

## SIMULASI NUMERIK PERILAKU NONLINEAR PIPA REDUCER EKSENTRIK DENGAN BEBAN INTERNAL PRESSURE

Novri Tanti dan Asnawi Lubis<sup>(\*)</sup>

Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Lampung  
Jalan Professor Sumantri Brojonegoro No.1, Gedongmeneng, Bandar Lampung, 35145, Indonesia  
Phone: (62-721)3555519, Fax: (62-721)704947, <sup>(\*)</sup>E-mail: [asnawi-lubis@unila.ac.id](mailto:asnawi-lubis@unila.ac.id)

### Abstrak

Pipa reducer eccentric merupakan salah satu komponen penyambungan pada sistem perpipaan yang berfungsi menyambungkan pipa dengan diameter dan sumbu yang berbeda. Analisis tegangan pada pipa reducer eksentrik dilakukan untuk mengetahui perilaku nonlinear dan distribusi tegangan yang terjadi akibat beban internal pressure yang menghasilkan tegangan luluh material.

Dimensi pipa reducer eksentrik model dibuat berdasarkan ANSI B16.9 untuk ukuran nominal pipa 12" x 10" dan dimodelkan sebagai shell tipis. Untuk mengetahui distribusi tegangan pada model pipa reducer eksentrik terhadap pipa silindris yang disambungkan, shell diasumsikan tersambung secara sempurna dengan kedua pipa silindris.

Dari hasil yang diperoleh diketahui bahwa nilai tegangan (ekivalen) maksimum mulai mencapai nilai tegangan luluh saat rasio beban internal pressure terhadap internal pressure yang menghasilkan tegangan luluh menurut ASME ( $P/P_Y$ ) sebesar 1.1814, sedangkan  $P/P_Y$  maksimum yang dapat diterima shell model adalah sebesar 1.207. Untuk mengurangi konsentrasi tegangan pada bagian transisi, maka dapat direkomendasikan pembuatan knuckle dan flare, dengan nilai radius knuckle dan flare lebih besar daripada 28.575 mm.

**Kata kunci :** reducer eksentrik, internal pressure, limit tekanan, tegangan ekivalen, knuckle, flare.

### 1. Pendahuluan

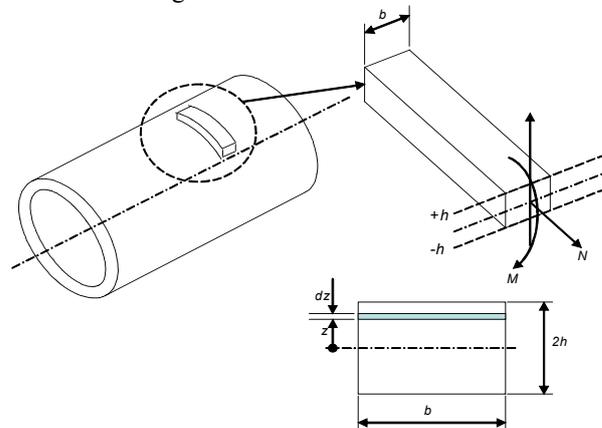
Pipa reducer merupakan salah satu komponen penyambungan pada sistem perpipaan yang berfungsi menyambungkan pipa dengan diameter yang berbeda. Pipa reducer terbagi menjadi dua, yakni konsentrik dan eksentrik. Reducer konsentrik digunakan apabila sumbu dari kedua pipa yang akan dihubungkan berada pada satu garis lurus, sedangkan reducer eksentrik digunakan untuk menyambungkan dua pipa dengan sumbu yang tak segaris. Karena bentuknya yang berupa setengah kerucut dan setengah silindris, maka analisis reducer eksentrik lebih sulit jika dibandingkan dengan reducer konsentrik.

Reducer eksentrik digunakan dalam sistem perpipaan untuk menjaga bagian bawah pipa (*Bottom of Pipe*) pada posisi tetap saat elevasi kedua pipa yang akan dihubungkan bernilai sama. Reducer eksentrik juga digunakan pada bagian suction nosel pompa untuk menjaga udara agar tidak masuk ke dalam pompa. Dengan mempertahankan kesejajaran bagian atas (*Flat on Top*) permukaan pipa, maka adanya celah udara untuk masuk ke dalam pompa dapat dihindari [Parisher, 2002].

Tulisan ini menyajikan hasil simulasi numerik dengan metode elemen hingga terhadap perilaku nonlinear sebuah reducer eksentrik yang menerima beban internal pressure. Limit tekanan diperoleh dengan menggunakan algoritma Newton-Raphson.

### 2. Limit Load

Untuk menghindari *gross distortion* atau *bursting* adalah perlu untuk menghindari kondisi total palstis pada seluruh dinding shell. Gambar 1 menunjukkan sebuah elemen dinding shell yang mengalami stress pada satu sumbu. Dinding sebuah shell dapat diidealisasikan sebagai sebuah beam dengan lebar  $b$  dan tebal  $2h$  (or  $t$ ) yang menerima gaya normal  $N$  dan momen bending  $M$ .



Gambar 1 dinding shell dianalisis sebagai sebuah beam



Definisikan  $\sigma(z)$  sebagai *circumferential stress* pada jarak  $z$  dari mid-surface dinding. Pada potongan  $z$ , persamaan keseimbangan dapat ditulis dimana beban external yang diberikan  $M$  dan  $N$  sama dengan gaya internal, yaitu stress pada beam. Hasilnya adalah persamaan berikut:

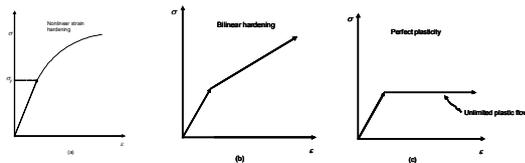
$$M = F.z = \int_{-h}^h \sigma A.z = \int_{-h}^h \sigma b dz.z = b \int_{-h}^h \sigma z.dz \quad (1)$$

$$N = \int_{-h}^h \sigma A = \int_{-h}^h \sigma b.dz = b \int_{-h}^h \sigma.dz \quad (2)$$

Jika perilaku material adalah elastik murni, kedua persamaan di atas menghasilkan persamaan berikut:

$$\sigma(z) = \frac{N}{A} + \frac{Mz}{I} \quad (3)$$

dimana,  $A =$  luas penampang beam  $= 2bh$   
 $I =$  momen inersia penampang



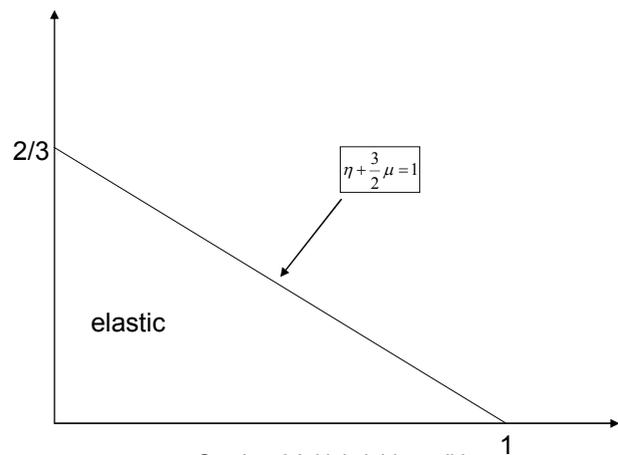
Gambar 2 Hubungan tegangan-regangan, (a) nonlinear elastic, (b) bilinear hardening, (c) elastic-perfectly-plastic.

Dengan asumsi bahwa perilaku material adalah *elastic-perfectly-plastic* (Gambar 2c), dan dengan tegangan luluh  $\sigma_Y$ , maka dengan  $N$  adalah gaya tarik, tegangan luluh pertama akan terjadi sebagai tarik pada serat terluar ( $z = +h$ ), bila

$$\frac{N}{2bh} + \frac{3M}{2bh^2} = \sigma_Y \quad (4)$$

$$\text{atau, } \frac{N}{2bh\sigma_Y} + \frac{3M}{2bh^2\sigma_Y} = 1 \quad (5)$$

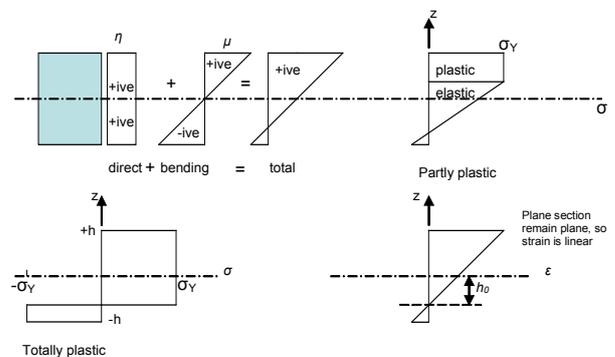
Persamaan (5) didefinisikan sebagai *initial yield condition* seperti pada Gambar 3.



Gambar 3 Initial yield condition

Setelah luluh, jika beban terus dinaikkan, plastisitas akan menyebar ke seluruh dinding shell (penampang beam) seperti pada Gambar 4. Untuk plastis sempurna, keadaan total plastis merupakan *LIMIT STATE* dengan distribusi aliran plastis yang linear seperti pada Gambar 4. Pada kondisi ini sumbu netral berpindah sejauh  $h_0$  dibawah garis pusat. Di atas sumbu netral dalam kondisi plastis penuh, stress sama dengan  $\sigma_Y$ , dan di bawah sumbu ini stress sama dengan  $-\sigma_Y$ . Secara matematik, distribusi stress ditulis sebagai berikut

$$\sigma(z) = \begin{cases} \sigma_Y & \dots\dots\dots z > -h_0 \\ -\sigma_Y & \dots\dots\dots z < -h_0 \end{cases} \quad (6)$$



Gambar 4 rogress aliran plastisitas dalam sebuah beam

Dengan kombinasi persamaan (1) dan (2) diperoleh persamaan berikut:

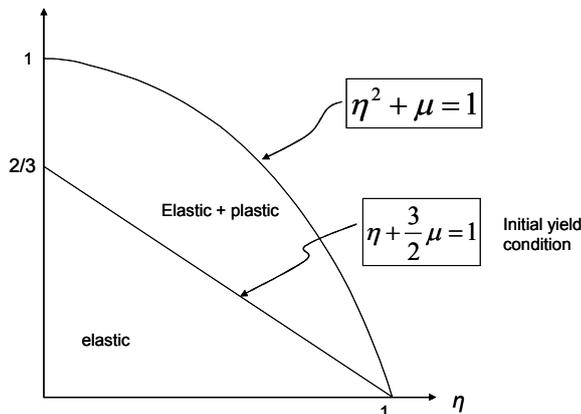
$$\frac{M}{bh^2\sigma_Y} + \left(\frac{N}{2bh\sigma_Y}\right)^2 = 1 \quad (7)$$

Persamaan (7) dikenal dengan *limit load condition*.

Karena nature dari stress dalam kondisi plastis penuh, stress tidak dapat naik di atas yield stress. Jika kombinasi beban  $M$  and  $N$  berubah sedemikian sehingga



persamaan (7) selalu dipenuhi maka dinding shell akan selalu dalam 'limit condition'. Biasanya beban pada vessel tidak tunggal, tapi berupa *multiple loading*. *Initial yield condition*, [persamaan (5)] atau Gambar 3, dan *limit load condition* [persamaan (7)] biasanya digambarkan pada sebuah INTERACTION DIAGRAM seperti Gambar 5.

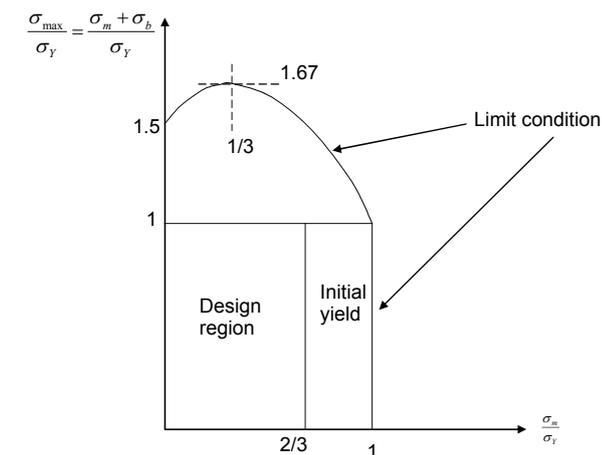


Gambar 5 Interaction diagram

Diagram interaksi seperti ditunjukkan pada Gambar 5 dapat diplot dalam bentuk lain dimana terminologi

$\frac{N}{2bh} = \sigma_m$ , didefinisikan sebagai *elastic membrane stress* dan terminologi

$\frac{3M}{2bh^2} = \sigma_b$ , didefinisikan sebagai *elastic bending stress* pada serat terluar. Dengan definisi ini, sebuah diagram untuk *design limit* dapat diplot seperti pada Gambar 6:

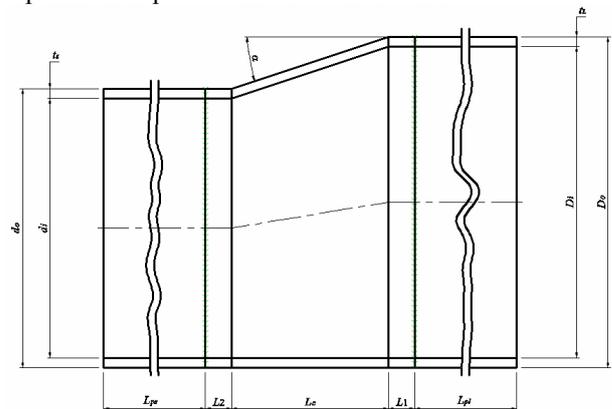


Gambar 6 Design limit untuk menghindari *gross distortion*

### 3. Pemodelan Elemen Hingga

Model pipa *reducer* eksentrik dibuat berdasarkan standar ANSI B16.9 (*Factory-Made Wrought Steel Buttwelding Fittings*) dengan ukuran nominal pipa 12" x 10" dan *schedule* 40S. Pipa *reducer* model tersambung

dengan pipa lurus pada kedua ujungnya dengan sambungan las tepi. Dimensi pipa selengkapnya diperlihatkan pada Gambar 7 dan Tabel 1.



Gambar 7 Model *reducer* eksentrik

Tabel 1. Dimensi pipa *reducer* model

$d_i = 10$ in.	$t_s = 0.375$ in.	$L_c = 6$ in.
$d_o = 10.75$ in.	$t_L = 0.375$ in.	$L_{pl} = 24$ in.
$D_i = 12$ in.	$L_1 = 1$ in.	$L_{ps} = 20$ in.
$D_o = 12.75$ in.	$L_2 = 1$ in.	$\alpha = 18.435^\circ$

Sifat-sifat material (*material properties*) yang digunakan dipilih berdasarkan ASTM A403/A403M untuk spesifikasi material pipa sambungan dan disini dipilih material *stainless steel* 304 dengan densitas,  $\rho$  sebesar 7,86 Mg/m<sup>3</sup>, modulus elastisitas,  $E$  sebesar 193 GPa, kekuatan luluh (*yield strength*),  $\sigma_y$  sebesar 207 MPa, kekuatan tarik (*ultimate tensile strength*) sebesar 517 MPa, dan rasio Poisson 0,27 [Moaveni, 2003].

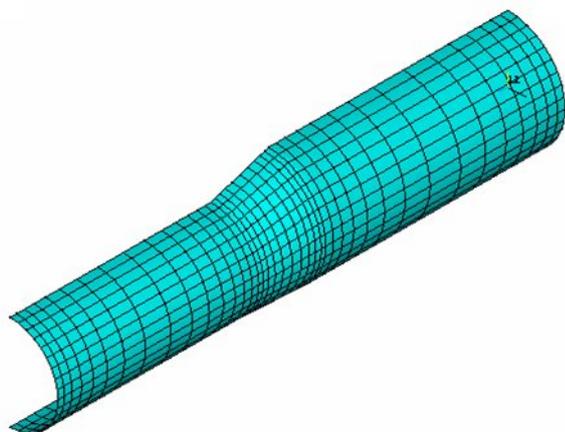
Dalam analisis ini, pipa *reducer* diperlakukan sebagai *shell* dinding tipis dan tersambung sempurna (efisiensi sambungan bernilai 1) pada kedua ujungnya dengan silinder. Asumsi lain adalah ketebalan disepanjang *reducer* dan kedua pipa silindris yang disambungkan dianggap seragam.

Tipe elemen yang digunakan adalah SHELL181. Elemen ini terdiri dari 4 *node* dengan enam DOF pada setiap *node*: translasi pada arah the x, y, dan z, serta rotasi pada sumbu x, y, dan z. digunakan.

Elemen pada model dibagi dalam dua arah, yakni longitudinal dan *circumferential*. Untuk arah longitudinal, elemen pada pipa silindris dibuat sebanyak 15 divisi sedangkan pada bagian transisi elemen dibuat sebanyak 10 divisi. Pembagian elemen yang lebih kecil pada bagian transisi dilakukan karena pada bagian transisi terdapat daerah *discontinue* dari penampang pipa silindris di kedua ujungnya. Sehingga untuk mendapatkan nilai hasil keluaran yang baik bagian transisi perlu diatur sedemikian rupa. Pada arah *circumferential* elemen dibagi dengan ukuran sudut 10° atau sebanyak 18 divisi untuk setengah lingkaran. Dengan demikian total elemen yang terdapat pada model

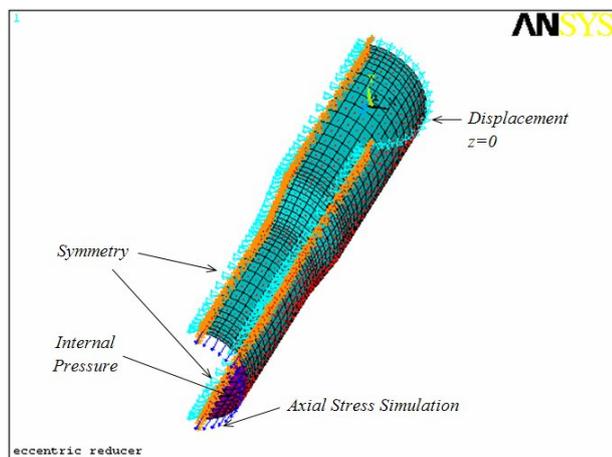


adalah sebanyak 720 elemen. Model elemen hingga ditunjukkan pada Gambar 8.



Gambar 8 Pemodelan elemen hingga reducer eksentrik

Kondisi batas yang digunakan adalah kondisi simetri pada bidang XY dan perpindahan nol dalam arah sumbu-z untuk seluruh node pada ujung silinder besar. Beban internal pressure pada ujung silinder kecil disimulasi sebagai tegangan aksial pada keliling ujung silinder kecil seperti pada Gambar 9. Tekanan internal sebesar 25 MPa dinaikkan secara *ramp* dan limit tekanan dapat diketahui dari solusi terakhir yang konvergen dengan memakai algoritma Newton-Raphson.



Gambar 9 Kondisi batas dan pembebanan

#### 4. Limit Tekanan

Secara mekanika, nilai tekanan yang bekerja pada pipa dapat ditentukan dengan persamaan untuk bejana tekan (*pressure vessel*). Menurut ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII, tekanan kerja yang diizinkan pada sebuah *shell* kerucut dapat ditentukan dengan persamaan:

$$P = \frac{2\sigma_y \eta_j t \cos \alpha}{D + 1.2t \cos \alpha} \quad (8)$$

dimana  $\eta_j$  adalah efisiensi sambungan. Dengan mengasumsikan *shell* tersambung dengan sempurna ( $\eta_j$  bernilai 1), maka tekanan yang dapat diterapkan pada *shell* model adalah:

$$P = \frac{2(207)(9.525) \cos 18.435}{304.8 + 1.2(9.525) \cos 18.435} = 11.85 \text{ MPa}$$

Tabel 2 memperlihatkan solusi nonlinear dengan metode elemen hingga. Dapat dilihat bahwa limit tekanan adalah 13.885 MPa. Dengan membandingkan nilai ini dengan tekanan luluh yang dihitung dengan persamaan (8), diperoleh:

$$\frac{P_L}{P_Y} = 1.169$$

Tabel 2 Solusi nonlinear limit tekanan internal

Internal pressure (MPa)	Load step	Sub-step	Cumulative iteration
1.000	1	1	1
2.000	1	2	2
3.000	1	3	3
4.000	1	4	4
5.000	1	5	5
6.000	1	6	6
7.000	1	7	7
8.000	1	8	8
9.000	1	9	9
10.000	1	10	10
11.000	1	11	11
12.000	1	12	12
13.000	1	13	13
13.450	1	14	19
13.652	1	15	29
<b>13.855</b>	<b>1</b>	<b>16</b>	<b>36</b>
25.000	1	999999	40

#### 5. Keadaan Tegangan

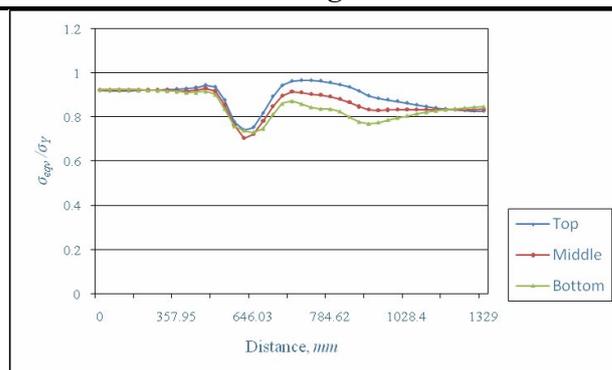
Distribusi tegangan sepanjang *reducer* perlu diketahui untuk mendapatkan informasi mengenai lokasi terjadinya kegagalan pada model akibat kombinasi tegangan yang terjadi pada model. Tegangan ekuivalen (von Mises) merupakan hasil dari kombinasi antara tegangan utama, yakni tegangan radial, *hoop*, dan aksial. Selain itu, tegangan ekuivalen mewakili nilai dari ketiga tegangan utama tersebut. Tegangan pada bagian simetri

model sangat penting untuk ditinjau, karena terdapat bagian *discontinue* pada bagian atasnya. Data tegangan ekivalen maksimum yang terjadi pada permukaan *top shell* untuk setiap kenaikan *internal pressure* diberikan pada Tabel 3.

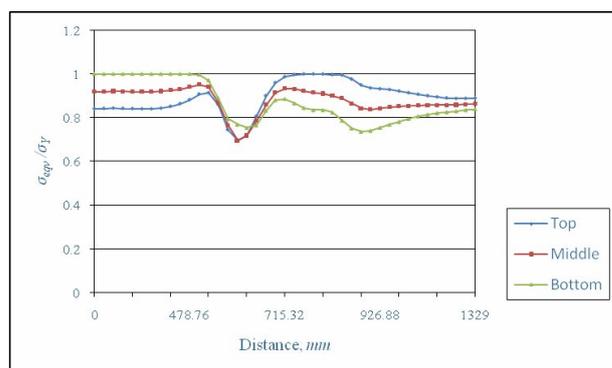
Tabel 3 Tegangan maksimum (von Mises) dari solusi nonlinear

Sub-step	$P/P_Y$	$\sigma_{eqv}$	$\frac{\sigma_{eqv}}{\sigma_Y}$
1	0.084	15.7	0.076
2	0.169	31.4	0.152
3	0.253	47.1	0.228
4	0.338	62.8	0.303
5	0.422	78.499	0.379
6	0.506	94.199	0.455
7	0.591	109.899	0.531
8	0.675	125.599	0.607
9	0.759	141.299	0.683
10	0.844	156.999	0.758
11	0.928	172.699	0.834
12	1.013	188.399	0.910
13	1.097	204.099	0.986
14	1.135	207	1.000
15	1.152	207	1.000
16	1.169	207	1.000

Dari Tabel 3 di atas, diketahui bahwa tegangan ekivalen telah mencapai tegangan luluh material pada  $P/P_Y$  sebesar 1.135. Dapat dilihat bahwa, setelah tegangan luluh dicapai, kenaikan internal pressure sampai dicapainya limit tekanan tidak lagi menaikkan nilai tegangan (von Mises), sekalipun menaikkan nilai komponen tegangan, khususnya hoop stress. Kurva tegangan ekivalen yang terjadi pada *node* di sepanjang bagian simetri atas ketika tekanan mencapai tekanan untuk luluh dan limit diberikan pada Gambar 10 dan 11. Tegangan tersebut diplot dari ujung silinder besar ke arah reducer dan silinder kecil. Kedua Gambar memperlihatkan bahwa terjadi kenaikan tegangan yang signifikan pada bottom shell dari kondisi luluh menuju limit.

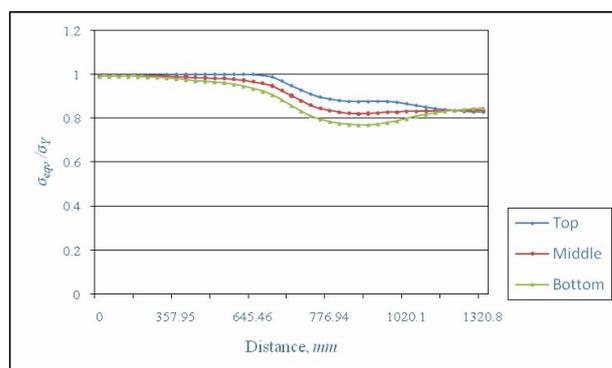


Gambar 10 distribusi tegangan (von Mises) sepanjang simetri atas ketika luluh dicapai

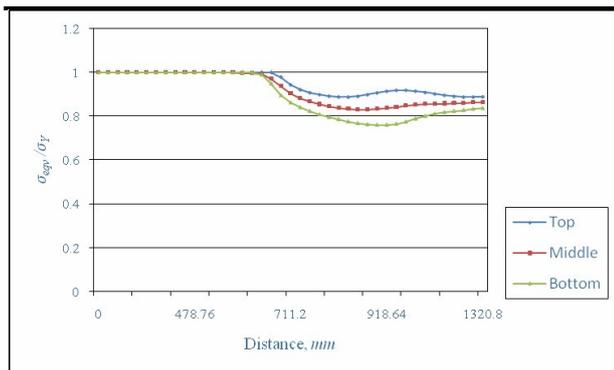


Gambar 11 distribusi tegangan (von Mises) sepanjang simetri atas ketika limit tekanan dicapai

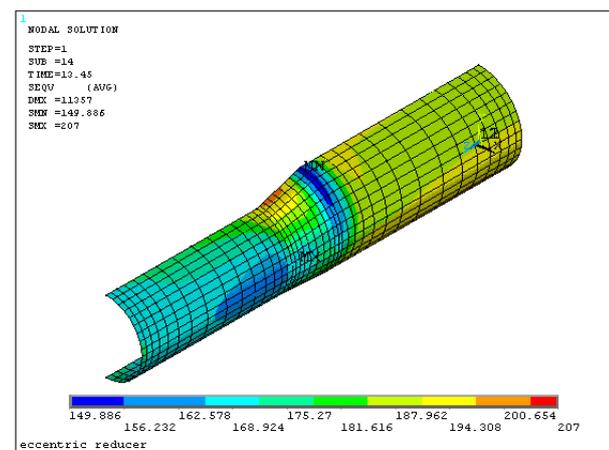
Gambar 12 dan 13 menunjukkan distribusi tegangan (von Mises) pada simetri bawah masing-masing untuk kondisi luluh dan limit. Kedua gambar menunjukkan perubahan kondisi tegangan yang signifikan untuk silinder besar, dimana pada saat limit tekanan dicapai, keseluruhan dinding shell telah mencapai luluh. Gambar 14 dan 15 menunjukkan kontur tegangan (von Mises) masing-masing untuk kondisi luluh dan limit.



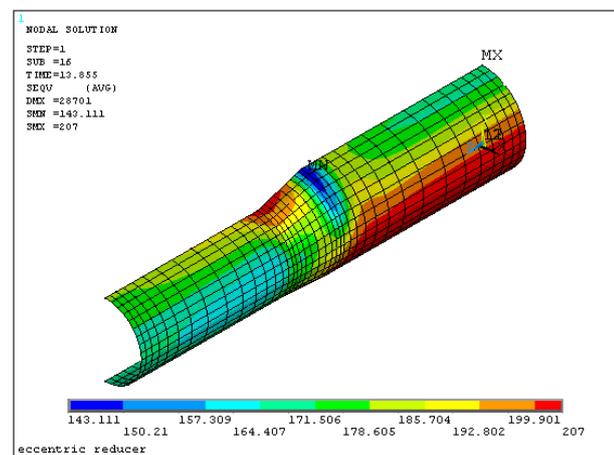
Gambar 12 distribusi tegangan (von Mises) sepanjang simetri bawah ketika luluh



Gambar 13 distribusi tegangan (von Mises) sepanjang simetri bawah ketika limit tekanan dicapai



Gambar 14 kontur tegangan (von Mises) pada saat luluh dicapai.



Gambar 15 kontur tegangan (von Mises) pada saat limit

menunjukkan bahwa tegangan membrane sangat dominant dan hanya sedikit pengaruh dari bending. Hal lain yang menunjukkan bahwa pengaruh bending tidak signifikan adalah bahwa perubahan distribusi tegangan lebih jelas terlihat pada simetri bawah daripada simetri atas, khususnya pada bagian silinder besar.

## References

- [1]. ANSYS, Inc.. 2007. *Release 11 Documentation for ANSYS*. Swanson Analysis System, Inc.
- [2]. ASME Boiler and Pressure Vessel Committee. 2007. *2007 ASME Boiler and Pressure Vessel Code*. ASME Section VIII Division 1. New York.
- [3]. Kreith, Frank. 1999. *Mechanical Engineering Handbook*. CRC Press LLC. Boca Raton
- [4]. Moaveni, S., 2003. *Finite Element Analysis: Theory and Application with ANSYS*. Prentice Hall. New Jersey.
- [5]. Nayyar, P.E., Mohindar, L.. 2000. *Piping Handbook 7<sup>th</sup> Edition*. McGraw-Hill, Inc.. New York.
- [6]. Parisher, Roy A., Rhea, Robert A.. 2002. *Pipe Drafting and Design 2<sup>nd</sup> Edition*. Gulf Professional Publishing. Boston.
- [7]. Riley, William F., Sturges, Leroy D., Morris, Don H.. 1999. *Mechanics of Materials 5<sup>th</sup> Edition*. John Wiley & Sons, Inc.. New York.
- [8]. Smith, Peter. 2005. *Piping Materials Selection and Application*. Gulf Professional Publishing. Burlington
- [9]. Smith, P.R., Van Laan, Thomas J.. 1987. *Piping and Pipe Support Systems*. McGraw-Hill, Inc.. New York.

## 4. Kesimpulan

Dari studi limit tekanan dan kondisi tegangan untuk sebuah reducer eksentrik dengan beban internal pressure, diperoleh kesimpulan sebagai berikut: (1) limit tekanan adalah 1.17 kali tekanan untuk mencapai luluh. Ini artinya setelah luluh dicapai sebuah reducer masih dapat menerima beban 17 persen lebih besar daripada tekanan setelah luluh. Kenaikan angka ini termasuk kecil dan

