

## METODOLOGÍA PARA EL DISEÑO DE LOS CANALES INTERNOS DE VENTILACION DE UN DISCO DE FRENO DE COMPETICION

D. Martinez Krahmer

*Facultad de Ingeniería – Universidad Nacional del Lomas de Zamora  
Camino de Cintura y Juan XXIII, (1832) Lomas de Zamora, Argentina –  
e-mail: [mkrahmer@inti.gov.ar](mailto:mkrahmer@inti.gov.ar)*

### RESUMEN

Los discos de freno delanteros utilizados en vehículos de competición, presentan canales internos para facilitar su enfriamiento, por circulación de aire.

El diseño integral de un disco de freno con estas características comprende: el análisis de la geometría del canal más conveniente para la circulación del aire, el estudio de la disipación del calor generado durante la acción de frenado y la determinación de la resistencia mecánica. La optimización del diseño permite entonces encontrar aquel disco con menor peso, que verifique las mejores condiciones de circulación de aire, capacidad de enfriamiento y resistencia.

En referencia al diseño geométrico de los canales, la más sencilla consideración de la corriente de aire a través de los mismos, se apoya sobre la suposición de un fluido ideal, donde cada partícula ejecuta el mismo movimiento, de modo que, analizando el comportamiento de un hilo de corriente, se puede encontrar el comportamiento del flujo completo ("Teoría de los hilos de corriente en una dimensión").

La circulación de aire a través de un disco de freno de estas características, se realiza canalizando el aire por medio de un tubo que lo toma del exterior del automóvil, orientando el flujo al diámetro menor del disco, para luego circular internamente por los canales de ventilación, hasta salir finalmente, a través del diámetro mayor.

En este trabajo se presenta una metodología gráfica-numérica para optimizar el diseño geométrico de los canales de ventilación, basada en la teoría de bombas centrífugas. Este método permite calcular el ángulo del canal  $\beta_2$  a la salida más apropiado, partiendo de unos pocos datos básicos como son el diámetro interior del disco, el diámetro exterior, y los anchos del canal a la entrada y a la salida del flujo, luego de fijar un ángulo  $\beta_1$  a la entrada del canal, que no entorpezca el ingreso del aire. Un canal concebido de esta manera posee la forma teórica adecuada para aspirar aire desde el diámetro interior, hacia el diámetro exterior del disco, facilitando así la circulación del aire.

En el trabajo realizado, se aplica el método de cálculo a un disco de dimensiones habituales a los utilizados en automóviles de TC. El mismo posee 330mm de diámetro exterior, 250mm de diámetro interior, con anchos del canal constantes a la entrada y a la salida, de 19mm.

Adoptado entonces un ángulo  $\beta_1$  a la entrada de  $40^\circ$ , el método de cálculo obtiene un ángulo  $\beta_2$  a la salida de  $15^\circ$ , resultando para un canal de estas características, una variación de presión  $\delta_{es} = 4,93 \text{ kg/m}^2$ , que produce "aspiración" de aire desde la entrada hacia la salida.

**Palabras Claves:** disco de freno, Bernoullí, hilos de corriente, bomba centrífuga.

## **1. INTRODUCCIÓN**

La más sencilla consideración de la corriente de aire a través de los canales internos del disco de freno, se apoya sobre la suposición de un fluido ideal, donde cada partícula ejecuta el mismo movimiento.

Esto conduce a limitar nuestras averiguaciones a estudiar el comportamiento de un hilo de corriente, a los efectos de encontrar el comportamiento del flujo completo (esta teoría se conoce como la "Teoría de los hilos de corriente unidimensional") [1].

Esta suposición significa que cada partícula del fluido tiene su guía por las paredes curvas que definen la sección del canal, y por lo tanto, esta teoría admite un disco de freno con un número infinito de canales, cuyos espesores son infinitamente delgados. Luego, la forma de estos canales, coincide con las líneas de corriente del flujo.

El movimiento del aire a través de un disco de freno, se realiza canalizando el aire por medio de un tubo que lo toma del exterior del automóvil a su velocidad de desplazamiento, orientando el extremo interno del tubo sobre el diámetro menor del disco, de modo tal que el aire circule internamente por los canales, hasta salir del disco, por el diámetro exterior.

Teniendo en cuenta que en el caso de un disco de freno ventilado, el aire no está obligado a circular por sus canales, ya que no existe un difusor como en una bomba centrífuga, sino que por el contrario, el tubo de ventilación es abierto, resultaría beneficioso que como resultado de la forma de los mismos se produjera una caída de presión desde la entrada hacia la salida (esto es, la presión a la entrada  $p_1$  es mayor que la presión a la salida  $p_2$ ), resultando entonces una aspiración del flujo en el sentido que debe circular el aire, facilitando así su circulación.

En términos de la geometría del canal esto se traduce como un adelgazamiento del área del canal, desde la entrada (diámetro menor o interior) hacia la salida (diámetro mayor), generando desde el punto de vista de la velocidad su aumento por disminución de la sección, o desde la óptica de la presión, su descenso por cumplirse el principio de Bernoulli, que liga ambos parámetros.

## **2. METODOLOGIA**

### **2.1 Antecedentes y objetivos**

Se basa en trabajar simultáneamente con la ecuación de Bernoulli para corrientes relativas, y la construcción de los triángulos de velocidades correspondientes a los flujos de entrada y de salida al canal, en un sistema CAD.

La corriente entra al disco con una velocidad absoluta  $c_1$ , pero este punto de ingreso tiene a su vez la velocidad de arrastre o tangencial  $u_1$ , resultando por la composición vectorial de ambos vectores velocidad, una velocidad relativa de entrada  $w_1$ .

El conjunto de estos tres vectores de velocidad con que el flujo ingresa al disco se denomina triángulo de velocidad a la entrada.

Para evitar un choque en el ingreso de la corriente al canal, las paredes tienen que poseer naturalmente la dirección de la velocidad  $w_1$ , es decir, tienen que formar el ángulo  $\beta_1$  con la tangente a la circunferencia en el punto 1 (Figura 1).

Al atravesar el canal, el hilo de corriente sufre una desviación en el punto 2, con la velocidad relativa  $w_2$ , y en la dirección de la tangente al canal en su extremo, o sea, bajo el ángulo  $\beta_2$  respecto a la circunferencia de diámetro  $d_2$ . A causa de la velocidad de arrastre  $u_2$ , la corriente tiene una velocidad absoluta de salida  $c_2$ .

Al conjunto de estos tres vectores de velocidad con que el flujo egresa del disco se denomina triángulo de velocidad a la salida (Figura 1).

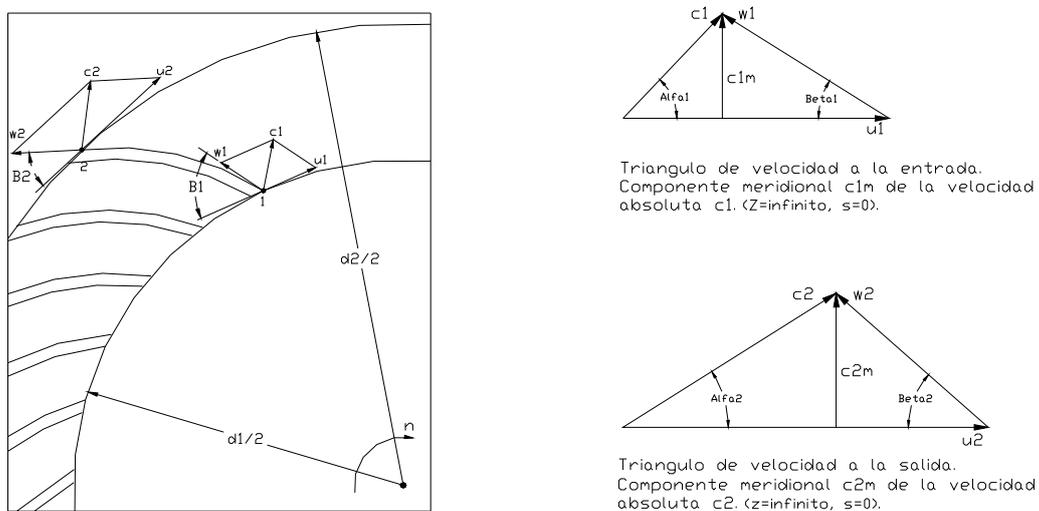


Figura 1: Triángulos de velocidad a la entrada (1) y a la salida (2) del flujo de aire (corte radial).

En este trabajo, con el objeto de optimizar el diseño de la geometría de estos canales, se propone una metodología gráfica-numérica para el cálculo del ángulo de salida  $\beta_2$ , en función de: los diámetros menor  $d_1$  y exterior  $d_2$ , además de los anchos del canal a la entrada  $b_1$  y a la salida  $b_2$ , luego de fijar un valor conveniente para el ángulo de entrada  $\beta_1$ , que produce un gradiente de presión  $\delta_{es}$  en el sentido indicado, basado en la teoría de bombas centrífugas [2].

En la Figura 2 puede observarse una vista en perspectiva de un disco de freno. Sobre el diámetro mayor se aprecian las secciones a la salida del flujo de aire (en este caso aproximadamente cuadradas). Estas secciones, en el sentido del espesor total del disco, están representadas por el ancho del canal a la salida  $b_2$  sobre el diámetro exterior, y por el ancho del canal a la entrada  $b_1$ , en el ingreso de la corriente de aire (estas dos dimensiones se han relevado sobre discos de freno de distintas procedencias, resultando en todos los casos de unos 19mm).

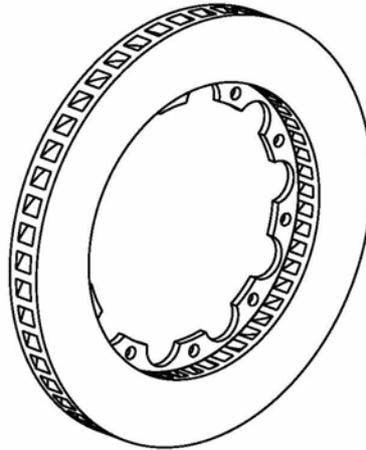


Figura 2: Vista isométrica de un disco de freno [3].

El gradiente de presión  $\delta_{es} = p_1 - p_2$  despejado de la expresión de Bernoulli para corrientes relativas resulta el indicado por la Ecuación (1):

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} > 0 \quad (1)$$

En donde:

$p_1$  = presión del fluido a la entrada, en  $\text{kg/mm}^2$ .

$p_2$  = presión del fluido a la salida, en  $\text{kg/mm}^2$ .

$\gamma$  = peso específico del fluido, en  $\text{kg/m}^3$ .

$w_2$  = velocidad relativa del fluido a la salida, en  $\text{m/min}$ .

$w_1$  = velocidad relativa del fluido a la entrada, en  $\text{m/min}$ .

$g$  = aceleración de la gravedad, en  $\text{m/s}^2$ .

$u_1$  = velocidad de arrastre a la entrada, en  $\text{m/min}$ .

$u_2$  = velocidad de arrastre a la salida, en  $\text{m/min}$ .

Para que se cumpla  $p_1 > p_2$  deberá ser  $w_2 > w_1$ , pero como en todos los casos es  $u_2 > u_1$  (por cuanto  $u_2$  es la velocidad tangencial a la salida del flujo), se debe trabajar simultáneamente con los triángulos de velocidad a la entrada y a la salida.

Los valores que pueden calcularse, una vez establecidos los datos de partida  $d_1$ ;  $d_2$ ;  $V_a$  = velocidad del auto;  $D_r$  = diámetro de la rueda;  $A_i$  = área del tubo que canaliza el aire hacia el disco y los anchos del canal  $b_1$  y  $b_2$ , son: las velocidades de arrastre  $u_1$  y  $u_2$ ; el número de revoluciones  $n$  a que gira el disco; el caudal de aire  $Q$  que circula a través del canal de ventilación, y las componentes meridionales  $c_{1m}$  y  $c_{2m}$  de las velocidades absolutas  $c_1$  y  $c_2$ .

Para las componentes meridionales se verifica la ley de continuidad representada por la Ecuación (2):

$$c_{2m} = \frac{Q}{\pi d_2 b_1} \quad (2)$$

Como en un disco de freno se cumple que, el ancho del disco a la entrada es igual que el ancho a la salida, es decir  $b_1 = b_2$ , de la aplicación de la Ecuación (2), dado que  $d_2 > d_1$ , resulta entonces  $c_{2m} < c_{1m}$ .

Cuando se trabaja con valores numéricos, se observa que, fijado un valor para  $\beta_1$ , por ejemplo  $60^\circ$ , para que se cumplan las condiciones simultáneas  $w_2 > w_1$  y a su vez que  $w_2^2 - w_1^2 > u_2^2 - u_1^2$ , se necesita un ángulo  $\beta_2$  pequeño (menor de  $20^\circ$ ).

## 2.2 Método gráfico – numérico

Los pasos a seguir para determinar un  $\beta_2$  máximo que verifique sea  $p_1 = p_2$  son los siguientes:

- a) Se fijan valores para las distintas variables:

Tabla 1: Valores adoptados y calculados para las variables de diseño.

Variable de cálculo	Valor
$V_a$ (velocidad del automóvil, en km/h)	100
$D_v$ (diámetro del tubo de ventilación, en m)	0,06
$Q$ (caudal en $m^3/min$ )	4,71
$d_1$ (diámetro del disco a la entrada del flujo, en m)	0,25
$d_2$ (diámetro del disco a la salida del flujo, en m)	0,33
$b_1$ (ancho del canal a la entrada, en m)	0,019
$b_2$ (ancho del canal a la salida, en m)	0,019
$D_r$ (diámetro de la rueda, en m)	0,63
$n$ (número de revoluciones a que gira la rueda del automóvil, en rpm)	842,5
$c_{1m}$ (componente meridional de la velocidad absoluta a la entrada $c_1$ , en m/s)	5,26
$c_{2m}$ (componente meridional de la velocidad absoluta a la salida $c_2$ , en m/s)	3,99
$u_1$ (velocidad de arrastre a la entrada, en m/s)	11,02
$u_2$ (velocidad de arrastre a la salida, en m/s)	14,55

- b) Partiendo de un dibujo realizado en CAD conocidos  $u_1$  y  $c_{1m}$  (Figura 3 izquierda), es posible obtener una tabla de  $w_1 = f(\beta_1)$ .

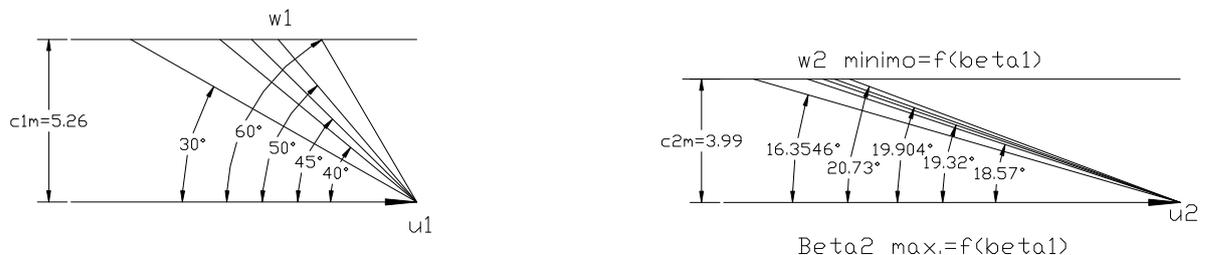


Figura 3: Valores obtenidos gráficamente de  $w_1 = f(\beta_1)$  a la izquierda y de  $\beta_2$  máximo =  $f(\beta_1)$  a la derecha.

Tabla 2: Valores de la velocidad relativa a la entrada para distintos ángulos  $\beta_1$ .

$\beta_1$ (°)	$w_1$ (m/s)	Incremento $w_1/w_1$ a 60° (%)
60	6,074	---
50	6,87	13
45	7,44	22,5
40	8,18	34,7
30	10,52	73,2

- c) Igualando la Ecuación (1) a cero, resulta un  $w_{2\text{mínimo}}$  para cada ángulo  $\beta_1$ , dado que esta ecuación queda reducida a la Ecuación (3):

$$w_{2\text{mínimo}} = \sqrt{(u_2^2 - u_1^2 + w_1^2)} \quad (3)$$

Tabla 3: Valores correspondientes a  $w_{2\text{mínimo}}$  para distintos ángulos  $\beta_1$ .

$\beta_1$ (°)	$w_{2\text{mínimo}}$ (m/s)	Incremento $w_2/w_2$ a 60° (%)
60	11,27	---
50	11,72	4
45	12,06	7
40	12,53	11
30	14,17	26

- d) Trabajando nuevamente en un CAD, a partir de los valores correspondientes a  $u_2$  y  $c_{2m}$ , y trazando el  $w_{2\text{mínimo}}$  para cada caso, se determinan gráficamente los ángulos  $\beta_{2\text{máximo}} = f(\beta_1)$  (Figura 3 derecha). Con estos valores se procede a generar la Tabla 4.

Tabla 4: Valores del ángulo  $\beta_{2\text{máximo}}$ , para distintos ángulos  $\beta_1$ .

$\beta_1$ (°)	$\beta_{2\text{máximo}}$ (°)
60	20,734
50	19,904
45	19,32
40	18,57
30	16,35

La secuencia de cálculo indica que, adoptando para el diseño del canal un ángulo  $\beta_2 = \beta_{2\text{máximo}}$ , la variación de presión  $\delta_{es}$  entre la entrada y la salida será  $\delta_{es} = 0$ . En consecuencia, para obtener la diferencia de presiones buscada, es decir,  $p_1 > p_2$ , tal como se indicó en el apartado 2.1, deberá ocurrir que el valor de  $\beta_2$  adoptado sea necesariamente menor a  $\beta_{2\text{máximo}}$ , de forma tal que el valor resultante para  $w_2$  sea el mayor posible, resultando así una caída de presión, en el sentido deseado (ver ecuación 1).

- e) Para finalizar, fijado un valor para el ángulo  $\beta_2$  de diseño de 15°, ángulo que verifica con la condición de ser menor a todos los ángulos  $\beta_{2\text{máximo}}$  calculados, se presentan en la Tabla 5, los valores correspondientes al incremento de presión  $\delta_{es}$  para cada valor de  $\beta_1$ .

Tabla 5: Valores del gradiente de presión  $\delta_{es}$  para distintos valores del ángulo  $\beta_1$ .

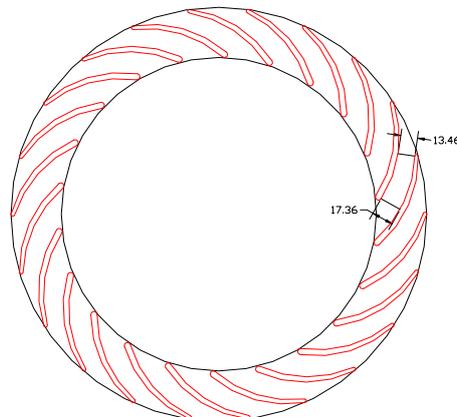
$\beta_1$ (°)	$w_1$ (m/s)	$w_2$ de diseño (m/s)	$\delta_{es}$ (kg/m <sup>2</sup> )
50	6,87	15,416	6,14
45	7,44	15,416	5,64
40	8,18	15,416	4,93
30	10,52	15,416	2,25

### 2.3 Geometría propuesta

Carl Pfeleiderer [4] propone una expresión para determinar el número óptimo de canales  $z_{op}$ , para una pieza fundida, en función de los diámetros correspondientes al disco  $d_1$  y  $d_2$ , y los ángulos  $\beta_1$  y  $\beta_2$ , dada por la Ecuación (4):

$$z_{op} = 6,5 \frac{d_2 + d_1}{d_2 - d_1} \operatorname{sen} \left( \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right) \quad (4)$$

Para el caso de adoptar una geometría con ángulos  $\beta_1 = 40^\circ$  y  $\beta_2 = 15^\circ$  resulta  $z_{op} = 22$  canales. En la Figura 4 se presenta dicha geometría.



$d_1=250\text{mm}; d_2=330\text{mm}; z=22$

Figura 4: Geometría resultante aplicando el método propuesto (corte radial).

### 3. DISCUSION

Los resultados gráfico – numéricos obtenidos indican que, fijado un valor para el ángulo a la salida del canal  $\beta_2 = 15^\circ$ , el gradiente de presión  $\delta_{es} > 0$  buscado, aumenta con el incremento del ángulo a la entrada  $\beta_1$ , aunque vale aclarar que no se trata esta última de una variable muy sensible, dado que, incrementos de  $\beta_1$  de  $30^\circ$  a  $60^\circ$  sólo producen un aumento de algo más de  $4^\circ$  en el  $\beta_2$  máximo (ver Tabla 4).

#### **4. CONCLUSIONES**

Se presenta una metodología teórica consistente, que a partir de los parámetros de diseño básicos de un disco de freno de competición como pueden ser el diámetro menor  $d_1$ ; el diámetro mayor  $d_2$ ; los anchos correspondientes a la entrada y salida del canal  $b_1$  y  $b_2$ , permite obtener un ángulo  $\beta_2$ , una vez establecido un valor para  $\beta_1$ , que no entorpezca el flujo de aire a la entrada del canal. Un canal concebido con este método, posee la forma teórica adecuada, para que el mismo aspire aire desde el diámetro menor del disco de freno.

#### **5. REFERENCIAS**

- [1] Focke, Rodolfo. "*Bombas Rotativas*". Capítulo III: La teoría de los hilos de corriente de una dimensión, págs. 116 a 132, y capítulo VI: Diseño del rodete, págs. 221 a 226. Ediciones Librería del Colegio, Buenos Aires (Argentina), 1952.
- [2] Fernández Vescovo, Edgardo. "*Guía para la determinación de las dimensiones principales de una bomba radial*". Cátedra de Mecánica de fluidos, carrera de Ingeniería Mecánica, Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Haedo, 1986.
- [3] [www.frenosdoppler.com](http://www.frenosdoppler.com)
- [4] Pfeleiderer, Carl. "*Bombas Centrífugas y turbocompresores*". Capítulo C: Teoría elemental de los rodetes centrífugos, págs. 109 a 119 - 145 a 150, y capítulo F: Alabe radial de curvatura simple, págs. 227 a 232. Traducción de la cuarta edición alemana, Editorial Labor, Barcelona (España), 1960.