

Analisis Efek Beban *Thermal* Pada Perancangan *Pressure Vessel* Untuk Pengolahan Limbah Kelapa Sawit Dengan Kapasitas 10.000 Ton/ Bulan

A. Yudi Eka Risano

Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Lampung
Jl. Prof. Dr. Sumantri Brojonegoro No. 1, Gedung H Lt.2, Bandar Lampung
E-mail: yudi_95@yahoo.com

Abstrak

Pressure vessel (bejana tekan) merupakan tempat penampungan suatu fluida baik berupa cair maupun gas dengan tekanan yang lebih tinggi dari tekanan atmosfer. *Pressure vessel* paling sering digunakan sebagai media penampung fluida cairan, uap air, atau gas pada tingkat tekanan lebih besar dari tekanan udara. *Pressure vessel* digunakan secara luas untuk berbagai aplikasi industri yang mencakup bahan kimia, farmasi, makanan dan minuman, minyak dan bahan bakar, industri nuklir, dan industri plastik. Salah satu aplikasi *pressure vessel* adalah pada tahapan perebusan di pengolahan limbah kelapa sawit untuk memproduksi biodiesel. Pada proses perebusan terjadi pembebanan struktural berupa tekanan dan beban *thermal* yang tidak merata pada *pressure vessel* sehingga terjadi pembebanan yang terintegrasi. Bagaimana pun pembebanan yang terintegrasi akan mengakibatkan efek yang berbeda dibanding hanya satu pembebanan saja sehingga penting untuk menganalisis desain dengan mengaplikasikan pembebanan yang terintegrasi tersebut. Adapun tujuan penelitian ini adalah untuk menganalisis tegangan maksimum yang diijinkan terhadap efek beban *thermal* yang terjadi pada desain *pressure vessel*. Analisis dilakukan dengan mensimulasikan model dengan pembebanan *thermal* internal berupa konduksi sebesar 80°C pada sisi *shell* bagian dalam dan konveksi udara bebas di sisi *shell* bagian luar serta pembebanan *thermal* eksternal berupa konduksi sebesar 80°C pada sisi *shell* bagian dalam dan konveksi udara bebas dan konveksi sebesar 200°C dengan koefisien perpindahan panas sebesar 7,32 W/m²K di sisi *shell* bagian luar. Kemudian keduanya ditambahkan pembebanan struktural berupa tekanan sebesar 294 kPa dan percepatan gravitasi bumi. Hasil dari penelitian menunjukkan bahwa tegangan maksimum pada geometri model yang terjadi untuk beban *thermal* internal yaitu sebesar 160,91 MPa yang terletak pada pipa *nozzle* dan beban *thermal* eksternal sebesar 160,56 MPa terletak pada *nozzle*. Penambahan beban *thermal* mengakibatkan peningkatan tegangan sebesar 17,87% dibandingkan dengan simulasi beban struktural saja (136,51 MPa). Dan dari kedua tegangan maksimum (akibat penambahan beban *thermal* internal dan *thermal* eksternal) yang dihasilkan dari simulasi, kedua tegangan ini masih dalam kondisi aman jika dibandingkan dengan tegangan *yield* yang diijinkan hasil desain.

Keywords: *pressure vessel*, beban *thermal*, *finite element method*

Pendahuluan

Pressure vessel (bejana tekan) merupakan tempat penampungan suatu fluida baik berupa cair maupun gas dengan tekanan yang lebih tinggi dari tekanan atmosfer. *Pressure vessel* paling sering digunakan sebagai media penampung fluida cairan, uap air, atau gas pada tingkat tekanan lebih besar dari tekanan udara. *Pressure vessel* digunakan secara luas untuk berbagai aplikasi industri yang mencakup bahan kimia, farmasi, makanan dan minuman, minyak dan bahan bakar, industri nuklir, dan industri plastik. Salah satu aplikasi *pressure vessel* adalah pada tahapan perebusan di pengolahan limbah kelapa sawit untuk memproduksi biodiesel. (Widiantoko, Rizky Kurnia. 2011)

Pada proses perebusan terjadi pembebanan struktural berupa tekanan dan beban *thermal* yang tidak merata pada *pressure vessel* sehingga terjadi pembebanan yang terintegrasi. Bagaimana pun pembebanan yang terintegrasi akan mengakibatkan efek yang berbeda dibanding hanya satu pembebanan saja sehingga penting untuk menganalisis desain dengan mengaplikasikan pembebanan yang terintegrasi tersebut. Untuk meningkatkan ketelitian dalam desain bejana tekan telah banyak dikembangkan metode perhitungan dengan mengembangkan dasar-dasar teori elemen hingga. Hal ini sangat membantu ketika perhitungan analitis diferensial sangat sulit dilakukan karena berbagai faktor, misal karena geometri, variasi beban, dan waktunya yang simultan (Yerri Susantio, 2004).

Salah satu alat perhitungan dengan metode elemen hingga adalah *software* ANSYS (Megyesy, Eugene F, 1972) yang bisa digunakan untuk evaluasi berbagai model desain mekanik, *thermal* maupun model aliran fluida (Utaya dan B.Bandriyana, 2007). Adapun tujuan penelitian ini adalah untuk menganalisis tegangan maksimum yang diijinkan terhadap efek beban *thermal* yang terjadi pada desain *pressure vessel*.

Metode Eksperimen

Pada penelitian ini akan dilakukan analisis *thermal* dan tegangan pada hasil desain *pressure vessel* khususnya komponen *shell*, *head*, *nozzle* dan *reinforcement pad*. Analisis *thermal* yang dilakukan berupa tegangan yang terjadi akibat adanya perbedaan distribusi temperatur pada suatu material dimana besarnya setara dengan regangan yang timbul pada suatu material yang memuai yang disebut juga tegangan *thermal*. (Rahmat, Anni dan Roziq Himawan, 2008). Kemudian analisis tegangan akan dilakukan pada *shell* dan *head* yang bertujuan untuk mencari letak dan besar tegangan maksimum yang terapkan menggunakan *software finite element analysis (FEA)*.

Adapun langkah-langkah yang akan dilakukan adalah sebagai berikut:

1. Pengumpulan data-data pendukung
Pengumpulan data-data pendukung analisis berupa data teknis, properties dan geometri hasil rancangan *pressure vessel*.
2. *Preprocessing*
Dalam tahap ini dilakukan permodelan yang geometrinya akan didiskritisasi menjadi beberapa elemen. Prosesnya disebut *meshing*, yang kemudian akan digunakan untuk *analysis*.
3. Analisis
Pada tahapan ini data-data yang dimasukkan pada tahap *preprocessing* sebelumnya akan digunakan sebagai *input* pada *code* elemen hingga untuk membangun dan menyelesaikan sistem persamaan aljabar linier atau non linier
4. *Post-processing*
Menampilkan hasil akhir setelah penganalisisan oleh modul penganalisis dengan menampilkan data distribusi tegangan dan tegangan *thermal* pada posisi bagian yang terdiskritisasi pada model geometri.
5. Pengolahan data *post-processing*
Pada pengolahan data *post-processing*, dilakukan analisis distribusi tegangan, tegangan *thermal* dan evaluasi kegagalan material *pressure vessel* berdasarkan hasil permodelan serta optimasi bila diperlukan.

Hasil dan Pembahasan

Pengumpulan Data Pendukung

Setelah dilakukan investigasi lapangan dan studi pustaka diperoleh data teknis dan properties sebagai berikut:

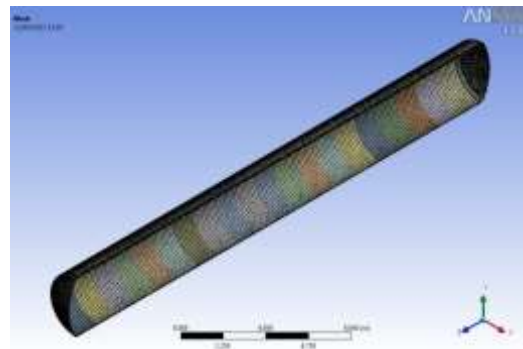
1. Tekanan desain : 294.000 Pa
2. Suhu operasi fluida kerja : 80° C
3. Massa jenis fluida kerja : 956,3939 Kg/m³

Validasi Model

Dalam penelitian ini sebelum dilakukan analisa *thermal* dan tegangan pada bejana tekan yang telah terdesain, simulasi model yang digunakan perlu divalidasi. Validasi dilakukan dengan membandingkan antara hasil simulasi dengan perhitungan analitis. Karena keterbatasan dari perhitungan analitis, maka validasi hanya dilakukan untuk model tanpa menggunakan *nozzle*.

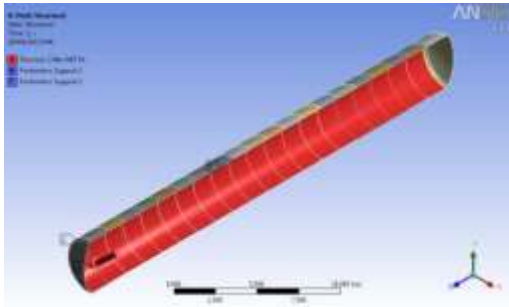
Perhitungan dengan Metode Elemen Hingga

Langkah pertama dalam validasi adalah melakukan simulasi dengan setengah bagian dari model yang ada. Hal ini disebabkan karena model tersebut simetri secara geometri serta mengalami gaya-gaya yang bekerja secara simetri pula pada model tersebut. Selanjutnya, *meshing* menggunakan *solid186* dengan 88838 node dan 14429 elemen sebagaimana terlihat pada Gambar 1.

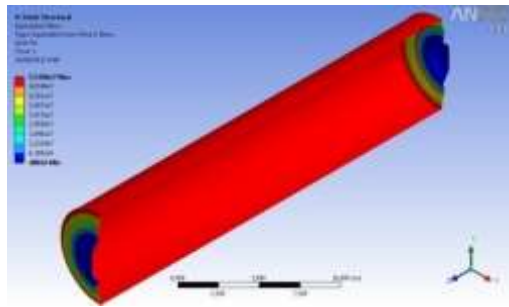


Gambar 1. Meshing Model

Selanjutnya, *boundary condition* yang diterapkan adalah *frictionless support* pada bidang potongan arah sumbu *x* dan *frictionless support* pada arah sumbu *y* serta tekanan kerja yang digunakan sebesar 294 kPa seperti tampak pada Gambar 2.



Gambar 2 Permodelan Pembebanan



Gambar 3. Result Equivalent (Von-mises) Stress

Hasil simulasi didapatkan bahwa tegangan maksimum yang terjadi adalah sebesar 55,286 MPa seperti tampak pada Gambar 3.

Perhitungan Analitis

Perhitungan analitis dilakukan dengan rumus untuk bejana tekan dinding tipis berikut (Willyanto Amggono, *et al.* 2006) :

$$\text{von mises} = \frac{\sqrt{2}}{2} [(\sigma_2 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_2)^2]^{1/2}$$

$$\sigma_1 = \sigma_{\text{hoop}} = \frac{pr}{t} = \frac{294000 \text{ Pa} \times 1,90985932 \text{ m}}{0,009525 \text{ m}} = 58,95 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = \sigma_{\text{long}} = \frac{pr}{2t} = \frac{294000 \text{ Pa} \times 1,90985932 \text{ m}}{2 \times 0,009525 \text{ m}} = 29,47 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = -294000 \text{ Pa} = -0,294 \text{ MPa}$$

Sehingga,

$$\text{von mises} = \frac{\sqrt{2}}{2} [(\sigma_2 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_2)^2]^{1/2}$$

$$\text{von mises} = \frac{\sqrt{2}}{2} [(29,47 - 58,95)^2 + (-0,294 - 58,95)^2 + (-0,294 - 29,47)^2]^{1/2}$$

$$\text{von mises} = 51,307 \text{ MPa}$$

Error

Perhitungan *error* yang diperoleh jika dibandingkan antara besaran tegangan antara hasil simulasi dan perhitungan analitis yaitu sebesar (Willyanto Amggono, *et al.* 2006) :

$$\text{error} = \left| \frac{\sigma_{\text{analitik}} - \sigma_{\text{simulasi}}}{\sigma_{\text{analitik}}} \right| \times 100\%$$

$$\text{error} = \left| \frac{51,307 - 55,286}{51,307} \right| \times 100\%$$

$$\text{error} = 7,7552\%$$

Kesalahan yang dihasilkan ternyata cukup kecil, sehingga hasil simulasi dianggap valid dan bisa digunakan dalam analisa.

Simulasi Bejana Tekan

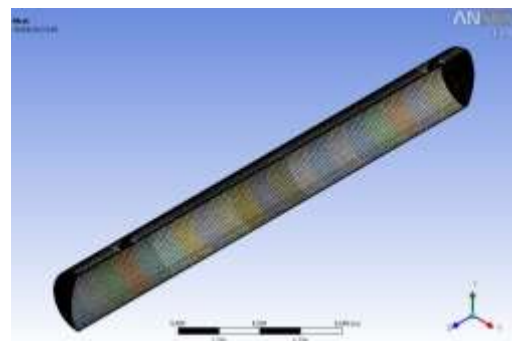
Simulasi pembebanan pada bejana tekan dilakukan dengan mengaplikasikan beban *thermal* dan beban struktural. Selanjutnya, beban *thermal* dibedakan menjadi dua jenis beban yaitu beban internal dan eksternal. Sehingga simulasi dikelompokkan sebagai berikut:

Simulasi Beban *Thermal* Internal dan Beban Struktural

Proses simulasi dilakukan dua tahap yaitu simulasi dengan mengaplikasikan beban struktural kemudian menambahkan beban *thermal* guna mengetahui besar peningkatan tegangan akibat beban *thermal*.

Simulasi Pembebanan Struktural

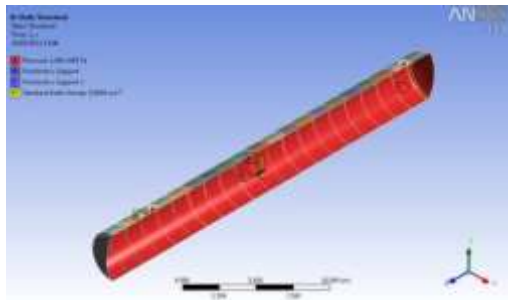
Pada pembebanan struktural, *meshing* menggunakan solid186 dan diperoleh data statistik yaitu 114683 *nodes* dan 26964 elemen seperti tampak pada Gambar 4.



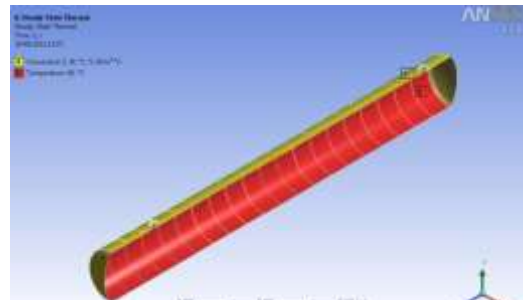
Gambar 4. Meshing

Lalu, *boundary condition* yang diterapkan adalah *frictionless support* pada bidang potongan arah sumbu *x* dan *frictionless support* pada arah sumbu *y* serta tekanan kerja yang digunakan sebesar 294000 Pa dan gravitasi sebesar 9,8066 m/s² seperti terlihat pada Gambar 5.

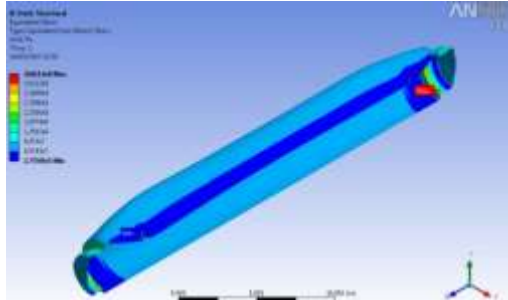
Hasil simulasi didapatkan bahwa tegangan maksimum yang terjadi adalah sebesar 406,33 MPa seperti tampak pada Gambar 6.



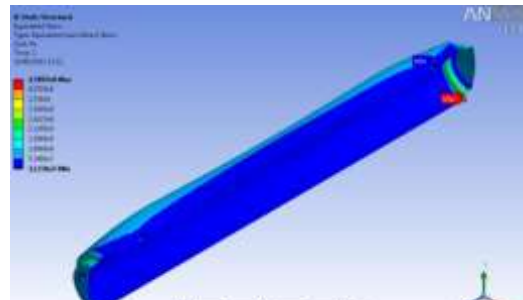
Gambar 5 Pembebanan Stuktural



Gambar 7. Pembebanan *Thermal* Internal



Gambar 6. *Solution equivalent Stress (Von Mises)* Beban Struktural



Gambar 8. *Solution equivalent Stress (Von Mises)* Beban *Thermal* dan Struktural

Untuk mengetahui tingkat keamanan dari geometri bejana tekan setelah disimulasikan maka digunakan persamaan berikut (Tjelta, Forde. 2012) :

$$SF = \frac{S_{yp}}{S}$$

Peninjauan tegangan yang terjadi dan nilai keamanan tiap-tiap part pada model dengan nilai S_{yp} sesuai dengan properti material *part* dengan mengacu $SF \geq 1,5$ maka nilai keamanan terbesar pada *part flange* sebesar 2,7135. Lalu *part* yang dianggap tidak memenuhi kriteria keamanan yaitu *head* sebesar 0,639874, *pipa nozzle* 1,4032 dan *reinforcement* sebesar 0,7278.

Simulasi Pembebanan Struktural dan Thermal

Internal

Pada simulasi ini, *meshing* dan *boundary condition* yang diterapkan sama dengan simulasi pembebanan struktural seperti terlihat pada Gambar 5 dan Gambar 6 akan tetapi ditambahkan pembebanan *thermal* berupa konduksi panas sebesar 80°C pada sisi dalam *shell* dan konveksi udara dari *shell* bagian luar sebagaimana terlihat pada Gambar 7.

Hasil simulasi didapatkan bahwa tegangan maksimum yang terjadi adalah sebesar 478,97 MPa seperti tampak pada Gambar 8.

Peninjauan tegangan yang terjadi dan nilai keamanan tiap-tiap part pada model dengan nilai S_{yp} sesuai dengan properti material *part* dengan mengacu $SF \geq 1,5$ maka *part* yang dianggap aman yaitu *flange* sebesar 3,1944 dan *part* yang dianggap tidak aman yaitu *reinforcement pad* sebesar 0,9112, *head* sebesar 0,543, *pipa nozzle* sebesar 1,2424 dan *shell* sebesar 1,051.

Lebih lanjut, penambahan beban *thermal* pada analisis struktural mengakibatkan terjadinya peningkatan tegangan pada simulasi model sebesar 17,877% dibanding hasil simulasi dengan pembebanan struktural. Maka hal ini membuktikan bahwa perbedaan suhu yang teraplikasi pada model dapat mengakibatkan peningkatan tegangan.

Optimalisasi Permodelan

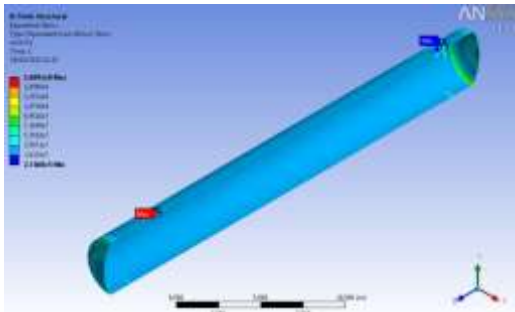
Dikarenakan hasil simulasi pembebanan struktural dan *thermal* internal menunjukkan bahwa model tidak memenuhi $SF \geq 1,5$ sehingga dinyatakan tidak aman maka peneliti mengambil langkah optimalisasi berupa penebalan geometri hingga solusi dalam kondisi aman aman seperti tertabulasi pada Tabel 1.

Tabel 1. Variasi Ketebalan yang Aman

t_{shell} (m)	$t_{pipa\ nozzle}$ (m)	$t_{reinforcement}$ (m)
0,015875	0,01905	0,0127

Kemudian, dengan mengaplikasikan *meshing*,

pembebanan dan *boundary condition* yang sama seperti pembebanan struktural dan *thermal* internal maka diperoleh tegangan maksimum hasil simulasi sebesar 160,91 MPa pada pipa *nozzle* seperti tampak pada Gambar 9.

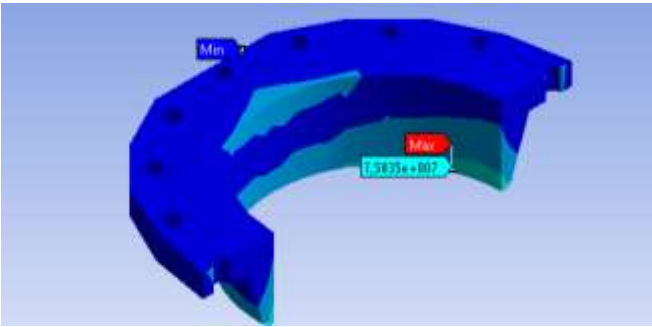
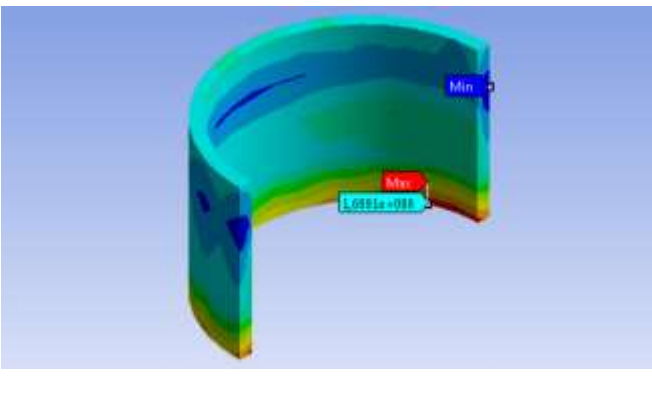
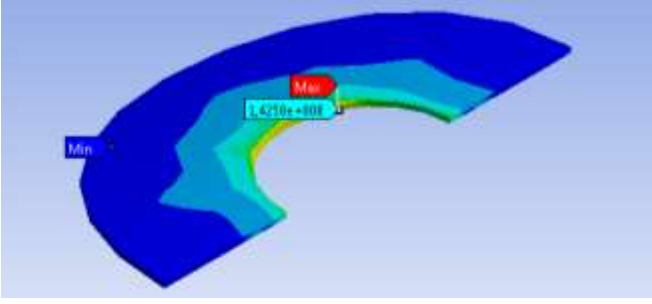


Gambar 9. *Solution equivalent Stress (Von Mises)* Beban *Thermal* Internal dan Struktural

Peninjauan tegangan yang terjadi dan nilai keamanan tiap-tiap *part* pada model dengan nilai S_{yp} sesuai dengan properti material *part* dengan mengacu nilai keamanan $SF \geq 1,5$ seperti tampak pada Tabel 2 maka nilai keamanan terbesar pada *part flange* sebesar 3,29. Lalu, jika tegangan yang terjadi pada tiap *part* dibandingkan dengan tegangan ijin yang mengacu nilai keamanan maka tegangan pada kesemua *part* masih pada kondisi aman seperti tampak pada Tabel 2.

Tabel 2. Peninjauan Nilai Keamanan Tiap-Tiap Part Pada Optimalisasi Model Pembebanan *Thermal* Internal dan Struktural

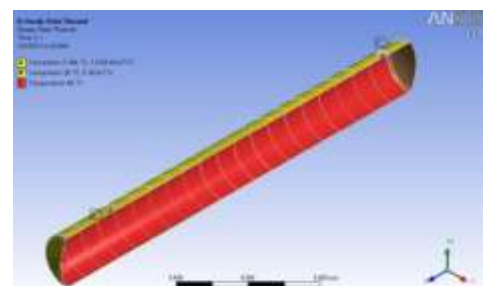
No	Hasil Simulasi	SF
1	<p style="text-align: center;"><i>Shell</i></p>	$SF = \frac{S_{yp}}{S}$ $SF = \frac{260MPa}{127,38MPa}$ $SF = 2,04$
2	<p style="text-align: center;"><i>Head</i></p>	$SF = \frac{S_{yp}}{S}$ $SF = \frac{260MPa}{121,16MPa}$ $SF = 2,15$

3	<p style="text-align: center;"><i>Flange</i></p> 	$SF = \frac{S_{yp}}{S}$ $SF = \frac{250MPa}{75,835MPa}$ $SF = 3,29$
4	<p style="text-align: center;"><i>Pipa nozzle</i></p> 	$SF = \frac{S_{yp}}{S}$ $SF = \frac{240MPa}{160,91MPa}$ $SF = 1,5$
5	<p style="text-align: center;"><i>Reinforcement pad</i></p> 	$SF = \frac{S_{yp}}{S}$ $SF = \frac{260MPa}{142,58MPa}$ $SF = 1,82$

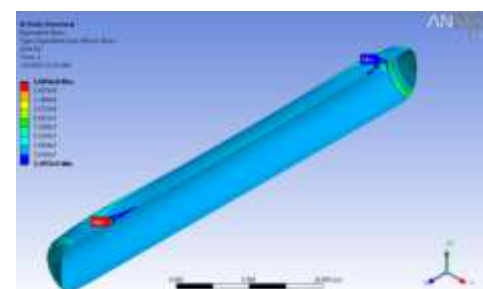
Simulasi Beban Thermal Eksternal dan Struktural

Geometri model yang dinyatakan aman oleh peneliti pada pembebanan struktural dan beban *thermal* internal tersebut disimulasikan kembali dengan *boundary condition* dan pembebanan struktural yang sama. Akan tetapi pembebanan *thermal* yang berbeda berupa konduksi panas sebesar 80°C pada sisi dalam *shell* dan konveksi udara bebas serta konveksi pembakaran bahan bakar pada *shell* bagian luar dengan nilai koefisien perpindahan panas konveksi sebesar 7,3236W/m² K serta suhu sebesar 200°C seperti tampak pada Gambar 10.

Sehingga, tegangan maksimum yang diperoleh dari hasil simulasi sebesar 160,56 MPa pada pipa *nozzle* seperti tampak pada Gambar 11.



Gambar 10. Pembebanan *Thermal* Eksternal



Gambar 11. *Solution Equivalent Stress (Von Mises)* Beban *Thermal* Eksternal dan Struktural

Dengan mengacu pada kriteria $SF \geq 1,5$ maka angka keamanan terendah pada *part* pipa *nozzle* sebesar 1,5 sehingga geometri yang dianggap aman pada pembebanan *thermal* internal juga aman untuk pembebanan *thermal* eksternal.

Kesimpulan

Dari hasil penelitian yang dilakukan maka dapat diambil beberapa kesimpulan antara lain:

1. Tegangan maksimum pada geometri model yang terjadi untuk beban termal internal yaitu sebesar 160,91 MPa terletak pada pipa *nozzle*.
2. Tegangan maksimum pada geometri model yang terjadi untuk beban termal eksternal yaitu sebesar 160,56 MPa terletak pada *nozzle*.
3. Penambahan beban termal mengakibatkan peningkatan tegangan sebesar 17,877% dibandingkan dengan simulasi beban struktural saja (136,51 MPa).
4. Tegangan maksimum pada geometri model yang terjadi baik untuk beban termal internal maupun beban termal eksternal, bila dibandingkan dengan tegangan yield sebesar 240 MPa maka tegangan yang terjadi masih dalam kondisi aman.

Referensi

- Megyesy, Eugene F. 1972. "*Pressure Vessel Handbook Sixth Edition*". Pressure Vessel Handbook Publishing Inc.
- Rahmat, Anni dan Roziq Himawan. 2008. "Analisis Pengaruh Distribusi Temperatur Terhadap Tegangan Panas Dan Faktor Intensitas Tegangan Pada Bejana Tekan Reaktor PWR". Prosiding Seminar Nasional Pengembangan Energi Nuklir 2008. BATAN.
- Susantio, Yerri. 2004. "Dasar-Dasar metode Elemen Hingga". Penerbit Andi: Yogyakarta.
- Tjelta, Forde. 2012. "A Comparison Study of Pressure Vessel Design Using Different Standart". Master's Thesis. University of Stavanger.
- Utaya dan B.Bandriyana. 2007. "Evaluasi Tegangan Pada Nosel Tangki Pembangkit Uap Pltn Dengan Program Ansys". Prosiding Pertemuan Ilmiah Nasional Rekayasa Perangkat Nuklir. BATAN.
- Widiantoko, Rizky Kurnia. 2011. "Kelapa Sawit Dan Aneka Pengolahannya" Available at: <http://lordbroken.wordpress.com/2011/01/08/kelapa-sawit-dan-aneka-pengolahannya/>. Diakses pada 15 Maret 2012.
- Willyanto Anggono, *et al.* 2006. "Penentuan Perbandingan Diameter Nozzle Terhadap Diameter Shell Maksimum Pada Air Receiver

Tank Horisontal Dengan Menggunakan Metode Elemen Hingga". Petra Christian University.