

MTL 2016 – La Plata, Argentina

INFLUENCIA DE LAS FUERZAS ALTERNATIVAS DE INERCIA EN EL DISEÑO Y RESISTENCIA DE BIELAS EN MOTORES DE ELEVADAS VUELTAS

Prof. Ing. Roberto Bottini^{1, 2}, Prof. Ing. Juan Carlos Petras²,
Dr. Ing. Miguel Angel Cavalieri³

1-Universidad Austral, Facultad de Ingeniería,
Mariano Acosta 1611, Pilar, Buenos Aires, Argentina.
rbottini@austral.edu.ar

2-Universidad Tecnológica Nacional, Regional Avellaneda,
Calle Ramón Franco 5050, Villa Dominico, Buenos Aires, Argentina.
jpetras@fra.utn.edu.ar

3-Universidad Austral, Facultad de Ingeniería,
Mariano Acosta 1611, Pilar, Buenos Aires, Argentina.
mcavalieri@austral.edu.ar

Palabras clave: sistema biela manivela, fuerzas de Inercia 1 y 2° orden, fuerzas del gas, masas alternativas, diagrama de presiones dentro cilindro.

Resumen

Los motores alternativos de cuatro cilindros y cuatro tiempos generan en su sistema biela manivela fuerzas de inercia alternativas como consecuencia de la aceleración de las masas del pistón, aros, pernos y parte de la biela en movimiento alternativo, estas fuerzas cambian de signo en función del ángulo de giro del eje cigüeñal, haciendo positiva o negativa a la aceleración del pistón. Es conocida la fuerza máxima que ejerce el gas sobre el pistón al completarse la combustión. La composición de estas dos fuerzas genera principalmente esfuerzos de tracción y compresión sobre la biela, que deben ser tenidos en cuenta en su diseño. El diagrama abierto de presiones dentro del cilindros grafica los efectos de la presión del gas sobre el sistema biela manivela. Las fuerzas de inercia alternativamente obrantes sobre el sistema también pueden graficarse. La superposición de ambas representaciones graficas da como resultado esfuerzos máximos de tracción y compresión. Se analizan empíricamente los esfuerzos de tracción y compresión sobre la biela y se verifican sus valores con el método de elementos finitos-FEM. Sus resultados deben ser tenidos en cuenta a la hora de rediseñar bielas por potenciación de motores de competición.

1. Introducción

Mientras son usados diferentes materiales en la fabricación de Bielas, nos centraremos en acero, particularmente una Biela especial para un motor de competición de acero SAE 4340 forjado. En la carrera de compresión, se incrementa la presión dentro del cilindro empujando la biela y someténdola a esfuerzos de compresión y tracción durante los 720° del ciclo de 4 tiempos. Dependiendo de la relación de compresión, esta presión puede aumentar rápida y abruptamente. Pasado el PMS ya en combustión la biela sufre un cambio de dirección violento y repentino además del aumento de presión generado por la combustión. Esta carga es calculada multiplicando el área del pistón por la presión máxima del gas al completarse la combustión justo unos 15 ° de rotación del eje cigüeñal después PMS.



El movimiento alterno del pistón se transforma en movimiento circular continuo del eje cigüeñal, mediante el sistema biela-manivela. El pie de biela por su unión con el pistón, está sometido a un movimiento rectilíneo alterno, y la cabeza de biela es obligada a describir un movimiento circular con el gorrón de la manivela. En consecuencia la biela oscila puesto que uno de sus extremos gira, mientras que el otro se mueve en línea recta, tendría un vaivén angular a modo de péndulo. El pistón tiene un movimiento rectilíneo alternativo. Cuando el árbol gira, las piezas del mecanismo cambian de posición respecto del resto del motor que está estático y son sometidas a Fuerzas de Inercia de diferente clase, según la forma del movimiento antes descrito. Las fuerzas de inercia de las masas con movimiento rectilíneo o rotativo son independientes de la forma y distribución de estas masas y se consideran concentradas en un punto su centro de gravedad, pudiéndose conocer fácilmente la dirección y magnitud de estas fuerzas. Caso contrario es el comportamiento de la biela cuyo movimiento es compuesto rectilíneo y rotativo.

2. Fuerzas alternativas de Inercia en el sistema Biela-Manivela

Las fuerzas de inercia son aquellas que se generan a causa de la aceleración de las masas en movimiento. En nuestro caso surgen debido a la velocidad que adquiere el pistón, la fuerza del gas es máxima promediando el desarrollo de la combustión aproximadamente 15° después del PMS. Conociendo las leyes que regulan el movimiento de los órganos del sistema biela manivela, es fácil obtener en base a su peso las fuerzas que se generan en dicho movimiento. En efecto las masas dotadas de movimiento alterno están sometidas a fuerzas alternativas de 1er y 2do Orden, calculables por la fórmula $F_a = -m_a \cdot \omega^2 \cdot r (\sin \alpha + \lambda \sin 2\alpha)$ y con la dirección eje de cilindro, mientras que las partes unidas a la manivela y que giran con ellas están sometidas a fuerzas rotativas expresadas por $F_r = m_r \cdot \omega^2 \cdot r$ formulas donde m_a y m_r son la masas alternativas y rotativas mientras que ω es la velocidad angular con que gira el árbol cigüeñal (1).

La fuerza resultante que dirigida según el eje de cilindro, actúa en cada instante sobre la manivela se obtiene efectuando la composición de los valores que en cada momento adquieren la fuerza debido a la presión del fluido activo sobre el pistón y la fuerza alterna de inercia. Según estas componentes estén dirigidos en el mismo sentido o en sentido opuesto, la biela está expuesta a esfuerzos de compresión y a esfuerzos de tracción cada ciclo del motor. En el diagrama que se ilustra podemos ver superpuesta la presión reinante en el cilindro durante un ciclo de trabajo y los valores de las fuerzas alternativas. La fuerza alternativa es positiva cuando su sentido es hacia el eje cigüeñal y negativa en sentido contrario. En el PMS la aceleración es siempre positiva y por tanto dirigida al cigüeñal esto quiere decir que en dicho punto el sentido de la fuerza es hacia arriba.

En el PMS la magnitud de la fuerza alternativa de Inercia será:

$$F_a = -m_a \cdot \omega^2 \cdot r (1 + \lambda)$$

Existen dos momentos críticos de esfuerzos en la biela que es el objeto de este análisis. El primero sería inmediatamente después que el pistón pase por el PMS (aprox. 15° de giro del cigüeñal después PMS) durante la combustión donde se produce la máxima presión de gas sobre el pistón-perno-biela, coincidente con ese momento la F_a alternativa de inercia se dirige en sentido contrario, estableciendo la máxima diferencia entre ambas y por tanto el máximo esfuerzo de compresión en la caña de biela. El segundo momento crítico a considerar sería el pasaje de la fase de escape a la de admisión por el PMS, allí nuevamente la alternativa de inercia tiene sentido hacia arriba pero en este caso con muy poca presión del gas en consecuencia la fuerza de inercia trata de arrancar la cabeza de biela del eje de manivela del cigüeñal, generando sobre la biela el máximo esfuerzo de tracción.

Gráfico correspondiente a F_g y F_a para un motor VW 1600 de competición utilizado en la categoría turismo pista girando a 7200 rpm.

Las dimensiones del sistema Biela Manivela del motor bajo estudio son las siguientes:

Máxima presión del gas, $P_{max} = 68 \text{ kg/cm}$

Longitud de la Biela, $L = 345 \text{ mm}$

Cilindrada unitaria, $CC = 409,9 \text{ cm}^3$

Peso masas alternativas, $m_a = 490 \text{ gr}$

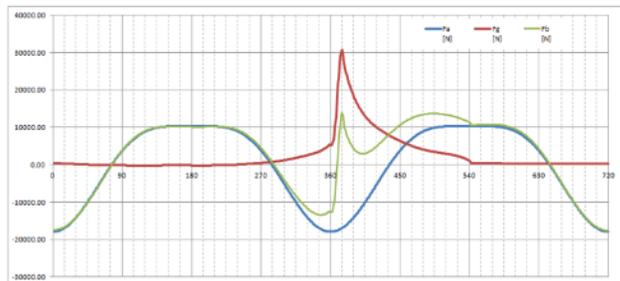
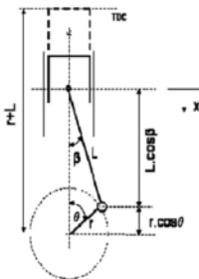
Diámetro del pistón, $D = 81,88 \text{ mm}$

Superficie cilindro, $A = 52,55 \text{ cm}^2$

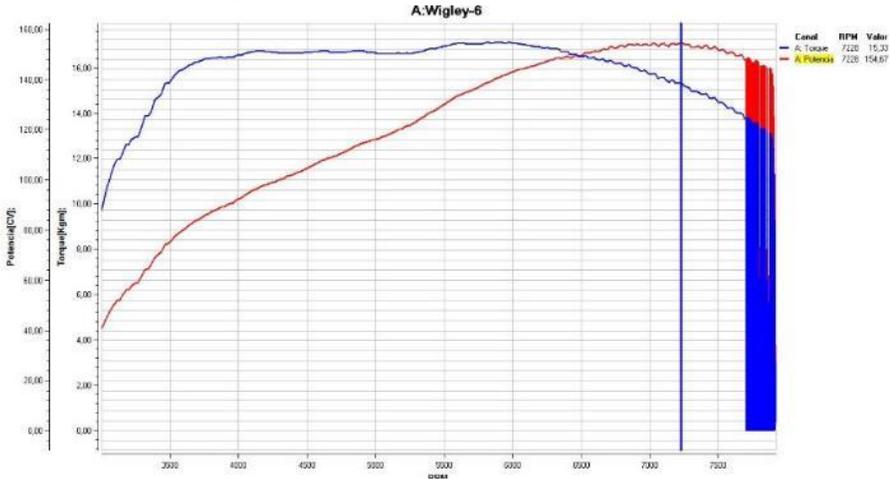
Radio manivela cigüeñal, $R = 40,9 \text{ mm}$

Velocidad de giro máxima potencia, $N = 7200 \text{ RPM}$

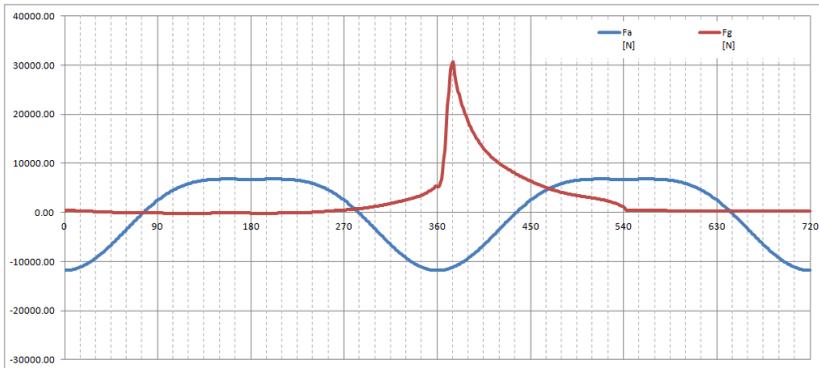
Angulo biela para máxima presión gas combustión, $\alpha = 15^\circ$



En el gráfico en rojo vemos el diagrama abierto de presiones que nos muestra la presión dentro del cilindro para cada posición angular α del eje cigüeñal, en azul los valores de las fuerzas alternativas de inercia y en verde el gráfico resultante. Los valores de las fuerzas alternativas esta tomados para 7200 rpm revoluciones correspondientes a la potencia máxima de 154hp alcanzada por el motor como se destaca en la curva de potencia tomada en banco del siguiente gráfico.



A los efectos de ver el comportamiento de estos esfuerzos alternativos de Inercia sobre la biela, se detallan los gráficos a 6500 rpm y 8000 rpm.



Motor girando a 6500 rpm.

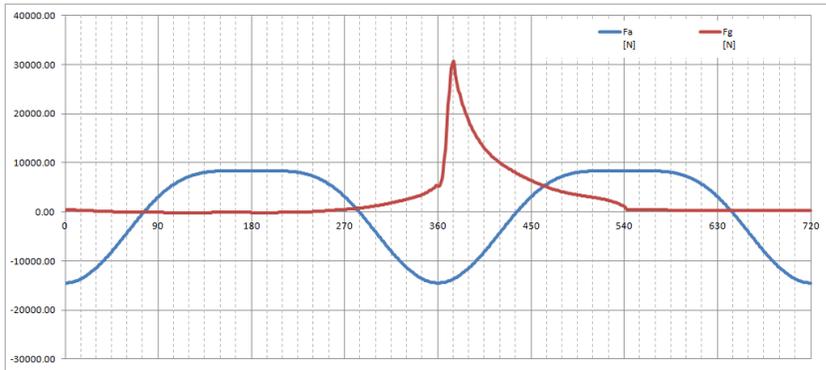


Gráfico para 7200 rpm.

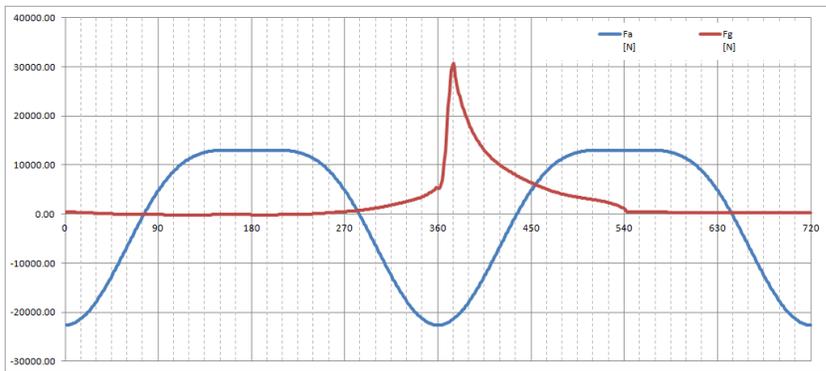


Gráfico para 8000.

En la siguiente tabla vemos los esfuerzos máximos de compresión sobre la biela (F_b), con el pistón posicionado 15° después de pasar el PMS con la combustión casi completada y máxima fuerza del gas, para 6500 rpm, 7200 rpm y 9000 rpm.

El mayor esfuerzo en este punto es debido a la máxima diferencia entre F_g fuerza del gas y fuerza alternativa de Inercia aquí pasadas las 6000 rpm las fuerzas alternativas en aumento disminuyen la fuerza máxima de compresión sobre la biela.

n	Ang [α]	P Corr. Man. [Atm]	F_g [N]	Ang [β]	X [mm]	V Pistón [m/s]	a Pistón [m/s ²]	F_a [N]	F [N]	F_b [N]
8000	375	57,65	30672,97	4,22	1,78	11,19	34459,85	-16885,33	13787,64	13825,05
7200	375	57,65	30672,97	4,22	1,78	10,07	27912,48	-13677,12	16995,85	17041,96
6500	375	57,65	30672,97	4,22	1,78	9,09	22748,89	-11146,95	19526,01	19578,99

Diferente es el máximo esfuerzo de Tracción sobre la biela, con el pistón posicionado en PMS en final de escape e inicio de admisión, vemos en tabla lo valores que se alcanzan para las mismas rpm.

n	Ang [α]	P Corr. Man. [Atm]	Fg [N]	Ang [β]	X [mm]	V Pistón [m/s]	a Pistón [m/s ²]	Fa [N]	F [N]	Fb [N]
8000	0	0,42	225,70	0,00	0,00	0,00	36479,52	-17874,96	-17649,26	-17649,26
7200	0	0,42	225,70	0,00	0,00	0,00	29548,41	-14478,72	-14253,02	-14253,02
6500	0	0,42	225,70	0,00	0,00	0,00	24082,18	-11800,27	-11574,57	-11574,57

Aquí vemos que actúan solamente las fuerzas de inercia intentando arrancar la biela de la manivela en un esfuerzo de tracción que aumenta con el aumento de revoluciones.

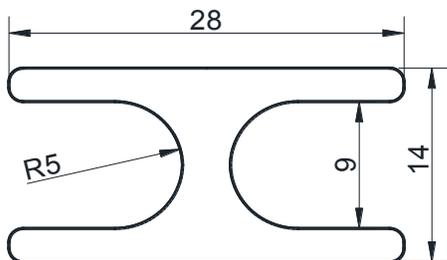
4. Cálculo de la Caña de Biela a la Tracción y Compresión



La biela original del motor tiene perfil H, mientras que la de competición perfil I, las bielas con caña perfil H son usualmente más rígidas y distribuyen mejor las cargas y las fuerzas de compresión que transmiten. Son ideales para ser utilizadas en motores de bajas vueltas.



Generalmente son más pesadas hasta 100gr más que un comprobante perfil I. Las bielas con perfil I pueden salvar peso con pequeño sacrificio en resistencia. Esta pérdida de Resistencia es mínima si los materiales usados son los mismos. Las bielas con perfil I son generalmente preferidas para aplicaciones en motores de altas vueltas.



Para el cálculo del área de la sección transversal de la biela, se realizó un negativo del alma de la caña de la biela en estudio (perfil H) mediante masilla de Epoxi cuidadosamente colocada. El negativo, es colocado en un proyector de perfiles para lograr su trazado en una hoja. Esa hoja de escanea y luego se pone como plantilla en un programa CAD.

Se vuelve a trazar el perfil de la sección, en el programa CAD para la obtención de la geometría deseada. Luego, se escala dicha geometría obtenida, tomando como parámetro alguna medida tomada en el alma de la biela con instrumentos de precisión. Por último, se corrobora que las demás dimensiones que arroja el dibujo estén en concordancia con la realidad, resultando:

$$\text{Área de la sección transversal } A = 190.4 \text{ mm}^2$$

a. Esfuerzo de compresión

Para llevar adelante el cálculo de los esfuerzos de compresión en la caña de la biela, se debe primero conocer si estamos frente a una biela cuya geometría está sujeta al fenómeno de pandeo. El parámetro que nos definirá en que caso nos encontramos es la esbeltez (x)

$$x = \frac{L}{i} < 60$$

Siendo:

L = la longitud equivalente, dependiendo la vinculación considerada

i = el radio de giro de la biela

En el caso de la biela en estudio, la distancia entre centros es de 149 mm y si la consideramos como empotrada-empotrada (que sería el caso más severo de vinculación), su longitud equivalente (L) es 298 mm. Por otro lado, el radio di giro (i) de la sección transversal de la caña es 5.3819 mm. Entonces nuestra esbeltez (x) es:

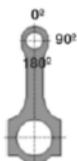
$$x = \frac{298 \text{ mm}}{5.3819 \text{ mm}} = 55,37 < 60$$

De esta manera queda definido que nos encontramos en el estado más simple de tensión, donde se considera compresión simple $\sigma = \frac{F}{A}$, Siendo:

- σ : tensión de compresión.
- F : fuerza de compresión = Fuerza máxima del gas – Fuerza alternativa de Inercia (ambas a 15° pos PMS).

- A: área de la sección transversal [190.4 mm²].

Teniendo como dato la fuerza máxima de compresión que actúa en la biela, para diferentes RPM del motor, y aplicando las se obtiene la siguiente tabla:



velocidad angular	Fuerza de compresión (375°)	Tensión de compresión
RPM	[N]	Mpa
8000	13825	72,61
7200	17041	89,5
6500	19575	102,80

Es de observar que con el aumento de vueltas la fuerza de inercia que actúa sobre la biela al momento de máxima fuerza del gas (15° después PMS) por ser opuesta disminuye el esfuerzo sobre biela.

b. Esfuerzo de tracción sobre la biela

Para el cálculo de las tensiones de tracción en la caña de la biela, nos basaremos en considerar el valor de la fuerza alternativa de inercia en el punto PMS respecto al área de la caña de la biela:

$$\sigma = m_a * r * \omega^2 * (1 + \lambda) * \frac{1}{A}$$

Siendo:

- σ : tensión
- m_a : Masa alternativa, [490 gr.]
- R: radio de la manivela cigüeñal, [39 mm]
- ω : velocidad angular
- λ : relación r/l (radio manivela cigüeñal sobre longitud biela.) [0.2617]
- A: área de la sección transversal [190.4 mm²]

Con estos datos y calculamos la tensión para diferentes rpm, se obtiene:



Vueltas	Fuerza de Tracción (PMS)	Tensión de Tracción
RPM	[N]	Mpa
8000	17648	92,68
7200	14253	74,85
6500	11575	60,79

Vemos ahora que al inicio de la admisión en el PMS pasa a tener mayor incidencia el aumento de las revoluciones ya que actúan solamente la fuerzas alternativas de inercia traccionando la Biela.

5. Composición Química del material de la Biela bajo estudio.

Elemento	Porcentajes en peso
Carbono (C)	0,41
Manganeso (Mn)	0,65
Silicio (Si)	0,20
Fósforo (P)	0,016
Azufre (S)	0,014
Cromo (Cr)	0,76
Níquel (Ni)	1,67
Molibdeno (Mo)	0,20
Aleación	ASTM A29 grado 4340



Se determina la dureza con el método Rockwell, escala "C", obteniéndose el siguiente resultado como promedio de cinco determinaciones:

HRC = 39 equivalente HB = 366

Con el equivalente de dureza Brinell se obtiene la resistencia a la tracción σ_t media según la siguiente expresión:

$$\sigma_t = 0,346 * HB = 0,346 * 366 = 124 \text{kg/mm}^2 = 1227 \text{Mpa}$$

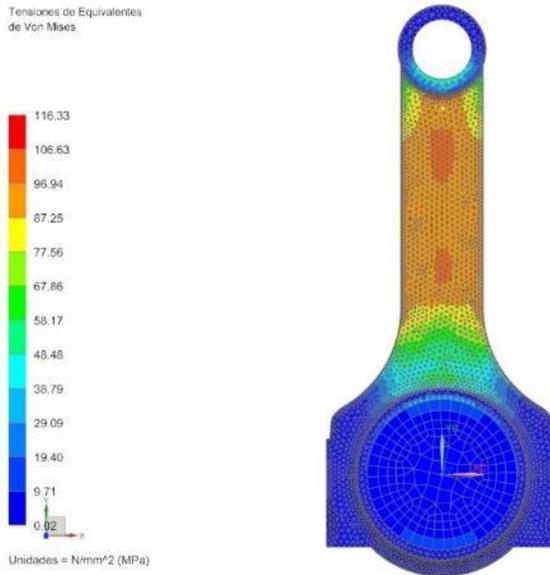
Se debería considerar una tensión admisible a la fatiga de: **400 Mpa**

6 Simulación mediante elementos finitos

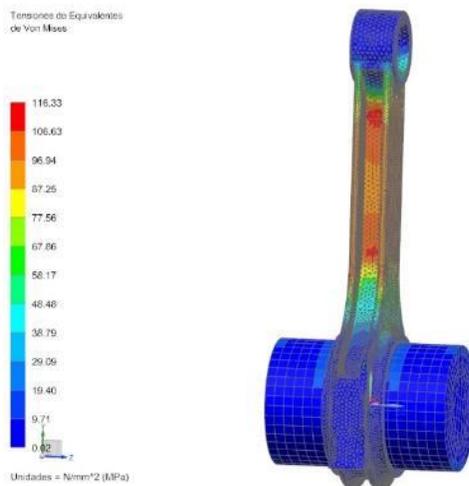
Se desarrolló un modelo de elementos finitos 3D utilizando el código NX-Nastran en el que se incluyó un tramo del gorrón a los efectos de poder simular adecuadamente la deformación de la cabeza de la biela.



El caso simulado corresponde a una fuerza de tracción axial de 17648 N (Caso 8000 rpm) a la que corresponde una tensión de tracción de 92.68 MPa según el cálculo analítico.



Los resultados numéricos muestran que existen dos zonas sobre el lateral donde las tensiones exceden los valores analíticos y que los máximos tienen lugar dentro de la caña superando en un 25 % los valores analíticos.



6. Conclusiones

Conocidos los esfuerzos originados por la fuerza del gas uno podría asumir que la carrera final de escape y el inicio de la admisión serían un trabajo fácil para la biela. Ya que simplemente se trataría de mover el pistón para expulsar los últimos gases de escape, a casi presión atmosférica, e iniciar la admisión de la mezcla. Sin embargo es el momento más peligroso del ciclo para la biela en los motores de altas vueltas. Al no existir ya presión del gas, las fuerzas alternativas de inercia tratan de "mover" el pistón. En ese punto la biela es traccionada mediante un esfuerzo que tiende a arrancarla del cigüeñal. Durante todos estos cambios direccionales de esfuerzos también los dos extremos de la biela (pie y cabeza) sufren ovalizando los cojinetes hasta llegar a la rotura. Por lo expuesto el momento donde la presión del gas alcanza su máximo valor no significa el mayor esfuerzo sobre la biela en los motores sometidos a altas vueltas, debido a que mayor número de vueltas mayor es la fuerza alternativa de inercia que en la primera parte de la carrera de admisión desde el PMS al inferior se opone a la fuerza del gas disminuyendo su esfuerzo de compresión sobre la biela con el aumento del número de vueltas.

En consecuencia el momento más comprometido para biela es debido al esfuerzo de tracción que se produce al inicio de la carrera de admisión con la biela donde la presión reinante en el cilindro es muy baja pero debido a las altas vueltas la fuerza alternativa de 1er y 2do orden manda debido a las altas vueltas.

Condiciones anormales de funcionamiento como la detonancia pueden ser críticos en el esfuerzo de compresión y acelerar la fatiga. La detonación origina una violenta y espontánea sobrepresión del orden de tres veces más la p_{max} en el cilindro, que incrementa la carga de compresión sobre la biela. Si la detonación es frecuente la biela puede fatigarse más allá de los límites expuestos en el presente trabajo. Los sobregiros acercan los valores de tensión admisibles en la tracción y aceleran la fatiga. Una desaceleración brusca producto de errar un cambio (cuarta en lugar de sexta) con el motor

pasado de vueltas, la aceleración del pistón genera una tensión inadmisibles de tracción que puede cortar la biela de aquel cilindro que se encuentre en PMS fase inicio admisión.

Desde el punto de vista de los esfuerzos, debemos considerar que todos los cálculos y simulaciones en que se basan estas conclusiones fueron realizados estáticamente en los puntos de máximo esfuerzo establecido como hipótesis de trabajo. Tanto el esfuerzo de compresión como el de tracción son cíclicos y por lo tanto someten a fatiga la biela, los valores de tensión media admisible, para el material en estudio 1227Mpa, que parecen muy difíciles de alcanzar con esfuerzos máximos de 116 MPa, no son tan seguros cuando la resistencia a la fatiga ya no permitiría sobrepasar los 400Mpa.

Por lo general se ve una tendencia a optimizar el peso, material y perfil de la caña de la biela basados en la resistencia a la máxima fuerza del gas, cuando en el diseño debería contemplarse prioritariamente el número de vueltas máximo posible de alcanzar y de allí avanzar en el material y forma necesarios.

7. Bibliografía

- [1] Giacosa, D., Motores endotermicos, Ed. Cientifico-Medico, Ediciones Omega, 1970.
- [2] List, H., La dinámica de los motores de combustión interna. Ed.Labor, 1944.
- [3] Mollenhauer, K, Tschoeke, H. Handbook of diesel engines, Springer-Verlag Berlin, 2010.
- [4] Payri, F., Muñoz, M., Motores de combustión interna alternativos, Sección de publicaciones del ETS DE II, 1989.