

## ANALISA TEGANGAN KERUSAKAN PADA PIN HOPPER

### STRESS ANALYSIS OF FAILED ON PIN HOPPER

M. N. Setia Nusa

Balai Besar Teknologi Kekuatan Struktur – BPP Teknologi

e-mail: setia\_nusa@yahoo.com

#### Abstrak

Hopper pada Stage Regenerator mengalami kerusakan berupa jatuh dan robek. Hal ini disebabkan karena lepasnya salah satu pin yang menjadi tumpuan hopper. Setelah diperiksa ternyata pin tersebut bengkok dan salah satu stoppernya lepas. Dilakukan penelitian dengan analisa tegangan menggunakan Finite Element Analysis (FEA) dengan menggunakan type elemen plat untuk memodelkan shell Hopper dan solid elemen untuk Pin. Analisa tegangan dilakukan pada model Hopper untuk menentukan beban yang bekerja pada Pin kemudian dilakukan FEA pin untuk menentukan tegangan yang terjadi pada pin. Hasil perhitungan: Rupture allowable stress/Sr untuk 100.000 jam operasi sebesar 3,2 ksi (2,24 kg/mm<sup>2</sup>). Karena tegangan yang terjadi pada pin disebabkan oleh bending maka tegangan yang terjadi harus lebih kecil dari 1,5 Sr = 3,36 kg/mm<sup>2</sup>, jadi dari FEA distribusi tegangan Pin yang dipakai harus diameter 70 mm.

**Kata kunci :** Hopper, Pin bengkok, Jatuh, FEA, Pin 70 mm.

#### Abstract

Hopper at the stage regenerator failed due to falling and break, after visual examination it is found that the pin is bent and a stopper goes out. It is then conducted stress analysis using Finite Element Analysis (FEA) by means of plate element mode to model the hopper cell and solid element of the pin stress analysis is conducted for modelling the hopper is to determine working load on the pin followed by FEA to determine stresses taking place on the pin the calculation result are: rupture allowable stress (SR) for 100.000 operation hours is 3.2 Ksi (2.24 kg/mm<sup>2</sup>). As stress on the pin is caused by bending, the stress should be lower than 1.5 SR or 3.36 kg/mm<sup>2</sup>, and from FEA stress distribution on the pin should use pin with 70 mm in diameter.

**Keywords :** Hopper, Bend, Fall, FEA, Pin 70 mm

Diterima (received) : 14 Februari 2014, Direvisi (reviewed) : 18 Februari 2014,

Disetujui (accepted) : 2 Maret 2014

#### PENDAHULUAN

Alat atau peralatan yang berfungsi menampung katalis dan mendistribusikannya yang lebih dikenal dengan nama Hopper, dimana tumpuan dari hopper ini terdapat pin, pin tersebut yang menahan beban hopper mengalami kerusakan, robek, putus dan jatuh yang berlokasi pada Stage Regenerator. Hal ini disebabkan karena lepasnya salah satu pin yang menjadi tumpuan hopper. Pin tersebut bengkok dan salah satu stopper lepas, dilakukan

perhitungan dengan menggunakan finite element analysis. Barometer perhitungan beban yang akan mempengaruhi perhitungan stress analysis antara lain material yang digunakan, temperatur lingkungan saat beroperasi, tekanan atau beban yang diterima, beban bending, beban aliran material pada hopper/berat katalis, serta gaya yang bekerja pada pin. Perhitungan ini dilakukan untuk mengetahui kenapa kerusakan ini sampai terjadi dan untuk menghindari agar kerusakan ini tidak terjadi lagi pada masa yang akan datang.

Dimensi dan data teknis dari *Hopper* dan pin diambil dari DWG. No. D-15-1351-009F-B sebagai berikut :

1. Material : SS 304 H
2. Temperatur, T : 750 °C
3. Pressure, p : 3.5 kg/mm<sup>2</sup>G
4. Massa jenis Katalis,  $\rho$  : 0,8 Ton/m<sup>3</sup>, 0,4 Ton/m<sup>3</sup> (Fluidized)
5. Max. Flow : 3.762.625 Kg/HR

Dari data dan informasi tentang kerusakan yang terjadi pada Pin untuk beberapa tahun terakhir tidak sering terjadi baik berupa fatigue maupun korosi apalagi sampai robek dan jatuh, sedangkan yang diteliti pada saat ini adalah kejadian kedua, dimana pada kerusakan pada material sebelumnya hanya ditemukan retak dan segera diketahui dan direvisi.

Untuk itu dilakukan penelitian dan perhitungan terhadap material tersebut, Dari hasil identifikasi, material tersebut sesuai dengan spesifikasinya.

## BAHAN DAN METODE

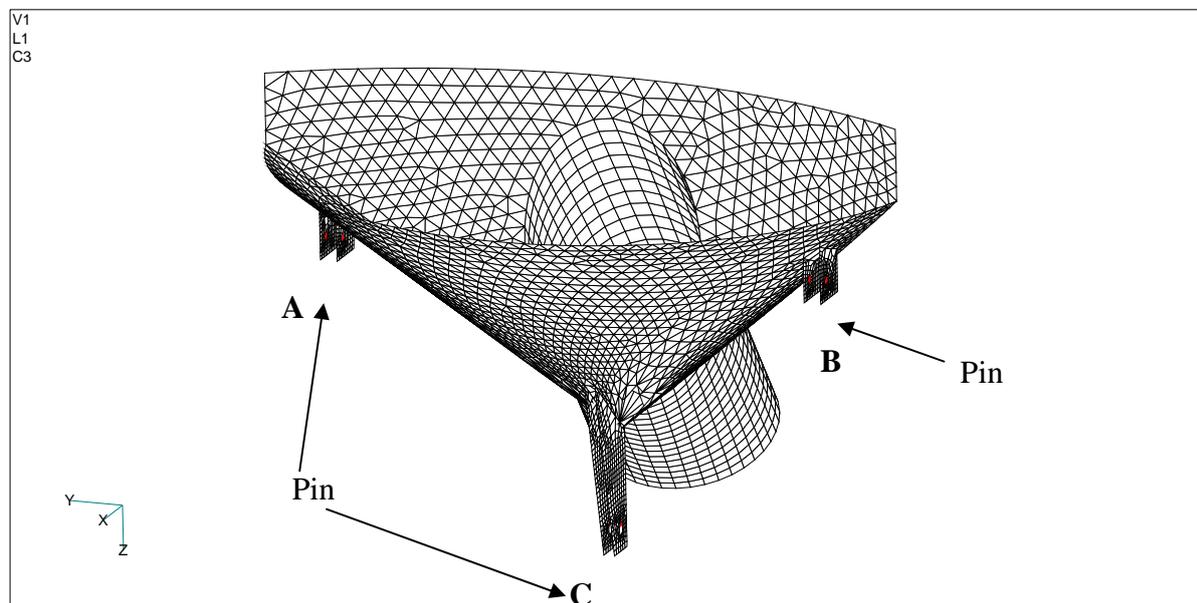
Analisa tegangan dilakukan dengan menggunakan *Finite Element Analysis (FEA) software MSC/Nastran* dengan menggunakan type elemen plat untuk memodelkan *shell Hopper* dan solid elemen untuk Pin seperti ditunjukkan pada Gambar 1. Analisa tegangan pertama dilakukan pada model *Hopper* untuk menentukan beban yang bekerja pada Pin kemudian dilakukan FEA pin untuk menentukan tegangan yang terjadi pada pin. Perhitungan dilakukan untuk menentukan dimensi Pin.

*Rupture allowable stress, Sr*, untuk 100.000 jam operasi pada temperature 750 °C adalah sebesar 3,2 ksi (2,24 kg/mm<sup>2</sup>). Kerena tegangan yang terjadi pada pin disebabkan oleh bending maka tegangan yang terjadi harus lebih kecil dari 1,5 Sr = 3,36 kg/mm<sup>2</sup>,

## HASIL DAN PEMBAHASAN

### FEA *Hopper*

Berdasarkan dimensi dari *hopper* pada DRW. No. D-15-1351-009F-B, model FEA *Hopper* adalah sebagai berikut :



Gambar 1.  
Model FEA *Hopper*

**Pembebanan**

Perhitungan dilakukan dengan pembebanan berikut

1. Berat Katalis

Perhitungan ini mengasumsikan bahwa tidak ada aliran katalis pada *Stand Pipe* sehingga katalis terkumpul pada *Hopper*. Dalam hal ini *hopper* menerima pembebanan berupa berat total katalis. Dengan menghitung volume katalis sebesar 5 m<sup>3</sup> (2 x volume bagian kerucut *hopper*) dan berat jenis katalis 0,8 ton/m<sup>3</sup> maka berat total katalis adalah sebesar 4.000 kg.

2. *Pressure Flow*

Tekanan akibat aliran katalis dihitung sebagai berikut :

*Flow rate* maksimum katalis sebesar 3.762.625 Kg/HR memberikan kecepatan katalis melewati *stand pipe* sebesar  $v = 2,75$  m/detik. *Pressure* akibat *flow* tersebut adalah:

$$P = \rho \frac{v^2}{2} \text{ (kg / mm}^2\text{)}$$

(1)

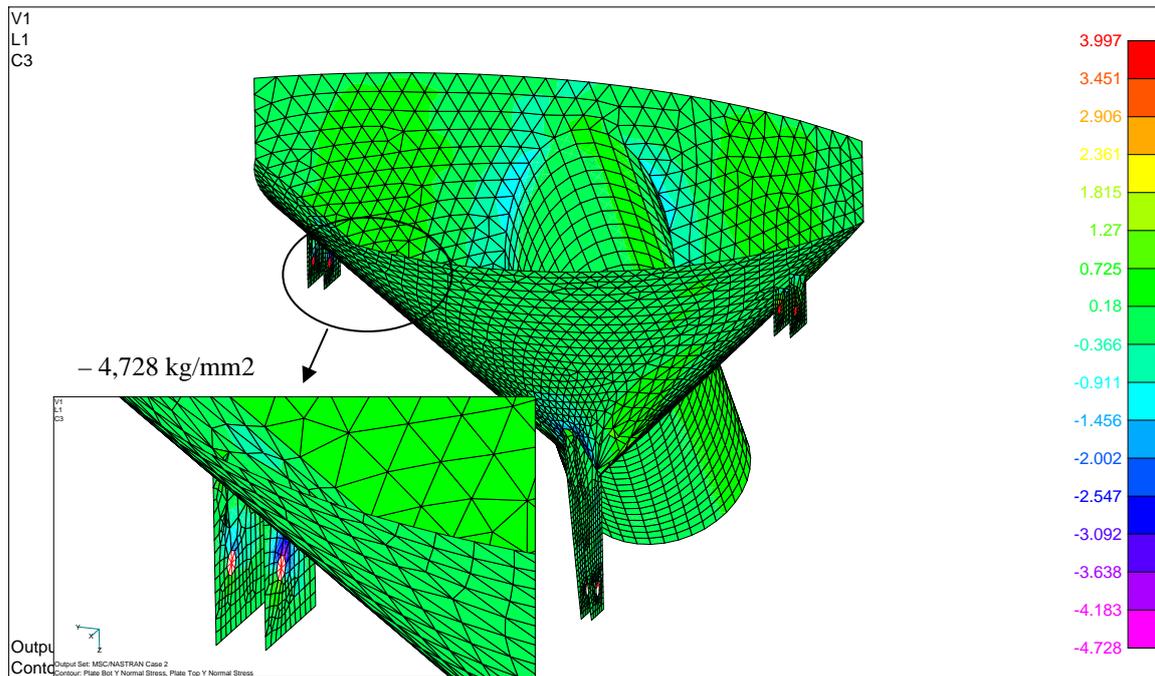
$$P = 1,5123E-6 \text{ kg/mm}^2$$

Tekanan tersebut bekerja pada semua dinding *hopper*.

**Hasil Perhitungan FEA.**

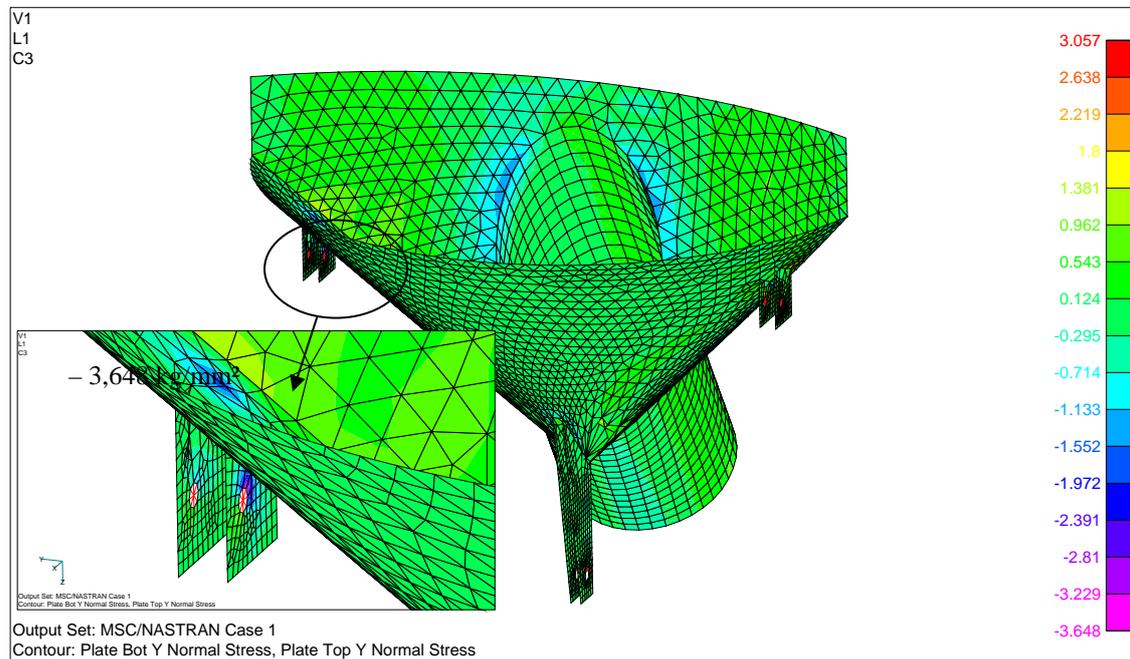
Hasil perhitungan untuk kedua jenis pembebanan adalah sebagai berikut :

1. Berat Katalis



Gambar 2.  
Distribusi Tegangan Pada Hopper,  
Tegangan Pada Daerah Pin – 4,728 kg/mm<sup>2</sup>

2. Pressure Flow



Gambar 3.  
Distribusi Tegangan Pada Hopper Akibat Pressure Flow,  
Tegangan Pada Daerah Pin – 3,648 kg/mm<sup>2</sup>

Hasil perhitungan untuk kedua pembebanan di atas menunjukkan bahwa tegangan yang terjadi di *shell hopper* kecil sekitar 1 kg/mm<sup>2</sup>, sedangkan tegangan yang paling besar terjadi di daerah pelat untuk pin (Gambar 2 dan 3).

Hasil perhitungan juga menunjukkan adanya momen *bending* pada kedua pin sebelah atas (Pin A dan B pada Gambar 1), sedangkan pada pin bawah gaya yang bekerja dominan tekan. Gaya-gaya tersebut dapat dilihat pada Tabel berikut :

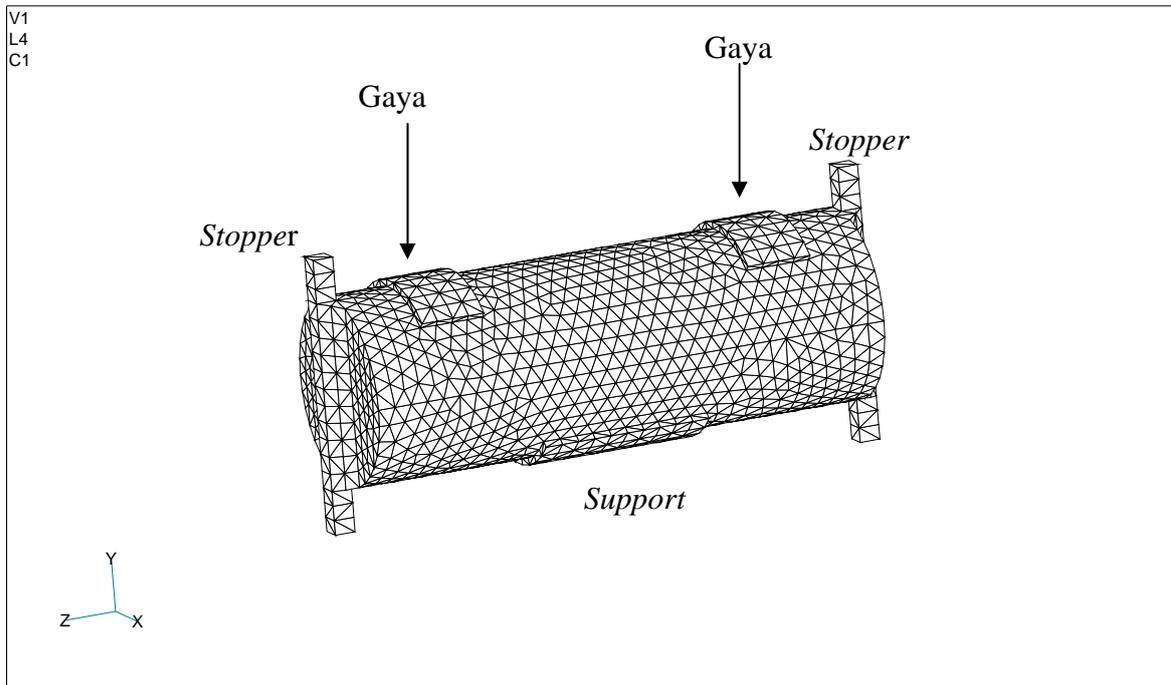
Tabel 1.  
Gaya yang Bekerja Pada Pin dan kg

Pin	Fx1	Fx2	Fy1	Fy2	Fz1	Fz2
A	-379	752	-232	-855	-380	1303
B	754	-382	856	234	1315	-382
C	-358	-386	-	-	3370	3625

Catatan : tanda +/- menunjukkan arah gaya.

### FEA Pin

Dengan menggunakan *element type solid* (volume element), Pin dimodelkan sebagai berikut :

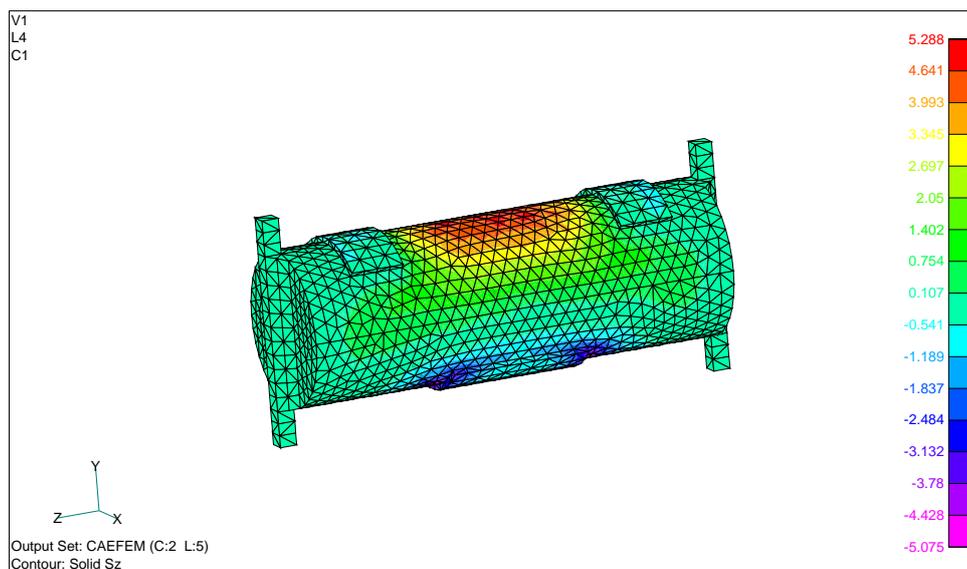


Gambar 4.  
Model FEA pin

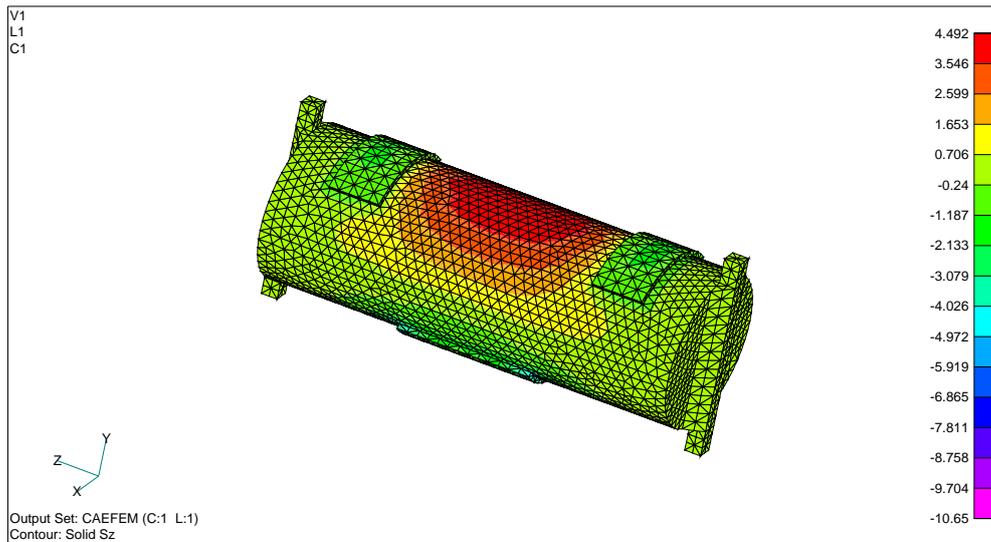
Gaya yang bekerja pada pin diambil dari hasil perhitungan *hopper* (Tabel 1) di atas, gaya kearah lateral (samping diterima oleh *stopper*). Perhitungan dilakukan pada

beberapa model pin dengan diameter yang berbeda mulai dari 55 mm sampai dengan 75 mm.(gambar 4-9)

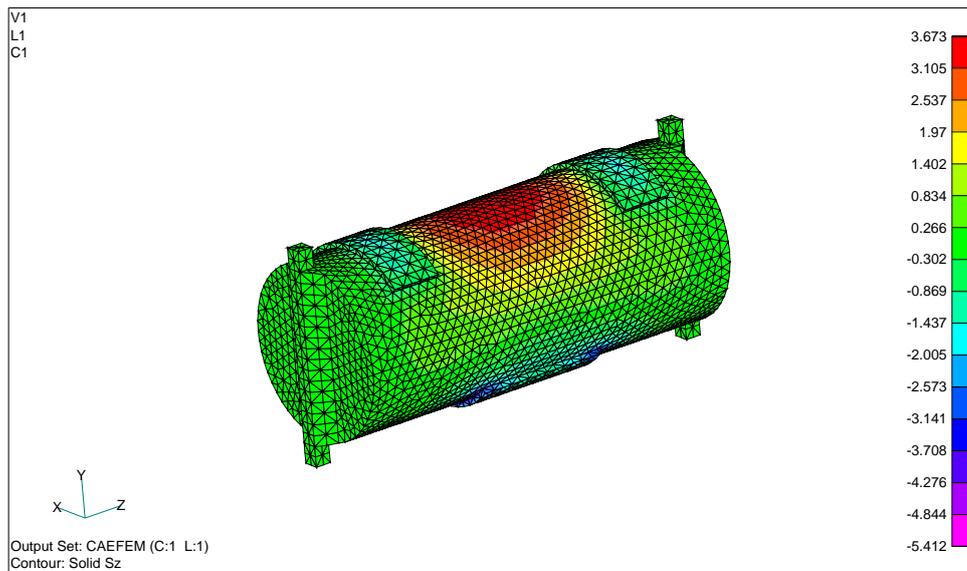
### Hasil Perhitungan



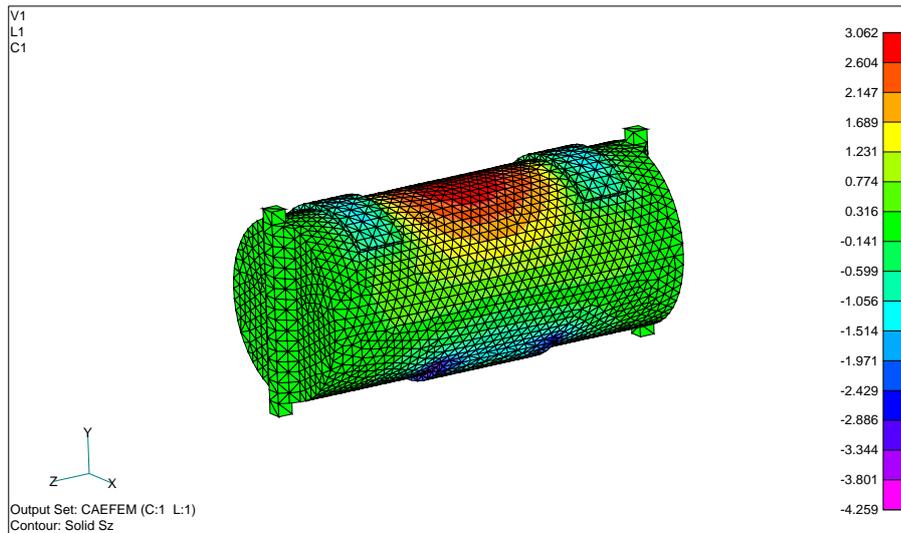
Gambar 5.  
Distribusi Tegangan Pada Pin Diameter 55 mm,  
Tegangan Maksimal Terjadi Pada Punggung Pin Sebesar 5,288 kg/mm<sup>2</sup>



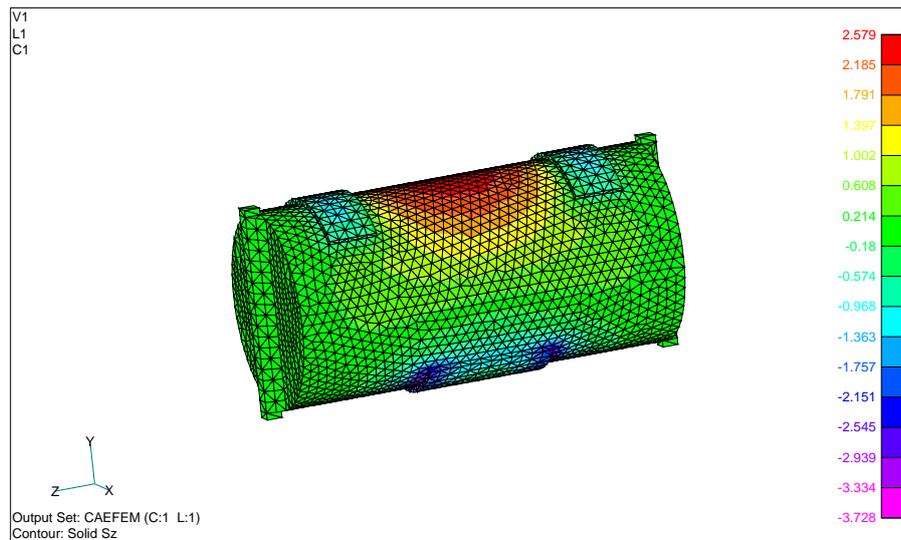
Gambar 6.  
Distribusi Tegangan Pada Pin Diameter 60 mm,  
Tegangan Maksimal Terjadi Pada Punggung Pin Sebesar 4,492 kg/mm<sup>2</sup>



Gambar 7.  
Distribusi Tegangan Pada Pin Diameter 65 mm,  
Tegangan Maksimal Terjadi Pada Punggung Pin Sebesar 3,673 kg/mm<sup>2</sup>



Gambar 8.  
Distribusi Tegangan Pada Pin Diameter 70 mm,  
Tegangan Maksimal Terjadi Pada Punggung Pin Sebesar 3,062 kg/mm<sup>2</sup>



Gambar 9.  
Distribusi Tegangan Pada Pin Diameter 75 mm,  
Tegangan Maksimal Terjadi Pada Punggung Pin Sebesar 2,579 kg/mm<sup>2</sup>

Dari perhitungan stress analysis gambar-gambar diatas dilakukan secara bertahap mulai dengan pin diameter 55 mm sampai dengan pin berdiameter 75 mm, secara detail adalah sebagai berikut: pada (gambar.5) dengan pin diameter 55 mm tegangan maximal yang terjadi pada punggung pin sebesar 5,288 kg/mm<sup>2</sup> (pada titik merah paling atas), dan berikutnya dilakukan stress analysis (gambar 6) dengan mengganti pin dengan diameter yang lebih besar yaitu 60 mm, ternyata diperoleh hasil tegangan maximal menjadi berkurang menjadi 4,492 kg/mm<sup>2</sup>, tegangan ini masih

melebihi tegangan maximal yang diizinkan yaitu 3.36 kg/mm<sup>2</sup>. Perhitungan dilanjutkan dengan mengganti diameter pin menjadi 65 mm dan hasil perhitungan diperoleh tegangan 3.673 kg/mm<sup>2</sup> dan seterusnya dengan pin 70 mm dengan hasil tegangan 3.062 kg/mm<sup>2</sup>, pada kondisi dengan diameter ini sebetulnya sudah didapat hasil dengan tegangan dibawah 3.36 kg/mm<sup>2</sup>, dilakukan perhitungan dengan diameter yang lebih besar yaitu 75 mm untuk mengetahui tegangan yang didapat, dengan hasil tegangan 2.579 kg/mm<sup>2</sup>.

Hasil perhitungan analisa tegangan fungsi diameter pin dapat dilihat pada Tabel 2 berikut:

Tabel 2.  
Tegangan Maksimum & Diameter Pin

Diameter pin (mm)	55	60	65	70	75
Tegangan Maks. (kg/mm <sup>2</sup> )	5,288	4,492	3,673	3,062	2,579

Dari hasil perhitungan tegangan pada pin yang dilakukan dengan diameter yang berbeda, hubungannya pun dengan tegangan pin yang dihasilkan dapat diamati secara bertahap, dengan bertambahnya besar dari diameter pin yang digunakan, maka tegangan yang terjadi semakin kecil. Demikian dilakukan seterusnya sehingga didapatkan tegangan yang optimal yang dapat memikul beban yang merupakan beban bending yang tidak boleh melebihi 3,36 kg/mm<sup>2</sup>

#### SIMPULAN

*Rupture allowable stress*,  $S_r$ , untuk 100.000 jam operasi pada temperatur 750 C adalah sebesar 3,2 ksi (2,24 kg/mm<sup>2</sup>). Karena tegangan yang terjadi pada pin disebabkan oleh *bending* maka tegangan yang terjadi harus lebih kecil dari 1,5  $S_r = 3,36$  kg/mm<sup>2</sup>, jadi sebaiknya dipakai Pin dengan diameter 70 mm.

#### UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terimakasih yang sebesar-besarnya kepada rekan-rekan di Analisa Tegangan – B2TKS BPPT terutama Bapak Budi Tedjolutomo, DEA dalam *team* yang banyak membantu akan terselesaikannya tulisan ini.

#### DAFTAR PUSTAKA

1. ASM Handbook Volume – 9 Thn 1998, *Metallography and Microstructures*.
2. Daryl L. Logan, *A first course in the finite element method*, PWS-Kent Publishing Company – Boston.
3. William weaver Jr, Paul R Johnston *Elemen hingga untuk analisa struktur*, PT. Eresco Bandung 1989.
4. *Annual book of ASTM standard*.
5. Gordon W. Powel and Salah E. Mahmoud, 1998. "*Failure Analysis and Prevention*".
6. Vince Adams and Abraham Askenjazi, "*Building Better Products With Finite Element Analysis*".
7. Kong Yong Lee, Hideaki Takahashi" Fracture and Strength 90 "