

Estudio cinemático y dinámico del motor rotativo verdur

Cinematic and dynamic study of the verdur rotary engine

O. D. Morán*, G. A. Verdur, L. R. Mercuri, A. A. Rossi, J. E. Jazni

Área de Mecánica Aplicada. Departamento de Ingeniería

Facultad de Ingeniería. y Ciencias Económico-Sociales. Universidad Nacional de San Luis. Argentina

*dmoran@fices.unsl.edu.ar

Resumen

Este trabajo se genera en el marco del proyecto de investigación TI N° 5/39103 "motor rotativo verdur" en la Facultad de Ingeniería y Ciencias Económico-Sociales (F.I.C.E.S.) de la Universidad Nacional de San Luis. El mismo consiste en un desarrollo mecánico inédito en el campo de los motores de combustión interna no convencionales. En este trabajo, se presentará el análisis del comportamiento cinemático, dinámico y diferentes aspectos funcionales del motor lo cual implica la obtención, en forma paramétrica, de las diferentes curvas y expresiones analíticas asociadas al funcionamiento mecánico del motor. Paralelamente mediante el uso de un software de ingeniería para simulación y animación gráfica se carga el modelo del mecanismo principal del motor obteniéndose por otro camino las mismas curvas antes mencionadas, las cuales posteriormente son comparadas.

Palabras claves: Motor rotativo, cinemática, dinámica

Abstract

Present work is developed in the research project YOU Not 5/39103 "verdur rotary engine" realized in the Faculty of Engineering and Economic and Social Sciences of the National University of San Luis. It consists of an unpublished mechanical development in the field of the nonconventional internal combustion engines. This work presents the cinematic and dynamic analysis of the engine behavior and different functional engine aspects which implies obtaining, in parametric form, the different graphs and analytical expressions associated with its operation. Simultaneously, using a simulation and animation graphical software the model of the engine main mechanism is studied obtaining the same graphs, which are later compared.

Key words: Rotary engine, cinematic, dynamic

1 Estado actual del problema

El motor rotativo verdur está constituido por dos únicas piezas móviles rotantes, de generación cilíndrica que se mueven en una carcasa con diferentes centros de

giro. La disposición de éstas piezas genera cuatro cámaras de volumen variable cada una de las cuales interviene en el proceso termodinámico de transformación de energía química en mecánica realizado en cuatro etapas clásicas: admisión, compresión, expansión y escape.

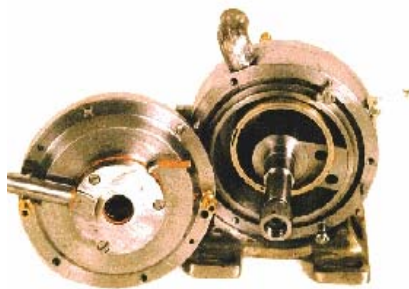


Fig. 1. Primer prototipo

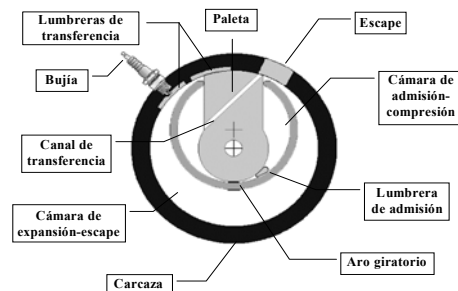


Fig. 2. Principales componentes

El ingreso y expulsión de gases es mediante lumbreras y está exento de cigüeñal. Puede observarse una fotografía del primer prototipo materializado (Fig. 1) y los componentes principales del motor rotativo verdur (Fig. 2):

Se ha determinado analíticamente el modelo matemático del motor y simulado todas las funciones relacionadas con las variaciones volumétricas. Esto ha sido motivo de una publicación.

2 Cinemática del mecanismo aro - paleta

El presente trabajo se centra en el análisis cinemático del mecanismo, apuntando a obtener expresiones para la trayectoria y la velocidad de un punto “notable” o “relevante” que sea representativo del movimiento de los dos elementos móviles, paleta y aro. El punto más apropiado es el punto “P” (Fig. 3), de contacto entre la cara de la paleta y el borde de la ventana del aro; el mismo pertenece virtualmente a ambos cuerpos, para un tratamiento por instantes, pero es conveniente considerarlo asociado al aro y deslizando sobre la paleta.

Es necesario imponer dos suposiciones para el presente análisis, que por otra parte no distan demasiado de la realidad:

El aro se encuentra absolutamente subordinado a la paleta a través de contacto permanente

La velocidad angular del aro, se considerará cte.

Se puede ver que la posición de P queda definida en todo momento por sus coordenadas, ya sean polares (R_m , β) o cartesianas (x_1 , y_1), de esta manera el problema se reduce a encontrar la expresión de esas variables en función de una independiente como lo es el ángulo girado por el eje de la paleta θ . En polares R_m es un dato constructivo cte. Por lo que estaría faltando la función $\beta(\theta)$.

Apoyándose en Fig. 3 puede llegarse a la siguiente fórmula:

$$\beta = \theta + \operatorname{tg}^{-1} \left[\frac{a}{\sqrt{R_m^2 - [-a - (e \cdot \operatorname{sen} \theta)]^2 + e(-\cos \theta)}} \right] + \operatorname{sen}^{-1} \left[\frac{\operatorname{sen} \left[\theta + \operatorname{tg}^{-1} \frac{a}{\sqrt{R_m^2 - [-a - (e \cdot \operatorname{sen} \theta)]^2 + e(-\cos \theta)}} \right]}{R_m} \right] \quad (1)$$

Si se llama ω_1 y ω_2 a las velocidades angulares de la paleta y el aro respectivamente, será:

$$\omega_1 = \frac{\Delta \theta}{\Delta t} = \text{cte} \quad (2)$$

$$\omega_2 = \frac{\Delta \beta}{\Delta t} = \text{cte} \quad (3)$$

siendo $\Delta \theta$ y $\Delta \beta$ los ángulos barridos entre dos posiciones consecutivas separadas un intervalo de tiempo Δt . Despejando Δt de (2) y reemplazando en (3) queda:

$$\omega_2 = \frac{\Delta \beta}{\Delta \theta} \omega_1 \quad (4)$$

expresión que en el límite, cuando Δt tiende a dt queda:

$$\omega_2 = \frac{d\beta}{d\theta} \omega_1 \quad (5)$$

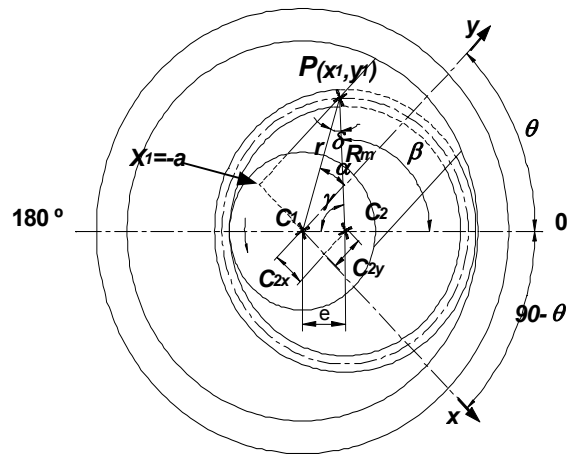


Fig. 3. Parámetros geométricos relevantes para la cinemática

El cociente diferencial se puede resolver, derivando la expresión (1), respecto de θ ; u obtener por algún software (una vez trazada la curva de dicha ecuación), la curva derivada. Un tercer método consiste en trabajarla como cociente de incrementos, y así se procedió, para $\Delta \theta = 10^\circ$, y una velocidad $\omega_1 = 3000$ rpm. Obteniéndose la curva de ω_2 en las gráficas que se muestran adelante. En el estudio completo se analizarán las curvas para diferentes valores de velocidades ω_1 . También existen dos variables que analíticamente son de interés, fundamentalmente para el análisis dinámico y son: “r”, que representa el radio de giro del punto P, pero respecto del centro de giro de la paleta C_1 (Fig. 3)

$$r = \sqrt{a^2 + \left\{ \sqrt{R_m^2 - [-a - (e \cdot \operatorname{sen} \theta)]^2 + e(-\cos \theta)} \right\}^2} \quad (6)$$

y δ , que representa la inclinación relativa entre el aro y la paleta y fundamental para obtener la curva de desplazamiento del sello mecánico que debe colocarse entre ellos y que se ve en el grupo de curvas al pie.

$$\delta = \left[\frac{\sin \left[\theta + \tan^{-1} \left[\frac{a}{\sqrt{R_m^2 - [-a - (e \cdot \sin \theta)]^2 + e(-\cos \theta)}} \right]} \right]}{R_m} \right] \quad (7)$$

En las figuras 4, 5, 6, 7 y 8 se puede ver el cambio de velocidad del aro, mientras la paleta permanece con velocidad constante (300 rpm), las aceleraciones, desaceleraciones e interferencias, evidenciando que no se trata de componentes homocinéticos y fijando la base para el análisis dinámico.

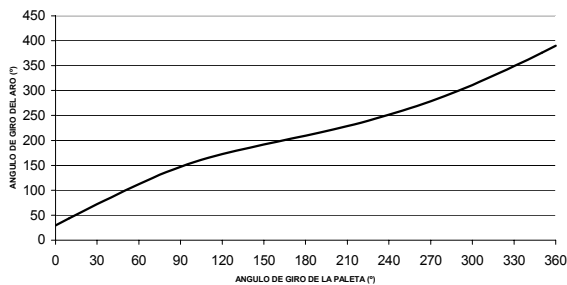


Fig. 4. Variación del ángulo recorrido por el aro en función del ángulo de giro de la paleta

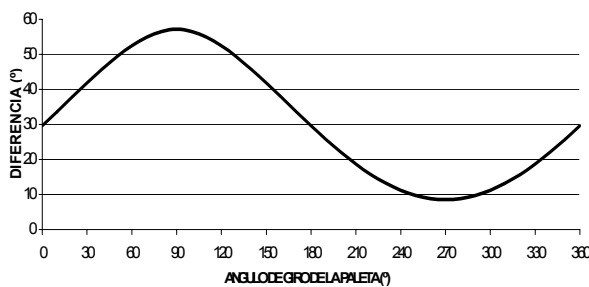


Fig. 5. Diferencia entre los ángulos barridos por el aro y la paleta

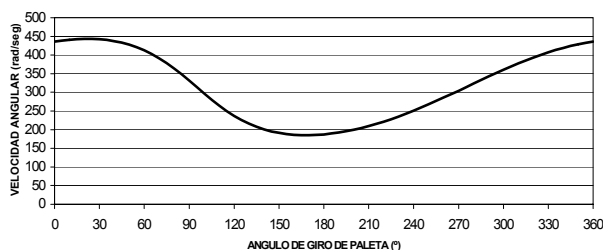


Fig. 6. Velocidad angular del aro para una velocidad de giro de paleta cte

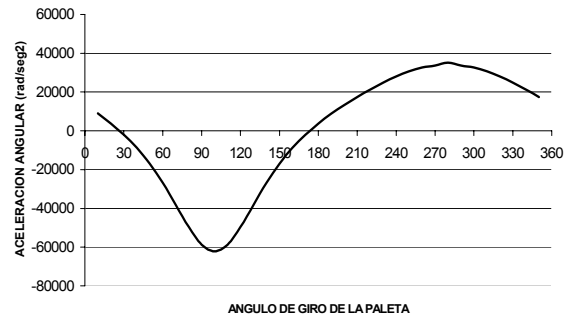


Fig. 7. Aceleración angular del aro cuando la paleta gira con velocidad cte.

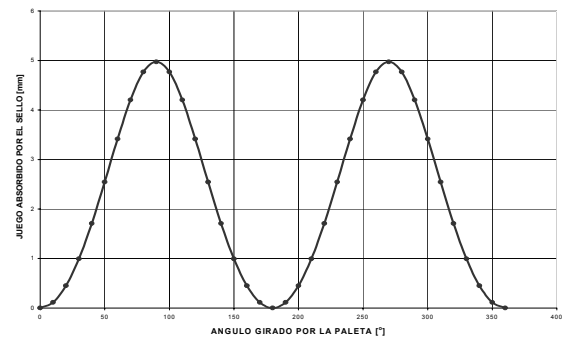


Fig. 8. Interferencia absorbida por el sello entre el aro y paleta

Paralelamente se trabaja sobre la generación de un modelo, en principio, bidimensional y luego tridimensional, que constituyen un recurso inapreciable en la validación de resultados que surgen del modelo teórico, además de servir como soporte para la carga y simulación de diferentes sistemas de sellado.

En las Figs. 9 y 10, se muestran pantallas del modelo 2D y 3D, en Working Model, en los mismos es posible variar la velocidad de giro ω_1 , mediante cursores y simultáneamente observar las curvas de velocidad, aceleración, fuerza del aro y fuerza del resorte del sello.

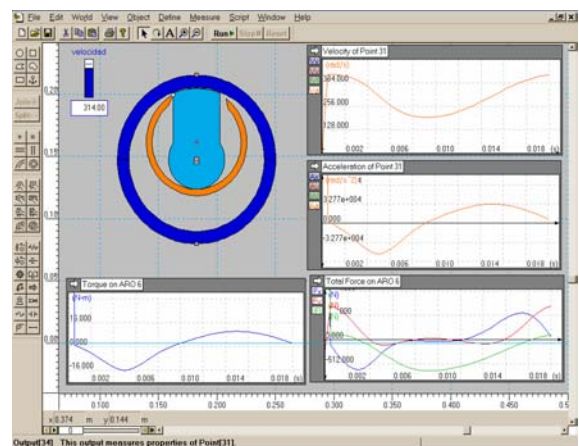


Fig. 9. Modelo bidimensional en Working Model

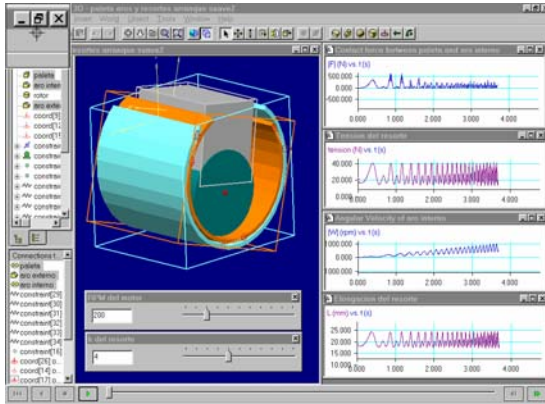


Fig. 10. Modelo tridimensional en Working Model

3 Dinámica del mecanismo aro-paleta

La dinámica del aro sobre la paleta se asemeja al efecto de un volante, que consume energía cuando es acelerado y entrega esa energía a la paleta cuando es desacelerado por la misma. Estas aceleraciones y desaceleraciones producen fuerzas de inercia F en el aro que serán proporcionales a las mismas.

Si analizamos el punto P de contacto, será:

$$\bar{F} = -m_{\text{aro}} \bar{a}_t \quad [\text{N}] \quad (8)$$

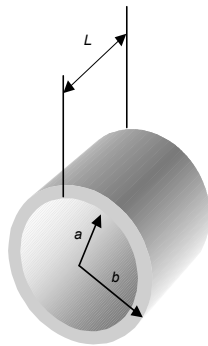
donde: m_{aro} es la masa del aro y a_t la aceleración tangencial del mismo.

En magnitudes angulares:

$$\bar{M}_R = -J_p \bar{\alpha} [\text{N}_\text{cm}] \quad (9)$$

donde M_r es el par resistente que ofrece el aro a la paleta, α es la aceleración angular y J_p es el momento másico polar del aro, que para un cuerpo cilíndrico hueco como el de la Fig. 11 (página siguiente) vale:

$$J_p = \frac{m(3a^2 + 3b^2 + L^2)}{12} [\text{Kg}_\text{cm}^2] \quad (10)$$

Figura 11. Cuerpo cilíndrico para el cálculo de J_p

Si se expresa la masa en función de la densidad δ del material y el volumen será:

$$J_p = \frac{\pi \delta (b^2 - a^2) L (3a^2 + 3b^2 + L^2)}{12} [\text{Kg}_\text{cm}^2] \quad (11)$$

La ley de variación de la aceleración angular se obtiene de hacer la $d^2[\beta(\theta)]/dt^2$, donde β corresponde a la expresión (1), la gráfica de α se puede ver en Fig. 7.

Para el primer prototipo los datos del aro son: $a=3,8$ cm, $b=4,3$ cm, y J_p vale: $3,82 \text{ kg} \times \text{cm}^2$

Lo que da una curva de M_r , (a rpm cte.=3000) como la que se muestra en Fig. 12, (tener en cuenta que para que M_r se exprese en $[\text{N}_\text{cm}]$, la fórmula (9) debe dividirse por 100). Luego, la fuerza F en magnitud, que ejerce el aro sobre la paleta se corresponde con la expresión:

$$F = \frac{M_r}{r} [\text{N}] \quad (12)$$

Cuya gráfica en función del ángulo girado se ve en Fig. 13, y siendo r el radio instantáneo del punto P , dado por la expresión (6) y curva Fig. 14.

4 Aclaraciones

En el análisis dinámico se ha supuesto la forma cilíndrica continua para el aro, siendo que en realidad se interrumpe periféricamente para dejar paso a la paleta, esto hace que los resultados sean aproximados, diferencia que no es demasiado relevante según se comprueba en la simulación mecánica en Working Model 3D, por otra parte se desprecian las fuerza de rozamiento del aro sobre su apoyo, lo que da el carácter de ideal a este tratamiento, esta fuerza no es fácil de estimar en cuanto existen demasiadas variables inciertas en juego por el momento, como son la ley de variación de presión de combustión sobre la superficie del aro, y la deformación del mismo a causa de esta, las que definirían la superficie de máxima presión de contacto, esto sería en el caso de montaje sobre bujes, solución constructiva que por simplicidad se adoptó en el MRV1, si se montara sobre rodamientos como es el caso del MRV2, el análisis es mas sencillo, actualmente se esta simulando esta condición por análisis CFD y FEA combinados.

Por otra parte, como ya se mencionó en la cinemática, (suposición 1), se ha supuesto que el contacto en el punto P es directo, sin embargo en la realidad existe un elemento elástico intermedio, que es el sello, el cual requiere de un análisis dinámico más profundo, que será tratado en un trabajo aparte, cuyos resultados son muy interesantes para estudiar las máximas velocidades alcanzables con una determinada configuración mecánica asociada a la masa del aro, masa del sello y constante elástica del resorte del mismo.

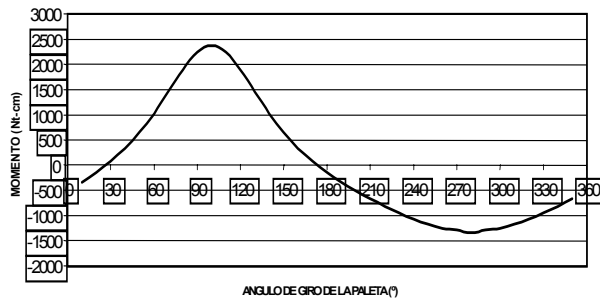


Figura 12. Momento del aro

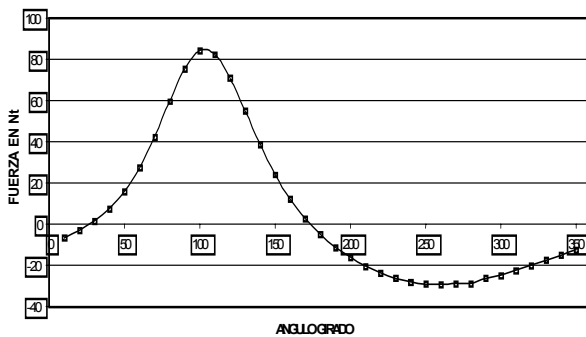


Figura 13. Fuerza del aro sobre la paleta

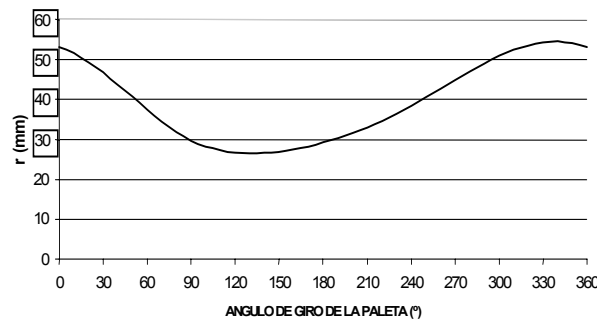


Figura 14. Distancia desde el centro de giro al punto de contacto

5 Conclusiones

Contar con un modelo matemático del motor, constituye la base teórica para cualquier análisis que se pretenda abordar sobre este mecanismo, proporcionando una poderosa herramienta para el tratamiento analítico de diferentes

temáticas relacionadas, las que actualmente se encuentran en estudio, entre las que se puede mencionar:

- Optimización de funcionamiento por ajuste de curvas características

- Estudio del impacto del cambio de variables geométricas sobre el comportamiento cinemático, dinámico y termodinámico.

- Simulación dinámica del conjunto, con y sin rozamiento.

- Simulación dinámica de sistemas de sellado

- Mayor aproximación a la realidad en el tratamiento termodinámico.

- Simulación de deformaciones por dilatación

- Simulación de deformaciones por tensiones

- Intervinculación de variables para un desarrollo parametrizado.

Temas que contribuyen en gran medida a prescindir de métodos empíricos que involucran un alto costo asociado al desarrollo de modelos materiales.

6 Referencias

Morán, Verdur, Aguilera, Mercuri, Rossi (2000). "Modelación y Simulación del Motor Rotativo VERDUR". 9º Congreso Chileno de Ingeniería Mecánica y IV Congreso Nacional de Energía, COCIM-CONAE 2000.

Morán, Verdur, Mercuri, Godoy (2000). "Dibujos paramétricos del motor rotativo Verdur". 9º Congreso Chileno de Ingeniería Mecánica y IV Congreso Nacional de Energía, COCIM-CONAE 2000.

Morán, Verdur, Aguilera, Rossi, Mercuri (2000). "Desarrollo de un motor rotativo original". INNOVA 2000, X Congreso Internacional de Innovación Tecnológica, V Jornadas Internacionales de Innovación Tecnológica y IV Feria Internacional de Innovación Tecnológica.

Morán, Verdur, Aguilera, Rossi, Mercuri (1999). "Motor Rotativo Verdur". 8º Congreso Chileno de Ingeniería Mecánica, IV Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica.

Mabie, (1996). Mecanismos y Dinámica de Maquinarias. Ed. Limusa.

VisualNastran Desktop. Tutorial Guide (2000) Copyright the MSC Software Corporation.

Working Model 2D. Tutorial Guide (1998). Copyright Knowledge Revolution.