

ESTUDIO DINÁMICO Y ANALISIS DE RESISTENCIA DEL SISTEMA DE SELLADO DE UN MOTOR DE AIRE BASADO EN EL MECANISMO MOTOR ROTATIVO VERDUR

Ing. Gustavo A. Verdur ^{*(1)}, Ing. Oscar D. Morán ⁽²⁾ e Ing. Luis R. Mercuri ⁽³⁾

^{*(1)} *Departamento de Ingeniería – Facultad de Ingeniería y Ciencias Económico-Sociales*
Universidad Nacional de San Luis – Av. 25 de Mayo 384, (5730) Villa Mercedes, San Luis,
Argentina - e-mail: gverdur@fices.edu.ar

⁽²⁾ *Departamento de Ingeniería – Facultad de Ingeniería y Ciencias Económico-Sociales*
Universidad Nacional de San Luis – Av. 25 de Mayo 384, (5730) Villa Mercedes, San Luis,
Argentina - e-mail: dmoran@fices.edu.ar

⁽³⁾ *Departamento de Ingeniería – Facultad de Ingeniería y Ciencias Económico-Sociales*
Universidad Nacional de San Luis – Av. 25 de Mayo 384, (5730) Villa Mercedes, San Luis,
Argentina - e-mail: lmercuri@fices.edu.ar

RESUMEN

Este trabajo se genera en el marco del proyecto de investigación PROICO N° 50806 “DESARROLLO, EVALUACION Y OPTIMIZACION DE DISPOSITIVOS MECANICOS CON CAPACIDAD DE OPERAR COMO UN MOTOR ROTATIVO” desarrollado en la Facultad de Ingeniería y Ciencias Económico-Sociales (F.I.C.E.S.) de la Universidad Nacional de San Luis-Argentina. El mismo consiste en un desarrollo innovador basado en la mecánica del Motor rotativo Verdur, (desarrollo central del proyecto) que utiliza la impulsión por aire a alta presión, para aplicaciones en vehículos basados en tecnologías CAT's (compressed air Technologies) como MRT, MDI, etc.

En este trabajo se presentará el análisis dinámico del sistema de sellado de uno de los modelos del motor rotativo Verdur, particularmente el que se estudia para funcionar con aire comprimido. Éste, involucra la obtención de velocidades, aceleraciones y esfuerzos del sistema SELLO-OSCILANTE las que a su vez, se encuentran restringidas por las condiciones cinemático-dinámicas del sistema mecánico ARO-PALETA sobre el cual va montado.

El trabajo se apoya fundamentalmente en la aplicación del modelo matemático y de un programa de ingeniería asistida, para simulación dinámica, denominado Working-Model con modulo MSC Nastran que se encargará de simular el movimiento del modelo 3D construido previamente en CAD y obtener los parámetros de esfuerzos y deformaciones necesarios para el posterior análisis de resistencia.

Los resultados que arroja este análisis son determinantes en la elección de la configuración geométrica básica del dispositivo de sellado, el diseño de refuerzos en base a esfuerzos dinámicos y fatiga y la selección del material tecnológicamente correcto para este fin terminando en un modelo prototipable.

Todos los resultados se validaron con los obtenidos previamente mediante el modelo matemático.

Este sistema de sellado contara con dos eventuales aplicaciones inmediatas, una en un compresor rotativo y otra en el motor de aire, ambas basadas en el mecanismo del Motor Rotativo Verdur.

Palabras claves: motor, rotativo, aire, comprimido, dinámica

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 estas 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. El ingreso y expulsión de gases es mediante lumbreras y está exento de cigüeñal. Sobre este sistema se han construido ya algunos prototipos, tanto sea para funcionar como motor a explosión [1-3] o como compresor y motor de aire [4], según se ve en fotografías Figura 1, básicamente similares en sus componentes principales. En la Figura 2, se muestran los componentes del motor de aire, cuyo sistema de sellado es motivo del presente trabajo.

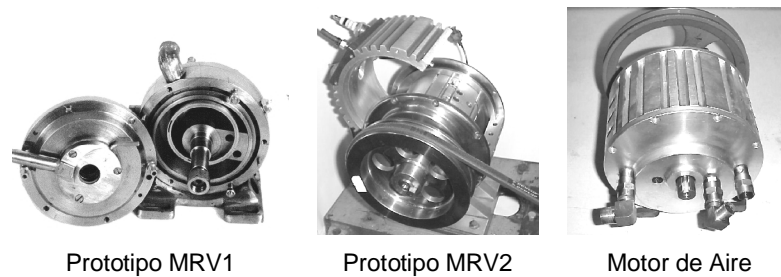


Figura 1. Prototipos experimentales

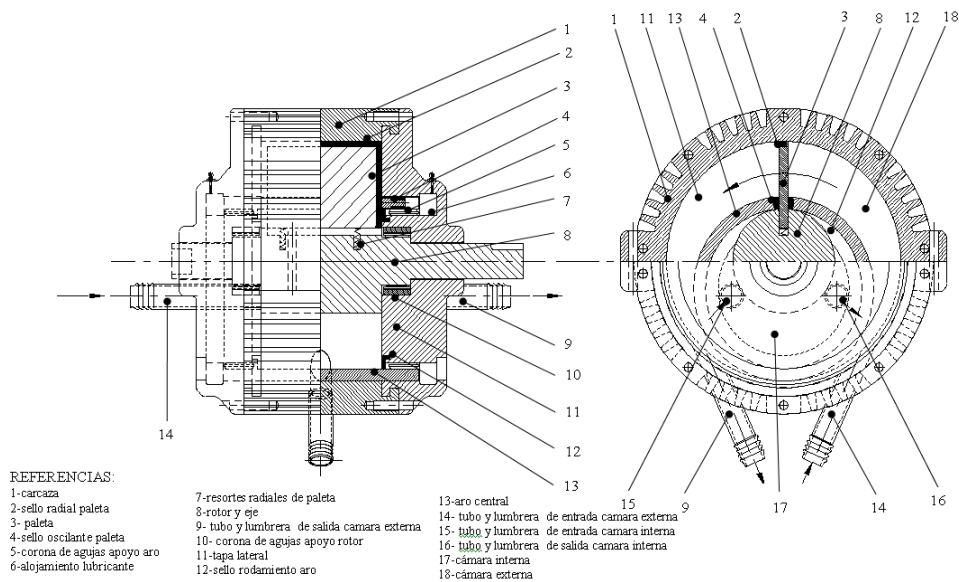


Figura 2. Componentes del motor de aire

Para trabajar con la dinámica se debe previamente contar con la cinemática que analíticamente se determina del modelo matemático del motor que fuera desarrollado en los comienzos del

trabajo de investigación. Dicho modelo es la base de un potente simulador que provee además todas las funciones relacionadas con las variaciones volumétricas y termodinámicas. Este modelo ha sido motivo de publicaciones anteriores y por ello solamente ahora se presentará la cinemática y la dinámica.

2. CINEMÁTICA DEL MECANISMO ARO - PALETA

El análisis cinemático del mecanismo [5], se centra en 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” (Figura 3), de contacto entre la cara de la paleta y el borde de la ranura del aro; el mismo pertenece virtualmente a ambos cuerpos, para un tratamiento por instantes, pero es conveniente considerarlo asociado al aro y deslizante sobre la paleta.

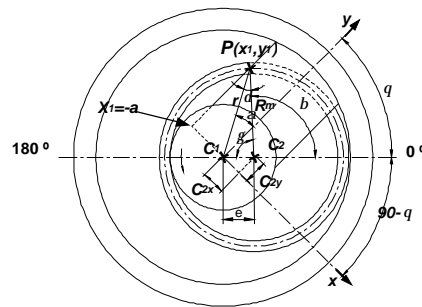


Figura 3. Parámetros geométricos relevantes para la cinemática

Para el presente análisis, se hicieron dos suposiciones que no distan demasiado de la realidad: 1) El aro se encuentra absolutamente subordinado a la paleta a través de contacto permanente y 2) 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 Figura 3 puede llegarse a la siguiente fórmula:

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

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:

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

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

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

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 según muestra la Figura 5. También existen dos variables que analíticamente son de interés 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 (Figura 3) y cuya expresión matemáticas viene dada por:

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

y δ , que representa la inclinación relativa entre el aro y la paleta; fundamental para obtener la curva de desplazamiento del sello mecánico que debe colocarse entre ellos.

$$\delta = \text{sen}^{-1} \left\{ \frac{\text{sen} \left[\theta + \text{tg}^{-1} \left(\frac{a}{\sqrt{R_m^2 - [-a - (e \times \text{sen } \theta)]^2} + e \times (-\text{cos } \theta)} \right) \right] \times e}{R_m} \right\} \quad (7)$$

En las curvas siguientes (Figura 4, Figura 5, Figura 6 y Figura 7) se pueden ver variables dinámicas del aro, mientras la paleta permanece con velocidad constante (3000 rpm). Las aceleraciones y desaceleraciones, evidencian que no se trata de componentes homocinéticos, y son fundamentales para el posterior análisis dinámico en el apartado 3.

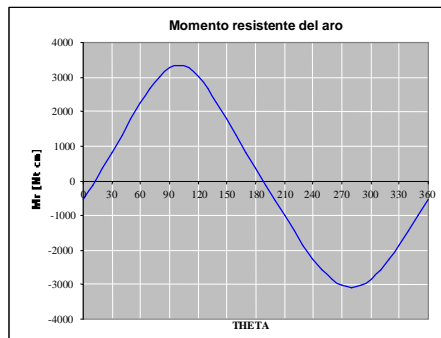


Figura 4. Momento resistente del aro

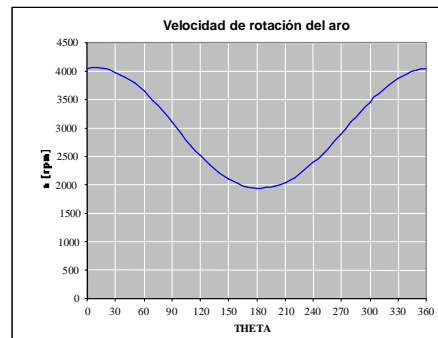


Figura 5. Velocidad de rotación del aro

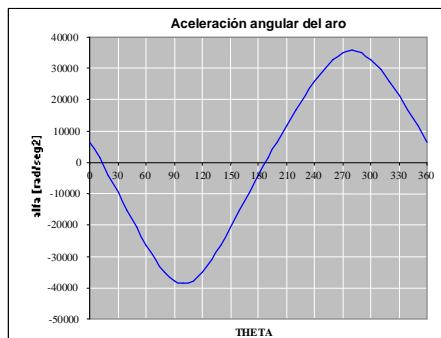


Figura 6. Aceleración Angular del aro

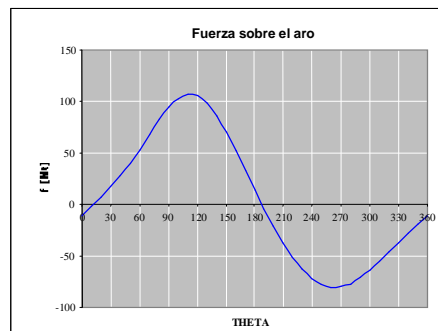


Figura 7. Fuerza del aro sobre la paleta

Paralelamente se trabaja sobre un modelo CAD-3D, montado sobre una plataforma de simulación dinámica Working Model 4D, que constituye un recurso de validación de resultados adicional al modelo teórico. Además de sirve de soporte para el post-procesamiento para el análisis de resistencia y deformación por métodos FEA. En las Figuras 8 y 9, se muestran pantallas del simulador Excel y del modelo 3D en Working Model; en los mismos es posible variar la velocidad de giro ω_1 , mediante cursores dinámicos y simultáneamente observar las curvas de velocidad, aceleración, fuerza, etc.

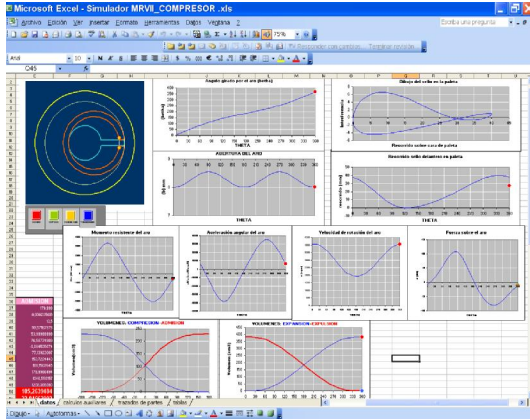


Figura 8. Simulador en Excel

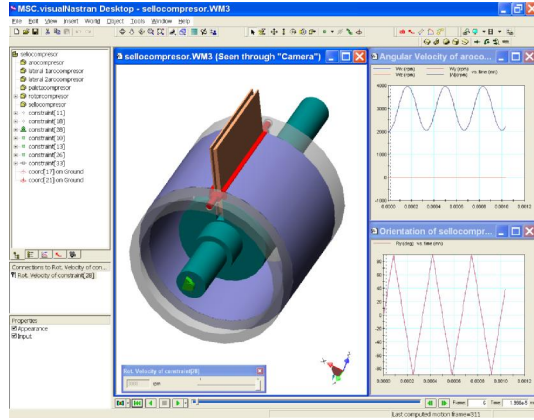


Figura 9. Modelo tridimensional en Working Model

3. DINAMICA DEL MECANISMO ARO-PALETA

La dinámica del aro sobre la paleta [5] 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 obtenidas en el apartado 2 producen fuerzas de inercia F en el aro que serán proporcionales a las mismas. Si se analiza el punto P de contacto, será:

$$\vec{F} = -m_{\text{aro}} \times \vec{a}_t \quad [\text{Nt}] \quad (8)$$

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

En magnitudes angulares:

$$\vec{M}_R = -J_p \times \vec{\alpha} \quad [\text{Nt} \times \text{cm}] \quad (9)$$

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 Figura 10 vale:

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

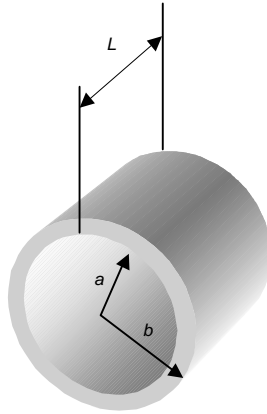


Figura 10. Cuerpo cilíndrico para el cálculo de J_p

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

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

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).

Luego, la fuerza F en magnitud, que ejerce el aro sobre la paleta se corresponde con la expresión:

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

siendo r el radio instantáneo del punto P , dado por la expresión (6). La gráfica de F en función del ángulo girado se mostró en Figura 7.

4. ACLARACIÓN

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, que si tiene en cuenta esta geometría, 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 incógnitas 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.

5. ANALISIS DE RESISTENCIA Y DEFORMACION DEL SELLO OSCILANTE

El sello es una pieza de generación cilíndrica que oscila entre dos posiciones extremas dadas por las variables de configuración geométrica del motor: ancho de paleta, excentricidad, espesor del aro, etc. (Figura 11 y Figura 12), que está sometido a las fuerzas dinámicas del aro y a la presión de cámara que en este caso es de 7 Kg/cm^2 . Estas fuerzas se pueden ver en Figura 13, Figura 14 y Figura 15 que muestran el sello generado en el módulo FEA (MSC NASTRAN) mallado y cargado con esas solicitaciones. En ellas, observa el efecto de las fuerzas sobre las tensiones y la deformación, analizando el estado con dos materiales diferentes: primero con Delrim y luego con Peek.

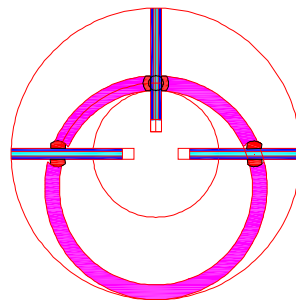
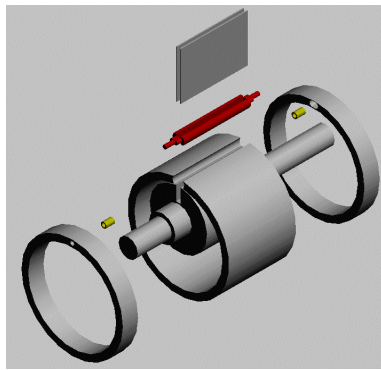


Figura 11. Despiece en explosión

Figura 12. Posiciones extremas

De acuerdo a esto se pudo ver que el segundo material es el más indicado para construir el sello, mostrando que la concentración de tensiones producida por el diseño geométrico particular de esta pieza y la deformación se encuentran en el límite de resistencia del material. Los valores máximos obtenidos son de 1 kPa . para la tensión de Von Mises y de $1,38 \text{ mm}$ para la deformación transversal.

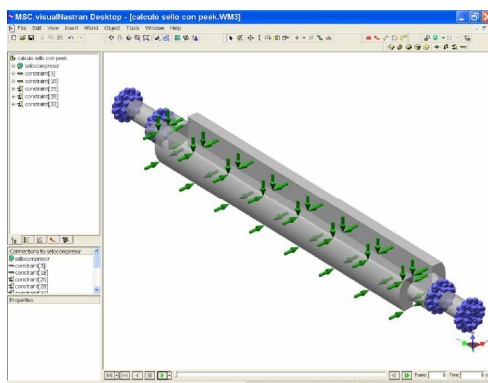


Figura 13. Mallado y carga de solicitaciones

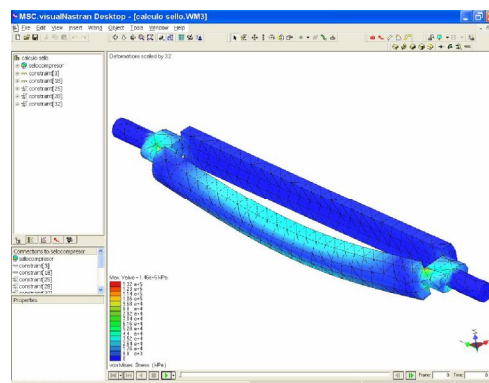


Figura 14. Distribución de tensiones

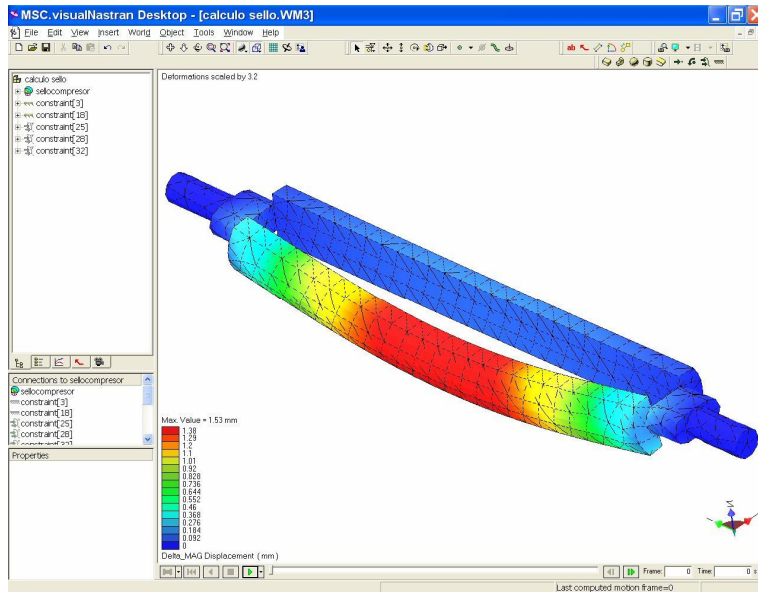


Figura 15. Distribución y Visualización de deformación

La Figura 16 muestra como paso preliminar al modelo definitivo en Peek; el primer “prototipo rápido” hecho por impresión 3D en resina acrílica partiendo del modelo CAD Figura 17.

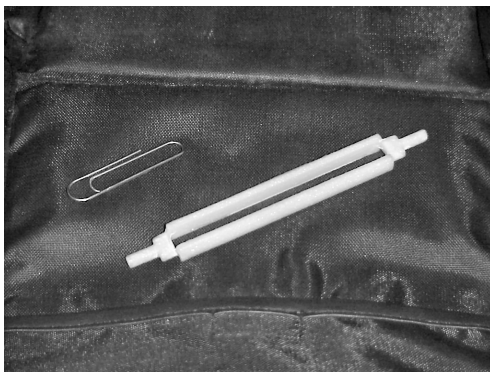


Figura 16. Prototipado rápido del sello

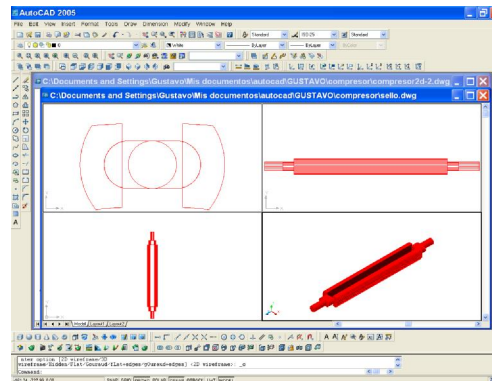


Figura 17. Desarrollo del sello en CAD

6. CONCLUSIONES

Como conclusión particular, se desprende del calculo, que el diseño debe reforzarse con insertos metálicos, en las zonas mas comprometidas, para no llevar el material tan al limite, opción que estaba dentro de lo previsible y que ahora se pone claramente en evidencia.

Como conclusión general, se puede decir que, sumado a eso, contar con las ventajas de paquetes de software C.A.E potencia el resultado de optimizaciones de diseño mecánico de alta precisión como el caso de este sello. Conjuntamente, el impacto en el diseño se ve favorecido por el avance en el desarrollo de nuevos materiales sintéticos con propiedades que se ajustan cada más vez más a usos específicos. El abordaje de desarrollos tecnológicos se ve positivamente influenciado por estas disciplinas que en nuestro caso se orientan al diseño de maquinas rotativas eficientes y energéticamente "limpias".

7. REFERENCIAS

- [1] 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.
- [2] 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.
- [3] Morán, Verdur, Aguilera, Rossi, Mercuri (1999). "Motor Rotativo Verdur". 8º Congreso Chileno de Ingeniería Mecánica, IV Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica.
- [4] Verdur, Mercuri, Morán (2005). "Análisis de un Motor Rotativo Original Propulsado con Aire Comprimido". MECOM 2005, VIII Congreso Argentino de Mecánica Computacional.
- [5] Morán, Verdur, Mercuri, Rossi, Jazni (2001). "Estudio Cinemático y Dinámico del Motor Rotativo Verdur". CIDIM 2001, V Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica.
- [6] Mabie, (1996). Mecanismos y Dinámica de Maquinarias. Ed. Limusa.
- [7] VisualNastran Desktop. Tutorial Guide (2000) Copyright the MSC Software Corporation. Working Model 2D. Tutorial Guide (1998). Copyright Knowledge Revolution.