

Analisis Limit Momen Pipa Elbow dengan Beban In-Plane Bending**Asnawi Lubis, Novri Tanti**

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Lampung

Jalan Profesor Sumantri Brojonegoro No.1, Gedongmeneng, Bandar Lampung 35145

Telp. (0721) 3555519, Fax. (0721) 704947

E-mail: asnawi-lubis@unila.ac.id**Abstract**

Pipe bends or elbows are of important component in a piping system. In addition to its function for changing the direction of piping due to layout restriction, an elbow can accommodate expansion because it is more flexible than an equivalent straight pipe with the same material and dimension. However, an elbow can not be analyzed using the engineer theory of bending, because its cross-section become oval under bending. This paper reports a result of finite element study of bending behavior of a pipe elbow and its influence on limit moment. Limit moment was obtained using nonlinear analysis and Newton-Raphson algorithm was employed. Material behavior of pipe was treated as large strain, elastic-perfectly-plastic. The results show that a pipe elbow under in-plane opening bending is stiffer than those under in-plane closing bending, indicated by their limit load – 4.83 times yield stress for in-plane opening bending and 1.34 times the yield stress for in-plane closing bending.

Keywords: pipe elbow, limit moment, nonlinear analysis, in-plane bending

Perpipaan banyak dipakai dalam berbagai industri, seperti industri gas dan pengilangan minyak, industri air minum, pabrik yang memproduksi bahan kimia serta obat-obatan, dan juga digunakan dalam penyediaan energi listrik bagi manusia melalui pembangkit. Dalam aplikasinya di dunia industri, pipa lazim digunakan untuk menyalurkan fluida yang memiliki tekanan, temperatur, serta sifat fisik dan kimia yang dapat mengakibatkan efek negatif serius pada kesehatan dan lingkungan jika sampai terlepas ke udara bebas.

Kegagalan dalam sistem perpipaan dapat menyebabkan berbagai masalah, seperti penghentian operasi pabrik untuk perbaikan yang tidak terjadwal, atau bahkan kerusakan lingkungan dan hilangnya nyawa manusia. Oleh sebab itu, pengetahuan mengenai perancangan sistem perpipaan merupakan hal yang sangat penting, dan kesempurnaan desainnya dapat dicapai melalui pemahaman yang menyeluruh tentang perilaku komponen pipa, serta sistem perpipaan dengan berbagai jenis pembebanan.

Salah satu komponen penyambungan dalam sistem perpipaan adalah *pipe bend* (pipa lengkung) atau *elbow*. Disamping berfungsi untuk membelokkan arah aliran fluida, pipa elbow juga dapat menyerap ekspansi termal karena sifatnya yang lebih fleksibel dibandingkan dengan sebuah pipa lurus yang ekuivalen dengan material, panjang dan penampang yang sama. Sifat fleksibilitas ini disebabkan oleh terjadinya ovalisasi penampang dibawah pengaruh beban bending. Dengan berbagai karakteristik tersebut, *pipe bend* menjadi komponen yang sangat penting di dalam sistem perpipaan dan memerlukan berbagai macam pertimbangan dalam proses perancangannya.

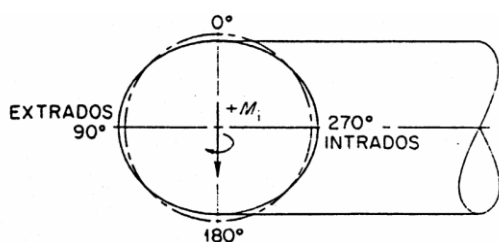
Hasil kajian perilaku pipa elbow dibawah pengaruh beban bending telah banyak dilaporkan oleh peneliti, baik dengan analisis linear maupun nonlinear. Lubis [1] melaporkan hasil analisis elemen hingga perilaku pipa elbow dengan beban in-plane opening bending dan internal pressure. Lubis dan Boyle [2, 3] dalam studi mereka tentang efek internal pressure terhadap fleksibilitas dan stress-

intensifikasi faktor melaporkan hasil untuk in-closing bending. Hasil studi mereka menunjukkan bahwa terjadi efek nonlinear saat beban internal pressure diberikan setelah beban } bending. Hal ini terjadi karena telah terjadi ovalisasi penampang akibat bending. Kurva momen-rotasi oleh Chattopadhyai [4] dalam studinya tentang pengaruh internal pressure terhadap limit momen pipa elbow 10 menunjukkan bahwa untuk zero internal 45 pressure, respon elastic hampir sama untuk in-plane opening dan closing bending, dan berdasarkan ini mereka menyimpulkan bahwa ketaklinieran geometri tidak signifikan pada 5 daerah elastik tapi signifikan dalam daerah plastis.

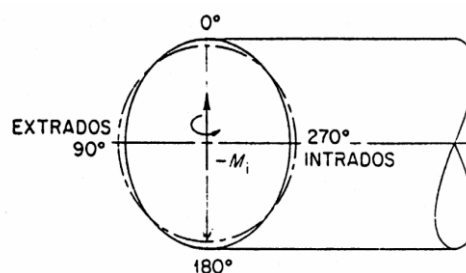
Perbedaan kekakuan bending antara in-plane opening dan closing bending telah dilaporkan oleh Lubis dan Rajagukgug [5] 10 dengan memberikan *intermediate tangent* 15 diantara dua buah pipa elbow yang dipasang membentuk lurus S (*back-to-back pipe elbow*). Hasil studi mereka menunjukkan bahwa pipa elbow dengan in-plane opening bending lebih 20 kaku daripada pipa elbow dengan in-plane opening bending. Tulisan ini melaporkan hasil studi numerik terhadap perilaku in-plane 25 bending pipa elbow dan pengaruhnya terhadap limit momen.

Ovalisasi Pada Pipa Elbow

Sebuah pipa elbow akan mengalami ovalisasi penampang di bawah pengaruh beban 30 bending. Ovalisasi penampang akibat in-plane opening dan closing bending berturut-turut ditunjukkan pada Gambar 1 dan 2.



Gambar 1. In-plane opening bending.

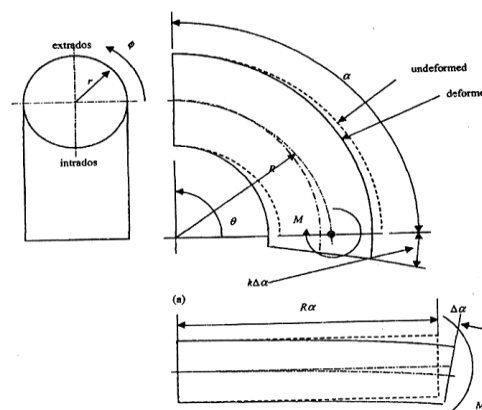


Gambar 2. In-plane closing bending.

Garis putus-putus Gambar 1 dan 2 di atas menunjukkan penampang yang tidak 35 terdeformasi, sedangkan garis yang utuh menunjukkan penampang yang terdeformasi akibat bending. Ovalisasi penampang akibat *in-plane closing bending moment* ditandai dengan berkurangnya jari-jari kelengkungan dan arah 40 sumbu mayor tegak lurus bidang *bending*. Sedangkan ovalisasi penampang akibat *in-plane opening bending moment* ditandai dengan bertambahnya jari-jari kelengkungan dan arah sumbu mayor searah bidang *bending*. 45 Hubungan antara bending dan perubahan sudut untuk *in-plane bending* (Gambar 3) dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$\frac{M(1-\nu^2)}{EI} = \frac{1}{k} \frac{1}{R} \frac{\Delta\alpha}{\alpha} \quad (1)$$

60 dimana, M = momen bending, N.mm
 ν = Poisson's ratio
 E = modulus Young, N/mm²
 I = momen inersia penampang, mm⁴.



Gambar 3. Pipa yang mengalami bending, (a) pipe bend, (b) pipa lurus ekuivalen.

Hubungan antara momen *bending* dan sudut rotasi pada bagian ujung pipa lurus dengan panjang ekuivalen $L = R\alpha$ adalah:

$$\frac{M(1-\nu^2)}{EI} = \frac{\Delta\alpha}{L} = \frac{1}{R} = \frac{\Delta\alpha}{\alpha} \quad (2)$$

dimana,

- R = jari-jari kelengkungan *pipe bend*, mm
- $\alpha, \Delta\alpha$ = sudut total, perubahan sudut
- k = faktor fleksibilitas

Fleksibilitas dari *pipe bend* dapat ditentukan dengan pembagian perubahan sudut rotasi ujung *pipe bend* dengan rotasi ujung pipa lurus yang ekuivalen akibat momen *bending* yang sama:

$$k = \frac{\Delta\alpha_c}{\Delta\alpha_s} > 1 \quad (3)$$

dimana, $\Delta\alpha_c$ = rotasi ujung *pipe bend*, derajat
 $\Delta\alpha_s$ = rotasi ujung pipa lurus, derajat

Faktor fleksibilitas k pertama kali dikembangkan oleh Von Karman pada tahun 1911 melalui pendekatan solusi deret Fourier. Kemudian dilanjutkan melalui pengkajian secara eksperimen oleh Hovgaard. Persamaan yang dihasilkan adalah sebagai berikut:

$$k = \frac{12\lambda^2 + 10}{12\lambda^2 + 1} \quad (4)$$

dimana λ disebut parameter *pipe bend* atau faktor pipa yang dihitung dari persamaan:

$$\lambda = \frac{tR}{r^2} \quad (5)$$

- dimana, t = tebal pipa, mm
- R = jari-jari kelengkungan, mm
- R = jari-jari penampang, mm

Formula Karman-Hovgaard (persamaan 5) telah digunakan secara umum untuk *in-plane* maupun *out-of-plane bending* sampai dengan pertengahan abad yang lalu, dan baru pada tahun 1951 Clark dan Reissner mempublikasikan hasil berikut:

$$k = \frac{1.65}{\lambda} \quad (6)$$

Persamaan (6) tetap dipakai dalam *state of the art piping code*, lihat ASME B31.1 dan B31.3 [6, 7].

Pemodelan dan Analisis Elemen Hingga

Data untuk dimensi model diambil berdasarkan ASME B16.9-1993 tentang *typical commercial 90° long radius butt welding elbows*, dan data material properti yang digunakan adalah data *titanium alloy* sesuai ASTM B265. Dimensi model dibuat berdasarkan data ASME B16.9 untuk *pipe bend* dengan ukuran diameter luar pipa nominal standar dan pipa nominal *extra strong* yang sama, namun memiliki ketebalan dinding pipa yang berbeda. Sudut kelengkungan yang dipilih adalah 90° mengikuti sudut kelengkungan yang umum digunakan, dengan asumsi penampang pipa adalah lingkaran sempurna. Ketebalan pipa ditentukan berdasarkan ukuran *shell* tipis ($t/r < 0,1$) dan diasumsikan ketebalannya seragam di sepanjang pipa. Dimensi model pipa dan sifat-sifat material selengkapnya diberikan pada Tabel 1.

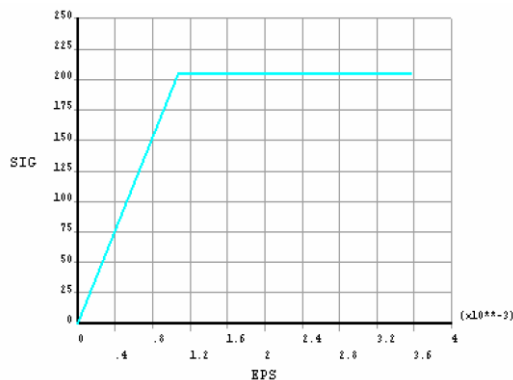
Tabel 1. Data input model pipa elbow.

No.	Parameter	Simbol	Nilai
1.	Nominal Pipe Size	NPS	18 in
2.	Outside Diameter	OD	18 in
3.	Inside Diameter	ID	17,25 in
4.	Radius pipa	r	8,8125 in
5.	Bend radius	ρ	26,4375 in
6.	Tebal dinding pipa	t	0,375 in
7.	Rasio tebal dan jari-jari	t/r	0,04
8.	Bend angle	ϕ	90°
9.	Elastic section modulus	Z	89,6 in ³
10.	Rasio bend radius dan jari-jari	b	Rho/r = 3
11.	Panjang pipa lurus	L	120 in
12.	Tegangan luluh	σ_{yield}	827 MPa
13.	Plastic modulus	σ_{mod}	100 MPa

Properti material model pipa dipilih

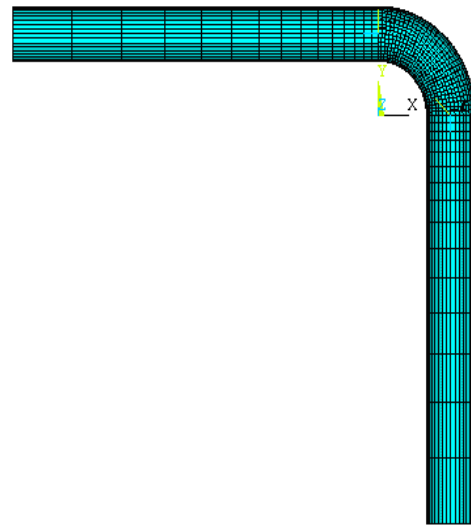
berdasarkan ASTM B265 yaitu *titanium alloy* (Ti-6Al-4V) yang memiliki densitas, ρ sebesar $4,43 \text{ Mg/m}^3$, modulus elastisitas, E sebesar 114 GPa , tegangan luluh (*yield stress*) sebesar 827 MPa , kekuatan tarik (*ultimate tensile strength*) sebesar 900 MPa , dan *Poisson's ratio* $0,342$ [*Mechanical Engineer's Handbook 2nd Edition*, Wiley 1998].

Dalam analisis ini, pipa elbow diperlakukan sebagai shell dinding tipis dan ketebalannya seragam. Material diasumsikan bersifat *large strain, elastic-perfectly plastic* dengan Tabel data untuk model material *bilinear kinematic*. Modulus plastisitas diasumsikan sebesar 100 MPa . Gambar 4 menunjukkan kurva material model yang digunakan dalam analisis ini.



Gambar 4. Model material elastic-perfectly-plastic.

Elemen pada model dibagi dalam dua arah yang saling tegak lurus, yakni arah longitudinal dan *circumferential*. Untuk 90° *pipe bend*, jumlah elemen yang digunakan adalah 18 pada arah keliling (*hub*) dan 30 dalam arah longitudinal. Untuk pipa lurus, jumlah elemen adalah 18 dalam arah *hub*, dan 15 dalam arah longitudinal dengan ukuran yang semakin kecil di dekat *junction* dengan *bend*. Jumlah total elemen adalah 1080 dan merupakan jumlah optimum yang diperoleh dengan konvergensi analisis, ditandai dengan konstannya nilai *maximum stress*. Pembagian elemen (*meshing*) pada model ini ditunjukkan pada Gambar 5.



Gambar 5. Model elemen hingga pipa elbow.

Tipe elemen yang digunakan adalah SHELL181 dan BEAM4. Elemen SHELL181 dapat digunakan untuk analisis struktur *shell* tipis atau tebal. Elemen ini terdiri dari 4 *node* dengan enam DOF pada setiap *node*: translasi pada arah x , y , dan z , serta rotasi pada sumbu x , y , dan z . Elemen BEAM4 yang digunakan untuk kemudahan pemberian beban bending, memiliki 2 *node*, masing-masing *node* memiliki enam derajat kebebasan, yaitu translasi dalam sumbu x , y , dan z , serta rotasi terhadap sumbu x , y , dan z .

Kondisi batas yang dipakai adalah kondisi simetri pada bidang XY dan *fully fixed* pada ujung bebas pipa tangen vertikal. Beban in-plane bending diberikan pada ujung bebas pipa tangen horizontal. Limit load diperoleh dengan analisis nonlinear menggunakan algoritma Newton-Raphson.

In-Plane Limit Momen

Untuk memperoleh limit momen pipa elbow, maka beban bending yang diberikan harus lebih besar daripada limit momen menurut teori, yaitu:

$$M_L = 1.5Z\sigma_Y \frac{\lambda^{2/3}}{1.8} \quad (7)$$

dimana, Z = modulus penampang pipa elbow. Dengan menggunakan data pada Tabel 1,

beban bending yang harus diberikan harus lebih besar daripada 1.68×10^8 N.mm.

Tabel 2 menunjukkan penambahan beban bending setiap sub-step untuk in-plane closing bending. Nilai tersebut diatur sendiri oleh software, dan proses solusi akan berhenti ketika konvergensi tidak dicapai yang menandai dicapainya limit momen. Limit momen diambil sebagai nilai pada solusi terakhir yang konvergen. Pada Tabel 2, dapat dilihat bahwa limit momen adalah $M_L = 2.36 \times 10^8$ N.mm, atau:

$$M_L = 1.34M_Y$$

dimana, $M_Y = Z.\sigma_Y$

Tabel 2. Proses solusi untuk in-plane closing bending.

Sub-step	Beban bending, M (N.mm)	M/M_Y
1	1,13E+07	6.36E-02
2	2,25E+07	1.27E-01
3	3,38E+07	1.91E-01
4	4,50E+07	2.54E-01
5	5,63E+07	3.18E-01
6	6,75E+07	3.82E-01
7	7,88E+07	4.45E-01
8	9,00E+07	5.09E-01
9	1,01E+08	5.72E-01
10	1,13E+08	6.36E-01
11	1,24E+08	7.00E-01
12	1,35E+08	7.63E-01
13	1,46E+08	8.27E-01
14	1,58E+08	8.91E-01
15	1,69E+08	9.54E-01
16	1,80E+08	1.02E+00
17	1,91E+08	1.08E+00
18	2,03E+08	1.14E+00
19	2,14E+08	1.21E+00
20	2,25E+08	1.27E+00
21	2,36E+08	1.34E+00
22	9,00E+08	

Tabel 3 menunjukkan proses solusi untuk in-plane opening sampai dicapai limit momen. Dapat dilihat bahwa limit momen untuk in-plane opening bending adalah $M_L = 8.55 \times 10^8$ N.mm, atau:

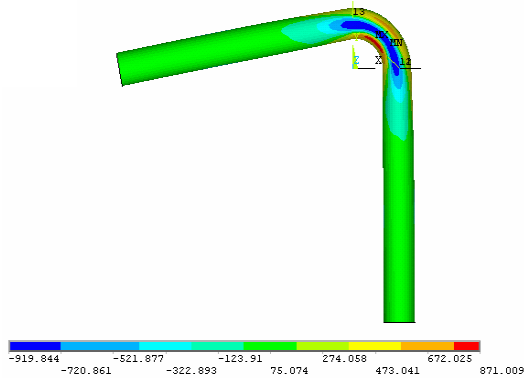
$$M_L = 4.83M_Y$$

Tabel 3. Proses solusi untuk in-plane opening

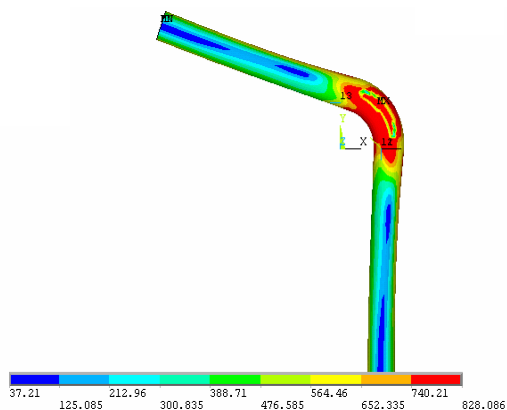
Sub-step	Beban bending, M (N.mm)	M/M_Y
...
...
...
36	4,05E+08	2.29E+00
37	4,16E+08	2.35E+00
38	4,28E+08	2.42E+00
39	4,39E+08	2.48E+00
40	4,50E+08	2.54E+00
41	4,61E+08	2.61E+00
42	4,73E+08	2.67E+00
43	4,84E+08	2.74E+00
44	4,95E+08	2.80E+00
45	5,06E+08	2.86E+00
46	5,18E+08	2.93E+00
47	5,29E+08	2.99E+00
48	5,40E+08	3.05E+00
49	5,51E+08	3.12E+00
50	5,63E+08	3.18E+00
51	5,74E+08	3.24E+00
52	5,85E+08	3.31E+00
53	5,96E+08	3.37E+00
54	6,08E+08	3.43E+00
55	6,19E+08	3.50E+00
56	6,30E+08	3.56E+00
57	6,41E+08	3.63E+00
58	6,53E+08	3.69E+00
59	6,64E+08	3.75E+00
60	6,75E+08	3.82E+00
61	6,86E+08	3.88E+00
62	6,98E+08	3.94E+00
63	7,09E+08	4.01E+00
64	7,20E+08	4.07E+00
65	7,31E+08	4.13E+00
66	7,43E+08	4.20E+00
67	7,54E+08	4.26E+00
68	7,65E+08	4.33E+00
69	7,76E+08	4.39E+00
70	7,88E+08	4.45E+00
71	7,99E+08	4.52E+00
72	8,10E+08	4.58E+00
73	8,21E+08	4.64E+00
74	8,33E+08	4.71E+00
75	8,44E+08	4.77E+00
76	8,55E+08	4.83E+00
77	9,00E+08	

Kedua tabel di atas dengan jelas menunjukkan perbedaan limit momen antara in-plane closing dan opening bending, yaitu

1.34 σ_Y untuk in-plane closing dan 4.83 σ_Y untuk in-plane opening. Gambar 6 dan 7 memperlihatkan keadaan tegangan hoop pada saat limit momen dicapai masing-masing untuk in-plane closing dan opening bending.



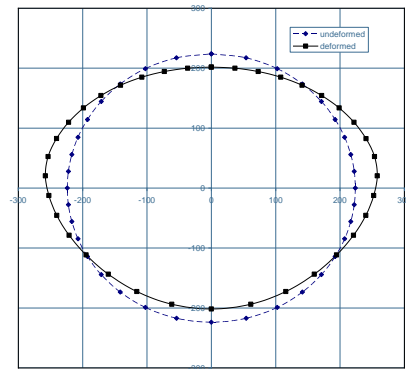
Gambar 6. Kondisi tegangan hoop untuk closing bending.



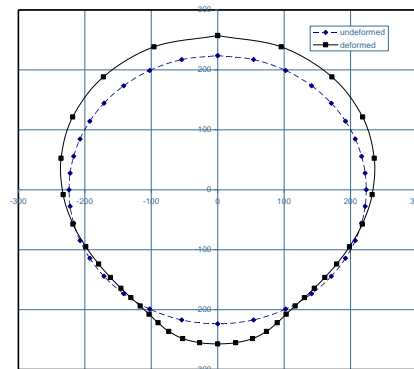
Gambar 7. Kondisi tegangan hoop untuk opening bending.

Perbedaan nilai limit momen antara in-plane closing dan opening bending disebabkan oleh perbedaan sumbu ovalisasi penampang. Untuk closing bending, sumbu mayor ovalisasi tegak lurus bidang bending dan seiring dengan bertambahnya beban, momen inersia penampang berkurang yang menyebabkan kekakuan bending berkurang. Sebaliknya pada kasus opening bending, sumbu mayor ovalisasi ada pada bidang bending, dan seiring dengan

bertambahnya beban kekakuan bending bertambah. Ovalisasi penampang saat limit momen dicapai ditunjukkan pada Gambar 8 dan 9. Garis putus-putus pada kedua gambar tersebut menunjukkan penampang yang tak terdeformasi dan garis solid menunjukkan ovalisasi penampang pada saat limit momen dicapai.



Gambar 8. Ovalisasi penampang untuk closing bending.



Gambar 9. Ovalisasi penampang untuk opening bending.

Kesimpulan

Dari studi yang telah dilakukan dapat diperoleh kesimpulan bahwa sebuah pipa elbow yang mengalami bending pada bidang (in-plane bending) lebih kaku untuk opening daripada untuk closing, ditandai dengan limit momen yang tinggi untuk kasus opening bending. Hal ini disebabkan oleh arah ovalisasi – pada kasus in-plane opening bending sumbu mayor ovalisasi ada pada bidang bending,

sedangkan pada kasus in-plane closing bending sumbu mayor tegak lurus bidang bending. Arah sumbu ini mempengaruhi momen inersia penampang dan kekakuan pipa elbow. Untuk itu dalam merancang perpipaan, sedapat mungkin dibuat layout sehingga pipa elbow lebih cenderung mengalami opening bending.

[7] ASME B31.3, 2003, "Proses Piping Code". *American Society of Mechanical Engineers*.

Daftar Pustaka

- [1] Lubis, A., 2006, "Finite Element Analysis of Pressurized Piping Elbows Subjected to In-Plane Opening Bending". *Jurnal Ilmiah POROS*, Vol. 9(1), January 2006, ISSN 1410-6841, Universitas Tarumanagara, Jakarta.
- [2] Lubis, A., dan James T Boyle, 2004, "The Pressure Reduction Effect in Smooth Piping Elbows – Revisited". *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Vol. 81, pp. 119-125, Elsevier Science Ltd, April 2004, ISSN: 0308-0161, ASME.
- [3] Lubis, A., dan James T Boyle, 2003, "An Assessment of the Pressure Reduction Effect in Piping Elbows under In-Plane Moment Loading". *International Conference on Pressure Equipment Technology to mark the retirement of Professor J Spence*, The University of Strathclyde, Glasgow, Scotland, UK, 1-2 May 2003, ISBN 1-86058-401-2.
- [4] Chattopadhyai, J., 2002, "The Effect of Internal Pressure on In-Plane Collapse Moment of Elbows". *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 212(1-3), pp. 133 – 44.
- [5] Lubis, A., dan Tumpal O Rajagukguk, 2007, "The Influence of Intermediate Tangent on Flexibility and Stress-Intensification Factors of S-Shaped Steel Piping Elbows". *Proceeding of the 1st International Conference on Green Technology and Engineering*, Universitas Malahayati, Bandar Lampung, Indonesia, 25 – 26 July 2007, ISSN 1978-5933.
- [6] ASME B31.1, 2001, "Power Piping Code". *American Society of Mechanical Engineers*.