

BAB II DASAR TEORI

2.1. Analisis Tegangan Pipa

Analisis tegangan pipa adalah suatu metode terpenting untuk meyakinkan dan menetapkan secara numerik bahwa sistem perpipaan dalam engineering adalah aman, atau suatu cara perhitungan (*strees*) pada pipa yang diakibatkan oleh beban statis dan beban dinamis yang merupakan efek resultan dari gaya gravitasi, perubahan temperatur, tekanan di dalam dan di luar pipa, perubahan jumlah debit fluida yang mengalir di dalam pipa dan pengaruh gaya seismik.

Power piping adalah contoh sistem perpipaan yang membutuhkan analisa perhitungan tegangan pipa. Analisa tegangan pipa dilakukan untuk memastikan jalur pipa, beban pada nozzle, dan penyangga (*support*) pipa telah dipilih dan diletakkan tepat pada tempatnya sehingga tegangan (*strees*) yang terjadi tidak melebihi batas besaran maksimal tegangan yang diatur oleh *Code* dan *Standard Internasional* (ASME, ANSI, API, dll). Untuk melakukan sebuah analisa tegangan pipa biasanya para *piping engineer* memakai pendekatan *finite element method* dengan memakai beberapa *software* umum di dunia perpipaan yaitu CAESAR II, AutoPipe, ROHR2 atau CAEPIPE.

2.2. Ragam Tegangan Pipa

Tegangan (σ) dalam suatu elemen mesin adalah besarnya gaya yang bekerja tiap satuan luas penampang. Tegangan dapat diketahui dengan melakukan pengujian dan besarnya kekuatan sangat tergantung pada jenis material yang diuji. Bahan yang sangat luas dan umum penggunaannya adalah baja (*steel*).

$$\sigma = \frac{F}{A} \dots\dots\dots(2.1)$$

Dengan :

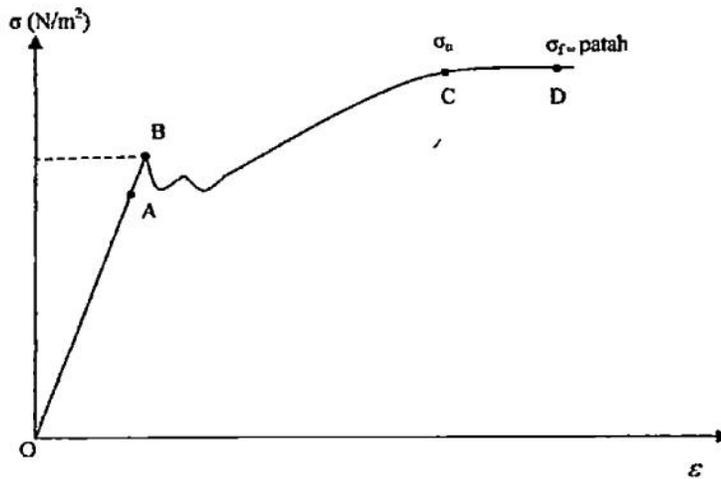
- σ = Tegangan (N/m^2)
- F = Gaya yang diberikan (N)
- A = Luas penampang (m^2)

Regangan (ϵ) merupakan perubahan panjang per satuan panjang awal. Regangan rata-rata dinyatakan oleh perubahan panjang dibagi dengan panjang awal, atau secara matematis dapat dituliskan:

$$\epsilon = \frac{\Delta L}{L} \dots\dots\dots(2.2)$$

Dengan :

- ϵ = Regangan
- ΔL = Perubahan panjang batang (m)
= $L_1 - L$
- L_1 = Panjang akhir batang (m)
- L = Panjang awal batang (m)



Gambar 2.1. Kurva tegangan-regangan untuk baja karbon
(Sumber : Modul *Pipe Stress Analysis*, Ap-Greid)

1. Titik A adalah batas proporsional
2. O – B adalah daerah elastis, dimana :

Regangan (deformasi = perubahan bentuk) akan sebanding dengan tegangan yang bekerja, apabila beban tidak bekerja lagi, maka material akan kembali ke bentuk semula. Sesuai dengan (*Hukum Hooke*)

$$\sigma = E \cdot \epsilon$$

Dengan : σ = Tegangan (N/m^2)

E = Modulus elastisitas (N/m^2)

ϵ = Regangan

3. B – C adalah daerah plastis, dimana :

Tegangan yang bekerja melampaui kekuatan luluh (*yield strength*) material, maka perubahan bentuk yang terjadi akan permanen meskipun beban ditiadakan.

4. C – D adalah daerah tegangan material tertinggi, dimana :

Tegangan mencapai harga kekuatan tarik (*tensile strength*) material, maka material akan mengecil di bagian tertentu dan akhirnya patah/putus/pecah.

Kurva tegangan-regangan seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.1. Jika material ditarik maka akan memanjang menjadi L_1 sehingga regangan (ϵ) :

$$\epsilon = \frac{\Delta L}{L} = \frac{L_1 - L}{L} \dots\dots\dots(2.3)$$

Material masih dalam daerah elastis jika mengikuti hukum *hooke* yaitu :

$$\sigma = E \cdot \epsilon \dots\dots\dots(2.4)$$

$$\frac{F}{A} = E \cdot \frac{\Delta L}{L} \dots\dots\dots(2.5)$$

Dengan :

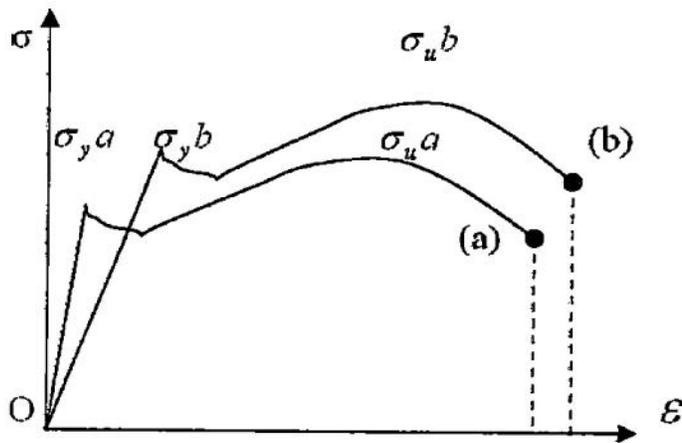
$$\begin{aligned} \Delta L &= \text{Perubahan panjang batang (m)} \\ &= L_1 - L \end{aligned}$$

F = Gaya yang diberikan (N)

A = Luas penampang (m^2)

L = Panjang batang awal (m)

E = Modulus elastisitas/kekakuan material (N/m^2).



Gambar 2.2. Diagram σ - ϵ
(Sumber : Modul *Pipe Stress Analysis*, Ap-Greid)

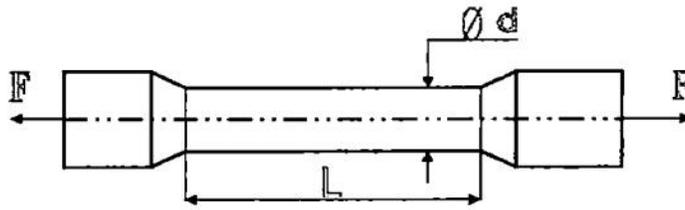
Perhatikan diagram σ - ϵ di atas untuk membedakan antara kekuatan, kekakuan dan ketangguhan suatu material. Gambar tersebut menjelaskan bahwa material (b) lebih kuat dan tangguh dibandingkan material (a), sedangkan material (a) lebih kaku dibandingkan material (b).

2.2.1 Tegangan normal

Tegangan normal (σ) ialah tegangan yang bekerja tegak lurus terhadap bidang pembebanan. Adapun beban-beban yang menyebabkan terjadinya tegangan normal adalah sebagai berikut :

2.2.1.1 Gaya tarik

Kekuatan tarik dapat diperoleh dengan melakukan uji tarik terhadap spesimen yang mempunyai luas penampang A dan panjang L seperti yang terlihat pada gambar 2.3. Benda uji dijepit pada mesin uji dan diberikan gaya tarik berlawanan arah, hingga benda uji putus. Benda uji akan mengalami pertambahan panjang (Δ_L) dan pengecilan luas penampang pada bagian yang memiliki keuletan lebih besar.



Gambar 2.3. Spesimen uji tarik
(Sumber : Modul *Pipe Stress Analysis*, Ap-Greid)

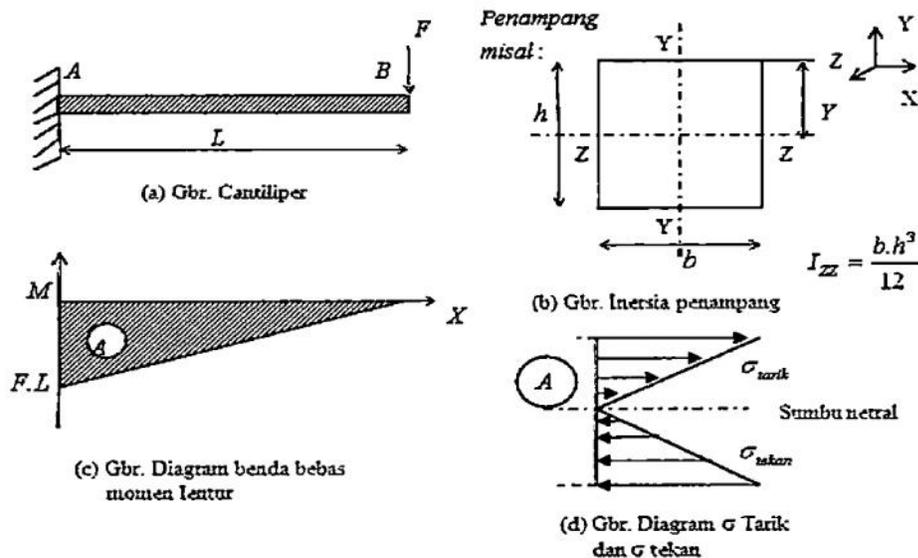
$$\sigma_t = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi \cdot d^2} \dots\dots\dots(2.6)$$

Dengan :

- σ_t = Tegangan tarik (N/m^2)
- F = Gaya yang diberikan (N)
- A = Luas penampang (m^2)

2.2.1.2. Momen lentur

Momen lentur muncul karena adanya gaya radial yang bekerja pada elemen batang dengan gaya radial yang bekerja pada elemen pada jarak yang tegak lurus terhadap titik tumpuan.



Gambar 2.4 Momen lentur
(Sumber :Popov., E.P.,1989)

Sehingga :

$$\sigma_L = \frac{M \cdot y}{I_{zz}} \dots\dots\dots (2.7)$$

Dimana :

$$M = F \cdot L \dots\dots\dots (2.8)$$

$$I_{zz} = \frac{b \cdot h^3}{12} \dots\dots\dots (2.9)$$

Dengan :

σ_L = Tegangan lentur (N/m^2)

M = Momen lentur (N.m)

I_{zz} = Momen inersia penampang (m^4)

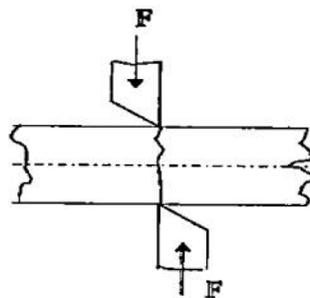
y = Jarak bidang netral ke permukaan yang di tinjau/terluar (m)

2.2.2. Tegangan Geser

Tegangan geser (τ) ialah tegangan yang bekerja sejajar dengan bidang pembebanan. Tegangan tersebut diakibatkan adanya beban-beban yang bekerja pada suatu material. Macam-macam beban yang menyebabkan terjadinya tegangan geser adalah sebagai berikut :

2.2.2.1. Gaya geser

Gaya geser cenderung untuk memutar bahan searah jarum jam dan bekerja kebagian bawah balok. Gaya geser ada dua macam yaitu geser tunggal dan geser ganda, yang ditunjukkan Gambar 2.5. adalah gaya geser tunggal :



Gambar 2.5. Gaya geser tunggal
(Sumber: Popov., E.P.,1989)

$$\tau_{g,\max} = \frac{V \cdot Q}{A_m} \dots\dots\dots(2.10)$$

Dengan :

$\tau_{g,\max}$ = Tegangan geser (N/m²)

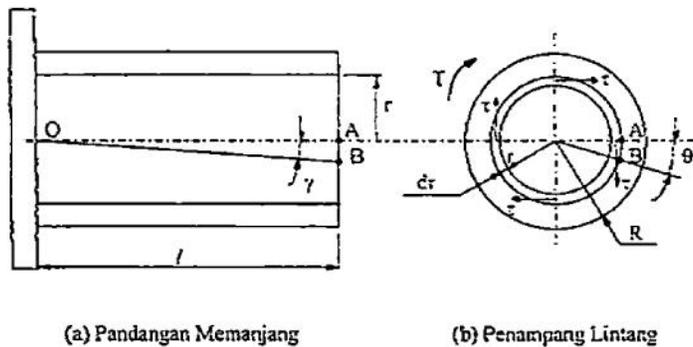
Q = Faktor bentuk tegangan geser
= 1.33 untuk silinder solid

V = Gaya geser (N)

A_m = Luas penampang (m²)

2.2.2.2. Momen puntir

Bila material mendapat beban puntiran, maka serat-serat antara suatu penampang lintang dengan penampang lintang yang lain akan mengalami pergeseran.



Gambar 2.6. Batang silindris dengan beban puntiran
(Sumber: Popov., E.P.,1989)

Gambar 2.6 (a) menunjukkan bahwa titik A bergeser ke B sehingga membentuk sudut γ Sedangkan pada Gambar 2.6 (b) pergeseran tersebut akan mengakibatkan rotasi serat pada penampang lintangnya sebesar θ Sehingga pada serat terluar, regangan geser yang terjadi adalah γ yang besarnya :

$$AB = r \cdot \theta = l \cdot \gamma \dots\dots\dots(2.11)$$

Dengan :

- r = Jarak serat dari sumbu netral (mm)
- θ = Pergeseran sudut pada penampang lintang (rad)
- l = Panjang poros (mm)
- γ = Regangan geser (rad)

Pergeseran sudut

$$\theta = \frac{T \cdot l}{I_p \cdot G} \dots\dots\dots(2.12)$$

Sedangkan :

$$\gamma = \frac{\tau}{G} \text{ dan } \tau = \frac{T \cdot r}{I_p} \dots\dots\dots(2.13)$$

Dengan :

- γ = Regangan geser (rad)
- τ = Tegangan geser (Mpa)
- G = Modulus Geser (Mpa)

Tegangan Geser akibat momen torsi, τ_p :

$$\tau_p = \frac{T \cdot r}{I_p} \dots\dots\dots(2.14)$$

$$I_p = \frac{\pi}{32} \cdot d^4 \dots\dots\dots(2.15)$$

Dengan :

- T = Torsi yang bekerja
- I_p = Momen Inersia Puntir (m^4)
- r = Jarak serat dari sumbu netral ke permukaan terluar (m)

2.3. Kode Standar Desain Pipa

Kode standar desain adalah aturan-aturan dalam mendesain atau membangun suatu sistem perpipaan yang dibuat berdasarkan pengalaman-pengalaman para engineer dibidang industri, tujuan utama dibuatnya kode standar desain ini adalah sebagai solusi dari pemecahan masalah mengenai banyaknya kegagalan-kegagalan yang terjadi pada sistem perpipaan karena tidak dirancang dengan aman disuatu pabrik maupun disuatu industri minyak dan gas.

Pada saat ini terdapat beberapa buah kode standar yang sering digunakan sebagai acuan di Indonesia sesuai dengan kebutuhan bidang industri, yaitu :

1. ASME/ANSI B31.1 digunakan untuk sistem perpipaan di industri pembangkit listrik.
2. ASME/ANSI B31.3 digunakan untuk sistem perpipaan di industri proses dan petrokimia.
3. ASME/ANSI B31.4 digunakan untuk pipa transport minyak dan zat cair lainnya.
4. ASME/ANSI B31.5 digunakan untuk sistem perpipaan pendingin.
5. ASME/ANSI B31.8 digunakan untuk pipa transport gas.

Selain ASME Code B31 terdapat beberapa kode standar pipa yang lain baik dari Amerika, maupun dari negara lain seperti :

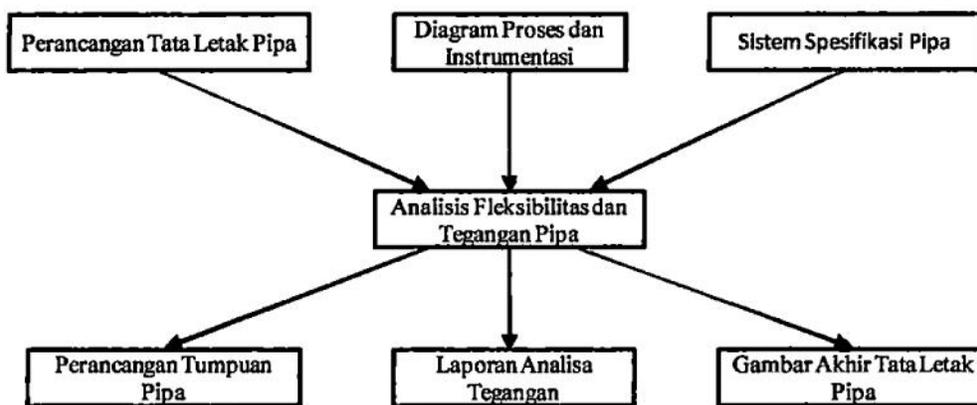
1. ASME Boiler and pressure Vessel, section III, subsection NB, NC, ND, untuk sistem perpipaan diindustri pembangkit listrik tenaga nuklir.
2. API kode seri untuk industri dibidang migas.
3. Stoomwezen dari Belanda.
4. SNCT kode dari Prancis untuk petrokimia
5. Canadian Z662 dari Kanada.
6. BS7195 dari Inggris.
7. NORWEGIAN dan DNV dari Norwegia.

Kode standar desain bukanlah buku petunjuk perancangan yang memberikan instruksi bagaimana cara merancang sistem perpipaan. Kode standar hanyalah sebuah alat untuk mengkaji sebuah rancangan sistem perpipaan dengan

memberikan persamaan-persamaan yang disederhanakan untuk menentukan besarnya tegangan dan menjamin keamanan pada sistem perpipaan.

2.4. Tahap-Tahap Perancangan Dalam Analisis Tegangan Pipa

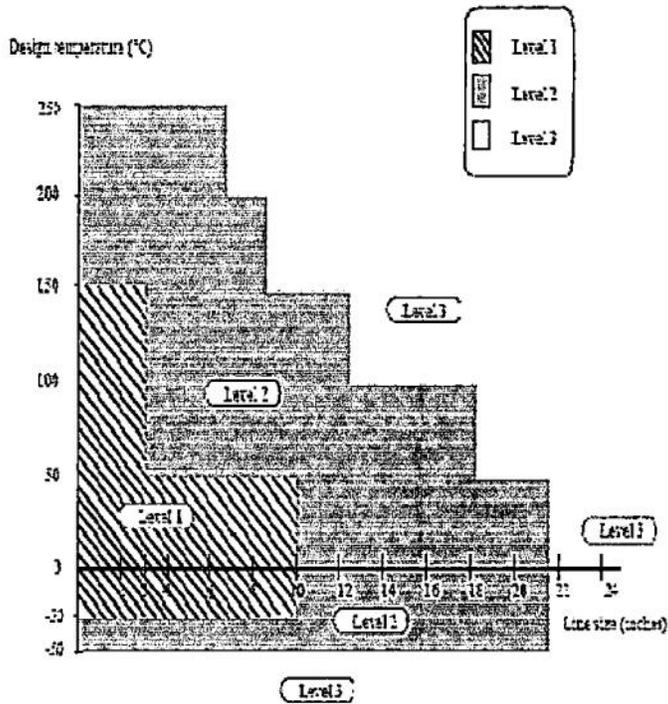
Analisa fleksibilitas dan tegangan pipa adalah salah satu proses perancangan sistem perpipaan dan pipa transport, berkaitan erat dengan tata letak pipa dan perancangan sistem spesifikasi pipa, serta perancangan tumpuan pipa (*piping support*) berikut ini akan ditunjukkan hubungan antar beberapa disiplin ilmu yang berkaitan dengan analisa fleksibilitas dan tegangan pipa :



Gambar 2.7. Hubungan antara beberapa disiplin ilmu
(Sumber : Modul *Pipe Stress Analysis*, Ap-Greid)

Dokumentasi yang dihasilkan oleh kelompok analisa tegangan pipa mencakup juga gambar isometrik pipa dengan informasi tegangan, gaya dan perpindahan, serta data input dan output dari piranti lunak (*software*). Dokumentasi ini digunakan sebagai acuan perubahan tata letak pipa dan tumpuan pipa.

Ada dua cara analisa, berdasarkan pengklasifikasian sistem berdasarkan ukuran pipa dan beda temperatur : dengan manual dan dengan bantuan komputer (*software*). Dua cara analisa diatas digunakan untuk mengindikasikan jalur pipa kritis, lebih lengkapnya dapat dilihat di Gambar 2.8.



Gambar 2.8. Indikasi jalur pipa kritis
(Sumber : Modul *Pipe Stress Analysis*, Ap-Greid)

2.5. Faktor-Faktor Yang Menyebabkan Tegangan Dalam Pipa

Beberapa faktor yang dapat menyebabkan tegangan dalam pada pipa antara lain adalah :

1. Beban panas (*thermal*)
2. Beban berat (komponen-komponen pipa dan fluida)
3. Tekanan internal

2.5.1. Beban panas (*thermal*)

Suhu yang sangat tinggi tentu saja akan menimbulkan perubahan panjang pada pipa. Perubahan panjang pipa :

$$\Delta L = L_1 - L_0 = \alpha \cdot (T_1 - T_0) \cdot L_0 \dots\dots\dots(2.16)$$

Tegangan aksial yang terjadi, σ

$$\sigma = E \cdot \varepsilon = E \cdot \frac{\Delta L}{L_0} = \frac{E \cdot \alpha (T_1 - T_0)}{L_0} \cdot L_0 \quad \dots\dots\dots(2.17)$$

$$\sigma = E \cdot \alpha \cdot (T_1 - T_0) \dots\dots\dots(2.18)$$

Dengan :

- σ = Tegangan (N/m^2)
- ε = Regangan (m)
- E = Modulus elastisitas (N/m^2)
- ΔL = Perubahan panjang batang (m)
- T_0 = Suhu awal atau instalasi ($^{\circ}F$)
- T_1 = Suhu operasi ($^{\circ}F$)
- α = Koefisien muai material pipa
- L_1 = Pertambahan panjang batang(m)
- L_0 = Panjang awal (m)

2.5.2. Beban berat

Tegangan-tegangan yang terjadi pada sistem perpipaan juga diakibatkan oleh pengaruh berat. Gaya berat ini arahnya sama yaitu vertikal ke bawah sesuai dengan arah gravitasi.

1. Beban mati (*dead load*)

Beban mati meliputi berat pipa dan berat komponen-komponen pipa (katup, tee, dan sebagainya.)

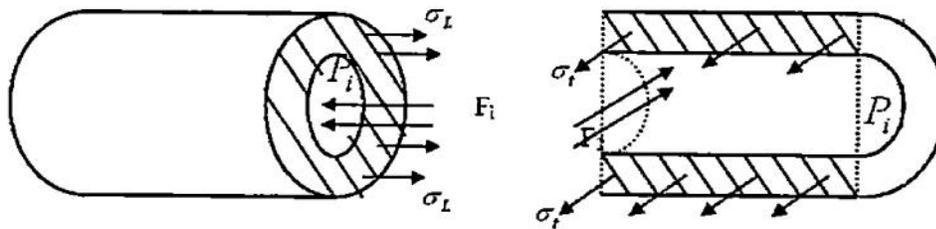
2. Beban hidup (*live load*)

Beban hidup ini meliputi berat pipa, komponen-komponen pipa dan berat fluida yang mengalir. Beban berat akan menimbulkan defleksi/lengkungan, arah dari beban berat menuju ke bawah. Masalah yang berhubungan dengan beban berat adalah pada pipa besar (diameter besar) dengan densitas ρ besar.

Beban berat diatasi dengan penyangga pipa (*pipe support*), untuk menghemat jumlah penyangga pipa dapat dilakukan dengan membuat bentangan (*span*) yang besar, namun *span* yang besar akan menimbulkan lengkungan yang besar yang selanjutnya menimbulkan tegangan yang besar sehingga secara praktis terdapat bentangan (*span*) maksimum yang diperbolehkan tergantung dari diameter dan *schedule* pipa.

2.5.3. Tekanan internal

Tekanan Internal (P_i) dari fluida yang mengalir di dalam pipa akan menyebabkan timbulnya tegangan-tegangan pada pipa, untuk tekanan yang relatif kecil, pengaruh tegangan yang ditimbulkan juga kecil, sebaliknya untuk tekanan tinggi hal ini akan menyebabkan tegangan yang tinggi pula.



(a) Sambungan Transversal/Tangensial

(b) Sambungan Longitudinal/Aksial

Gambar 2.9. Sambungan pada pipa
(Sumber : Modul *Pipe Stress Analysis*, Ap-Greid)

2.5.3.1. Tegangan longitudinal atau aksial

Tegangan longitudinal ini terjadi pada pipa dengan jenis sambungan transversal atau tangensial, ini dapat dilihat pada Gambar 2.9 (a). Tegangan Longitudinal dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\sum F_x = 0$$

$$F_L = F_i$$

$$\sigma_L \cdot A_i = P_i \cdot A_i$$

$$\sigma_L \cdot \pi \cdot D_o \cdot t = P_i \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_o^2$$

$$\sigma_L = \frac{P_i \cdot D_o}{4 \cdot t} \dots\dots\dots(2.19)$$

Dengan :

σ_L = Tegangan Longitudinal (N/m²)

P_i = Tekanan operasi (N/m²)

D_o = Diameter luar pipa (m)

D_i = Diameter dalam pipa (m)

t = Tebal pipa (m)

$$= \frac{D_o - D_i}{2}$$

2.5.3.2. Tegangan transversal

Tegangan transversal ini terjadi pada pipa dengan jenis sambungan longitudinal atau aksial. Ini dapat dilihat pada Gambar 2.9 (b). Tegangan Transversal dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_2 = \sigma_t \cdot A_2$$

$$P_i \cdot (D \cdot L) = \sigma_t \cdot 2 \cdot (t \cdot L)$$

$$\sigma_t = \frac{P_i \cdot D}{2 \cdot t} \dots\dots\dots(2.20)$$

Dengan :

σ_t = Tegangan Transversal (N/m²)

P_i = Tekanan operasi (N/m²)

L = Lebar pipa (m)

D_o = Diameter luar pipa (m)

D_i = Diameter dalam pipa (m)

t = Tebal pipa (m)

$$= \frac{D_o - D_i}{2}$$

Berdasarkan rumus persamaan pada tegangan transversal dan tegangan longitudinal maka tegangan transversal harus lebih besar dari tegangan longitudinal ($\sigma_t > \sigma_L$).

2.6. Elemen Tegangan-Regangan Lingkaran *Mohr*

Lingkaran *Mohr* diperkenalkan oleh seorang insinyur Jerman, Otto Mohr (1835-1913). Lingkaran ini digunakan untuk melukis transformasi tegangan maupun regangan yang terjadi pada suatu titik pada benda yang dibebani, baik untuk persoalan-persoalan tiga dimensi maupun dua dimensi. Yang perlu dicatat adalah bahwa perputaran sumbu elemen sebesar θ ditunjukkan oleh perputaran sumbu pada lingkaran Mohr sebesar 2θ dan sumbu tegangan geser positif adalah menunjuk ke arah bawah. Pengukuran dimulai dari titik A, positif bila berlawanan arah jarum jam, dan negatif bila sebaliknya. Bagian ini hanya akan membahas lingkaran Mohr untuk tegangan dan regangan dua dimensi.

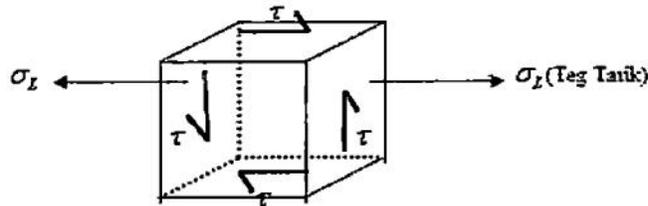
Untuk menganalisa tegangan suatu komponen-komponen/elemen-elemen mesin harus diperhatikan bagian tertentu yang kemungkinan terjadi tegangan yang paling besar. Semua Tegangan-tegangan yang ada pada elemen mesin tersebut disebut elemen tegangan. Penjelasan tentang lingkaran Mohr serta elemen-elemen tegangan yang ada bisa dilihat pada penggambaran berikut ini.

Sebuah elemen mesin yang diberi gaya tarik, kita ambil sembarang titik yang terletak pada elemen mesin tersebut, misalkan titik A Gambar. 2.10



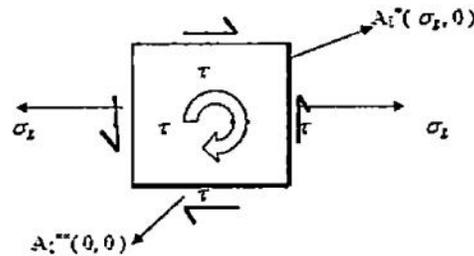
Gambar. 2.10. Elemen mesin yang diberi gaya tarik
(Sumber : Popov., E.P.,1989)

maka elemen-elemen tegangan dan regangan yang ada pada kondisi 3 dimensi dititik A adalah :



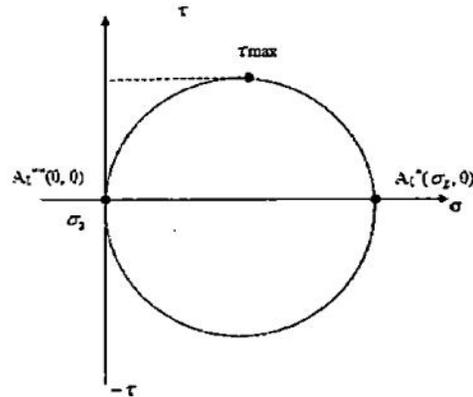
Gambar. 2.11. Elemen tegangan – regangan pada kondisi 3 dimensi
(Sumber : Popov., E.P.,1989)

Karena pembahasan hanya pada kondisi 2 dimensi, maka detail elemen-elemen tegangan dan regangan pada kondisi 2 dimensi di titik A adalah :



Gambar. 2.12. Elemen tegangan - regangan pada kondisi 2 dimensi
(Sumber : Popov., E.P.,1989)

Elemen-elemen tegangan dan regangan pada kondisi 2 dimensi tersebut kemudian ditransformasikan ke dalam bentuk lingkaran Mohr seperti gambar dibawah ini.



Gambar. 2.13. Lingkaran mohr
(Sumber : Popov., E.P.,1989)

Dari lingkaran Mohr tersebut akan didapat $\sigma_1, \sigma_2, \tau_{\max}$ yang akan digunakan pada analisis tegangan.

2.7. Teori Tegangan Normal Maksimum

Teori tegangan maksimum merupakan teori kegagalan yang paling sederhana, dimana teori ini menyatakan “kegagalan akan terjadi bila tegangan normal maksimum terjadi melebihi tegangan luluhnya (*yield strength*)” aturan umum untuk keamanan:

$$|\sigma_1| < \sigma_y \quad \dots\dots\dots(2.21)$$

$$|\sigma_2| < \sigma_y \quad \dots\dots\dots(2.22)$$

Dengan :

$$\sigma_y = \text{Kekuatan luluh material (N/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \text{Tegangan-tegangan utama (N/mm}^2\text{)}$$

2.8. Teori Tegangan Geser Maksimum (TRESCA)

Teori ini disebut juga dengan teori *Tresca*. *Tresca* menulis suatu *paper* yang penting sehubungan dengan teori tegangan geser maksimum pada tahun 1864, dan J.Guest dari Inggris menguji penggunaan teori ini sekitar tahun 1900,

oleh karena itu teori tegangan geser ini kemudian disebut teori *Tresca* atau teori *Guest*.

Teori ini menyatakan bahwa “konstruksi akan berada didaerah aman apabila beban yang diberikan memberikan tegangan normal yang tidak lebih dari tegangan luluhnya dan tegangan geser tidak lebih dari setengah tegangan luluhnya.”

Untuk material-material ulet seperti baja, aturannya :

$$\tau_{\max} < \tau_y \text{ atau } \left| \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \right| < \tau_y \dots\dots\dots(2.23)$$

2.9. Teori Energi Distorsi Maksimum (*Von Mises*)

Energi elastis total dibagi kedalam dua bagian yaitu yang berhubungan dengan perubahan volumetrik bahan, sedang yang lain menyebabkan distorsi geser (gangguan), untuk material-material ulet, misalnya baja dan besi cor.

Menurut Von Mises dan Hencky (1925) merumuskan bahwa bahan ulet (*ductile*) yang dibebani dalam berbagai arah (*hidrostatik*), mempunyai batas tegangan yang lebih besar dari tegangan batas yang dihitung seperti pada teori *Tresca*. Batas tegangan tersebut disebut tegangan ekuivalen.

Untuk 2 dimensi tegangan ekuivalen (S/ σ_y) :

$$S^2 = \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 \dots\dots\dots(2.24)$$

Untuk 3 dimensi tegangan ekuivalen, S

$$2S^2 = (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \dots\dots\dots(2.25)$$

Teori *Von Mises* ini lebih teliti, dapat dipakai untuk bahan ulet maupun getas, untuk perancangan teknik, biasanya digunakan kriteria kegagalan *TRESCA*.

(Sumber : Popov., E.P.,1989)

2.10. Kelelahan Metal (*fatigue*)

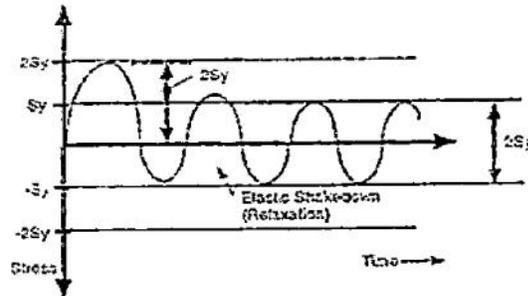
Sistem perpipaan memiliki banyak komponen dimulai dari pipa, bejana, dan peralatan yang sering mengalami kerusakan yang terjadi setelah beroperasi

bertahun-tahun. Kegagalan-kegagalan pada suatu komponen seperti ini dikenal dengan fenomena kelelahan metal (*fatigue*) yang diakibatkan oleh beban berulang-ulang yang besarnya relative rendah. Kegagalan dapat terjadi dimana tegangan pipa lebih rendah daripada kekuatan luluhnya (S_{yield}), hal ini dikarenakan konsentrasi tegangan lokal yang besar menyebabkan deformasi plastis yang pada akhirnya menyebabkan timbulnya retakan-retakan halus, sementara tegangan rata-rata pada keseluruhan penampang pipa maupun bejana tekan jauh dibawah kekuatan luluhnya, jika beban ini terjadi secara berulang kali maka retakan halus tersebut akan merambat sampai kegagalan yang menyeluruh pada dinding pipa maupun komponen-komponen sistem perpipaan lainnya.

Kekuatan material menghadapi metal lelah dapat dinyatakan dalam jumlah siklus beban berulang yang diperlukan untuk mengakibatkan kerusakan yang menyeluruh terjadi pada material. Kekuatan ini dapat 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 berulang terjadi.

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), 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 *hardening*, jika beban perpindahan ini diulang, maka tegangan residu harus dilawan dahulu baru tegangan luluh yang baru dapat dilampaui hal ini bias berulang selama beban perpindahan tidak melebihi maksimum *strain* dimana kerusakan *katastrosis* akan terjadi.

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



Gambar 2.14. Kurva *maksimum range* dari tegangan
(Sumber : Modul *Pipe Stress Analysis*, Ap-Greid)

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 yang diizinkan adalah : $S_E \leq F \cdot (S_C + S_H)$

2.11. Tegangan Primer dan Tegangan Sekunder

Tegangan kode memberikan standar kriteria kegagalan untuk perancangan sistem pipa. Ada dua kriteria kegagalan yang berbeda, yaitu :

1. Kegagalan katastrofis yang disebabkan oleh beban primer
2. Kegagalan leleh yang disebabkan oleh beban sekunder

Karakteristik beban primer adalah :

- a. Beban primer biasanya disebabkan oleh gaya (*force*), seperti : tekanan, gaya berat (bobot mati), gaya pegas (*spring*), gaya dari *relief valve* dan *fluid hammer*.
- b. Beban primer tidak bersifat membatasi diri sendiri (*self limiting*), maksudnya setelah deformasi plastis terjadi, selama beban itu bekerja, maka deformasi akan berlanjut terus sampai kesetimbangan gaya tercapai atau terjadi patah atau kerusakan.

- c. Beban primer sifatnya tidak berulang (kecuali beban karena pulsasi dan variasi tekanan, yang selain dikategorikan sebagai beban primer juga merupakan beban sekunder).
- d. Batas tegangan yang diijinkan untuk tegangan primer didapat melalui teori kegagalan, seperti : teori *Von Mises*, *Tresca*, dan *Rankine* berdasarkan tegangan luluh (S_y), tegangan *ultimate* (S_u), atau tegangan *rupture (creep)*.
- e. Kegagalan dapat terjadi oleh satu beban tunggal yang menimbulkan deformasi plastis total menyeluruh atau patah.

Karakteristik Beban Sekunder adalah :

- a. Beban sekunder biasanya disebabkan oleh perpindahan (*displacement*), seperti : ekspansi termal, getaran, perpindahan *anchor*, dan *settlement*.
- b. Beban sekunder selalu bersifat membatasi diri sendiri (*self limiting*), maksudnya setelah deformasi plastis terjadi, deformasi tidak berlanjut terus karena tegangan berkurang dengan sendirinya dan cenderung menghilang.
- c. Beban sekunder sifatnya berulang (kecuali *settlement*).
- d. Batas tegangan yang diijinkan untuk tegangan sekunder didapat berdasarkan jumlah siklus beban dari kegagalan kelelahan metal (kurva metal lelah).

Kegagalan tidak dapat terjadi oleh satu beban tunggal, tetapi kerusakan yang katastrofis dapat terjadi setelah sejumlah beban berulang bekerja pada sistem pipa. Oleh karena itu, walaupun sebuah sistem pipa telah dengan sukses beroperasi bertahun-tahun, ini tidak menjamin perancangan pipa yang baik dipandang dari kacamata beban sekunder.

2.12. Beban *Occasional*

Beban *occasional* adalah beban primer yang terjadi hanya dalam waktu yang singkat dan jarang kejadiannya. Karena beban ini hanya sebentar bekerjanya, kegagalan karena beban ini tidak akan mengakibatkan kegagalan karena rangkak (*creep*), sehingga tegangan yang terjadi diperbolehkan melebihi tegangan akibat

beban primer yang tetap (*sustained load*). Keringanan ini berbeda antara kode pipa, yaitu 33% untuk ANSI B31.3 dan 15% & 20% untuk ANSI B31.1.

Yang termasuk beban *occasional* pada perpipaan adalah :

1. Beban angin
2. Beban gempa / seismic
3. Beban *fluid transient* karena perubahan tekanan maupun suhu seperti beban kejut pada PSV & *fluid hammer* (pukulan fluida).

Tegangan akibat beban *occasional* dikombinasikan dengan beban tetap seperti berikut ini.

a. ANSI B31.3 :

$$S_L + S_{occ} \leq 1,33 \cdot S_h \quad \dots\dots\dots(2.26)$$

b. ANSI B31.1 :

$$\frac{P \cdot d_o}{4 \cdot t_n} + \frac{0,75 \cdot i \cdot M_A}{Z} + \frac{0,75 \cdot i \cdot M_B}{Z} \leq k \cdot S_h \quad \dots\dots\dots(2.27)$$

Dimana :

k =1,15 jika durasi beban *occasional* bekerja kurang dari 10% dari waktu operasi

=1,20 jika durasi beban *occasional* bekerja kurang dari 1% dari waktu operasi

M_A = Momen resultan beban tetap

M_B = Momen resultan beban *occasional*

Beban ini bersifat dinamis baik besarnya maupun arahnya, sangat cepat sehingga pipa tidak cukup waktu untuk merespon seperti pada beban statis. Karena itu untuk mengevaluasi akibat beban ini seharusnya dilakukan dengan analisa dinamis. Sebagai alternatif dari dari analisa dinamis dapat dilakukan dengan memakai analisa kuasi statis, dimana beban dinamis dimodelkan sebagai beban statis dengan diperkuat harganya dengan faktor tertentu yang secara umum disebut dengan faktor beban dinamis (*Dynamic Load Factor -DLF*). Teknik analisa kuasi statis tidak menghasilkan perhitungan yang lebih akurat

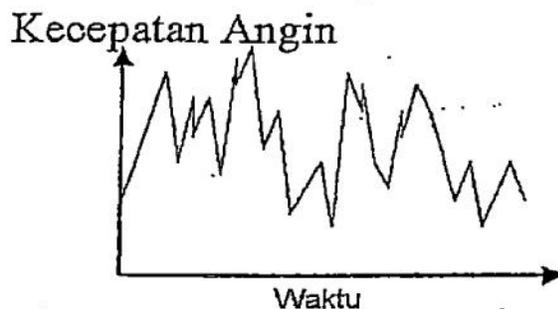
dibandingkan dengan analisa dinamis, tetapi Karena jauh lebih sederhana dan cepat perhitungannya, sering digunakan pada fase perancangan selama faktor beban dinamis dapat ditentukan secara konservatif. Beban *Occasional* dapat dibedakan menurut profil beban sebagai fungsi waktu , yaitu beban yang acak (random) dan beban kejut.

2.13. Beban *Random*

Beban acak (*random*) mengalami perubahan besar dan arah secara acak, walaupun ada karakter yang dominan pada profil beban. Beban yang termasuk tipe ini adalah

2.13.1. Beban angin

Jika udara mengalir membentur permukaan dinding pipa maka akan menimbulkan "tekanan *equivalen*" pada pipa yang diakibatkan berkurangnya momentum yang dimiliki angin tersebut. Walaupun angin memiliki sifat-sifat yang prodominat seperti arah dan kecepatan rata-rata, namun perubahan arah dan kecepatan tersebut sering terjadi, misalnya karena gusting. Perubahan arah dan kecepatan angin ini bersifat acak (*random*).



Gambar 2.15. Profil beban angin
(Sumber : Modul *Pipe Stress Analysis*, Ap-Greid)

Perumusan yang digunakan dalam menghitung besarnya beban angin sebagai berikut :

$$F_{WL} = q_z \cdot G_z \cdot C_d \cdot A \cdot \sin \theta \dots\dots\dots(2.28)$$

Dengan :

- q_z = Tekanan ekuivalen angin
 G_z = Gust-Factor
 C_d = Koefisien bentuk
 = 0,5-1,2 tergantung kekasaran dan tinggi pipa
 A = $D \cdot l$
 θ = sudut antara sumbu aksial pipa dan arah angin

Tekanan ekuivalen angin (q_z) adalah energi angin yang besarnya berbanding lurus dengan berat jenis udara dan kecepatan angin dalam kuadrat, sering ditulis dalam kode setelah nilai berat jenis dimasukkan dan memperhatikan koefisien exposure (K_z) dan koefisien Impotance (I) dan juga koefisien topografi (K_{zt}).

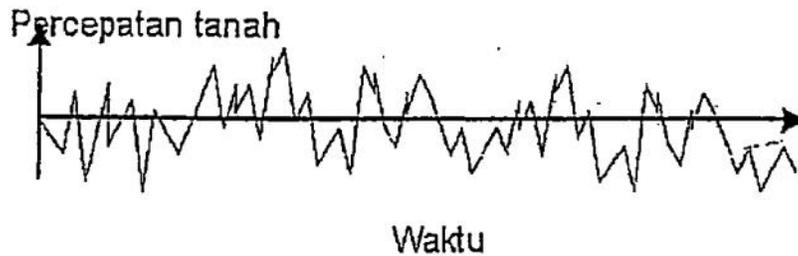
$$q_z = 0,613 \cdot K_z \cdot K_{zt} \cdot V^2 \cdot I \cdot (N/m^2) \dots\dots\dots(2.29)$$

Dengan :

- K_z = Koefisien exposure
 K_{zt} = Koefisien topografi
 V = Kecepatan dasar angin (mph atau /dtk)
 I = Faktor importansi dari perumahan

2.13.2. Beban gempa

Beban gempa disebut juga dengan beban *seismic*, disebabkan oleh bergeraknya tanah secara random yang melalui anchor struktur atau pipa ketanah dan menyebabkan beban inersia suatu struktur atau pipa yang terinduksi pergerakan tanah yang random tersebut sebenarnya merupakan somasi yang tidak terhingga jumlahnya dari pergerakan tanah yang sifatnya siklus (harmonis).



Gambar 2.16. Profil beban gempa
(Sumber : Modul *Pipe Stress Analysis*, Ap- Greid)

Beban total akibat gempa sebagai berikut :

$$V = Z \cdot I \cdot K \cdot C \cdot S \cdot W \quad \dots\dots\dots(2.30)$$

Dengan :

- Z = Koefisien zona gempa
 - = 1/8 untuk zona 0 (hanya pada ANSI 58.1)
 - = 3/16 untuk zona 1
 - = 3/8 untuk zona 2
 - = 3/4 untuk zona 3
 - = 1 untuk zona 4
- I = *Importance factor* pemakai
 - = 1,0 untuk pipa dan bejana tekan
- K = Konstanta jenis ukur
 - = 2,0 untuk struktur selain gedung termasuk pipa dan bejana tekan
- C = Faktor beban geser = $1/(15T)^{1/2} < 0,12$
- T = Periode natural dari struktur
- S = Koefisien soil
 - = 1,0-1,5 dimana $CS < 0,14$
- W = Berat mati dari pipa

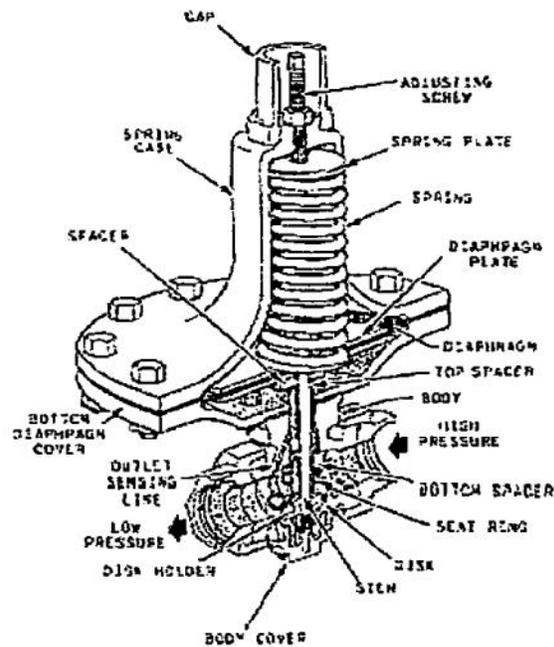
2.14. Beban Kejut

Perubahan tekanan dan atau temperatur secara mendadak karena sebuah proses dapat menimbulkan tegangan dan gaya yang perlu diperhitungkan besarnya. Beban yang terjadi akibat perubahan mendadak ini memiliki

karakteristik impuls/kejut, yaitu dari beban yang minimum menjadi maksimum, kemudian setelah durasi tertentu aksi beban ini menghilang kembali. Contoh dari jenis beban ini adalah:

2.14.1. Beban *relief valve*

Jika tekanan sistem perpipaan mencapai level tertentu, maka *relief valve* akan terbuka dan membebaskan fluida keluar untuk menurunkan tekanan dalam pipa, pada saat melepaskan fluida tersebut timbul gaya yang bekerja dengan prinsip jet pada katup (*valve*) atau pipa *venting*. Gaya ini berubah dari nihil sampai nilai maksimum selama *valve* mengalami pembukaan, lalu nilai itu tetap selama *valve* terbuka penuh untuk melepaskan fluida secukupnya sehingga *over pressure* menghilang, kemudian *valve* menutup dimana besar gaya dari nilai maksimum berkurang sampai nihil selama proses menutupnya *valve* tersebut.

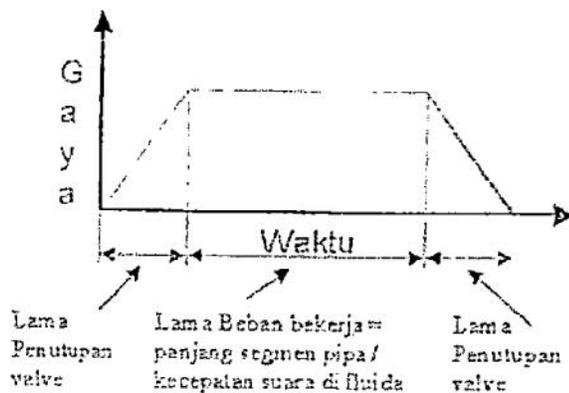


Gambar 2.17. Relief valve

(Sumber : <http://www.askmehelpdesk.com/relief-valve>)

2.14.2. Beban karena *water* atau *fluid hammer*

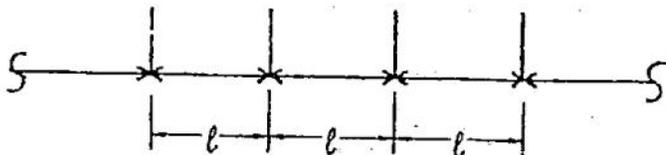
Jika aliran *fluida* dihentikan secara tiba-tiba oleh pompa atau *valve* yang menutup, *fluida* dari pipa *upstream* tidak dapat berhenti langsung, *fluida* ini memberikan tambahan kompresi (tekanan) di area penutupan, disisi lainnya dari area penutupan (*valve* atau pompa), aliran meninggalkan tempat penutupan tersebut menyebabkan penurunan tekanan. Perubahan tekanan ini (kompresi ataupun dekompresi) ikut mengalir dengan *fluida*.



Gambar 2.18. Profil Beban *water* atau *fluid hammer*
(Sumber : Modul *Pipe Stress Analysis*, Ap-Greid)

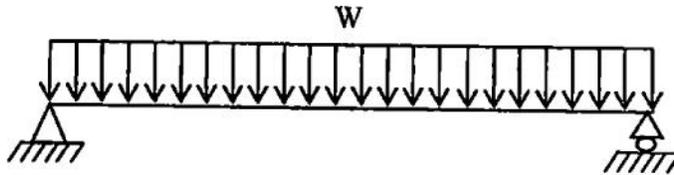
2.15. Tegangan dan Defleksi Karena Beban Bobot Mati

Metode kalkulasi dengan model yang paling sederhana, dimana bobot mati dari pipa diasumsikan terdistribusi merata per satuan panjang pipa, dan pipa dianggap ditumpu oleh *support* secara kontinyu pada jarak (*pipe support span*) yang sama, seperti terlihat pada gambar berikut, maka teori dasar batang elastis dapat diterapkan.

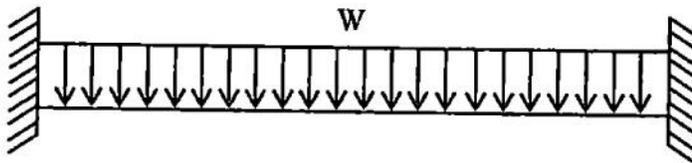


Gambar 2.19. Tumpuan terdistribusi merata
(Modul : *Training Pipe Stress Analysis*, Ap-Greid)

Permasalahan yang masih ada dalam menerapkan teori batang elastis ini adalah bagaimana memodelkan jenis tumpuan ke dalam teori, yaitu apakah tumpuan sederhana (*pinned support/simply supported*) dimana rotasi bebas sepenuhnya.



Gambar 2.20. Gaya terdistribusi merata pada tumpuan engsel dan rol
(Sumber : Modul *Pipe Stress Analysis*, Ap-Greid)



Gambar 2.21. Gaya terdistribusi merata pada tumpuan jepit
(Sumber : Modul *Pipe Stress Analysis*, Ap-Greid)

Untuk model pertama (tumpuan sederhana), maka momen lentur (*bending moment*) yang maksimum terjadi berada di tengah-tengah *span*, dan nilainya adalah:

$$M_{max} = \frac{W \cdot L^2}{8} \dots\dots\dots (2.31)$$

dengan :

M_{max} = Momen lentur maksimal

W = Beban berat pipa, fluida, dan lainnya per satuan panjang

L = Panjang batang (*pipe span*)

Untuk model kedua (tumpuan jepit), momen lentur maksimum terjadi tepat di tumpuan dan besarnya adalah:

$$M_{max} = \frac{W \cdot L^2}{12} \dots\dots\dots (2.32)$$

Dua model teoritis ini memperhatikan dua nilai ekstrim. Kenyataan yang sebenarnya akan berada di antara dua nilai itu. Salah satu nilai kompromi yang diambil adalah nilai tengahnya, yaitu:

$$M_{max} = \frac{W \cdot L^2}{10} \dots\dots\dots (2.33)$$

Tegangan yang terjadi karena momen lentur menurut teori elastisitas adalah:

$$S = \frac{M_{max}}{Z} \dots\dots\dots (2.34)$$

dengan :

Z = Momen tahanan (*section modulus*) penampang pipa

Dari dua persamaan ini, jika nilai tegangan yang ditentukan tidak boleh melebihi tegangan ijin (S_A), maka jarak maksimum antar tumpuan yang dibolehkan adalah:

$$L_{max} = \sqrt{\frac{10 \cdot Z \cdot S_A}{W}} \dots\dots\dots (2.35)$$

Selain tegangan yang diijinkan sebagai batasan panjang *span* pipa, besarnya lendutan (defleksi ke bawah) dari pipa juga dapat untuk menjadi kriteria.

Dari dua model ekstrim di atas, dapat diturunkan rumus untuk defleksi maksimum yang terjadi akibat beban berat pipa, yaitu untuk model dengan tumpuan sederhana:

$$y_{max} = \frac{(-5) \cdot W \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I} \dots\dots\dots (2.36)$$

dengan:

y_{max} = Defleksi maksimum (negatif arahnya ke bawah)

E = Modulus elastisitas

I = Momen inersia penampang pipa

Dan untuk model tumpuan jepit:

$$y_{max} = \frac{(-W) \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I} \dots\dots\dots (2.37)$$

Dua rumus terakhir ini pun untuk kasus yang ekstrim, dimana nilai yang sebenarnya ada diantaranya. Nilai kompromi yang digunakan adalah nilai tengah dari dua nilai maksimum defleksi ini.

2.16. Persamaan Tegangan Kode ASME / ANSI B31.1

2.16.1. Tegangan karena beban tetap (*Sustained Load*)

Tegangan longitudinal pipa disebabkan oleh bobot / berat dan tekanan.

$$S_L = \frac{P \cdot d_o}{4 \cdot t_n} + \frac{0,75 \cdot i \cdot M_A}{Z} \leq 1,0 \cdot S_h \dots\dots\dots(2.38)$$

Dengan :

M_A = Resultan momen karena beban tetap seperti bobot mati [lb.in]

i = Factor intensifikasi tegangan (SIF)

t_n = Ketebalan nominal dinding pipa

S_h = Tegangan dasar yang diijinkan oleh material menurut Appendix A dari ASME / ANSI B31.1

2.16.2. Tegangan Karena Beban *Occasional* (*Occasional Load*)

Tegangan kombinasi pipa karena beban perpindahan tumpuan, *anchor*, misalnya karena gempa bumi, angin, dan sebagainya.

$$S_L + \frac{0,75 \cdot i \cdot M_B}{Z} \leq k \cdot S_h \dots\dots\dots(2.39)$$

Dengan :

M_B = Resultan momen lentur karena beban *occasional* seperti beban perpindahan tumpuan, *anchor* karena gempa bumi, beban karena *relief valve* [lb.in]

k = 1,15 untuk tegangan *occasional* yang terjadi kurang dari 10% dari masa operasi

k = 1,2 untuk tegangan *occasional* yang terjadi kurang dari 1% dari masa operasi

2.16.3. Tegangan Karena Beban Ekspansi (*Expansion Load*)

Tegangan kombinasi pipa yang disebabkan oleh perbedaan temperatur (beban ekspansi termal).

$$S_E = \frac{i \cdot M_c}{Z} \leq S_A \dots\dots\dots(2.40)$$

Dengan :

M_C = Resultan momen lentur dalam bidang karena beban termal [lb.in]

S_L = Tegangan *longitudinal* total yang disebabkan oleh beban tetap (bobot mati dan tekanan)

S_A = Tegangan yang diijinkan oleh material
= $f(1,25 \cdot S_c + 0,25 \cdot S_h)$

S_c = Tegangan dasar yang diijinkan oleh material menurut *Appendix A* dari ASME / ANSI B31.1 pada temperatur rendah

S_h = Tegangan dasar yang diijinkan oleh material menurut *Appendix A* dari ASME / ANSI B31.1 pada temperatur tinggi

f = Faktor reduksi dengan mempertimbangkan kelelahan material (beban dinamis yang berulang)

Tabel 2.1. Faktor reduksi

Siklus Termal (N)	F
<7.000	1,0
7.000<N<14.000	0,9
14.000<N<22.000	0,8
22.000<N<45.000	0,7
45.000<N<100.000	0,6
N>100.000	0,5

2.17. Metode Analisis Cek Kebocoran

Analisis check kebocoran membahas tentang aspek kebocoran yang terjadi dalam suatu instalasi perpipaan akibat beban-beban yang terjadi. Berfungsi untuk menganalisa dan memeriksa kebocoran yang terjadi pada sistem perpipaan agar

tidak melebihi pembebanan yang di iijinkan oleh *standard* komponen - komponen *fitting* pada sistem perpipaan.

2.17.1. Flange

Metode perhitungan dengan tekanan *equivalen* (P_{eq}) berdasarkan *standard* ASME Section III, *Flange Check* (NC-3658) *base oil* adalah:

$$P_{eq} = \frac{509296 \cdot M_f}{G^3} + \frac{127 \cdot F_A}{G^2} \dots\dots\dots(2.41)$$

Dengan :

P_{eq} = Tekanan *equivalen* (bar)

M_F = Resultan momen lentur pada kondisi desain (N.m)

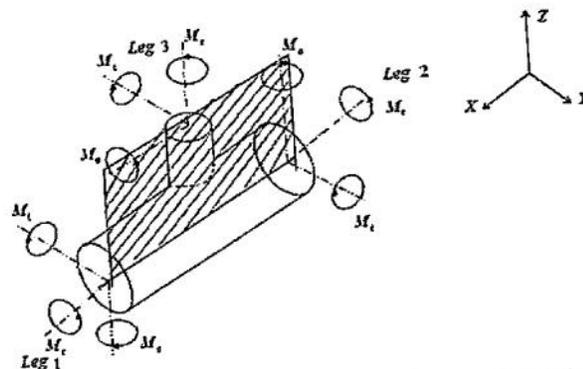
F_A = Gaya aksial pada kondisi desain (N)

G = Diameter gasket efektif (mm)

$$M_F = \sqrt{M_i^2 + M_o^2} \dots\dots\dots(2.42)$$

M_i = Momen Lentur *inplane*

M_o = Momen Lentur *outplane*



Gambar 2.22. Momen *inplane* dan *outplane* pada suatu tee
(sumber : Kannappan, Sam,P.E., 1986, "Introduction to Pipe Analysis")

Keterangan:

- Pipa utama (*header*) searah sumbu x
- Pipa cabang (*branch*) searah sumbu z

Sehingga istilah *inplane* (dalam bidang) berada di bidang x-y dan *Outplane* (diluar bidang) berada di bidang y-x

1. Periksa tekanan keseluruhan pada flange :

$$P_{eq} + P < P_{ASME} \dots\dots\dots(2.43)$$

Dengan :

P_{ASME} = tekanan kerja pada temperature desain ASME B16.5, B16.47 (bar)

P = tekanan operasi (bar)

P_{eq} = tekanan *equivalen* (bar)

Metode ini berlaku untuk semua *Welding Neck Flanges in Carbon Steel or Stainless Steel or Duplex stainless steel* pada temperatur < 120⁰C dan terhubung pada *vessels or equipments*. Untuk temperatur >120⁰C, tekanan equivalennya (P_{eq}), harus dibagi lagi dengan faktor koreksi (β), faktor koreksi (β) di tetapkan oleh perusahaan/intansi terkait untuk menghindari batasan suhu dan tekanan.

2. Kesimpulan persamaan metode pmbagian faktor koreksi :

$$\frac{P_{eq} + P}{\beta} < P_{ASME} \dots\dots\dots(2.44)$$

Dengan :

P_{eq} = tekanan *equivalen* (bar)

P_{ASME} = tekanan kerja pada temperature desain ASME B16.5, B16.47 (bar)

P = tekanan operasi (bar)

β = koefisien beta pada *static loads*, koefisien beta dapat dilihat di tabel 2.1. dan tabel 2.2.

Tabel 2.2. Koefisien beta pada static loads

Beta Coefficients (β) in Static Loads:

Carbon Steel Flanges

DN	150#	300#	600#	900#	1500#	2500#
Inch	ASME/ Peq+P					
≤6	3.50	3.00	1.70	1.40	1.40	1.40
8	3.50	3.00	1.70	1.40	1.40	1.30
10	3.50	2.80	1.70	1.40	1.40	1.30
12	3.20	2.40	1.40	1.40	1.40	1.30
14	3.20	2.40	1.40	1.40	1.30	
16	2.90	2.20	1.40	1.40	1.30	
18	2.90	2.20	1.40	1.40	1.30	
20	2.60	2.20	1.40	1.40	1.30	
24	2.40	1.80	1.40	1.40	1.30	
26	2.00	1.80	1.40	1.40		
28	2.00	1.40	1.30	1.30		
30	2.00	1.40	1.30	1.30		
32	1.60	1.40	1.30	1.30		
36	1.80	1.40	1.30	1.30		
>36	Note 1	Note 1	Note 1	Note 1		

Stainless Steel / Duplex stainless steel Flanges

DN	150#	300#	600#	900#	1500#	2500#
Inch	ASME/ Peq+P					
≤6	2.40	1.90	1.40	1.20	1.30	1.20
8	2.40	1.90	1.40	1.20	1.30	1.20
10	2.40	1.90	1.30	1.20	1.30	1.20
12	2.40	1.70	1.30	1.20	1.30	1.20
14	1.80	1.40	1.30	1.20	1.20	
16	1.80	1.40	1.20	1.20	1.20	
18	1.80	1.40	1.20	1.20	1.20	
20	1.80	1.40	1.20	1.20	1.20	
24	1.60	1.40	1.20	1.20	1.20	
26	1.60	1.40	1.20	1.20		
28	1.60	1.30	1.20	1.20		
30	1.60	1.30	1.20	1.20		
32	1.50	1.30	1.20	1.20		
36	1.50	1.30	1.20	1.20		
>36	Note 1	Note 1	Note 1	Note 1		

Note 1: A check shall be performed, for combination flanges diameter / pressure rating not included in tables above.

Note 2: For heterogeneous connections, check shall be performed with Stainless Steel table.

Tabel 2.3. Koefisien beta pada static loads and dinamic loads**Beta Coefficients (β) in Static Loads + Dynamic Loads:****Carbon Steel Flanges**

DN	150#	300#	600#	900#	1500#	2500#
Inch	ASME/ Paq+P					
≤6	4.30	3.70	2.10	1.80	1.80	1.80
8	4.30	3.70	2.10	1.80	1.80	1.80
10	4.30	3.40	2.10	1.80	1.80	1.80
12	4.00	3.00	1.80	1.80	1.80	1.60
14	4.00	3.00	1.80	1.80	1.60	
16	3.60	2.70	1.70	1.70	1.60	
18	3.60	2.70	1.70	1.70	1.60	
20	3.60	2.70	1.70	1.70	1.60	
24	3.00	2.20	1.70	1.70	1.60	
26	2.50	2.20	1.70	1.70		
28	2.50	1.80	1.60	1.60		
30	2.50	1.80	1.60	1.60		
32	2.20	1.80	1.60	1.60		
36	2.20	1.80	1.60	1.60		
>36	Note 1	Note 1	Note 1	Note 1		

Stainless Steel / Duplex stainless steel Flanges

DN	150#	300#	600#	900#	1500#	2500#
Inch	ASME/ Paq+P					
≤6	3.00	2.40	1.80	1.50	1.60	1.50
8	3.00	2.40	1.80	1.50	1.60	1.50
10	3.00	2.40	1.80	1.50	1.60	1.50
12	3.00	2.10	1.60	1.50	1.60	1.50
14	2.20	1.80	1.60	1.50	1.50	
16	2.20	1.80	1.50	1.50	1.50	
18	2.20	1.80	1.50	1.50	1.50	
20	2.20	1.80	1.50	1.50	1.50	
24	2.00	1.80	1.50	1.50	1.50	
26	2.00	1.80	1.50	1.50		
28	2.00	1.60	1.50	1.50		
30	2.00	1.60	1.50	1.50		
32	1.80	1.60	1.50	1.50		
36	1.80	1.60	1.50	1.50		
>36	Note 1	Note 1	Note 1	Note 1		

Note 1 : A check shall be performed, for all combinations flanges diameter / pressure rating not included in tables above.

Note 2: For heterogeneous connections, check shall be performed with Stainless Steel table.

2.17.2. Gasket

Diameter rata-rata gasket untuk sambungan datar :

$$G = a_1 - 2 \left(2,5 \cdot \sqrt{\frac{J}{2}} \right) \dots \dots \dots (2.45)$$

Diameter rata-rata gasket untuk sambungan ring :

$$G = a_1 - J \dots \dots \dots (2.46)$$

Diameter efektif rata-rata gasket untuk sambungan ring :

$$G = \left(\frac{D_1 + D_d}{2} \right) \dots\dots\dots(2.47)$$

- Dengan :
- a_1 = Diameter luar gasket (mm)
 - J = Lebar sambungan efektif (mm)
 - D_1 = Diameter luar gasket (mm)
 - D_d = Diameter dalam gasket (mm)

2.18. Pembatasan Tegangan Perpipaan Menurut *Caesar II*

Perangkat lunak (*software*) *Caesar II Version 5.00* juga memvisualisasikan tegangan yang terjadi pada suatu perpipaan dengan berbagai warna, yang menyatakan rasio dari tegangan yang terjadi terhadap harga tegangan yang diijinkan.

Caesar II mendefinisikan beberapa beban kombinasi seperti beban *sustain*, beban ekspansi, beban *occasional* (kadang-kadang), dan beban operational. Berbeda dengan *Autopipe*, *Caesar II* tidak mendefinisikan beban *Hoop Stress*. Berikut perumusan untuk masing-masing beban :

1. Beban *Sustained*

- *stress* : $S_L = \frac{P \cdot D_o}{4 \cdot t_n} + \frac{0,75 \cdot i \cdot M_A}{Z} \leq k \cdot S_h \dots\dots\dots(2.48)$
- *allowable* : S_h (*Stress* yang diijinkan untuk bahan pipa saat beroperasi)
- Rasio : $\frac{S_L}{k \cdot S_h}$
- *Combin* : W+P (Berat + Tekanan)
- Aturan Aman : $S_L \leq k \cdot S_h$

2. Beban *Expansion*

- *stress* : $SE = \frac{i \cdot M_e}{Z} \dots\dots\dots(2.49)$
- *allowable* : $S_A = f \cdot [1,25 \cdot (S_c + 0,25) - S_h] \dots\dots\dots (2.50)$

- rasio : $\frac{S_E}{S_A}$ (2.51)

- combin : *Design T* (Temperatur)

- Aturan Aman : $S_E \leq S_A$ (2.52)

3. Beban *Occasional*

- *stress* : $S_{LO} = S_L + \frac{0,75 \cdot i \cdot M_B}{Z} \leq k \cdot S_h$ (2.53)

- *allowable* : $k \cdot S_h$ (2.54)

- rasio : $S_{LO} / (k \cdot S_h)$ (2.55)

- combin : GR + Max P (Berat + P) *Wind, Earthquake.*

- Aturan Aman : $S_{LO} < k \cdot S_h$ (2.56)

4. Beban *Operating*

Beban operating merupakan beban yang didefinisikan oleh pengguna *Caesar II Version 5.00* dan tidak memiliki *allowable stress* karena tidak diatur oleh kode, fungsinya hanya untuk mengetahui besar tegangan apabila beberapa beban di kombinasikan.