

MINISTERIO DE INDUSTRIA  
REGISTRO DE LA PROPIEDAD INDUSTRIAL



(19) ES	(11) NUMERO <b>455792</b>	(10) A 1
	(21)	
	(22) FECHA DE PRESENTACION	

Case B-1521/77

**PATENTE DE INVENCION**

(30) PRIORIDADES: (31) NUMERO P 26 05 333.8	(32) FECHA 11 Febrero 1976	(33) PAIS Alemania
---	-------------------------------	-----------------------

(47) FECHA DE PUBLICIDAD	(51) CLASIFICACION INTERNACIONAL F16D	(62) PATENTE DE LA QUE ES DIVISIONARIA
--------------------------	--	--

(54) TITULO DE LA INVENCION "PERFECCIONAMIENTOS EN DISCOS DE FRENO CON REFRIGERACION MEJORADA POR VENTILACION"
--

(71) SOLICITANTE (S) BERGISCHE STAHL-INDUSTRIE
---

DOMICILIO DEL SOLICITANTE 563, REMSCHEID, Papenbergerstr, 38 (Alemania)
--

(72) INVENTOR (ES) Heinz Gallus Willi Klein Hans Zeuner
--

(73) TITULAR (ES) BERGISCHE STAHL-INDUSTRIE
--

(74) REPRESENTANTE D. JAIME ISERN CUYAS, Agente Oficial de la Propiedad Industrial
---

DESCRIPCIÓN  
=====

- Este invento se refiere a un disco de freno con refrigeración mejorada por ventilación, constituido por un aro de freno que presenta en el interior canales de trazado radial formados por nervios o aletas y en el que el aire refrigerante, encauzado por las aletas, entra en los canales por la periferia interna del aro de freno del lado del cubo y sale por la periferia externa del aro de freno.
- 5.
- Los discos de freno conocidos para vehículos sobre rieles tienen refrigeración por ventilación de acción espontánea, por cuanto los canales situados en el interior son recorridos por el aire al girar el disco de freno. Tanto si los discos de freno están hechos de acero colado o se componen de un cubo de acero colado con aro de freno de hierro de fundición, en la conformación del espacio de ventilación se ha procurado hasta ahora disponer tantas aletas radiales impulsoras del aire como era posible en la técnica de fundición y al mismo tiempo hacer delgadas sus paredes. Se suponía que un número grande de aletas de ventilación hacía fluir por los canales refrigeradores del disco de freno una cantidad también grande de aire. El espesor pequeño de las paredes de las aletas se derivaba por sí mismo por motivos constructivos.
- 10.
- 15.
- 20.
- 25.
- En el frenado de de vagones de gran peso, la utilización de ruedas más pequeñas y por tanto de dis-

- cos de freno menores, el frenado a partir de velocidades de marcha altas y la mayor frecuencia de frenado en el servicio rápido local o urbano se comprobó un inconveniente de la refrigeración conocida por ventilación,
5. porque cada vez resultaba más difícil establecer la temperatura de servicio de modo que con forros de freno pegados orgánicamente se pudiera frenar con perfección y con suficiente duración para los forros. Es conveniente no rebasar una temperatura media de unos 375° C para los
10. discos de freno, con el fin de evitar el fading por temperatura y el desgaste demasiado grande de los forros. Se ha comprobado que cada rebaja de la temperatura media de los discos de freno, hasta unos 280° C, está asociada con una disminución muy importante del desgaste de los
15. forros.

El invento que aquí se expone tiene pues por misión obviar los inconvenientes de los discos de freno conocidos y por una nueva conformación del espacio de refrigeración conseguir una mejora de la refrigeración por ventilación.

20.

La solución del problema consiste en que complementariamente a las aletas de pala, que tienen longitud correspondiente a toda la anchura del aro de freno, se establecen aletas de flujo térmico, las cuales

25. para aumentar la turbulencia en el radio del freno tienen una relación porcentual de la anchura del pie de aleta a la sección de la aleta de más de 60 % y en la periferia interna del aro de freno una relación porcentual entre 80 y 100 % y además una escotadura; y en que para aumentar

el caudal de aire se mantiene entre la sección transversal de la entrada de aire y la sección transversal de la salida de aire una relación de menos de 1:2 hasta 1:1 a lo sumo.

5. Según otro desarrollo del invento, las aletas de pala y/o las aletas de flujo térmico se adelgazan en forma de cuña hacia el centro entre los aros de fricción.

10. La escotadura en las aletas de flujo térmico tiene con ventaja forma que se estrecha a modo de embudo radialmente hacia fuera y que afecta por lo menos a la mitad, pero no más de  $3/4$ , de la longitud radial de las aletas.

15. En la configuración según este invento del espacio de ventilación hay que cuidar de que el aire que fluye por este espacio ha de evacuar el calor de las aletas y del dorso de los aros portadores de la superficie de fricción. Para ello se necesita la mayor cantidad de aire que sea posible, la cual barre los canales formados por

20. las aletas, lo mejor con la variación más pequeña que sea posible de presión y con la variación más pequeña que sea posible de velocidad. A causa del funcionamiento reviriente de los frenos de disco no puede usarse para mejorar el impulso del aire una configuración arqueada de
25. las aletas de ventilación; tan sólo son utilizables las aletas radiales.

La cantidad de aire que se ha de hacer pasar por el disco de freno depende en primer término del tamaño de la sección transversal de la entrada de aire en la peri-

- fería interna de los aros de freno. Cuanto mayor puede hacerse esta sección transversal de succión, tanto más aire puede enviarse por los canales de ventilación. Para
5. ello la sección transversal de la salida de aire debería ser a lo sumo el doble de grande que la sección transversal de la entrada de aire. El aire que ingresa en la periferia interna se calienta al atravesar los canales de refrigeración y experimenta un aumento consiguiente
10. de volumen. Asociado con la relación mencionada de las secciones transversales de los canales de refrigeración, el aumento térmico de volumen del aire que pasa asegura que sólo se manifiesten variaciones de presión, y por tanto de velocidad, insignificantes al barrer el aire
15. los canales de refrigeración de los discos de freno.

Por la configuración de las aletas de flujo térmico con las escotaduras que se han descrito, se produce en alto grado una corriente turbulenta del aire refrigerante, la cual tiene gran importancia para la

20. transmisión del calor de las superficies de los canales de refrigeración al aire que pasa.

En la configuración de las aletas se ha tenido en cuenta que el calor producido en las superficies de fricción durante la transformación de la energía fluye, por el espesor de las paredes de los aros de fricción en

25. la superficie del espacio de refrigeración, teniendo en cuenta la conductividad térmica del hierro colado, con un gradiente que decae en dirección axial. Allí donde el calor halla el pie de una aleta, el calor se difunde lo-

calmente en la aleta. Para hacer fluir mucho calor por las aletas desde los aros de fricción, el pie de las aletas debe ser ancho en relación a la longitud axial de las aletas.

5. Las ventajas de la nueva configuración del espacio de ventilación de un disco de freno de acuerdo con este invento se exponen a continuación basándose en los resultados de ensayos en los que se compara un disco de freno conocido con un disco de freno igual pero configurado según el invento.
10. En el dibujo,
- la figura 1 muestra una vista lateral, parcial, de un disco de frenos conocido,
  - la figura 2 muestra un corte por la línea II-II de la figura 1,
  - la figura 3 muestra un corte por la línea III-III de la figura 1,
  - la figura 4 es una vista lateral, parcialmente cortada, de un disco de freno conforme al invento,
  - la figura 5 es un corte por la línea V-V de la figura 4,
  - la figura 6 es un corte por la línea VI-VI de la figura 4 y
  - la figura 7 es una vista lateral ampliada, parcialmente cortada, de un disco de freno conforme al invento.
- 15.
- 20.
- 25.

Según las figuras 1 a 3, el disco de freno conocido se compone del cubo 11, que puede fijarse de manera

- conocida sobre el árbol. El cubo tiene tres brazos portantes que forman ranuras de sujeción 12 y la unión entre el aro de freno 13 y el cubo 11 se efectúa por medio de la regleta de guía 14 sujeta en las ranuras 12, la cual constituye la prolongación de la aleta 15 que partiendo de ésta se extiende sobre la periferia interna del aro de freno. La ranura de sujeción 14 se cierra mediante una pieza de seguridad 16 que cubre la ranura en sentido más o menos tangente. El aro de freno 13 consta, según las figuras 2 y 3, de dos aros de fricción 13A y 13B que llevan en la cara externa la superficie de fricción 17 y están unidos entre sí por nervios radiales 18 y 19 dispuestos en el dorso. Los nervios 18 y 19 tienen una longitud que corresponde más o menos a la anchura de los aros de fricción 13A y 13B, mientras que los nervios 19 son más cortos. Los nervios 18 y 19 tienen el mismo espesor en toda su anchura axial, como se desprende de la figura 3.

- En las figuras 4 a 7 aparece a título de ejemplo el disco de freno de las figuras 1 a 3 en la nueva configuración a que se refiere el invento, pero manteniendo las dimensiones generales. El cubo 20 está fijado sobre el árbol, no representado, y tiene ahora cuatro ranuras de sujeción 21, en las cuales, para sujetar el aro de freno 22, están encajadas las regletas de guía 24, hechas como prolongación de las aletas o nervios 23. Las bridas de seguridad 25 se extienden tangencialmente sobre la ranura de sujeción 21. El aro de freno 22 se

- compone, según las figuras 5 y 6, de dos aros de fricción 22A y 22B que están unidos entre sí en el dorso por nervios 27 y 28. Los nervios 27 tienen aquí una longitud que corresponde más o menos a la anchura de los aros de fricción 22A y 22B y junto con los nervios 23 forman las llamadas "aletas de pala", por medio de las cuales se impulsa el aire. Las aletas 28 llevan, en calidad de las llamadas "aletas de flujo térmico", una escotadura 29 que, estrechándose radialmente en forma más o menos de embudo, se extiende desde el extremo de la aleta situado en la periferia interna 30 del aro de freno. Todas las aletas 23, 27 y 28 se apoyan con una ancha superficie de pie 31 en el dorso de los anillos de fricción 22A y 22B y se adelgazan hacia el centro 32 entre ambos aros de fricción, en forma de cuña. La relación del número de aletas 23 más las 27 respecto a las aletas 28 es de 1 : 8.

- Según la figura 7, la anchura porcentual 31 del pie de la aleta para cada sección 36 es de 62 % aproximadamente; ambos valores están medidos sobre el radio de freno 35. La relación de la anchura 31 del pie de la aleta respecto a la distancia 33 de dos aletas contiguas 28 o 27 y 28 en la periferia interna del aro de freno es de 1 y no debe discrepar esencialmente de este valor.

- Las diferencias existentes en los discos de freno comparados entre sí están compendiadas en la Tabla 1 que sigue.

TABLA 1

	<u>Construcción antigua</u>	<u>Construcción nueva</u>	
5.	Sección transversal de la entrada de aire	455 cm <sup>2</sup>	630 cm <sup>2</sup>
	Sección transversal de la salida de aire	1035 cm <sup>2</sup>	865 cm <sup>2</sup>
	Número total de aletas	60	72
	Regletas de guía	3	4
10.	Anchura de las regletas de guía	50 mm	35 mm
	Peso	135 kg	144 kg
	Diámetro del disco de freno	660 mm	660 mm
	Anchura del disco de freno	110 mm	110 mm
15.	Espesor del aro de fricción	20 mm	20 mm

Se efectuaron los ensayos siguientes:

a) Frenado prolongado

20. Como programa de ensayo para averiguar la temperatura de inercia de los discos de freno en el frenado prolongado se efectuaron sin interrupción ni refrigeración intermedia, continuamente durante un período de 6 horas, frenados con 20, 30 y 40 kW de potencia de frenado con cuatro velocidades de marcha diferentes cada vez (100, 75, 50 y 25 km/h). Los detalles del programa  
25. pueden verse en la Tabla 2 que sigue.

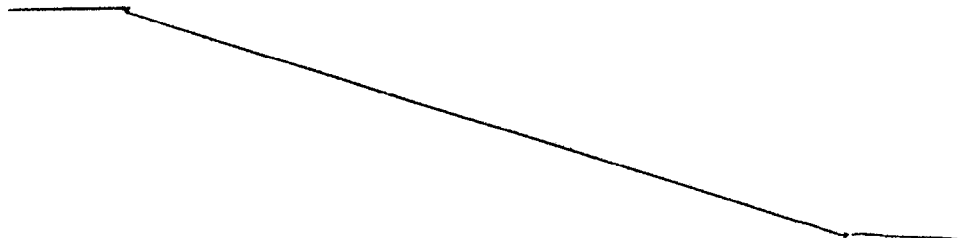


Tabla 2

Potencia de frenado N en kW	20				30				40		
5. Tiempo de frenado $t$ en min	60	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
Número de vueltas $n$ en r.p.m.	577	433	289	144	692	577	462	346	692	577	462
10. Velocidad con rueda de 920 mm de $\phi$ en km/h	100	75	50	25	120	100	80	60	120	100	80
Momento de frenado $M_b$ en daNm	34	45	67	135	42	51	63	85	56	68	84

15. La comparación entre el disco de freno antiguo y el de este invento efectuada según este programa condujo a los resultados que aparecen en la Tabla 3.

Tabla 3

20. Potencia de frenado kW	Velocidad km/h	Temperatura de inercia del disco de freno en ° C		Diferencia de las temperaturas de inercia en ° C
		tipo antiguo	tipo nuevo	
25. 20	100	206	184	-22
	75	249	228	-21
	50	302	279	-23
	25	389	359	-30
30. 30	120	312	243	-69
	100	315	283	-32
	80	349	306	-43
	60	399	371	-28
40	120	373	311	-62
	100	410	383	-27
	80	448	393	-55

Es muy clara la influencia de la mejor refrigeración por ventilación en el aumento de la potencia de frenado. Asimismo es reconocible este efecto para la potencia constante de frenado en dependencia de la velocidad del vehículo durante las marchas en descenso (véase la potencia de frenado de 30 y 40 kW).

Si se compara la velocidad en que se efectúa el frenado prolongado con la potencia correspondiente de frenado prolongado a una temperatura de inercia de 375° C, se halla que el disco de freno configurado de acuerdo con el invento proporciona a 100 km/h una potencia de frenado prolongado de 40,5 kW, mientras el disco de freno conocido sólo alcanza una potencia de 37 kW.

b) Frenado de parada en el tráfico urbano

Se simuló aquí en el dinamómetro un esfuerzo determinado y se efectuaron en las más diversas condiciones frenados respectivos en tal número que se llegara a establecer en el disco de freno la temperatura de inercia. La mejor refrigeración por ventilación que tiene el disco de freno según el invento resulta plenamente evidente cuando en dependencia de la velocidad del vehículo se mantiene entre las paradas la distancia más pequeña que es posible para cualquier número de frenadas de paro a una temperatura de inercia del disco de freno de 375° C.

El acortamiento de la distancia más pequeña posible entre paradas es en las frenadas de paro:

yendo a 55 km/h = 200 m = mejora del 23,80 %

yendo a 60 km/h = 240 m = mejora del 21,81 %

yendo a 65 km/h = 260 m = mejora del 19,54 %

5. Con una distancia constante de 1000 m entre paradas se establecen a igualdad de condiciones en los discos de freno las temperaturas de inercia de la Tabla 4 que sigue:

Tabla 4

10.	Frenado de parada yendo a la velocidad en km/h de	Temperatura de inercia (° C) en los discos de freno	
		del tipo antiguo	del tipo nuevo
	50	290	255
	55	354	300
	60	395	345
15.	65	-	390

20. La temperatura de servicio del nuevo disco de freno comprobada según esta tabla y que es por término medio 45° C más baja mejora considerablemente el comportamiento de los forros de freno en el desgaste, como se ha expuesto al principio.

c) Frenados de parada en el tráfico rápido

25. En estos ensayos se efectúan en la gama de velocidades de 60 a 240 km/h tres frenados de parada para cada velocidad, en deceleración diferente y con diversas masas de rueda, y se registran las temperaturas de los discos de freno.

- De estos ensayos se deduce en términos generales que el disco de freno según el invento, mejor aireado, presenta en los frenados a gran velocidad una temperatura más baja en 30 a 50° C que la del disco de freno conocido. De ello resulta para una deceleración de 0,8 m/s<sup>2</sup> y una masa de eje de 8 t, por ejemplo, que hasta llegar a la temperatura límite de 375° C para el forro son posibles con el disco de freno mejor aireado frenados de parada yendo a 239 km/h, mientras con el disco de freno antiguo sólo son posibles en las mismas condiciones frenados de parada yendo a 216 km/h. Esto equivale ciertamente a un aumento de la velocidad de 10,6 % únicamente, pero para la transformación de la energía significa un incremento de potencia de 22 %.
5. Con una deceleración de 1,0 m/s<sup>2</sup> resulta un incremento de potencia de 29 %, y con una deceleración de 1,2 m/s<sup>2</sup> resulta un incremento de potencia de 34 %.
- 10.
- 15.

Por tanto se lograron en conjunto mejoras importantes con el disco de freno según el invento.

-.-.-

#### N O T A

20. Descrito el objeto del presente invento, se declaran nuevas y de propia invención las siguientes reivindicaciones con prioridad de la solicitud de patente alemana nº P 26 05 333.8 de 11 de Febrero de 1976.

1. Perfeccionamientos en discos de freno con

- refrigeración mejorada por ventilación, constituidos por un aro de freno que presenta en el interior canales de trazado radial formados por aletas y en el que el aire refrigerador, encauzado por las aletas, entra en los canales por la
5. periferia interna del aro de freno del lado del cubo y sale por la periferia externa del aro de freno, caracterizados en que complementariamente a las aletas de pala (23, 27), que tienen longitud correspondiente más o menos a toda la anchura del aro de freno (22), se establecen aletas de flujo
10. térmico (28), las cuales, para aumentar la turbulencia en el radio (35) del freno, tienen una relación porcentual de la anchura (31) del pie de las aletas respecto a la sección (36) de la aleta superior al 60 % y en la periferia interna (30) del aro de freno una relación porcentual entre 80
15. y 100% y además una escoradura (29); y en que para aumentar el caudal de aire se mantiene entre la sección transversal de la entrada de aire y la sección transversal de la salida de aire una relación desde menos de 1 : 2 hasta 1 : 1 a lo sumo.
20. 2. Perfeccionamientos según la reivindicación 1, caracterizados en que las aletas de pala y/o las aletas de flujo térmico se adelgazan en forma de cuña hasta el centro entre los aros de fricción.
25. 3. Perfeccionamientos según una de las reivindicaciones 1 ó 2, caracterizados en que la escotadura de las aletas de flujo térmico tiene forma que se estrecha radialmente hacia fuera a modo de embudo y afecta a la mitad por lo menos, pero no a más de los 3/4, de la longitud radial de las aletas.

4. Perfeccionamientos según una de las reivindicaciones 1 a 3, caracterizados en que la relación de la anchura del pie de las aletas respecto a la anchura del centro de las aletas entre los aros de fricción es de 4 : 1 a 2 : 1
5. y en que a la distancia mayor de los aros de fricción está supeditada una relación menor de la anchura.

5. Perfeccionamientos en discos de freno con refrigeración mejorada por ventilación.

10. Según se describe y reivindica en la presente memoria descriptiva que consta de 15 hojas foliadas y escritas a máquina por una sola cara.

Madrid, a 10 de Febrero de 1977

p.a.

JAIMÉ ISERN

p. p.

Firmado: JOSE L. MORA

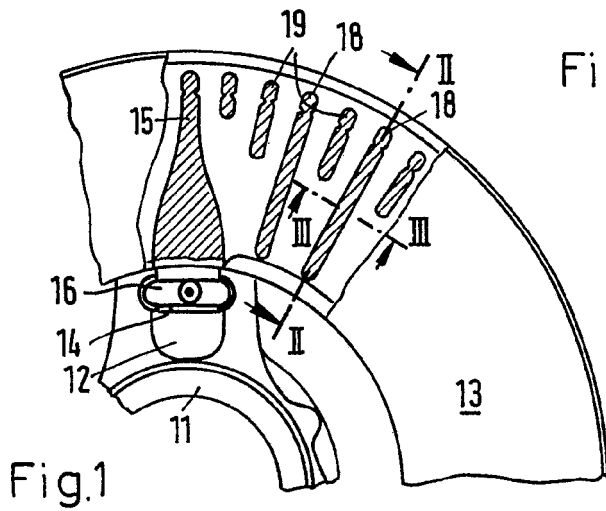


Fig.2

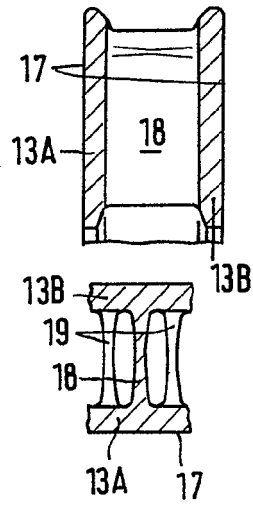


Fig.3

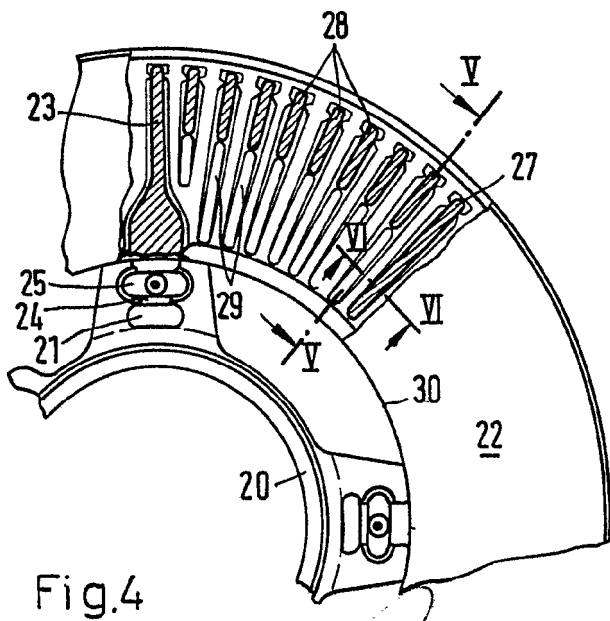


Fig.4

Fig.5

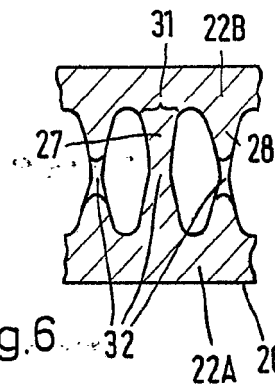
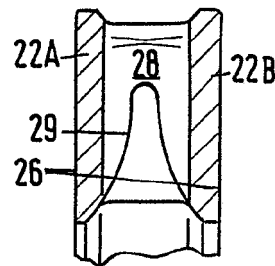
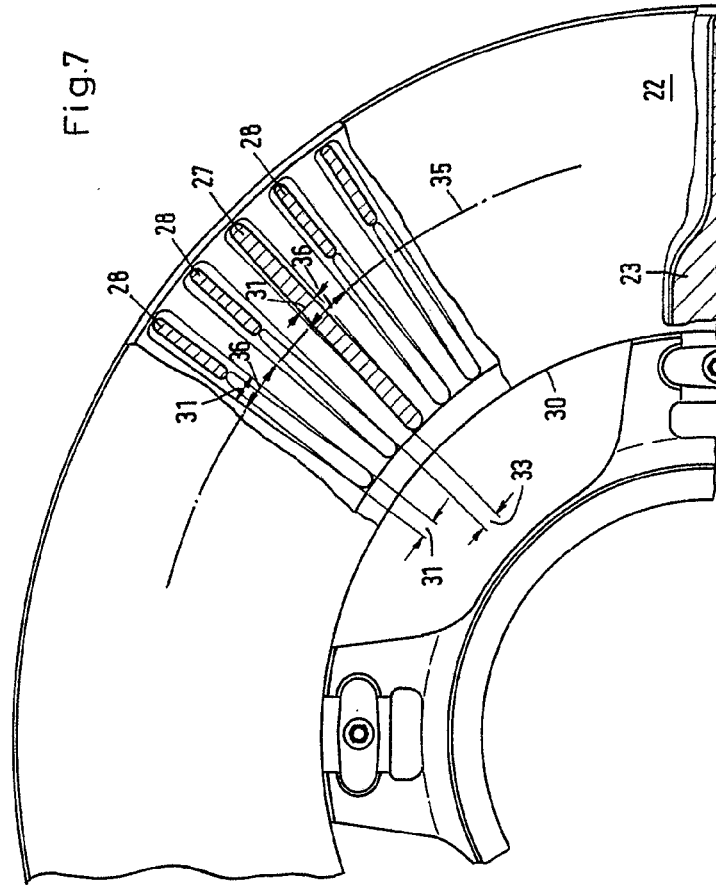


Fig.6

Madrid, a 10 FEB. 1977  
p. a. JAIME ISENER  
d. / p.

Firmado: JOSE L. MORA



Madrid, a 10. FEB. 1977  
P. a.  
**JAIMÉ ISERN**  
P. P.  
Firmado: JOSE L. MORA

BERGISCHE STAHL-INDUSTRIE

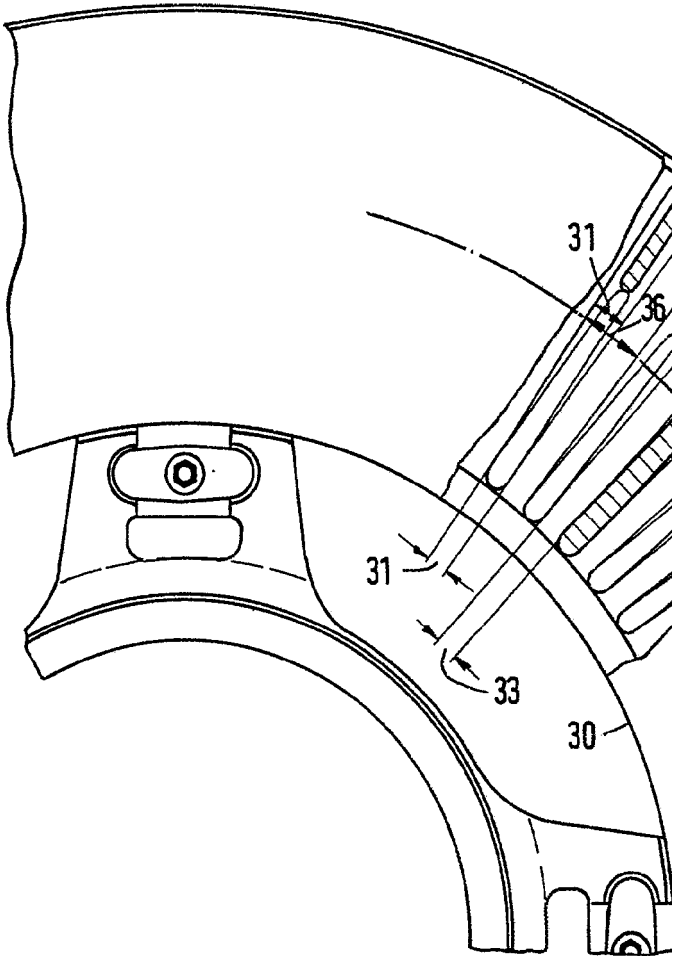
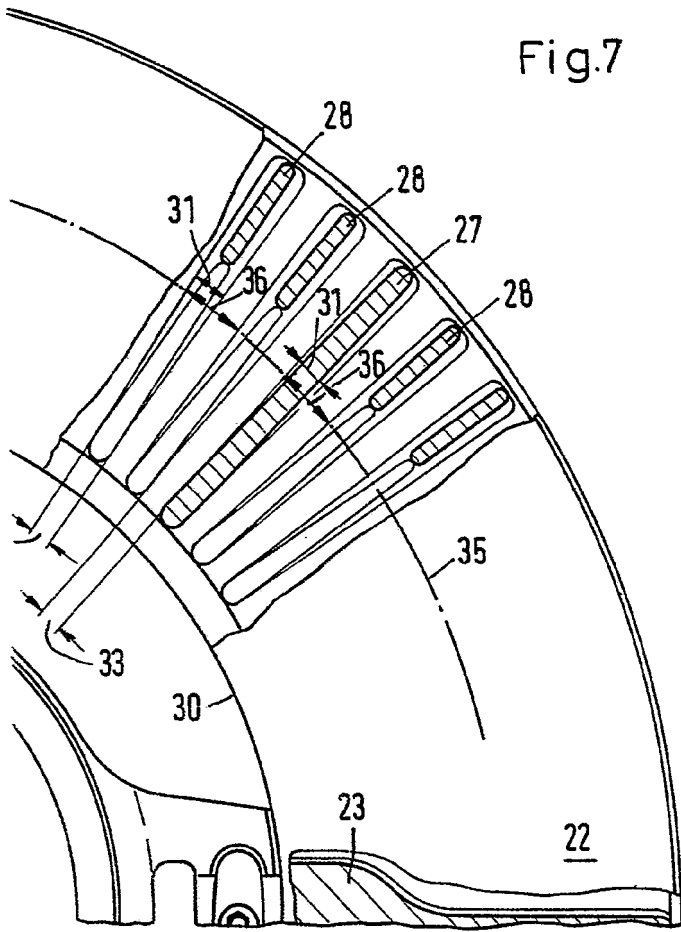


Fig.7



Madrid, a 10. FEB. 1977

P. a.  
**JAIME ISERN**

o. p.

Firmado:   
Firmado: JOSE L. MORA