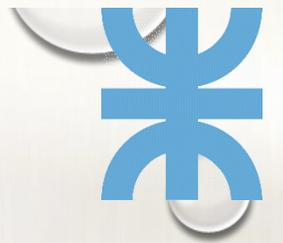


# RESORTES DE VÁLVULAS

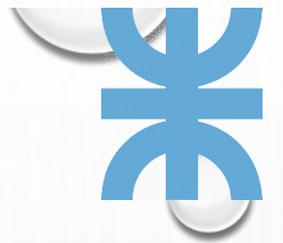


- **CATEDRA:** PROYECTO FINAL
- **PROFESOR:** ING. MURIEL JUAN JOSÉ  
ING. ARROSPIDE JUAN
- **AÑO:** 2016
- **INTEGRANTES:** DIFILIPPO PABLO  
LOMMO NICOLÁS



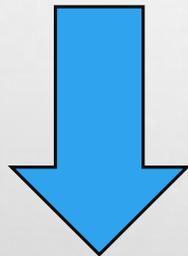
- INTRODUCCION
- TIPOS DE MATERIALES
- FUNCIONES
- ESTUDIO ESTATICO DEL RESORTE
- ESTUDIO DINAMICO DEL RESORTE
- RESONANCIA
- TIPOS DE RESORTES
- ALTERNATIVAS AL USO DE RESORTES
- CALCULOS EXPERIMENTALES (MOTOR MILLROD)
- CONSECUENCIAS DE FLOTACION DEL RESORTE
- VIDEOS

# INTRODUCCIÓN



## ¿QUÉ ES UN RESORTE DE VALVULAS?

Es un elemento mecánico, sometido a esfuerzos de torsión, encargado de absorber las fuerzas de inercia provocadas por las aceleraciones del árbol de levas, copiando fielmente la ley de apertura y cierre de las válvulas. El resorte de válvulas comprende uno de los elementos mas importantes de un motor por su gran requerimiento mecánico.



Podremos encontrar diferentes tipos de resortes, dependiendo el uso y requerimientos a los que estarán sometidos (competición, larga vida útil, etc.)

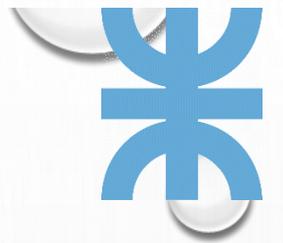


# MATERIALES



- Debido a la gran capacidad de deformación que deben soportar los resortes, es necesario que para su fabricación se empleen aquellos tipos de aceros que puedan ofrecer una gran elasticidad, como son los aceros al carbono, aceros al silicio, aceros al cromo-vanadio, aceros al cromo-silicio, etc.
- En algunas otras aplicaciones especiales es posible utilizar otros materiales para la fabricación de resortes, además del acero, como son el titanio.
- Debemos aclarar que es muy importante realizar el tratamiento térmico adecuado.





## Los resortes de válvulas tienen que desempeñar varias funciones:

- Volver la válvula sobre su asiento.
- Asegurar el cierre hermético de la válvula.
- Absorber las fuerzas de inercia.
- Asegurar la ausencia de juego entre la leva y el elemento de contacto (botador, rodillo, etc).
- Vencer los rozamientos.

Valor mínimo de tensión → el resorte debe vencer esfuerzos adversos que tienden a abrir el paso del gas.

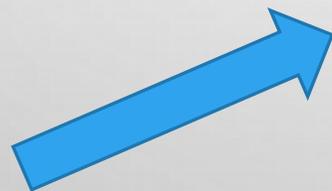
Valor máximo de tensión → determinada por las fuerzas de inercia ( curva de aceleración )

# CALCULO ESTÁTICO DEL RESORTE

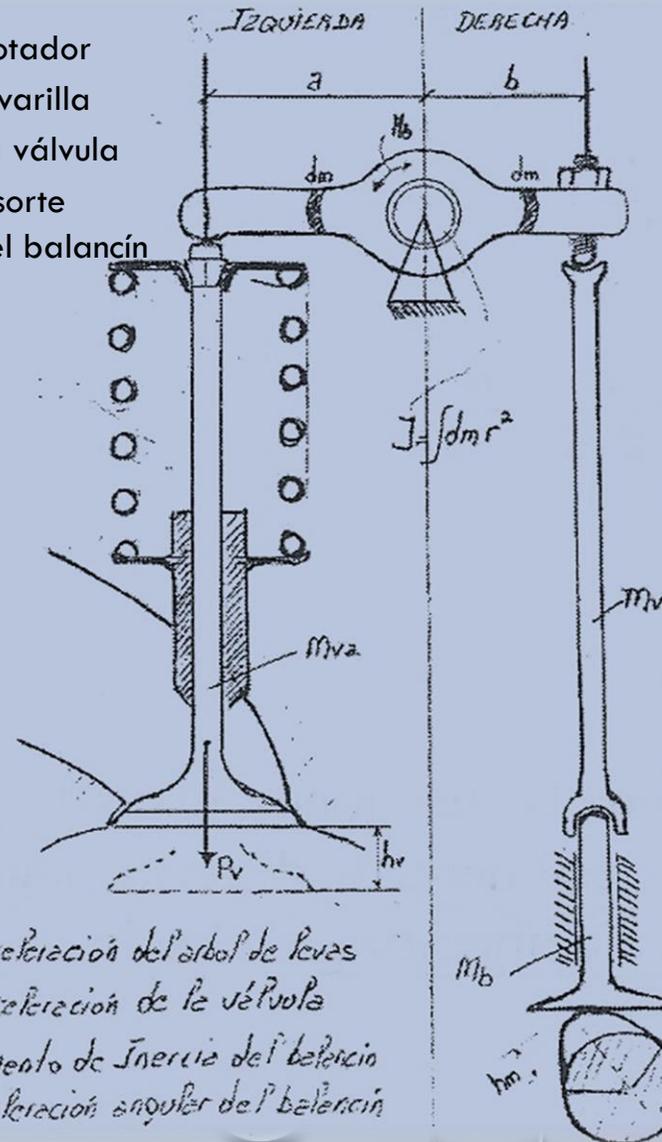


Este estudio se realiza para establecer el dimensionado del resorte. Luego se hará una verificación dinámica del mismo.

**Calculo de la carga Inercial del resorte**



$m_b$  = masa del botador  
 $m_v$  = masa de la varilla  
 $m_{va}$  = masa de la válvula  
 $m_r$  = masa del resorte  
 $M_b$  = momento del balancín



$a_l$ : Aceleración del árbol de levas  
 $a_v$ : Aceleración de la válvula  
 $J$ : Momento de Inercia del balancín  
 $\alpha$ : Aceleración angular del balancín

FUERZA A LA DERECHA

$$F_D = (m_b + m_v) a_l$$

FUERZA A LA IZQUIERDA

$$F_I = (m_{va} + \frac{1}{3} m_r) a_v$$

CAMBIO DE LAZO

$$M_B = J \cdot \alpha$$

Donde  $\alpha = \frac{a_l}{b} = \frac{a_v}{a}$

$$a_v = \frac{a}{b} a_l$$

FUERZA TOTAL SOBRE RESORTE

$$P_v = F_D + F_I + \frac{M_B}{a}$$

$$P_v = \left[ (m_b + m_v) + (m_{va} + \frac{1}{3} m_r) \frac{a}{b} + \frac{J}{ab} \right] a_l$$

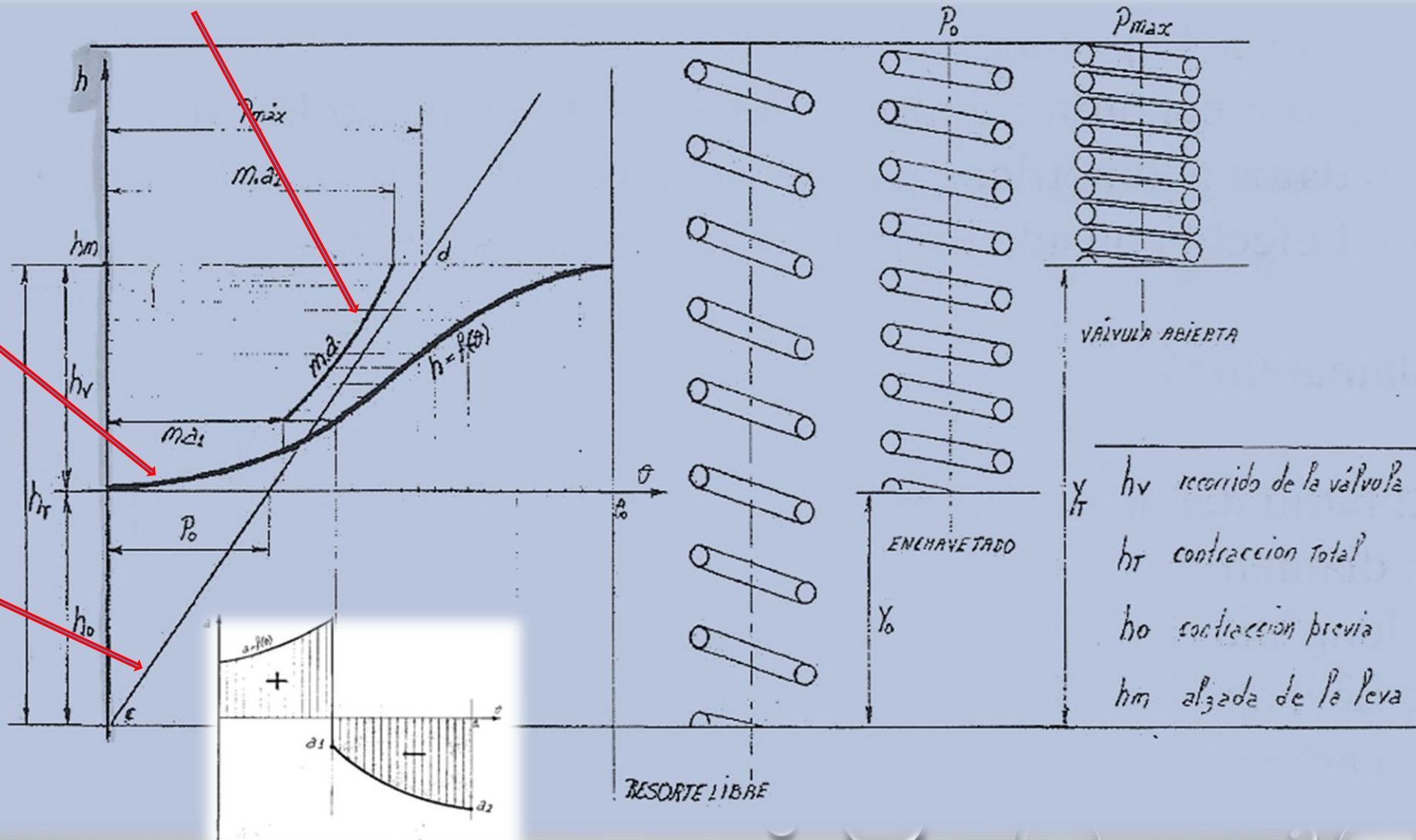
# CALCULO ESTÁTICO DEL RESORTE



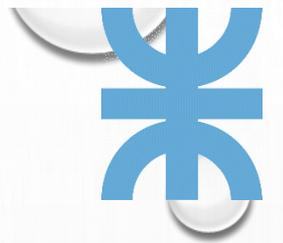
Fuerza de inercia

Curva de alzada de la leva

Recta de la constante del resorte



# RESORTE BAJO SOLICITACIÓN ESTÁTICA



consideramos solo el aspecto torsional, ya que el de flexión es despreciable.

$$\tau = \frac{Mt}{W_p}$$

$$Mt = PR$$

$$W_p = \frac{J_p}{d/2} = \frac{\pi d^3}{32}$$

Reemplazando los términos y despejando P:

$$P = \frac{\pi d^3}{16R} \tau \quad (1) \quad \longrightarrow$$

Deberemos introducir un coeficiente de corrección que tiene en cuenta la diferencia entre la tensión media y aquella que existe en la parte del alambre dirigida hacia el eje del resorte

Llamaremos:

$R$  Radio del arrollamiento

$d$  Diámetro del alambre

$l$  Longitud del resorte descargado

$y$  Flecha (deflexión provocado por la carga  $P$ )

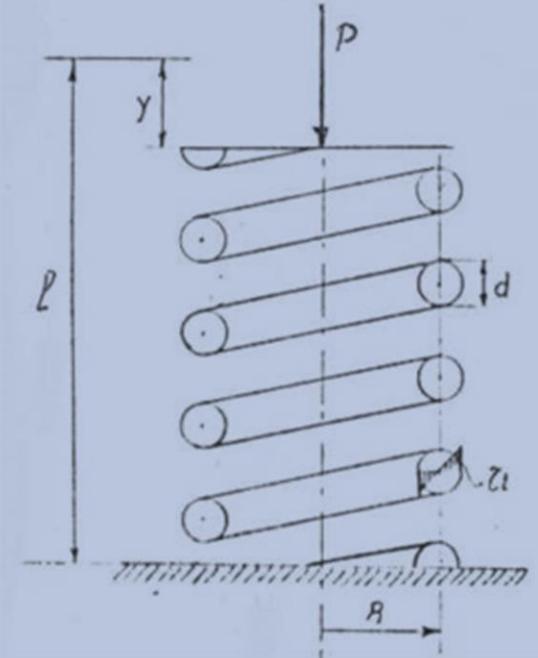
$P$  Carga estática.

$i$  Número de espiras útiles

$\tau$  Tensiones tangenciales

$G$  Módulo de elasticidad transversal

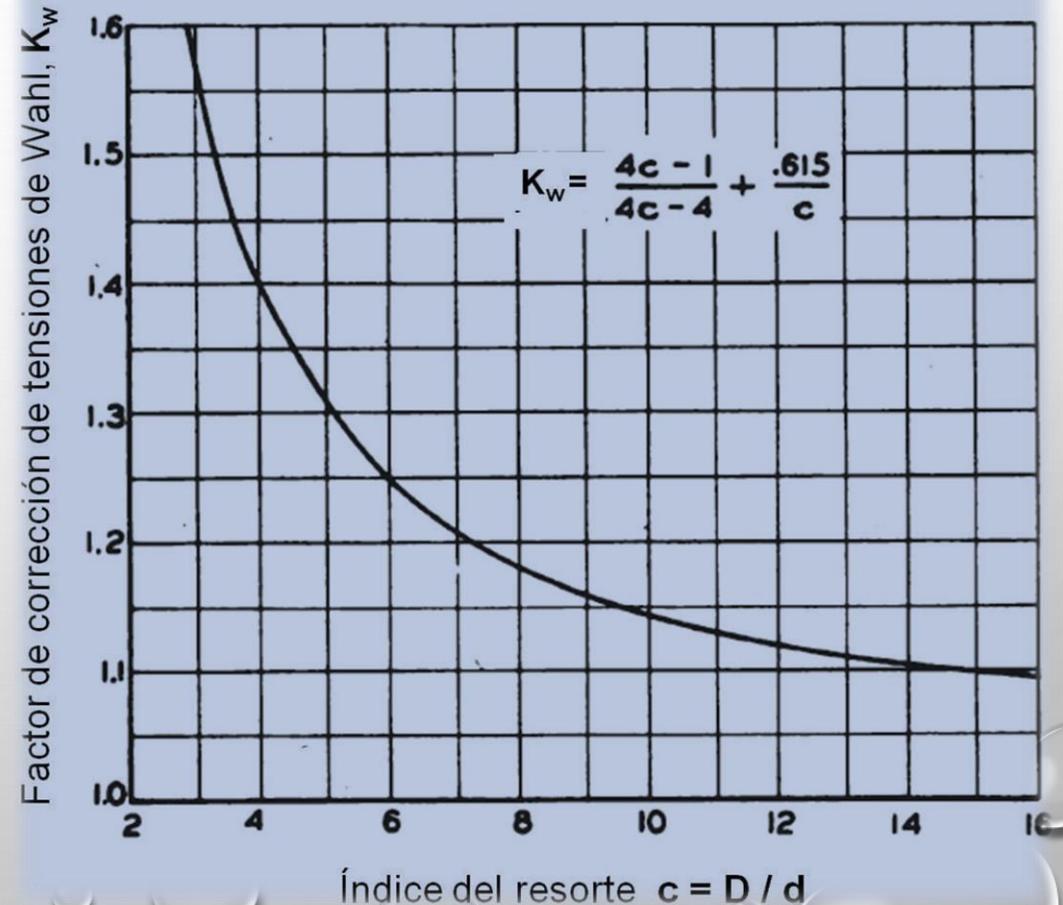
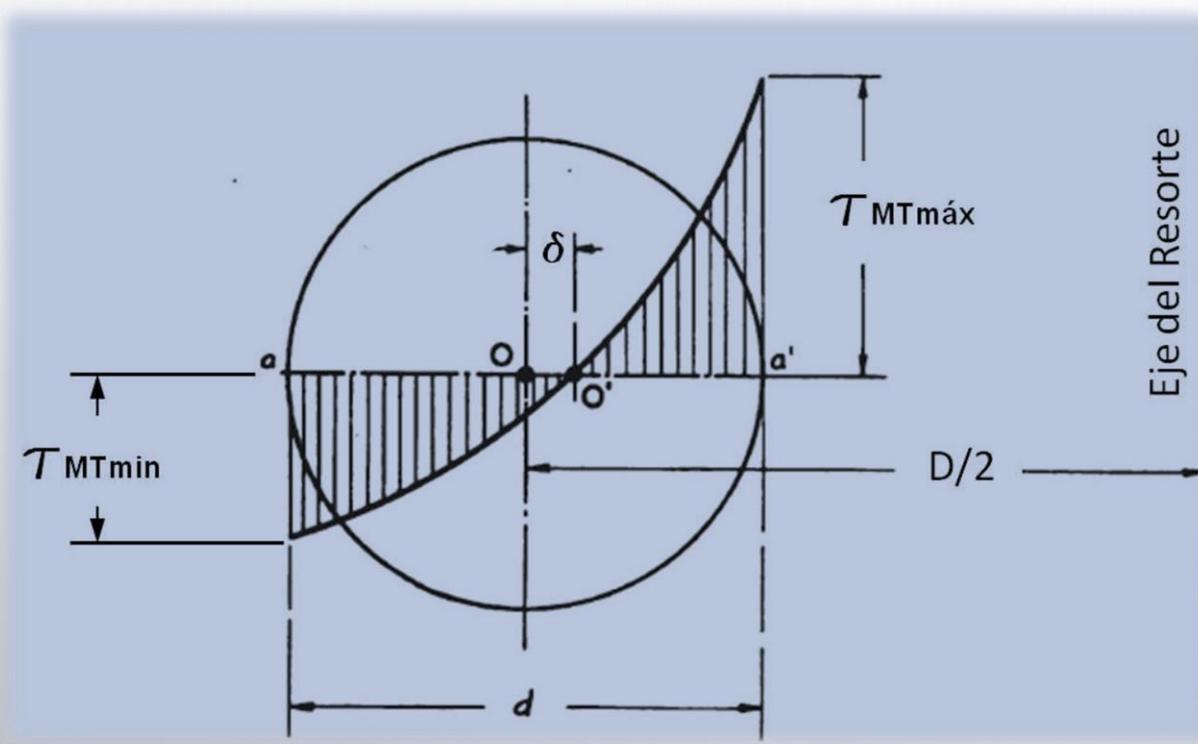
$K_e$  Constante elástica del resorte



# RESORTE BAJO SOLICITACIÓN ESTÁTICA



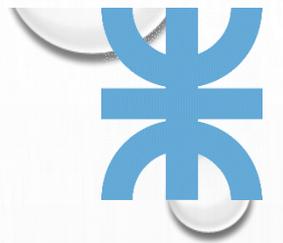
## El coeficiente de corrección de A.M. Wahl



$$\tau = k \frac{16PR}{\pi d^3}$$

$$P = \frac{\pi d^3}{16 R K} \tau$$

# CALCULO DE LA DEFORMACION



Aplicaremos el método de Castigliano, donde la energía almacenada por torsión en un resorte en el régimen elástico es el siguiente:

$$U_t = \int_0^{2\pi Ri} \frac{Mt^2}{2GJp} dl$$

El ángulo de torsión  $\theta$  vale :  $\theta = \frac{dU_t}{dMt}$

Solo tendríamos que derivar la ecuación de Castigliano y encontrar el ángulo  $\theta$

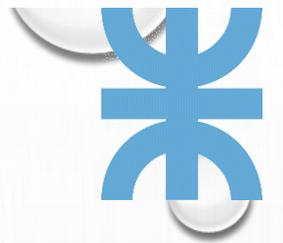
$$\theta = \frac{64PR^2i}{Gd^4}$$

La flecha Y es :

$y = \theta R$  reemplazando a P como función de “ $\tau$ ” anteriormente hallado resulta

$$y = \frac{4\pi R^2 i}{Gd K} \tau \quad (2)$$

# CALCULO DE LA DEFORMACION

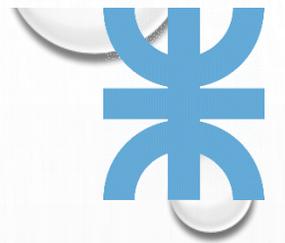


Una vez obtenido la carga  $P$  y la deformación  $Y$ , ya estamos en condiciones de saber la constante del resorte mediante la ley de Hooke:

$$P = K_e y \quad \Rightarrow \quad K_e = \frac{P}{y}$$

Reemplazando los valores de  $P$  y de  $Y$  obtenidos anteriormente nos queda :

$$K_e = \frac{Gd^4}{8D^3i}$$



## Vibración de los resortes de válvula

El cálculo estático realizado anteriormente, no es suficiente cuando se trata de elementos sometidos a sollicitaciones dinámicas en **altos regímenes** de rotación.

En tal caso los resortes pueden incrementar la amplitud de sus vibraciones de manera peligrosa, llegando a determinar la falla del mecanismo. Tal situación se explica si consideramos la presencia de **armónicos de orden superior**.

siempre que se observa la presencia de vibraciones importantes en resortes, la frecuencia de tal vibración es un múltiplo exacto de la que corresponde a la velocidad de giro del árbol de levas.

Ejemplo: supongamos tener un armónico de 8vo orden que gira a 2500 rpm (en la leva)

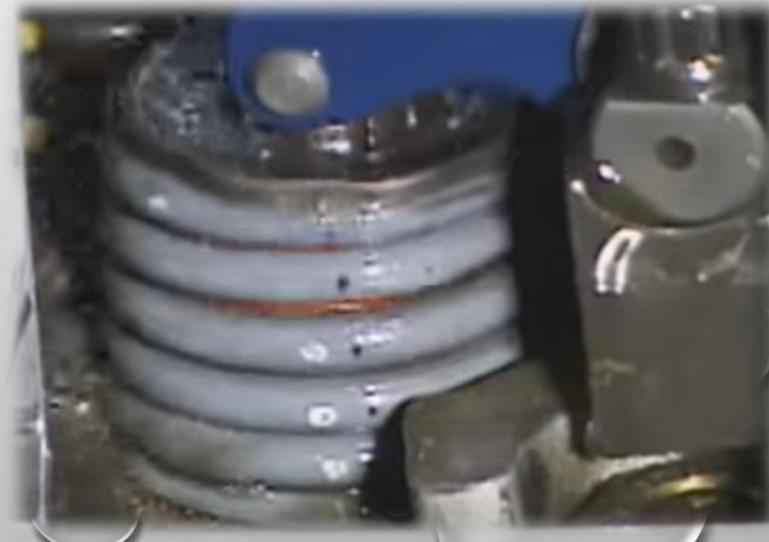
$n_{cr} = 20000$  rpm (del resorte)

$2500 \times 8 = 20000$  rpm  $\longrightarrow$  (el resorte entra en resonancia )

# RESONANCIA



- Cuando un resorte de válvula se comprime súbitamente, debido a la fuerza aplicada en uno de sus extremos, genera una onda que se transmite hasta el otro extremo que luego se refleja.
- Esta onda que recorre el resorte tiene una frecuencia natural específica ( $f_n$ ). Si la frecuencia con que es golpeada por el balancín coincide con la frecuencia natural de su masa, entonces el resorte entrará en **Resonancia**.
- Esta situación ocurre generalmente a altas RPM y provoca una vibración anormal en el **tren de válvulas**, cosa que altera el punto de cierre y apertura de las mismas. En estas condiciones el motor pierde sincronismo y su desempeño se ve limitado.
- Si las válvulas no cierran correctamente, el cilindro perderá compresión y esto llevara a una perdida importante de rendimiento.



# ASPECTOS DINÁMICOS



La expresión correspondiente al desarrollo en serie de Fourier (DSF) para una función periódica de periodo ( $2\pi$ ) es la que se indica a continuación.

$$h = \frac{A_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos n(\omega t) + B_n \text{sen } n(\omega t)$$

Para poder sacar las constantes recurrimos a las ec. siguientes:

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(x) dx \quad a_n = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(x) \cos nx dx \quad b_n = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(x) \text{sen } nx dx$$

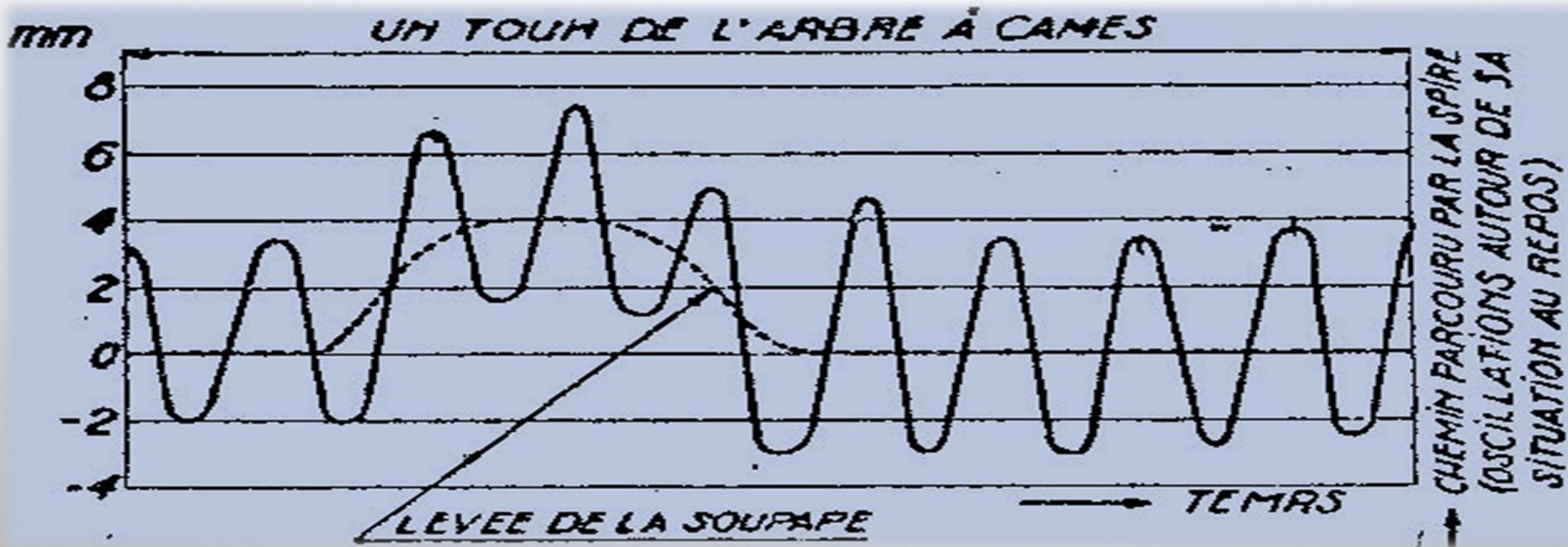
No hay que perder de vista que el resorte de válvula carece de amortiguación y como consecuencia de esto, las excitaciones mas pequeñas de armónicos de orden superior, pueden ser la causa de deformaciones considerables.

ORDEN	COEF	%	ORDEN	COEF	%
1	3,7700	41,43	1	7,2100	63,04
2	2,9200	32,09	2	2,7600	24,13
3	1,8670	20,52	3	1,2800	11,19
4	0,8970	9,86	4	0,5410	4,73
5	0,1625	1,79	5	0,0966	0,84
6	0,1780	1,96	6	0,3075	2,69
7	0,2740	3,01	7	0,2160	1,89
8	0,1625	1,79	8	0,0865	0,76
9	0,0102	0,11	9	0,0483	0,42
10	0,0686	0,75	10	0,1016	0,89
11	0,0762	0,84	11	0,0686	0,60
12	0,0355	0,39	12	0,0152	0,13
13	0,0051	0,06	13	0,0406	0,35
14	0,0229	0,25	14	0,0483	0,42
15	0,0178	0,20	15	0,0305	0,27
16	0,0076	0,08	16	0,0051	0,04
17	0,0076	0,08	17	0,0254	0,22
18	0,0051	0,06	18	0,0203	0,18
19	0,0025	0,03	19	0,0102	0,09
20	0,0000	0,00	20	0,0051	0,04

# ASPECTOS DINÁMICOS



La figura siguiente tomada del libro de D. Jacovleff, representa la trayectoria de la espira del centro de un resorte que **entró en resonancia** con el armónico de noveno orden de la curva de alzada. (VER EJEMPLO MILLROD)



# ASPECTOS DINÁMICOS



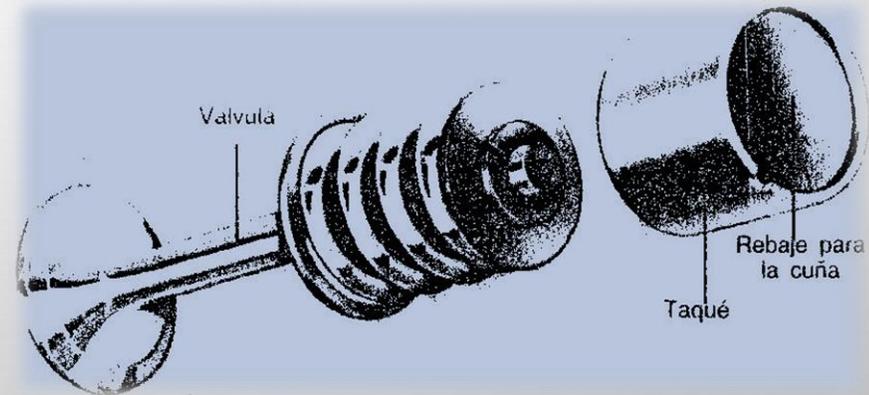
Las vibraciones de los resortes de válvula son fenómenos nocivos que trataremos de evitar.

Citaremos dos caminos posibles:



Aumentar la frecuencia propia de vibración de los resortes.

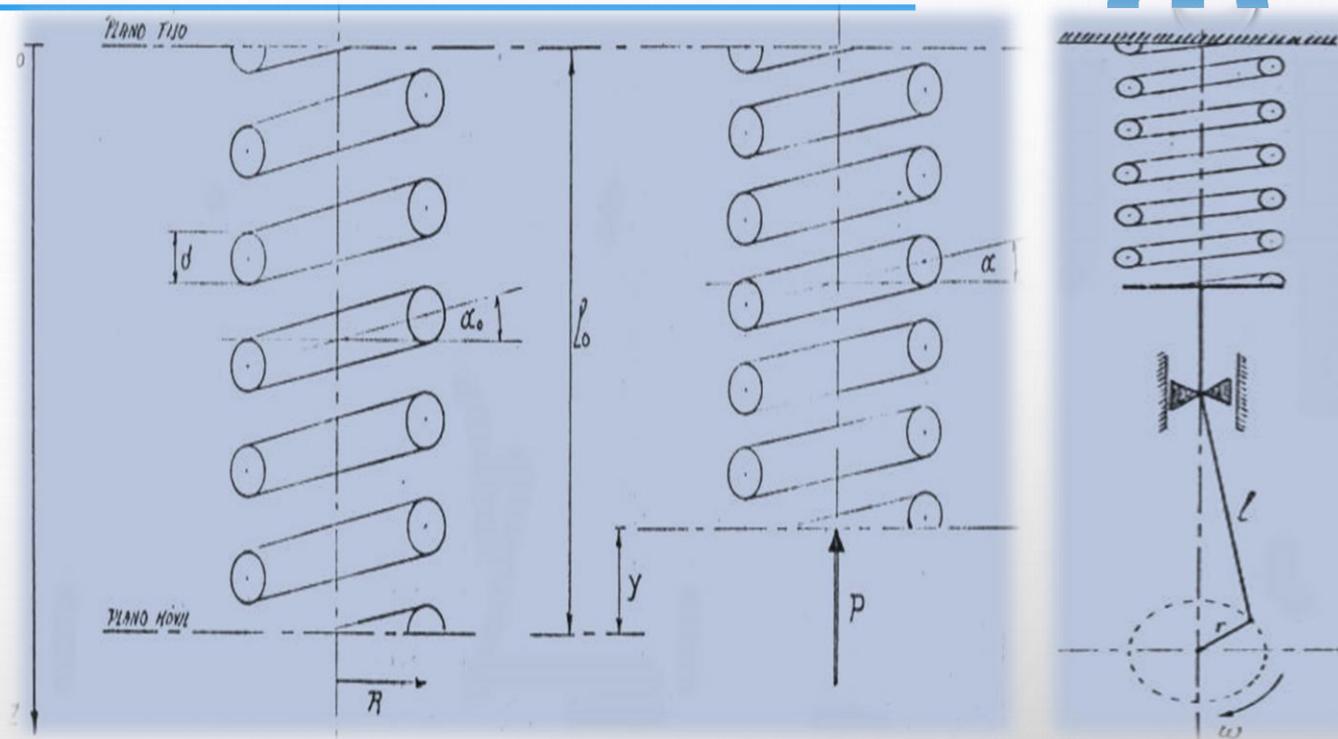
Incorporar amortiguación al sistema.



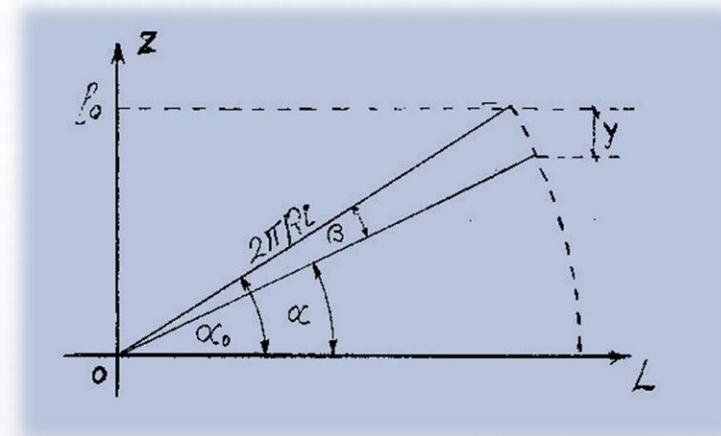
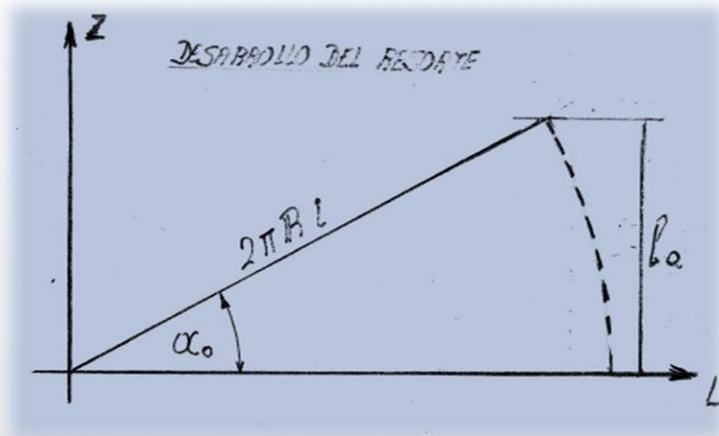
# RESORTE BAJO SOLICITACION DINAMICA



- d Diámetro del alambre
- R Radio del enrollamiento
- l Número de espiras útiles
- $\tau$  Tensión de corte
- G Módulo de elasticidad transversal
- P Carga soportada por el resorte
- $K_e$  Constante elástica del resorte
- $l_0$  Longitud axial del resorte descargado
- y Flecha (deflexión provocado por la carga P )
- $\alpha_0$  Angulo de inclinación de las espiras en el mismo estado
- $\alpha$  Angulo de inclinación de las espiras en estado deformado
- $\beta$  Variación de  $\alpha_0$  en la compresión del resorte
- w Velocidad angular del mecanismo



# RESORTE BAJO SOLICITACION DINAMICA



Desarrollando el estudio, llegamos a encontrar el ángulo de variación de deformación  $\beta$  en función de las características y estado del resorte.

$$\beta = \frac{2R}{Gd} \tau$$

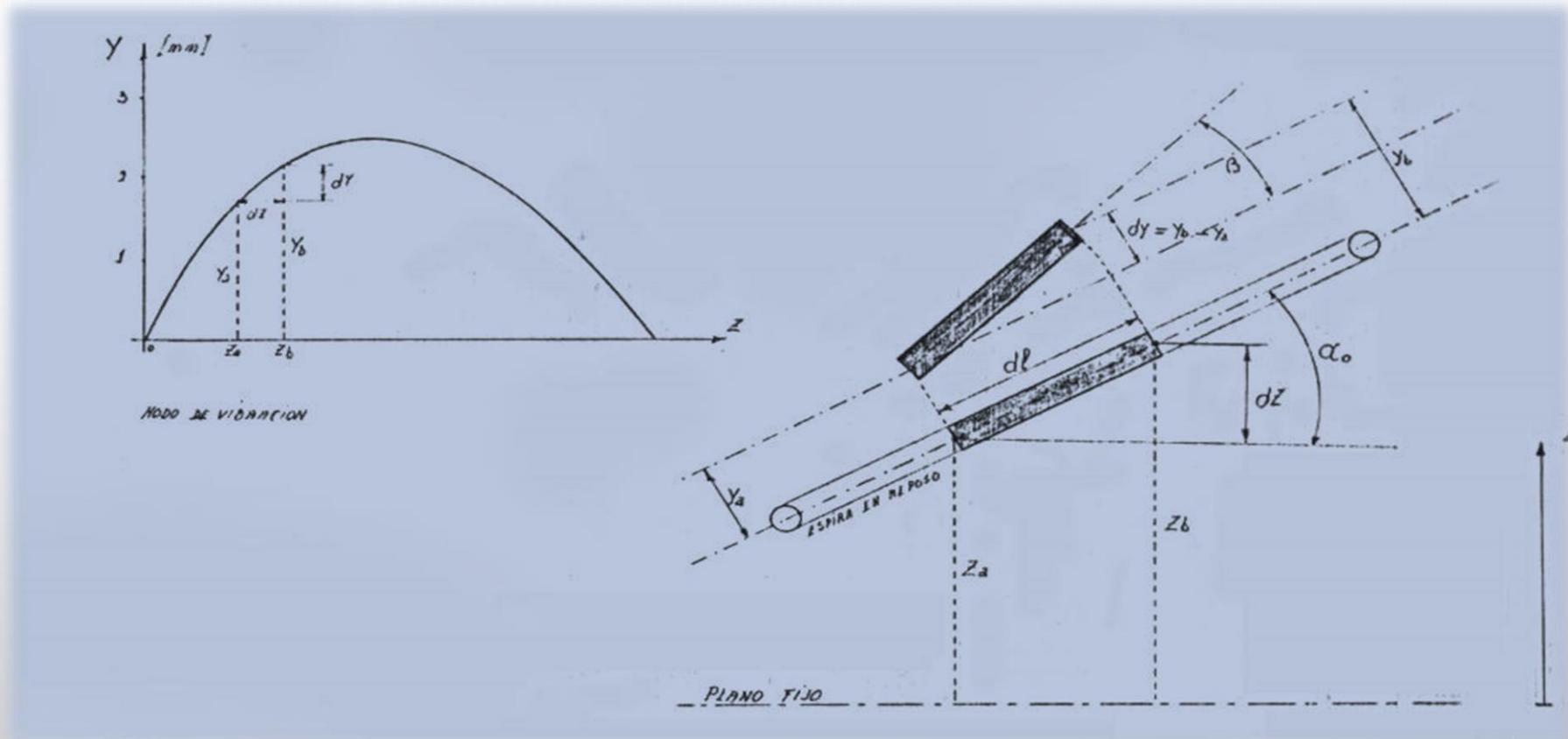
Se observa que para determinar la distribución de las tensiones en un instante dado, es suficiente conocer las variaciones  $\beta$  de las inclinaciones  $\alpha$  por relación a la posición de reposo.

# RESORTE BAJO SOLICITACION DINAMICA



$$\beta \cong \text{Tg } \beta = \frac{y_b - y_a}{dl} = \frac{dy}{dl}$$

$$dz = dl \text{ sen} \alpha_0$$



reemplazando y despejando  $\beta$  :

$$\beta = \frac{dy}{dz} \text{ sen} \alpha_0$$

Igualando las dos expresiones nos queda

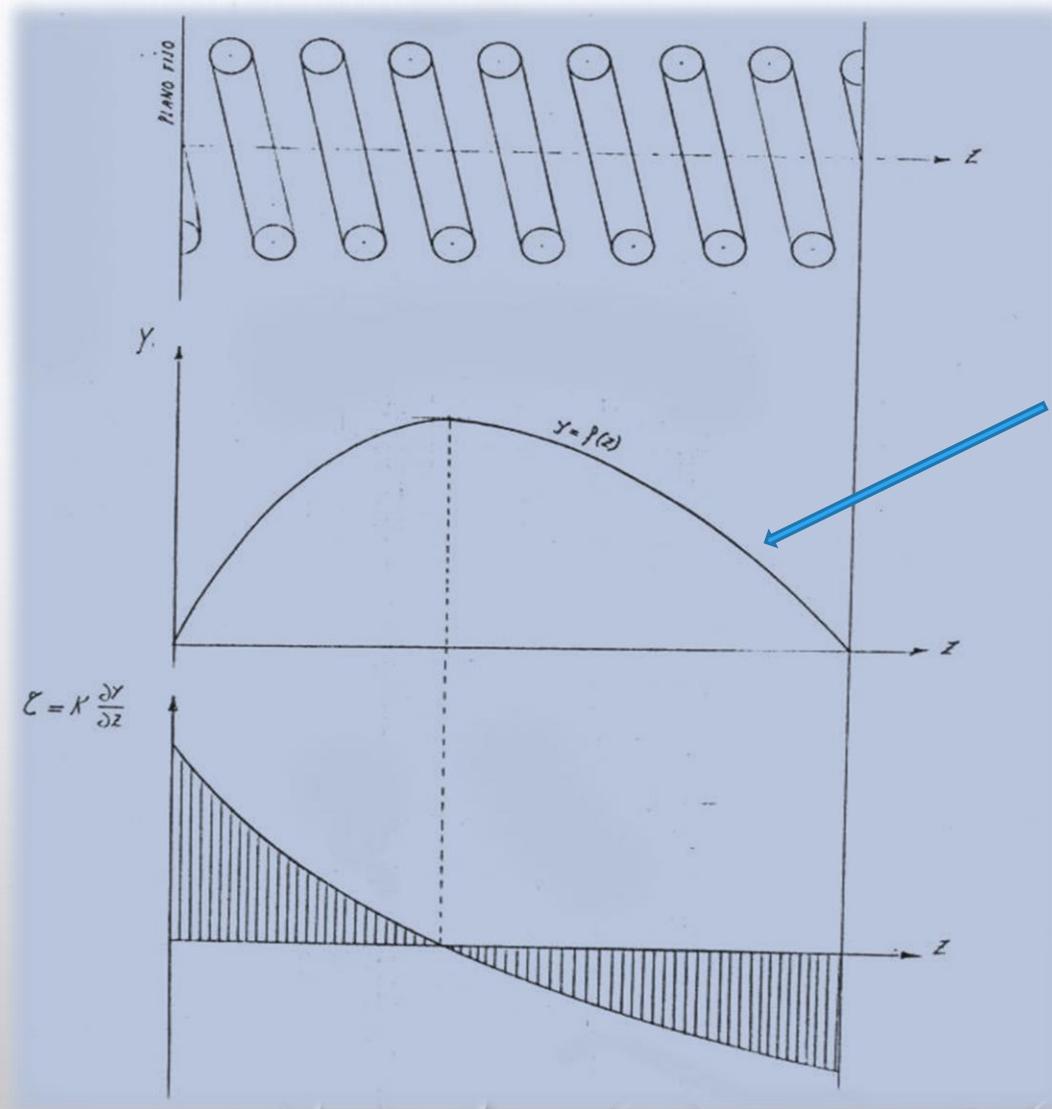
$$\longrightarrow \beta = \frac{2R}{Gd} \tau = \frac{dy}{dz} \text{ sen} \alpha_0 \longrightarrow \tau = \frac{Gd}{2R} \text{ sen} \alpha_0 \frac{\partial y}{\partial z}$$

# RESORTE BAJO SOLICITACION DINAMICA



Llamando a  $K = \frac{Gd}{2R} \text{sen } \alpha_0$  nos queda :

$$\tau = K \frac{\partial y}{\partial z}$$

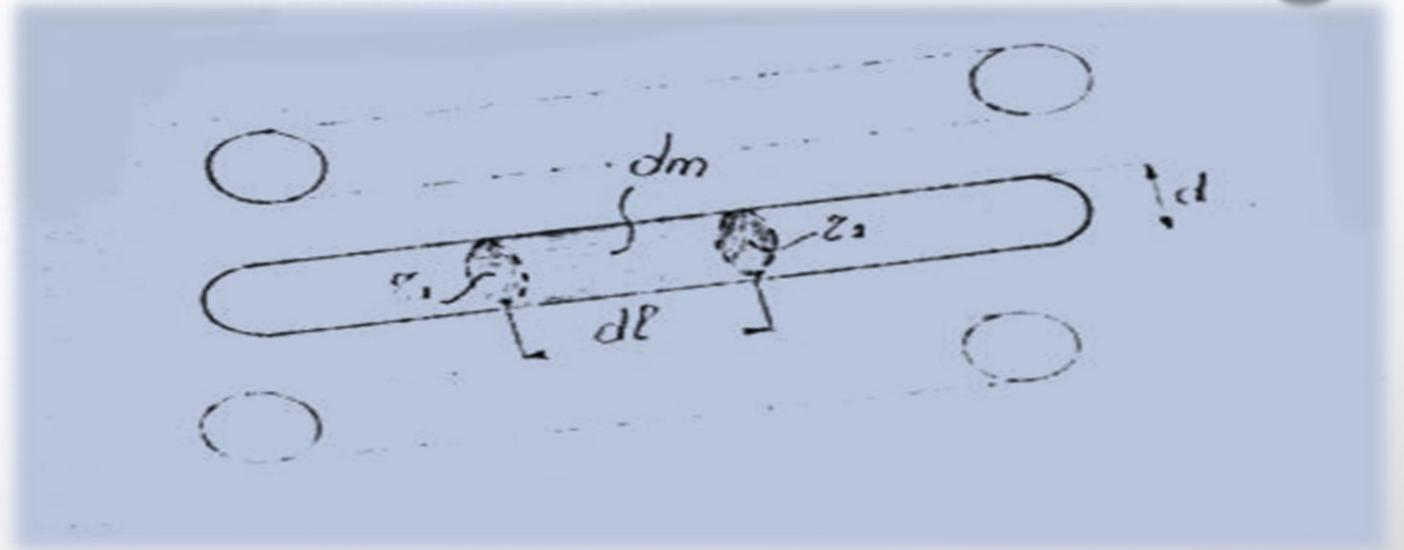


Derivando

# PLANTEO DE LA ECUACION DE OSCILACION



$$dP = dm \frac{\partial^2 Y}{\partial l^2}$$



Trabajando un poco llegamos a la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = \frac{d^2 Gg}{8R^2 \gamma} \text{sen}^2 \alpha_0 \frac{\partial^2 y}{\partial Z^2}$$

Nótese la similitud con la ecuación de la cuerda vibrante

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = C^2 \frac{\partial^2 y}{\partial Z^2}$$

$$C = \frac{l_0 d}{R^2 i} \frac{1}{4\pi} \sqrt{\frac{Gg}{2\gamma}}$$

# RESOLUCION DE LA ECUACION DIFERENCIAL



Se elige como solución:  $y = A_0 \cos(\omega t)$

$$\longrightarrow \frac{\omega_1}{C} l_0 = \pi \quad (1)$$

$$y = \frac{r}{\text{sen}(\nu l_0)} \text{sen}(\nu Z) \cos(\omega t)$$

$\omega_1$  pulsación natural de primer orden

la flecha será máx. cuando:  $\text{sen}(\nu Z) = 1 \Rightarrow \nu Z = \frac{\pi}{2} \Rightarrow Z = \frac{\pi}{2\nu} = \frac{\pi C}{2\omega}$

El número de vueltas respectivo (velocidad crítica de rotación) es :  $n_1 = \frac{\omega_1}{2\pi} 60 \text{ [rpm]}$

Reemplazando en (1) la velocidad C hallada en la diapositiva anterior, nos queda:  $\omega_1 = \frac{\pi}{l_0} \frac{d}{\pi D^2 i} \sqrt{\frac{Gg}{\gamma}}$

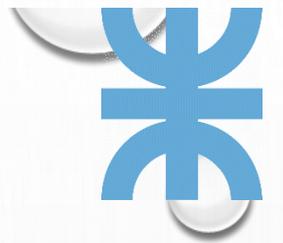
Simplificando y resolviendo :

$$\omega_1 = \frac{\pi}{l_0} 183,4 \frac{l_0 d}{R^2 i}$$

$$\longrightarrow \omega_1 = 576,17 \frac{d}{R^2 i} (\text{rad/seg})$$

$$\longrightarrow n_1 = 5502 \frac{d}{R^2 i} (\text{rpm})$$

# EJEMPLO NUMÉRICO

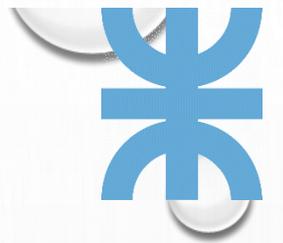


$$\text{para } \left\{ \begin{array}{l} n = 6000 \text{ rpm} \\ \omega_{al} = 314 \text{ r/seg} \\ C = 30 \text{ m/seg} \\ l_0 = 60 \text{ mm} \end{array} \right\} \Rightarrow Z = \frac{\pi C}{2\omega} = 0,15m \quad Z = 150 \text{ mm} > l_0 \Rightarrow \text{cae fuera del resorte}$$

Consideremos una máquina que opere a una velocidad 4 veces mayor

$$Z = \frac{\pi C}{8\omega} = 0,0375m \quad Z = 37,50 \text{ mm} < l_0 \Rightarrow \text{Pertenece al resorte}$$

# EXPRESIÓN DEL ESTADO TENSIONAL



De acuerdo a lo que vimos en el estudio de resorte bajo sollicitación dinamica, el estado tensional es el siguiente:

$$\tau = \frac{Gd}{2R} \operatorname{sen}\alpha_0 \frac{\partial y}{\partial Z} \quad \text{derivando la expresión de la flecha en la diapositiva anterior nos queda:}$$

$$\frac{\partial y}{\partial Z} = \frac{rv}{\operatorname{sen}(\nu l_0)} \cos(\nu Z) \cos(\omega t)$$

Reemplazando en la formula de la tensión :

$$\tau = \frac{Gd}{2R} \operatorname{sen}\alpha_0 \frac{rv}{\operatorname{sen}(\nu l_0)} \cos(\nu Z) \cos(\omega t)$$

# TIPOS DE RESORTES



Los resortes de válvula son diseñados en función de los requisitos que deberán cumplir y las características del motor, como pueden ser:

Máximos regímenes de giro obtenidos.

Tensiones mecánicas que deberán soportar.

El tiempo de vida útil de los mismos.

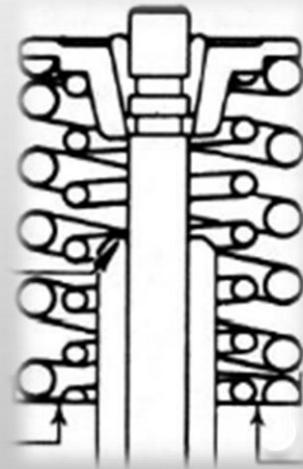


# TIPOS DE RESORTES

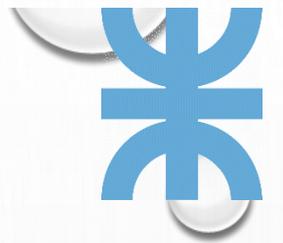


## ➤ RESORTES DOBLES:

Los motores de competición que actualmente funcionan con muelles de válvulas integran un sistema de doble o triple muelle, los cuales funcionan a distintas frecuencias o vibraciones e impide que los muelles entren en resonancia perdiendo sincronismo del motor y alterando el punto de apertura y cierre de las válvulas.



# TIPOS DE RESORTES



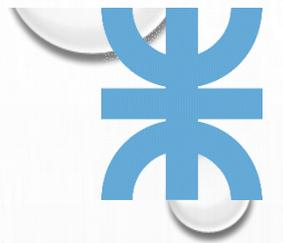
## ➤ RESORTES TRIPLES:

La principal diferencia entre el doble y el triple muelle recae en la absorción de frecuencias vibracionales de los mismos. El triple muelle consta de un resorte interno, que actúa como amortiguador de sus resonancias.

En altos regímenes constantes de giro del motor, y a causa de grandes compresiones y extensiones de los muelles, el tercer resorte absorbe las resonancias de los otros dos muelles.



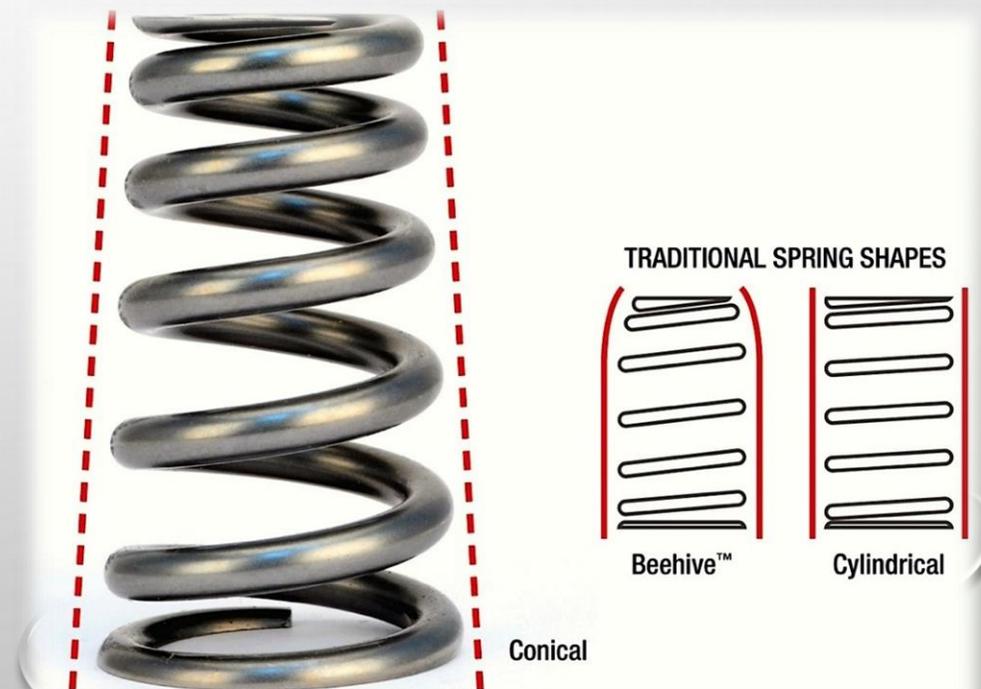
# TIPOS DE RESORTES



➤ **RESORTES CÓNICOS:** Tienen una reducción progresiva del diámetro de la espira, desde el asiento hasta el reten. Lo que resulta en menos masa de movimiento alternativo en las espiras del resorte.



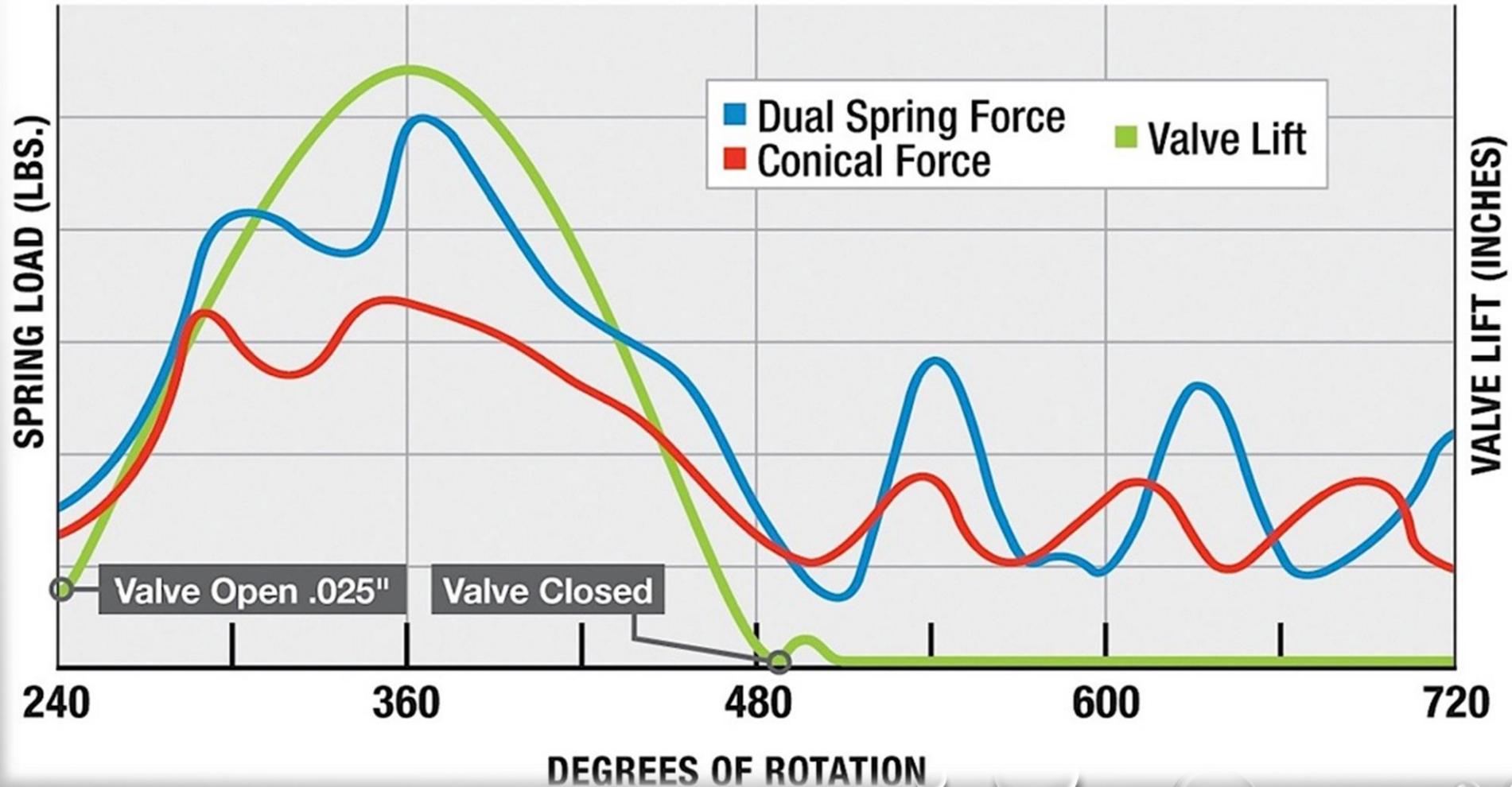
- Además de la reducción en el peso, los resortes cónicos ofrecen una frecuencia natural mucho más alta que los otros diseños. El aumento de la frecuencia de un resorte de válvulas aumenta el límite RPM ( $W_n$ ) en el tren de válvulas.
- Las espiras del resorte cónico no sólo son diferentes en diámetro, pero el paso o separación entre espiras también difiere, lo que resulta en una frecuencia progresiva.
- Esto proporciona un efecto de amortiguación natural sin fricción, calor y desgaste.



# TIPOS DE RESORTES



## OSCILLATION REDUCTION @ 7000 RPM



# TIPOS DE RESORTES



## ➤ **RESORTES DAMPERS:**

- Son una alternativa de los resortes de válvulas dobles o triples.
- Absorben o disminuyen la vibración ( freno )
- No muy usados en la actualidad por tener un peso mayor que los nombrados.

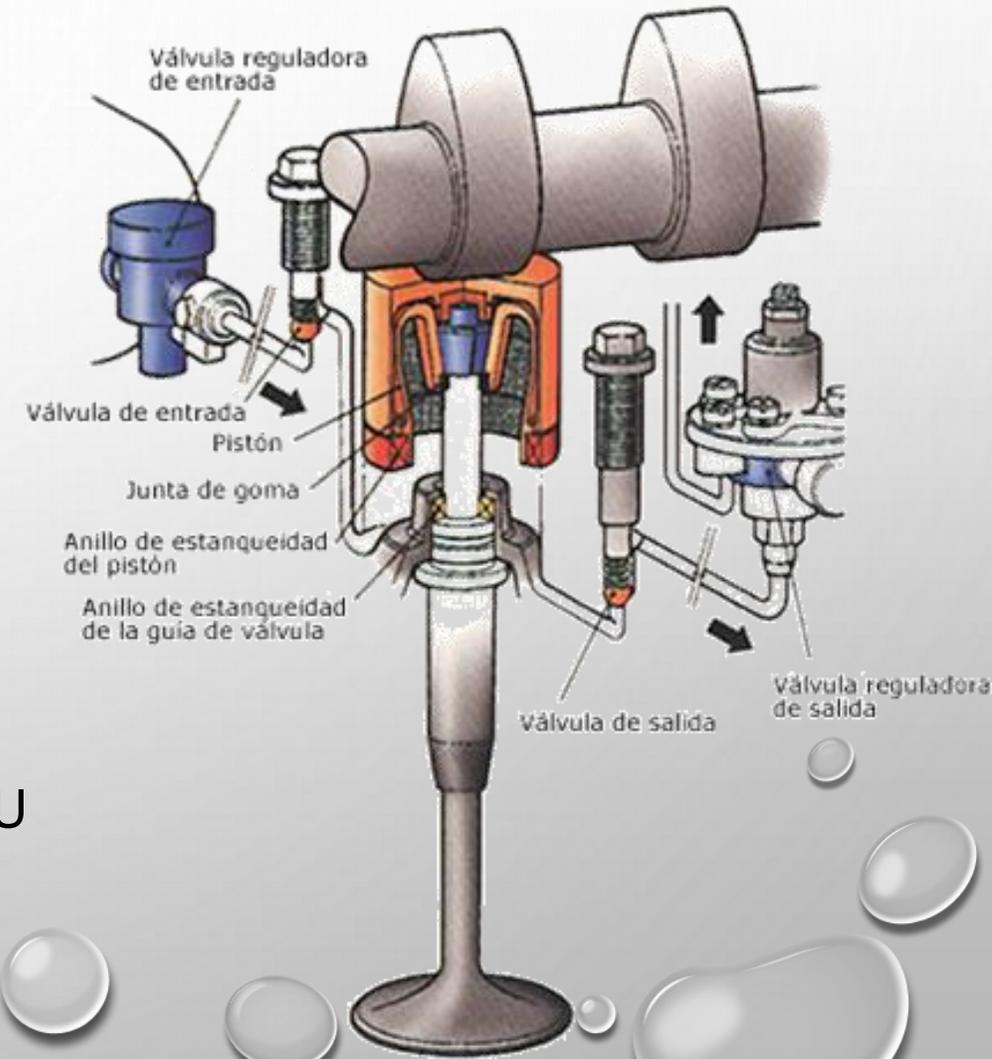


# ALTERNATIVAS AL USO DE RESORTES

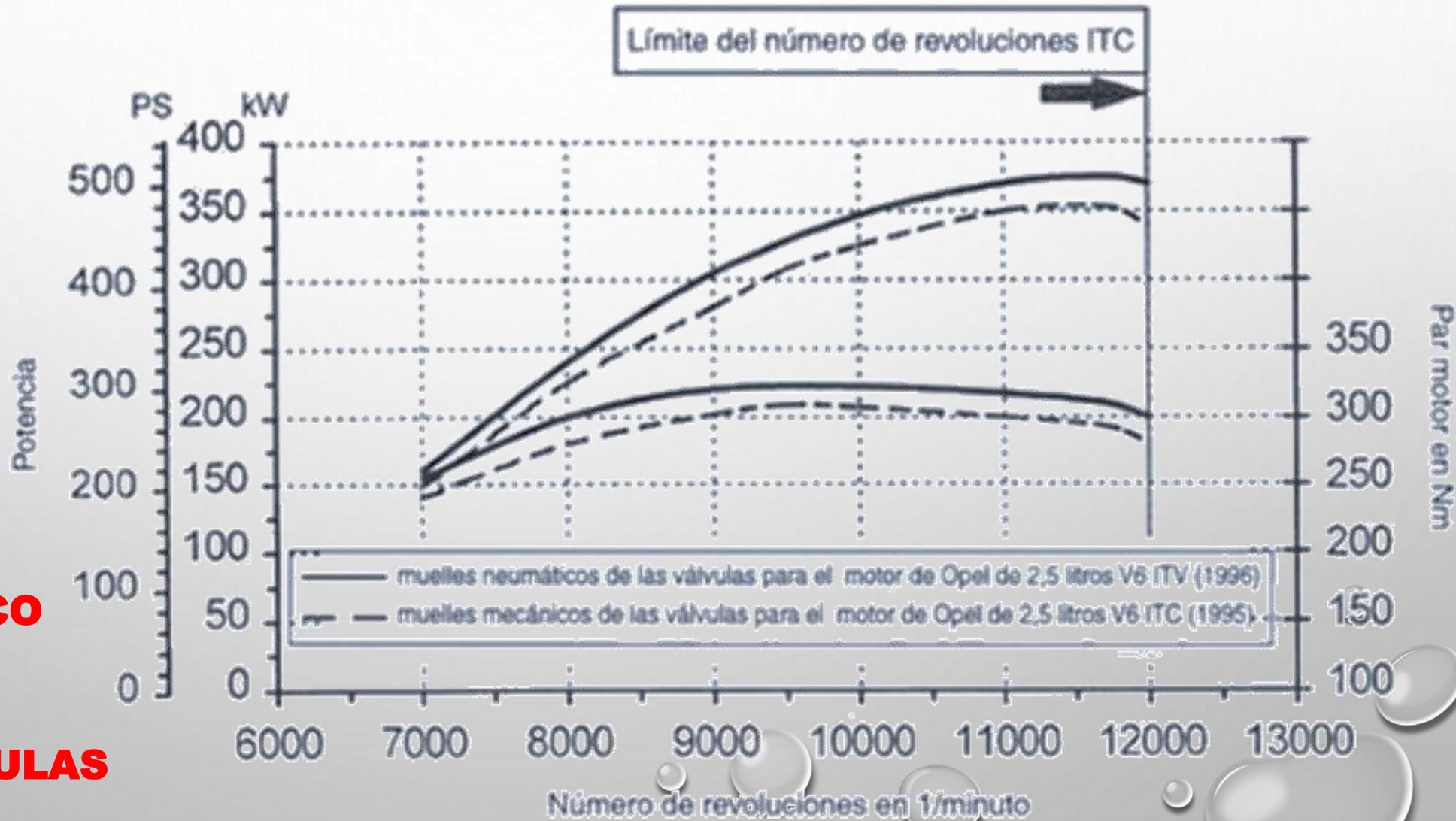


## 1. Muelle Neumático → **RENAULT** LO EMPLEARA POR PRIMERA VEZ EN SUS V6 TURBO.

- **El motivo**, son los problemas de resonancia y fatiga en los resortes a las altas revoluciones a las que gira el motor de un con altísimas exigencias.
- El circuito neumático es el que suministra presión a la válvula sin resorte.
- La presión interna es controlada por medio de válvulas reguladoras ( solenoides )
- Entre los elementos que componen el muelle neumático se encuentra un depósito que posee aire a presión. El valor de la presión normalmente esta en torno a 12-16 bares.
- Todo el mecanismo es gestionado electrónicamente por la ECU ( unidad de control electrónica )



# ALTERNATIVAS AL USO DE RESORTES

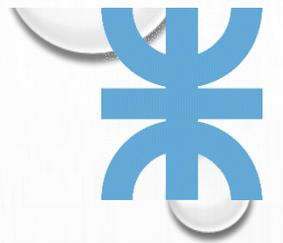


**MUELLE NEUMÁTICO**

**VS**

**RESORTE DE VÁLVULAS**

# ALTERNATIVAS AL USO DE RESORTES

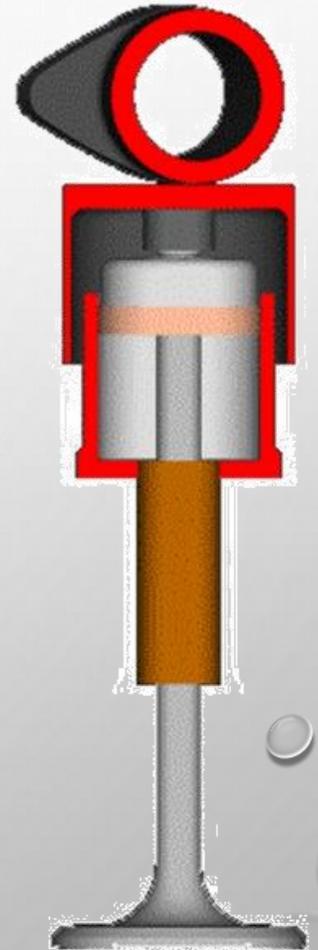


Pero al igual que otros sistemas, **el neumático** también presenta problemas:

- **Fugas:** ya sabemos la facilidad que tienen los gases para escaparse, por lo que una fuga repercutirá inmediatamente en el funcionamiento del motor.
- **Peso:** en competición, el peso es un enemigo, y este sistema requiere válvulas, depósitos para el gas y sensores.
- **Aumento de la complejidad:** se necesita un sistema que controle el gas, pero a la vez, que detecte fugas y desconecte el motor antes de su destrucción, por lo que todo se lleva a una zona más crítica

## ¿por qué distribución neumática?

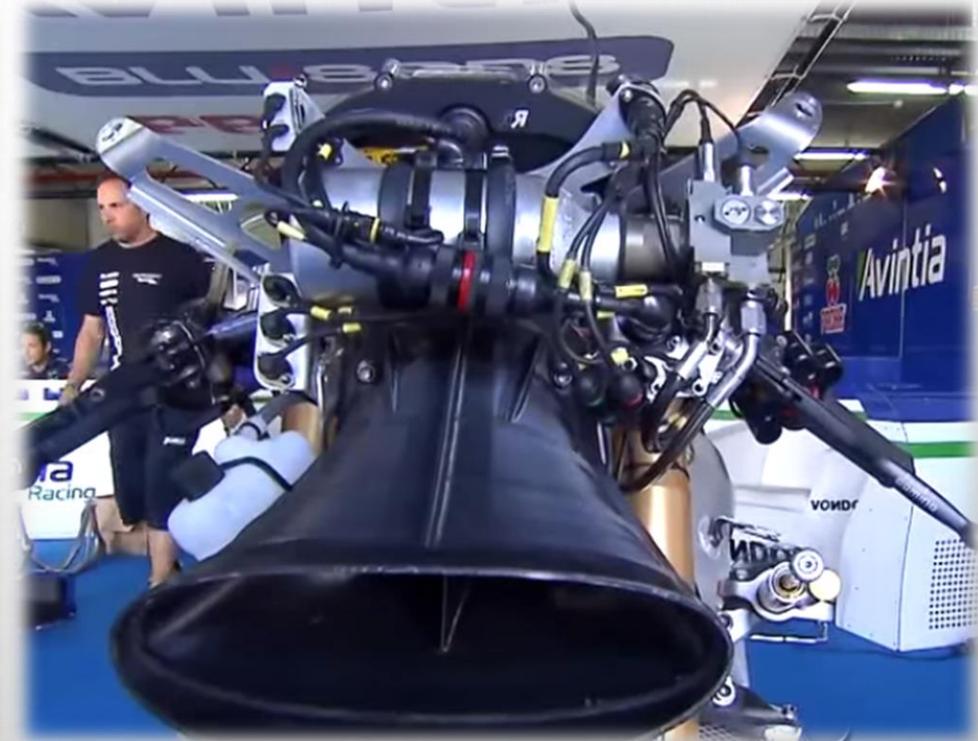
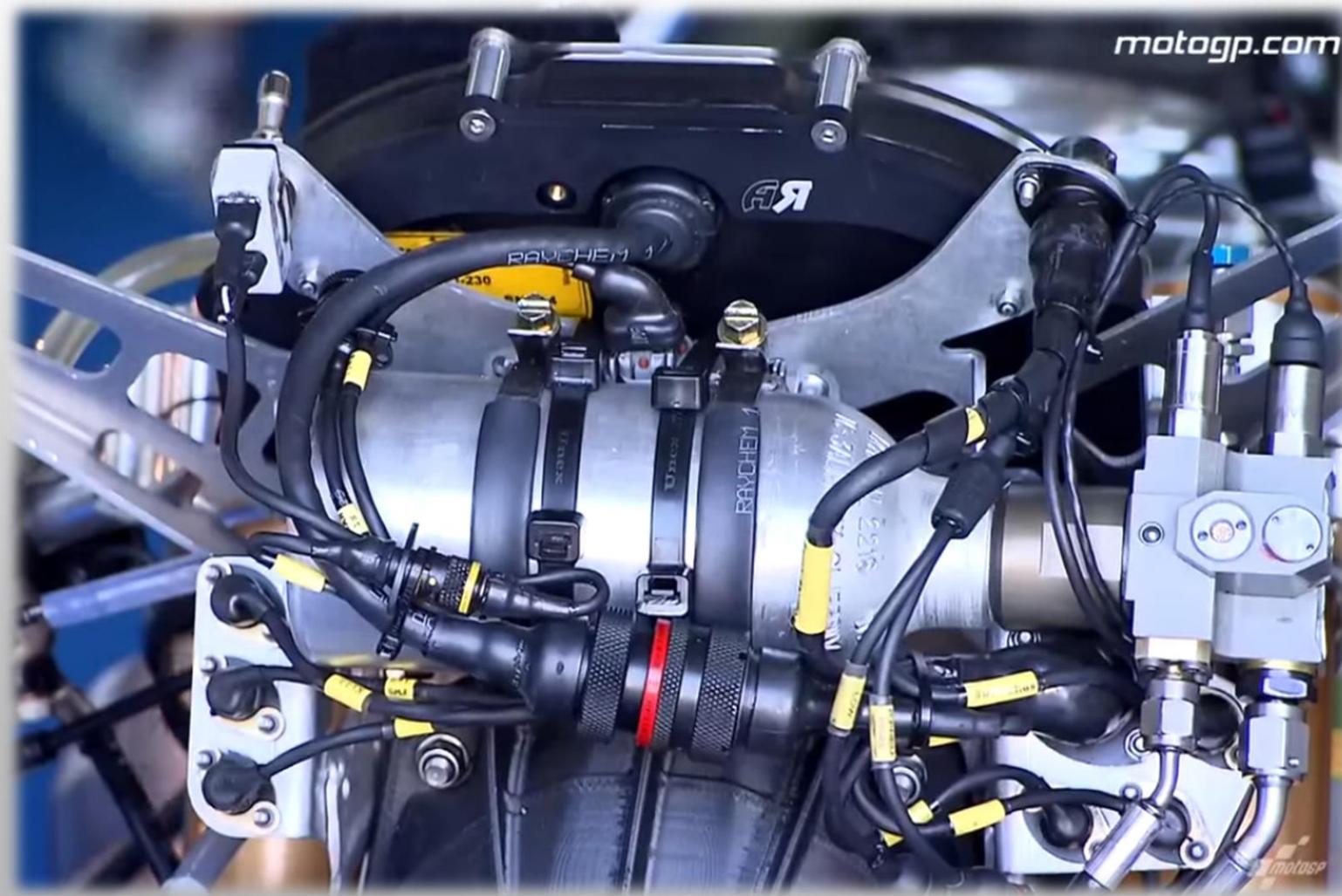
Porque la única forma de conseguir más potencia en un motor es aumentando el régimen de giro o bien con sobrealimentación.



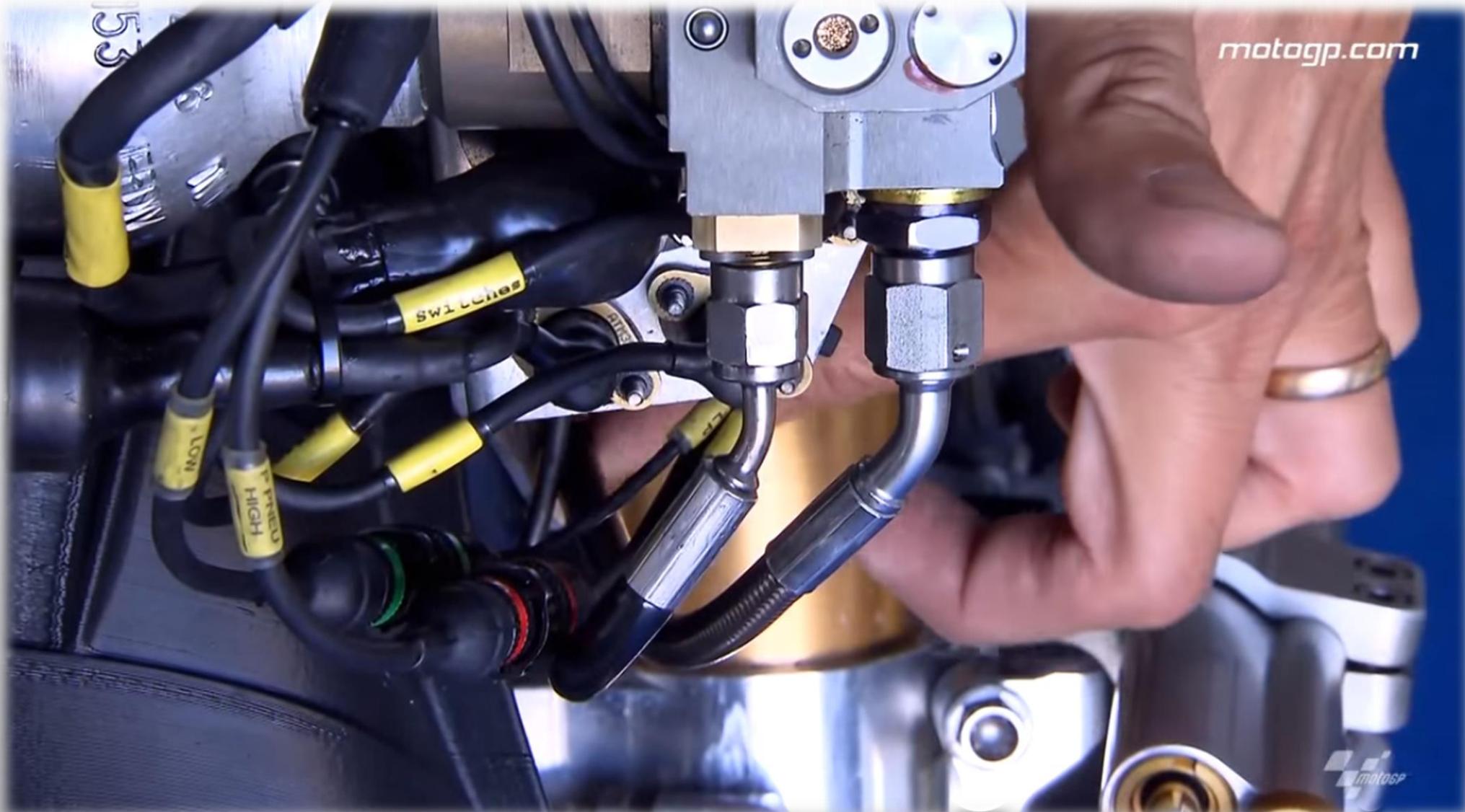
# ALTERNATIVAS AL USO DE RESORTES



**Aplicación al Motogp — Equipo Yamaha Oficial**



# ALTERNATIVAS AL USO DE RESORTES



# ALTERNATIVAS AL USO DE RESORTES



## 2. Sistema Desmodrómico

→ **DESARROLLADO POR DUCATI**



Patentada en **1956**

Sistema de doble balancín en el que uno se encarga de abrir la válvula mientras que el otro se encarga de cerrarla. Así se puede precisar cuando y cuanto se abre una válvula y se garantiza que siempre se cierre en el momento exacto.

### **Ventajas:**

- Mayor torque a bajas RPM.
- Permite trabajar a un régimen más elevado que un motor de distribución convencional.
- Las pérdidas en fricción y esfuerzos innecesarios aplicados en un resorte se disminuye.
- Mejora de la fiabilidad al suprimir los resortes.

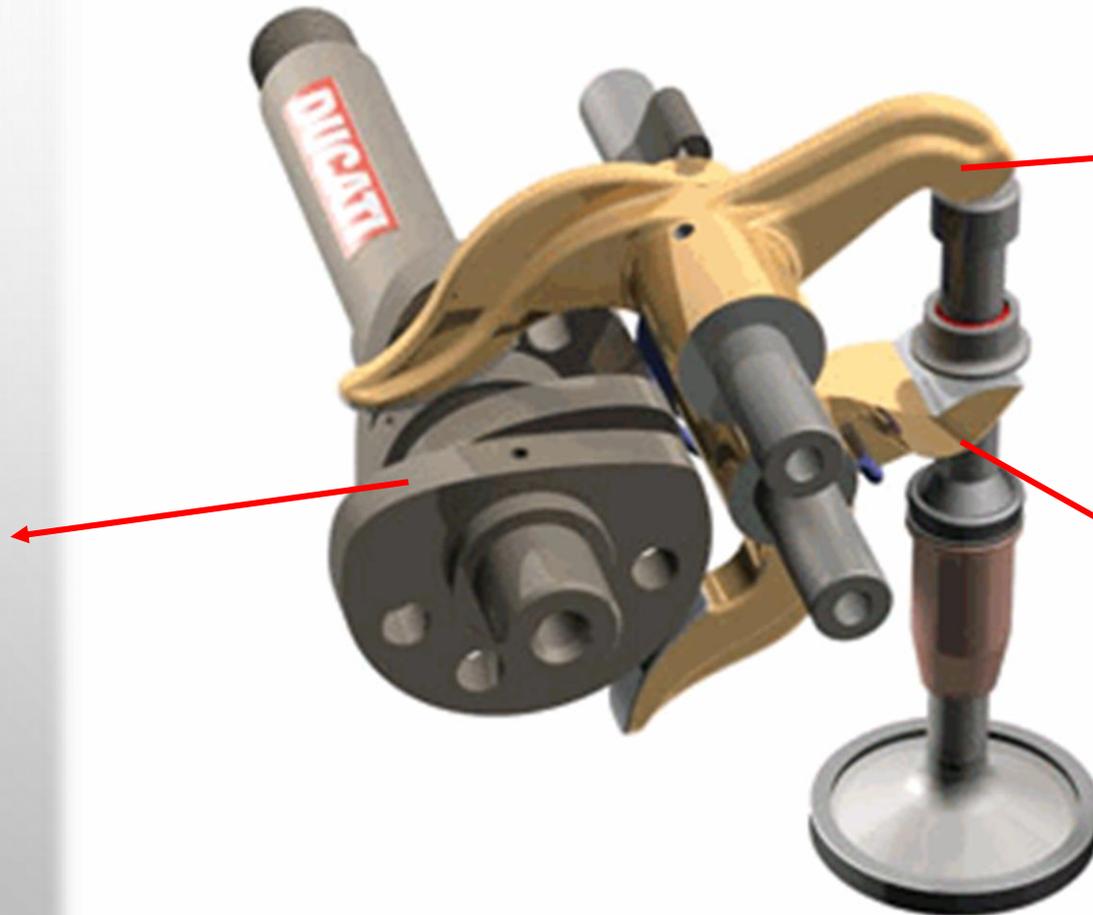
### **Desventajas:**

- Complejidad y costo elevado de fabricación.

# ALTERNATIVAS AL USO DE RESORTES



**Árbol de  
Levas**



**Balancín de  
Apertura**

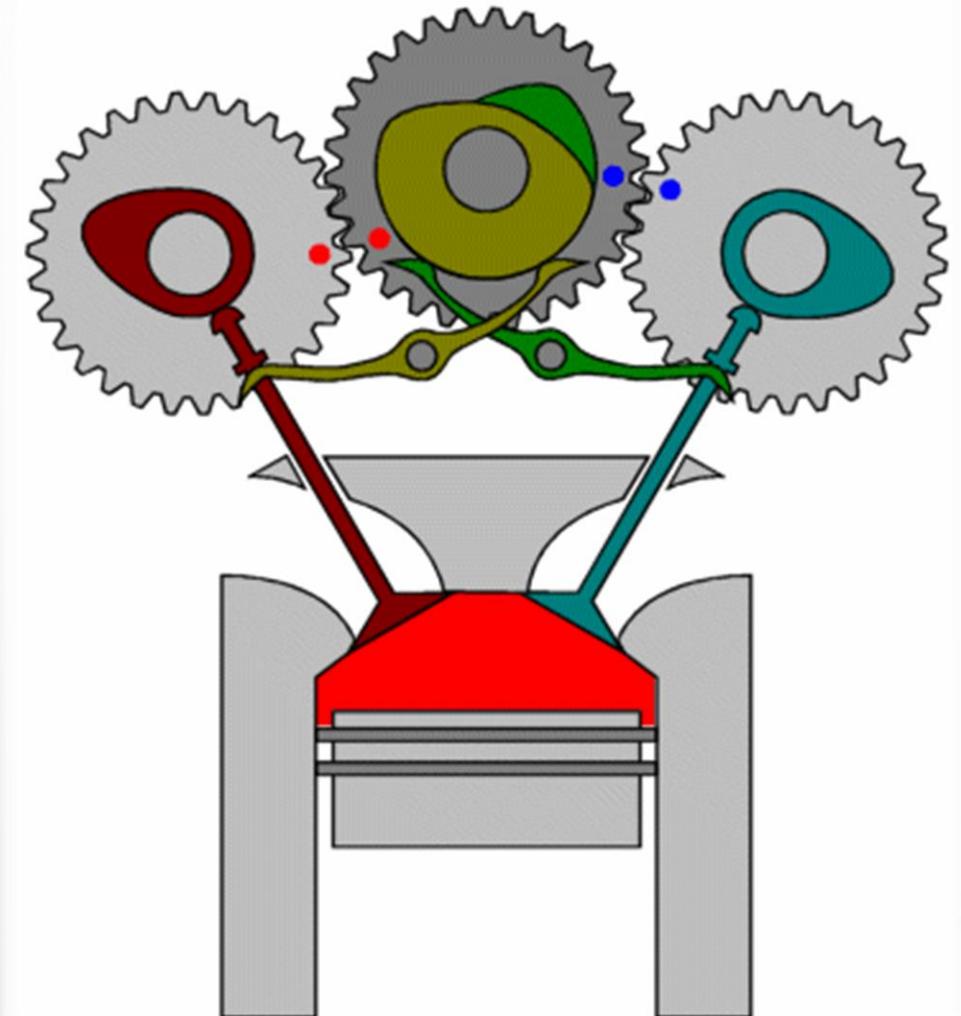
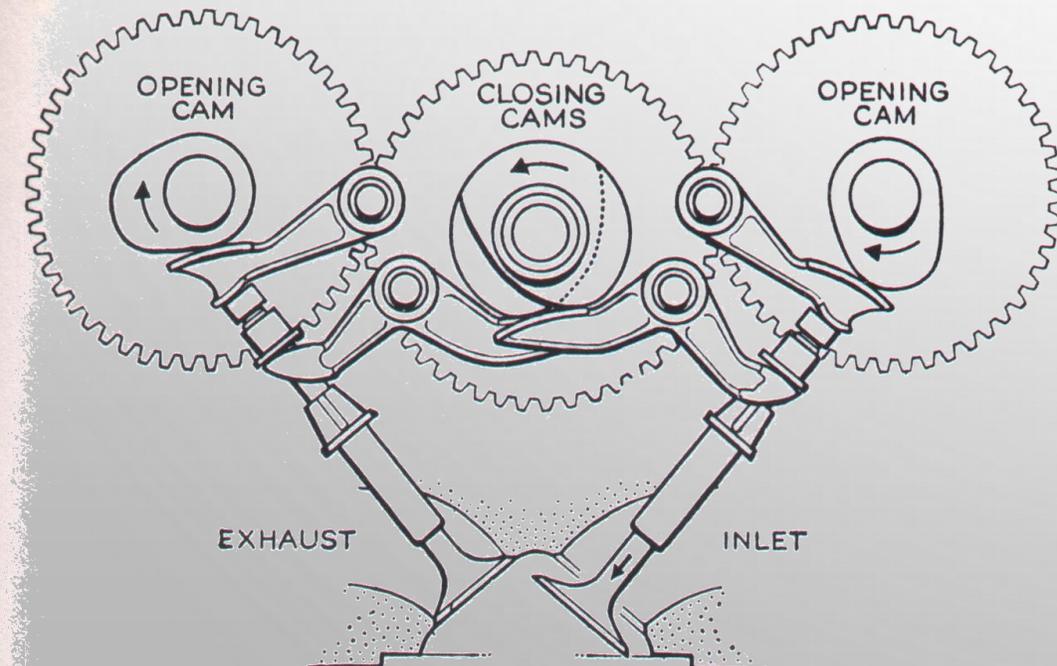
**Balancín de  
Cierre**

# ALTERNATIVAS AL USO DE RESORTES



## 3. Sistema Trialbero

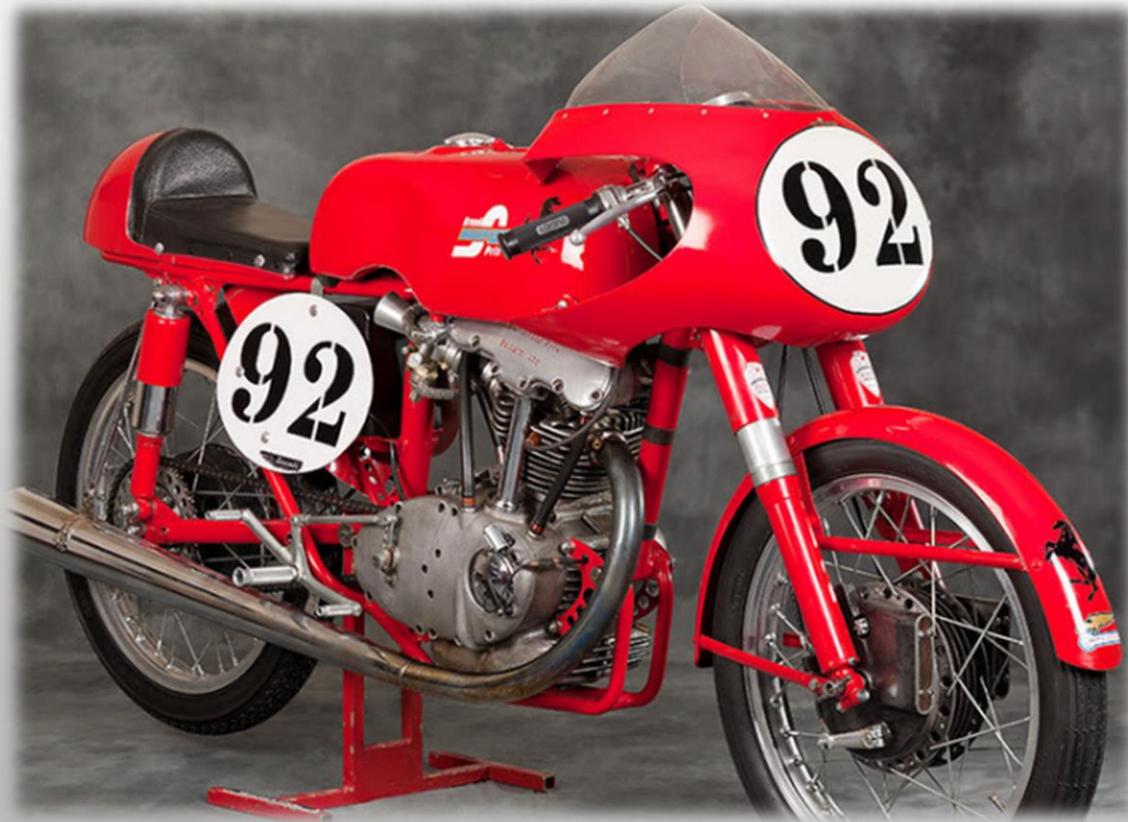
- Primer sistema sin resortes de válvulas utilizado por Ducati
- Cuenta con dos levas de apertura y una de cierre.
- Unidas entre si por medio de engranajes



# ALTERNATIVAS AL USO DE RESORTES



**Ducati 125 Desmo (1958 )**



**Ducati 1199 Panigale (2016 )**



# CÁLCULOS EXPERIMENTALES



A continuación mostraremos como fueron hallados los diferentes valores de los resorte del motor **Millrod** de una forma experimental.

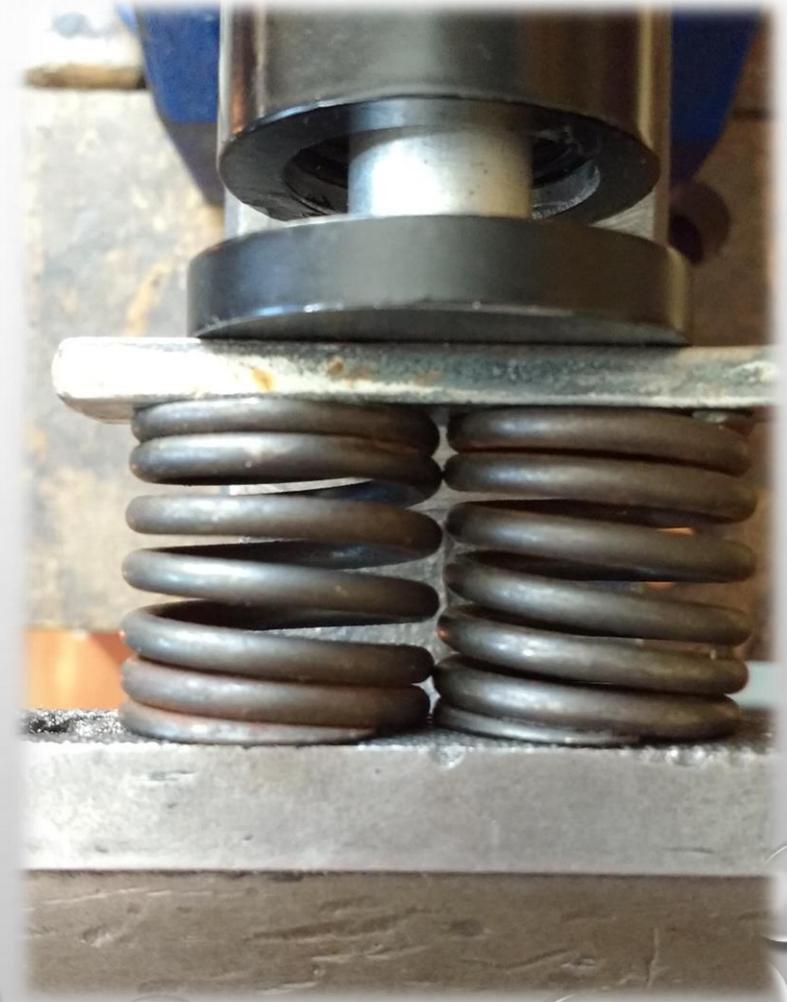
Posteriormente mostraremos como fue que se llegó a los mismos valores que en la teoría y una comparación con un resorte **de Kawasaki Kxf 250**.



# VERIFICACION DE LA CONSTANTE ELASTICA RESORTE MILLROD



LONGITUD	$\Delta l$	CARGA
[mm]	[mm]	[Kg]
42,3	0,00	0
40,6	1,7	5
38,9	3,4	10
37,2	5,1	15
35,5	6,8	20
33,9	8,4	25
32,26	10,04	30
30,9	11,4	35
29,42	12,88	40
27,9	14,4	45
26,7	15,6	50
25,15	17,15	55
23,8	18,5	60



# COMPARACIÓN DE RESORTES



**Resorte Kawasaki**

**Resorte Millrod**

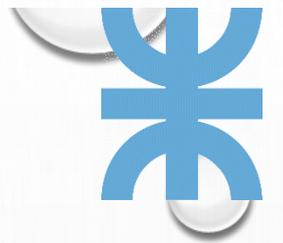
# RESONANCIA



**¿CÓMO SABEMOS SI EXISTIÓ FLOTACIÓN EN NUESTROS RESORTES?**

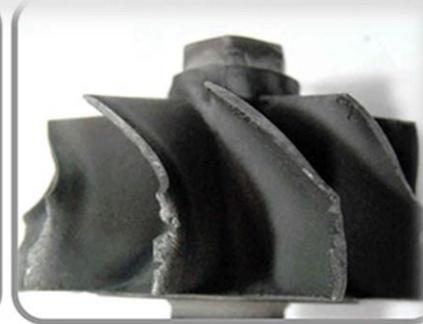


# CONSECUENCIAS DE LA RESONANCIA



Que la válvula entre en resonancia o “flotación” es malo no solo para el rendimiento del motor, también puede ocasionar:

1. El flotado o un resorte de válvulas débil puede causar que la válvula de escape trabaje a una elevada temperatura, se queme y falle. Las válvulas de escape son enfriadas al tener contacto con el asiento, donde el calor es conducido lejos de la válvula. Esto puede llevar a grietas en la válvula y posterior rotura de la misma, perdiendo gran compresión en el cilindro y la rotura de diversos elementos.



# CONSECUENCIAS DE LA RESONANCIA



2. Si una válvula permanece abierta durante un periodo de tiempo mayor al estipulado, o fuera del tiempo de distribución adecuado, esta puede chocar contra el pistón ocasionando daños muy graves.



# CONSECUENCIAS DE LA RESONANCIA



**Muchas gracias!!!**

