

MÉTODOS DE CÁLCULO DE LA DISIPACIÓN DEL CALOR POR CONVECCIÓN FORZADA DESDE CARCASAS CON ALETAS DE MOTORES BLINDADOS AUTOVENTILADOS.

M. ANIBAL VALENZUELA LATORRE et AL.
DEPTO. ING. ELECTRICA - UNIV. DE CONCEPCION

RESUMEN

En los motores blindados la mayor parte de las pérdidas producidas por su funcionamiento son disipadas al ambiente a través de la carcasa. Para aumentar la transferencia, a la superficie se le incorporan aletas y se adosa un ventilador en uno de los extremos que impulsa el aire a lo largo de las aletas. Así, la transferencia de las pérdidas al ambiente se hace esencialmente por convección forzada provocada por el aire impulsado por el ventilador. En esta transferencia están presentes efectos de entradas y de pérdidas de caudal de refrigeración en el sentido axial.

En este trabajo se proponen tres alternativas para la cuantificación de la transferencia de calor desde la superficie con aletas de los motores eléctricos blindados. Todas ellas descansan en correlaciones experimentales obtenidas por diferentes autores en geometrías similares a las existentes en las carcasas de los motores y que tienen en cuenta en forma aproximada algunos de los efectos presentes en ellos.

Se aplican estas expresiones a un motor específico operando en distintos regímenes de velocidad. Se encuentra una buena concordancia en la zona de velocidades más altas para dos de los métodos, la que decae ostensiblemente a bajas velocidades. La razón de ello es no considerar las turbulencias que provoca el ventilador. Se propone un factor de corrección por turbulencias.

INTRODUCCION

Un alto porcentaje de las pérdidas producidas en la operación normal de los motores eléctricos blindados son disipadas al ambiente a través de la carcasa de éstos. Como ya en el rango de potencias integrales las superficies de disipación disponibles no son suficientes, éstas son aumentadas mediante la incorporación de aletas dispuestas longitudinalmente; estas superficies se refrigeran adosando un ventilador y su cubierta en un extremo con lo que se consigue guiar un flujo de refrigeración a todo lo largo de las aletas.

Desde el punto de vista térmico los motores pueden considerarse como redes de resistencias y condensadores térmicos excitados por fuentes de pérdidas. Su analogía eléctrica son redes R-C excitadas con fuentes de corriente. El gradiente térmico alcanzado en el bobinado dependerá, por un lado, de las pérdidas y por el otro, de la "impedancia térmica" de las trayectorias del flujo calórico. De todas las impedancias térmicas, la única en la que existen los grados de libertad para modificarla es en la que re-

presenta la disipación desde la carcasa. Esto se hace mediante el dimensionamiento y número de las aletas que se agregan y/o mediante la selección del ventilador exterior.

De lo anterior se deduce la importancia tanto para el diseñador como para los usuarios de los motores blindados de disponer de métodos de calcular la capacidad de disipación de calor de una carcasa en función de las dimensiones geométricas y del caudal de refrigeración. Al diseñador le permitirá dimensionar los elementos del sistema de refrigeración (aletas, ventiladores) que le permitirá evacuar las pérdidas del motor diseñado. A los usuarios, estos cálculos le permitirán verificar térmicamente la utilización de un motor en ciclos especiales de trabajo que requiera imponerle.

La evaluación de la disipación por convección forzada desde estos motores es un problema combinado de fluido dinámica y transferencia de calor que no es posible resolver en forma analítica. El abordamiento es necesariamente de tipo empírico, y se denomina Análisis Adimensional. Este consiste básicamente en un montaje experimental a escala en el que se reproducen condiciones de similitud geométrica, cinemática y térmica con la situación de interés. Este montaje se somete a ensayos para determinar la incidencia de las distintas propiedades dinámicas y térmicas y los resultados se expresan en términos de números adimensionales, lo que permite darle un campo de aplicación más amplio a los resultados obtenidos.

Al hacer una revisión bibliográfica en las áreas de electrotecnia y de transferencia de calor no se encuentran trabajos técnicos que reporten expresiones válidas para la situación que se da en la carcasa de los motores blindados. A falta de ellos, en este trabajo se presentan métodos de cálculo que utilizan expresiones propuestas por: Gardner [1]; Ghai-Jacob [2] y G.E.Luke [3]. En cada caso, en la medida que la situación experimental reportada se aparta del caso de nuestro interés, se proponen modificaciones y correcciones. La bondad de los métodos así obtenidos se evalúan para un motor específico ensayado a diferentes velocidades de operación.

METODO 1

El primer método descansa en los trabajos [1] y [2] y fue utilizado en [4] para evaluar las pérdidas disipadas desde un motor de inducción, mostrando buena predicción en la zona de altas velocidades de flujo de refrigeración.

Este método usa relaciones obtenidas por Gardner [2] para la transferencia de calor desde aletas considerando el coeficiente de convección como constan-

Trabajo desarrollado en el contexto de los Proyectos 20.92.09 de la Direcc. de Investigación de la U. de Concepción y 0280 del FONDECYT.

te en toda la superficie. En él se consideran secciones transversales de formas rectangular, triangular, trapezoidal y parabólica. Se definen asimismo el concepto de efectividad de la aleta que es un indicador del "rendimiento" de la superficie geométrica de disipación agregada al incluir la aleta.

Bajo el supuesto de que el coeficiente local de transferencia de calor es constante, la ecuación para la transferencia calórica desde las aletas admite una solución analítica relativamente sencilla. Para los perfiles rectangular y triangular se obtienen las siguientes expresiones:

Aleta recta de perfil rectangular:

- Calor disipado:

$$q_0/\theta_0 = (\bar{h}_{c,1} K y_0)^{1/2} \tanh(n) \quad (1)$$

- Efectividad:

$$n_r = \tanh(n)/n \quad (2)$$

donde:

$$n = L \sqrt{\frac{\bar{h}_{c,1}}{K y_0}} \quad (3)$$

y en que:

q_0 : calor disipado por una cara de la aleta, por unidad de largo en sentido longitudinal (z)

θ_0 : gradiente de temperatura entre la base de la aleta y el ambiente.

$\bar{h}_{c,1}$: coeficiente de convección medio desde la aleta.

L, y_0 : altura y semi-espesor de la aleta

n_r : efectividad de una aleta rectangular

K : conductividad térmica de la aleta

Aleta recta de perfil triangular

- Calor disipado:

$$\frac{q_0}{\theta_0} = (\bar{h}_{c,1} K y_0)^{1/2} \frac{-i J_1(2in)}{J_0(2in)} \quad (4)$$

- Efectividad:

$$n_T = \frac{-\sqrt{2}}{n} \frac{i J_1(in\sqrt{2})}{J_0(in\sqrt{2})} \quad (5)$$

y en que:

n_T : efectividad de una aleta triangular

J_1 : función de Bessel de la. clase y 1er. orden

J_0 : función de Bessel de la. clase y orden 0

i : número imaginario, $\sqrt{-1}$

n : definido en (3)

Para la aleta de perfil trapezoidal, el calor disipado y la efectividad de la aleta pueden determinarse de las expresiones de la aleta de perfil triangular.

Las relaciones recién descritas tienen validez cuando el coeficiente de convección puede considerarse constante en toda la superficie. En el caso de los motores de blindados, existen turbulencias a la entrada de las aletas y pérdidas de caudal en el paso del flujo a través de la carcasa, que hacen variar de punto en punto el coeficiente local de transferencia de calor por convección.

El efecto de las pérdidas de caudal sobre el coeficiente local de convección fue estudiado por Ghai y Jakob [2] sobre un sistema de aletas rectas, paralelas, emergiendo de una placa plana que se mantenía a una temperatura uniforme.

El montaje preparado permitía variar la separación entre las aletas y la velocidad del aire de refrigeración; además, para anular los efectos de entrada y de cola del escurrimiento del aire, se agregaron en ambos extremos de las aletas de prueba secciones hidrodinámicas confeccionadas de material aislante (Ver Fig. I). El montaje se completaba con termocuplas ubicadas en diferentes puntos de la superficie de la aleta.

En base a las lecturas de las termocuplas y planteando la ecuación de diferencias finitas para la disipación desde elementos de superficie de la aleta, se determinó el coeficiente local de transferencia de calor por convección, $h_{x,z}$, en cada punto. A partir de estos valores se define el Número de Nusselt local como:

$$(N.Nu)_{x,z} = \frac{h_{x,z} z}{K} \quad (6)$$

donde:

z : distancia en el sentido y, a partir de la sección hidrodinámica. (Ver Fig. 1).

y el Número de Reynolds:

$$(N.Re) = \frac{v_a z}{\nu_a} \quad (7)$$

en que:

v_a : velocidad del aire a la entrada de la sección hidrodinámica.

ν_a : viscosidad cinemática del aire.

Los resultados finales de este trabajo se resumen en las siguientes expresiones:

- Zona laminar:

$$(N.Nu)_{x,m} = 0.7 (N.Re)^{0.5} (1 - 0.35 (L/S)^{1/3} (\frac{L-x}{L})^2) \quad (8)$$

- Zona Turbulenta:

$$(N.Nu)_{x,m} = 0.03 (N.Re)^{0.8} (1 - 0.23(L/S)^{1/2} (\frac{L-x}{L})^{3/2})$$

con la zona de transición definida entre:

$$7 \times 10^4 < (N.Re) < 10^5$$

y donde:

$(N.Nu)_{x,m}$: valor medio en la dirección z del Número de Nusselt local, a una distancia fija x de la base.

L, S : dimensiones definidas en Fig.1.

Para calcular el coeficiente de convección medio se define:

$$\bar{h} = \frac{1}{L} \int_{x=0}^L \bar{h}_{x,m} dx \quad (10)$$

donde $\bar{h}_{x,m}$ es el coeficiente de convección medio en la dirección z, a una distancia fija x de la base y se calcula con la expresión:

$$\bar{h}_{x,m} = \frac{(N.Nu)_{x,m} K}{z} \quad (11)$$

Calculando el coeficiente de convección medio para las relaciones (8) y (9), resulta:

- Zona laminar:

$$\bar{h} = \bar{h}_{L,m} (1 - 0.12 (L/S)^{1/3}) \quad (12)$$

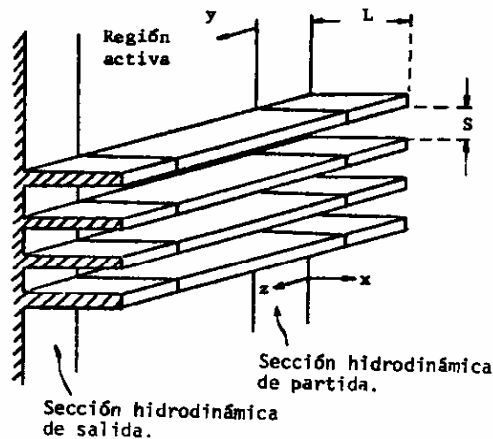


Fig.1.: Disposición de Aletas en Experiencias de Ghai y Jakob.

- Zona Turbulenta :

$$\bar{h} = \bar{h}_{L,m} (1 - 0.09 (L/S)^{1/2}) \quad (13)$$

donde:

$$\bar{h}_{L,m}: \bar{h}_{x,m} \text{ evaluado en } x = L$$

Los valores del coeficiente de convección medio calculados con las expresiones (12) y (13) resultan un poco altos al compararlos con los resultados experimentales. Para corregirlo, los autores proponen un factor de corrección empírico de la forma:

$$\bar{h}_{c,1} = \bar{h} (1 - 0.02 L/S) \quad (14)$$

válido en ambas zonas.

Luego, las relaciones (12) ó (13), corregidas por la expresión (14), permiten calcular el coeficiente de convección medio en aletas rectas, sin cubierta, y refrigeradas desde un extremo, $\bar{h}_{c,1}$. Estas relaciones sólo tienen en cuenta las variaciones del coeficiente de convección provocadas por las pérdidas de caudal. Y el valor de $\bar{h}_{c,1}$, reemplazado en las relaciones (1) a (5) permitirá calcular el calor disipado, así como la efectividad, de aletas rectangulares y triangulares refrigeradas desde un extremo.

Para calcular el calor total disipado desde las aletas se usa la relación :

$$q_1 = 2 N Z q_0 \quad (15)$$

en que :

q_1 : calor total disipado por convección desde las aletas.

N : número de aletas.

Z : largo axial de las aletas.

q_0 : calor disipado por cada cara de la aleta, por unidad de largo en el sentido axial.

y, para determinar el calor disipado desde la superficie lisa de la carcasa, deberá usarse como valor medio para el Número de Nusselt, el valor obtenido de (8) ó (9) en la base de la aleta ($x = 0$).

Por lo tanto en este caso :

$$\bar{h}_{c,2} = \bar{h}_{0,m} = \frac{(N.Nu)_{0,m} K}{z} \quad (16)$$

donde :

$\bar{h}_{c,2}$: coeficiente de convección medio para la superficie lisa de la carcasa.

y el calor total disipado desde la superficie lisa será :

$$q_2 = \bar{h}_{c,2} \cdot A \cdot \theta_0 \quad (17)$$

en que A es el área de la superficie lisa de la carcasa.

Finalmente, el calor total disipado por convección desde la carcasa será :

$$q_3 = q_1 + q_2 \quad (18)$$

Este valor deberá ser corregido para tener en cuenta las turbulencias del caudal producidas por el ventilador, las que provocan un aumento considerable del coeficiente de convección. Este efecto puede tomarse parcialmente en cuenta usando el factor de corrección por efectos de entrada de un flujo a un ducto y que se muestran en la Tabla I.

Tabla I. Factor de corrección por efectos de entrada.

Largo del ducto expresado en diám.	1	5	10
Factor de correc.	1.76	1.54	1.34

METODO 2

Este método se apoya en el trabajo realizado por G.E. Luke [3]. Este Investigador realizó diferentes pruebas experimentales con el objeto de encontrar la razón de transferencia de calor para diversas velocidades del flujo de aire en ductos axiales y radiales. Se investigó la influencia de formas, tamaños, secciones, condiciones de superficie y temperaturas medias.

El factor más importante encontrado fue que este coeficiente de transferencia de calor no es constante a lo largo del curso del flujo de aire, ya que éste varía punto a punto a lo largo del ducto. Esta variación en razón del calor liberado a velocidad del flujo de refrigeración constante, en un ducto dado, es debido a cambios en la turbulencia del flujo de aire a lo largo del ducto.

Los tipos de ductos analizados en el trabajo son: ductos de placas paralelas planas, ductos radiales, ductos circulares axiales y entre dos ductos concéntricos. En este caso se consideran los resultados obtenidos para ductos de placas paralelas planas.

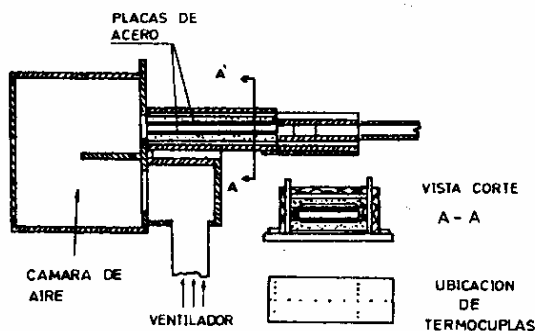


Fig.2.: Montaje Experimental

El montaje realizado se muestra en la Figura 2. En ella se observan las placas dentro de un tubo con el objeto de medir el coeficiente de transferencia de calor de una placa a una velocidad específica del flujo. En el montaje experimental, el flujo de refrigeración es proporcionado por el ventilador con trífugo accionado por un motor de corriente continua shunt de velocidad variable. Las placas calientes desde las cuales se mide la disipación de calor, están compuestas por láminas lisas de acero y puestas en una base de material aislante, en la cual se ubicó el elemento calentador. En la parte inferior de la placa se ubicaron 20 termocupas, tal como se muestra en la Figura 2.

El coeficiente de transferencia de calor se determina en base a las mediciones de temperatura en las placas y la velocidad media o volumen del flujo de refrigeración. La relación entre la velocidad media y el volumen de aire está dada por :

$$v = \frac{V}{A} \quad (19)$$

donde :

v : velocidad media del aire (pie/min)

V : volumen (pie³/min)

A : área transversal del ducto (pie²)

En la ecuación (19) el valor del volumen de aire es necesario que sea medido en forma precisa para no afectar el cálculo de la velocidad media del aire. El volumen fue obtenido después de haber alcanzado un equilibrio térmico de los watt de entrada al aire y el aumento de temperatura resultante del mismo. Los watt absorbidos por el aire son iguales a los watt de entrada menos las pérdidas por dispersión. El aumento de temperatura del aire fue obtenido por 5 termocupas con las juntas calientes y fría distribuidas en el aire de salida y de entrada respectivamente. La exactitud de este método depende del aumento real de temperatura, lo cual requiere una mezcla perfecta del aire caliente. La ecuación (20) permite calcular el volumen de aire por minuto.

$$V = \frac{1,765 W_a}{\theta_a} \quad (20)$$

donde :

V = volumen (pie³ de aire por minuto)

W_a = watt absorbidos por el aire (w)

θ_a = aumento de temperatura del aire (°C)

La constante 1,765 corresponde a los grados de aumento de 1 pie cúbico de aire en el almacenamiento de 1 watt-minuto de energía.

Con los valores medidos para la resolución de las ecuaciones (19) y (20) se encontró que el coeficiente de transferencia de calor está dado por:

$$h_v = \frac{W_a}{S (t_s - \frac{\theta_a}{2})} \quad (21)$$

donde :

h_v : coeficiente de transferencia de calor (w/pulg² °C)

- S : superficie de ventilación del ducto (pulg²)
 θ_0 : aumento de temperatura superficial media del ducto sobre el aire de entrada (°C)
 θ_a : aumento de temperatura del aire de salida (°C)

Este mismo procedimiento se realizó para separaciones de las placas de 1/4, 1/2, 3/4 y 1 pulgada y se calculó el coeficiente de transferencia de calor tal como se explicó.

Los resultados de estas pruebas se muestran en la Fig.3.

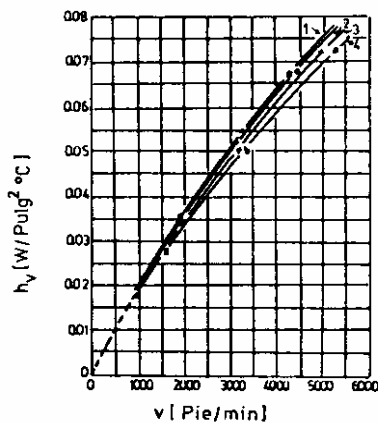


Fig.3.: Coeficiente de transferencia de calor vs velocidad del aire

Las curvas que se muestran en la Fig.3 se ajustan mediante las siguientes ecuaciones:

$$\text{Curva N}^\circ 1: h_{v,1} = 0,0207 \left(\frac{v}{1000}\right)^{0,81} \quad (22)$$

Esta curva es para una separación entre placas de 1/4 de pulgada.

$$\text{Curva N}^\circ 2: h_{v,2} = 0,0200 \left(\frac{v}{1000}\right)^{0,814} \quad (23)$$

La curva N°2 es para una separación entre placas de 1/2 de pulgada.

$$\text{Curva N}^\circ 3: h_{v,3} = 0,0200 \left(\frac{v}{100}\right)^{0,798} \quad (24)$$

La curva N°3 es para una separación entre placas de 3/4 de pulgada.

$$\text{Curva N}^\circ 4: h_{v,4} = 0,0194 \left(\frac{v}{1000}\right)^{0,795} \quad (25)$$

La curva N°4 es para una separación entre placas de 1 pulgada.

La utilización de estas expresiones en la disipación desde carcasas de motores blindados requiere de considerar la pérdida de caudal de refrigeración en sentido longitudinal y el efecto de las turbulencias provocadas por el ventilador.

El efecto de las turbulencias solo se puede incluir parcialmente y en forma similar al Método 1 a través de factores de corrección válidos para ductos y mostrados en la Tabla I.

El efecto de pérdida de caudal se puede considerar subdividiendo la carcasa, para efectos del cálculo, en sectores longitudinales sucesivos y en cada uno de ellos calcular un coeficiente de transferencia media basado en la velocidad media del aire en ese sector. Con estos valores se calcula el calor disipado por cada sector y sumando los se obtiene el total. Los cálculos hechos para el motor de experimentación mostraron que una subdivisión en cuatro sectores es suficiente.

El procedimiento de cálculo, una vez determinado el coeficiente de convección medio de la superficie, es idéntico al seguido en el Método 1 y se utilizan las mismas expresiones.

METODO 3

Este método utiliza las relaciones propuestas por G.E.Luke [3] para ductos longitudinales de sección circular. El montaje experimental es el mismo ya comentado en el Método 2 y en este caso el aire se hizo incidir sobre ductos de superficie lisa y de superficie rugosa formada por placas perforadas de fierro. La determinación de h_v se basó como antes en la determinación exacta del volumen de aire en términos de las temperaturas de éste a la entrada y salida del ducto. El ducto fue térmicamente aislado y se instaló termocuplas para medir las fugas de calor y 12 termocuplas para obtener la temperatura a lo largo del ducto. Los resultados obtenidos muestran que el coeficiente de transferencia de calor se ve afectado por las condiciones de superficie, lo que se manifiesta en el exponente de las expresiones que se ajustan a los resultados obtenidos.

Para ducto axial de sección constante y superficie lisa se obtuvo:

$$h_v = 0.0157 \left(\frac{v}{1000}\right)^{0.85} \quad (26)$$

y para el caso de superficie rugosa:

$$h_v = 0.0178 \left(\frac{v}{1000}\right)^{0.93} \quad (27)$$

La utilización de estas expresiones para el cálculo de la disipación del calor desde la carcasa de motores blindados requieren también de adecuaciones similares a las mostradas en el Método 2 para incluir los efectos de pérdida de caudal en sentido longitudinal y las turbulencias de entrada. En este caso se considera para cada espacio interaletas formado por las caras adyacentes de aletas contiguas y el sector de carcasa entre ellas - un ducto equivalente con la misma superficie de disipación. Tal cual en el Método 2 las pérdidas de caudal se tienen en cuenta subdividiendo la carcasa en tramos sucesivos de cada uno de ellos con un flujo de refrigeración igual al valor medio en el tramo.

CONTRASTACION EXPERIMENTAL

Para determinar la bondad de las alternativas de cálculo mostradas se aplicaron estas expresiones al caso de un motor jaula de ardilla, blindado, autoventilado, 7.5 (HP), 380 (V), 12 (A), 1430 (RPM), Aislación Clase B. La carcasa de este motor tiene

52 aletas dispuestas longitudinalmente cuyas dimensiones principales se muestran en la Tabla II. Este motor se ensayó alimentado con 50, 40, 30 y 20 (Hz) y

Tabla II.- Dimensiones Aletas

Dimensión	(Pulg)
- Altura media	0.75
- Separación	0.335
- Espesor base	0.069
- Longitud axial	10.63

se aplicaron condiciones de carga tales que en el bobinado se alcanzara la temperatura correspondiente a plena carga. Se subdividió la carcasa en 4 sectores y se midió las temperaturas de régimen y las velocidades del flujo de refrigeración en cada sector. Los valores medios encontrados se presentan en las Tablas III y IV. Se midió asimismo en forma

Tabla III. Gradientes de Temperaturas de Régimen Permanente en Sectores de Carcasa.

Frecuencia Ensayo.	Gradientes de Temperatura (°C)			
	Sector A	Sector B	Sector C	Sector D
50 Hz	14.7	23.8	30.1	35
40 Hz	15.7	24.8	30.5	35.3
30 Hz	18.7	27.4	32.5	36.9
20 Hz	19.9	29.3	34.3	39

Tabla IV.- Velocidades del Flujo de Refrigeración en Sectores Carcasa.

Frecuencia Ensayo	Velocidad Flujo Refrigeración (m/seg)			
	Sector A	Sector B	Sector C	Sector D
50 Hz	11.7	8.1	6.7	5.6
40 Hz	10.1	7.1	5.7	4.8
30 Hz	7.0	4.9	3.9	3.1
20 Hz	4.8	3.3	2.6	2.1

experimental las pérdidas del motor en cada condición de operación. Al total de pérdidas se les descontó las pérdidas disipadas a través de las tapas usando las expresiones indicadas en (4) y se obtuvo los valores que se muestran en la última columna de la Tabla V.

Siguiendo los procedimientos reseñados en los párrafos anteriores se calcularon, para las condiciones del motor, las pérdidas disipadas a través de la carcasa según los tres métodos. Estos valores se entregan en la Tabla V.

Tabla V. Calor Disipado por la Carcasa. Valores Calculados y Experimental.

Frecuencia Ensayo (Hz)	Valor Calculado (W)			Valor Experimental. (W)
	Método 1	Método 2	Método 3	
50	938	893	699	900
40	715	814	635	822
30	608	655	501	741
20	453	507	380	658

Al analizarse estos resultados puede apreciarse que el Método 2 es el que muestra una mejor concordancia con los valores experimentales y el Método 3 la peor. Asimismo, en los tres casos, los métodos empeoran su comportamiento al aplicarles a condiciones de velocidades bajas.

CONCLUSIONES

La razón principal de la diferencia observada entre los valores calculados y los valores experimentales es que, como se señaló, en ninguno de los casos se está considerando adecuadamente el efecto de las turbulencias existentes en el aire de refrigeración. El ventilador normalmente utilizado en los motores es del tipo hélico-centrífugo de paletas rectas radiales, que permite el uso del motor en ambos sentidos de rotación. En este tipo de ventiladores el aire sale con una componente tangencial y en un plano definido por la inclinación del rodete. Así, el aire que sale del ventilador "choca" contra la cubierta y contra las caras de las aletas antes de escurrir longitudinalmente a lo largo de éstas. Asociado a estos cambios bruscos de trayectoria se crean turbulencias que aumentan notablemente la transferencia de calor en estas zonas.

Para una adecuada utilización de los métodos de cálculo mostrados se requiere incorporar el efecto de las turbulencias recién comentado. Para la determinación de este factor se utilizan los resultados experimentales obtenidos en el motor de 7.5 (HP) y mostrados en el párrafo anterior, así como los valores encontrados en el motor de experimentación de 5 (HP), presentado en [4]. Con estos valores se ajusta una curva de error cuadrático mínimo y se obtienen los valores mostrados en la Tabla VI. No se ha considerado el Método 3 en razón a su pobre predicción. Aún cuando la base experimental en que descansan los factores presentados es todavía reducida, es razonable esperar una precisión adecuada en motores con flujos de refrigeración en esos rangos ya que las pérdidas de caudal en sentido longitudinal resultan muy similares en todos los motores blindados.

Tabla VI.- Factor de Corrección por Turbulencias.

Velocidad aire (m/seg)	Método 1	Método 2
4.0	1.70	1.45
6.0	1.45	1.22
8.0	1.24	1.10
10.0	1.15	1.02
12.0	1.05	1.01
14.0	1.02	1.01

Por lo mostrado en la Tabla VI y por la simpleza de las expresiones de cálculo que utiliza, el Método 2 parece el más apropiado. No obstante, debe considerarse que para su empleo se requiere medir el flujo de refrigeración a la entrada de cada uno de los sectores. El Método basado en el trabajo de Ghei-Jakob en cambio solo requiere el flujo de refrigeración a la salida del ventilador y permite considerar de una manera más específica los distintos tipos de aletas y sus dimensiones.

Finalmente, los resultados experimentales muestran la existencia de gradientes significativos de las temperaturas superficiales en la carcasa, en sentido longitudinal. Ello revela la existencia de un flujo de calor longitudinal, por el interior de la carcasa, en sentido contrario al flujo del aire y, en consecuencia, una mayor capacidad de refrigeración de los sectores de la carcasa más próxima al ventilador exterior. Por ello, no obstante que los Métodos 1 y 2 con el factor de corrección de turbulencias incorporado permiten hacer cálculos bastante satisfactorios del calor disipado a través de una carcasa, es altamente conveniente determinar experimentalmente la variación en sentido longitudinal del coeficiente de transferencia de calor desde carcasas con aletas longitudinales.

REFERENCIAS

- (1) GARDNER, KARL A.: "Efficiency of Extended Surfaces"; Trans. ASME, Vol.67, Año 1945, pp: 621-631.
- (2) GHAI, M.L. AND JAKOB, M : "Local Coefficients of Heat Transfer for Straight Fins"; ASME, Paper N°50-5-18, 1950, in discussion, pp: 1-21.
- (3) LUKE, G.E. : "Surface Heat Transfer in Electric Machines with Forced Air Flow"; Trans. AIEE, Vol 45, 1926, pp:1036-1047.
- (4) VALENZUELA, N.A; MUÑOZ, A; ROMO, J: "Diseño Térmico de Máquinas Eléctricas Blindadas"; Anales 3er. Congreso Chileno de Ingeniería Eléctrica, Tomo I, Mayo 1979, pp: 1-18.

BIOGRAFIA



VALENZUELA M. ANIBAL.- Nacido en Santiago, Chile el 5 de Febrero, 1951. Realizó estudios en la Universidad de Chile recibiendo de Ingeniero Civil Electricista y de Magister en Ingeniería Eléctrica, en 1978.

Desde 1978 trabaja en la Universidad de Concepción, en el Grupo de Accionamientos y Sistemas Industriales del Departamento de Ingeniería Eléctrica, desempeñándose en la actualidad como Profesor Asistente. Su área de interés se centra en Control de Motores, Calentamiento de Motores y Estudios en Sistemas Eléctricos Industriales.