

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 380 773**

51 Int. Cl.:  
**F04F 13/00** (2009.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

- 96 Número de solicitud europea: **05764145 .8**
- 96 Fecha de presentación: **14.07.2005**
- 97 Número de publicación de la solicitud: **1778984**
- 97 Fecha de publicación de la solicitud: **02.05.2007**

54 Título: **Forma de canal para un intercambiador de presión rotatorio**

30 Prioridad:  
**07.08.2004 DE 102004038439**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:  
**18.05.2012**

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:  
**18.05.2012**

73 Titular/es:  
**KSB AKTIENGESELLSCHAFT  
JOHANN-KLEIN-STRASSE 9  
67227 FRANKENTHAL, DE**

72 Inventor/es:  
**BROSS, Stephan y  
KOCHANOWSKI, Wolfgang**

74 Agente/Representante:  
**Isern Jara, Jorge**

ES 2 380 773 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín europeo de patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre concesión de Patentes Europeas).

**DESCRIPCIÓN**

Forma de canal para un intercambiador de presión rotatorio

5 La presente invención se refiere a un intercambiador de presión para transferir energía de presión de un primer líquido de un primer sistema de líquidos a un segundo líquido de un segundo sistema de líquidos, y que consta de una envolvente con orificios de conexión en forma de orificios de entrada y de salida para cada líquido y de un rotor dispuesto con capacidad de giro alrededor de su eje longitudinal dentro de la envolvente; el rotor posee múltiples canales pasantes con orificios dispuestos alrededor de su eje longitudinal en cada cara frontal del rotor, en el que los canales comunican a través de orificios de flujo situados en el lado de la envolvente con los orificios de conexión de la envolvente de tal manera que durante la rotación del rotor llevan líquido de forma alterna de los respectivos sistemas cuando la presión es elevada y cuando la presión es baja.

10 Un intercambiador de presión de este tipo se conoce por el documento US 6 540 487 B2. Esta construcción de un intercambiador de presión no está dotada de un accionamiento exterior. Su puesta en marcha requiere un procedimiento costoso para hacer que este intercambiador de presión ponga en rotación el rotor. En primer lugar, el responsable del movimiento rotatorio del rotor es el flujo de líquido que, a través de los orificios de flujo del lado de la envolvente incide en dirección oblicua sobre las caras frontales del rotor y los orificios dispuestos en ellas. Durante una operación en curso en una instalación de funcionamiento continuo se establece un estado de equilibrio en el intercambiador de presión debido al cual el rotor gira con una velocidad casi constante. Un inconveniente es su rango de trabajo limitado y las mezclas que se producen durante el funcionamiento en los canales del rotor entre los dos líquidos que pasan por los mismos de forma alterna .

15 Por los documentos US-A 3 431 747 y US 6 537 035 B2 se conocen intercambiadores de presión en los que un accionamiento exterior pone en movimiento el rotor y sus canales están conformados a modo de agujeros, estando dispuesta una bola en cada agujero. Esta bola sirve para separar los líquidos que entran alternativamente en los canales del rotor a alta o baja presión, y evita que se mezclen los líquidos que se encuentran en los agujeros. En este caso, resulta un inconveniente la disposición, la estanqueización y el diseño de la bola que actúa como elemento de separación y de las superficies de asiento asociadas. Adicionalmente, se necesita una costosa junta de alta presión para estanqueizar el eje en la zona de paso del eje para el accionamiento exterior.

20 Los documentos US 5 988 993 y US 5 338 158 dan a conocer variantes de rotor en las que las salidas opuestas de los canales presentan una distancia radial diferente entre sí en las caras frontales del rotor. Debido a ello, las fuerzas axiales en los espacios en las caras frontales del rotor se vuelven irregulares y el apoyo del rotor ha de ser conformado de otra manera. Estos rotores, cuyos canales de flujo presentan trazados especiales en dirección radial, dependen de la afluencia tangencial desde el lado de la envolvente, tal como se muestra en los extremos de la envolvente.

25 La invención se basa en el problema de desarrollar un intercambiador de presión en el que se producen menos pérdidas por mezclas durante un intercambio de presión. La solución de este problema prevé que en los canales del rotor y partiendo de, o después de, los orificios esté dispuesta una conformación para dirigir el flujo, que adopta forma de un contorno de canal que desvía el flujo en el canal del rotor.

30 Con esta conformación que dirige el flujo se garantiza un flujo de entrada en los canales del rotor sin choques. Como consecuencia de ello, se producen corrientes en los canales de rotor con una distribución más uniforme de la velocidad según la sección transversal del canal. Debido a la distribución más uniforme de la velocidad, se impide en la sección transversal del canal la formación de componentes de flujo transversales con respecto al flujo en el canal. Estos componentes de flujo transversales dan lugar dentro de una columna de flujo a la formación de torbellinos perpendiculares con respecto a la misma, que son finalmente la causa para las mezclas que se producen dentro de los canales del rotor. En plantas, sobre todo en plantas desaladoras en las que se aspira a fabricar un líquido puro, las mezclas constituyen un aspecto desventajoso. El par de accionamiento para el rotor se consigue mediante la transmisión directa del impulso del flujo de entrada a una cara frontal del rotor mediante el desvío de flujo sin choques en la zona de los orificios de los canales. Esto está en total contraste con las soluciones conocidas anteriormente.

35 El riesgo de mezclas en los canales del rotor se podrá bajar más todavía si la conformación dispuesta en la zona de entrada de los canales del rotor está realizada como un contorno del canal que homogeneiza el flujo en el canal. Esto provoca que en una longitud del 20-30% de la longitud total de un canal de tubo, detrás de una zona de entrada dentro de un canal del rotor, se forma un perfil de velocidad con un campo de velocidades casi homogéneo.

40 En los canales del rotor, los orificios de entrada y/o los inicios del canal situados justo detrás presentan una conformación que homogeneiza los flujos en los canales del rotor. También de ello resulta un perfil de velocidad uniforme en los canales del rotor, debido a lo cual se reduce a un mínimo la mezcla de los dos diferentes líquidos que intercambian una presión en los canales del rotor.

45 Para la entrada a los canales del rotor, se basan las condiciones de flujo en la fase de diseño en triángulos de

velocidad cuya componente periférica  $c_u$  genera como fuerza de impulso un par de accionamiento para el rotor. Está realizada más grande que la velocidad circunferencial  $U$  del rotor. En los orificios de los canales del rotor los cantos de entrada que están conformados entremedio están realizados con las superficies de pared que se hallan detrás en la dirección del flujo, de tal manera que el flujo relativo que se establece es absorbido sin choques por los canales del rotor y desviado en la dirección longitudinal del canal del rotor.

Una realización de esta forma de la entrada de los canales del rotor tiene, además, la siguiente ventaja:

Un cambio del caudal volumétrico provoca de forma afín un cambio del triángulo de velocidades a la entrada de los canales del rotor, es decir que la componente periférica  $c_u$  cambia en la misma medida que la velocidad del flujo de entrada  $c$  del líquido. De esta manera, se aumenta también el par de accionamiento que actúa sobre el rotor, lo que produce un aumento del número de revoluciones del rotor. A mayor número de revoluciones del rotor también aumenta el par de fricción que actúa sobre el rotor teniendo un efecto frenador. Debido a la relación lineal entre el par de accionamiento  $M_i$ , que aumenta con el aumento de la componente periférica  $c_u$ , y el par de fricción  $M_R$ , que aumenta en proporción al número de revoluciones, la velocidad periférica del rotor se ajusta siempre de manera que para todos los flujos volumétricos existen triángulos de velocidades parecidos en la entrada del rotor. De esta manera se produce una autorregulación que garantiza el estado del flujo de entrada sin choques para cada flujo volumétrico elegido. Para los flujos volumétricos modificados por las condiciones de la instalación, tiene lugar, por lo tanto, una regulación posterior del número de revoluciones del rotor debido a los triángulos de velocidades congruentes y un flujo de entrada sin choques en los canales del rotor.

De acuerdo con otra realización, el rotor está conformado en varias partes, estando una parte del rotor con canales rectilíneos dotada en sus caras frontales de una o dos placas de entrada de flujo, y en las placas de entrada de flujo están dispuestos orificios de entrada y/o inicios de canal situados justo detrás que homogeneizan los flujos en el canal.

En los dibujos se muestran ejemplos de realización de la invención que se describirán a continuación más detalladamente. Éstos muestran:

- Figura 1: Una vista en perspectiva del rotor, de acuerdo con el estado de la técnica, según la patente US 6 540 487 B2;
- Figura 2: Una vista desarrollada del rotor de la figura 1 con un triángulo de velocidades en los inicios de los canales del rotor;
- Figura 3: Una nueva conformación de un orificio de entrada de un canal del rotor; y
- Figura 4: Un rotor análogo al de la figura 3 realizado en varias partes.

En la figura 1 se muestra una vista en perspectiva sobre un rotor cilíndrico 1, de acuerdo con el estado de la técnica según el documento US 6 540 487 B2. Los canales 2 del rotor con una sección transversal en forma de trapecio se extienden paralelos al eje de rotación del rotor 1 y están dispuestos concéntricamente alrededor del mismo, y entre los canales 2 del rotor se extienden superficies de pared 3 realizados en forma de puentes dispuestos radialmente. Dispuestos en la cara frontal 4 del rotor 1, los orificios 5 de los canales 2 presentan en sus esquinas radialmente exteriores adicionalmente redondeces a modo de superficies oblicuas que se inclinan diagonalmente hacia el exterior, agrandando de esta manera cada orificio ligeramente. Se ha prescindido de la representación de una envolvente que envuelve el rotor y de sus conexiones para los conductos, así como de la representación de los pasos que conducen el flujo de la envolvente al rotor.

En la figura 2 se muestra una vista desenrollada del rotor 1 del Intercambiador de presión, según el estado de la técnica, tal como se muestra en la figura 1. Frente a los orificios del rotor 1 con sus canales 2 del rotor paralelos al eje, se ha dibujado el triángulo de velocidades formado por los vectores de velocidad  $U$ ,  $w$  y  $c$  para un líquido que entra en el rotor 1, en el que las flechas indican las direcciones y magnitudes de las diferentes velocidades. Los cuales corresponden a:

- $U$  = velocidad periférica del rotor
- $w$  = flujo relativo en el orificio delante del canal del rotor
- $c$  = flujo absoluto del líquido que sale de la envolvente y fluye al rotor, con:
- $c_u$  = componente periférica del flujo absoluto, y
- $c_x$  = componente axial del flujo absoluto
- $\Delta c_u$  = velocidad de accionamiento para el rotor, es =  $c_u - U$
- $\alpha$  = ángulo del flujo absoluto  $c$
- $\beta$  = ángulo del flujo relativo

El flujo hacia el rotor 1 es conducido por una parte de la envolvente, no mostrada, opuesta al rotor, de tal manera que en el sistema de referencia en reposo el flujo incide como flujo absoluto  $c$  en un ángulo  $\alpha$  en el rotor 1. El rotor 1

gira con la velocidad periférica  $U$  y, correspondientemente, el flujo relativo  $w$  le llega en un ángulo  $\beta$ . La componente periférica  $c_u$  del flujo absoluto  $c$  es superior en  $\Delta c_u$  a la velocidad periférica  $U$  del rotor y provoca de esta manera el par de accionamiento necesario para el rotor 1.

5 Debido a que el ángulo del flujo relativo de entrada  $\beta$  es distinto a cero, el flujo de entrada en los canales 2 del rotor no se lleva a cabo sin choques en el sistema relativo. Por lo tanto, en los orificios 5 de los canales 2 del rotor se producen desprendimientos permanentes 6 en forma de torbellinos y, consecuentemente, en el posterior transcurso de los canales 2 del rotor se establece un perfil de velocidad 7 no uniforme dentro del flujo. Estos perfiles de velocidad 7 no uniformes originan los problemas de mezclas en el intercambiador de presión ya conocido.

10 En la figura 3 se muestra en una vista desenrollada de una nueva forma de rotor la conformación 8 de los canales 2 del rotor en su zona de entrada, partiendo de la cara frontal 4. El triángulo de velocidad asociado corresponde en tamaño y dirección al que se muestra en la figura 2, según el estado de la técnica; todas las representaciones análogas de triángulos de velocidad en las figuras parten de las mismas condiciones de funcionamiento.

15 En la figura 3, la forma de los canales 2 del rotor en la zona de entrada 9 del rotor 1 está conformada mediante una conformación 8 de tal manera que los cantos de entrada 11 del rotor y las superficies de pared 3 que se halla detrás no se extienden perpendicularmente con respecto a la cara frontal 4, sino en un ángulo y de forma análoga al ángulo de flujo  $\beta$  del flujo relativo de entrada  $w$ . Debido a ello, el flujo relativo de entrada  $w$  incide tangencialmente sobre los cantos de entrada 11 del rotor. Por lo tanto, incide sin choques sobre los cantos de entrada 11 y, consecuentemente, incide sin choques en los canales 2 del rotor. El subsiguiente desvío del flujo en la conformación 8 y en la dirección de los ejes de los canales o en la dirección de la longitud de canal  $L$  se lleva a cabo en el primer 20 – 30 % de la longitud total de canal  $L$ . Al final del desvío 8 tiene lugar un paso 9 a la siguiente forma de canal normal que se extiende axialmente y está diseñado de manera que se garantice un perfil de velocidad 13 homogéneo y uniforme en el canal 2 del rotor.

Debido a la relación lineal de la componente periférica  $c_u$  y, por lo tanto, a la diferencia  $\Delta c_u = c_u - U$  con respecto al par de impulso  $M_I$ , según la ecuación

30 
$$M_I \sim \Delta c_u \cdot c_x \quad (1)$$

y debido a la relación lineal del par de fricción  $M_R$  que frena el rotor 1 con la velocidad periférica de rotor  $U$ , según la ecuación

35 
$$M_R \sim \nu \cdot U \quad (2),$$

donde  $\nu$  representa a la viscosidad dinámica, en este diseño de la entrada de una forma de canal el número de revoluciones del rotor se ajusta, dependiendo del flujo volumétrico, siempre de tal manera que se garantiza el estado de un flujo de entrada sin choques para cualquier punto de funcionamiento.

40 En la figura 4 se muestra una realización más sencilla de los orificios 5 del rotor 1 en cuanto a la fabricación con respecto a la de la figura 3. En este caso, la cara frontal 4 del rotor 1 con los orificios 5 está conformada como parte integrante de un componente separado en forma de una placa de entrada de flujo 14. La placa de entrada de flujo 14 con las conformaciones 8 para una entrada sin choques del flujo relativo a los canales 2 del rotor está colocada sobre el núcleo 1.1 del rotor dotado de canales 2 del rotor que se extienden axialmente. Estas placas de entrada de flujo 14 pueden estar colocadas a un lado o a ambos lados de un rotor con canales dispuestos axialmente. Esto se realiza de forma correspondiente a la construcción del Intercambiador de presión. Para la unión entre las placas de entrada de flujo 14 y el rotor 1 o el núcleo 1.1 del rotor se pueden utilizar técnicas de unión conocidas en función de los materiales utilizados.

50

## REIVINDICACIONES

- 5 1. Intercambiador de presión para transferir energía de presión de un primer líquido de un primer sistema de líquidos a un segundo líquido de un segundo sistema de líquidos que consta de una envolvente con orificios de conexión en forma de orificios de entrada y de salida para cada líquido, y de un rotor cilíndrico (1) dispuesto con capacidad de giro alrededor de su eje longitudinal dentro de la envolvente, en el que alrededor del eje longitudinal del rotor (1) están dispuestos múltiples canales pasantes del rotor (2) con orificios (5) situados en cada cara frontal del rotor (4) en diámetros idénticos, en el que los canales del rotor (2) comunican a través de orificios de flujo situados en el lado de la envolvente con los orificios de conexión de la envolvente de tal manera que durante la rotación del rotor (1) 10 llevan líquido de forma alterna de los respectivos sistemas cuando la presión es elevada y cuando la presión es baja y que a través de los orificios de flujo del lado de la envolvente se ajusta una componente periférica ( $c_u$ ) para el líquido que fluye hacia el rotor (1) e impulsa dicho rotor (1) en el sistema relativo en rotación del rotor (1), caracterizado porque en los canales (2) del rotor y partiendo de o detrás de los orificios (5) está dispuesta una conformación (8) que conduce el flujo en forma de contorno del canal que desvía el flujo en el canal.
- 15 2. Intercambiador de presión, según la reivindicación 1, caracterizado porque la conformación (8) dispuesta en la zona de entrada de los canales (2) del rotor está realizada como un contorno del canal que homogeneiza el flujo en el canal.
- 20 3. Intercambiador de presión, según la reivindicación 1 ó 2, caracterizado porque después de una zona de entrada de una longitud del 20 – 30 % de la longitud total (L) de un canal (2) se establece un perfil de velocidad (13) dentro del canal con un campo de velocidades casi homogéneo.
- 25 4. Intercambiador de presión, según la reivindicación 3, caracterizado porque a partir de un triángulo de velocidades que pertenece al orificio (5) de los canales (2) del rotor su flujo relativo ( $w$ ) entra sin choques en los canales (2) del rotor.
- 30 5. Intercambiador de presión, según la reivindicación 1, 2 ó 3, caracterizado porque los cantos de entrada (11) conformados entre los orificios (5) de los canales (2) con las superficies de pared (3) dispuestas detrás en la dirección de flujo absorben el flujo relativo que se genera en el rotor (1) sin choques en los canales (2) y lo desvían en la dirección de la longitud (L) del canal.
- 35 6. Intercambiador de presión, según una de las reivindicaciones 1 a 5, caracterizado porque el rotor (1, 1.1) está realizado en varias partes, estando una parte de rotor (1.1) con canales (2) rectilíneos dotada en sus caras frontales (4.1) de una o de dos placas de entrada de flujo (14) y porque en las placas de entrada de flujo (14) están dispuestos orificios (5) y/o inicios del canal dispuestos detrás de los mismos que desvían y homogeneizan el flujo en el canal.

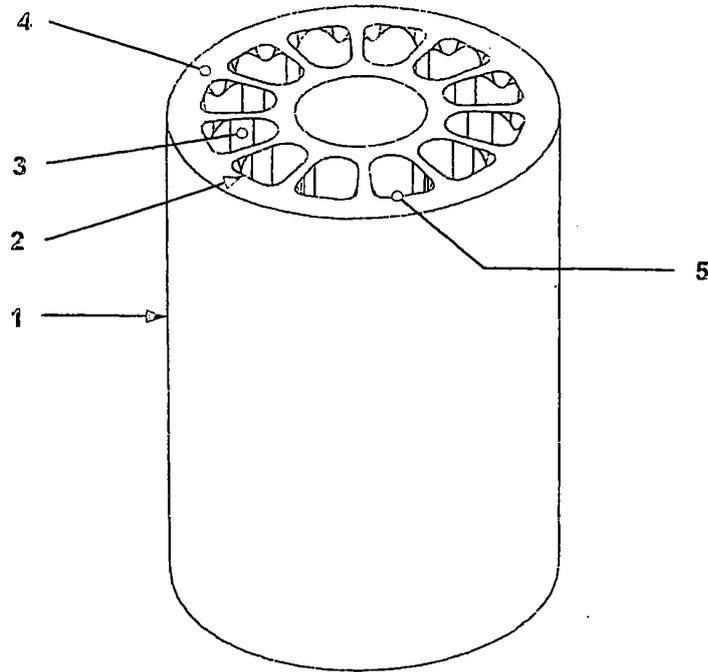


Fig. 1

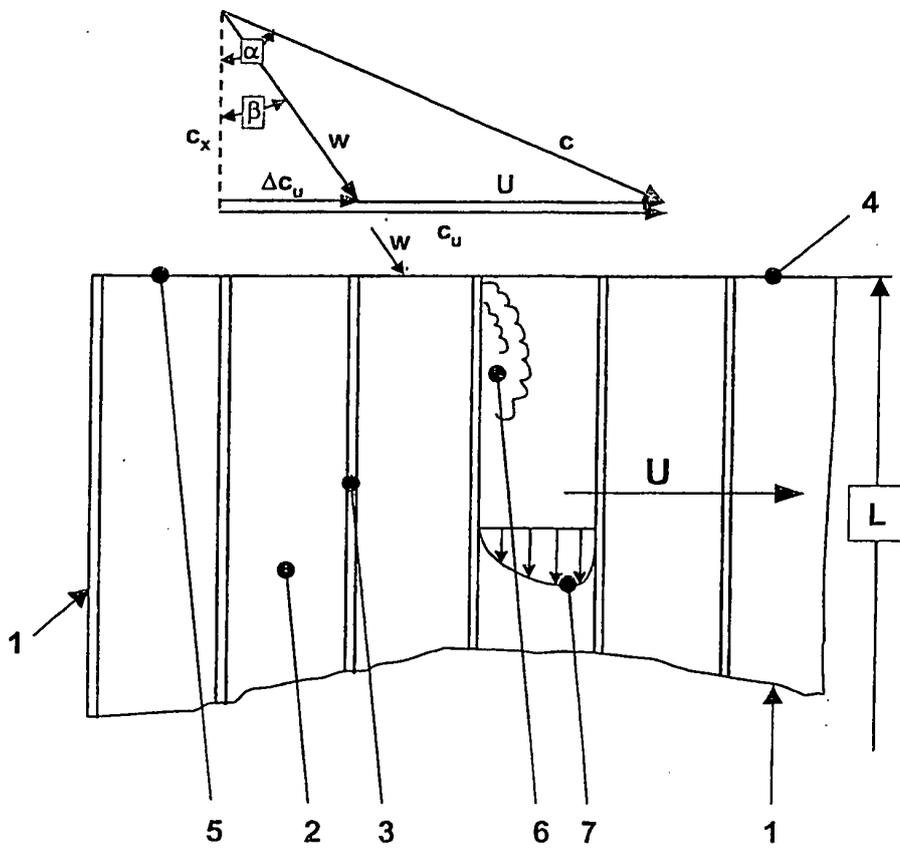


Fig. 2

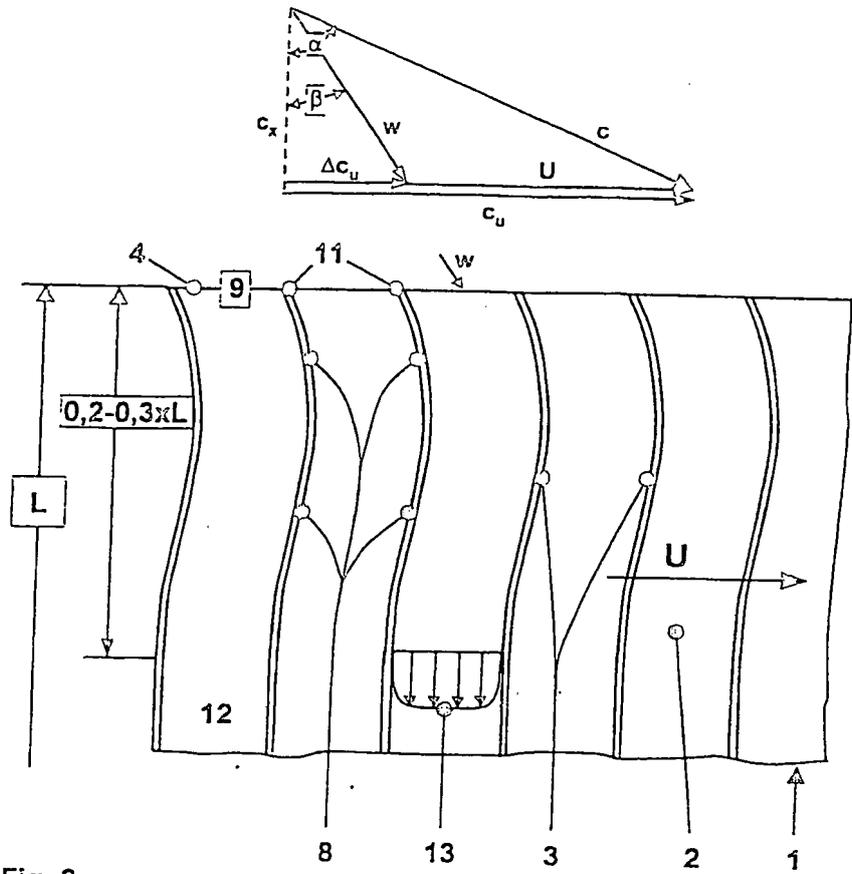


Fig. 3

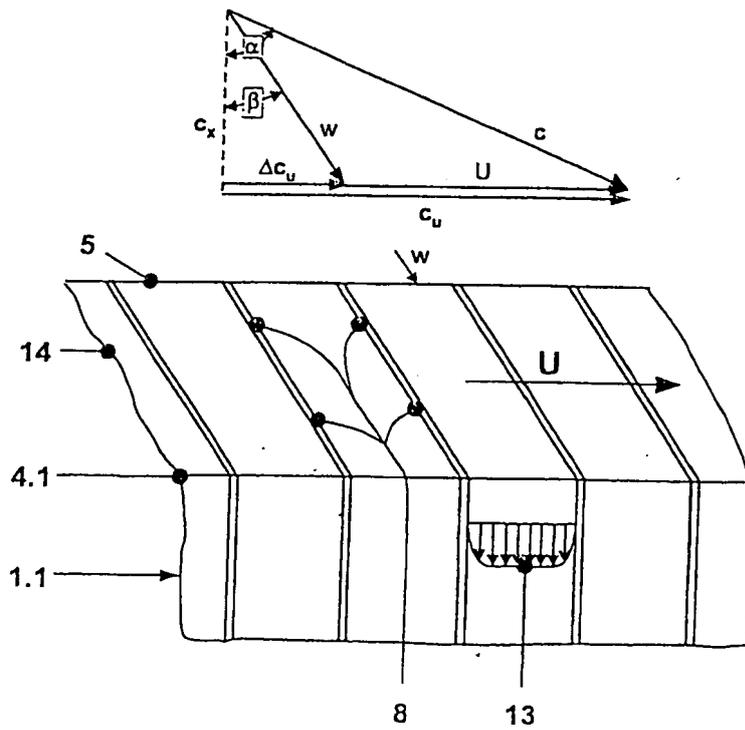


Fig. 4