

BAB II

LANDASAN TEORI

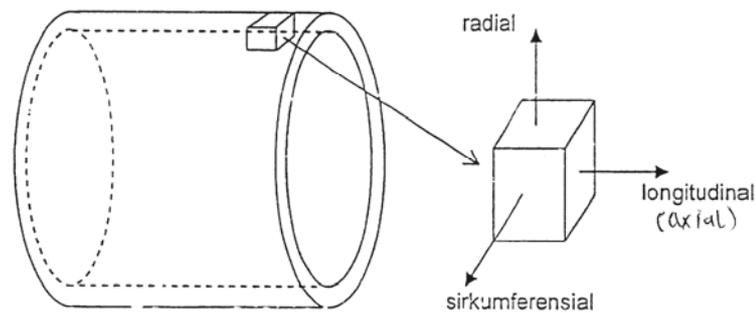
Dalam menerapkan kode standar desain, *engineer* harus mengerti prinsip dasar dari tegangan pipa dan hal-hal yang berhubungan dengannya. Sebuah pipa dinyatakan rusak jika tegangan dalam yang terjadi pada pipa melebihi tegangan batas material yang diizinkan. Dari definisi yang sederhana ini ada dua buah istilah yang harus dipahami dengan benar, yaitu tegangan dalam pipa dan tegangan batas yang diizinkan.

Tegangan dalam yang terjadi pada pipa disebabkan oleh beban luar seperti berat mati, tekanan dan pemuaian termal, dan bergantung pada geometri pipa serta jenis material pipa. Sedangkan tegangan batas lebih banyak ditentukan oleh jenis material, dan metode produksinya. Kedua besaran ini dibandingkan dengan menerapkan teori kegagalan (*failure theory*) yang ada.

Dalam membahas kode standar kita harus membedakan pengertian tegangan pipa menjadi yaitu:

- Tegangan pipa aktual, yaitu tegangan hasil pengukuran dengan *strain gauge* atau perhitungan analisis secara manual ataupun dengan piranti lunak komputer.
- Tegangan pipa kode, yaitu tegangan hasil perhitungan dengan menggunakan persamaan tegangan yang tertera dalam kode standar tertentu.

Tegangan adalah besaran vektor yang selain memiliki nilai juga memerlukan arah. Nilai dari tegangan didefinisikan sebagai gaya (F) per satuan luas (A). Untuk mendefinisikan arah pada tegangan pipa, sebuah sumbu prinsip pipa dibuat saling tegak lurus seperti terlihat pada gambar dibawah ini.



Gambar 2.1. Arah Tegangan Pipa

Sumber : Ap-Greid. Dasar-Dasar Analisa Tegangan Pipa,

Sumbu ini terletak di bidang tengah dinding pipa dan salah satu arahnya yang sejajar dengan panjang pipa disebut sumbu aksial atau longitudinal. Sumbu yang tegak lurus terhadap dinding pipa dengan arahnya bergerak dari pusat pipa menuju luar pipa disebut sumbu radial. Sumbu yang sejajar dengan dinding pipa tapi tegak lurus dengan sumbu aksial disebut sumbu tangensial atau sirkumferensial.

2.1. TEGANGAN DALAM PRINSIPAL PADA PIPA

Tegangan dalam pipa dapat diuraikan berdasarkan arahnya sesuai dengan arah sumbu prinsip ini sebagai berikut:

2.1.1. Tegangan longitudinal (S_L)

Tegangan yang arahnya sejajar dengan sumbu longitudinal disebut tegangan aksial. Nilai tegangan ini dinyatakan positif jika tegangan yang terjadi adalah tegangan tarik dan negatif jika tegangannya berupa tegangan tekan (kompresi). Tegangan longitudinal pada sistem pipa disebabkan oleh gaya-gaya tekanan dalam pipa, dan bending.

2.1.1.1. Akibat gaya dalam aksial

$$S_L = \frac{F_{ax}}{A_m} \quad (2.1)$$

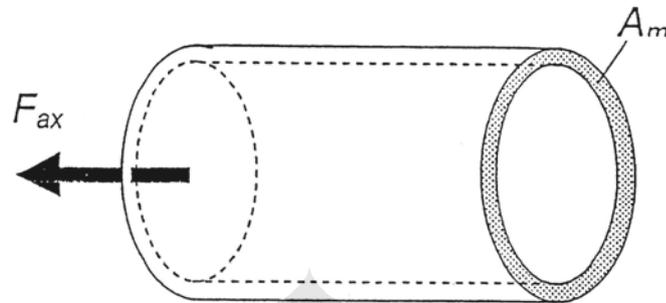
dimana

F_{ax} = gaya dalam aksial

A_m = luas penampang material pipa

$$= \pi d_m t$$

- d_m = diameter rata-rata pipa
 d_o = diameter luar pipa
 d_i = diameter dalam pipa



Gambar 2.2. Arah Gaya Aksial Pipa

2.1.1.2. Akibat tekanan pipa

$$S_L = \frac{PA_i}{A_m} \quad (2.2)$$

dimana

P = tekanan dalam aksial (*pressure gauge*)

A_i = luas penampang dalam pipa

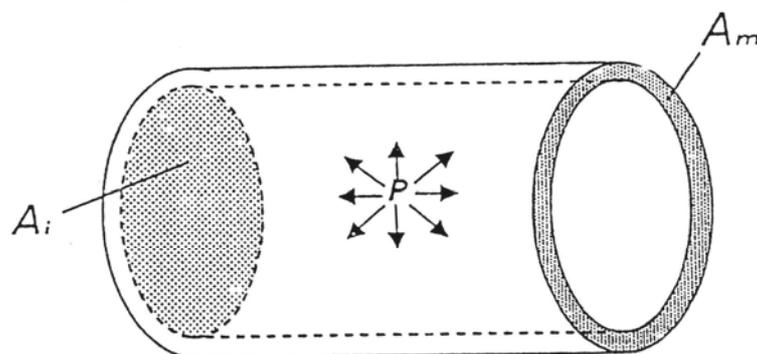
$$= \pi d_i^2 / 4$$

Jadi tegangan longitudinal karena tekanan dalam pipa :

$$S_L = \frac{Pd_i^2}{4d_m t} \quad (2.3)$$

Untuk sederhananya, rumus yang terakhir ini ditulis secara konservatif sebagai berikut :

$$S_L = \frac{Pd_o}{4t} \quad (2.4)$$



Gambar 2.3. Arah Gaya Akibat Tekanan Pipa

2.1.1.3. Akibat momen lendutan (*bending moment*)

$$S_L = \frac{M_b \cdot c}{I} \quad (2.5)$$

dimana

M_b = momen lendutan pada sebuah penampang pipa

c = jarak dari sumbu netral ke titik yang diperhatikan

I = momen inersia dari penampang pipa

$$= \pi (d_o^2 - d_i^2) / 64$$

Tegangan ini disebut tegangan lendutan (*bending stress*). Tegangan ini paling besar jika $c = R_o$, yaitu :

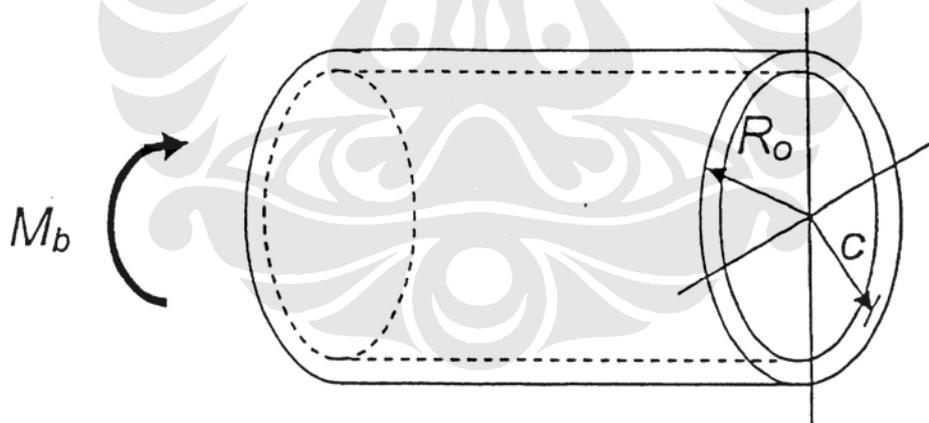
$$S_L = \frac{M_b R_o}{I} = \frac{M_b}{Z} \quad (2.6)$$

dimana

R_o = radius luar pipa

Z = Modulus permukaan (*section modulus*)

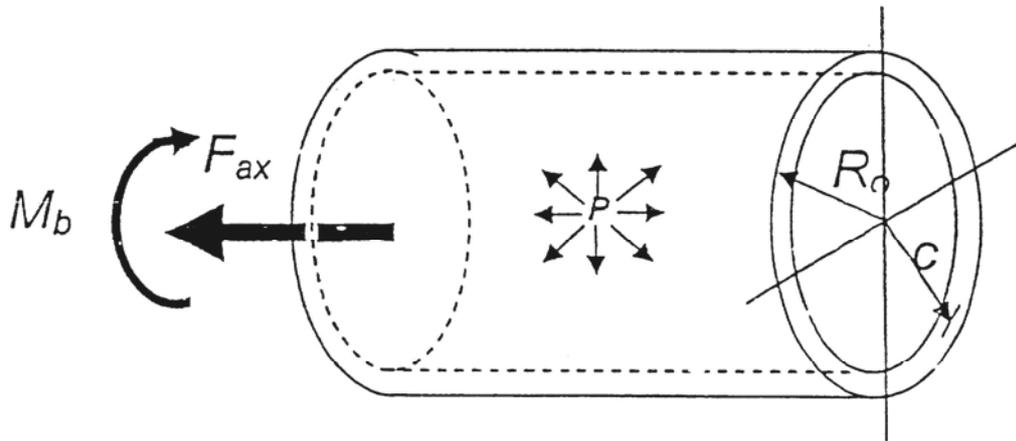
$$= I / R_o$$



Gambar 2.4. Arah Akibat Momen Lendutan Pipa

2.1.1.4. Tegangan Longitudinal keseluruhan

$$S_L = \frac{F_{ax}}{A_m} + \frac{Pd_o}{4t} + \frac{M_b}{Z} \quad (2.7)$$



Gambar 2.5. Arah Tegangan Longitudinal Pipa

2.1.2. Tegangan sirkumferensial

Tegangan yang arahnya sejajar dengan sumbu sirkumferensial disebut tegangan tangensial atau tegangan hoop (S_H). Tegangan ini disebabkan oleh tekanan dalam pipa, dan bernilai positif jika tegangan cenderung membelah pipa menjadi dua. Besar tegangan ini menurut persamaan Lamé adalah:

$$S_H = P (r_i^2 + r_i^2 r_o^2) / r^2 / (r_o^2 - r_i^2) \quad (2.8)$$

Dimana

r_o = radius luar pipa

r_i = radius dalam pipa

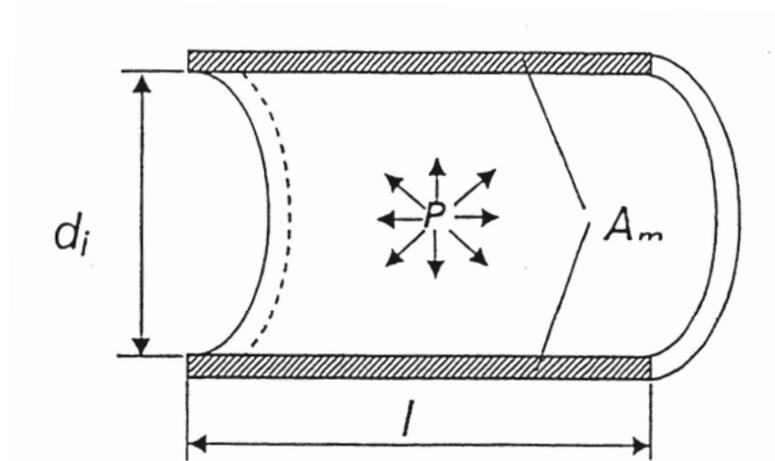
r = jarak radius ke titik yang sedang diperhatikan

Secara konservatif, untuk pipa yang tipis dapat dilakukan penyederhanaan penunman rumus tegangan pipa tangensial ini dengan mengasumsikan gaya akibat tekanan dalam bekerja sepanjang pipa yaitu: $F = Pd_i l$ ditahan oleh dinding pipa seluas $A_m = 2tl$ sehingga mmus untuk tegangan tangensial dapat ditulis sebagai berikut:

$$S_H = P d_i / 2t \quad (2.9)$$

atau lebih konservatif lagi :

$$S_H = P d_o / 2t$$



Gambar 2.6. Arah Tegangan Sirkumferensial Pipa

2.1.3. Tegangan radial

Tegangan yang arahnya sama dengan sumbu radial disebut tegangan radial. Tegangan ini berupa tegangan kompresi (negatif) jika ditekan dari dalam pipa akibat tekanan dalam (*pressure gauge*), dan berupa tegangan tarik (positif) jika didalam pipa terjadi tekanan hampa: (*vacuum pressure*)

$$S_R = P (r_i^2 + r_o^2) / r^2 / (r_o^2 - r_i^2) \quad (2.10)$$

karena jika $r = r_o$ maka $S_R = 0$ dan jika $r = r_i$ maka $S_R = -P$ yang artinya tegangan ini nil pada titik dimana tegangan lendutan maksimum, karena itu tegangan ini biasanya diabaikan.

2.1.4. Tegangan geser

Tegangan geser adalah tegangan yang arahnya paralel dengan dengan penampang permukaan pipa, terjadi jika dua atau lebih tegangan normal yang diuraikan diatas bekerja pada satu titik. Tegangan geser pada sistem pipa antara lain akibat gaya dari tumpuan pipa (*pipe support*) dikombinasikan dengan gaya *bending*.

2.1.4.1. Akibat gaya geser V

$$\tau_{\max} = VQ / A_m \quad (2.11)$$

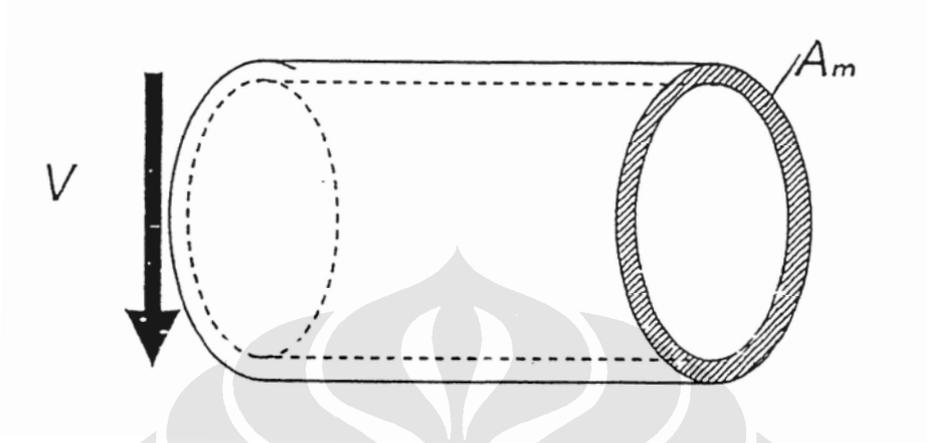
dimana

Q = faktor bentuk tegangan geser

= 1.33 untuk silinder solid

V = gaya geser

Tegangan ini maksimum di sumbu netral (di sumbu simetri pipa) dan nihil pada titik dimana tegangan lendut maksimum (yaitu pada permukaan luar dinding pipa). Karena hal ini dan juga karena besarnya tegangan ini biasanya sangat kecil, maka tegangan ini diabaikan.

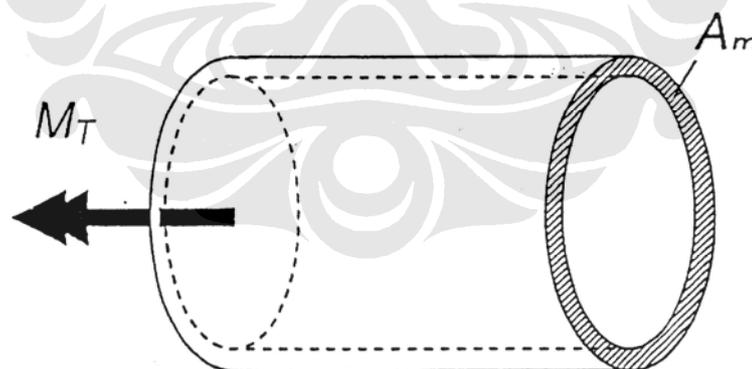


Gambar 2.7. Arah Tegangan Geser Pipa

2.1.4.2. Akibat momen puntir

$$\tau_{\max} = M_T / 2Z \quad (2.12)$$

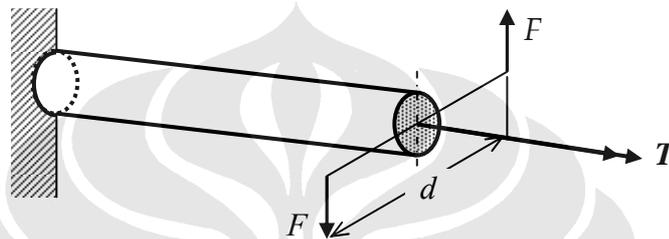
Tegangan ini maksimum pada titik yang sama dimana tegangan lendut maksimum.



Gambar 2.8. Momen Puntir Pipa

2.1.5. Torsi

Suatu batang dijepit dengan kuat pada salah satu ujungnya dan ujung yang lainnya diputar dengan suatu torsi (momen puntir, twisting moment) $T = Fd$ yang bekerja pada bidang tegak lurus sumbu batang seperti terlihat pada Gb. 5-1. Batang tersebut dikatakan dalam kondisi kena torsi. T adalah torsi (Nm), F adalah gaya (N) dan d adalah diameter lengan putar (m). Alternatif lain untuk menyatakan adanya torsi adalah dengan dua tanda vektor dengan arah sejajar sumbu batang.



Gambar 2.9. Arah Momen Puntir Pipa

2.1.5.1. Momen kutub inersia

Untuk suatu batang bulat berlobang (pipa) dengan diameter luar D_o dan diameter dalam D_i , momen kutub inersia (polar moment of inertia) penampang melintang luasnya, biasanya dinotasikan dengan J , diberikan dengan:

$$J = \frac{\pi}{32} (D_o^4 - D_i^4) \quad (2.13)$$

Momen kutub inersia untuk batang bulat tanpa lubang (batang pejal) dapat diperoleh dengan memberi nilai $D_i = 0$. Kuantitas dari J merupakan sifat matematis dari geometri penampang melintang yang muncul dalam kajian tegangan pada batang atau poros bulat yang dikenai torsi.

Sering untuk tujuan praktis, persamaan diatas ditulis kembali dalam bentuk:

$$\begin{aligned} J &= \frac{\pi}{32} (D_o^2 - D_i^2)(D_o^2 + D_i^2) \\ &= \frac{\pi}{32} (D_o^2 - D_i^2)(D_o - D_i)(D_o + D_i) \end{aligned}$$

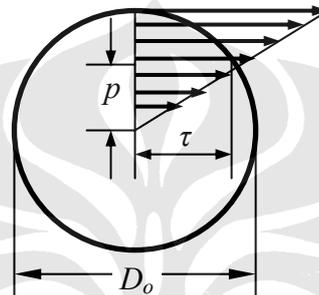
Bentuk terakhir dari persamaan diatas sangat berguna khususnya pada evaluasi numeris J dimana perbedaan antara adalah kecil.

2.1.5.2. Torsi tegangan geser

Baik untuk poros pejal maupun poros berlubang yang dikenai momen puntir T torsi tegangan geser (torsional shearing stress) τ pada jarak p dari titik pusat poros dinyatakan dengan:

$$\tau = \frac{Tp}{J} \quad (2.14)$$

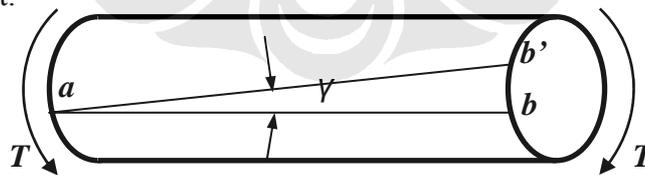
Distribusi tegangan bervariasi dari nol pada pusat poros sampai dengan maksimum pada sisi luar poros seperti diilustrasikan sebagai berikut



Gambar 2.10. Distribusi Tegangan geser

2.1.5.3. Regangan geser

Suatu garis membujur a - b digambarkan pada permukaan poros tanpa beban. Setelah suatu momen puntir T dikenakan pada poros, garis a - b bergerak menjadi a - b' seperti ditunjukkan pada gambar berikut. Sudut γ , yang diukur dalam radian, diantara posisi garis akhir dengan garis awal didefinisikan sebagai regangan geser pada permukaan poros. Definisi yang sama berlaku untuk setiap titik pada batang poros tersebut.



Gambar 2.11. Regangan geser

2.1.5.4. Modulus elastisitas geser

Rasio tegangan geser τ terhadap regangan geser γ disebut modulus elastisitas geser diformulasikan dengan:

$$G = \frac{\tau}{\gamma} \quad (2.15)$$

Lagi, dimensi untuk G adalah sama dengan dimensi tegangan geser, karena regangan geser tak berdimensi

2.1.5.5. Sudut puntir

Jika suatu poros dengan panjang L dikenai momen puntir T secara konstan dikeseluruhan panjang poros, maka sudut puntir (angle of twist) θ yang terbentuk pada ujung poros dapat dinyatakan dengan



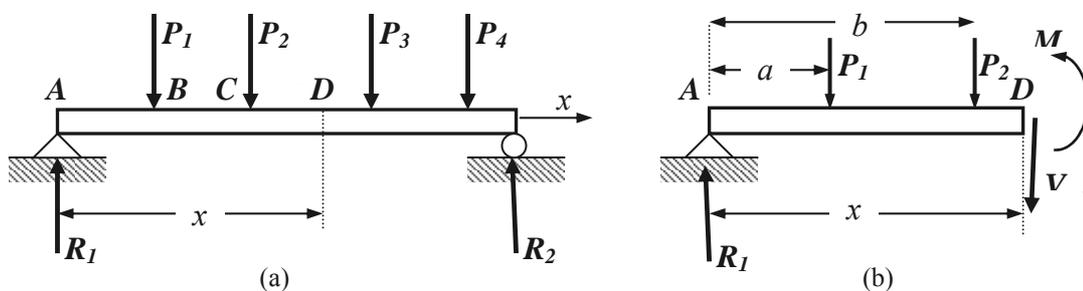
Gambar 2.12. Sudut Puntir

dimana J menunjukkan momen inersia pada penampang melintang poros. Persamaan ini hanya berlaku untuk poros dalam kondisi elastis.

2.1.6. Gaya Internal dan Momen Pada Pipa

Ketika pipa dibebani dengan gaya atau momen, tegangan internal terjadi pada batang. Secara umum, terjadi tegangan normal dan tegangan geser. Untuk menentukan besarnya tegangan-tegangan ini pada suatu bagian atau titik pada pipa, perlu diketahui resultan gaya dan momen yang bekerja pada bagian atau titik tersebut. Ini dapat dilakukan dengan menggunakan persamaan-persamaan kesetimbangan.

Berikut ini adalah contoh analisa arah gaya dan momen pada sebuah pipa yang ditumpu.



Gambar 2.13. Arah Gaya dan Momen yang Bekerja

Pertama kita amati tegangan internal sepanjang bidang D, yang terletak pada jarak x dari ujung kiri pipa. Untuk itu pipa dipotong pada D dan porsi pipa disebelah kanan D dipindahkan. Porsi yang dipindahkan kemudian digantikan dengan suatu efek untuk bagian sebelah kiri D yaitu berupa gaya geser vertikal V bersama-sama dengan suatu momen M seperti ditunjukkan pada Gb. 2.12(b).

Gaya V dan momen M menahan pipa sebelah kiri yang mempunyai gaya-gaya R_1 , P_1 , dan P_2 tetap dalam kesetimbangannya. Nilai-nilai V dan M adalah positif jika posisinya seperti pada gambar diatas.

- Tahanan Momen

Momen M yang ditunjukkan pada Gb. 6-6(b) disebut tahanan momen (resisting moment) pada bagian D. Besarnya M dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan statis yang menyatakan bahwa jumlah seluruh gaya terhadap poros yang melalui D dan tegak lurus bidang adalah nol. Jadi,

$$\sum M_0 = M - R_1x + P_1(x-a) + P_2(x-b) = 0 \quad (2.16)$$

Dengan demikian tahanan momen M adalah momen pada titik D yang dibuat dengan momen-momen reaksi pada A dan gaya-gaya P_1 dan P_2 . Momen tahanan M merupakan resultan momen karena tekanan yang didistribusikan pada bagian vertikal pada D. Tegangan-tegangan ini bekerja pada arah horisontal dan merupakan suatu tarikan pada bagian-bagian tertentu pada penampang melintang dan suatu tekanan pada bagian-bagian lainnya.

- Tahanan geser

Gaya vertikal V yang ditunjukkan pada Gb. 2.12(b) disebut tahanan geser (resisting shear) untuk D. Untuk kesetimbangan gaya pada arah vertikal

$$\sum F_v = R_1 - P_1 - P_2 - V = 0 \quad (2.17)$$

Gaya V ini sebenarnya merupakan resultan tegangan geser yang didistribusikan pada bagian verikal D .

- Momen tekuk

Jumlah aljabar momen-momen gaya luar pada satu sisi bagian D terhadap suatu sumbu yang melalui D disebut momen tekuk (bending moment) pada D . Untuk pembebanan seperti ditunjukkan pada Gb. 2.12 momen tekuk dinyatakan dengan:

$$R_1x - P_1(x-a) - P_2(x-b) \quad (2.18)$$

Jadi momen tekuk merupakan kebalikan (arah) dari tahanan momen dengan besaran yang sama. Momen tekuk juga dinotasikan dengan M . Momen tekuk lebih lazim digunakan daripada tahanan momen dalam perhitungan karena momen ini dapat dinyatakan secara langsung dari beban atau gaya-gaya eksternalnya.

- Gaya geser

Jumlah aljabar seluruh gaya vertikal disebelah kiri titik D disebut gaya geser (shearing force) pada titik tersebut. Untuk pembebanan diatas dinyatakan dengan V . Gaya geser adalah berlawanan arah dengan tahanan geser tetapi besarnya sama. Biasanya dinyatakan dengan V . Dalam perhitungan gaya geser lebih sering digunakan daripada tahanan geser.

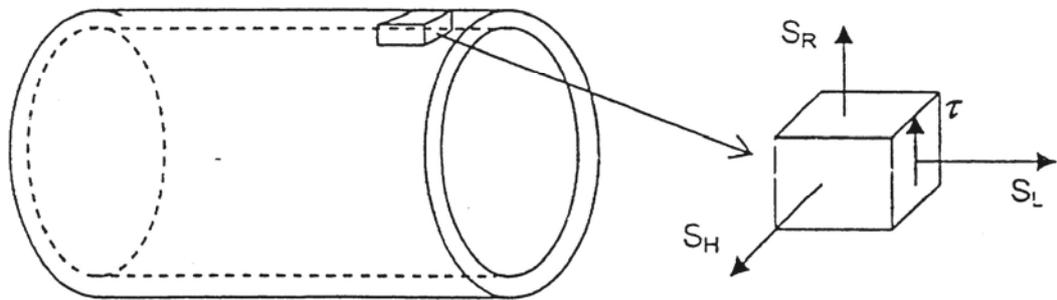
2.2. RANGKUMAN FORMULASI TEGANGAN PIPA

$$\text{Tegangan longitudinal} = S_L = \frac{F_{ax}}{A_m} + \frac{Pd_o}{4t} + \frac{M_b}{Z} \quad (2.19)$$

$$\text{Tegangan hoop} = S_H = P d_o / 2t \quad (2.20)$$

$$\text{Tegangan geser} = \tau_{\max} = M_T / 2Z \quad (2.21)$$

2.3. KOMBINASI TEGANGAN PADA DINDING PIPA



Gambar 2.14. Arah Kombinasi Tegangan pada Dinding Pipa

Dari teori mekanika tegangan dalam tiga dimensi berlaku tegangan prinsip orthogonal yang menyatakan:

$$S_L + S_H + S_R = S_1 + S_2 + S_3 \quad (2.16)$$

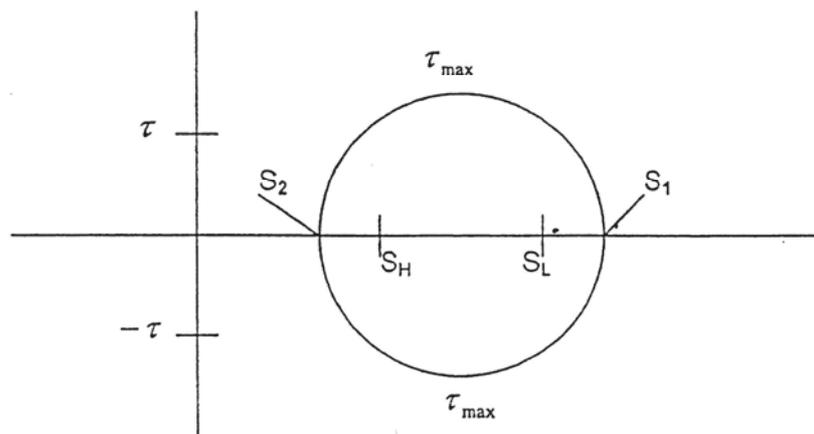
dimana

$$S_1 > S_2 > S_3$$

Dan juga berlaku

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2} (S_1 - S_3) \quad (2.17)$$

Nilai dari S_1 dan S_3 dapat ditentukan dengan bantuan lingkaran Mohr. Dalam sistem tegangan 2 dimensi dimana salah satu komponen tegangan prinsip diabaikan, (dalam kasus tegangan pipa $S_R = 0$) maka berlaku lingkaran Mohr sebagai berikut ini



Gambar 2.15. Lingkaran Mohr

dimana

$$S_1 = (S_L + S_H) / 2 + \sqrt{[(S_L + S_H)/2]^2 + \tau^2} \quad (2.18)$$

$$S_2 = (S_L + S_H) / 2 - \sqrt{[(S_L + S_H)/2]^2 + \tau^2} \quad (2.19)$$

$$\tau_{max} = \sqrt{[(S_L + S_H)/2]^2 + \tau^2} \quad (2.20)$$

2.4. TEORI DASAR KEGAGALAN

Tegangan yang telah dihitung di atas dibandingkan dengan tegangan yang diizinkan oleh kekuatan material yang didapat dari hasil tes. Jika tegangan yang dihitung melebihi tegangan yang diizinkan oleh material diasumsikan kegagalan dari material (*material failure*) terjadi.

Ada tiga teori kegagalan yang sering dipergunakan, yaitu:

2.4.1. Teori kegagalan Von Mises

Teori Tegangan Geser Oktahedral, yang menyatakan: "Kegagalan terjadi jika tegangan geser oktahedral pada suatu titik di pipa sama atau lebih besar dari tegangan geser oktahedral pada saat material leleh (*yield*) di tes beban tarik *uniaksial*"

Tegangan geser oktahedral didefinisikan sebagai berikut:

$$\tau_{\text{oct}} = \frac{1}{3} \sqrt{(S_1 - S_2)^2 + (S_2 - S_3)^2 + (S_3 - S_1)^2} \quad (2.21)$$

Untuk tes beban tarik uniaksial berlaku $S_1 = S_{\text{yield}}$ dan $S_2 = S_3 = 0$, sehingga kegagalan diasumsikan terjadi jika pertidaksamaan berikut ini berlaku

$$\tau_{\text{oct}} \geq \frac{\sqrt{2}}{3} S_{\text{yield}} \quad (2.22)$$

2.4.2 Teori kegagalan Tresca

Teori Kegagalan Tegangan Geser Maximum, yang menyatakan: "Kegagalan terjadi jika tegangan geser maksimum pada suatu titik di pipa sama atau lebih besar dari tegangan geser maksimum pada saat material leleh (*yield*) di tes beban tarik *uniaksial*"

Tegangan geser maksimum didefinisikan sebagai berikut:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{1}{3} (S_1 - S_3) \quad (2.23)$$

Untuk tes beban tarik uniaksial berlaku $S_1 = S_{\text{yield}}$ dan $S_2 = S_3 = 0$, sehingga kegagalan diasumsikan terjadi jika pertidaksamaan berikut ini berlaku:

$$\tau_{\text{max}} \geq S_{\text{yield}} / 2 \quad (2.24)$$

2.4.3. Teori kegagalan Rankine

Teori Kegagalan Tegangan Maksimum, yang menyatakan: "Kegagalan terjadi jika tegangan tarik maksimum pada suatu titik di pipa sama atau lebih besar dan tegangan tarik maksimum pada saat material leleh (*yield*) di tes beban tarik *uniaksial* "

Tegangan tarik maksimum menurut definisi adalah tegangan prinsip positif terbesar = S_1

Untuk tes beban tank uniaksial berlaku $S_1 = S_{\text{yield}}$ dan $S_2 = S_3 = 0$, sehingga kegagalan diasumsikan terjadi jika pertidaksamaan berikut ini berlaku:

$$S_1 \geq S_{\text{yield}} \quad (2.25)$$

Kebanyakan standar kode perpipaan menggunakan Teori kegagalan TRESCA dengan sedikit modifikasi, yaitu teori kegagalan TRESCA dikali dua

dan setelah tegangan prinsip ditulis dalam term S_L , S_H dan τ teori kegagalan menjadi:

$$\sqrt{(S_L + S_H)^2 + 4\tau^2} \geq S_{\text{yield}} \quad (2.26)$$

Dengan mempertimbangkan kegagalan karena kelelahan material (*metal fatigue*) maka tegangan karena tekanan dapat diabaikan dan tegangan yang diizinkan dikalikan dengan faktor keamanan (*Safety Factor* = SF), ASME/ANSI B31.3 menspesifikasikan *Maximum Stress Intensity Criterion* sebagai berikut:

$$\sqrt{(S_L + S_H)^2 + 4\tau^2} \leq S_A \quad (2.27)$$

dimana

$S_b = S_L$ (tegangan logitudinal) hanya karena moment lendutan M_B

$S_t = \tau$ (tegangan geser) karena moment puntir M_T

$S_A =$ tegangan yang diizinkan untuk kasus beban tertentu = SF x S_{yield}

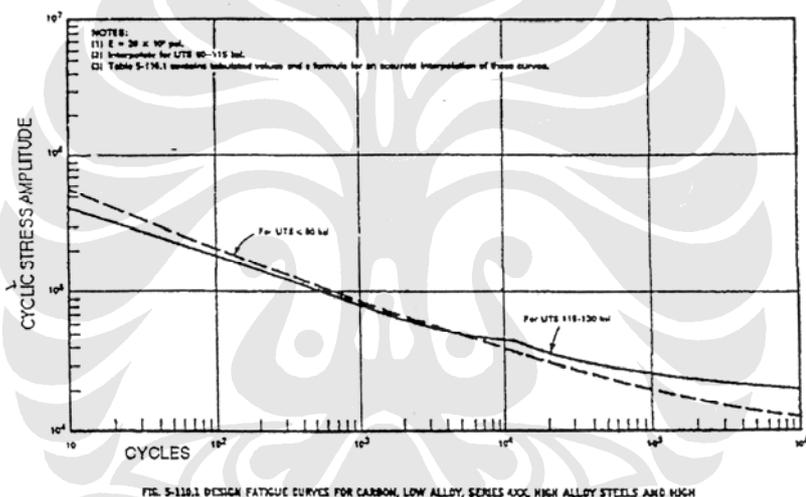
2.5. KELELAHAN METAL (*FATIGUE*)

2.5.1. Fenomena *Fatigue*

Modus Kegagalan yang diuraikan diatas cukup teliti untuk memprediksi kegagalan yang bersifat katastrofis yang diakibatkan oleh beban sekali kerja. Sementara itu pipa, bejana, dan peralatannya sering mengalami kerusakan yang terjadi setelah beroperasi bertahun-tahun. Kegagalan jenis yang terakhir ini dikenal dengan fenomena kelelahan metal (*metal fatigue*) yang diakibatkan oleh beban berulang yang besarnya relatif rendah. Yang perlu diperhatikan pada kegagalan karena metal lelah ini adalah kegagalan bahkan dapat terjadi dimana tegangan pipa lebih rendah dari pada tegangan leleh (*Yield Stress* S_{Yield}). Ini dapat terjadi karena konsentrasi tegangan lokal yang besar menyebabkan deformasi plastis yang pada akhirnya menyebabkan timbulnya retakan-retakan halus sementara tegangan rata-rata pada keseluruhan penampang pipa atau bejana tekan jauh dibawah tegangan leleh. Jika beban ini terjadi berulang kali maka retakan

halus itu akan merambat sampai kegagalan yang menyeluruh pada dinding pipa terjadi.

Kekuatan material menghadapi metal lelah dapat dinyatakan dalam jumlah siklus beban berulang yang diperlukan untuk mengakibatkan kerusakan yang menyeluruh terjadi pada material. Kekuatan ini biasa digambarkan oleh kurva kelelahan metal (*fatigue curve*). Parameter lain yang menjelaskan sifat kekuatan material terhadap metal lelah ini adalah "tegangan batas" (*fatigue limit/fatigue endurance*), yaitu besar tegangan tertentu dimana tidak akan terjadi kegagalan karena metal lelah berapapun jumlah siklus beban berulang terjadi. Kurva *fatigue* untuk baja karbon dan baja alloy diambil dari ASME VIII-2 diperlihatkan dalam gambar berikut



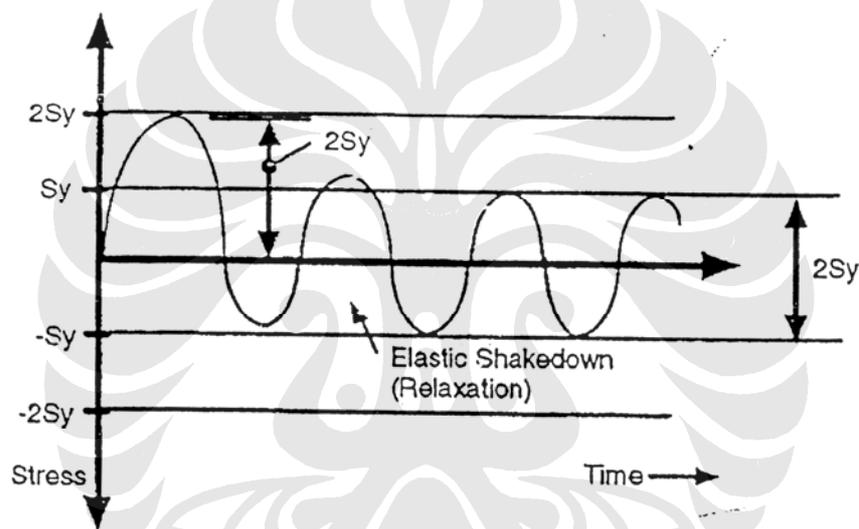
Gambar 2.16. Kurva Fatigue baja karbon dan baja alloy

Kurva *fatigue* untuk tiap metal berbeda, dan biasanya diperoleh melalui percobaan (*fatigue test*).

Secara umum kelelahan metal disebabkan oleh beban perpindahan, bukannya beban gaya (*force load*). Beban perpindahan (*displacement load*) mempunyai karakteristik *self-limiting*, yaitu besar tegangan yang terjadi akibat beban perpindahan akan membatasi diri sendiri oleh mekanisme yang disebut relaksasi atau *Elastic-shakedown*. Jika beban perpindahan menyebabkan tegangan lokal di material pipa yang melebihi titik plastis (tegangan luluh/*yield stress*), sehingga akibat fenomena plastis, setelah beban perpindahan ini hilang dan sistem

kembali ke kondisi awal maka akan terjadi dua hal yang penting. Pertama tegangan residu (sisa) terjadi pada saat beban telah dihilangkan. Kedua, titik plastis dari material pindah karena efek *hardening*. Jika beban perpindahan ini diulang, maka tegangan residu harus dilawan dahulu baru tegangan luluh yang baru dapat dilampaui. Hal ini bisa berulang selama beban perpindahan tidak melebihi maksimum strain dimana kerusakan katastrofis akan terjadi.

Fenomena ini menghasilkan tegangan absolut yang lebih rendah dari pada beban perpindahan yang sama besar seperti terlihat pada gambar berikut dimana maksimum *range* dari tegangan dibatasi sebesar dua kali tegangan luluh ($2 S_Y$)



Gambar 2.17. Maksimum Range Dibatasi Dua Kali Tegangan Luluh

Berdasarkan fenomena ini, besar maksimum dari perbedaan tegangan ekspansi (*Stress expansion range*) pada pipa adalah dua kali tegangan leleh atau lebih tepatnya jumlah dari tegangan leleh pada kondisi dingin (S_c) dan tegangan leleh pada kondisi panas (S_H). Dengan memperhatikan faktor keamanan F , tegangan ekspansi yangizinkan adalah:

$$S_E \leq F (S_c + S_H) \quad (2.28)$$

2.5.2. Faktor Reduksi Tegangan Berulang

Kurva kelelahan metal (*Fatigue Curve*) memperlihatkan bahwa kekuatan fatigue berkurang jika jumlah siklus beban semakin banyak. Karena ini tegangan izin untuk tegangan ekspansi juga harus dikurangi. Sebuah faktor reduksi f yang

nilainya tergantung pada jumlah siklus beban diterapkan dalam rumus untuk tegangan izin ekspansi, yaitu:

$$S_E \leq F \cdot f (S_c + S_H) \quad (2.29)$$

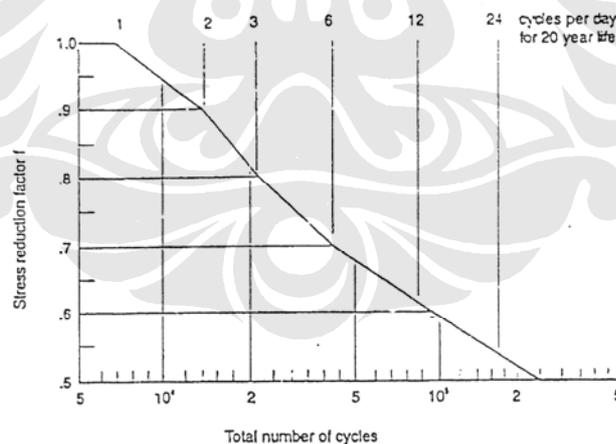
Berikut ini adalah contoh faktor reduksi untuk kode pipa ASME B31.3

JUMLAH SIKLUS BEBAN N			FAKTOR f
1	-	7000	1.0
7001	-	14000	0.9
14001	-	22000	0.8
22001	-	45000	0.7
45001	-	100000	0.6
100001	-	200000	0.5
200001	-	700000	0.4
700001	-	2000000	0.3

Tabel 2.1. Nilai Faktor Reduksi ASME B31.3

Sumber : ASME B 31.3. Process Piping, Edition 2004

Nilai faktor reduksi ini ditampilkan kembali dalam bentuk grafik berikut dengan juga konversi jumlah siklus beban dalam periode 20 tahun umur instalasi pipa.



Gambar 2.18. Grafik Faktor Reduksi dan Siklus Beban Periode 20 Tahun

Sumber : ASME B 31.3. Process Piping, Edition 2004

2.5.3. Efek Beban Sustained pada Fatigue

Pada umumnya, kurva kelelahan metal dibuat untuk tegangan rata-rata (S_m) sama dengan nol. Eksperimen membuktikan bahwa tegangan rata-rata

menyebabkan berkurangnya kekuatan material terhadap metal lelah. Ada beberapa teori yang dikenal untuk memperhitungkan efek tegangan rata-rata yang tidak nol pada fatigue seperti persamaan Soderberg:

$$S_{\text{Soderberg}} = S_{F(R=-1)} \left(1 - \frac{S_m}{S_y}\right) \quad (2.30)$$

dimana

$$R = S_{\min} / S_{\max}$$

$S_{F(R=-1)}$ = Tegangan Fatigue untuk $R=-1$

S_{\min} = Tegangan absolut minimum (cold stress)

S_{\max} = Tegangan absolut maksimum (hot stress)

Untuk analisis kelelahan metal pada sistem pipa, efek tegangan rata-rata ini diterapkan secara konservatif, yaitu tegangan karena beban tetap (*sustained load*) seperti bobot mati dan tekanan diasumsikan sebagai tekanan rata-rata dan tegangan yang diizinkan untuk ekspansi dikurangi dengan tegangan tetap S_{sus} ini menjadi:

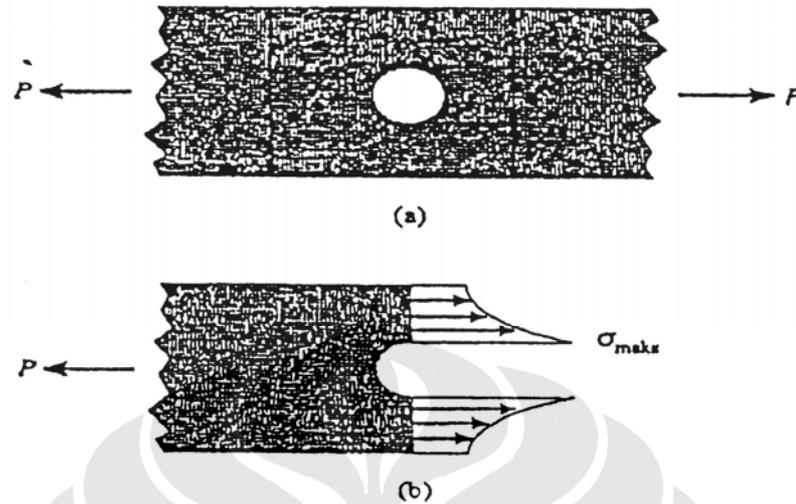
$$S_E \leq F.f (S_c + S_H - S_{\text{sus}}) \quad (2.31)$$

2.5.4. Stress Intensification Factor (SIF)

Eksperimen mengenai kelelahan metal pada pipa pertama kali dilakukan oleh Markl dan kawan-kawan di awal tahun 50-an. Hasil penelitian ini memperlihatkan bahwa kegagalan karena metal lelah tidak terjadi ditengah-tengah segmen pipa lurus, melainkan didaerah dekat *fitting* (daerah dikontinuitas geometri). Selain itu *fatigue* terjadi pada kombinasi tegangan dan jumlah siklus yang lebih rendah dari pada kegagalan yang terjadi pada pipa lurus. Penjelasan dari fenomena ini terletak pada kenaikan tegangan lokal didaerah dekat *fitting* (*elbow, tees, butt welded* dan lainnya) dibandingkan dengan pipa lurus.

Laporan eksperimen dari Markl dan kawan-kawan menjadi dasar penerapan *Stress Intensification Factor* (SIF) dalam kode pipa. SIF ini didefinisikan sebagai rasio tegangan lokal maksimum yang terjadi terhadap tegangan nominal. Istilah lain dari SIF ini yang lebih sering dipakai di buku teks

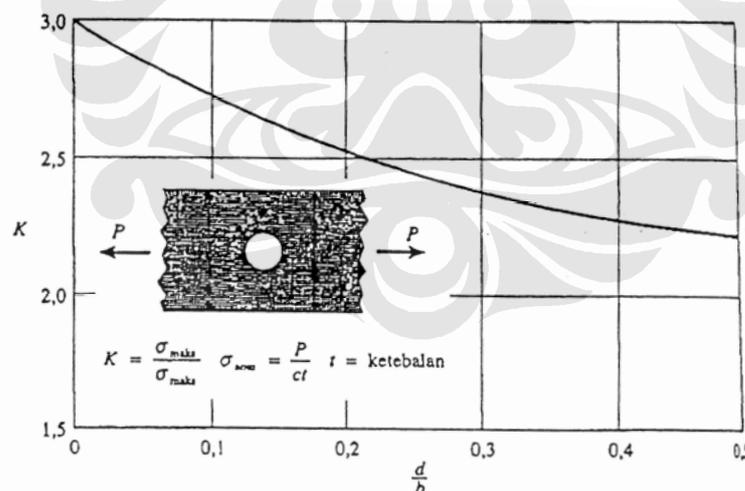
adalah faktor konsentrasi tegangan K (*Stress Concentration Factor SCF*). Gambar berikut memperlihatkan distribusi tegangan akibat adanya diskontinuitas geometri.



Gambar 2.19. Distribusi Tegangan Akibat Diskontinuitas Geometri

Sumber : Saeed Moavani, *Finite Element Analysis: Theory and Application with Ansys*, 1999: 332

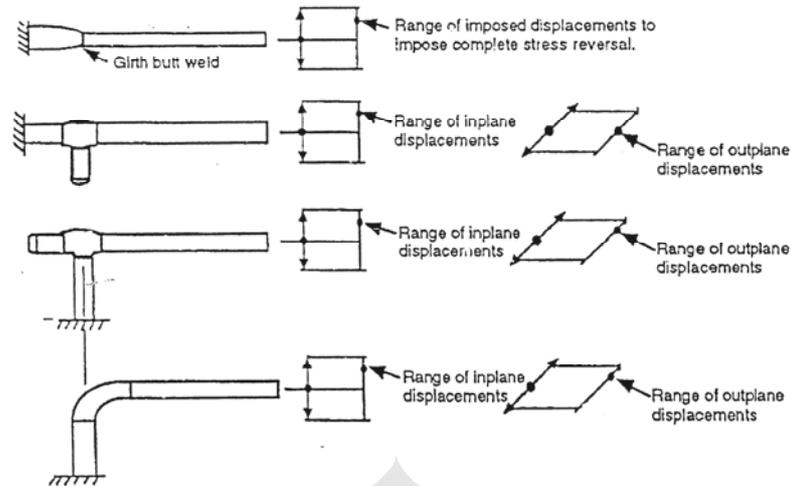
Nilai faktor konsentrasi ini tergantung pada parameter geometri dari dimensi nominal sistem dan dimensi diskontinuitasnya, misalnya untuk kasus diatas nilai K diperlihatkan dalam grafik berikut



Gambar 2.20. Grafik Parameter Geometri dari Dimensi Nominal dan Diskontinuitas

Sumber : Saeed Moavani, *Finite Element Analysis: Theory and Application with Ansys*, 1999: 332

SIF untuk komponen pipa karena bending dibedakan menurut arah bebannya yaitu *in-plane* dan *out of plane* seperti diperlihatkan dalam gambar berikut



Gambar 2.21. Arah Beban *In Plane* dan *Out Plane*

Sumber : Saeed Moavani, Finite Element Analysis: Theory and Application with Ansys, 1999: 332

Nilai SIF untuk untuk elbow besarnya adalah menurut kode pipa ASME B31.3 adalah :

$$i_o = 0.75 / h^{2/3} \quad i_i = 0.9 / h^{2/3} \quad (2.32)$$

dimana

i_o = *out of plane intensification factor*

i_i = *in of plane intensification factor*

h = karakteristik fleksibilitas

$$= t R / r^2$$

t = tebal dinding pipa

R = radius *elbow*

r = radius rata-rata pipa

Penelitian mengenai SIF untuk komponen pipa ini tidak berhenti pada hasil karya monumental dari Markl. Keterbatasan konfigurasi pipa yang dites oleh Markl terbukti penyebab tidak akuratnya SIF untuk kasus seperti *reducing tee*. Selain itu diabaikannya SIF untuk torsi juga menjadi masalah untuk kasus tertentu. Upaya untuk memperbaiki nilai SIF terus dilakukan seperti yang dirangkum oleh Rodabaugh dalam buletin Welding Research Council (WRC) nomor 330.

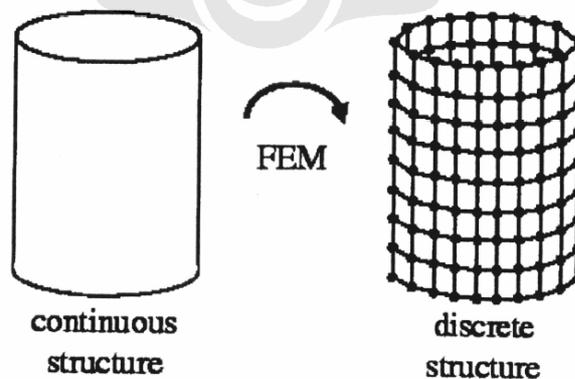
Rodabaugh menyimpulkan faktor kesulitan yang ditemui dalam upaya memperbaiki SIF ini sangat tinggi. Menurut dia untuk menentukan nilai SIF *elbow* lima kali lebih sulit dari pipa lurus, sedangkan untuk *branch* 500 kali lebih sulit.

2.6. KONSEP METODE ELEMEN HINGGA

2.6.1. Definisi Umum

Sebuah benda terdiri dari tak terhingga elemen yang menyusunnya. Dengan adanya tak terhingga elemen tersebut maka akan sangat sulit untuk dianalisis tegangan atau deformasinya. Untuk memudahkan analisis tersebut dapat dianggap bahwa suatu benda terdiri dari jumlah berhingga elemen. Metode elemen hingga adalah sebuah metode yang melakukan pendekatan dengan menganggap suatu benda terdiri dari berhingga elemen. Elemen-elemen tersebut dianggap terpisah dan dihubungkan dengan titik yang dinamakan titik nodal sehingga membentuk suatu jaringan. Semakin kecil ukuran elemen, semakin kecil kesalahan yang timbul.

Gambar dibawah ini digunakan untuk menerangkan prinsip-prinsip dari metode elemen hingga. Pada gambar tersebut terlihat suatu benda yang terdiri dari tak berhingga elemen (elemen kontinu) selanjutnya dibuat berhingga elemen yang disebut juga sebagai proses diskritisasi. Walau suatu benda telah dibagi menjadi elemen-elemen yang kecil, namun benda itu sesungguhnya adalah suatu bagian yang utuh.



Gambar 2.22. Proses Diskritisasi Elemen Dengan Metode Elemen Hingga

Sumber : <http://iamlasun8.mathematik.uni.karlsruhe.de/>

Rumusan perhitungan dengan pendekatan metode elemen hingga ini diperoleh dari persamaan:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2.33)$$

dan persamaan

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad (2.34)$$

dan dalam daerah elastis berlaku hukum hooke

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (2.35)$$

dari persamaan (2.33), (2.34), dan (2.35), akan diperoleh persamaan:

$$F = \left(\frac{AE}{l} \right) \Delta l \quad (2.36)$$

persamaan (2.36) diatas memiliki kesamaan dengan persamaan pegas sebagai berikut:

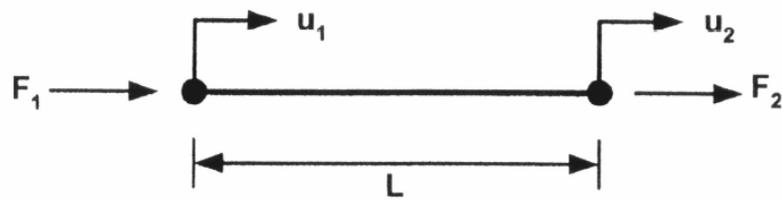
$$F = k \cdot x \quad (2.37)$$

Dengan demikian, kekakuan memiliki nilai sebagai berikut:

$$k = \left(\frac{AE}{l} \right) \quad (2.38)$$

2.6.2. Elemen Truss

Elemen truss merupakan elemen dimana bekerja beban tarik ataupun beban tekan (beban aksial). Untuk memperoleh matrik kekakuan dari elemen truss ini, dilakukan pendekatan perhitungan dengan menggunakan metode perpindahan yang dapat dimodelkan sebagai berikut:



Gambar 2.23. Pemodelan Elemen Truss

Persamaan matriksnya untuk elemen truss adalah sebagai berikut:

$$\begin{Bmatrix} F1 \\ F2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} \quad (2.39)$$

Dengan mensubstitusi persamaan (2-37) kedalam persamaan diatas maka akan diperoleh:

$$\begin{Bmatrix} F1 \\ F2 \end{Bmatrix} = \frac{AE}{l} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} \quad (2.40)$$

atau secara simbolik, dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\{f\} = [K]\{u\} \quad (2.41)$$

Sehingga matriks kekakuan lokalnya

$$K = \frac{AE}{l} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.42)$$

Untuk permasalahan secara menyeluruh (global), persamaan gayanya sebagai berikut:

$$\{F\} = [K_G]\{U\} \quad (2.43)$$

dimana: $[K_G]$ = matriks kekakuan global

$[U]$ = matriks perpindahan global

Matriks kekakuan globalnya dapat diperoleh dengan menyusun matriks kekakuan lokalnya.

$$[K_G] = \Sigma [K] \quad (2.44)$$

Perpindahan global sangat berhubungan dengan perpindahan lokal (lihat gambar 2.17). dari gambar dapat diperoleh persamaan

$$U_{iX} = u_{ix} \cdot \cos \theta - u_{iy} \cdot \sin \theta \quad (2.45)$$

$$U_{iY} = u_{ix} \cdot \sin \theta + u_{iy} \cdot \cos \theta$$

$$U_{jX} = u_{jx} \cdot \cos \theta - u_{jy} \cdot \sin \theta$$

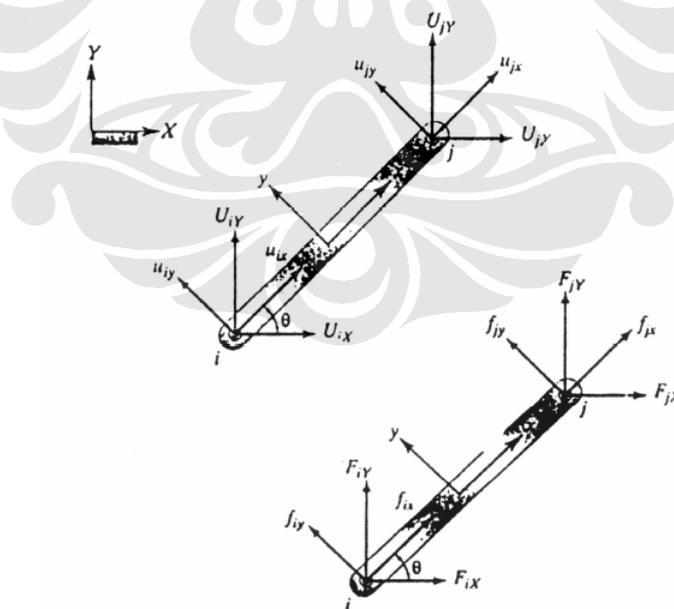
$$U_{jY} = u_{jx} \cdot \sin \theta + u_{jy} \cdot \cos \theta$$

Persamaan diatas dapat dituliskan dalam bentuk matriks

$$\{U\} = [T]\{u\} \quad (2.46)$$

dimana

$$\{U\} = \begin{Bmatrix} U_{iX} \\ U_{iY} \\ U_{jX} \\ U_{jY} \end{Bmatrix}, \{T\} = \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta & 0 & 0 \\ \sin \theta & \cos \theta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \cos \theta & -\sin \theta \\ 0 & 0 & \sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix}, \{u\} = \begin{Bmatrix} u_{ix} \\ u_{iy} \\ u_{jx} \\ u_{jy} \end{Bmatrix}$$



Relationship between local and global coordinates.

Gambar 2.24. Hubungan Antara Koordinat Lokal dan Koordinat Global

Sumber : Saeed Moavani, Finite Element Analysis: Theory and Application with Ansys, 1999: 58

Matriks $\{U\}$ dan $\{u\}$ menunjukkan perpindahan pada nodal i dan j, dengan mengacu pada sumbu global XY dan sumbu lokal xy sebagai referensi. Matriks $\{T\}$ disebut juga sebagai matriks transformasi, yang berfungsi sebagai nilai pengubah dari perubahan koordinat lokal menjadi koordinat global. Dengan cara yang sama dapat diperoleh:

$$F_{iX} = f_{ix} \cdot \cos \theta - f_{iy} \cdot \sin \theta \quad (2.47)$$

$$F_{iY} = f_{ix} \cdot \sin \theta + f_{iy} \cdot \cos \theta$$

$$F_{jX} = f_{jx} \cdot \cos \theta - f_{jy} \cdot \sin \theta$$

$$F_{jY} = f_{jx} \cdot \sin \theta + f_{jy} \cdot \cos \theta$$

Persamaan diatas dapat dituliskan dalam bentuk matriks

$$\{F\} = [T]\{f\} \quad (2.48)$$

Dimana :

$$\{F\} = \begin{Bmatrix} F_{iX} \\ F_{iY} \\ F_{jX} \\ F_{jY} \end{Bmatrix}, \text{ merupakan gaya yang bekerja dalam koordinat global, dan}$$

$$\{f\} = \begin{Bmatrix} f_{ix} \\ f_{iy} \\ f_{jx} \\ f_{jy} \end{Bmatrix}, \text{ merupakan gaya yang bekerja dalam koordinat lokal.}$$

Hubungan antara koordinat lokal dengan koordinat global telah diperoleh pada persamaan diatas. Akan tetapi yang perlu diingat bahwa perpindahan nodal (*displacement*) dan gaya yang bekerja pada truss, arahnya pada sumbu aksialnya (sumbu x), dengan demikian *displacement* dan gaya pada arah sumbu y adalah nol.

Dengan demikian persamaan diatas menjadi:

$$\begin{Bmatrix} f_{ix} \\ f_{iy} \\ f_{jx} \\ f_{jy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k & 0 & -k & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k & 0 & k & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{ix} \\ u_{iy} \\ u_{jx} \\ u_{jy} \end{Bmatrix} \quad (2.49)$$

Dalam bentuk matriksnya:

$$\{f\} = [K]\{u\}$$

Sehingga :

$$[T]^{-1}\{F\} = [K].[T]^{-1}.\{U\} \quad (2.50)$$

Dimana: Matriks $[T]^{-1}$ merupakan invers matriks dari matriks $[T]$

Dengan melakukan operasi perkalian matriks, sehingga persamaan (2-66) menjadi:

$$\{F\} = [T].[K].[T]^{-1}\{U\} \quad (2.51)$$

Substitusi nilai dari matriks $[T]$, $[T]^{-1}$, $[K]$, dan $[U]$ kedalam persamaan (2.51), selanjutnya operasi perkalian matriks.

$$\begin{Bmatrix} F_{iX} \\ F_{iY} \\ F_{jX} \\ F_{jY} \end{Bmatrix} = k \cdot \begin{bmatrix} \cos^2 \theta & \sin \theta \cos \theta & -\cos^2 \theta & -\sin \theta \cos \theta \\ \sin \theta \cos \theta & \sin^2 \theta & -\sin \theta \cos \theta & -\sin^2 \theta \\ -\cos^2 \theta & -\sin \theta \cos \theta & \cos^2 \theta & \sin \theta \cos \theta \\ -\sin \theta \cos \theta & -\sin^2 \theta & \sin \theta \cos \theta & \sin^2 \theta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_{iX} \\ U_{iY} \\ U_{jX} \\ U_{jY} \end{Bmatrix} \quad (2.52)$$

Matriks kekakuan globalnya adalah sebagai berikut:

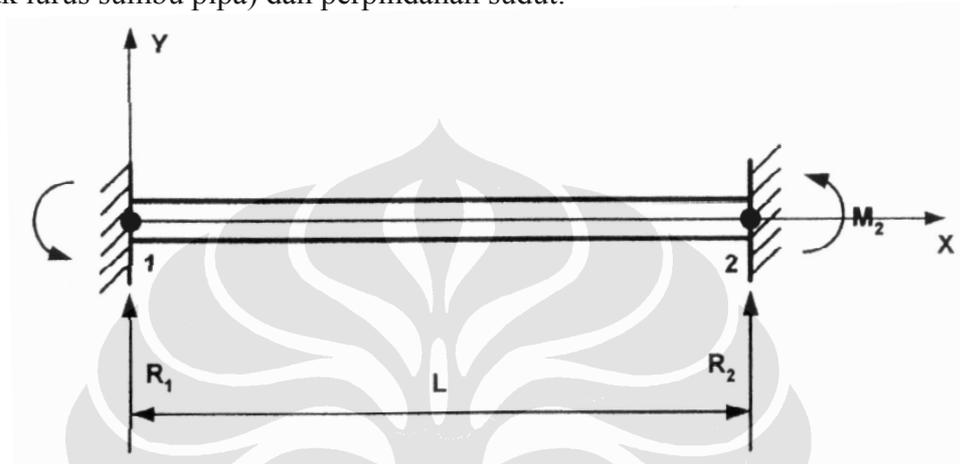
$$[K]^g = k \cdot \begin{bmatrix} \cos^2 \theta & \sin \theta \cos \theta & -\cos^2 \theta & -\sin \theta \cos \theta \\ \sin \theta \cos \theta & \sin^2 \theta & -\sin \theta \cos \theta & -\sin^2 \theta \\ -\cos^2 \theta & -\sin \theta \cos \theta & \cos^2 \theta & \sin \theta \cos \theta \\ -\sin \theta \cos \theta & -\sin^2 \theta & \sin \theta \cos \theta & \sin^2 \theta \end{bmatrix} \quad (2.53)$$

$$\text{dimana : } k = \frac{AE}{1}$$

2.6.3. Elemen Beam

Elemen beam merupakan elemen paling banyak kita jumpai di bidang *engineering*, seperti pada jembatan, automotif, dan lain-lain.

Beam adalah struktur atau elemen struktur yang menerima beban (utama) berupa gaya geser dan momen lentur, sehingga perpindahannya adalah defleksi (tegak lurus sumbu pipa) dan perpindahan sudut.



Gambar 2.25. Pemodelan Elemen Beam

Persamaan umum perhitungan beam :

$$v(x) \quad (\text{Defleksi}) \quad (2.54a)$$

$$\frac{dv(x)}{dx} = \theta(x) \quad (\text{Slope}) \quad (2.54b)$$

$$EI \frac{d^2v(x)}{dx^2} = M(x) \quad (\text{Momen lentur}) \quad (2.54c)$$

$$EI \frac{d^3v(x)}{dx^3} = \frac{dM}{dx} = V(x) \quad (\text{Gaya Geser}) \quad (2.54d)$$

$$EI \frac{d^4v(x)}{dx^4} = \frac{dV}{dx} = w(x) \quad (\text{Beban Seragam Linier}) \quad (2.54e)$$

Dengan menurunkan persamaan diatas, selanjutnya menyusun kembali persamaan yang telah diperoleh

$$R_1 = f(v_1, \theta_1, v_2, \theta_2) \quad (2.55a)$$

$$M_1 = f(v_1, \theta_1, v_2, \theta_2) \quad (2.55b)$$

$$R_2 = f(v_1, \theta_1, v_2, \theta_2) \quad (2.55c)$$

$$M_2 = f(v_1, \theta_1, v_2, \theta_2) \quad (2.55d)$$

Dengan memasukkan nilai pada persamaan diatas, maka persamaan diatas menjadi:

$$R_1 = \frac{12Elv_1}{L^3} + \frac{6EI\theta_1}{L^2} - \frac{12Elv_2}{L^3} + \frac{6EI\theta_2}{L^2} \quad (2.56a)$$

$$M_1 = \frac{6Elv_1}{L^2} + \frac{4EI\theta_1}{L} - \frac{6Elv_2}{L^2} + \frac{2EI\theta_2}{L} \quad (2.56b)$$

$$R_2 = \frac{12Elv_1}{L^3} + \frac{6EI\theta_1}{L^2} - \frac{12Elv_2}{L^3} + \frac{6EI\theta_2}{L^2} \quad (2.56c)$$

$$M_2 = \frac{6Elv_1}{L^2} + \frac{2EI\theta_1}{L} - \frac{6Elv_2}{L^2} + \frac{2EI\theta_2}{L} \quad (2.56d)$$

Jika dituliskan dalam bentuk Matriks,

$$\begin{Bmatrix} R_1 \\ M_1 \\ R_2 \\ M_2 \end{Bmatrix} = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 6L & 4L^2 & -6L & 2L^2 \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & 2L^2 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v_1 \\ \theta_1 \\ v_2 \\ M_2 \end{Bmatrix} \quad (2.57)$$

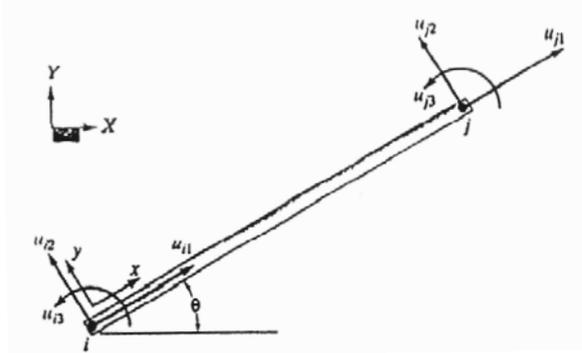
Matriks Kekakuannya

$$[K_B] = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 6L & 4L^2 & -6L & 2L^2 \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & 2L^2 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (2.58)$$

2.6.4. Elemen Frame

Frame adalah struktur atau elemen struktur yang menerima beban (utama) berupa momen lentur, dan gaya geser, serta gaya aksial, sehingga perpindahannya adalah defleksi (tegak lurus sumbu pipa), perpindahan sudut (rotasi), dan perpindahan dalam arah aksial.

Dengan demikian, elemen frame merupakan gabungan elemen truss dan elemen beam.



Gambar 2.26. Elemen Frame

Sumber : Saeed Moavani, Finite Element Analysis: Theory and Application with Ansys, 1999: 332

Mengingat matriks kekakuan dari elemen truss

$$[K_T] = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} \frac{AE}{L} & 0 & 0 & -\frac{AE}{L} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{AE}{L} & 0 & 0 & \frac{AE}{L} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.59)$$

Dan matriks kekakuan dari elemen beam

$$[K_B] = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 12 & 6L & 0 & -12 & 6L \\ 0 & 6L & 4L^2 & 0 & -6L & 2L^2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -12 & -6L & 0 & 12 & -6L \\ 0 & 6L & 2L^2 & 0 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (2.60)$$

Sehingga matriks kekakuan dari elemen frame menjadi :

$$[K_F] = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} \frac{AL^2}{I} & 0 & 0 & -\frac{AL^2}{I} & 0 & 0 \\ 0 & 12 & 6L & 0 & -12 & 6L \\ 0 & 6L & 4L^2 & 0 & -6L & 2L^2 \\ -\frac{AL^2}{I} & 0 & 0 & \frac{AL^2}{I} & 0 & 0 \\ 0 & -12 & -6L & 0 & 12 & -6L \\ 0 & 6L & 2L^2 & 0 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (2.61)$$

Dan juga matriks transformasi untuk elemen frame menjadi :

$$\{T_F\} = \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta & 0 & 0 & 0 \\ \sin \theta & \cos \theta & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos \theta & -\sin \theta \\ 0 & 0 & 0 & \sin \theta & \cos \theta \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.62)$$

Sehingga untuk menyusun persamaan matriksnya untuk frame adalah:

$$\{f\} = [K]\{u\} \quad (2.63a)$$

$$\{F\} = [T].[K].[T]^{-1}\{U\} \quad (2.63b)$$

2.7. ANALISIS TEGANGAN PIPA

Untuk merancang sistem pipa dengan benar, *engineer* harus memahami perilaku sistem pipa akibat pembebanan dan regulasi (kode standar desain) yang mengatur perancangan sistem pipa. Perilaku sistem pipa ini antara digambarkan oleh parameter-parameter fisis, seperti perpindahan, percepatan, tegangan, gaya, momen dan besaran lainnya. Kegiatan perekayasa untuk memperoleh perilaku sistem pipa ini dikenal sebagai analisis tegangan pipa atau dahulu disebut juga analisis fleksibilitas.

Kode standar desain dikembangkan di negara-negara industri sebagai jawaban dari berbagai kecelakaan/kegagalan pada sistem pipa di pabrik-pabrik yang tidak dirancang dengan aman. Karena itu tujuan utama dari kode standar desain adalah keamanan ("*safety*").

Analisis fleksibilitas yang diharuskan oleh kode standar juga dimaksud untuk kepentingan keamanan. Secara umum tujuan dari analisis fleksibilitas (analisis tegangan pipa) antara lain adalah:

- menghitung tegangan pada pipa agar tetap masuk dalam harga tegangan yang diperbolehkan berdasarkan kode standar desain pipa yang dipakai;
- menghitung gaya yang bekerja pada *nozzle* dari peralatan seperti bejana tekan, tanki dan lainnya, untuk kemudian dibandingkan dengan kekuatan (*strength*) dari *nozzle* tersebut.

- menghitung beban perancangan pada tumpuan pipa (*piping support*) agar tetap berada dalam batas beban yang diizinkan ;
- menghitung perpindahan pipa terbesar untuk mengantisipasi kemungkinan interferensi antar pipa atau pipa dengan struktur;
- mencari solusi untuk masalah dinamis seperti getaran mekanis dari peralatan, fluid *hammer*, *transient flow* dan sebagainya;
- mengoptimasikan perancangan tata letak pipa.dan tumpuan pipa.

Analisis tegangan pipa ini pada umumnya menuntut perhitungan yang rumit dan diperlukan spesialis analis untuk melakukan perhitungan manual dengan tangan seperti. Dalam tiga dasa warsa terakhir ini, beberapa perangkat lunak komputer untuk analisis tegangan pipa telah dikembangkan dan memungkinkan generalis *engineer* dengan latar belakang sistem pipa yang memadai dapat melakukan analisis tegangan pipa dengan mudah.

Kode standar desain dibuat sebagai kompilasi dari pengalaman, kompromi dan simplifikasi selama lebih sepuluh dasa warsa di negara industri maju terutama Amerika Serikat.

Pada saat ini ada beberapa buah kode standar dari komite B3I ini yang sering dipakai sebagai acuan di Indonesia sesuai dengan kebutuhan bidang industri, yaitu:

- ASME/ANSI B31.1 untuk sistem perpipaan di industri pembangkit listrik;
- ASME/ANSI B31.3 untuk sistem perpipaan di industri proses dan petrokimia;
- ASME/ANSI B31.4 untuk pipa transport minyak dan zat cair lainnya;
- ASME/ANSI 1331.5 untuk sistem perpipaan pendingin;
- ASME/ANSI B31.8 untuk pipa transport gas.

Pada tugas akhir ini pembahasan akan difokuskan pada analisis ASME/ANSI B31.3

ASME/ANSI B31.3 adalah kode yang sering digunakan dalam analisis pipa pada *Chemical Plant* dan *Petroleum*. Nilai actual terhadap batasan yang diizinkan pada setiap pembebanan dapat dijelaskan dalam sub bab berikut.

2.7.1. Beban *Sustain*

Stress yang terjadi pada beban *sustain* merupakan jumlah stress longitudinal S_l akibat efek tekanan, berat, dan beban *sustain* yang lain dengan tidak melebihi dari S_h . Dapat dinyatakan dalam bentuk matematis sebagai berikut

$$PD/4t_n + F_{ax}/A + \sqrt{(S_b^2 + 4S_t^2)} + S_L \leq S_h \quad (2.64)$$

2.7.2. Beban *Occasional*

Stress yang terjadi pada beban *occasional* merupakan jumlah stress longitudinal akibat tekanan, berat, dan beban *sustain* lain serta *stress* yang dihasilkan oleh beban *occasional* misalnya angin atau gempa. *Stress* ini tidak boleh melebihi $1.33S_h$.

$$F_{ax}/A + \sqrt{(S_b^2 + 4S_t^2)} + S_L \leq kS_h \quad (2.66)$$

2.7.3. Beban Ekspansi

Stress yang diakibatkan oleh adanya ekspansi termal dan atau *displacement* (pergeseran) S_e akan dihitung sebagai berikut :

$$S_e = \sqrt{(S_b^2 + 4S_t^2)} \leq S_a \quad (2.67)$$

$$S_e = \frac{1}{Z} \sqrt{(i_i M_i)^2 + (i_o M_o)^2 + M_t^2} \quad (2.68)$$

Dengan :

$$S_b = \sqrt{(i_i M_i)^2 + (i_o M_o)^2} / Z$$

$$S_b = 1000 \sqrt{(i_i M_i)^2 + (i_o M_o)^2} / Z$$

$$S_t = \frac{M_t}{2Z} \text{ psi} \quad \text{atau} \quad S_t = \frac{1000M_t}{2Z} \text{ kpa}$$

Stress limit displacement dapat diberikan sebagai berikut :

$$S_e < S_a$$

$$\begin{aligned} \text{dan } S_a &= f(1.25S_c + 0.25S_h), \text{ psi (kPa)} \\ \text{atau } S_a &= f(1.25(S_c + S_h) - S_l), \text{ psi (kPa)} \end{aligned} \quad (2.69)$$

dimana

- S_b = Resultan tegangan akibat beban lentur, psi
- S_t = Tegangan puntir, psi
- M_i = *In-plane bending moment*, in-lb
- M_o = *Out-of-plane bending moment*, in-lb
- i_i = *In-plane stress intensification factor*
- i_o = *Out-of-plane stress intensification factor*
- Z = *Section modulus of pipe*, in³
- S_a = *Allowable stress* untuk ekspansi termal, psi
- f = faktor pengurangan stress
- S_l = *Stress sustain* yang terhitung, psi

2.7.4. Karakteristik Tegangan

Setiap kode mempunyai karakteristik tersendiri (unik), antara lain :

2.7.4.1. Karakteristik tegangan *sustain* (*Primary*)

- Kegagalan yang terjadi menimbulkan deformasi plastis yang sangat besar.
- Kegagalan tidak dapat diselesaikan oleh dirinya sendiri, karena sekali terjadi deformasi plastis maka akan terjadi lagi secara terus menerus tanpa henti hingga membentuk “*nacking*” (pengecilan seperti leher) dan atau menghasilkan kegagalan pada penampang permukaan (*cross section*).
- Sifatnya bukan silkus alami
- Beban *sustain* biasanya diakibatkan oleh adanya berat dan tekanan.
- Batasan yang diizinkan (*allowable*) untuk tegangan system adalah berkisar pada tegangan yield material. (yaitu titik dimana deformasi plastis dimulai).
- Terjadinya kegagalan tersebut diawali dengan peringatan, karena akibat berat sehingga dapat menimbulkan *displacement* yang besar dan tidak disangka-sangka.

2.7.4.2. Karakteristik Tegangan Ekspansi (*Secondary*)

- Sering menimbulkan kegagalan yang sangat membahayakan setelah menggunakan sejumlah beban (biasanya tinggi). (bukan hanya karena suatu system dijalankan bertahun-tahun berarti bahwa system layak didesain untuk fatigue).
- Kegagalan terjadi tanpa peringatan. Selama siklus berulang-ulang, retakan menjalar keseluruhan permukaan hingga kapasitas beban yang cukup menjadi hilang. Sekali ini terjadi siklus berikutnya mengakibatkan kegagalan tiba-tiba.
- Sifat kegagalannya siklus secara alami, yaitu karena penjararan (ekspansi) termal
- Hampir semuanya dibatasi oleh dirinya sendiri, yaitu pemakaian beban tunggal tidak akan pernah terjadi kegagalan
- Ciri-cirinya adalah suatu retakan kecil karena adanya kenaikan tegangan atau ketidak sempurnaan material pada *inner* atau *outer* permukaan pipa.
- Material yang getas adalah jauh lebih mudah dipengaruhi beban ekspansi dan mudah gagal.
- Permukaan yang sudah korosi akan mudah menimbulkan peningkatan tegangan dan sebagai titik awal terjadinya retakan. Korosi dan siklus tegangan secara simultan (bersamaan) akan menghasilkan kerugian berganda.
- Pengelasan yang tidak terselesaikan, pengelasan yang tidak di gerinda dan pengelasan yang tidak rata (rapi) menyebabkan peningkatan tegangan dan mengurangi kekuatan lelah (*fatigue strength*).