



SNTTM XVII

Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin 2018

PROSIDING

“Peran Ilmu Teknik Mesin yang Berorientasi Global dalam Mendukung Pembangunan Nasional Berkelanjutan”

Organized by :



Program Studi

TEKNIK MESIN

4-5 Oktober 2018

Hotel Swiss Belinn Kupang, Nusa Tenggara Timur

Indonesia

Kata Pengantar

Segala puji syukur kami panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa, karena hanya dengan rahmat-Nya buku prosiding Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM) XVII dapat diterbitkan. SNTTM XVII dengan tema “Peran Ilmu Teknik Mesin yang Berorientasi Global Dalam Mendukung Pembangunan Nasional Berkelanjutan” merupakan kegiatan tahunan Badan Kerja Sama Teknik Mesin (BKS-TM) Indonesia. SNTTM kali ini diselenggarakan oleh Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Sains dan Teknik, Universitas Nusa Cendana (UNDANA) Kupang pada tanggal 4-5 Oktober 2018 di hotel Swiss-Belinn Kristal Kupang.

Dengan terlaksananya seminar ini, diharapkan adanya kerjasama antar Program Studi Teknik Mesin seluruh Indonesia yang semakin erat dan baik, dalam pengembangan peran ilmu teknik mesin dalam mendukung pembangunan nasional. Mulai tahun 2017, BKS-TM menggunakan sistem *Open Conference System* (OCS) dalam tahapan pengiriman abstrak dan makalah, sehingga seluruh prosiding yang dihasilkan dari SNTTM nantinya dapat diakses secara daring. Upaya ini merupakan bagian dari usaha BKS-TM untuk meningkatkan mutu publikasi karya ilmiah teknik mesin ke level yang lebih tinggi.

Perlu diketahui bahwa seleksi SNTTM XVII dilakukan dalam dua tahapan: 1) seleksi abstrak untuk kegiatan seminar dan 2) seleksi makalah lengkap untuk prosiding daring. Penyelenggaraan kali ini telah berhasil menjaring 198 abstrak untuk diseminarkan yang berasal dari berbagai institusi. Dari 198 abstrak yang diseminarkan, jumlah makalah yang sampai pada tahap prosiding adalah 143 artikel ilmiah, dengan perincian 35,66% konversi energi, 22,37% perancangan dan mekanika terapan, 13,98% proses manufaktur, 23,77% rekaya material dan 4,19% pendidikan teknik mesin.

Pada kesempatan ini, kami menyampaikan penghargaan setinggi-tingginya kepada BKS-TM Indonesia, para pimpinan Program Studi Teknik Mesin, *keynote speaker*, tim peninjau, sponsor, para pemakalah, serta segenap panitia yang telah berpartisipasi aktif atas terselenggaranya SNTTM XVII dan terbitnya prosiding dari acara ini. Tidak lupa kami selaku panitia pelaksana memohon maaf atas kekurangan dan ketidaksempurnaan yang terjadi dalam keseluruhan proses penyelenggaraan seminar dan penerbitan buku prosiding. Akhir kata, semoga prosiding SNTTM XVII ini dapat bermanfaat bagi kita semua.

Salam hangat,

Dominggus G. H. Adoe, S. T., M. Eng
Ketua Panitia Pelaksana

ISSN 2623-0313

Buku Prosiding SNTTM XVII – 2018

SEMINAR NASIONAL TAHUNAN TEKNIK MESIN XVII

Tema Seminar

Peran Ilmu Teknik Mesin yang Berorientasi Global
Dalam Mendukung Pembangunan Nasional Berkelanjutan

Pelaksanaan

Hotel Swiss-Belinn Kristal Kupang, 4-5 Oktober 2018

Penerbit

Program Studi Teknik Mesin
Kampus UNDANA Penfui Kupang 85148

SNTTM XVII – 2018

SEMINAR NASIONAL TAHUNAN TEKNIK MESIN XVII

Perancangan dan Mekanika Terapan, Proses Manufaktur, Konversi Energi,
Material Material, Pendidikan Teknik Mesin

Penanggung Jawab

Prof. Fredik L. Benu, Rektor Undana Kupang
Drs. Hery L. Sianturi, Dekan Fakultas Sains & Teknik, UNDANA Kupang
Dr. Jefri S. Bale, Ketua Program Studi Teknik Mesin, UNDANA Kupang

Penasehat

Dr. Arifin Sanusi, Program Studi Teknik Mesin, UNDANA Kupang
Dr. Matheus M. Dwinanto, Program Studi Teknik Mesin, UNDANA Kupang
Wenseslaus Bunganaen, M. T., Program Studi Teknik Mesin, UNDANA Kupang

Panitia Pelaksana

Ketua Umum: Dominggus G. H. Adoe, M. Eng
Bendahara: Gusnawati, M. Eng
Publikasi: Muhamad Jafri, M. Eng
Perlengkapan: Ben V. Tarigan, M. M.

Editor

Dr. Jefri S. Bale
Dr. Arifin Sanusi
Yeremias M. Pell, M. Eng
Kristomus Boimau, M. T.
Muhamad Jafri, M. Eng
Boy Bistolen, M. Eng

Reviewer

Perancangan dan Mekanika Terapan	Daud Pulo Mangesa, M. T. Rima N. Selan, M. T. Jack C. A. Pah, M. T.
Proses Manufaktur	Wenseslaus Bunganaen, M. T. Adi Y. Tobe, M. T. Defmit B. N. Riwu, M. T.
Konversi Energi	Dr. Arifin Sanusi Muhamad Jafri, M. Eng Gusnawati, M. Eng Ben V. Tarigan, M. M. Yuftriani Littik, M. Eng
Rekayasa Material	Dr. Jefri S. Bale Yeremias M. Pell, M. Eng Kristomus Boimau, M. T. Dominggus G. H. Adoe, M. Eng Boy Bistolen, M. Eng
Pendidikan Teknik Mesin	Wenseslaus Bunganaen, M. T. Daud Pulo Mangesa, M. T. Rima N. Selan, M. T. Jack C. A. Pah, M. T. Adi Y. Tobe, M. T.

PMT - 07	Averaged logarithmic ratio of filtered vibration signal for wear indicator of gearbox A. Widodo, D. Ogie Nugroho, I. Haryanto, Dj. Satrijo dan T. Prahasto	044-048
PMT - 08	Karakteristik dan respon dinamik struktur platudukan motor dengan kekakuan non-linier lokal (Characteristic and dynamic response structure of an engine mounting plate with local non-linear stiffness) Claudia Kurniawan, Sangriyadi Setio	049-055
PMT - 09	Computer-Based Simulation and Stress Analysis of Constructability Study for Shell Column Repair Using Finite Element Method Muki Satya Permana	056-059
PMT - 10	Crash Analysis Of Double Foam Filled Circular Tube Under Axial Impact Using Finite Element Method Ilyas Renreng, Fauzan Djamaluddin, Thomas Tjandinegara	060-064
PMT - 11	Design and Manufacture a Tool Post for Turning the Fatigue Test Standard Specimen Profile for Plastic Materials Syamsul Hadi, Anggit Murdani, Agung Wicaksono	065-072
PMT - 12	Design of Autogluing Conveyor Composer Machine for Music Industry Paryana Puspaputra, Dzikri Ilman Fadhillah, Syamsuddin D.S., M. Syafatahillah	073-076
PMT - 13	Design of Data Acquisition-based Anemometer Trihono Sewoyo, Budiono, Setiawan Wahyu N	077-081
PMT - 14	Design of Mechanical Component of Forced Vibration Apparatus R Heni Hendaryati, Ardi Lesmawanto, Trihono Sewoyo, Budiono, Falah AK	082-085
PMT - 15	Design of Solar Tracking System BRM Djoko Widodo, Mohamad Sahid Abdullah dan Gatot Santoso	086-091
PMT - 16	Equipment Design to Enumerate Oil Palm Empty Fruit Bunch M. Ihram Maulana, Tono Sukarnoto, Soeharsono ¹ , Desyana	092-098
PMT - 17	Evaluation Of Force And Torque Measurement Uncertainties Of The Three-Component Dynamometer Of The Biomimetic Fin Propulsion System Arie Sukma Jaya, Muljo Widodo Kartidjo, Lavi Rizki Zuhail, dan Irsan Soemantri Brodjonegoro	099-104
PMT - 18	Failure Analysis On The Mini Pile Hammer Toto Supriyono, Bukti Tarigan dan Tatang Nurjaman	105-111
PMT - 19	Flexibility of S-Shaped Pipe Bends under Thermal and Mechanical Loads Asnawi Lubis dan Novri Tanti dan Rizki Rian Toni Tambunan	112-117
PMT - 20	Improving The Work Efficiency in Production Process By Making An Automatic Welding Insert Nut Machine. Case Study in Music Industry Paryana Puspaputra, Ferdi Arrahman, Syamsuddin D.S. , M. Syafatahillah	118-123
PMT - 21	Modification of Counter Machine Type PET (Polyethylene terephthalate) Nuha Desi Anggraeni, Noviyanti Nugraha dan Rizal Syahid Ramadhan	124-128

Flexibility of S-Shaped Pipe Bends under Thermal and Mechanical Loads

Asnawi Lubis^{1,*} dan Novri Tanti² dan Rizki Rian Toni Tambunan³

^{1,2}Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Lampung

³Mahasiswa Tingkat Akhir, Proram Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Lampung

*Corresponding author: asnawi.lubis@eng.unila.ac.id

Abstract. Curved pipes or pipe bends and elbows are widely used in piping systems. One of its functions is to change the direction of fluid flow. Pipe bends and elbows are also often used to absorb thermal expansion because its additional flexibility under bending compared to an equivalent straight pipe of the same geometry and material properties. The augmented flexibility of a pipe bend is due to its cross section become oval under bending load. For in-plane closing bending moment load, the major axis of the oval cross-section is perpendicular to plane of the bend, for in-plane opening bending, the major axis lie on the plane of the bend. Current ASME piping code treats the flexibility factors equally for all values of subtended angles, being only a function of pipe bend parameter λ . The flexibility of pipe bends when they are combined, such as S-shaped back-to-back pipe bends, are not considered in current piping codes. The flexibility factor itself is originally defined as the ratio of end rotation of a pipe bend to the end rotation of an equivalent straight pipe under the same bending load. It is noted that the loading considered is bending moment – a mechanical load. However, if piping system is well supported, the bending moment as mechanical load is not a significant load. In fact, thermal load resulting thermal stress and internal pressure load are dominant in many industrial piping systems. This paper presents results of finite element analysis of flexibility factors of S-Shaped back-to-back pipe bends under thermal load. ANSYS shell and beam element were used in this analysis. For boundary conditions, one end of the straight tangent was fully fixed for all nodal degree of freedom, while the end of the other straight tangent was simulated as guided cantilever. In this analysis, flexibility factor is redefined as the ratio of end rotation of S-Shaped pipe bends due to thermal obtained from finite element analysis to the theoretical end rotation of equivalent straight pipe due to moment bending. The moment bending applied to straight pipe is obtained from the reaction moment due to thermal load in S-Shaped pipe bend. The results shows that flexibility factors of S-shaped pipe bends under thermal load are small compared to the ASME B31 flexibility factors.

Abstrak. *Pipe Bend* dan *elbows* dipakai secara luas dalam sistim perpipaan. Salah satu fungsinya adalah untuk mengubah arah aliran. Pipe bend dan elbow juga dipakai untuk menyerap ekspansi thermal karena sifatnya yang lebih fleksibel dibandingkan dengan sebuah pipa lurus yang mempunyai geometri dan material yang sama. Peningkatan fleksibilitas ini adalah akibat kemampuan penampangnya menjadi oval di bawah beban bending. Untuk beban in-plane closing bending, sumbu panjang dari penampang oval tegak lurus terhadap bidang dan untuk beban in-plane opening bending, sumbu panjang terletak pada bidang. Kode piping ASME saat ini memperlakukan faktor fleksibilitas sama untuk semua nilai sudut total bend, dan hanya fungsi dari parameter pipa λ . Fleksibilitas pipe bend ketika dikombinasikan, seperti S-Shaped back-to-back pipe bend, tidak dipertimbangkan dalam kode piping yang ada saat ini. Faktor fleksibilitas itu sendiri didefinisikan sebagai rasio rotasi ujung pipe bend terhadap rotasi ujung pipa lurus yang ekivalen di bawah beban bending yang sama. Perlu dicatat bahwa beban yang dipertimbangkan adalah momen lentur yang merupakan beban mekanik. Namun, jika sistem perpipaan didukung dengan baik, momen lentur sebagai beban mekanis bukan beban yang signifikan. Beban termal yang menghasilkan tegangan termal dan beban tekanan internal lebih dominan di banyak sistem perpipaan industri. Makalah ini menyajikan hasil analisis elemen hingga faktor fleksibilitas *S-Shaped back-to-back pipe bend* di bawah beban termal. ANSYS shell dan beam elemen digunakan dalam analisis ini. Untuk kondisi batas, salah satu ujung dari pipa tangent di-*fixed* untuk semua derajat kebebasan, sementara ujung pipa tangen lainnya disimulasikan untuk *guided cantilever*. Dalam analisis ini, faktor fleksibilitas didefinisikan ulang sebagai rasio rotasi ujung pipe bend berbentuk-S akibat beban termal yang diperoleh dari analisis elemen hingga terhadap rotasi ujung teoritis pipa lurus yang ekivalen ekivalen momen bending. Beban bending yang diterapkan pada pipa lurus diperoleh dari momen reaksi akibat beban termal pada pipe bend berbentuk-S. Hasil analisis menunjukkan bahwa faktor fleksibilitas pipe bend berbentuk S akibat beban termal jauh lebih kecil dibandingkan dengan faktor fleksibilitas ASME B31 piping code.

Keywords: S-Shaped pipe bend, flexibility factors, thermal load

Pendahuluan

Pipe bend atau elbow dipakai secara luas dalam sistim perpipaan industry. Fungsi utama pipe bend adalah untuk mengubah arah aliran fluida yang dialirkannya. Fungsi utama lainnya adalah sebagai penyerap ekspansi thermal kerana sifatnya yang lebih fleksibel dibandingkan dengan sebuah pipa lurus yang mempunyai geometri dan material yang sama. Penambahan fleksibilitas ini adalah akibat kemampuan penampangnya menjadi oval dibawah pengaruh beban bending. Penambahan fleksibilitas ini, dalam berbagai piping code, seperti ASME B31.1 dan B31.3 [1, 2], dinyatakan sebagai faktor fleksibilitas (*flexibility factors*). Nilai faktor fleksibilitas sebuah pipe bend pertama kali ditemukan oleh von Karman [3] pada awal abad ke-19 sebagai fungsi dari parameter pipe bend λ :

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

dimana λ adalah parameter pipe bend yang dinyatakan dengan,

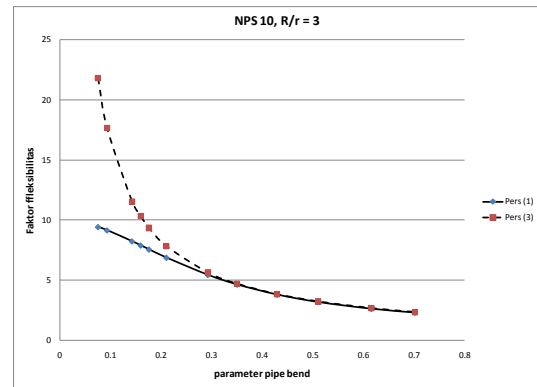
$$\lambda = \frac{tR}{r^2} = \frac{R}{r} \frac{t}{r} \quad (2)$$

dimana, t adalah tebal dinding pipa (mm), R adalah radius kelengkungan bend, dan r adalah radius penampang.

Banyak peneliti kemudian mencoba merumuskan kembali persamaan von Karman, seperti Clark and Reissner [4], dan Vigness [5], dan sampai kepada kesimpulan bahwa persamaan von Karman hanya valid untuk pipe bend dengan nilai radius rasio, R/r , yang besar, misalnya 10 atau lebih besar. Mereka mengusulkan persamaan berikut yang juga valid untuk pipe bend dengan radius pendek (*short-radius pipe bends*):

$$k = \frac{1.65}{\lambda} \quad (3)$$

Perbandingan nilai faktor fleksibilitas yang dihitung dengan persamaan (1) dan (3) ditunjukkan pada Gambar 1.



Gambar 1. Faktor Flexibilitas

Pers. (3) adalah faktor fleksibilitas pipe bend yang dipakai dalam piping code yang ada sekarang, seperti ASME B31.1 untuk power piping dan ASME B31.3 untuk proses piping. Pers. (3) dipakai untuk semua nilai sudut total pipe bend, walaupun dapat dipahami bahwa makin kecil sudut, makin kurang fleksibel sebuah pipe bend. Lubis and Boyle [6] mengusulkan formula berikut untuk mengakomodasi pengaruh sudut bend terhadap faktor fleksibilitas sebuah pipe bend:

$$k = \frac{1.65}{\lambda} [a - b \ln(\lambda)] \quad (4)$$

dimana, a dan b adalah fungsi dari radius ratio R/r dan sudut bend α , sedangkan terminologi di luar kurung adalah formula ASME untuk flexibility factor pipe bends.

Pers. (4) telah diturunkan untuk radius ratio R/r dari 2 sampai 10, dan sudut bend masing-masing 30° , 45° , 60° , 90° , dan 180° . Untuk sudut bend 180° , konfigurasi pipe bend yang terbentuk adalah *U-turn*.

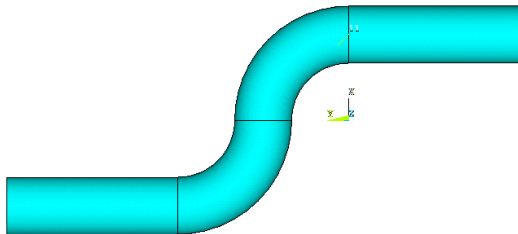
Untuk sudut bend 180° , konfigurasi lain yang sering ditemui pada industry perpipaan adalah berbentuk *S back-to-back pipe bend*. Konfigurasi seperti ini dipandang sebagai salah satu penyerap ekspansi thermal yang baik.

Perlu dipahami bahwa definisi faktor fleksibilitas sebuah pipe bend dalam berbagai piping code dihubungkan dengan beban bending sebagai beban mekanik. Namun jika pipa ditumpu secara baik, maka beban bending sebagai beban mekanik bukanlah beban yang dominan dalam sistim perpipaan. Beban yang dominan disamping tekanan internal adalah beban thermal. Respon struktur perpipaan terhadap beban thermal dan beban mechanical sangat berbeda, karena beban mechanical merupakan beban primer (*primary load*) sedangkan beban thermal adalah beban sekunder (*secondary load*)

Penurunan faktor fleksibilitas pipe bend di bawah beban thermal tidak ditemukan dalam literatur. Semua referensi yang ada menghubungkan faktor fleksibilitas pipe bend dengan beban bending. Studi pipe bend dengan beban thermal biasanya dilakukan untuk memperoleh thermal stress, lihat misalnya, Gupta, dkk [7]. Lubis dan Rajagukguk [8] melaporkan hasil analisis elemen hingga pengaruh *intermediate tangent* terhadap faktor fleksibilitas dan intensitas tegangan *S-Shaped back-to-back pipe bend*, tapi juga, beban yang dilibatkan adalah beban bending, bukan beban thermal. Makalah ini melaporkan hasil penelitian tentang faktor fleksibilitas *S-Shaped back-to-back pipe bend* dengan beban thermal. Faktor fleksibilitas diturunkan dari rotasi penampang pada *junction* antara elbow dan pipa tangent. Rotasi pada penampang ini diturunkan dari perpindahan radial dan aksial node pada intrados dan extrados pada *junction* ini. Perpindahan node ini diperoleh dengan *post-processing* hasil solusi elemen hingga.

Metode Penelitian

Pemodelan Geometri. Konfigurasi geometri yang menjadi objek penelitian ini adalah *S-Shaped back-to-back pipe bends* seperti ditunjukkan pada Gambar 2. Dua buah pipa elbow 90⁰ disambung secara *back-to-back* dan dua ujung yang lain disambung dengan pipa lurus dengan panjang 6 kali radius penampang.



Gambar 2. S-Shaped back to back pipe bend

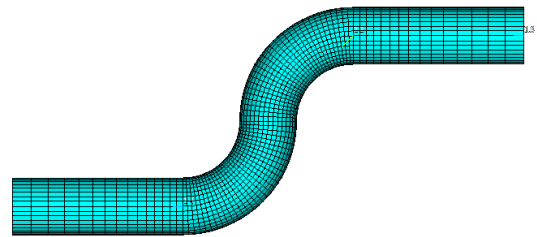
Dimensi pipa yang dipilih adalah NPS 10 (diameter luar OD = 10.75 in). Tebal pipa yang dipilih dari Tabel pipa [9] adalah schedule 5S, 10S, 20, 30, dan 40 (Std). Untuk melihat pengaruh perbandingan radius, *R/r*, terhadap faktor fleksibilitas, analisis dilakukan untuk *R/r* = 3 dan 5. Tabel 1 menunjukkan geometri pipe bend yang dipakai dalam penelitian ini:

Tabel 1. Geometri pipe bend yang diteliti

<i>R/r</i>	Sch	<i>t, in</i>	<i>r, in</i>	Δ
3	5S	0.134	5.308	0.076
3	10S	0.165	5.293	0.094
3	20	0.250	5.250	0.143

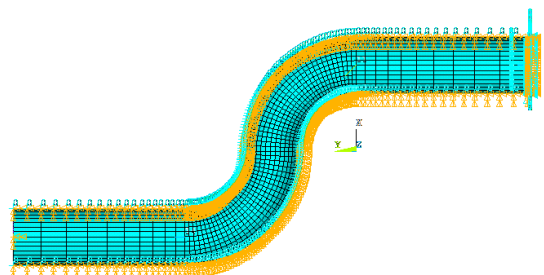
3	30	0.307	5.222	0.176
3	40 (Std)	0.365	5.193	0.211
5	5S	0.134	5.308	0.126
5	10S	0.165	5.293	0.156
5	20	0.250	5.250	0.238
5	30	0.307	5.222	0.294
5	40 (Std)	0.365	5.193	0.351

Tipe Elemen dan Meshing. Elemen yang digunakan adalah SHELL281 dari ANSYS *element library* [10]. Elemen ini mempunyai 8 node dan setiap node mempunyai 6 derajat kebebasan, yaitu translasi pada arah sumbu x, y, dan z, serta rotasi terhadap sumbu x, y, dan z. Ukuran angular elemen pada arah hoop dan longitudinal bagian pipe bend masing-masing adalah 10⁰ dan 3⁰. Jumlah elemen pada arah aksial pipa tangent adalah 10 dengan ukuran elemen yang makin kecil ke arah *junction* dengan pipe bend. Gambar 3 menunjukkan *typical* model elemen hingga yang digunakan pada penelitian ini:



Gambar 3. Typical model elemen hingga

Kondisi Batas dan Pembebanan. Kondisi batas yang diterapkan pada model (Gambar 3) adalah semua node pada salah satu ujung pipa tangent di-*fix* untuk semua derajat kebebasan dan ujung pipa tangent yang lain diberikan kondisi batas yang mensimulasikan kondisi *guided cantilever*. Keuntungan simetri pada bidang dimanfaatkan dengan memodelkan hanya setengah geometri. Beban thermal kemudian diberikan pada seluruh area bagian dalam pipa. Gambar 4 menunjukkan kondisi batas yang diterapkan pada model:

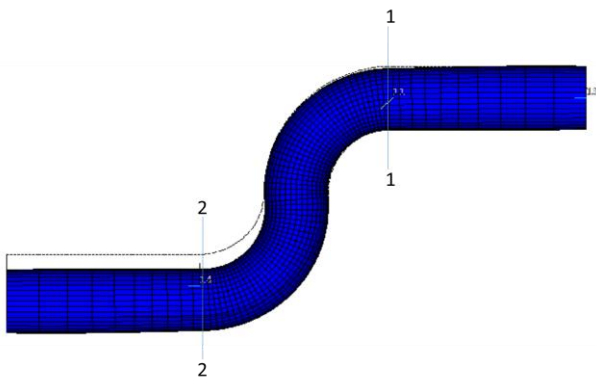


Gambar 4. Kondisi batas pada model

Solusi Nonlinear. Setelah diberikan kondisi batas dan beban pada model, selanjutnya solusi dapat diinisiasi pada tahap solusi (*solution phase*). Solusi yang dipilih adalah solusi nonlinear dengan deformasi besar (*large deformation*). Beban thermal diberikan secara bertahap (*incremental load ramped*) untuk mendeteksi adanya ketaklinieran (*geometric nonlinearity*). Algoritma Newton-Raphson dengan opsi metode bagi dua (*bisection method*) digunakan untuk memperoleh solusi. Solusi yang diambil adalah solusi pada beban terakhir yang konvergen. Hasil solusi kemudian direview pada tahap *post-processing* untuk memperoleh *displacement* yang selanjutnya digunakan untuk memperoleh faktor fleksibilitas.

Hasil dan Pembahasan

Gambar 5 menunjukkan *typical displacement* yang terjadi pada sebuah S-shaped pipe bend dengan beban thermal. Kondisi batas pada satu ujung adalah *fully fixed* dan pada satu ujung lainnya adalah simulasi *guided cantilever*. Untuk kondisi batas seperti ini, maka rotasi penampang pada kedua junction antara pipe bend dan pipa tangen adalah searah, dan rotasi total merupakan selisih rotasi kedua penampang ini.



Gambar 5. Displacement akibat beban thermal

Pada Gambar 5, rotasi penampang 2 lebih besar dari pada rotasi penampang 1. Penampang 1 adalah junction dengan pipa tangen yang di-*fix*, sedangkan penampang 2 adalah penampang junction dengan pipa tangen yang disimulasi sebagai *guided cantilever*. Rotasi penampang diperoleh dari perpindahan node pada posisi extrados dan intrados ke arah radial dan aksial pipa tangen [6].

Bila node pada extrados berpindah ke arah radial dan aksial masing-masing sejauh dxo dan dzo , dan node pada intrados berpindah sejauh dxi dan dzi , maka rotasi penampang 1 dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$\alpha_1 = \tan^{-1} \left(\frac{dz}{2r + dr} \right)_1 \quad (5)$$

dan rotasi penampang 2 dihitung dengan persamaan berikut:

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \left(\frac{dz}{2r + dr} \right)_2 \quad (6)$$

dimana, $dz = dzo - dzi$, dan $dr = dxo - dxi$. Rotasi total adalah selisih kedua rotasi ini,

$$\Delta\alpha_c = \alpha_2 - \alpha_1 \quad (7)$$

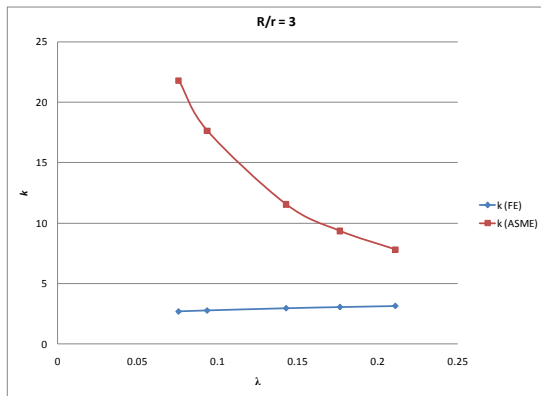
Rotasi ujung sebuah pipa lurus yang ekuivalen dengan panjang $180^\circ (\pi)$ dapat dihitung dengan persamaan berikut [6]:

$$\frac{\Delta\alpha_s}{\alpha} = \frac{M(1-\nu^2)}{E\pi r^2} \frac{R}{r t} \quad (8)$$

Pada pers. (8), α adalah π untuk back-to-back 180° pipe bend, ν adalah perbandingan Poisson (diambil 0.3), E adalah modulus elastisitas, r adalah radius penampang, R adalah radius kelengkungan, dan t adalah tebal pipa. Momen bending M diperoleh dari reaksi tumpuan akibat beban thermal.

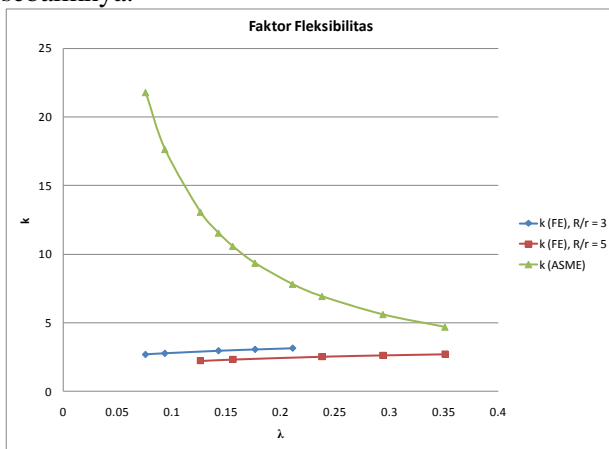
Faktor fleksibilitas kemudian diperoleh dengan membagi rotasi pipa bend yang dihitung dengan pers. (7) dengan rotasi pipa lurus yang dihitung dengan pers. (8).

Gambar 6 menunjukkan faktor fleksibilitas S-Shaped pipe bend dengan beban thermal diplot sebagai fungsi dari faktor pipa λ . Pada Gambar 6 juga diplot faktor fleksibilitas menurut pers.(3). Dapat dilihat dengan jelas bahwa faktor pipa tidak berpengaruh secara signifikan terhadap fleksibilitas pipe bend dengan beban thermal. Sedangkan fleksibilitas menurut ASME sangat dipengaruhi oleh faktor pipa yang dihubungkan dengan bending. *Recall* bahwa bending adalah beban primer sedangkan termal adalah beban sekunder.



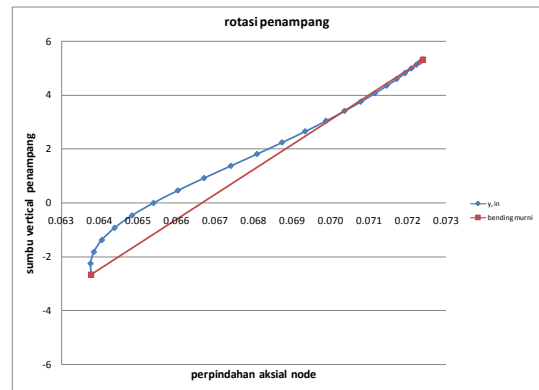
Gambar 6. Faktor fleksibilitas S-Shaped bend

Gambar 7 menunjukkan faktor fleksibilitas S-Shaped pipe bend dengan perbandingan radius $R/r = 3$ dan 5. Dapat dilihat bahwa faktor fleksibilitas k untuk beban termal tidak hanya fungsi dari faktor pipa λ , tetapi juga fungsi dari perbandingan radius R/r . Pada Gambar 7 dapat dilihat bahwa faktor fleksibilitas pipe bend yang dihitung dengan formula ASME jauh lebih besar daripada nilai yang diturunkan dari hasil analisis elemen hingga. Yang menarik adalah bahwa untuk beban thermal, faktor fleksibilitas makin besar jika nilai faktor pipa makin besar, sementara formula ASME adalah sebaliknya.



Gambar 7. Faktor fleksibilitas S-shaped pipe bend untuk perbandingan radius $R/r = 3$ dan 5

Nilai faktor fleksibilitas pada Gambar 7 telah diturunkan dengan menggunakan pers. (5) dan (6). Dengan persamaan tersebut, diasumsikan bahwa rotasi penampang tetap bidang (*plane section remain plane*). Ini adalah asumsi yang sering dipakai untuk bending murni. Gambar 8 menunjukkan bahwa ada sedikit distorsi penampang (*warping*) yang membuat asumsi bending murni menjadi kurang akurat. Dengan asumsi bending murni rotasi penampang diwakili oleh garis yang menghubungkan dua titik ujung pada Gambar 8.



Gambar 8 distorsi penampang (*warping*)

Kesimpulan

Hasil penelitian dengan analisis elemen hingga untuk menghitung faktor fleksibilitas sebuah S-Shaped pipe bend dengan beban thermal menunjukkan bahwa

- Faktor fleksibilitas yang dihitung dengan *Finite Element* jauh lebih kecil dari pada nilai yang dihitung dengan formula ASME.
- Untuk beban thermal, makin besar nilai faktor pipa, makin besar nilai faktor fleksibilitas. Ini berbeda dengan formula ASME yang menghasilkan nilai faktor fleksibilitas yang makin besar jika nilai faktor pipa makin kecil.
- Asumsi bending murni dalam menentukan faktor fleksibilitas kurang tepat, karena ada sedikit distorsi penampang (*warping*)

Penghargaan

Penulis sangat berterima kasih kepada Dekan Fakultas Teknik Universitas Lampung yang telah mendanai penelitian ini melalui Hibah FT tahun 2018

Referensi

- [1] ASME B31.1, 2007, Power Piping. ASME Code for Pressure Piping.
- [2] ASME B31.3, 2002, Process Piping. ASME Code for Pressure Piping.
- [3] Von Karman, Th. – 1911: Ueber die Formänderung dünnwandiger Rohre, insbesondere federnder Ausgleichrohre. *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, Vol. 55, Part 2, pp. 1889 – 95.
- [4] Clark, R. A., and Reissner, E. – 1951: Bending of Curved Tubes. In *Advances in Applied Mechanics*, Vol. II, pp. 93 – 122, edited by Richard von Mises and Theodore von Karman, Academic Press Inc.

- [5] Vigness, I. – 1943: Elastic Properties of Curved Tubes. *Transactions of the ASME*, Vol.65, pp.105 – 20.
- [6] Lubis, A., Boyle, J.T., 2004, The Pressure Reduction Effect in Smooth Piping Elbows – Revisited. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Vol. 81 No.2, page 119-125, Elsevier Science Ltd, ISSN: 0308-0161.
- [7] Gupta, S.K., Bhasin, V, Vazel, K.K., Ghosh, A.K., and Kushwaha H.S., 2007, General Limit Load and B2 Stress Index Equation for Pipe Bends under In Plane Bending. *Transactions*, SMiRT 19, Toronto, August 2007, paper #B04/5
- [8] Lubis, A., dan Rajagukguk, T.O., 2007, The Influence of Intermediate Tangent on Flexibility and Stress-Intensification Factors of S-Shaped Steel Piping Elbows. *Proceeding of the First International Seminar on Green Technology and Engineering*, Universitas Malahayati, Bandar Lampung, Indonesia, 25 – 26 July 2007, ISSN 1978-5933.
- [9] Nayyar, M.L., 2000, *Piping Handbook*, seventh edition. McGraw-Hill Book Co., New York.
- [10] ANSYS, 2018, *ANSYS Academic Student Version*. Swanson Analysis Systems, USA.