales han de tener unos valores de H de por lo menos 0,5 mm, en la práctica de la presente invención.

Al ir aumentando progresivamente la altura H de las partes salientes de pared lateral hasta valores relativamente altos, llega un momento en que la transmisión de calor por unidad de área frontal disminuye para todos los componentes del transmisor de calor: esto es, para los canales de la curva B y las aletas deformadas en superficie, anteriores y posteriores, de las curvas C y D. Por consiguiente, para una carga dada de transmisión de calor, el transmisor de flujos cruzados debe hacerse más grande y menos compacto, como lo pone de manifiesto la pendiente descendente de la curva A. Ahora bien, la curva F de transmisión de calor por unidad de peso continúa aumentando, y alcanza un valor máximo para una altura H de salientes de pared aproximadamente igual a 3,6 mm (131 canales por metro de anchura del transmisor de calor). Más allá de este punto, la expansión o ampliación adicional del transmisor, por aumento de H, no consigue ninguna mejora adicional en la utilización del metal, y agranda innecesariamente el transmisor de calor. La reducción de características de funcionamiento para valores

413670



superiores de H se cree debida a la excesiva profundidad de los canales y los pasajes de segundo fluido, a la reducción de turbulencia en el fluido y, por consiguiente, a los menores coeficientes de transmisión de calor. En vista de la apreciable pendiente descendente de la curva A de transmisión total de calor por unidad de área frontal, y dado el máximo de la curva F de costo de transmisión total de calor por unidad de peso de metal en el punto aproximado de 3,6 mm, la altura H de salientes de pared del presente transmisor de calor de flujos cruzados no ha de exceder de este valor. El intervalo preferido de variación para los valores de H es de 0,64 mm a 2,5 mm.

Las ventajas de esta invención se ponen de manifiesto por medio de los ejemplos que siguen.

Ejemplo 1

Se construyeron tres transmisores de calor de 0,0929 m<sup>2</sup>, de aleación de aluminio, con partes salientes de pared de tipo isotenso, dos de ellas sin aletas y una con aletas, partiendo de material de 0,20 mm de espesor y del modo representado en la fig. 15, con los siguientes parámetros dimensionales en milímetros (tabla B):



TABLA B

Número	D	D/d	H	θ/R	Relación de aspecto	Relación de área de pared mojada
1	10,29	4,7	0,89	8,12	25,1	1
2	16,00	10,5	0,89	3,98	32,7	1
3	10,41	6,8	0,89	6,15	61,1	1,7

También se habilitaron tres radiadores de cobre de tipo usual, como el del radiador representado en la fig. 20 y modificado para un tamaño de área frontal de intercambio térmico de  $0,0929 \text{ m}^2$ , y todos ellos se ensayaron en un túnel aerodinámico ó de viento como el representado esquemáticamente en la fig. 21. El objeto primordial del ensayo era el de medir y comparar la capacidad de transmisión de calor de los transmisores de los distintos tipos. Esto se consiguió haciendo pasar por los radiadores de prueba un refrigerante calentado, introducido mediante bombeo con un gasto fijo, según lo indicado en la fig. 22, y haciendo variar al propio tiempo el gasto de circulación de aire según lo representado en la fig. 21. Como se indica en la fig. 22, se hacía pasar vapor de agua desde una fuente de alimentación (no representada), por medio de una válvula 80 de control de retroacción y por medio de un manómetro 81 capaz de medir de 0 a  $2,1 \text{ kg/cm}^2$ . El vapor se regulaba por medio de una válvula 82, acoplada en paralelo con una válvula 83 de ajuste más fino, antes de introducir-

413670



lo en un depósito 84 de calentador de agua. La presión del depósito 84 se medía por medio de un manómetro 85 de escala 0 ... 4,2 kg/cm<sup>2</sup>. La salida de agua del depósito 84 se llevaba a un radiador de prueba 86. y, a la salida del radiador 86, el agua se hacía volver, bombeada por una bomba 87, a través de la válvula de control 88 acoplada en paralelo y la válvula de control 89 en serie, de nuevo al depósito 84 del calentador. Aguas abajo de la bomba 87 estaba conectado un medidor hidráulico 90, para medir el paso de agua por el radiador 86. El vapor condensado en el depósito 84 se descargaba en un receptáculo, no representado. De esa manera se controlaba en todo momento el gasto de refrigerante calentado que pasaba por el radiador y, aun cuando no se representa, se usaba un dispositivo medidor de temperatura para registrar la temperatura del agua a la entrada y a la salida del radiador.

El esquema de prueba de la fig. 21 representa un túnel de viento utilizado para regular el gasto y la temperatura de un flujo de circulación de aire por los pasajes formados entre elementos contiguos de intercambio térmico de los radiadores sometidos a ensayo. El aire entrante en el túnel se hacía pasar primero por un orificio calibrado 60, que medía el flujo en volumen de entrada de aire en una cámara impelente 61 de 0,1133 m<sup>3</sup>, y

413670



luego se llevaba a través de unos tamices 62 rectificadores del flujo hasta un tramo de adaptador 63 de sección decreciente. El tramo de adaptador 63 estaba previsto para efectuar una transición suave en el paso de  
5 aire entre la cámara impelente 61 y un conducto de túnel de viento 64 de 0,0929 m<sup>2</sup> acoplado a un radiador de prueba 65. Aguas abajo del radiador estaba situado un ventilador o soplante (no representado), para controlar el paso de aire por el radiador. El aire calentado procedente del radiador 65, o se dejaba escapar por medio  
10 de un registro 66, o se devolvía al local de ensayo por intermedio de un registro 67, para así obtener cierto grado de control de temperatura dentro del local. Para reducir el gasto o caudal de paso de aire por el radiador, había un registro de control 68 acoplado aguas abajo  
15 del aire saliente del radiador 65. El tramo de adaptador 63 de sección decreciente y los tamices 62 de rectificación del flujo resultaron convenientes para mantener al mínimo la variación de velocidad de paso por el radiador de ensayo 65. Los perfiles de velocidad y las lecturas de tubo pitot efectuadas en toda el área frontal de diferentes radiadores de prueba 65 indicaron que la variación de la velocidad del aire para todos los radiadores ensayados estaba dentro de +5%. En el circuito de prueba  
20 se colocaron, de la manera indicada en la figura, un ma-

413670



nómetro 69 de escala 0 ... 50 mm y dos manómetros 70 de  
escala 0 ... 100 mm, utilizados para medir la pérdida  
de carga o caída de presión del aire. Dos rejillas 72 y  
73 que contenían cuatro termopares, colocados cada uno  
5 en el centro de un cuarto del área de paso o circulación  
del radiador 65, medían la temperatura media de entrada  
y salida del aire a través del radiador de ensayo 65.  
A las rejillas iban acoplados un registrador gráfico  
Brown de puntos múltiples (no representado) y un poten-  
10 ciómetro Rubicon (tampoco representado), que registraban  
las lecturas de los termopares. Así, se habilitó un  
circuito de pruebas de bastante precisión para medir la  
capacidad de transmisión de calor de los radiadores de  
ensayo.

15 El radiador de ensayo número 1, con partes  
salientes de pared del tipo de isocompresión, semejante al  
representado en la fig. 15, con la salvedad de no tener  
aletas, se fabricó prensando las mitades de canal "derecha"  
e "izquierda" de aluminio entre unas matrices macho y  
20 hembra de isocompresión, de resina epoxídica, preparadas  
como se describe en la mencionada solicitud de patente  
número 407.587. A continuación se repasaron las mitades  
de canal prensadas de isocompresión, y se plegaron lon-  
gitudinalmente sobre el borde, después de lo cual fueron  
25 desengrasadas, limpiadas al ácido y tratadas con un agente

413670



de tratamiento previo superficial denominado Alodine, después de lo cual se aclararon con agua. El Alodine es una marca registrada de la Amchem Products Inc.

Después del secado, se aplicó al borde plegado de 33 cm de longitud de cada mitad de canal un adhesivo de base epoxídica conocido con la denominación de Resina Tipo EA-914, fabricado por la División Hysol de la Dexter Corporation, California, EE.UU., y las mitades de canal concordantes se unieron a continuación, formando un canal de 41,3 mm de ancho. El canal se puso a continuación en un dispositivo auxiliar, y se hicieron unas uniones laminadas o rebordeadas estancas. Después de quitar el exceso de adhesivo del canal, se endureció a la estufa el adhesivo que quedaba en la unión. A continuación se expandieron las extremidades de canal y se aplicó un adhesivo a cada una de las partes salientes de pared y a los extremos de pared del canal. En los extremos del canal se introdujeron unas piezas insertas transitorias para la sustentación de la pared, y se reunieron diez canales en formación sujetándolos en relación de contacto en un dispositivo auxiliar, siendo luego endurecido el adhesivo a la estufa. Después volvió a limpiarse la formación o agrupación de canales, del modo especificado más arriba, y los canales de la misma se ensamblaron a un colector como el representado en la fig.

14-6-73

413670



16. De nuevo se utilizó un adhesivo para unir con cierre hermético los canales al colector, obteniéndose de ese modo el radiador de ensayo.

5 El radiador de ensayo número 2 (también provisto de partes salientes de pared del tipo de isocompresión), se preparó de igual manera que el anterior, salvo en que las partes salientes no se fijaron entre sí con adhesivo. La anchura de los canales medía 48,2 mm, y la longitud era de 33 cm (330 mm).

10 El radiador de ensayo número 3 (también provisto de partes salientes de pared del tipo de isocompresión) fue preparado de igual modo que el radiador de ensayo número 2, con la salvedad de que las uniones fueron soldadas, y se dispusieron unas aletas de tablillas y aberturas alargadas en los bordes longitudinales anterior y posterior del canal, como se ilustra en la fig. 15. La anchura total del canal y de las aletas medía 43,2 mm, y las aletas sin doblar medían 5 mm y 12,7 mm en los bordes longitudinales anterior y posterior. La longitud del canal medía 330 mm. Los ángulos de hendidura  $\alpha$  y  $\alpha'$  medían  $45^\circ$ , los ángulos de tablilla  $\beta$  y  $\beta'$  medían  $40^\circ$  y los ángulos de doblar  $\gamma$  y  $\gamma'$  variaban, para seis configuraciones de aleta, del modo siguiente:

Radiador de ensayo número 3

25 Tipo 1 - Aleta corta y larga síndoblar, aleta corta hacia

413670



adelante;

Tipo 2 - Aleta corta doblada  $30^\circ$ , aleta larga sin doblar,  
aleta corta hacia adelante;

5

Tipo 3 - Aleta corta doblada  $30^\circ$ , aleta larga sin doblar,  
aleta larga hacia adelante;

Tipo 4 - Aleta corta doblada  $30^\circ$ , aleta larga doblada  $15^\circ$ ,  
aleta corta hacia adelante;

Tipo 5 - Aleta corta doblada  $30^\circ$ , aleta larga doblada  $30^\circ$ ,  
aleta corta hacia adelante;

10

Tipo 6 - Aleta corta doblada  $30^\circ$ , aleta larga doblada  $30^\circ$ ,  
aleta larga hacia adelante.

La anchura de tablilla era de 0,89 mm, de  
manera que  $S$  resulta igual a  $0,89/\cos \alpha = 1,25$  mm.

15

Se tomaron tres radiadores de automóvil  
de tipo semejante y construcción usual, con los números  
de ensayo 4, 5 y 6, de un núcleo tipo de cobre consis-  
tente en tubos de latón soldados con estaño a delgadas  
aletas de cobre pero con diferentes configuraciones de  
aletas y depósito, y se modificaron para darles un área  
frontal de intercambio térmico de  $0,0929 \text{ m}^2$ , cortando para  
ello el núcleo y volviendo a instalar un colector y un  
depósito acortados. Así, todos los radiadores de ensayo  
estaban proyectados y arreglados para dar un área frontal  
de intercambio térmico de  $0,0929 \text{ m}^2$ . Los radiadores de  
ensayo con salientes de pared isotensos y aletas deforma-

25

14-6-73

413670

-9



5 das en superficie, por consiguiente, resultaban de menor costo de fabricación que los radiadores de ensayo de cobre y latón de tipo usual, porque en los primeros era menor el costo de material metálico de base por kilogramo que en los últimos.

10 Las condiciones nominales de ensayo para los diversos radiadores se indican en la Tabla C. De los radiadores usuales probados, se vio que el radiador de ensayo número 4 era superior en transmisión de calor por unidad de potencia de transporte de aire. Así, el radiador número 4 fue comparado con los radiadores de ensayo números 1, 2 y 3. En este radiador, las aletas de cobre eran de 12,05 mm de ancho, 0,076 milímetros de grueso, y la separación de aletas era de 4,9 aletas/cm, medida en dirección paralela al eje longitudinal de los canales. La 15 anchura exterior y la profundidad de los canales eran de 12,3 mm y 2,28 mm, respectivamente. Había veintiún canales repartidos a lo ancho del radiador de 30,5cm, con un hueco de 12,05 mm (la anchura de aleta) entre canales 20 adyacentes.

413670



TABLA C

NUM. DE PRUEBA	NÚMERO DE OPERACIONES	TEMPERATURA		CAUDALES	
		AIRE DE ENTRADA °C	AGUA DE ENTRADA °C	AIRE m <sup>3</sup> /min.	AGUA l/min.
4	8	32,2	101,7	17-76,5	424
	8	32,2	115,6	12,7-46,7	481
5	8	32,2	82,2	17-48,1	481
	8	32,2	87,8	17-56,6	481
	8	32,2	93,3	17-53,8	396
	8	32,2	99	17-59,5	481
	8	24	85	17-56,6	396
6	8	32,2	99	18,4-70,8	481
1	16	32,2	99	11,3-35,4	481
2	16	32,2	99	11,3-56,6	481
<u>3</u>					
Tipo 1	8	24	85	17-51	396
Tipo 2	8	24	85	17-51	396
Tipo 3	8	24	85	17-56,6	396
Tipo 4	8	24	85	17-56,6	396
Tipo 5	8	24	85	17-56,6	396
Tipo 6	8	26,7	85	17-58	396

14-6-73

413670

-9



La fig. 23 representa gráficamente la capacidad en función del gasto volumétrico de paso de aire para los radiadores de ensayo números 1 a 4 inclusive. Las condiciones de la representación gráfica eran de una diferencia media de temperaturas de 55,5°C (100°F) entre el fluido refrigerante y el aire de entrada, usando como refrigerante 50% en volumen de etilenglicol y 50% de agua con un gasto o caudal comprendido entre 53 y 64,3 litros por minutos. Como se ilustra en la fig. 23, el radiador número 3 de tipo 5 tenía, para el mismo volumen de gasto de aire, mayor capacidad que el mejor de los radiadores de tipo usual, el radiador número 4.

El resultado de este ensayo demostró que el radiador de aluminio, de salientes de pared isotensos y aletas deformadas en superficie, tendrá un funcionamiento comparable al del mejor de los radiadores de automóvil de tipo usual y un costo sustancialmente menor de fabricación, por su óptima utilización del metal. Así, esta invención proporciona unos elementos de canal de intercambio térmico dotados de aletas, que son económicos, compactos y de poco peso y que pueden ensamblarse hasta obtener un transmisor o intercambiador de calor eficaz para diversas aplicaciones.

Los cálculos basados en los datos experimentales del ensayo del radiador número 3 en sus diversas

413670



sas configuraciones, revelaron lo siguiente:

TABLA D

Coeficiente de transmisión de calor, kcal/m<sup>2</sup>.°C. hora

5		Baja velocidad (183 m/min de velocidad de acercamiento)		Alta velocidad (366 m/min de velocidad de acercamiento)	
		Superficie primaria	Superficie secundaria	Superficie primaria	Superficie secundaria
	Tipo 1	98,6	66,9	149,3	100,5
10	Tipo 2	99,1	112,1	148,8	192
	Tipo 3	98,6	90,7	149,9	166
	Tipo 4	98,6	131,8	148,8	229,3
	Tipo 5	99,5	153,8	147,8	258,6
	Tipo 6	99,5	148,8	149,3	253,8

15 Así, para un radiador de automóvil que utilizase el tipo específico de elementos de canal de intercambio térmico ensayado, se prefirió el radiador dotado de aleta frontal con el mismo ángulo de doblado  $\gamma$  de unos 30° que en la aleta posterior, e ilustrado por el tipo 5.

20 Un radiador semejante al representado en la fig. 5 y construido del modo especificado para el radiador de ensayo número 3 del tipo 5 se instaló en un automóvil y, al ser sometido a las condiciones locales de conducción, el radiador funcionó admirablemente.

413670



1973

Ejemplo 2

5 El ejemplo que se da a continuación ilustra también el efecto de disponer las deformaciones de superficie anteriormente definidas en unas aletas secundarias fijadas a los canales de superficie primaria con partes salientes de pared. En este caso, el transmisor de calor contiene ochenta canales en una anchura de 30,5 cm y una altura de 30,5 cm, y cada canal está provisto de una aleta simple de 11,65 mm de ancho a lo largo de los bordes anterior y posterior. Los canales son de 20,32 mm de profundidad (dimensión exterior larga de la sección recta), y sus paredes laterales planas están dotadas de las partes salientes de pared de tipo isotenso de 1,52 mm de altura (dimensión H), separadas a 15,2 mm en sentido vertical y a 12,7 mm en sentido horizontal (dimensión D de 9,9 mm) y dotadas de un diámetro de extremidad de 1,52 mm (dimensión  $d$ ). Todo el metal es aluminio de 0,2 mm de espesor. Los canales se llevan a unos múltiples por arriba y abajo, y por el lado del canal se bombea, como líquido refrigerante, un 40% en volumen de etilenglicol en agua a 88°C, con un gasto de 132 litros por minuto. Entre los canales y en dirección de flujos cruzados se introducen, mediante un ventilador, alrededor de 54 metros cúbicos de aire a 32°C, por minuto. En un

10

15

20

25

413670



caso determinado, las aletas son lisas, rectas y con-  
tinuas y están alineadas según el eje largo (eje mayor)  
de la sección recta del canal. En otro caso, las aletas  
son del tipo sencillo de celosía, de tablillas y aber-  
5 turas alargadas, representado en las figs. 5 y 15. Para  
las aletas tanto anteriores como posteriores, se tiene  
 $\alpha = 65^\circ$ ,  $\beta = 74^\circ$  y  $\gamma = 56^\circ$ , y la anchura de  
las tablillas es de 0,89 mm. Con estas condiciones, se  
vio que los coeficientes de transmisión de calor para  
10 las aletas lisas y rectas eran de alrededor de 44  
kcal/h.m<sup>2</sup>.°C. En las mismas condiciones, las aletas  
en celosía dieron un coeficiente de transmisión de  
calor de aproximadamente 258 kcal/h.m<sup>2</sup>.°C para ambas  
aletas, anterior y posterior. El factor de mejora en  
15 estas condiciones es aproximadamente de 5,9.

### Ejemplo 3

En este ejemplo se ilustra adicionalmente  
el efecto de disponer unas aletas en celosía, de tabli-  
llas y aberturas alargadas, en unos canales dotados de  
20 partes salientes de pared de tipo isotenso, haciéndose  
la ilustración mediante datos comparativos basados en  
varios transmisores de calor de flujos cruzados: el  
del tipo A es de superficie totalmente primaria, con  
canales de 34,3 mm de profundidad; el del tipo B tiene  
25 unos canales de 20 mm de profundidad y aletas simples

413670

-9



de 7,6 mm de anchura, tanto las anteriores como las  
 posteriores; el del tipo C tiene canales de 20 mm de  
 profundidad, y aletas dobles de 7,6 mm de anchura tan-  
 to las anteriores como las posteriores; el del tipo D  
 5 tiene canales de 12,7 mm de profundidad y aletas dobles  
 anteriores de 10 mm de anchura, y aletas dobles posterio-  
 res de 8,9 mm de anchura (véase la fig. 10), así como  
 canales dobles. Las demás dimensiones de aleta y los  
 ángulos son iguales a los descritos en el ejemplo 2,  
 10 y las aletas dobles están dispuestas como en la fig. 10.  
 Los restantes parámetros geométricos importantes para  
 los cuatro tipos de transmisores de calor, hechos de  
 chapa de aleación de aluminio de 0,2 mm de espesor, son  
 los siguientes:

15	<u>Parámetro</u>	<u>A</u>	<u>B</u>	<u>C</u>	<u>D</u>
	D (mm)	9,9	9,9	9,9	11,7
	D/d	7,1	6,5	6,5	7,7
	S (mm)	ninguna	2,11	2,11	2,11
	Relación de				
20	aspecto	22,5	15,5	13,9	8,0
	$(O_C + O_F)/I_T$	1	1,75	2,5	4,0
	Canales por				
	metro	324	328	295	260

25 Estos cuatro tipos de transmisores de  
 calor pueden compararse en función de los componentes

413670



individuales de  $H_A$ , transmisión de calor por minuto y por un  
 dad de área de superficie frontal, en el sistema de refrige-  
 ración de radiador de automóvil del ejemplo 2 y a distintas  
 velocidades, como sigue:

5 Transmisor de calor Transmisión de calor por minuto y por un  
 tipo y componente dad de área frontal (kcal/min.  $m^2$ )

		<u>Km/hora</u>			
		<u>0</u>	<u>48</u>	<u>96</u>	<u>144</u>
	A - canal	967	1530	2405	3225
10	B - canal	566	873	1387	1865
	aleta frontal	285	518	827	1068
	aleta posterior	165	347	599	804
	total	1016	1738	2813	3737
15	C - canal	428	683	1106	1505
	aletas frontales	458	821	1295	1665
	aletas posteriores	254	529	905	1222
	total	1140	2033	3306	4392

20 Transmisor de calor Transmisión de calor por minuto y por  
tipo y componente unidad de área frontal (kcal/min.  $m^2$ )

		<u>Km/hora</u>			
		<u>0</u>	<u>48</u>	<u>96</u>	<u>144</u>
	D - canal frontal	168	271	445	606
	aletas frontales	460	821	1242	1565
	aletas posteriores	279	567	938	1235
25	suma parcial	907	1659	2625	3406

413670



	<u>0</u>	<u>48</u>	<u>96</u>	<u>144</u>
canal posterior	87	162	296	431
aletas frontales	238	493	829	1107
aletas posteriores	144	339	626	875
5 suma parcial	469	994	1751	2413
Total general	1376	2653	4376	5819

La presente mejora de  $H_A$  de los transmisores de calor de los tipos B, C y D respecto al del tipo A es sustancial para todas las velocidades, lográndose los mejores resultados en el tipo D, según se refleja a continuación: a 0 km/h, el 42%; a 48 km/h, el 73%; a 96 km/h, el 81%; y a 144 km/h, el 80%.

La fig. 24 ilustra un radiador de automóvil que lleva incorporado el presente transmisor de calor de flujos cruzados, e incluye el conjunto de paquete o "emparedado" 91 de canales provistos de aletas, soportado por un bastidor lateral exterior 92. Los canales de primer fluido se extienden longitudinalmente de arriba a abajo, y están unidos en sus extremos superiores por un múltiple de depósito superior 93, y en sus extremos inferiores por un múltiple de depósito inferior 94. El primer fluido se introduce por la conexión superior 95 de carga. El segundo fluido se hace circular de un lado a otro de los canales de primer fluido, en dirección normal al plano de la fig. 24, por medio de un ventilador situado



detrás del radiador (que no se representa). En funciona-  
miento, el primer fluido caliente (que suele ser una mezcla  
de agua y etilenglicol) se introduce por una conexión de  
tubo flexible (no ilustrada) que hay en el lado posterior  
5 del múltiple superior de depósito 93, y de éste se hace  
pasar a los canales con circulación hacia abajo a través  
de los mismos en intercambio de calor con el segundo fluido  
refrigerante (el aire) que circula de un lado a otro de  
los canales. El primer fluido, ya enfriado, se descarga  
10 desde los extremos inferiores de los canales en el múlti-  
ple inferior de depósito 94, y de éste por una conexión  
de tubo flexible 96.

Como anteriormente se ha indicado, D es igual  
a la distancia efectiva de separación entre los centros  
15 de las partes salientes de pared contiguas de una pared  
lateral de canal, determinada por la fórmula siguiente,  
que refleja el hecho de que los esfuerzos en la pared  
sostenida por los salientes son aproximadamente propor-  
cionales a la tercera potencia de la separación entre  
20 salientes:

$$D = \sqrt[3]{\frac{D_1^3 + D_2^3}{2}}$$

en la cual:  $D_1$  es la distancia más corta entre dos centros  
25 de salientes de pared contiguos en cualquier unidad trian-

413670



gular del diseño de distribución de salientes en la pared lateral;  $D_2$  es la distancia perpendicular desde una línea-  
recta que se extiende pasando por los dos centros de sa-  
lientes de pared contiguos citados hasta el centro del ter-  
5 cer saliente de pared de la unidad triangular; y se llama  
unidad triangular a un triángulo que tiene un centro de  
saliente de pared solamente en cada uno de sus vértices,  
extendiéndose cada lado del triángulo entre centros de  
salientes de pared sin cortar o cruzar un segmento de  
10 línea más corto que interconecte otros centros de salien-  
tes.

Cuando las partes salientes de pared estén  
repartidas por igual y dispuestas en un diseño de distri-  
bución cuadrado por la pared lateral del canal, la dimen-  
15 sión  $D$  es la distancia de centro a centro entre los salien-  
tes contiguos más próximos, y  $D_1$  es igual a  $D_2$ . Así, en  
la fig. 11,  $D$  es la distancia a lo largo del lado del ele-  
mento cuadrado, y no la que recorre la diagonal de éste.  
Ahora bien, cuando el diseño de distribución de salientes  
20 es distinto de un cuadrado y las distancias de separación  
no son iguales,  $D_1$  y  $D_2$  resultan entonces diferentes, y  
la  $D$  efectiva no es una medida directa a efectuar en la  
pared lateral del canal.

La fig. 25 ilustra cuatro diseños realizables  
25 de distribución de salientes con distancias de separación



desiguales, e ilustra el método empleado para determinar  $D_1$  y  $D_2$  partiendo de la ecuación precedente. Cada dibujo (25A, B, C y D) representa la vista en planta de la pared lateral de un canal, habiéndose omitido las aletas para mayor sencillez. La fig. 25A representa un diseño rectilíneo de salientes, y la unidad triangular viene tipificada por el triángulo abc, que tiene en cada vértice un centro de saliente de pared. La separación más próxima entre centros de salientes de pared del triángulo es el lado  $\overline{cb}$ , que se convierte en  $D_1$ . La distancia perpendicular desde una línea que pase por  $c$  y  $b$  al tercer vértice  $a$  es el lado  $\overline{ca}$  del triángulo y, por lo tanto  $\overline{ca}$  se convierte en  $D_2$ . Debido a la sencillez del diseño, solamente hay presente una unidad triangular.

La fig. 25B ilustra un diseño de distribución de salientes escaqueados o en rombos. Una determinada unidad triangular es la representada por el triángulo abc y, como se ilustra en la figura, los lados  $\overline{bc}$  y  $\overline{ca}$  son iguales y representan la distancia más corta entre centros de salientes de pared del triángulo, de modo que  $\overline{bc}$  (o  $\overline{ca}$ ) se convierte en  $D_1$ , y la perpendicular desde ese lado que pasa por el tercer vértice se hace  $D_2$ . El triángulo def es una segunda unidad triangular que se encuentra en el diseño de distribución y, como se indica en la figura, los lados  $\overline{de}$  y  $\overline{ef}$  son iguales y representan la

413670



5 distancia más corta entre los centros de saliente del triángulo, por lo cual el lado  $\overline{ef}$  (o el lado  $\overline{de}$ ) es el que se toma como  $D_1$ , y la perpendicular a una línea que contenga este lado más corto y que pase por el tercer vértice del triángulo es la que se toma como  $D_2$ . Es de notar que entre centros de salientes de pared puede trazarse también un triángulo ghi, pero este triángulo no satisface los requisitos de una unidad triangular, por cuanto el lado  $\overline{gi}$  cruza ambos segmentos de línea  $\overline{eh}$  y  $\overline{fn}$  que interconectan otros centros de salientes y son más cortos que  $\overline{gi}$ . La dimensión D para este diseño de distribución de saliente se determinaría calculando los valores para cada uno de los triángulos abc y def, y eligiendo el valor más grande como limitativo desde los puntos de vista tanto de la transmisión del calor como de los esfuerzos.

10 La figura 25C ilustra unas filas verticales de salientes escaqueados, y la unidad triangular simple que contiene es la tipificada por el triángulo abc. Como se indica en el dibujo, el lado  $\overline{ca}$  es la distancia más corta entre centros de salientes, por lo que se toma como  $D_1$ . La perpendicular al lado  $\overline{ca}$  que pase por el tercer centro de saliente en  $\underline{b}$  se convierte en  $D_2$ . El triángulo def no satisface los requisitos de una unidad triangular, porque el lado  $\overline{df}$  cruza un segmento de línea

413670



más corto  $\overline{ge}$  que interconecta otros centros de saliente.

Las disposiciones de diseño que anteceden, de las figs. 25A, 25B y 25C, son de naturaleza claramente sencilla y regular. En algunos casos, puede resultar conveniente el uso de un diseño de distribución más complicado, tal como el representado en la fig. 25D. La disposición de salientes de la fig. 25D sitúa un número relativamente grande de salientes cerca de la pared de borde del canal, prestando así un apoyo o sustentación adicional al área de pared de borde. El diseño de distribución representado consta de dos unidades de diseño que se alternan, siendo la primera una unidad rectangular tal como la  $jmnl$ , y siendo la segunda una unidad en rombo tal como la  $lnig$ , con el saliente  $h$  en su centro. Una de las unidades triangulares del diseño es la tipificada por el triángulo  $abc$ , en el cual el lado  $\overline{bc}$  es la distancia más corta entre centros de salientes y se toma como  $D_1$ , en tanto que el lado  $\overline{ca}$  es la distancia perpendicular desde el lado  $\overline{bc}$  al tercer centro de saliente en  $a$ , y se convierte en  $D_2$ . Una segunda unidad triangular es la tipificada por el triángulo  $def$ , en el que los lados  $\overline{ef}$  y  $\overline{de}$  son iguales y representan la distancia más corta entre centros de salientes del triángulo. Por tanto, el lado  $\overline{ef}$  (o el  $\overline{de}$ ) es el que se toma como  $D_1$ , y la distancia perpendicular desde ese lado al

413670



tercer centro de saliente se convierte en  $D_2$ . Una tercera unidad triangular es la tipificada por el triángulo ghi, cuyos lados  $\overline{gh}$  y  $\overline{hi}$  son iguales y representan las distancias más cortas de separación entre centros de salientes del triángulo. Por tanto,  $\overline{gh}$  (o  $\overline{hi}$ ) se toma como  $D_1$  y la perpendicular desde una línea que contenga este lado más corto y pase por el tercer centro de saliente del triángulo se convierte en  $D_2$ . Puede construirse el triángulo jkl, pero éste no satisface los requisitos de una unidad triangular, porque el lado  $\overline{kl}$  se cruza con un segmento de línea  $\overline{jm}$  más corto que interconecta otros centros de salientes. Por consiguiente, la dimensión D para este diseño de distribución de salientes se determina calculando los valores para cada uno de los triángulos abc, def y ghi, y eligiendo el más grande de los tres valores.

#### Ejemplo 4

Esta invención puede compararse con otras configuraciones de intercambio o transmisión de calor a base de añadir diversas formas de metal a una unidad básica de radiador de automóvil que consta de 80 canales de superficie totalmente primaria por los 30,5 cm (262 canales por metro) de sección recta del transmisor de calor, siendo cada canal de 20 mm de ancho, con aleación

413670

-9



de aluminio de 0,2 mm de espesor como metal de superficie tanto primaria como secundaria. El refrigerante en el interior de los canales es 40% en peso de etilenglicol en agua, y la velocidad del vehículo es de 96 km/h. En todos los transmisores de calor de este ejemplo se usan las partes salientes de pared de tipo isotenso, de las siguientes características: separación de salientes, igual a 15,2 mm horizontalmente y 12,7 mm verticalmente, con una dimensión D efectiva de 9,9 mm;  $d$  igual a 1,5 mm; y H igual a 1,5 mm. La fig. 26 ilustra las formas de metal incremental para añadir capacidad de transmisión de calor a la unidad básica, formas que incluyen: superficie primaria adicional en forma de canales más anchos (curva A); aletas lisas sin deformaciones en superficie (curva B); aletas simples en celosía de tablillas y aberturas alargadas, añadidas al canal básico (curva C); y aletas dobles en celosía, de tablillas y aberturas alargadas, en cada borde de canal (curva D).

Más concretamente, la gráfica de la fig. 26 representa la relación existente entre la variación de capacidad térmica por unidad de variación en peso, en ordenadas, respecto a la proporción (tanto por ciento) de peso añadido al transmisor de calor primitivo, en abcisas. La curva A representa la variación de capacidad térmica en un transmisor de calor por superficie



totalmente primaria, al aumentar la anchura de los canales de 20 mm a 38 mm, y al aumentar la relación de aspecto de 12,4 (unidad básica) a 21,8. La curva B ilustra la variación de capacidad térmica cuando se añaden los mismos pesos de metal, pero en forma de aletas lisas y no de pared de superficie totalmente primaria adicional. Es evidente que hay sólo una diferencia marginal entre estas dos opciones de aumento de metal. La adición de aletas finas muestra una ligera ventaja hasta llegar aproximadamente a un 40% de peso adicional, a partir de lo cual su contribución es en realidad menor que la obtenida por adiciones de peso iguales en pared de superficie totalmente primaria.

La curva C pone de manifiesto la variación en la capacidad térmica por unidad de peso de metal añadido, cuando al canal básico de 20 mm de ancho se le añaden aletas en celosía de tablillas y aberturas alargadas. Los ángulos anteriormente definidos para estas deformaciones de superficie de aletas con los siguientes:  $\alpha = 65^\circ$ ,  $\beta = 56^\circ$ , y  $\gamma = 74^\circ$ ; y la dimensión S de las tablillas es de 2,11 mm. La relación  $(O_C + O_P)/I_T$  aumenta de 1,5 a 2,8, lo que corresponde respectivamente a un 125% y un 190% del peso primitivo del transmisor de calor. Es evidente que la adición indiscriminada de grandes cantidades de metal en cual-

413670

-9



quier forma llegaría eventualmente a alcanzar un punto de carencia de ventajas, al converger las curvas. Ahora bien, también resulta evidente que, dentro del intervalo representado en la fig. 26, es decir, hasta un 90% aproximadamente de aumento en peso del metal, las aletas simples, en celosía de tablillas y aberturas alargadas mantiene por lo menos una ventaja superior en dos veces a la de adiciones iguales de metal en superficies totalmente primarias, como las representadas por la curva A.

5

10

La curva D representa la adición de metal en forma de aletas dobles en celosía, de tablillas y aberturas alargadas, y presenta una utilidad aún mejor, en cuanto a la adición de metal, que la obtenida con las aletas simples de la curva C.

15

Aun cuando se han descrito con detalle ciertas formas de realización del presente invento, como se apreciará, se prevén otras formas de ejecución, en unión de modificaciones y variantes de las características expuestas, como comprendidas dentro del ámbito del invento.

20

Esta solicitud que corresponde a las presentadas en los Estados Unidos de América, el día 10 de Julio de 1972, bajo el nº 270.259 y el día 23 de Marzo de 1973, bajo el Nº 344.429 se acoge a los beneficios del artículo 53 del vigente Estatuto sobre Propiedad

25

14-6-73

- 114 -

413670



Industrial.

REIVINDICACIONES

5                    Los puntos de invención, propia y nueva  
que se presentan para que sean objeto de esta solicitud  
de Patente de Invención en España, por VEINTE años, son  
los que se recogen en las reivindicaciones siguientes:

10                    1ª.- Un dispositivo transmisor de calor de  
flujos cruzados, que comprende: (a) un bastidor estruc-  
tural exterior; (b) una multitud de canales formados de  
aluminio, que tienen cada uno una sección recta alargada  
limitada por unas paredes laterales y unas paredes de borde,  
de un espesor comprendido entre 0,076 mm y 0,38 mm cada una  
15                    y una relación o razón de aspecto, de longitud/anchura de  
un rectángulo equivalente, igual a por lo menos 4, estando  
longitudinalmente alineados, en la relación de paralelos  
y separados a distancia, cada uno con una abertura de en-  
trada de primer fluido en uno de sus extremos y una aber-  
20                    tura de salida de primer fluido en el extremo opuesto, y  
unos medios de múltiple de entrada común y unos medios  
de múltiple de salida común, respectivamente, para dichas  
aberturas de entrada de primer fluido y dichas aberturas de  
salida de primer fluido, y habiendo una multitud de partes  
25                    salientes de pared formadas a partir de cada pared late-

14-6-73

- 115 -

*ME*

413670



5  
10  
15  
20

ral, distribuidas por toda la superficie de la pared lateral y que se extienden hacia fuera desde ésta, con unos segmentos extremos portadores de carga conformados para acoplar con y llegar a tope contra unos segmentos extremos portadores de carga de dichas partes salientes de una pared lateral de canal adyacente, separando de ese modo a cierta distancia los canales contiguos, y apoyándose los segmentos extremos más exteriores contra dicho bastidor estructural exterior, al cual transmiten la carga de los canales, teniendo dichas partes salientes de pared un tamaño y una relación dimensional mutua definidos por una dimensión D aproximadamente comprendida entre 5 y 25 mm, una dimensión H aproximadamente comprendida entre 0,5 y 3,6 mm y una relación D/d aproximadamente comprendida entre 3 y 18, donde H es igual a la altura máxima medida perpendicularmente desde un plano que contiene la extremidad del segmento extremo del saliente hasta un plano que contiene el punto más distante de dicha superficie de pared lateral, D es igual a la distancia de separación efectiva entre los centros de las partes salientes de pared contiguas de una pared lateral, determinada por

25

la fórmula  $D = \sqrt[3]{(D_1^3 + D_2^3)/2}$ , en la cual  $D_1$  es la distancia más corta entre dos partes salientes de

14-6-73

ME

413670



pared adyacentes en cualquier unidad triangular del  
diseño de distribución de salientes en la pared lateral,  
 $D_2$  es la distancia perpendicular desde una línea recta  
que se extiende pasando por los dos centros de salientes  
5 de pared contiguos citados hasta el centro del tercer  
saliente de pared de la misma unidad triangular, llama-  
mándose unidad triangular a un triángulo que tiene un  
centro de saliente de pared solamente en cada uno de  
sus vértices, extendiéndose cada lado del triángulo  
10 entre centros de saliente de pared sin cortar o cruzar  
un segmento de línea más corto que interconecte otros  
centros de salientes, y  $d$  es igual a la dimensión de  
la relación  $4a/p$ , en la cual  $a$  es igual al área del  
segmento extremo portador de carga del saliente de sus-  
15 tentación de pared y  $p$  es igual al perímetro de dicho  
segmento extremo portador de carga; y teniendo también  
dichas partes salientes de pared un contorno tal, en al-  
zado o altura, que la relación  $\theta/R$  esté aproximadamente  
comprendida entre 1,6 y 1000 grados por centímetro, siendo  
20  $\theta$  el ángulo máximo del metal de la parte saliente, respec-  
to al plano de la base de dicha pared lateral y medido en  
una sección recta que pase por el centro de la parte salien-  
te, perpendicular al plano de la base, y  $R$  es el radio míni-  
mo de curvatura del metal, medido por fuera de la parte

14.6-73

- 117 -

me

413670

-9 JU



5 saliente; (c) estando los citados canales y partes sa-  
lientes de pared, así como el bastidor estructural ex-  
terior, dispuestos y contruidos para hacer circular un  
segundo fluido por dicho bastidor estructural exterior  
normalmente a dichos canales y en el espacio comprendido  
entre éstos, en intercambio de calor con dicho primer  
fluido; y (d) por lo menos una aleta de aluminio del-  
gada, de un espesor comprendido entre 0,076 y 0,38  
mm, que se extiende por lo menos hacia fuera desde una  
10 pared de borde de canal a todo lo largo del mismo, es-  
tando dichas aletas previstas en número y área de su-  
perficie respecto al área de superficie de canal tales  
que la relación o razón  $(O_C + O_F)/I_T$ , de la suma del  
área de superficie exterior del canal ( $O_C$ ) más el área  
15 de superficie de aletas exterior a dichos canales ( $O_F$ ),  
respecto al área de superficie total del interior de  
dichos canales ( $I_T$ ) esté comprendida entre 1,2 y 4,0 y  
teniendo cada aleta multitud de deformaciones de super-  
ficie que parten del plano de la aleta y entran en el  
20 hueco o espacio entre aletas adyacentes de canales con-  
tiguos, y que están repartidas a breves intervalos (S)  
comprendidos entre 0,25 y 5 mm, medidos normalmente al  
eje longitudinal de los canales, de manera que consti-  
tuyan un área total de deformación equivalente a por  
25 lo menos el 40% de dicha área de superficie de aletas,

14-6-73

ME

413670

-9



dislocando así la circulación del segundo fluido a lo ancho de las aletas.

5           2ª.- El dispositivo transmisor de calor de flujos cruzados de la reivindicación 1ª, en el que las deformaciones de superficie de aleta comprenden unas tablillas y aberturas alargadas o hendiduras paralelas, dispuestas en una configuración de celosía a lo ancho de la aleta.

10           3ª.- El dispositivo transmisor de calor de flujos cruzados de la reivindicación 1ª, en el que las deformaciones de superficie de aleta comprenden una multitud de tiras plegadas a lo ancho de la aleta y separadas por hendiduras paralelas, teniendo cada tira plegada unas crestas y unos valles, con unas aberturas formadas por los bordes de las tiras entre dichas crestas y valles, y  
15           estando las crestas y los valles de las tiras plegadas adyacentes desalineados o escaqueados en dirección normal a dichas hendiduras.

20           4ª.- El dispositivo transmisor de calor de flujos cruzados de la reivindicación 1ª, en el que las deformaciones de superficie de aleta comprenden una serie de ondulaciones con crestas y valles alineados paralelamente al eje longitudinal del canal, y lateralmente separados entre sí.

25           5ª.- El dispositivo transmisor de calor de flujos cruzados de la

14-6-73

- 119 -

ME

413670



-9-73

5 la reivindicación 1ª, en el que las deformaciones de superficies de aleta comprenden unas depresiones distribuidas por toda la superficie de las aletas y separadas por metal sin deformar, estando dichas depresiones alineadas en filas longitudinales paralelas al eje longitudinal del canal..

10 6ª.- El dispositivo transmisor de calor de flujos cruzados de la reivindicación 1ª, en el que por lo menos una aleta se extiende hacia fuera a partir de cada pared de borde de cada canal.

7ª.- El dispositivo transmisor de calor de flujos cruzados de la reivindicación 1ª, en el que hay dos aletas que se extienden hacia fuera a partir de cada pared de borde de cada canal.

15 8ª.- El dispositivo transmisor de calor de flujos cruzados de la reivindicación 1ª, en el que la relación  $(O_C + O_F)/I_T$  está comprendida entre 1,3 y 3,0.

20 9ª.- El dispositivo transmisor de calor de flujos cruzados de la reivindicación 1ª, en el que las deformaciones de superficie de aleta están separadas a intervalos (S) comprendidos entre 0,5 mm y 2,5 mm.

25 10ª.- El dispositivo transmisor de calor de flujos cruzados de la reivindicación 2ª, en el que los canales son de una anchura comprendida entre 19 mm

14-6-73

me

413670



y 50 mm, y las aletas son de una anchura comprendida entre 5 mm y 12,7 mm.

5 11ª.- El dispositivo transmisor de calor de flujos cruzados de la reivindicación 1ª, en el que la relación de aspecto de dichos canales es de por lo menos 8.

10 12ª.- El dispositivo transmisor de calor de flujos cruzados de la reivindicación 1ª, en el que las partes salientes de pared tienen un contorno o perfil isotenso en alzado.

13ª.- El dispositivo transmisor de calor de flujos cruzados de la reivindicación 1ª, en el que las partes salientes de pared tienen un contorno o perfil troncocónico en alzado.

15 14ª.- El dispositivo transmisor de calor de flujos cruzados de la reivindicación 1ª, en el que las partes salientes de pared tienen un contorno o perfil isotenso y las deformaciones de superficie de aleta comprenden unas tablillas y aberturas alargadas paralelas dispuestas en configuración de celosía a lo ancho de la aleta.

20

25 15ª.- El dispositivo transmisor de calor de flujos cruzados de la reivindicación 1ª, en el que las partes salientes de pared tienen una dimensión D aproximadamente comprendida entre 7,6 y 21,6 mm, una

413670



dimensión H aproximadamente comprendida entre 0,64 y 2,5 mm, y una relación D/d aproximadamente comprendida entre 6 y 14.

5 16ª.- El dispositivo transmisor de calor de flujos cruzados de la reivindicación primera, en el que las partes salientes de pared tienen un contorno o perfil isotenso en alzado, tal que la relación  $\theta/R$  está aproximadamente comprendida entre 1,6 y 40 grados por centímetro.

10 17ª.- El dispositivo transmisor de calor de flujos cruzados de la reivindicación 15ª, en el que las partes salientes de pared tienen un contorno o perfil isotenso en alzado, tal que la relación  $\theta/R$  está aproximadamente comprendida entre 1,6 y 40 grados por centímetro.

15 18ª.- El dispositivo transmisor de calor de flujos cruzados de la reivindicación 2ª, en el que las aletas dotadas de hendiduras están fabricadas con un ángulo de acercamiento  $\theta'$  comprendido entre 0º y 70º, viniendo dicho ángulo de acercamiento  $\theta'$  definido como el ángulo formado entre una primera línea, que es paralela a un plano que contiene la línea de máxima anchura dimensional y la línea de anchura longitudinal y la línea de dimensión longitudinal de los canales y perpendicular a la línea de dimensión longitudinal de los ca-

25  
14-6-73

ME

413670



nales, y una segunda línea formada por la intersección de un plano con la superficie de una tablilla de la aleta dotada de hendiduras, siendo dicho plano normal a la superficie de la tablilla y conteniendo la primera línea arriba definida.

5  
19ª.- El dispositivo transmisor de calor de flujos cruzados de la reivindicación 18ª, en el que dicho ángulo de acercamiento  $\theta'$  viene definido por la ecuación siguiente:

10  
$$\text{sen } \theta' = \cos \beta \text{ sen } \gamma - \cos \gamma \text{ sen } \beta \cos \alpha,$$

en la cual:  $\beta$  es el ángulo formado entre el plano de la aleta y el plano del miembro de tablilla entre aberturas alargadas o hendiduras adyacentes;  $\gamma$  es el ángulo formado entre el plano de la aleta y un plano que contiene la línea de máxima anchura y la línea de dimensión longitudinal de dichos canales; y  $\alpha$  es el ángulo formado entre la línea de dimensión longitudinal de los canales y la línea de dimensión longitudinal de la hendidura formada entre tablillas adyacentes.

15  
20  
20ª.- El dispositivo transmisor de calor de flujos cruzados de la reivindicación 19ª, en el que dicho ángulo de acercamiento  $\theta'$  está comprendido entre  $0^\circ$  y  $45^\circ$ .

25  
21ª.- El dispositivo transmisor de calor de flujos cruzados de la reivindicación 19ª, en el que

14-6-73

- 123 -

ME

413670



dicho ángulo de acercamiento  $\theta'$  está comprendido entre  $0^\circ$  y  $45^\circ$ , la línea de máxima dimensión de anchura de dichos canales está entre 19 mm y 50 mm, y la anchura de aleta es menor de 15,2 mm.

5                    22ª.- El dispositivo transmisor de calor de flujos cruzados de la reivindicación 21ª, en el que la anchura de las tablillas de la configuración en celosía es de por lo menos 0,5 mm.

10                    23ª.- El dispositivo transmisor de calor de flujos cruzados de la reivindicación 21ª, en el cual el ángulo  $\beta$  está comprendido entre  $30^\circ$  y  $60^\circ$ , el ángulo  $\gamma$  está comprendido entre  $45^\circ$  y  $135^\circ$  y el ángulo  $\alpha$  está comprendido entre  $0^\circ$  y  $60^\circ$ .

15                    24ª.- UN DISPOSITIVO TRANSMISOR DE CALOR DE FLUJOS CRUZADOS.

Tal y como se ha descrito en la Memoria que antecede, representado en los dibujos que se acompañan y con los fines que se han especificado.

ME

413670



Esta Memoria consta de ciento veinticinco hojas  
escritas a máquina por una sola cara.

Madrid,

29 JUL, 1973

P.A.

Alberto de Elizaburu  
Por Poder

14-6-73

- 125 -

CE

413670

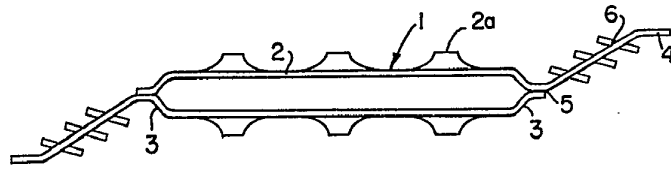


FIG. 1

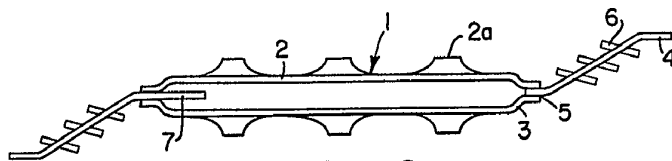


FIG. 2

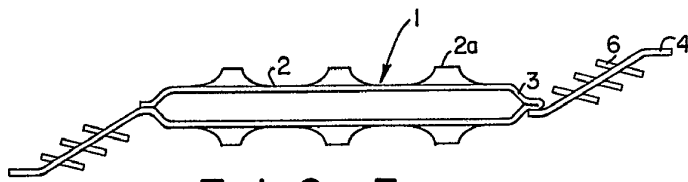


FIG. 3

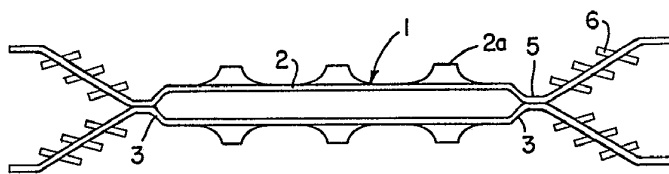


FIG. 4

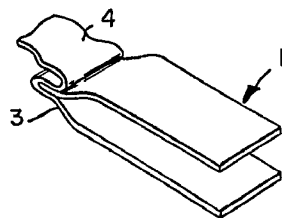


FIG. 4A

*AW*

*Handwritten mark*

FIG. 5D 413670

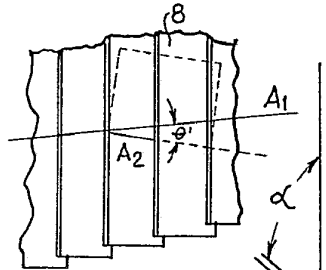
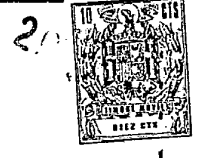


FIG. 5A

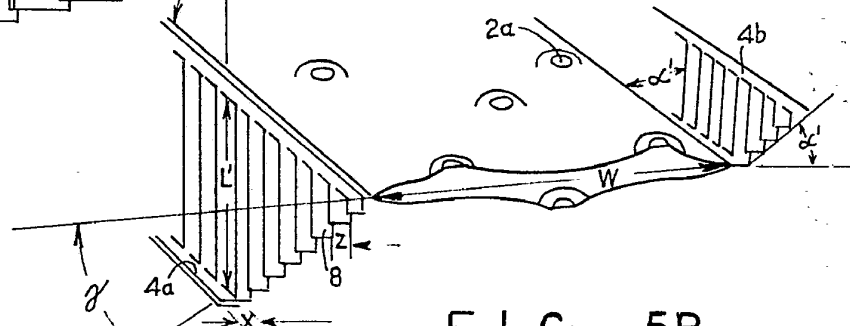


FIG. 5B

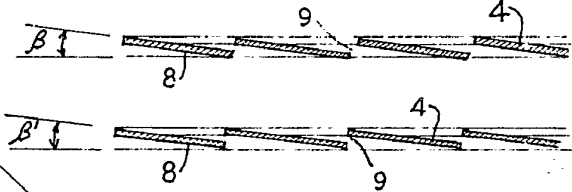


FIG. 5C

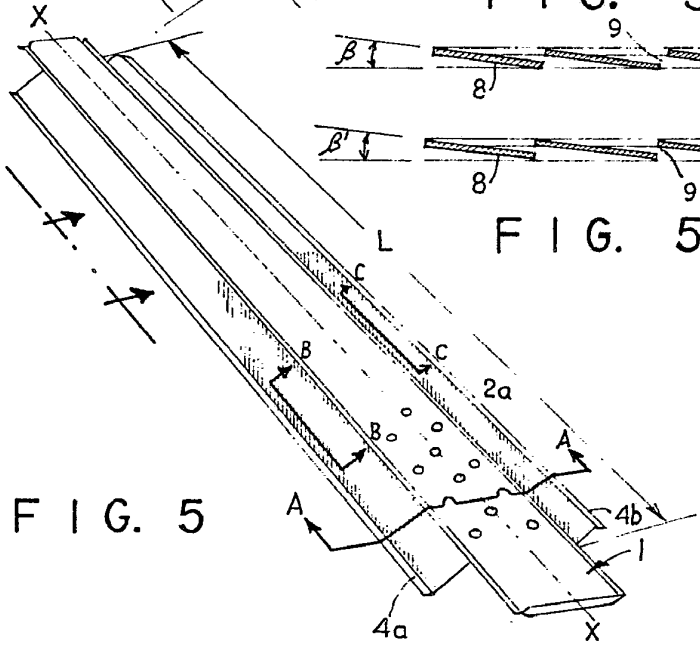


FIG. 5

*Handwritten signature*

413670



FIG. 5E

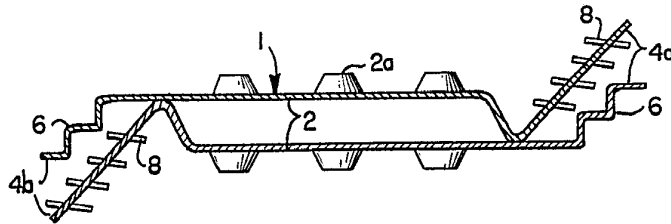
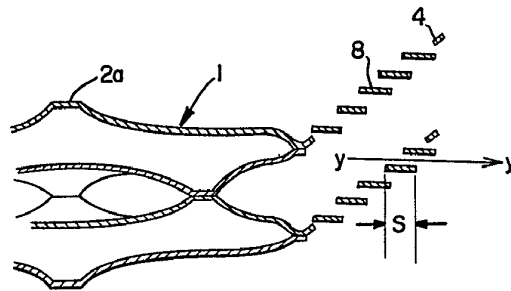


FIG. 9

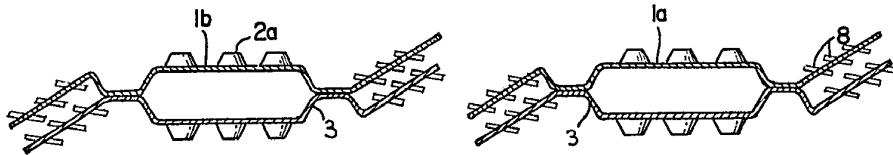


FIG. 10

*AW*

413670

20

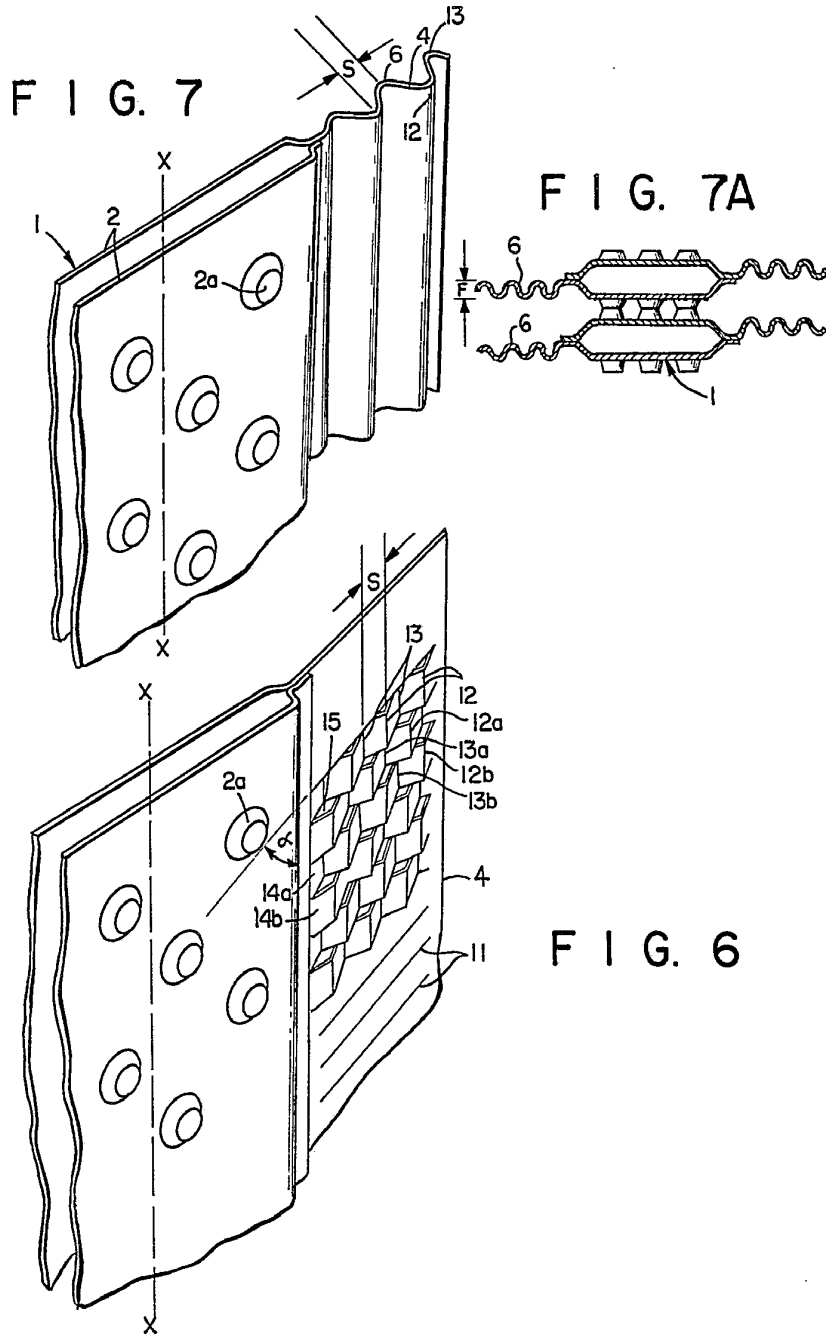


FIG. 6

*aw*

413670

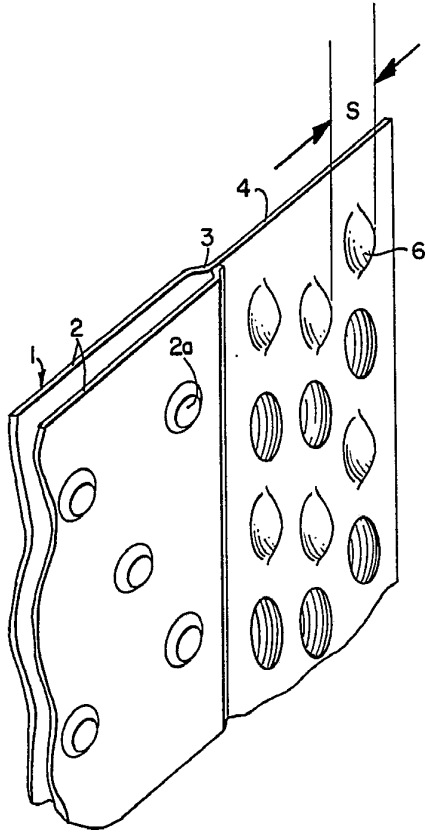


FIG. 8

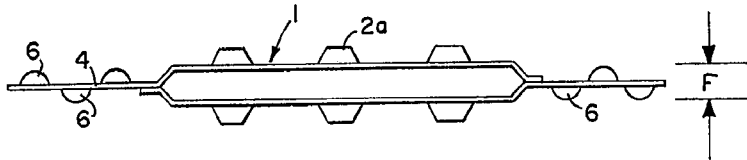


FIG. 8A

*and*

413670



FIG. II

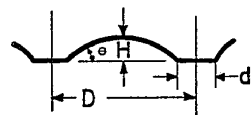
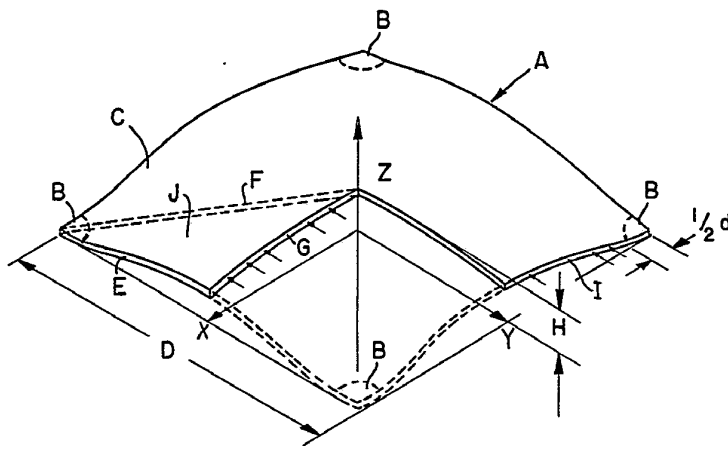


FIG. IIA

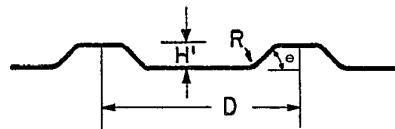


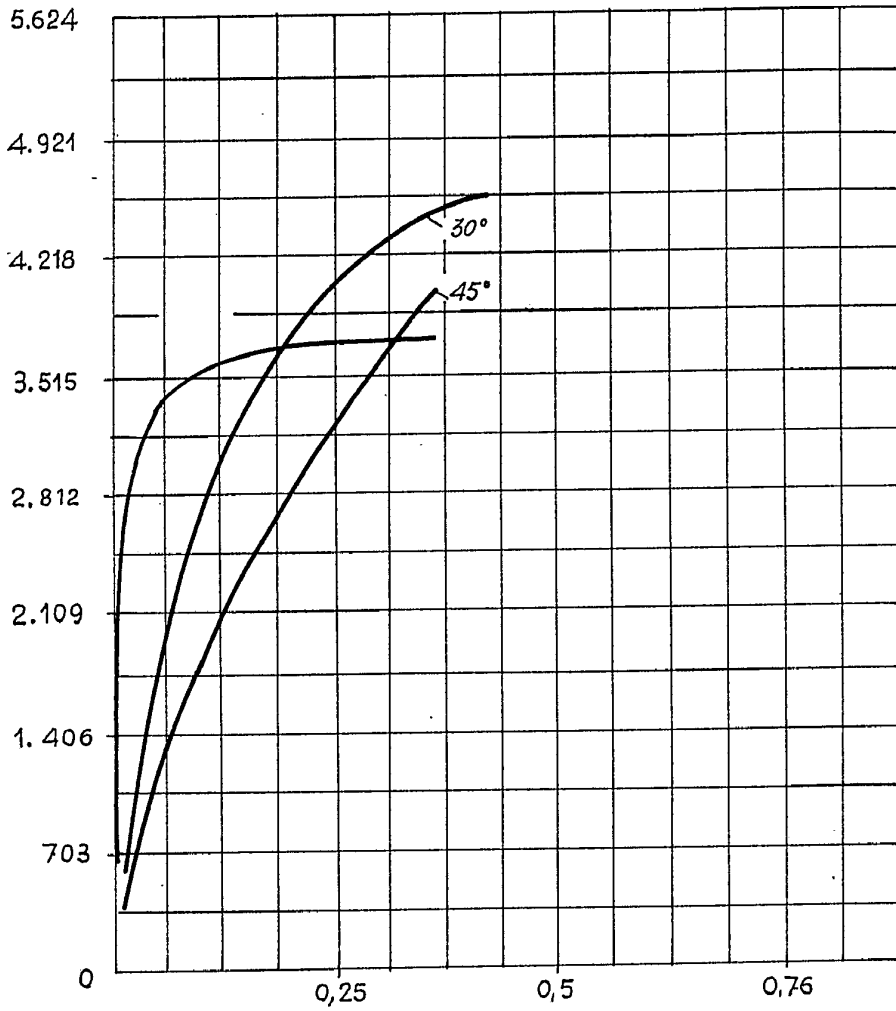
FIG. 13

*Handwritten signature or initials.*



413670

FIG. 12



*QWW*

413670



FIG. 14A

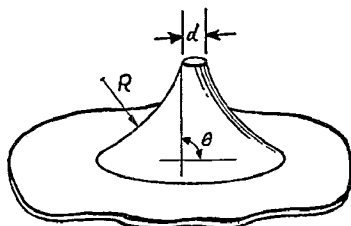


FIG. 14B

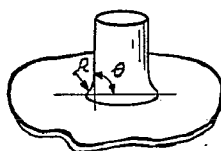


FIG. 14C

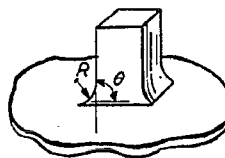


FIG. 14D

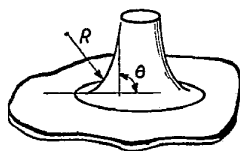


FIG. 14E

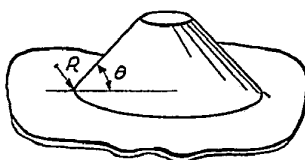


FIG. 14F

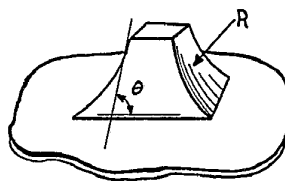


FIG. 14G

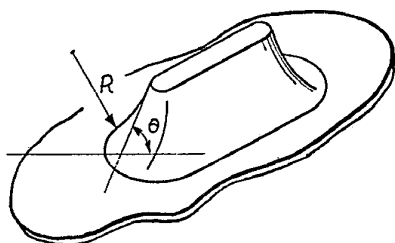
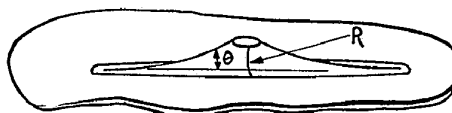


FIG. 14H



*Handwritten signature or initials.*

413670

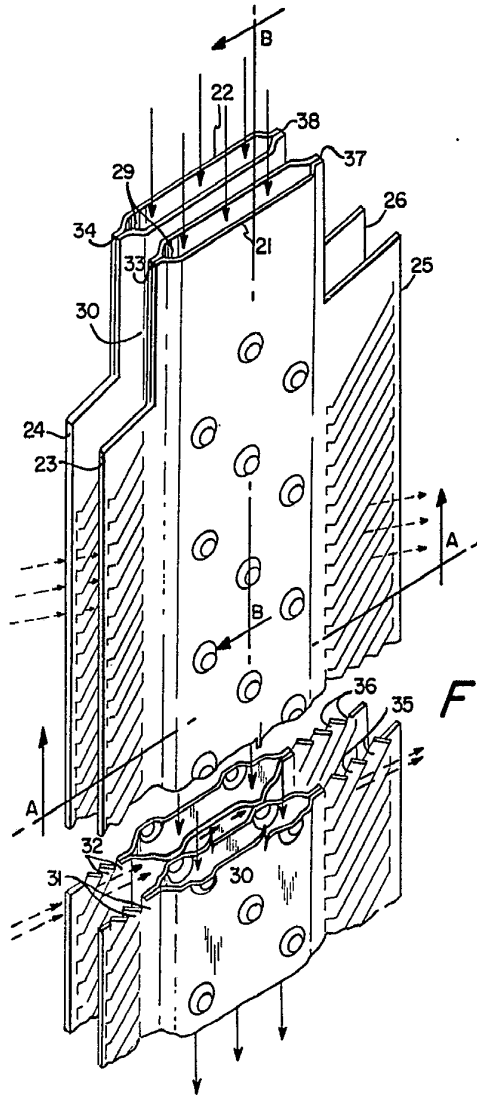


FIG. 15A

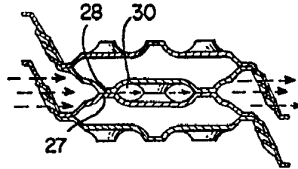
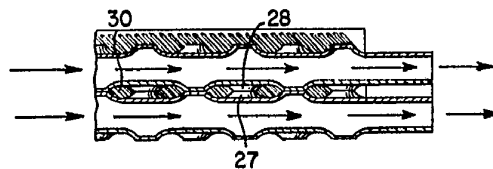


FIG. 15

FIG. 15B



*AW*

413670

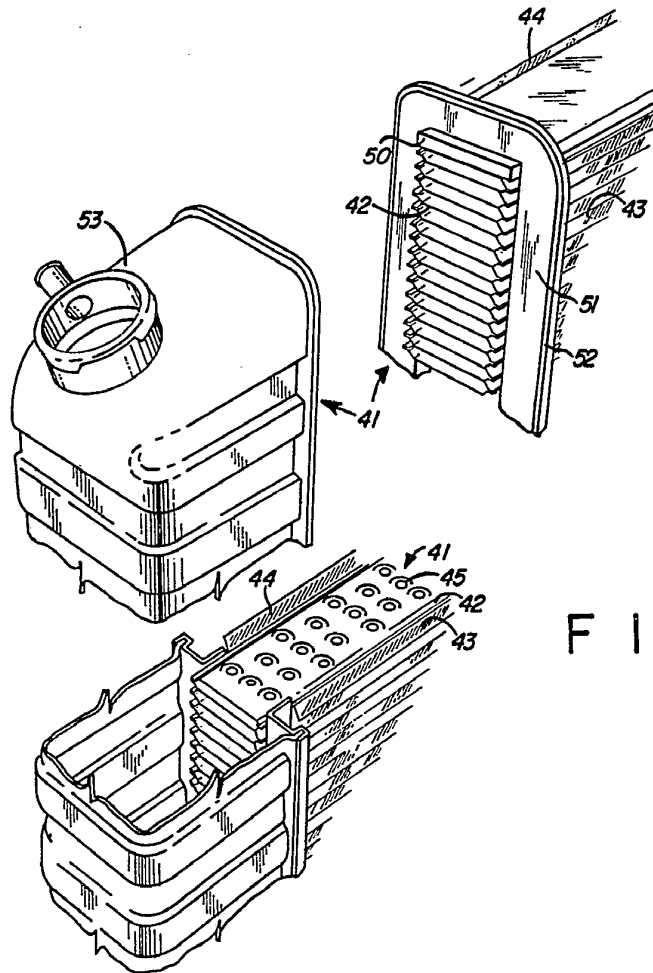


FIG. 16

*aw*

413670

20

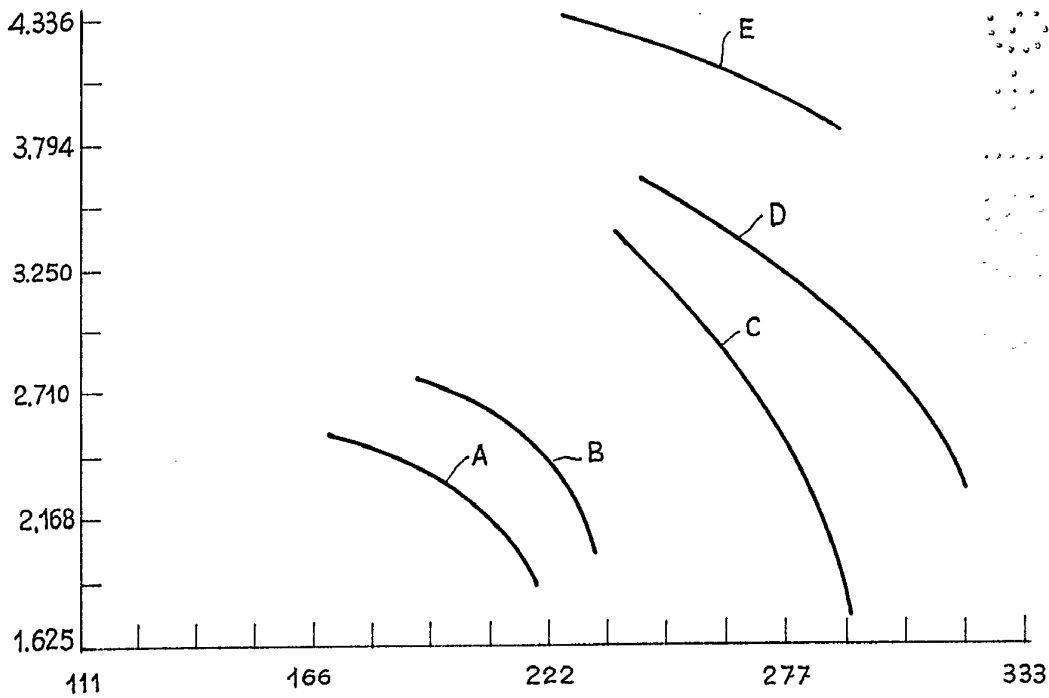


FIG. 17

*ew*

413670

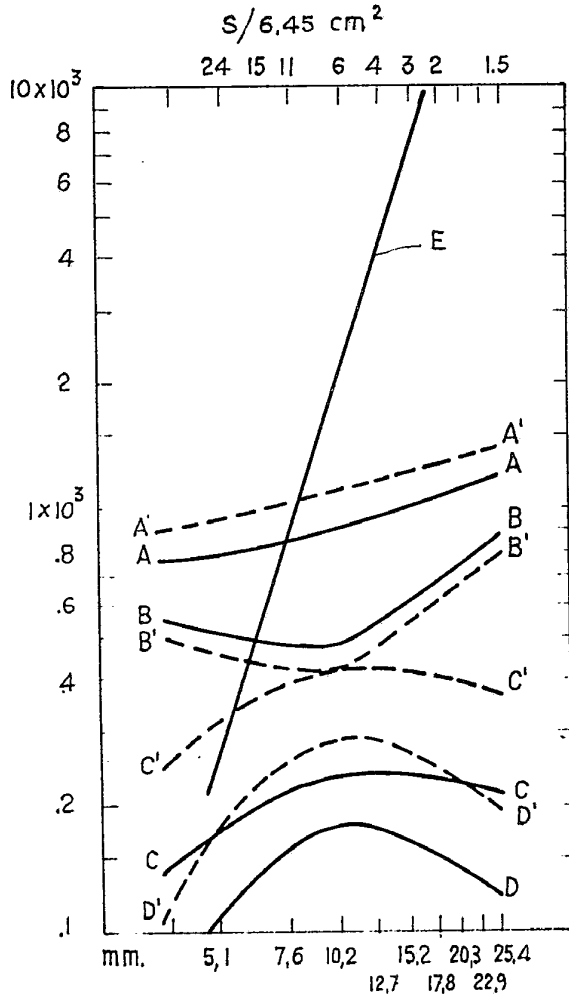
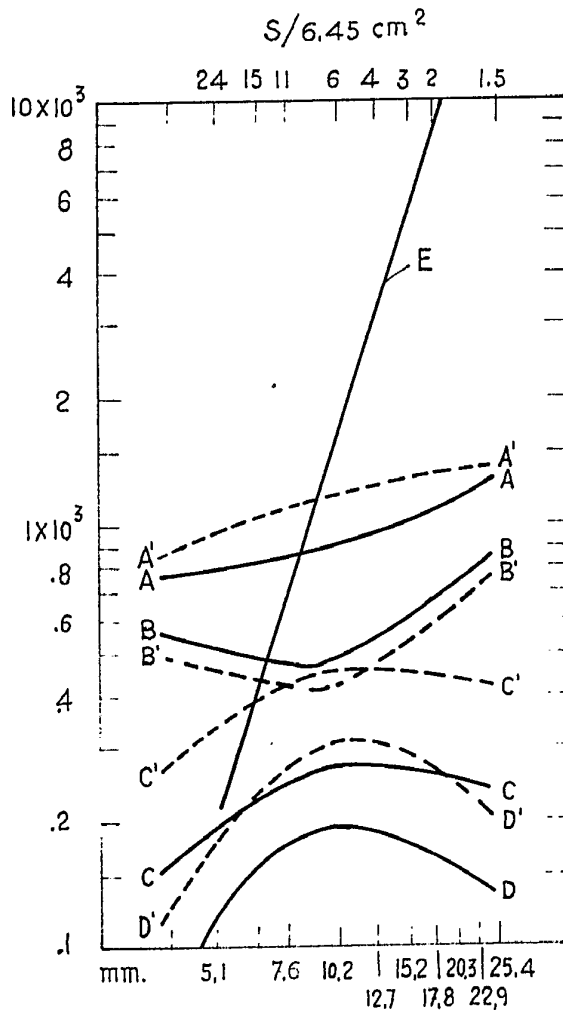


FIG. 18A

413670

25

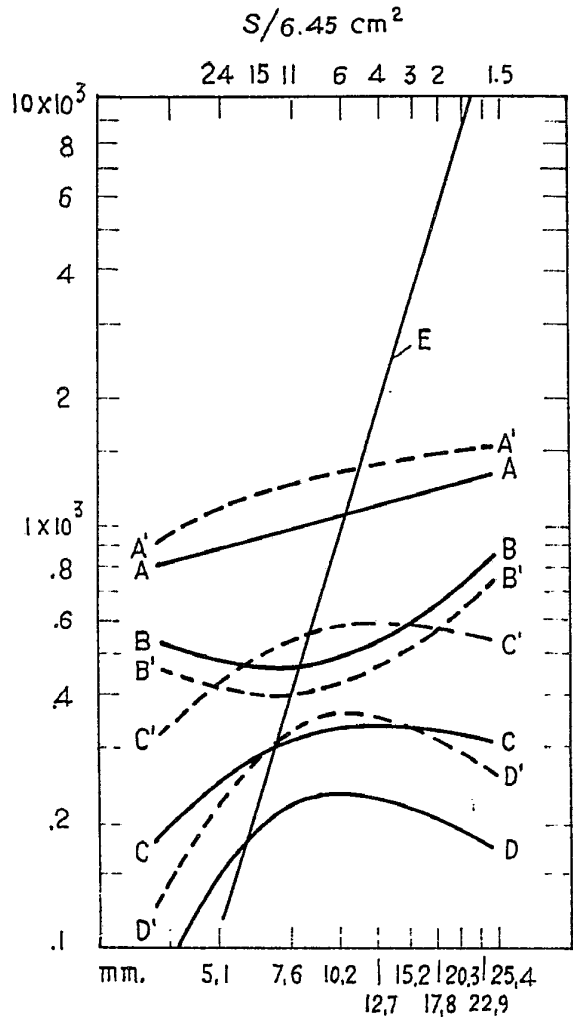


F | G. 18B

*Quw*

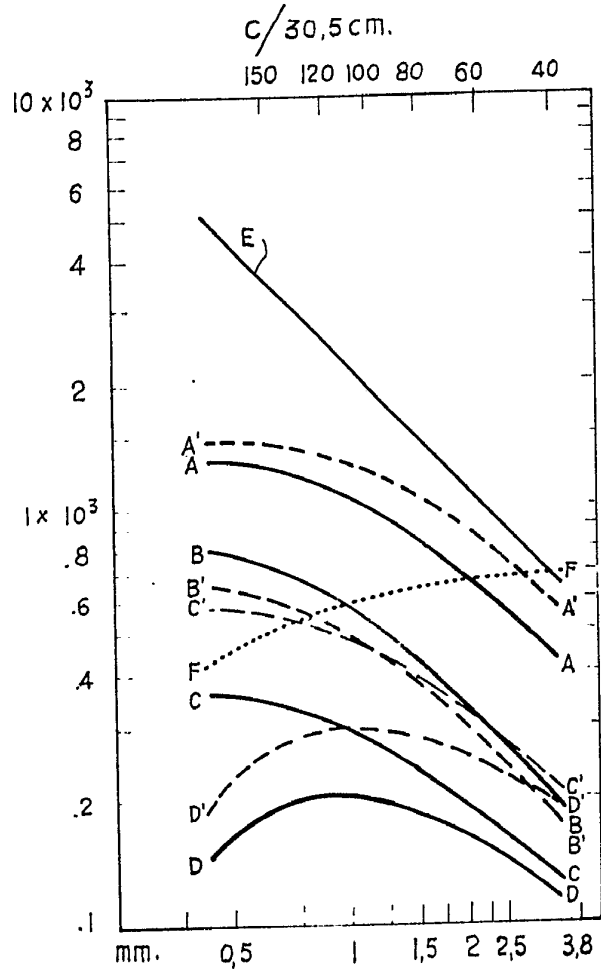
P-54 110

41.3670



F I G. 18C

413670



F I G. 19A

*Quil*

413670



413670

C/30.5 cm.

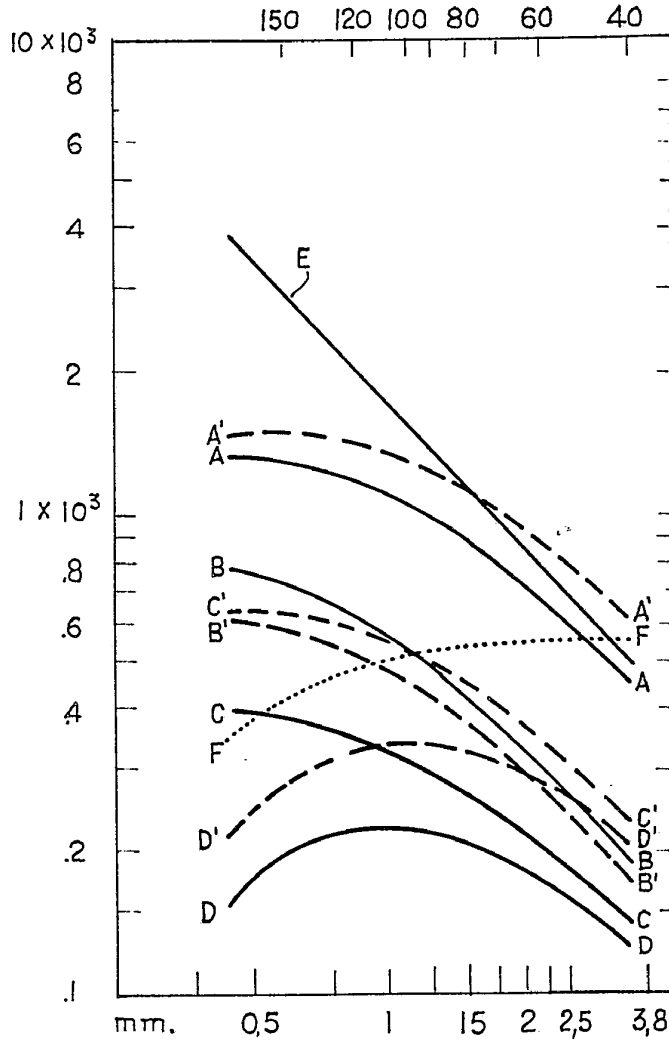
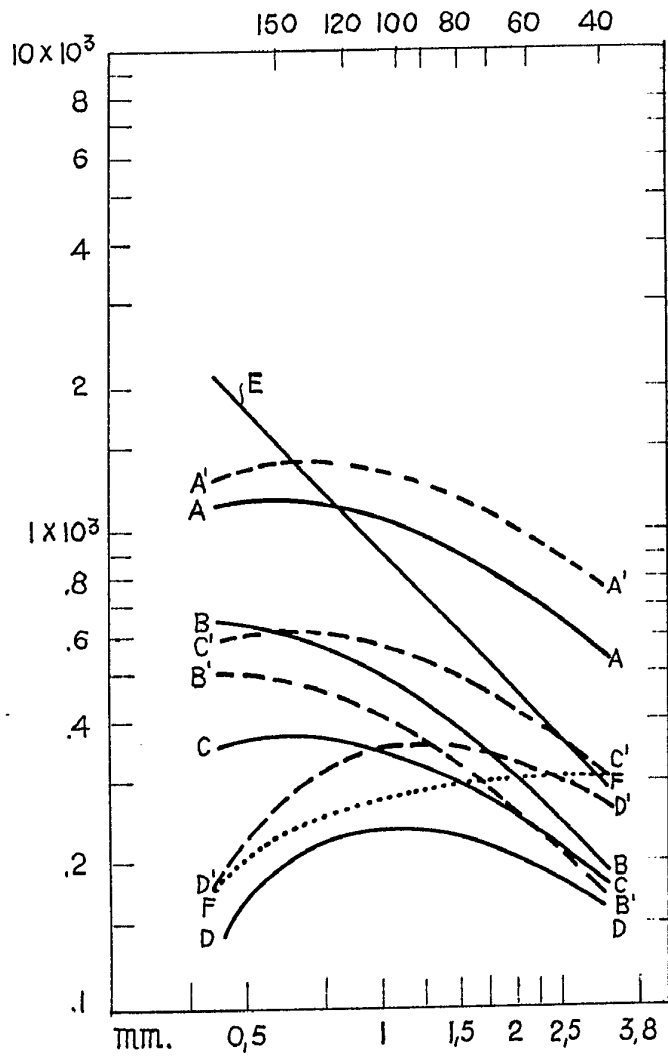


FIG. 19B

*Handwritten signature*

413670

C/30,5 cm.



F I G. 19C

*[Handwritten signature]*

413070

FIG. 20

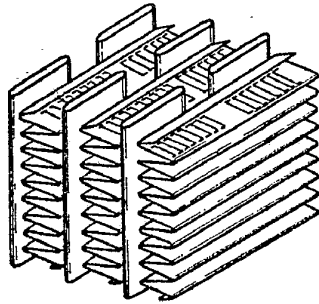
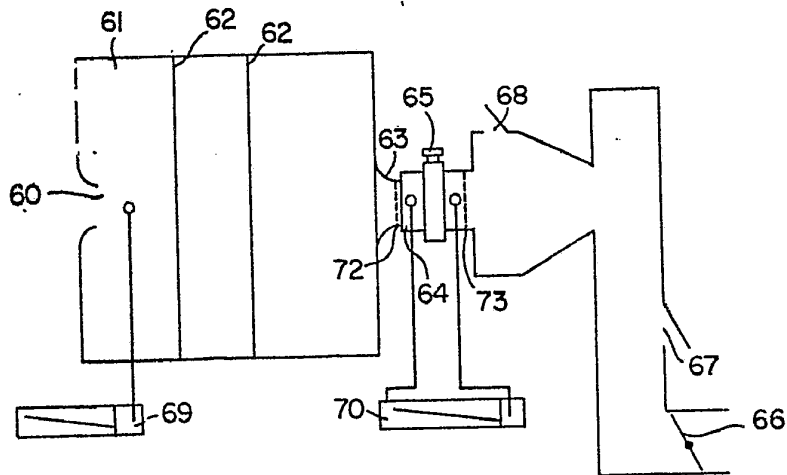


FIG. 21



*acid*

**POOR  
QUALITY**

4136

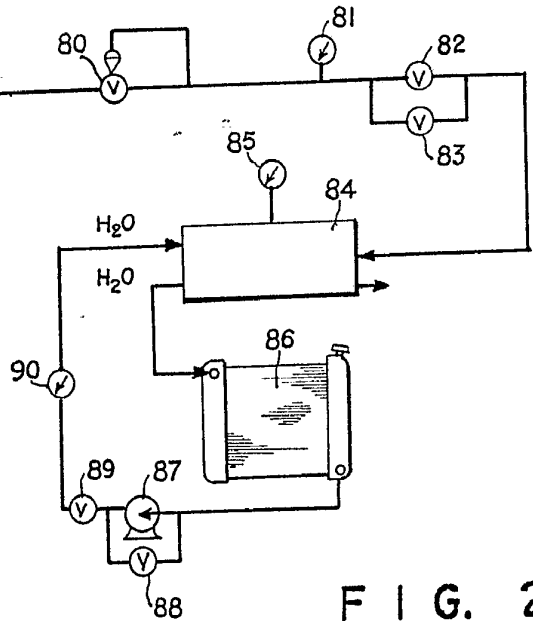


FIG. 22

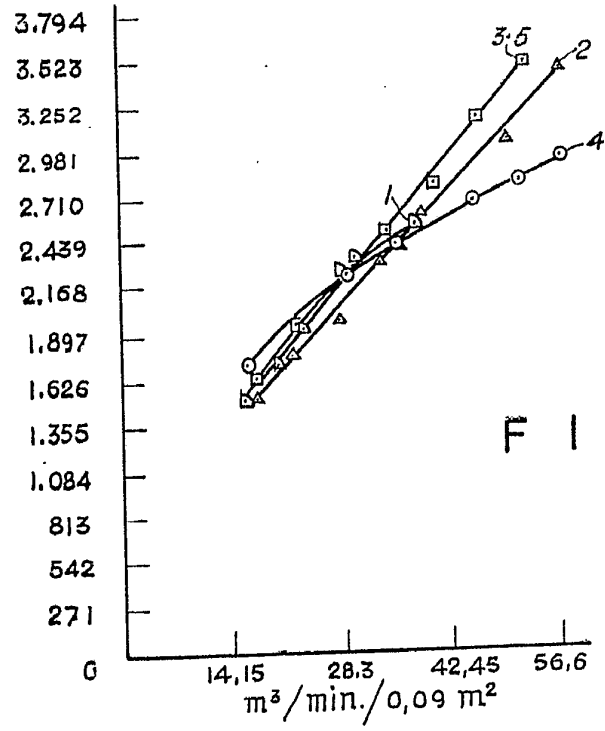
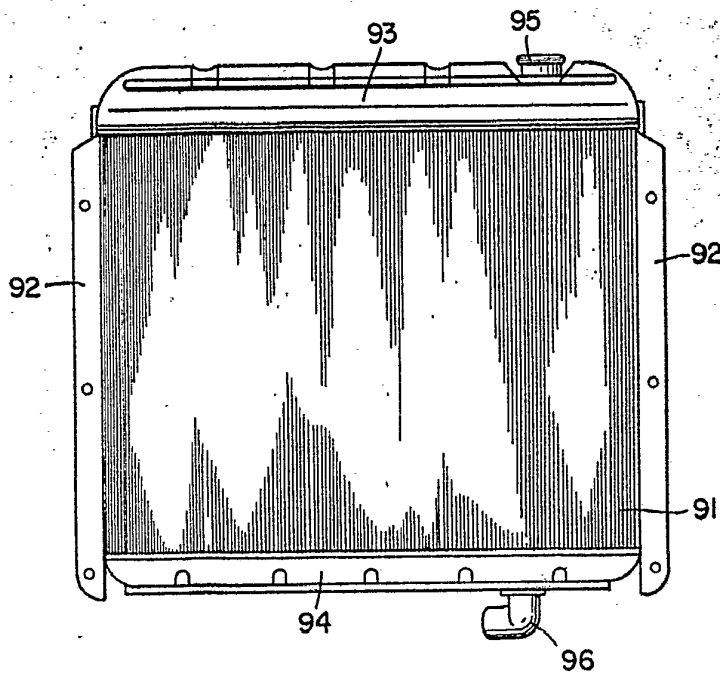


FIG. 23

*Handwritten signature*

413670



F I G. 24

*and*

**POOR  
QUALITY**

413670

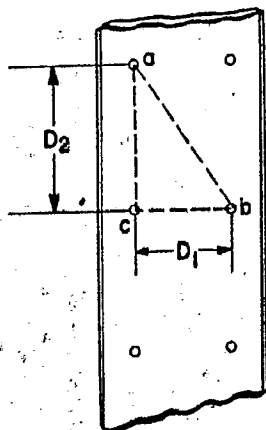


FIG. 25A

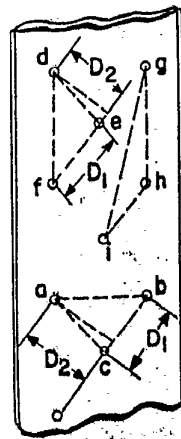


FIG. 25B

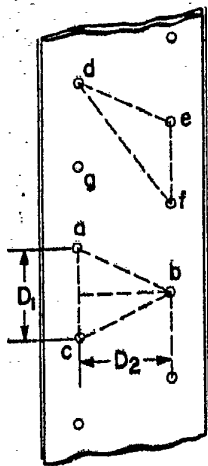


FIG. 25C

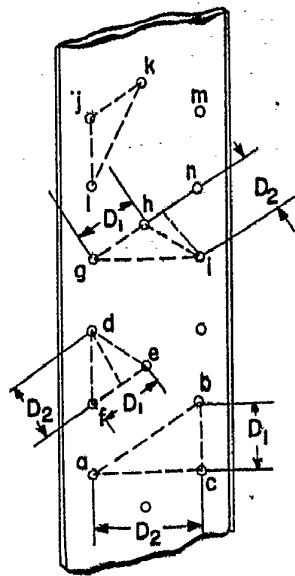


FIG. 25D

*Handwritten signature*

413670

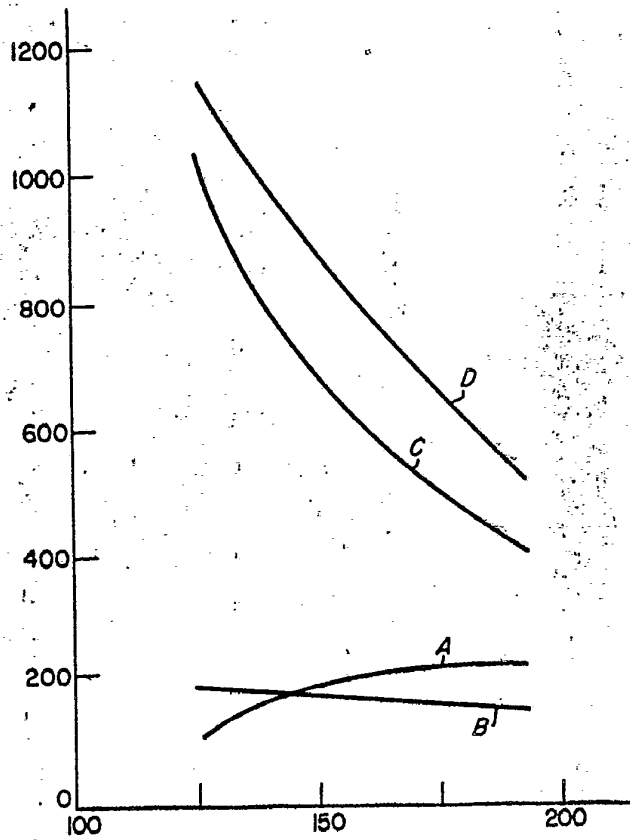


FIG. 26

*Quid*

**POOR  
QUALITY**