Análisis del Shell de la Prensa de Vacío para una Planta Productora de Papel

José Isidro García*
Jairo Valdés*
Elmer Galvis*

RESUMEN

En este trabajo se realizó un análisis al shell de la prensa de vacío con el fin de determinar el estado de deformaciones y de esfuerzos al que se somete dicho elemento en las condiciones normales de operación. Conocido el estado de deformaciones y de esfuerzos del shell se realizó un análisis de fatiga para apoyar la solución al interrogante sobre la conveniencia de realizarle operaciones futuras de rectificado superficial. Se validó la flecha máxima de flexión en el estado de deformaciones con la calibración que se utiliza actualmente para la corona del rodillo colchón la cual asegura un "NIP" de contacto aproximadamente constante a lo largo de la dirección axial.

* Msc. Profesores asistentes de la Escuela de Ingeniería Mecánica - Facultad de Ingeniería - Universidad del Valle Santiago de Cali - Colombia
e-mail:josgarme@univalle.edu.co
e-mail:egalvis@univalle.edu.co
e-mail:jairovaldesortiz@hotmail.com

Fecha de recepción: Octubre 27 de 2002
Fecha de aprobación: Marzo 26 de 2003

Palabras Clave: Shell, Modelo Computacional, Método de Elementos finitos, Factor de seguridad.

ABSTRACT

A Structural Analysis was made in this work to determine the state of deformations and stresses for the vacuum press shell under normal operating conditions.

Once the deformations and stresses distributions were known, a fatigue analysis was made to evaluate the convenience of future surface grinding operations. The maximum deflection calculated in the model was in accordance with the real setting for the couch roll crown currently in use, which secures a contact NIP that is approximately constant along the axial direction.

Key Words: Shell , Computational Model, Finite Elements Method, Security Factor.

1. SHELL DE LA PRENSA DE VACÍO

En el proceso de producción de cartón se realiza una operación de secado de la lámina en la prensa de vacío, mediante una separación de las fases sólida y líquida por compresión entre un par de rodillos. Uno de los rodillos se denomina rodillo colchón mientras que el otro rodillo es el shell que fue el objeto de análisis.

En el interior del Shell se tiene una condición de baja presión la cual produce la succión de la humedad desplazada por el efecto compresivo de los cilindros.

Al interactuar los dos rodillos se produce una deformación en la que tienden a separarse en la zona central, de manera que el efecto compresivo sobre la película de papel se manifiesta en menor magnitud y la eficiencia del secado es menor. Para asegurar un "NIP" de contacto constante sobre la dirección axial, se utiliza un casco o corona para el rodillo colchón consistente en un elemento tubular cuyo espesor aumenta linealmente desde los extremos hacia la parte central.

El shell de la prensa de vacío tiene una forma tubular de 29.605" de diámetro, con longitud de 105.06 " y con un espesor de 0.99". La mayor parte del cuerpo tubular del shell presenta un arreglo ordenado de pequeñas perforaciones con un diámetro de 0.165".

El estado de carga del shell, su geometría y sus apoyos fortalecen la suposición de que el shell presenta un comportamiento de viga simplemente apoyada.

Cuando la geometría de la viga no es compleja y las deformaciones son de baja magnitud se puede determinar la deflexión máxima de la viga y el valor del máximo esfuerzo de flexión desarrollado mediante formulaciones analíticas de la teoría de la elasticidad. En el caso del shell de la prensa de vacío no se pueden utilizar las relaciones desarrolladas analíticamente en la teoría debido a que el shell no presenta una geometría simple y sus propiedades geométricas tales como su momento de inercia cambian de un punto a otro.

En este caso es necesario entonces utilizar técnicas de aproximación a la solución del problema de elasticidad y para este fin se utilizó en este trabajo la técnica de los elementos finitos. La aplicación de la técnica de los elementos finitos para describir el estado de esfuerzos y deformaciones del shell se realizó utilizando un Software comercial de amplio reconocimiento en el medio.

2. MODELAMIENTO COMPUTACIONAL

En el caso del shell de la prensa de vacío se requiere establecer un enmallado bastante fino ya que es necesario generar elementos tan pequeños como las separaciones presentes en el arreglo de múltiples perforaciones radiales. La malla fina generada llevó a inconvenientes computacionales que para ser superados fue

necesario usar un procedimiento de simplificación del modelo con criterios claramente sustentados.

Estos problemas computacionales consistieron en que el elevado número de elementos generados (aproximadamente 120.000) y por ende el alto número de nodos, tuvo como consecuencia una demanda de capacidad de memoria RAM superior a la disponible (256 Mb) lo cual se manifestó como un bloqueo del proceso de análisis, acompañado por una señal de error asociada a la memoria insuficiente.

2.1 Simplificación del Modelo:

La geometría del shell y el estado de cargas externas aplicadas presentan una simetría en la dirección axial que puede describirse por la existencia de un plano de reflexión que corte al shell de manera transversal exactamente en la mitad de su dimensión longitudinal.

Las características de simetría del problema conducen a que la distribución de esfuerzos y deformaciones presenten la misma simetría. Esto implica que el problema se puede resolver totalmente sólo obteniendo la información no repetida correspondiente a una de las partes simétricas. La representación de esta condición de simetría se modeló aplicando unas condiciones de frontera apropiadas.

Aunque la simetría permitió simplificar ampliamente el problema, la cantidad de perforaciones en una de las mitades del modelo del shell resultó ser tan alto que los problemas de capacidad computacional no se resolvieron por completo.

El estado de deformaciones del shell bajo la acción de las cargas externas depende básicamente de la rigidez. Un modelo del shell con la misma forma tubular pero que no presente el arreglo de perforaciones radiales puede llegar a tener el mismo momento de inercia que el shell real siempre que se disminuya su espesor en una cantidad exacta. Así, para el cálculo de las deformaciones esperadas bajo el estado de carga, el shell podría representarse por un modelo tubular de menor espesor.

Este procedimiento debe usarse con cuidado para simplificar el modelo cuando se requiere determinar el campo de esfuerzos, pues la presencia del arreglo de perforaciones induce una concentración de esfuerzos que no se tendría en cuenta con el modelo de espesor equivalente.

Para realizar una simplificación más al modelo computacional del shell fue necesario determinar un espesor equivalente de un modelo sin perforaciones que pudiera utilizarse para representar zonas no importantes del shell real tanto en el análisis de la distribución de esfuerzos como en la determinación del campo de deformaciones.

Para determinar el espesor equivalente se optó por estudiar de manera aproximada el comportamiento elástico de un anillo con el mismo espesor y con el mismo arreglo de perforaciones radiales que el shell real. Luego se le aplicaron un conjunto de condiciones de frontera y de cargas externas conocidas y se obtuvieron las distribuciones de deformaciones y de esfuerzos.

Posteriormente se realizó el mismo análisis a un anillo de igual geometría global pero sin el arreglo de perforaciones. Por ensayos consecutivos se refinó el valor del espesor requerido para que el anillo "liso" o sin perforaciones presentara los mismos valores máximos de esfuerzo y de deformación que la placa perforada. El espesor determinado de esta forma pasó a ser el espesor equivalente a utilizar.

La aproximación del espesor equivalente permitió entonces simplificar el modelo computacional del shell de manera que las zonas menos comprometidas con la resistencia mecánica se modelaran con el espesor equivalente y tuvieran el mínimo número de elementos resultantes del proceso de discretización.

En las zonas donde ocurre la transición entre el modelo realista del shell y las zonas de espesor equivalente se realizó una disminución lineal del espesor para evitar que el cambio brusco de sección generara una concentración de los esfuerzos en el análisis estructural. Esta consideración fue muy importante ya que una concentración de esfuerzos debida a este cambio de sección sería una condición propia del modelo que no tendría que ver nada con el problema real del shell.

Las zonas que se consideraron importantes para mantener el modelo realista del shell fueron la zona central donde se presenta el mayor esfuerzo por flexión, y los extremos cercanos al cambio en el shell de la zona perforada a la no perforada.

3. PROPIEDADES DEL MATERIAL

En los análisis desarrollados mediante el método de los elementos finitos se requiere que el modelo computacional sea complementado con las magnitudes de algunas de las propiedades elásticas inherentes al material como el módulo de elasticidad bajo carga axial, el módulo de elasticidad a carga cortante y el radio de Poisson.

Varios autores incluso aseguran que es necesario realizar ensayos mecánicos para determinar experimentalmente dichas propiedades.

En el modelo computacional del Shell se utilizaron las propiedades de un bronce estándar (SSC) cuyas propiedades mecánicas se pueden observar a continuación en la tabla 1 .

Módulo de elasticidad (E)	12 E 06 Lb-f / inch^2
Módulo de elasticidad a cortante (G)	6.4 E 06 Lb-f / inch^2
Coeficiente de Poisson	0.35

Tabla 1. Propiedades del Material

4. APLICACIÓN DEL ESTADO DE CARGA Y DE LAS CONDICIONES DE FRONTERA

Una vez determinada la geometría del modelo del shell fueron aplicadas las cargas externas de operación y se impusieron las condiciones de frontera.

El sistema de cargas externas se determinó a partir de la información correspondiente a las condiciones de operación suministradas.

En la tabla 2 se presentan los valores de los parámetros suministrados y la naturaleza de la representación de estas cargas en el modelo computacional.

Parámetro suministrado	Magnitud	Tipo de representación en el modelo computacional
Tensión del fieltro	15 PLI	Cargas nodales sobre la línea de aplicación de la resultante
Vacío dentro del shell	20 "Hg	Presión sobre los elementos compartidos
Presión del rodillo colchón	125 PLI	Presión sobre los elementos del NIP

Tabla 2. Sistema de Cargas Externas

El software utilizado para el análisis permite la aplicación de cargas del tipo presión sobre los elementos de la malla. Utilizando esta opción, se aplicó la carga correspondiente al vacío en el interior del Shell. Un tratamiento similar se le dio a la carga del rodillo colchón. En este caso, se calculó la carga total compresiva del rodillo colchón y se determinó la presión ejercida para un NIP de 1/2", la que fue aplicada sobre los correspondientes elementos de la malla.

Para representar la fuerza ejercida por el fieltro fue necesario calcular su valor total en Libras a partir de la magnitud de la tensión.

Luego se determinó la línea de aplicación de dicha fuerza resultante sobre la dirección axial del shell y fueron entonces asignadas las componentes

vertical y horizontal correspondientes sobre los nodos que se encontraban en la línea de aplicación.

El Shell se ajusta con las tapas en una longitud de 2". Las tapas laterales de acero sostienen al shell y transmiten la carga hasta los apoyos en los rodamientos. Para simular esta condición de sujeción , el modelo del shell se construyó con tapas planas circulares que se consideraron continuas con el shell. A estas tapas planas se les asignó un espesor de 1" y se les atribuyeron propiedades mecánicas correspondientes a un material mucho más rígido que el material del shell como el acero de construcción de maquinaria AISI 1045. Luego, se restringieron todos los desplazamientos y rotaciones en el centro Geométrico de la tapa circular.

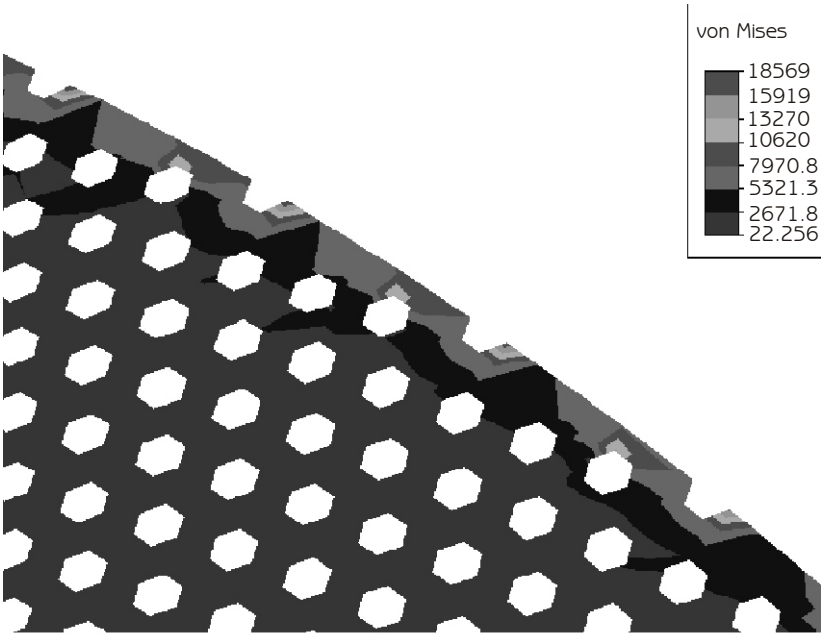

Figura 1

Las condiciones de frontera estructurales que se impusieron para tener en cuenta la simetría del problema fueron aquellas que limitaran el desplazamiento del modelo en la dirección perpendicular al plano de simetría y que también limitaran la rotación del modelo sobre dicho plano.

No se tuvo en cuenta la condición de movimiento rotatorio que tiene el shell durante operación pues la velocidad angular es baja y las fuerzas inerciales que se desarrollan se pueden considerar despreciables. El efecto de la gravedad si se tuvo en cuenta, a pesar de su baja magnitud con respecto a las demás cargas externas.

5. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

5.1 Estado de Carga Estática:

Bajo el estado de carga estático establecido y las condiciones de frontera asociadas al modelo se realizó el análisis estructural del shell.

Se pudo comprobar de la distribución de esfuerzos obtenida que la zona central era prácticamente la única zona crítica. También se pudo observar que las condiciones de frontera en el plano de simetría al aplicarse a los elementos de la región realista central del shell generaron una concentración de esfuerzos.

Con la intención de identificar la naturaleza de las concentraciones de esfuerzo observadas cerca de la frontera de simetría en la zona central del shell y verificar que en realidad correspondieran a una debilidad computacional del modelo, se utilizaron los resultados del análisis estático para plantear una modificación del mismo.

Como los resultados dejaron en evidencia que bajo el estado de carga aplicado, el shell presenta una sola zona crítica en la región central, se utilizó esta característica para optimizar los recursos computacionales de manera que fuera posible modelar el shell por completo, con sólo una zona "realista" con el espesor real y con el patrón de perforaciones.

En la figura 2 se puede observar la distribución de esfuerzos obtenida para la zona crítica central del modelo del shell completo. Los valores de esfuerzo no superan los 5000 psi, (max 4030 psi) concluyéndose que la hipótesis que explica las concentraciones de esfuerzo como una debilidad del modelo inicial es válida.

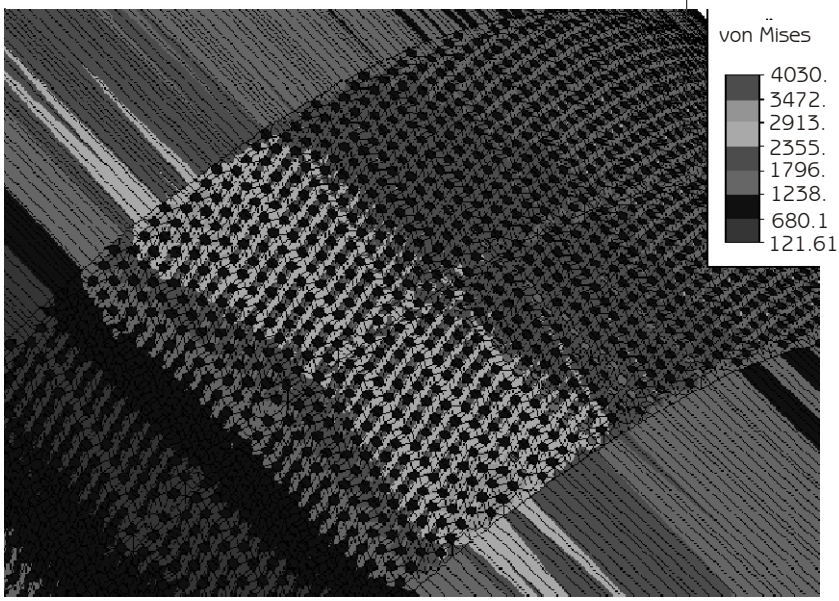

Figura 2. Estado de esfuerzos para el modelo de longitud completa. Zona crítica central.

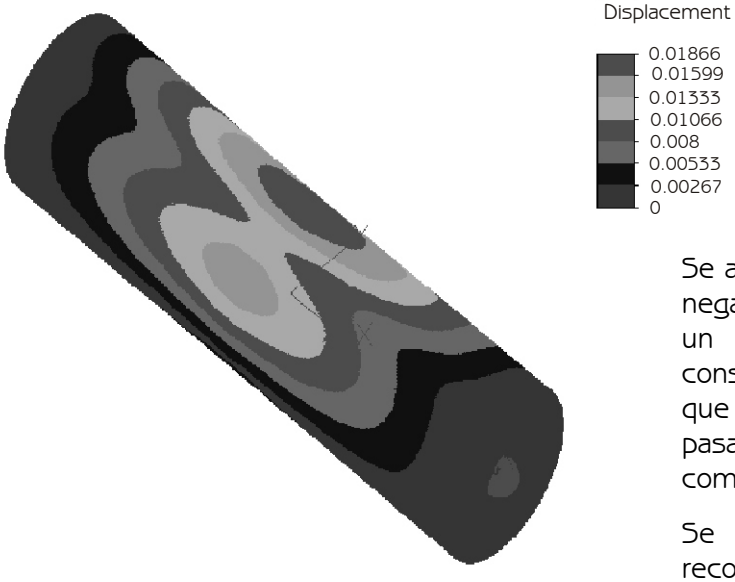

Figura 3. Distribución de los desplazamientos para el modelo de longitud completa

5.2 Análisis para la Condición de Carga de Fatiga:

En la sección anular que resulta de la intersección del shell con el plano de simetría, se encuentran los puntos en los que se desarrollan los mayores esfuerzos normales de flexión.

Por cada revolución, un punto de la superficie externa del shell pasa de un esfuerzo compresivo máximo (4030 psi) a un esfuerzo de tensión máximo (500 psi), y regresa al estado de esfuerzo compresivo, cumpliendo un ciclo de variación.

La variación en el tiempo de los esfuerzos obtenidos se muestra en la figura 4.

A partir de los valores de resistencia a la fatiga y a la fluencia suministrados (Se= 5000, Sy=18800 psi), se realizó un análisis para determinar el factor de seguridad de diseño del shell bajo este tipo de carga.

Aproximando el máximo esfuerzo compresivo conservativamente a 5000 psi, los esfuerzos medio y alterno se calcularon como:

$$\sigma_m = \frac{-5000 + 500}{2} = -2250 \text{ psi}$$

$$\sigma_a = \frac{5000 + 500}{2} = 2750 \text{ psi}$$

Se acepta ampliamente que un esfuerzo medio negativo (compresivo) es menos peligroso que un esfuerzo medio positivo (tensión), y se considera como zona de esfuerzo seguro aquella que queda limitada por la línea horizontal que pasa por Se y por la línea de fluencia a compresión.

Se siguió el procedimiento conservativo recomendado por Deutschman, estableciendo los siguientes aspectos:

1.Que el esfuerzo máximo a compresión no

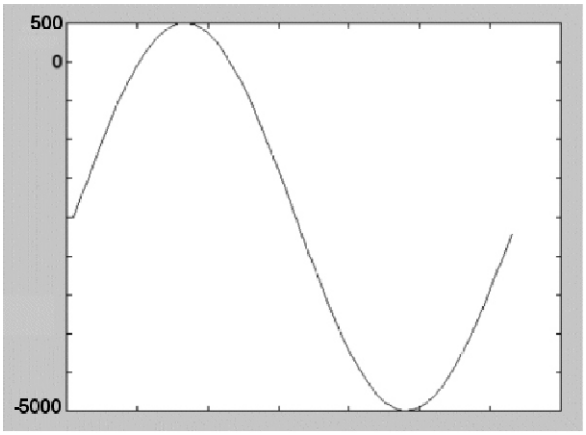

Figura 4. Variación del valor de esfuerzo para un punto sobre el plano central del shell en una revolución del mismo

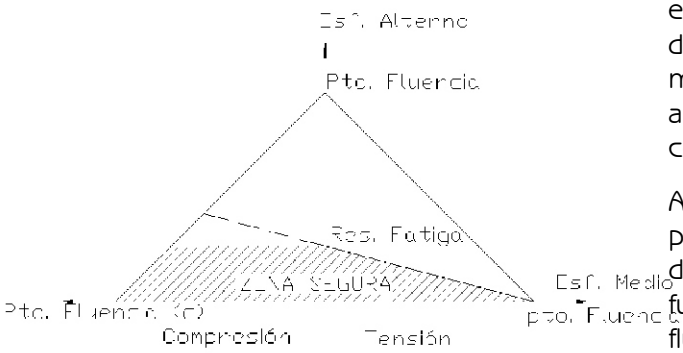

Figura 5. Gráfica de fatiga

supere la resistencia de cedencia a compresión (Aquí se utilizó el punto de fluencia a tensión, que casi siempre es más bajo).

$$|\sigma_{max}| \leq \frac{\sigma_{yc}}{N} \qquad N = \frac{18800}{2250} = 8.3$$

2. Verificar que la amplitud no supere el límite a fatiga dividido por el factor de seguridad.

$$\sigma_a \leq \frac{\sigma_e}{N} \qquad N = \frac{5000}{2750} = 1.8$$

Los factores de seguridad bajos (1.5- 2) se utilizan cuando al diseñar los elementos de máquinas se dispone de materiales muy confiables de propiedades mecánicas homogéneas y que se pueden determinar con exactitud.

Como las propiedades mecánicas del shell no se conocen con exactitud, se puede concluir que no se recomienda un proceso de rectificado que disminuya el espesor del shell a valores menores a 0.99 ". El diseño del shell con respecto a la falla por fatiga no es conservativo, y el estado de esfuerzos que se desarrolla hace muy sensible la resistencia del shell a cambios dimensionales.

6. CONCLUSIONES

Se pudo demostrar que utilizando simplificaciones adecuadas del modelo es posible utilizar la técnica de los elementos finitos en problemas como el del caso del shell de la prensa de vacío en los que la geometría del problema lleva a unas altas exigencias de capacidad de hardware.

La coherencia de los resultados obtenidos para el estado de deformaciones respecto a los valores de deflexión para el shell real, como la deflexión máxima, permite concluir que las condiciones de apoyo del shell fueron bien representadas por las condiciones de frontera utilizadas.

A pesar de la concentración de esfuerzos que produce el arreglo de perforaciones en el cuerpo del shell, los valores de esfuerzo determinados fueron mucho menores que el esfuerzo de fluencia del bronce típico utilizado en estas aplicaciones. Por otra parte se pudo concluir que el espesor actual del shell presenta un factor de seguridad bajo para la condición de fatiga, dado que no se conoce con exactitud la resistencia a la fluencia bajo compresión del material.

Se recomendó no realizar ninguna operación de rectificado al shell en el futuro dado el alto riesgo de falla por fatiga, a no ser que sean determinadas experimentalmente las propiedades elásticas del material como la resistencia a la fluencia bajo carga compresiva.

7. BIBLIOGRAFÍA

- Deutschman A., Michels W., Wilson C., "Diseño de Máquinas, Teoría y Práctica", CECSA, 1985.
- Sherman C. Donald, "Engineering Materials and Processes" , International text book company, 1959.
- www.csnmetals.de
- www.efunda.com