



II CAIM 2010
Segundo Congreso Argentino
de Ingeniería Mecánica
San Juan - Noviembre 2010

Sobrealimentación de Motores de Ciclo Otto por Descenso de la Temperatura de Admisión

Manzano, Miguel Jesús

Instituto de Mecánica Aplicada - Facultad de Ingeniería
Universidad Nacional de San Juan
Av. Libertador Gral. San Martín 1109 oeste San Juan – Argentina
Tel: 0264 4262307- E-mail: mmanzano73@yahoo.com.ar

RESUMEN

En los motores de combustión interna encendidos por chispa o de ciclo Otto cuando se los utiliza en el ámbito de la competición, se presentan una serie de problemas derivados del incremento de potencia. Las formas comúnmente utilizadas para el aumento de la misma son: trabajo sobre válvulas y conductos de admisión/escape en tiempos de apertura y área de pasaje, sobrealimentación con turbocompresor o compresor, aumento de la relación de compresión y por último inyección de oxígeno u óxido nítrico.

Todos estos métodos traen aparejados problemas generalmente por fallas de lubricación a causa del incremento de temperatura y presión de funcionamiento o combustión anormal. De esta forma se acorta la vida útil de un motor utilizado en la competición.

Todos los sistemas actuales de potenciación tienen como objetivo incrementar la cantidad de energía disponible que ingresa al cilindro o el régimen al que lo hace para luego transformarla en energía de calor y por lo tanto trabajo mecánico en el pistón. Es decir se busca lograr un incremento de la densidad del aire o de la mezcla.

Como solución propuesta presento un tema actualmente en investigación y en desarrollo su funcionamiento es similar a la sobrealimentación de un compresor, pero incrementa la densidad por disminución de la temperatura de la mezcla. Su estudio se realiza con combustibles gaseosos y de bajo punto de ebullición a presión atmosférica como lo es el metano o GNC. De esta forma utilizando tecnologías criogénicas puede lograrse un notable aumento de la densidad y por lo tanto la potencia con disminución de las temperaturas internas de un motor de ciclo Otto. La metodología a usar es la siguiente: una vez realizada la mezcla aire-GNC se procede a enfriar a temperaturas muy bajas antes de ingresar al cilindro para luego quemar la mezcla y obtener el trabajo esperado con disminución de los problemas mencionados.

Palabras Claves: Sobrealimentación por frío, potencia, competencias, ciclo Otto.

1. INTRODUCCIÓN

Esta temática de investigación fue ideada observando lo que sucede en el contorno de las competencias automotrices, donde el incremento de potencia se logra a costa del sacrificio de la resistencia mecánica de un motor. Cuando lo más importante es lograr los mejores tiempos en competencia se emplean métodos que aplicados a un motor original a corto o mediano plazo lo destruye. En base a la teoría de motores se propone una nueva forma de ganar potencia que actualmente se encuentra bajo estudio y se caracteriza por disminuir los riesgos de falla.

2. MÉTODOS ACTUALES DE POTENCIACIÓN DE UN MOTOR DE CICLO OTTO

Se mencionan los principales métodos que hoy en día se utilizan en las competencias automotrices.

2.1. Aumento del Número de Revoluciones

Básicamente se trabajan válvulas y conductos de admisión/escape en tiempos de apertura y área de pasaje, combinados con sistemas de escapes que favorecen el barrido de los gases quemados y el llenado con mezcla fresca. Todo ello constituye un desplazamiento de la curva de rendimiento volumétrico en el sentido tal que su máximo se logra a mayor número de revoluciones como se muestra en la figura 1. Como el rendimiento volumétrico es la relación entre la cantidad en masas de aire que ingresa al cilindro con respecto a la que teóricamente debería ingresar en CNTP, con este tipo de potenciación se favorece el llenado del cilindro a mayor número de revoluciones. De los problemas que se presentan con este tipo de modificación del motor original, se mencionan los aumentos notables de las fuerzas inerciales internas, producidas por el incremento del número de revoluciones, que ocasionan fallas en la lubricación y pronto desgaste.

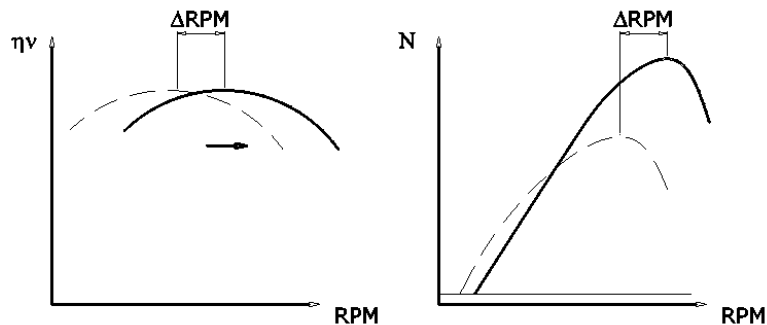


Figura 1. Aumento del Régimen de máxima potencia.

2.2. Inyección de Oxígeno u Oxido Nítrico

Supuesto que el combustible reacciona teóricamente nada más que con el oxígeno, y además el aire contienen un porcentaje en volumen cercano al 22%, entonces si se inyecta oxígeno adicional puede hacerse también con el combustible en igual proporción, de esta manera se colma el recinto del cilindro con mayor cantidad de energía disponible para transformarla en trabajo.

Recordando que en motores encendidos por chispa, la combustión se realiza a elevadas velocidades sin ceder trabajo, entonces el calor aportado es igual al incremento de la energía interna:

$$Q_i = \Delta U_i = m * cv * \Delta T_i \quad (1)$$

Como la masa de aire encerrada en el cilindro es casi la misma que si el motor funcionase original, entonces el incremento de calor extra aportado por la inyección de oxígeno u óxido nítrico, se verá reflejada en un incremento de igual proporción de la temperatura alcanzada al final de la combustión. Es por esto que este método de potenciación es el menos efectivo pero muy empleado, ya que logra un aumento muy notable de la temperatura y presión en la cámara de combustión, que trae aparejado sobrecalentamientos de los órganos internos y fallas de lubricación a consta de la elevación de presión y temperatura.

2.3. Sobrealimentación por Turbocompresor (TC)

La aplicación de un turbocompresor es la técnica más efectiva de las mencionadas hasta el momento, ya que utiliza parte de la energía que se pierde por el escape para comprimir aire fresco, es decir, aumentar la densidad de la mezcla lo cual va acompañado con un aumento de la masa de aire encerrada en el volumen y por lo tanto aumento de las moléculas de oxígeno presente en ella. De esta forma se logra una adición notable de la potencia sin elevar descontroladamente la temperatura al final de la combustión. Como defecto principal podemos citar que al comprimir un gas, este eleva su temperatura, entonces el incremento de presión se contrarresta con la elevación de la temperatura de admisión y se favorece la detonación, por lo requiere de un elemento complementario para evacuar el calor del aire antes de que ingrese al cilindro.

3. POTENCIA DE UN MOTOR DE CICLO OTTO DE 4T

La capacidad para generar trabajo en el tiempo de un motor encendido por chispa a una velocidad de giro definida, es una relación directa de la cantidad de energía que puede almacenar y transformar por cada ciclo. Todo esto es válido si se considera un motor ya diseñado y bajo estudio, de manera que los rendimientos y las curvas características del motor sean conocidos.

3.1. Método de cálculo de potencia de un motor de ciclo Otto

El siguiente método de cálculo que se expone es válido para un motor ya construido donde se conoce el consumo específico C_s y el rendimiento volumétrico η_v en un régimen de velocidad determinado. La expresión de la potencia que se muestra a continuación es un allegado de la combinación de la ecuación de estados de los gases, la ecuación del gasto másico en un motor y la ecuación de la continuidad de un gas.

$$N = \frac{P * \eta_v * \frac{V_c}{2} * n/60}{\varepsilon' * C_s * R * T} \quad (2)$$

N : Potencia efectiva desarrollada por el motor; CV

ε' : Relación aire/combustible real; Adimensional

C_s : Consumo específico del combustible al régimen y estado de carga correspondiente; Kg/CV*s

V_c : Volumen de cilindrada total; m³

n : Frecuencia de giro del motor ; RPM

η_v : Rendimiento volumétrico; Adimensional

P : Presión absoluta en admisión; Kg/m²

T : Temperatura del aire en admisión; K

R : Constante del aire; Kgfm/KgK

Esta expresión matemática, si bien no es rigurosamente exacta por lo que no tiene en cuenta las consecuencias en el cambio de uno o más parámetros, arroja los resultados que se obtendrían en el mejor

de los casos. Claramente puede notarse lo que sucede con la potencia cuando se varían los parámetros n , ϵ' y P , lo cual cada uno corresponde a los métodos: elevación de régimen, inyección de oxígeno y sobrealimentación con turbocompresor. La pregunta es, si se mantiene el resto de los parámetros y solo se disminuye la temperatura de admisión, ¿qué es lo que sucede con la potencia?, a simple vista parece aumentar. Este proyecto de investigación se basa en responder la pregunta.

4. SOBREALIMENTACIÓN POR DESENCO DE LA TEMPERATURA DE ADMISIÓN

Visto todo esto se propone una nueva forma de sobrealimentación. Esta consiste al igual que un turbocompresor en aumentar la densidad del aire en admisión, pero sin elevar la presión sino que disminuyendo la temperatura. Veamos la ecuación de estado de un gas:

$$\gamma = \frac{P}{R * T} \quad (3)$$

Se aprecia que si se aumenta la presión y se conserva la temperatura, entonces, también lo hará la densidad, ahora sí solo disminuimos la temperatura del gas, también aumentará la densidad.

En conclusión, **“Un descenso de la temperatura de admisión produce un incremento de densidad que se traduce como una ganancia de potencia adicional en un motor ciclo Otto”**. Por simplificación se utilizan las notaciones SF y TC para simbolizar “Sobrealimentación de Frio” y “Turbo-Compresor”.

4.1. Cambios en los puntos característicos del ciclo termodinámico Otto a consecuencia de la sobrealimentación.

Para un mejor estudio y comprensión de los cambios que realizan los puntos característicos del ciclo termodinámico comparamos las curvas presión-volumen específico, en un motor que funciona en condiciones originales, con TC y SF, obtenidas por el Método Clásico de Cálculo de Motores de Ciclo Otto 4T, su metodología es similar a la del ciclo termodinámico ideal pero utiliza parámetros que lo adaptan a la realidad y un posterior redondeo del ciclo. En todo momento se considera que el fluido que evoluciona es aire.

Si realizamos una comparación entre un motor con TC y SF tomando como base el motor en estado original y se pretende sobrealimentar de manera tal que en ambos casos entreguen la misma potencia en el mismo régimen y a iguales condiciones de relación de compresión, entonces se puede comparar lo que sucede en el interior tanto en temperaturas como en presiones máximas. A continuación se muestra la nomenclatura de los parámetros a utilizar:

Tabla 1 Nomenclatura del motor bajo estudio

Parámetros	Valores		
	Original	Sobrealimentación TC	Sobrealimentación SF
Cilindrada	V_c	V_c	V_c
Tipo	$Otto$	$Otto$	$Otto$
Relación de Compresión	ρ	ρ	ρ
Régimen de Máxima Potencia	n	n	n
Potencia Máxima Efectiva	N_o	N_{TC}	N_{SF}
Volumen Especifico	v_{O_i}	V_{TC_i}	V_{SF_i}
Temperaturas en el punto “i”	T_{O_i}	T_{TC_i}	T_{SF_i}

Presión en el punto "i"	P_{O_i}	P_{TC_i}	P_{SF_i}
Exponente politrópico de compresión	nc	nc	nc
Exponente politrópico de expansión	ne	ne	ne

*: Se considera que los exponentes son similares.

Donde "i" simboliza el punto característico del ciclo termodinámico Otto y donde "j" es el estado de admisión, es decir: SF, TC u Original.

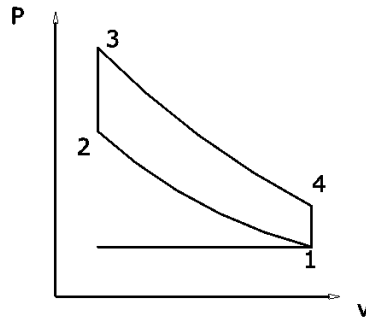


Figura 2 Ciclo Otto

4.1.1. Punto 1, Principio de la Compresión

Su volumen específico queda representado por la siguiente ecuación:

$$v_{j1} = \frac{R T_{j1}}{P_{j1}} \quad (4)$$

Donde $P_{TC1} \gg (P_{SF1}=P_{O1})$, además $T_{SF1} < T_{O1} < T_{TC1}$

Observaciones del Punto 1:

1. De (4) se observa que el mayor volumen específico corresponde en estado original, v_{O1}
2. Para obtener potencias similares en TC y SF, entonces $v_{TC1} \approx v_{SF1}$

4.1.2. Punto 2, Final de la Compresión

Queda representado por las siguientes ecuaciones de presión y temperatura:

$$P_{j2} = P_{j1} \rho^{nc} \quad (5)$$

$$T_{j2} = T_{j1} \rho^{nc-1} \quad (6)$$

Observaciones del Punto 2:

3. De (5) se observa que la mayor presión alcanzada corresponde en TC, $P_{TC2} \gg (P_{SF2}=P_{O2})$.
4. De (6) se observa que la menor temperatura alcanzada corresponde en SF, $T_{SF2} < T_{O2} < T_{TC2}$.

4.1.3. Punto 3, Combustión de la Mezcla

Queda representado por las siguientes ecuaciones:

$$T_{j3} = \Delta T_j + T_{j2} \quad (7)$$

$$P_{j3} = P_{j2} \frac{T_{j3}}{T_{j2}} \quad (8)$$

$$Q_j = \Delta U_j = m * cv * \Delta T_j * \eta_c = \frac{vc}{v_{j1}} * cv * \Delta T_j * \eta_c \quad (1)$$

Donde Q_j es el calor que ingresa al ciclo en el punto 2 y $Q_{SF} \approx Q_{TC}$ y ambos son mayores que Q_O , sin embargo al ser mayor el volumen específico en el caso de original hace que ΔT_j sea muy similar.

Observaciones del Punto 3:

5. Como los incrementos son parecidos, el orden de temperaturas en Punto 3 es: $T_{SF3} < T_{O3} < T_{TC3}$.
6. La presión alcanzada toma el siguiente orden: $P_{O3} < P_{SF3} < P_{TC3}$.

4.1.3. Punto 4, Final de la Expansión

Queda representado por las siguientes ecuaciones:

$$P_{j4} = P_{j3} / \rho^{ne} \quad (9)$$

$$T_{j4} = T_{j3} / \rho^{ne-1} \quad (10)$$

Para P_{j3} y T_{j3} , los valores de las presiones en Punto 3 están ordenados de la forma $P_{O3} < P_{SF3} < P_{TC3}$. Y para las temperaturas se verifica: $T_{SF3} < T_{O3} < T_{TC3}$.

Observaciones del Punto 4:

7. La menor temperatura en el escape corresponde para SF, y su orden es: $T_{SF4} < T_{O4} < T_{TC4}$.
8. La presión que se alza en el escape para SF toma un valor medio entre original y con TC, su orden es: $P_{O4} < P_{SF4} < P_{TC4}$.

Lo visto en la subsección 4.1 se expone de forma gráfica en la siguiente figura que es un ejemplo de un motor cuyas características son conocidas:

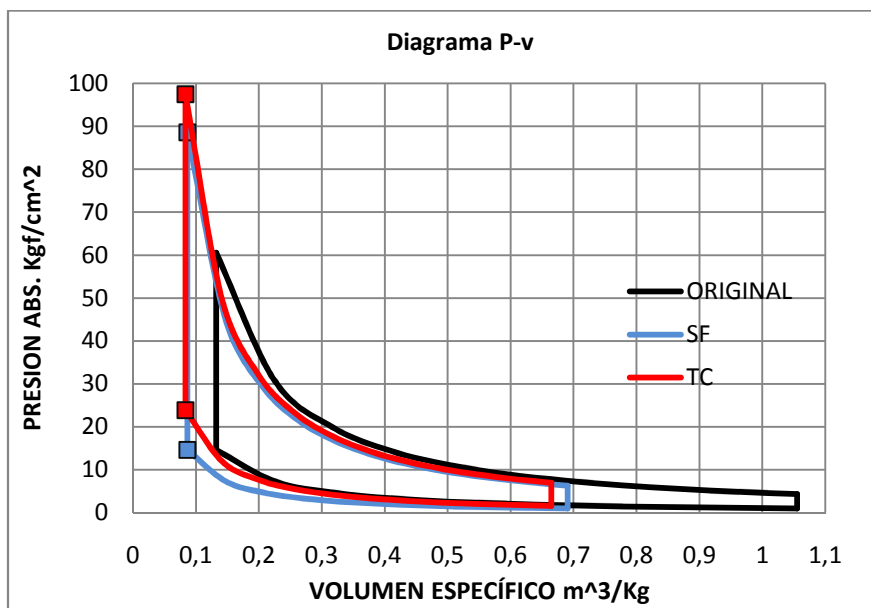


Figura 3 Diagrama Presión vs. Volumen Específico

4.3. Conclusiones de los Cambios en el Ciclo Termodinámico

Este sistema de sobrealimentación con descenso de la temperatura de admisión presenta ventajas sobre el turbocompresor desde el punto de vista que mantiene en todo el ciclo las temperaturas y las presiones en un valor menor lo que puede suponerse favorable para la adecuada lubricación y refrigeración del motor. Es importante hacer notar que si bien las temperaturas y las presiones son más bajas que las que corresponden al ejemplo del turbocompresor, entonces se preguntarán cómo es posible que en ambos casos entreguen la misma potencia, la respuesta se encuentra al observar el trabajo consumido por el ciclo en realizar la compresión. Posteriormente en la sección 7 se estudiará a detalle lo que sucede en el trabajo de compresión.

5. COMBUSTIBLES

Hasta ahora se han mencionado las ventajas de este innovador sistema de sobrealimentación pero como punto desfavorable mencionamos que no puede ser utilizado con combustibles en estado líquido en CNTP. Recordando que son los vapores del carburante los que mezclados con el aire y en la presencia de un foco de alta temperatura encienden. Las bajas temperaturas desfavorecen la evaporación y en algunos casos tienden a congelarlo. Por esta razón solo puede ser utilizado con carburantes en estado gaseoso en las condiciones de admisión, es decir, a bajas temperaturas y presiones normales.

El combustible ideal para este tipo de sobrealimentación es el metano o GNC por tener la menor temperatura de ebullición, cerca a los $-161\text{ }^{\circ}\text{C}$ a una atmosfera de presión, y el mayor numero de octanos, cercano a 125. El análisis anterior de presiones y temperaturas se realizó con el mismo combustible en los tres casos, debe hacerse un estudio particular para el GNC, aunque de igual forma se siguen manteniendo las características de este sistema de sobrealimentación.

6. INCERTIDUMBRES

Por ser un sistema innovador no hay suficiente información y ensayos. Los cuatro parámetros que pueden variar de forma desconocida se cree que son:

- nc : exponente politrópico de compresión
- ne : exponente politrópico de expansión
- V_f : Velocidad de la llama en la cámara de combustión.
- E : Energía mínima de chispa necesaria para la propagación de la llama.
- Riesgo de detonación.

Posteriormente se investigará con sucesivas pruebas las variaciones de los parámetros nombrados.

7. TRABAJO DE COMPRESIÓN

Se intenta demostrar que el trabajo de compresión con sobrealimentación de frío es en todos los casos menor que el que corresponde a la sobrealimentación con turbocompresor en igualdad de potencia y características.

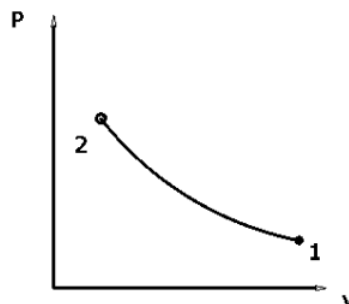


Figura 4 Compresión

El trabajo específico para comprimir un gas en forma politrópica de 1 a 2:

$$L = \int_1^2 p * dv \quad (11)$$

Si resolvemos la integral y la expresamos en función de la temperatura, el trabajo de compresión es:

$$L = \frac{R * (T_2 - T_1)}{nc - 1} \quad (12)$$

Recordando que: $T_2 = T_1 * \rho^{nc-1}$. Donde ρ es la relación de compresión geométrica de un motor aspirado. Es interesante ver qué sucede con el trabajo de compresión en un motor TC y en el mismo motor con iguales condiciones pero con SF, entonces escribimos el trabajo específico en función de los parámetros conocidos:

En el caso del TC:

$$L_{TC} = \frac{R T_{TC1} \rho_D^{nc-1} - R T_{TC1}}{nc - 1} \quad (13)$$

Donde ρ_D es la relación de compresión dinámica.

En el caso de SF:

$$L_{SF} = \frac{R T_{SF1} \rho^{nc2-1} - R T_{SF1}}{nc2 - 1} \quad (14)$$

Para poder realizar el cociente entre ambas ecuaciones es necesario escribir ρ_D como función conocida.

En motores alimentados con TC el proceso compresión en verdad no comienza dentro del cilindro, sino que parte se lleva a cabo un instante antes y dentro del compresor, de manera que la relación de compresión dinámica o equivalente en un motor con TC, es la relación entre el volumen muerto y el volumen que ocupa el aire fresco antes de ingresar a la primera etapa de compresión.

7.1. Asimilación del Trabajo de Compresión entre sistema SF y TC Sin Intercambiador de Calor

La primera etapa de compresión desde (0) a (1) se lleva a cabo en el TC, de esta manera toma la forma de:

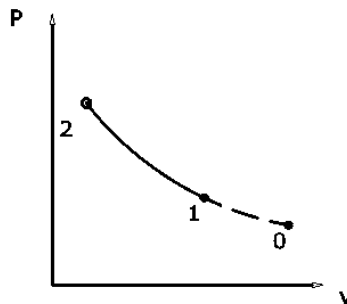


Figura 5 Compresión en dos etapas sin evacuación del calor

Entonces la relación de compresión dinámica para compresor sin intercambiador de calor puede escribirse:

$$\rho_D = \rho \theta_c^{1/n} \quad (15)$$

Donde ρ es la relación de compresión estática o geométrica del motor, Y el término $\theta_c^{1/n}$ corresponde a la relación de compresión del compresor. Para simplificar consideramos que el exponente politropico de compresión "n" del compresor es igual al del ciclo Otto nc o $nc2$.

Ahora si regresamos a la ecuación (13), trabajo con turbocompresor, y reemplazamos por la relación dinámica, ecuación (15), quedan los trabajos de compresión ordenados de la siguiente forma:

$$L_{TC} = \frac{R T_{TC1}}{nc - 1} (\rho^{nc-1} \theta_c^{(nc-1)/nc} - 1) \quad (16)$$

$$L_{SF} = \frac{R T_{SF1}}{nc - 1} (\rho^{nc-1} - 1) \quad (17)$$

Si hacemos el cociente L_{TC} / L_{SF} y multiplicamos por la masa de aire que evoluciona:

$$\frac{L_{TC}}{L_{SF}} = \frac{T_{TC1}}{T_{SF1}} * \frac{\rho^{nc-1} \theta_c^{(nc-1)/nc} - 1}{\rho^{nc-1} - 1} * \frac{X_{mTC}}{X_{mSF}} \quad (18)$$

Para convertir el trabajo específico en trabajo, es necesario multiplicar por la masa de aire que evoluciona en la transformación. Cabe destacar que cuando se trata de una asimilación SF con TC el cociente X_{mTC}/X_{mSF} es muy próximo a uno, si se compara a igualdades de potencia y características del motor.

7.1.1. Observaciones de la Ecuación (18)

- El término $\theta_c^{(nc-1)/nc}$ es siempre mayor que uno, lo que explica la disminución del trabajo.
- Si se desea realizar una comparación entre el trabajo que consume el motor original y con SF, entonces el parámetro de presión θ_c se iguala a uno y todo el término de la central también lo hará. Además la relación de masas es exactamente igual a la relación de temperatura lo que hace que el trabajo de compresión original y con SF sea exactamente igual.
- Cuando se compara SF con TC el término T_{TC1}/T_{SF1} es mucho mayor a uno, lo que favorece una disminución del trabajo.

7.2. Asimilación del Trabajo de Compresión entre sistema SF y TC Con Intercambiador de Calor

El análisis es análogo al anterior con la diferencia que no puede incluirse el exponente politropico del compresor y se deja en función de las temperaturas de entrada y salida, ya que el aire antes de ingresar al cilindro se sufre un decremento de temperatura a presión constante en el intercambiador de calor, por esa razón se deja en función de T_{TC1} cuyo valor depende de las características del intercambiador.

Siguiendo los mismos pasos anteriores se expresa la relación dinámica de un motor con TC de la forma:

$$\rho_D = \rho \theta_c \frac{T_0}{T_{TC1}} \quad (19)$$

Si reemplazamos en la ecuación (13) del trabajo por ρ_D , y hacemos el cociente del trabajo consumido en ambos casos la expresión queda de la forma:

$$\frac{L_{TC}}{L_{SF}} = \frac{T_{TC1}}{T_{SF1}} \frac{\rho^{n-1} \left(\theta_c \frac{T_0}{T_{TC1}} \right)^{n-1} - 1}{\rho^{n-1} - 1} \frac{X_{mTC}}{X_{mSF}} \quad (18')$$

7.2.1. Observaciones de la Ecuación (18')

El trabajo consumido con Sobrealimentación de Frio es mucho menor en todos los casos que el consumido con Turbocompresor y es igual siempre al trabajo consumido con motor Original. La diferencia del trabajo es lo que permite que la sobrealimentación de frio entregue la misma potencia que un motor TC y tenga menores temperaturas y presiones a lo largo del ciclo. Posteriormente se estudiará el balance energético para establecer la cantidad de potencia que se gana en SF y la cantidad necesaria para refrigerar la admisión.

8. SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

A La temperatura a la cual se pretende descender, las transferencias de calor entre un medio y otro toman mucha importancia. Este puede ser el punto crítico de este proyecto, el de diseñar un intercambiador de calor que se adapte a los requisitos del sistema SF.

Se proponen como base tres formas distintas para lograr el objetivo, cada una se adapta al tipo de competencia al cual se va a situar el motor.

- **Máquina frigorífica** propulsada por el motor mediante algún mecanismo de transmisión, la cual consume potencia efectiva para evacuar el calor. Su capacidad debe ser menor a la cantidad a evacuar en régimen de máxima potencia del motor, de manera que almacene gas a presión en algún recipiente durante los momentos que el motor no esté exigido y lo expanda en el intercambiador cuando se presiona al total el acelerador. Hay que recordar que la humedad del aire de admisión se condensa y se congela sobre el colector lo que traería problemas cuando el tiempo de sobrealimentación fuese excesivo.
- **Tanque de almacenamiento de nitrógeno N2 en estado gaseoso** con válvula y sistema de control de descarga, para activarlo cuando se lo exige. Este sistema puede ser el más adecuado para las competencias de aceleración ya que no roba potencia al motor para refrigerar, además las bajas temperaturas que se logran al descomprimir el N2 facilitan la refrigeración. Se dimensiona el tanque de almacenamiento de tal forma que refrigere el tiempo necesario.
- **Termo criogénico de almacenamiento de nitrógeno N2 en estado líquido** con incorporación de válvulas o sistema de inyección en el colector o intercambiador de calor. Es similar al anterior con el riesgo de que el tanque no puede ser situado en el interior del habitáculo, debe tener chimenea de vapores hacia el exterior. Es de fácil recarga y por no utilizar presión no requiere de instalaciones costosas.

9. TRANSFORMACIÓN DE UN MOTOR ORIGINAL AL SISTEMA SF Y DOSIFICACIÓN DE GNC

La mezcla aire/metano debe realizarse antes del elemento refrigerante. El intercambiador de calor es conveniente situarlo en el colector de admisión, es decir colocar un elemento que cumpla ambas funciones, como colector e intercambiador, además debe poseer aislación externa para evitar entradas de calor provenientes de otras fuentes y aislación en el contacto colector-culata del motor. El sistema que se propone se muestra en la figura 6:

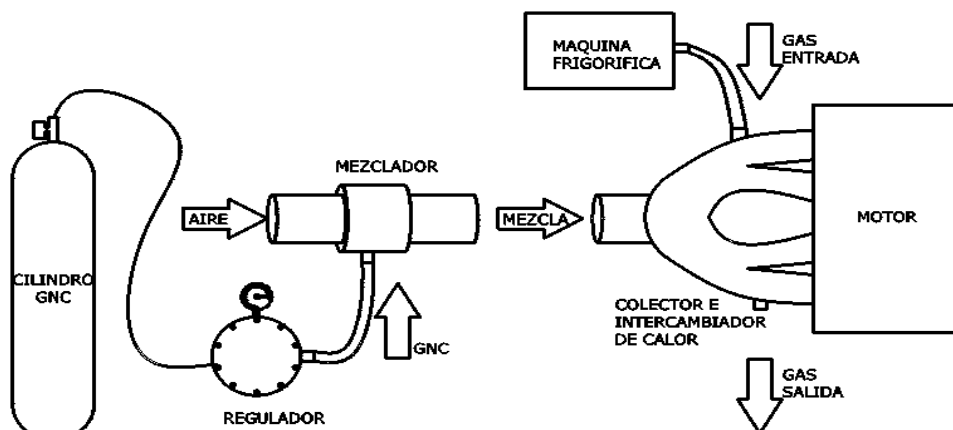


Figura 6 Esquema de Conexión

10. BALANCE ENERGÉTICO

Se busca encontrar las expresiones matemáticas que vinculen el consumo de potencia con el gasto másico de aire y la temperatura a la que se refrigera. Una masa de fluido gaseoso que circula por un intercambiador de calor en un tiempo pierde calor a presión constante sin realizar trabajo alguno, entonces la potencia calórica que intercambia es igual a la variación de la entalpia del gas en el tiempo. Y si además lo afectamos por el rendimiento del intercambiador como η_t y por el equivalente térmico del trabajo mecánico:

$$N_f = \frac{1}{\eta_t} C_p * \dot{m} * \Delta T * \frac{1}{A} \quad (20)$$

N_f : Potencia consumida por el intercambiador; CV

C_p : capacidad calorífica a presión constante del aire; Cal/Kg $^{\circ}$ K

\dot{m} : gasto másico de aire a enfriar; Kg/s

ΔT : Variación de la temperatura del aire; $^{\circ}$ K

A : equivalente térmico del trabajo; $A= 0,17555$ Cal/CV s

La temperatura de admisión a la cual le corresponde la potencia que se pretende desarrollar se calcula con la ecuación (2):

$$T_1 = \frac{P * \eta_v * \frac{V_c}{2} * n/60}{\varepsilon' * C_s * R * N} \quad (2)$$

Mientras que el gasto másico del motor puede encontrarse con la siguiente expresión:

$$\dot{m} = N * \varepsilon * C_s \quad (21)$$

11. CONCLUSIONES

Si bien es un estudio más bien teórico con resultados muy favorables es necesario llevarlo a la práctica con ensayos sucesivos de motores sometidos a la refrigeración de admisión, y de esta forma conocer el comportamiento de los parámetros bajo incertidumbre, esto permitiría una agudeza sobre sus ventajas y desventajas y posibles modificaciones de la teoría.

Las ventajas sobre los sistemas convencionales de potenciación utilizados hoy en día son:

1. Mantiene las temperaturas bajas a lo largo del ciclo, lo resulta favorable para la adecuada lubricación y refrigeración.
2. Disminuye los esfuerzos de fatiga por trabajar con menores presiones que cualquier otro sistema convencional de sobrealimentación.
3. La relación entre el consumo de un gas refrigerante con respecto a la potencia que genera en el tiempo y costos del gas resulta económico.

Como desventajas se nombran:

1. Su aplicación se ve reducida a competencias de aceleración o de uso reservado solo para máxima carga por los problemas derivados de la condensación de la humedad.
2. Solo puede ser utilizado en combustibles de bajo punto de ebullición.
3. Requiere de aislación térmica del sistema de admisión.

12. REFERENCIAS

- [1] D. Giacosa, *Motores Endotérmicos*, Dossat.S.A, Tercera Edición, 1986.
- [2] Mark W. Zemansky, Richard H. Dittman, *Calor y Termodinámica*, McGraw Hill Sexta Edición, 1985.
- [3] Enciclopedia de Gases, *Air Liquide*, www.encyclopedia.airliquide.com

Agradecimientos

El autor de este trabajo desea agradecer a los docentes Dr. Ing. Osvaldo H. Penisi, Ing. David Samat, y Dr. Ing. Mario Díaz Terrado de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de San Juan por el apoyo incondicional durante esta investigación.