

Ingeniería Mecánica



Tema: Reducción de un motor Sigma 1.6 mediante leyes de semejanza

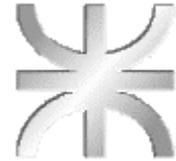
**Alumnos: López Federico Ariel
Fiuza Franco
Scorians Gerardo**

Docente: Ing. Episcopo Néstor.



INDICE

Introducción.....	3
Objetivo.....	3
Estudio de mercado	5
Especificaciones técnicas de la competencia:	6
Conclusión:.....	8
Proyecto de Maquinas: Parte Cálculos.....	9
DATOS NECESARIOS Y NOMENCLATURA:.....	9
ECUACIONES A UTILIZAR	10
CALCULOS (2 parte): SEMEJANZA DE MAQUINAS.....	11
VELOCIDAD MEDIA DEL EMBOLO	11
POTENCIA SUPERFICIAL ESPECÍFICA	12
NUMERO DE CILINDROS.....	12
RELACION CARRERA – DIAMETRO	12
PRESION MEDIA EFECTIVA P_{me}	12
CALCULO DE LA BIELA	13
Masa Alternativa:	13
Masa Rotativa.....	13
CALCULO DE LA FUERZA ALTERNATIVA: F_{alt}	14
CALCULO DE LA FUERZA ROTATIVA :	14
MOTOR DE 4 CILINDROS EN LINEA.....	15
FUERZAS ALTERNATIVAS DE PRIMER ORDEN: (P_{ai})	15
FUERZAS ALTERNATIVAS DE SEGUNDO ORDEN: $[P_a II]$	16
FUERZA COMPENSANTE: $[F_{Bx}]$	17
COMPENSADO	18
FUERZAS ALTERNATIVAS DE PRIMER ORDEN: (P_{ai})	18
FUERZAS ROTATIVAS DE PRIMER ORDEN: (P_{ri})	18
FUERZAS ALTERNATIVAS DE SEGUNDO ORDEN: $(P_a II)$	20
FUERZA DE COMPENSADO: (F_{Bx})	20
Volante de Inercia	21
PANDEO	22
CALCULO DE TRACCION.....	23
Bibliografía:	24



Anteproyecto: Reducción de un Motor 1.6L Sigma de Ford

Introducción

En un análisis de la tendencia actual en la fabricación de motores de combustión interna para automóviles, se puede ver que lo que se busca es una reducción volumétrica con un aumento de las prestaciones. Ejemplos de esto son el Ecoboost de Ford 1.0 litros tricilindrico en versiones de 100 CV, 125 CV y una especial de 140 CV, el 0,9 litros TCE de Renault de 90 CV o el 1,2 litros DIG-S de 98 CV. Esta tendencia es también marcada en automóviles de alta gama tal como el BMW Mini con una motorización de 1,5 litros. El fenómeno se ha acelerado desde que los impuestos de cada modelo dependen de sus consumos y emisiones, y estos aspectos pueden limitar o impedir también el acceso a algunas zonas de las grandes ciudades.

Por lo expuesto anteriormente es que hemos decidido dedicar el presente proyecto a lo que creemos sería la correcta evolución del motor Sigma 1.6 de Ford, acompañándolo de un detallado análisis de factibilidad.

A continuación se detallan los cambios que podrían realizarse para lograrlo, no siendo pertinente el desarrollo de todos en este trabajo:

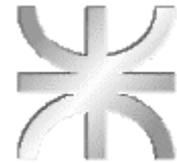
- Cálculo del sobrealimentador o turbo compresor.
- Cálculo del intercooler.
- Modificación de la cabeza del pistón.
- Utilización de materiales livianos y antifricción
- Inyección Directa

Objetivo

El objetivo del presente trabajo es rediseñar el motor SIGMA 1.6 litros que trae como motorización el Ford Fiesta Kinetic y conseguir llevarlo a una versión de 1.4 litros de cilindrada que sea más versátil, manteniendo las mismas prestaciones, tales como obtener un alto rango de potencias, torque y mínimo consumo.

Este motor es fabricado en Inglaterra y Brasil, con tapa de cilindros, tapa de bancada y cárter contruidos en aluminio inyectado. La utilización de tapa de bancada única y de cárter estructural, permiten aportar rigidez al block y reducir en general el peso del motor. Las bielas sinterizadas son contruidas en única pieza con corte de tapa por craqueo láser. El colector de admisión es de plástico inyectado y el acelerador electrónico.

Poseen tecnología **Ti-VCT** o Twin independant Camshaft Variable Timing, la variación de la leva es mediante un sistema tornillo sin-fin en donde el cubo del piñón de leva se desplaza mediante un sistema hidráulico contra resorte calibrado, durante el régimen de trabajo del motor. Los sistemas con esta tecnología cambian el OVERLAP haciendo que el motor sea entre un 10% y un 20% más eficiente. El OVERLAP de las válvulas, es el tiempo que permanecen abiertas las válvulas de admisión y escape simultáneamente. Con un menor overlap se produce una menor velocidad en ralentí y mayor torque a baja velocidad, pero un desempeño pobre a alta velocidad porque no se tiene el suficiente aire para una buena combustión. Con un mayor overlap se genera un buen rendimiento a altas



velocidades pero bajo rendimiento a bajas velocidades, produciendo altas emisiones contaminantes. Debido a esto, si se cambia el tiempo de apertura de las válvulas para que el overlap sea pequeño a bajas velocidades y grande a altas velocidades, se tendrá un motor más eficiente en ambas condiciones.

Este sistema presenta las siguientes mejoras:

- Obtención de una mayor potencia del vehículo
- Mejora en el consumo de combustible
- Funcionamiento más uniforme
- Reducción del impacto ambiental
- Reducción del ruido del motor

También posee la tecnología **Cam Phasing**, que cambia el ángulo del árbol de levas. A altas velocidades gira el árbol de levas de entrada para permitir el ingreso de mayor cantidad de aire. Esto es controlado por el EMS (engine management System) y actúa por medio de válvulas hidráulicas. Hay dos tipos de Cam Phasing, el continuo y el fijo. En el continuo, el ángulo cambia gradualmente, entre 0° y 40°, de acuerdo a los requerimientos de torque y velocidad del motor. El tipo fijo, solo tiene dos posiciones y cambia de una a otra cuando se alcanzan ciertas condiciones de velocidad y torque.

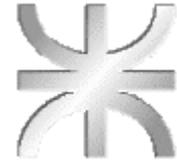
Hay motores en los cuales, tanto las válvulas de admisión como las de escape cambian el timing siendo todavía más eficientes, peor por lo general, solo se modifica el ángulo de las válvulas de admisión, dejando las válvulas de escape fijas.

Además este motor posee lo que se conoce como cambio de leva o **Cam changing**. En este sistema, para un cilindro con dos válvulas de admisión, donde normalmente se usarían dos balancines, accionados por dos levas, se usan tres balancines accionados por tres levas, siendo la leva de en medio mayor. A baja velocidad, trabajan los dos balancines exteriores y el de en medio queda libre, estos balancines son movidos por las levas exteriores. Una vez que la velocidad se incrementa, un mecanismo hidráulico, mueve unos pernos conectando los tres balancines, y estos son accionados por la leva de en medio que es más grande, lo que permite una mayor entrada de aire al cilindro.

Este diseño ya probado que utiliza ford resulta conveniente como base para nuestro proyecto. Los ensayo de durabilidad que insumieron millones de kilómetros en rodaje sobre todo tipo de caminos, permitieron a Ford estimar la vida útil del motor en 260.000 km de uso mixto. Si la mayoría de los kilómetros se recorrieran en ruta, esta estimación puede duplicarse puesto que uno de los principales causantes de desgaste es el arranque en frío.

La marca Ford posee una amplia gama de vehículos que van desde modelos urbanos como el Ka, hatchback como el Fiesta Kinetic, un todo terreno como la Ecosport o la Kuga, una pick up como la Ranger, un utilitario como la Transit o los tipo sedan como el Mondeo o el Focus. De esta manera, y combinado con la alta tecnología de sus motores, para una mejor aprovechamiento de la energía entregada por el combustible y una reducción en las emisiones de gases nocivos, posicionan a la marca en el primer lugar en ventas anuales de vehículos con un total de 103.107 unidades vendidas en 2014. Una de las grandes ventajas de tener un motor con la versatilidad que se desea obtener, además de lo ya nombrado, es la disminución en los costos de producción ya que el 98% del motor es base para modelos compactos, medianos, y sport. Desde el punto de vista del usuario, los valores de los repuestos básicos verían una importante reducción por la cantidad de motores en el mercado.

-



Estudio de mercado

El propósito del presente trabajo es lograr reducir el motor Sigma 1.6 de Ford para llevarlo a 1.4, con el objetivo de seguir las tendencia que el mercado propone hoy en día y a futuro, que es la reducción de la cilindrada de los motores pero sin perjuicio de las prestaciones de los mismos y logrando una disminución en el consumo de combustible.

El estudio que se realiza sobre este producto es para insertarlo dentro de un mercado que como muestra la tendencia actual, se puede catalogar dentro de los bienes de demanda potencialmente insatisfecha.

El diseño para la posterior fabricación de este motor está destinado a la empresa automotriz FORD que posee una planta en Pacheco a nivel nacional, y que en un futuro podría producir a nivel internacional a través de la exportación de algunos de los modelos de su gama.

A continuación presentaremos un cuadro comparativo entre los productos de similares características que la competencia ofrece en el mercado y la cantidad de unidades vendidas en el ultimo año:

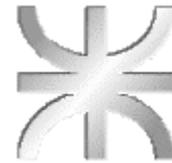
Algunas de las fuentes consultadas fueron:

C.C.A Cámara de Comercio Automotor

AEDFA. Asociación de fábricas de automotores

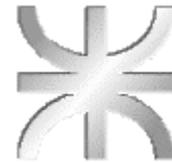
OTROS.

Marca	Venta
Volkswagen Gol Trend	29.667
Peugeot 308	14.585
Chevrolet Agile	9.078
Renault Sandero	10.808

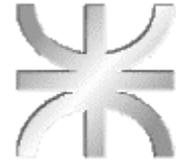


Especificaciones técnicas de la competencia:

Modelo	Volkswagen Gol Trend	Peugeot 308 Allure	Cevrolet Agile	Renault Sandero
Motor	EA-111	1.6/16v (EC5)	Ecotec LDE	KM4 1,6L
Combustible	Nafta	Nafta	Nafta	Nafta
Puertas	5	5	5	5
Potencia (Cv)	101	115	115	105
Máxima velocidad (km/h)	170	193	189	176
Aceleración de 0 a100 Km/h (En segundos)	11,7	10,9	11,3	10,8
Capacidad Tanque Combustible (Litros)	55	60	46	50
Posición del motor	Transversal	Delantero Transversal	Frontal, transversal enfrente del eje	Implantado transversalmente
Par Maximo (Nm/rpm)	143/2500	155/4250	155/4000	145/3000
Sistema de combustible/tipo	Inyeccion Electronica	MPI	Inyeccion Multipunto	Inyeccion Multipunto
Cilindrada (Cm ³)	1599	1587	1598	1598
Número de cilindros	4	4	4	4
Numero de Valvulas	8	16	16	16



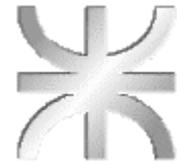
Modelo	Volkswagen Gol Trend	Peugeot 308 Allure	Cevrolet Agile	Renault Sandero
cilindros de diámetro (mm)	76,51	77	79	79,5
Carrera en el cilindro (mm)	78,7	85,8	81,5	80,5
Relación de compresión		12,5:1	10,8:1	9,8:1
Caja de cambios (mecánica)	Manual de 5 Velocidades	Manual de 5 Velocidades	Manual 5 Velocidades	Manual 5 Velocidades
Suspension Delantera	Independiente tipo McPherson con resorte integrado	Ruedas independientes tipo pseudo McPherson, resortes helicoidales y amortiguadores hidraulicos presurizados	Tipo McPherson	Tipo McPherson, con triangulo inferior y efecto antipercusion, amortiguadores hidraulicos telescopicos, con resortes helicoidales y barra antirrolido
Suspension Trasera	Interdependiente con nuevo eje trasero integrado de perfil en V	Ruedas independientes, tren trasero a travesa deformable y amortiguadores hidraulicos presurizados	Eje Semirigido	Eje flexible semi-independiente, resortes helicoidales de flexibilidad variable, amortiguadores hidraulicos telescopicos y barra antirrolido
Frenos Delanteros	Servo-Freno con disco ventilado	Disco Venilado	Discos de 256mm	Discos Ventilados
Frenos Traseros	Tambor con valvula reguladora de presion en funcion del peso	Disco	Tambor de 200mm	Tambor
Tipo de Direccion	Asistida	Asistida Variable	Asistida Hidraulica	Piñon y cremallera con asistencia
Consumo de combustible en ciudad (Litros/100km)	9,5	5,73	8,9	9,5
Consumo de combustible en ruta (Litros/100Km)	8,2	7,4	5,3	5,7
Peso (Kg)	944	1395	1200	1040
Tamaño del neumático	195/55 R15	205/55 R16	185/75 R14	185/65 R14



Conclusión:

Teniendo en cuenta que la tendencia del mercado se vuelva hacia la producción de motores de menor cilindrada, persiguiendo una disminución en el consumo de combustible y en la emisión de gases nocivos con el objetivo de apegarse a la normativa EURO 6, resulta de vital importancia para no perder mercado mejorar los diseños atendiendo estas necesidades de los consumidores.

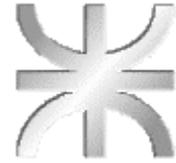
Estudiando a nuestros competidores vemos que ellos ofrecen productos similares al nuestro pero sin atender la demanda futura, lo que marca la existencia de una demanda potencialmente insatisfecha, y que si se mantienen las actuales condiciones del mercado no se van a poder cubrir.



Proyecto de Maquinas: Parte Cálculos

DATOS NECESARIOS Y NOMENCLATURA:

VOLUMEN DEL CILINDRO	1596 cm ³
NUMERO DE TIEMPOS	4
CANTIDAD DE VALVULAS	16
COMBUSTIBLE	Nafta 98 Octanos
SISTEMA DE REFRIGERACION	Liquido Refrigerante
SISTEMA DE LUBRICACION	Carter Húmedo
DIAMETRO DEL PISTON [D]	79mm
CARRERA DEL PISTON [S]	81,4mm
LONGITUD DE LA BIELA [L]	121,83mm
ESPEJOR CABEZA PISTON E _p	9,3mm
DIAMETRO PERNO PISTON	22,5mm
ESPEJOR ARO COMPRESION	D _p
MASA DEL PISTON	M kg
REVOLUCIONES DEL MODELO [n]	6000 rpm
VELOCIDAD ANGULAR DEL MODELO [w]	732.9 rad/seg
VELOCIDAD MEDIA DEL EMBOLO	$C_{mo} = \frac{S_o * n_o}{30} = \frac{79mm * 6000rpm}{30} = 15,8 \frac{m}{s}$
POTENCIA SUPERFICIAL ESPECÍFICA [N _e]	0.26 kw/cm ²
PRESION MEDIA EFECTIVA [P _{me}]	9,2 Bar
POTENCIA MAXIMA	120 Cv a 6000rpm
MASA TOTAL DE LA BIELA	m _t
MASA ALTERNATIVA	m _{alt}
MASA ROTATIVA	m _{rot}
LARGO TOTAL DE LA BIELA	L _t
CENTRO DE GRAVEDAD DE LA BIELA= (X , Y)	
CENTRO DE GRAVEDAD DE LA MASA ALTERNATIVA	
CENTRO DE GRAVEDAD DE LA MASA ROTATIVA	
MASA DEL PISTON	
MASA DE LOS AROS	
MASA DEL PERNO	
MASA DE LAS TRABAS	
MASA DEL CIGÜEÑAL	
DIAMETRO DEL MUÑON	45,6mm
ANCHO DE LA BIELA	21,5mm
SUPERFICIE [S]	4901,67 mm ²
DIAMETRO INT DEL PERNO DEL PISTON	13mm
LARGO DEL PERNO DEL PISTON	63mm
ESPEJOR DEL ARO DEL COMPRESION	1,4mm
PESO DEL PISTON	370 gr
PESO DEL PERNO	121 gr
1° ARO DE COMPRESION	10 gr
2° ARO DE COMPRESION	9 gr
3° ARO DE COMPRESION	11 gr



TOTAL AROS COMPRESION	30 gr
MASA DEL CIGUEÑAL	9300 gr
PAR MOTOR MAXIMO O TORSION MAXIMA	15,51 mkg (152 Nm) a 4050 rpm
POTENCIA MAXIMA	120 CV (89,484 Kw.) a 6000 rpm
RELACION DE COMPRESION	11:1
$P = T \times W$	15,51 mKg x 628.3 rad/seg = 9745.22

ECUACIONES A UTILIZAR

$$\lambda = \frac{D_0}{D} \Rightarrow D_0 = D * \lambda$$

$$\lambda = \frac{S_0}{S} \Rightarrow S_0 = S * \lambda$$

$$\lambda = \frac{L_0}{L} \Rightarrow L_0 = L * \lambda$$

$$\lambda = \frac{E_{po}}{E_p} \Rightarrow E_{po} = E_p * \lambda$$

$$\lambda = \frac{D_{po}}{D_p} \Rightarrow D_{po} = D_p * \lambda$$

$$\lambda = \frac{e_{ao}}{e_a} \Rightarrow e_{ao} = e_a * \lambda$$

$$\lambda^3 = \frac{m_0}{m} \Rightarrow m_0 = m * \lambda^3$$

$$\frac{1}{\lambda} = \frac{n_0}{n} \Rightarrow n_0 = \frac{n}{\lambda}$$

$$\frac{1}{\lambda} = \frac{W_0}{W} \Rightarrow W_0 = \frac{W}{\lambda}$$

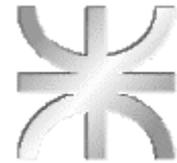
$$C_{mo} = \frac{S_0 * n_0}{30}$$

$$\frac{N_{eo}}{N_e} = \lambda^2 \Rightarrow N_{eo} = N_e * \lambda^2$$

$$\lambda^3 = \frac{V_0}{V}$$

V_0 = Volumen del Prototipo

V = Volumen del Modelo



CALCULOS (2 parte): SEMEJANZA DE MAQUINAS

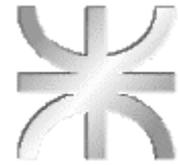
Partimos de que el prototipo es la maquina que queremos construir a partir del modelo que es la pieza original. Para nuestro caso el modelo original es el motor sigma 1.6 y el prototipo que deseamos construir es un motor de 1.4 cm³

Volumen del Prototipo	1400 cm ³	$\lambda^3 = \frac{V}{V_0} = \frac{1400cm^3}{1596cm^3} = 0,877$
Volumen del Modelo	1596 cm ³	
Diámetro del Pistón	D [mm]	$D = D_0 * \lambda = 0,877 * 79mm = 69,29mm$
Carrera	S [mm]	$S = \lambda * S_0 = 0,877 * 81,4mm = 71,38mm$
Superficie	S _{up} [mm ²]	$\frac{S_{up}}{S_{up0}} = \frac{D^2}{D_0^2} = \lambda^2 = 0,877^2 = 4800,13mm^2$
Longitud de la Biela	L [mm]	$L = L_0 * \lambda = 0,877 * 121,83mm = 106,84mm$
Espesor cabeza pistón	E _p [mm]	$E_p = \lambda * E_{po} = 0,877 * 9,3mm = 8,156mm$
Diámetro Perno Pistón	D _p [mm]	$d_0 = d_{po} * \lambda = 0,877 * 22,5mm = 19,73mm$
Espesor Pistón	e _a [mm]	$e_a = \lambda * e_{ao} = 0,877 * 1,4mm = 1,2278mm$
Masa Pistón	M [kg]	$m = \lambda * m_0 = 0,877 * 0,370kg = 0,324kg$
Numero de Revoluciones	N [rpm]	$n = \frac{n_0}{\lambda} = \frac{6000rpm}{0,877} = 6841,5rpm = 716,3 \frac{rad}{s}$
Velocidad Angular	$W \left[\frac{rad}{s} \right]$	$w = \frac{w_0}{\lambda} = \frac{628,3 \frac{rad}{s}}{0,877} = 716,42 \frac{rad}{s}$

VELOCIDAD MEDIA DEL EMBOLO

$$C_m = \frac{S * n}{3000} = \frac{71,38mm * 6841,5rpm}{3000} = \frac{7,138cm * 6841,5rpm}{3000} = 16,27 \frac{m}{s}$$

INVARIANTE DE SEMEJANZA



POTENCIA SUPERFICIAL ESPECÍFICA

$$N_{se} = N_{se0} * \lambda^2 = 0,26 \frac{Kw}{cm^2} * 0,877^2 = 0,199 \frac{kw}{cm^2} = 0,267 \frac{HP}{cm^2}$$

POTENCIA ESPECÍFICA

$$N_e = N_{e0} * \lambda^2 = 15,24 Kw * 0,877^2 = 11,72 Kw = 15,71 HP$$

NUMERO DE CILINDROS

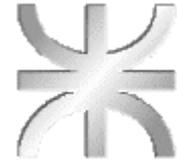
$$\frac{Z}{Z_0} = \frac{4}{4} = 1 \quad \text{INVARIANTE DE SEMEJANZA}$$

RELACION CARRERA – DIAMETRO

$$\frac{S}{D} = \frac{S_0}{D_0} = \frac{71,38mm}{81,4mm} = \frac{69,29mm}{79mm} = 1 \quad \text{INVARIANTE DE SEMEJANZA}$$

PRESION MEDIA EFECTIVA P_{me}

$$\frac{P_{me}}{P_{me0}} = 1$$
$$P_{me} = 9,2Bar = 9,3814 \frac{Kgf}{cm^2} \quad \text{INVARIANTE DE SEMEJANZA}$$



CALCULO DE LA BIELA

L = LONGITUD DE LA BIELA = 106,84mm
M_t = MASA TOTAL

Nota: El baricentro depende de la forma de la pieza, el centro de masa depende de la distribución de la masa.

- Las longitudes L₁ y L₂ se toman respecto del centro de masa.
- Densidad = 0,0783 gr/mm³ (Acero Forjado)
- Masa m del prototipo = 115,53gr = 0,11553 Kg
- Volumen prototipo= 1475,47 mm³

Centro de Masa:

- X : 0
- Y : 30,3mm
- Z : 0

L₂ = 30,3mm

L₁ = L_T - L₂ = 106,84mm - 30,3mm

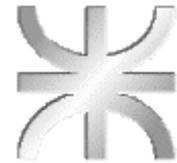
L₁ = 76,54mm

Masa Alternativa:

$$m_{alt} = \frac{L_2}{L_T} * m_T = \frac{30,3mm}{106,84mm} * 0,11553Kg = 0,0327Kg \quad \text{MASA ALTERNATIVA DE LA BIELA}$$

Masa Rotativa

$$m_{rot} = m_T - m_{alt} = 0,11553kg - 0,0327Kg \quad \text{MASA ROTATIVA DE LA BIELA}$$



CALCULO DE LA FUERZA ALTERNATIVA: F_{alt}

$$m_{aros} = \frac{m}{m_0} = \lambda^3 \Rightarrow m = m_0 * \lambda^3 = 0,877^3 * 0,030Kg = 0,02kg$$

$$m_{pernos} = \lambda^3 * m_0 = 0,877^3 * 0,121kg = 0,0816kg$$

MASA DEL PISTON + AROS + PERNO = 0,324 kg + 0,02kg + 0,0816kg = **0,4256kg**

$$m_{altTotal} = 0,4256kg + 0,0327kg = 0,4583Kg$$

$$F_{alt} = m_{altTotal} * W^2 * r * \cos \varphi = 0,4583Kg * \left(716,42 \frac{rad}{s}\right)^2 * 0,03569m * \cos 0^\circ$$

$$F_{alt} = 8395,2 \frac{Kg.m}{S^2} (Newton)$$

Nota: $\frac{S}{2} = r = \frac{71,38mm}{2} = 35,69mm = 0,03569m$

CALCULO DE LA FUERZA ROTATIVA :

$$m_{rot} = 0,0827Kg$$

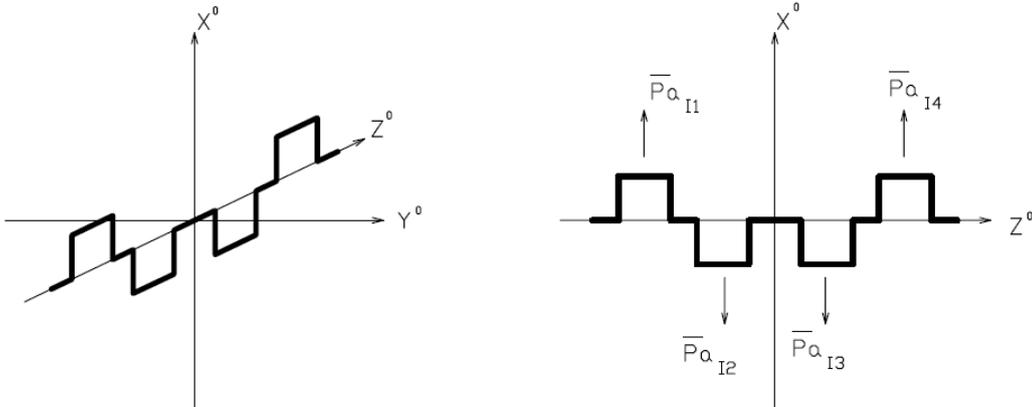
$$m_{rotCig} = 2,340Kg$$

$$m_{rotTotal} = m_{rotBiela} + m_{rotCig} = 0,0827Kg + 2,340Kg = 2,4227Kg$$

$$F_{rot} = m_{rotTotal} * W^2 * r * (\cos 45^\circ + \sen 45^\circ) = 62761,97 \frac{Kg.m}{S^2} (Newton)$$



MOTOR DE 4 CILINDROS EN LINEA

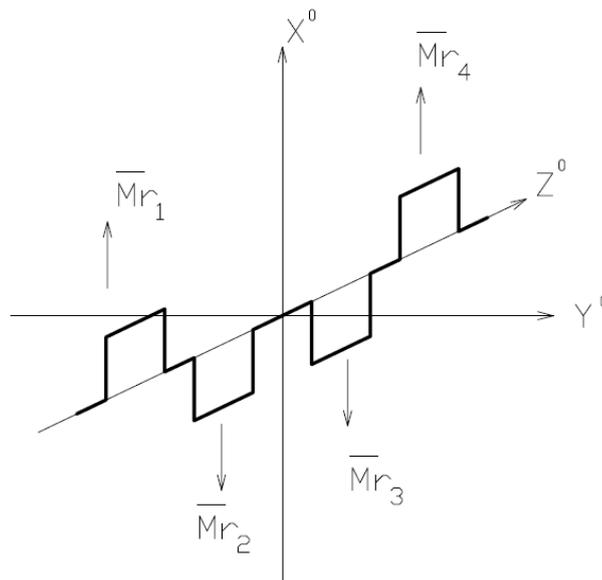


FUERZAS ALTERNATIVAS DE PRIMER ORDEN: (P_{ai})

$$\sum P_{ai} = 0 \quad (\text{Desde } i=1 \text{ a } i=4)$$

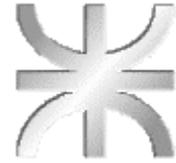
Lo mismo ocurre con las fuerzas rotativas [P_r]

$$\sum P_r = 0 \quad (\text{Desde de } i=1 \text{ a } i=4)$$



$$\sum_{i=1}^4 \vec{M}_{r_i} = 0$$

$$\sum_{i=1}^4 \vec{M}_{a_{ii}} = 0$$

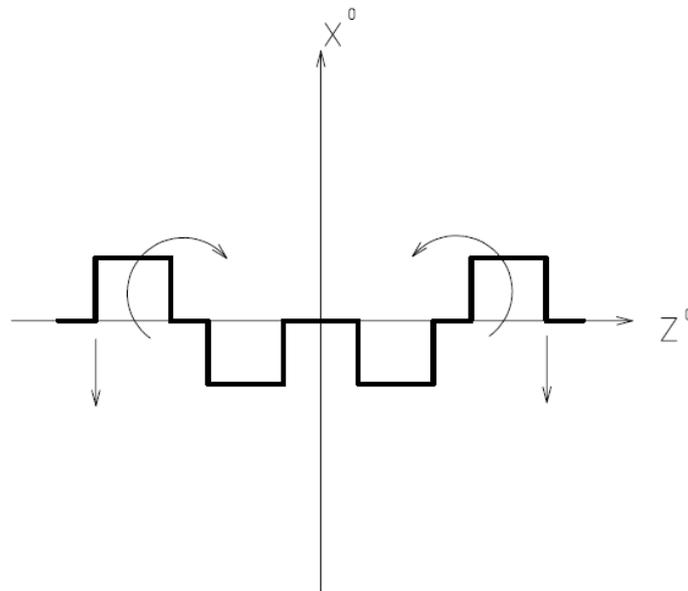


$$\sum M_{ri} = 0$$

Por lo tanto, el Momento resultante $[M_R]$ será:

$$M_R = M_r + M_{ai} = 0 \quad \text{Por lo tanto, el motor está equilibrado}$$

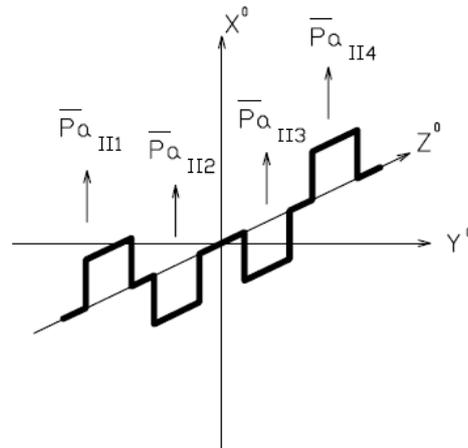
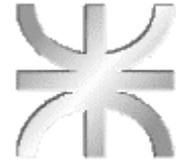
NOTA: Sin embargo aunque ahora el motor se encuentra equilibrado, al girar este tendera a flexionar en el medio por lo que se debe colocar contrapesos rígidamente unidos al cigüeñal para reducir los esfuerzos internos que sufrirá.



Estos hacen que aparezcan fuerzas alternativas de segundo orden que serán:

FUERZAS ALTERNATIVAS DE SEGUNDO ORDEN: $[P_a II]$

$$P_a II = m_a * w^2 * r * \lambda * \cos 2\alpha X^\circ$$



$$\sum P_a II_i = 4 * m_a * w^2 * r * \lambda * \cos 2\alpha X^\circ \quad (\text{sumatoria de } i = 1 \text{ a } i = 4) \quad \text{ECUACION 1}$$

FUERZA COMPENSANTE: [F_{Bx}]

$$F_{Bx} = 4 * w^2 * M_b * r_b * [\cos(2\alpha + \pi) + \cos(-2\alpha + \pi)] X^\circ$$

$$F_{Bx} = 4 * w^2 * M_b * r_b \{ [\cos 2\alpha * \cos \pi - \text{sen} 2\alpha * \text{sen} \pi] + [\cos(-2\alpha) * \cos \pi - \text{sen}(-2\alpha) * \text{sen} \pi] \} X^\circ$$

$$F_{Bx} = 4 * w^2 * M_b * r_b * (-\cos 2\alpha - \cos 2\alpha) X^\circ$$

$$F_{Bx} = -8 * w^2 * M_b * r_b * \cos(2\alpha) X^\circ$$

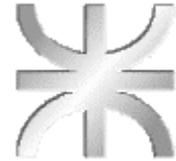
ECUACION 2

Ahora igualando las ecuaciones 1 y 2 nos queda:

$$P_a II = F_{Bx}$$

$$4 * M_a * w^2 * r * \lambda * \cos(2\alpha) X^\circ = -8 * w^2 * m_b * r_b * \cos(2\alpha) X^\circ$$

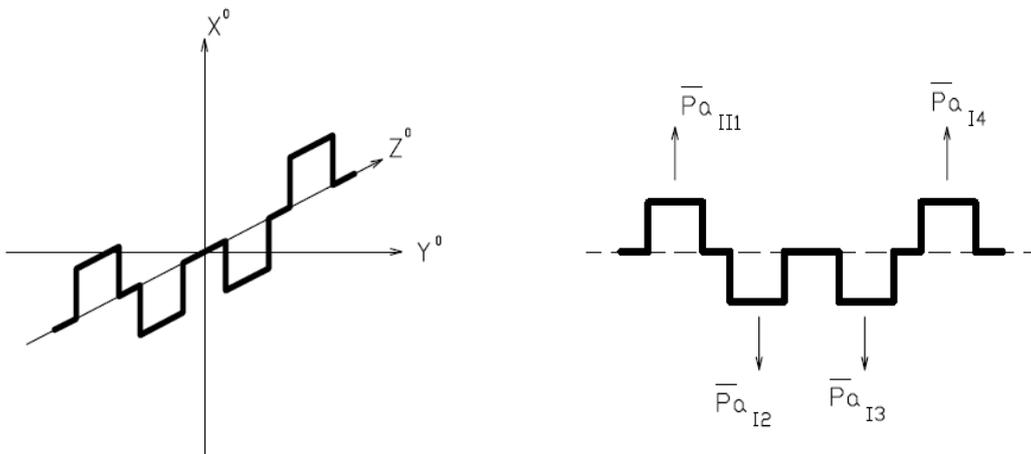
$$m_b * r_b = \frac{1}{2} * M_a * \lambda * r$$



Entonces:

$$m_b = \frac{1}{2} * M_a * \lambda * \frac{r}{r_b}$$

COMPENSADO

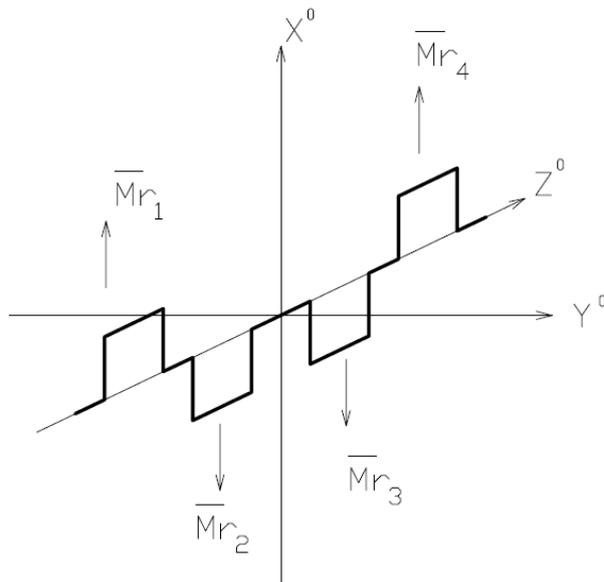
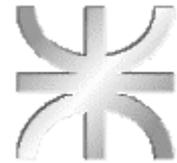


FUERZAS ALTERNATIVAS DE PRIMER ORDEN: (P_{ai})

$$\sum_{i=1}^{i=4} P_{ai} = 0$$

FUERZAS ROTATIVAS DE PRIMER ORDEN: (P_{ri})

$$\sum_{i=1}^{i=4} P_{ri} = 0$$

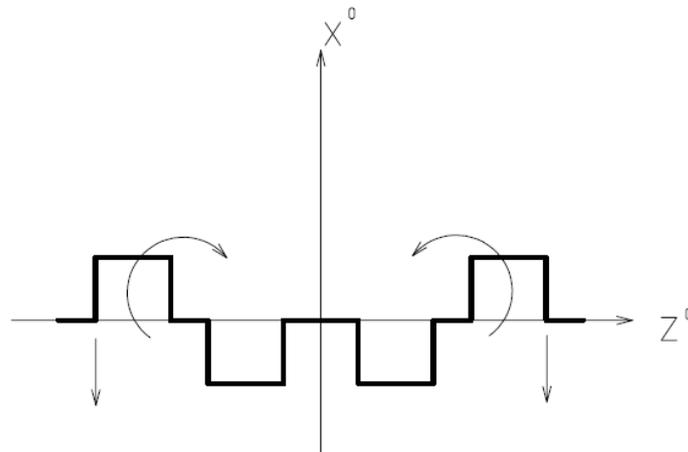


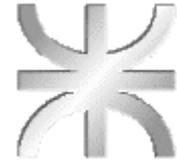
$$\sum_{i=1}^4 \vec{M}_{r_i} = 0$$

$$\sum_{i=1}^4 \vec{M}_{a_i} = 0$$

$$\vec{M}_R = \vec{M}_r + \vec{M}_{a_l} = 0$$

Como el momento resultante es igual a cero, está equilibrado.





FUERZAS ALTERNATIVAS DE SEGUNDO ORDEN: (P_aII)

Siendo:

$$M_a = \text{Masa Alternativa Total} \qquad \lambda = \frac{r}{L}$$

$$P_{aII} = M_a * \omega^2 * r * \lambda * \cos 2\alpha X^\circ$$

Cuando $\alpha = 0^\circ \Rightarrow F_{alt} \text{ maxima}$. Entonces:

$$\sum_{i=1}^{i=4} P_{aII_i} = 4 * M_a * \omega^2 * r * \lambda * \cos 2\alpha X^\circ$$

$$\sum_{i=1}^{i=4} P_{aII_i} = 4 * 0,4583Kg * \left(716,42 \frac{rad}{s} \right)^2 * 0,03569m * \left(\frac{0,03569m}{0,10684m} \right) * \cos(2 * 0^\circ)$$

$$\sum_{i=1}^{i=4} P_{aII_i} = 11350,12 \frac{Kg.m}{S^2}$$

FUERZA DE COMPENSADO: (F_{Bx})

$$F_{Bx} = -8 * \omega^2 * m_b * r_b * \cos 2\alpha X^\circ$$

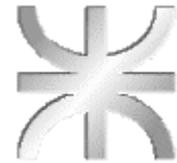
$$m_b = \frac{1}{2} * M_a * \lambda * \frac{r}{r_b}$$

$$m_b = \frac{1}{2} * 0,4583Kg * \left(\frac{0,03569m}{0,10684m} \right) * \left(\frac{0,03569m}{0,0473m} \right)$$

$$m_b = 0,0578Kg$$

$$F_{Bx} = -8 * \left(716,42 \frac{rad}{S} \right)^2 * 0,0578Kg * 0,0473m * \cos(2 * 0^\circ)$$

$$F_{Bx} = -11225,72 \frac{Kg.m}{S}$$



Volante de Inercia

Siendo GD^2 : Factor global de inercia, tenemos que:

$$GD^2 = \frac{K * N_e}{\Delta * n^3}$$

De la siguiente tabla sacamos el valor de Δ :

Tipo de sistema	Δ
Hélices de buque	1/20
Mecanismos de transmisión de taller	1/35
Generadores de C.A.	1/300
Motores de automóvil	1/200 a 1/300

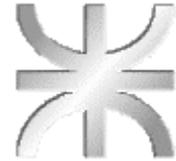
Para nuestro caso: $\Delta = \frac{1}{300}$

Para obtener el valor de K:

Tipo de máquina	K
Máq. De vapor una sola manivela	2.5×10^6
Motores ciclo Otto 4 cil. 4 tiempos	1.12 a 1.76×10^6
Motores ciclo Otto 6 cil. 4 tiempos	0.72×10^6
Motores ciclo Diesel 4 cil. 4 tiempos	2.7×10^6
Motores ciclo Diesel 6 cil. 4 tiempos	1.6×10^6

En nuestro caso tomamos que:

$$K = 1,12 \times 10^6$$



Con los valor obtenidos calculamos el valor de G:

$$GD^2 = \frac{1,12 \times 10^6 * 15,71 HP}{\left(\frac{1}{300}\right) * (6841,5 rpm)^3}$$

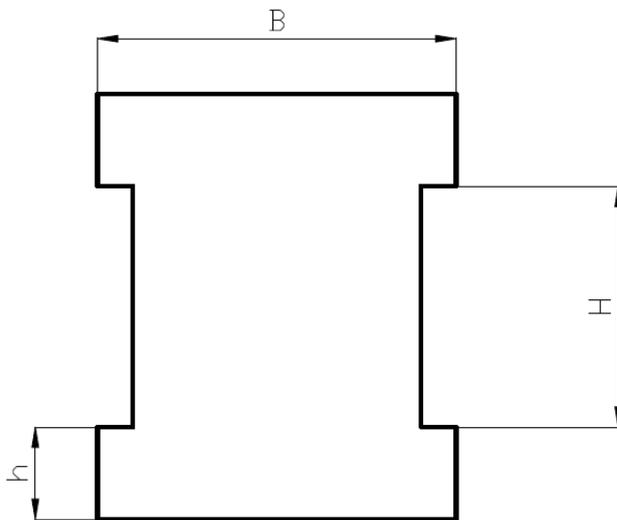
$$GD^2 = 16,48 \times 10^{-3} Kg.m^2$$

$$G = \frac{16,48 \times 10^{-3} Kg.m^2}{D^2}$$

$$G = \frac{16,48 \times 10^{-3} Kg.m^2}{(0,1m)^2}$$

$$G = 1,64 Kg$$

PANDEO

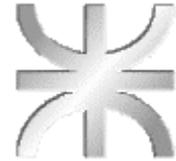


$$B = 10.5 mm$$

$$h = 2.9 mm$$

$$H = 7.7 mm$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * J}{L_p^2}$$



$$J_x = \frac{(B \cdot h^3) + (B \cdot h) \cdot \left(H + \frac{h}{2}\right)^2}{12} = \frac{(10.5 \cdot 2.9^3) + (10.5 \cdot 2.9) \cdot \left(7.7 + \frac{2.9}{2}\right)^2}{12}$$

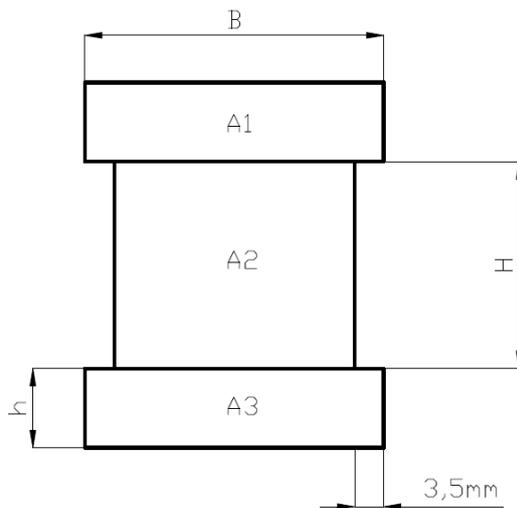
$$J_x = 233,786 \text{mm}^4 = 0,0233786 \text{cm}^4$$

Entonces:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot 2100000 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \cdot 0,0233786 \text{cm}^4}{(7,679 \text{cm})^2}$$

$$P_{cr} = 8217,28 \text{Kg}$$

CALCULO DE TRACCION



$$B = 10.5 \text{mm}$$

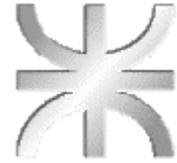
$$h = 2.9 \text{mm}$$

$$H = 7.7 \text{mm}$$

$$T = \frac{F}{A}$$

$$T = \frac{8395,2 \frac{\text{Kg} \cdot \text{m}}{\text{S}^2}}{87,85 \text{mm}^2}$$

$$T = 9556,29 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$



Bibliografía:

- C.C.A Cámara de Comercio Automotor
- AEDFA. Asociación de fábricas de automotores
- Apuntes de la cátedra de Proyecto Final
- OTROS.