

BAB II
DASAR TEORI

2.1. Teori Tegangan – Regangan Umum

Analisis tegangan pipa membahas tentang aspek tegangan dan kekuatan suatu sistem perpipaan, sehingga teori tentang tegangan – regangan digunakan untuk deformasi normal, geser, maupun keduanya. Hubungan antara tegangan dan regangan untuk bahan-bahan isotropis pada pembebanan dalam batas proporsional diberikan oleh hukum Hooke, jadi hukum Hooke tidak berlaku untuk pembebanan diluar batas proporsional. Hukum Hooke diturunkan dengan berdasarkan pada analisis tentang energi regangan spesifik.(Callister, 1994)

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:

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

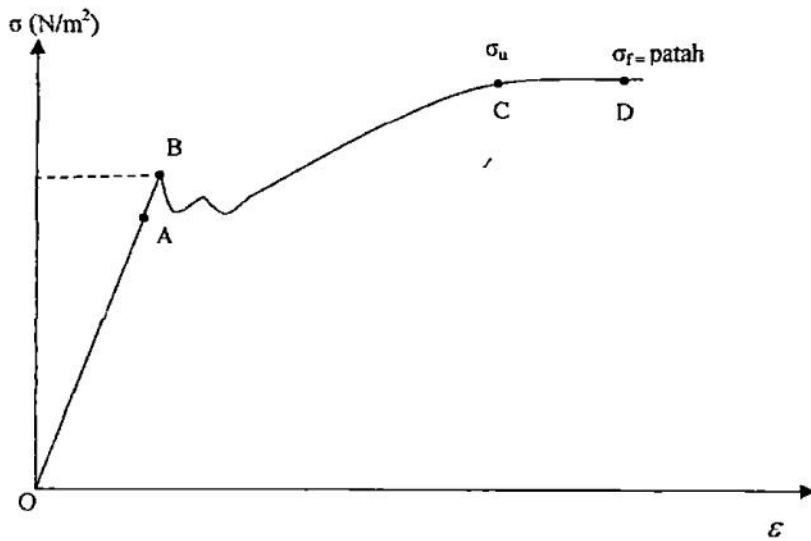
Dengan ε = Regangan

ΔL = Perubahan panjang batang (m)

$$= L_1 - L$$

L_1 = Panjang batang akhir (m)

L = Panjang batang awal (m)



Gambar 2.1. Kurva Tegangan – Regangan untuk Baja Karbon

1. Titik A adalah batas proporsional
2. O – B adalah daerah elastis, dimana :
 - Regangan (deformasi = perubahan bentuk) akan sebanding dengan tegangan yang bekerja :

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \text{ (Hukum Hooke).....(2.3)}$$

Dengan σ = Tegangan(N/m^2)

E = Modulus elastisitas(N/m^2)

ε = Regangan

apabila beban tidak bekerja lagi, maka material akan kembali ke bentuk semula.

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 atau putus atau pecah.

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

$$\epsilon = \frac{\Delta L}{L} = \frac{L_1 - L}{L} \dots\dots\dots(2.4)$$

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

$$\sigma = E \cdot \epsilon \dots\dots\dots(2.5)$$

$$\frac{F}{A} = E \cdot \frac{\Delta L}{L} \dots\dots\dots(2.6)$$

Dengan : ΔL = Perubahan panjang batang (m)

$$= L_1 - L$$

F = Gaya yang diberikan (N)

A = Luas penampang (m^2)

L = Panjang batang awal (m)

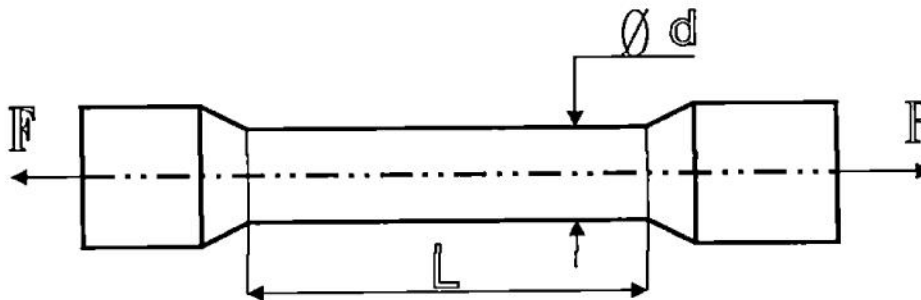
E = Modulus elastisitas atau kekakuan material (N/m^2).

2.2. Tegangan Normal

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

2.2.1. 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 2.2. 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 2.2. Spesimen Uji Tarik

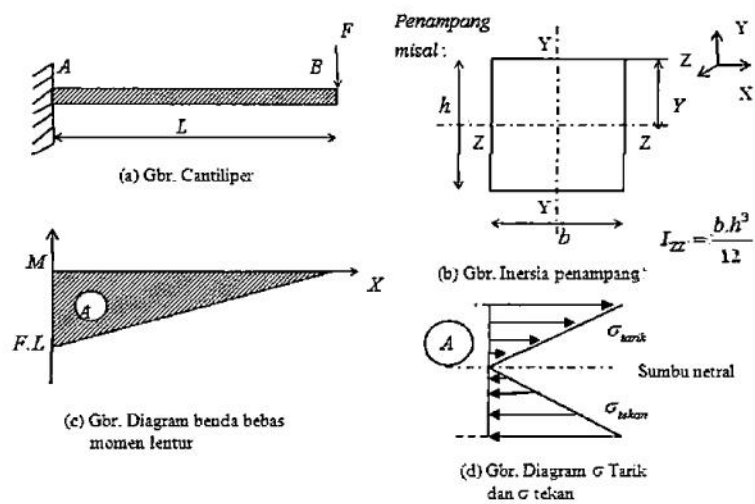
$$\sigma_t = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d^2} \dots\dots\dots(2.7)$$

Dengan : σ_t = Tegangan tarik (N/m^2)

F = Gaya yang diberikan (N)

A = Luas penampang (m^2)

2.2.2. Momen Lentur



Gambar 2.3. Momen Lentur

Sehingga :

$$\sigma_L = \frac{M \cdot y}{I_{zz}} \dots\dots\dots(2.8)$$

Dimana : $M = F \cdot L \dots\dots\dots(2.9)$

$$I_{zz} = \frac{b \cdot h^3}{12} \dots\dots\dots(2.10)$$

Dengan : $\sigma_L =$ Tegangan lentur (N/m^2)

$M =$ Momen lentur (N.m)

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

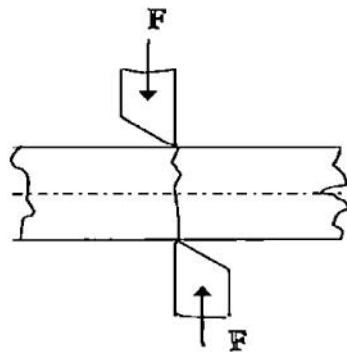
$y =$ Jarak bidang netral ke permukaan yang di tinjau atau terluar (m)

2.3. Tegangan Geser

Tegangan geser (τ) adalah 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 :

2.3.1. Gaya Geser

Gaya geser cenderung untuk memutar suatu benda searah jarum jam dan bekerja kebagian bawah balok. Gaya geser ada dua macam yaitu geser tunggal dan geser ganda, yang ditunjukkan Gambar 2.4. adalah gaya geser tunggal :



Gambar 2.4. Gaya geser Tunggal

Tegangan geser tunggal :

$$\tau_g = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{\pi}{4}d^2} = \frac{4F}{\pi d^2} \dots\dots\dots(2.11)$$

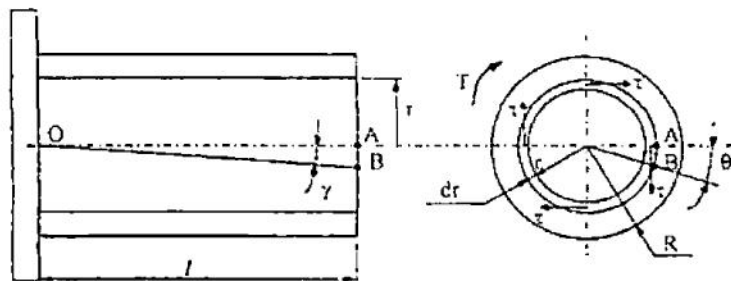
Dengan : τ_g = Tegangan geser (N/m^2)

F = Gaya geser yang bekerja (N)

A = Luas penampang (m^2)

2.3.2. Momen Puntir

Apabila suatu material menerima beban puntir, maka serat-serat antara suatu penampang lintang dengan penampang lintang yang lain akan mengalami pergeseran.



(a) Pandangan Memanjang

(b) Penampang Lintang

Gambar 2.5. Batang Silindris dengan Beban Puntiran

Gambar 2.5 (a) menunjukkan bahwa titik A bergeser ke B sehingga membentuk sudut γ . Sedangkan pada Gambar 2.5(b) pergeseran tersebut akan mengakibatkan rotasi serat pada penampang lintangnya sebesar θ . Sehingga pada serat terluar, regangan geser yang terjadi adalah γ yang besarnya :

$$AB = r \cdot \theta = l \cdot \gamma \dots\dots\dots(2.12)$$

Dengan : r = jarak serat dari sumbu netral (mm)

θ = pergeseran sudut pada penampang lintang (rad)

l = panjang poros (mm)

γ = regangan geser (rad)

Sedangkan : $\gamma = \frac{\tau}{G}$ dan $\tau = \frac{T \cdot r}{J_p}$

Dengan : γ = regangan geser (rad)

τ = tegangan geser (Mpa)

G = Modulus Geser (Mpa)

Tegangan Geser akibat momen torsi, τ_p :

$$\tau_p = \frac{T \cdot r}{I_p} \dots \dots \dots (2.13)$$

$$I_p = \frac{\pi}{32} \times d^4 \dots \dots \dots (2.14)$$

Dengan : T = Torsi yang bekerja

I_p = Momen Inersia Puntir (m^4)

r = Jarak serat dari sumbu netral ke permukaan terluar (m)

2.4. 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.

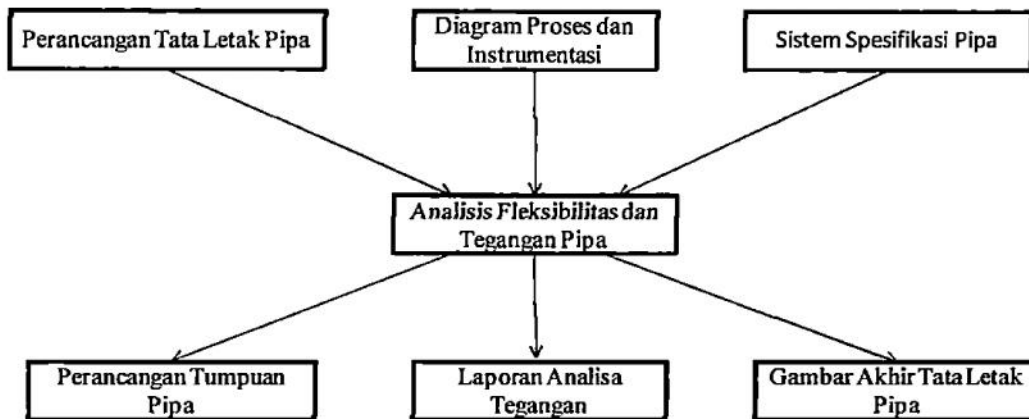
Selain ASME Code B31 terdapat beberapa kode standar pipa yang lain baik dari Amerika, maupun dari negara lain seperti :

1. ASME Boiler and pressure Vessel, section III, subsection NB, NC, ND, untuk sistem perpipaan di industri 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.

2.5. Analisis Tegangan Pipa Tahap Perancangan

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 2.6. Hubungan Antara Beberapa Disiplin Ilmu

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.

2.6. 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.

2.6.1. Beban Panas (*Thermal*)

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

$$\Delta L = L_1 - L_0 = \alpha \cdot (T_1 - T_0) \cdot L_0 \dots\dots\dots(2.15)$$

Tegangan aksial yang terjadi, σ

$$\sigma = E.\varepsilon = E.\frac{\Delta L}{L_0} = \frac{E.\alpha(T_1 - T_0)}{L_0}.L_0 \dots\dots\dots(2.16)$$

$$\sigma = E.\alpha.(T_1 - T_0) \dots\dots\dots(2.17)$$

- 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)

2.6.2. Beban Berat

Tegangan-tegangan yang terjadi pada sistem perpipaan juga diakibatkan oleh pengaruh berat. Gaya berat ini arahnya sama yaitu vertikal kebawah 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*)

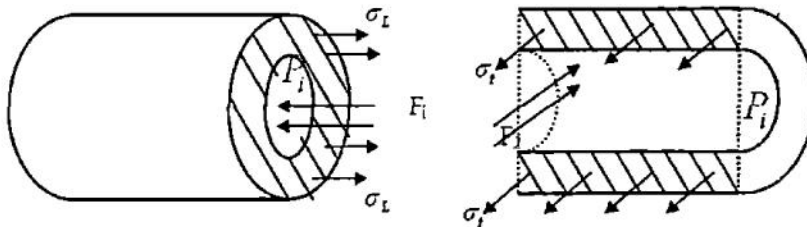
Beban hidup ini meliputi berat pipa, komponen-komponen pipa dan berat fluida yang mengalir.

Beban berat akan menimbulkan defleksi atau 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.

2.6.3. 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 atau Tangensial (b) Sambungan Longitudinal atau Aksial

Gambar 2.7. Sambungan pada Pipa

Jenis-jenis tegangan yang terjadi menurut jenis sambungan pada pipa adalah:

2.6.3.1. Tegangan Longitudinal atau Aksial

Tegangan longitudinal ini terjadi pada pipa dengan jenis sambungan transversal atau tangensial, ini dapat dilihat pada Gambar 2.7(a). Tegangan Longitudinal dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\sum F_x = 0$$

$$F_L = F_i$$

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

$$\sigma_L \cdot \pi \cdot D t = P_i \pi / 4 \cdot D^2$$

$$\sigma_L = \frac{P_i \cdot D}{4 \cdot t} \dots\dots\dots(2.18)$$

Dengan : σ_L = Tegangan Longitudinal (Psi)

P_i = Tekanan operasi (Psi)

D = Diameter luar pipa (in)

t = Tebal pipa (in)

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

2.6.3.2. Tegangan Transversal

Tegangan transversal ini terjadi pada pipa dengan jenis sambungan longitudinal atau aksial. Ini dapat dilihat pada Gambar 2.7(b). Tegangan Transversal dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\sum F_t = 0$$

$$F_2 = \sigma_t \cdot A_2$$

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

$$\sigma_t = \frac{P_i \cdot D}{2 \cdot t} \dots\dots\dots(2.19)$$

Dengan : σ_t = Tegangan Transversal (Psi)

P_i = Tekanan operasi (Psi)

L = Lebar pipa (m)

D = Diameter luar pipa (in)

t = Tebal pipa (in)

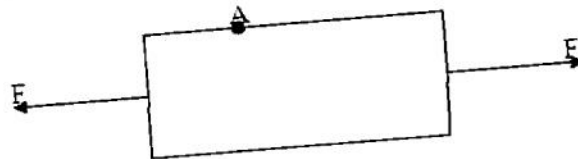
$$= \frac{D_o - D_i}{2}$$

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

2.7. Elemen Tegangan-Regangan Lingkaran Mohr

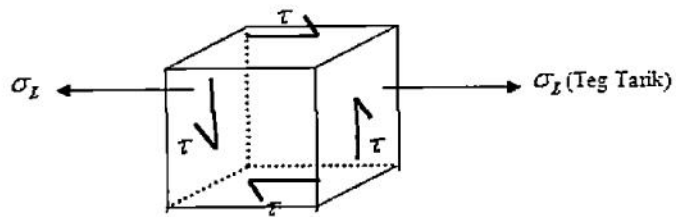
Lingkaran Mohr diperkenalkan oleh seorang insinyur Jerman, Otto Mohr (1835-1913). Lingkaran Mohr ini digunakan untuk melukis transformasi tegangan maupun regangan yang terjadi pada suatu titik pada benda yang dibebani, baik untuk persoalan-persoalan tiga dimensi maupun dua dimensi, untuk menganalisa tegangan suatu komponen-komponen atau elemen-elemen mesin harus diperhatikan bagian yang ada pada elemen mesin tersebut disebut elemen tegangan.

Sebuah elemen mesin yang diberi gaya tarik, diasumsikan secara sembarang, titik yang terletak pada elemen mesin tersebut, misalkan titik A Gambar 2.8



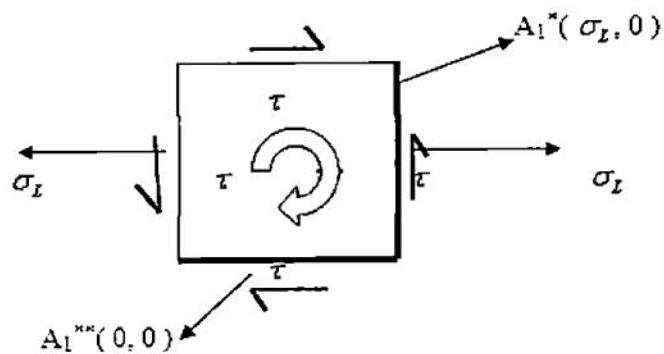
Gambar. 2.8. Elemen mesin yang diberi gaya tarik

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



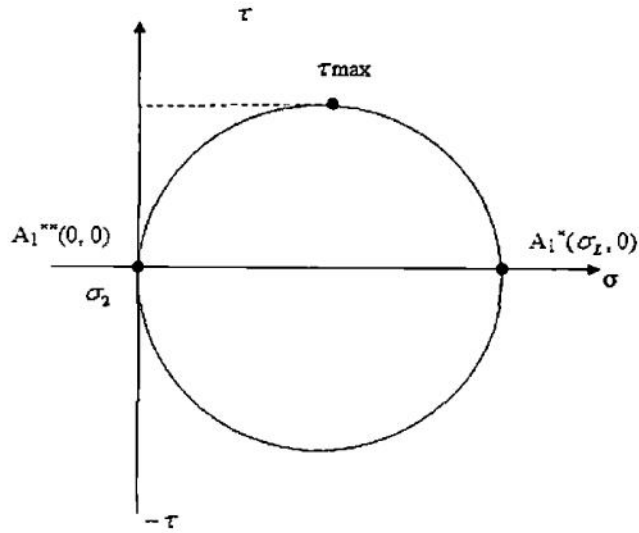
Gambar. 2.9. Elemen Tegangan – Regangan pada kondisi 3 Dimensi

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



Gambar. 2.10. Elemen Tegangan - Regangan pada kondisi 2 Dimensi

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



Gambar. 2.11. Lingkaran Mohr

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

2.8. 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:

$$|\sigma_1| < \sigma_y \dots\dots\dots(2.20)$$

$$|\sigma_2| < \sigma_y \dots\dots\dots(2.21)$$

Dengan : σ_y = kekuatan luluh material (N/mm²)

σ_1, σ_2 = tegangan-tegangan utama (N/mm²)

Aturan untuk keamanan :

$$S < \sigma_y \dots\dots\dots(2.25)$$

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

2.11. Kelelahan Metal (*Fatigue*)

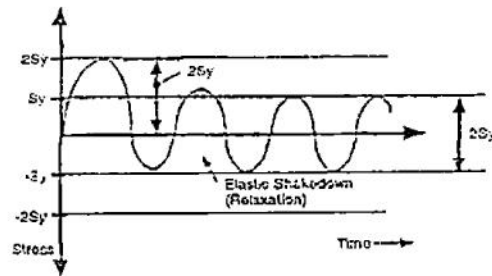
Sistem perpipaan memiliki banyak komponen dimulai dari pipa, bejana, dan peralatan yang sering mengalami kerusakan yang terjadi setelah beroperasi bertahun-tahun. Kegagalan-kegagalan pada suatu komponen seperti ini dikenal dengan fenomena kelelahan metal (*fatigue*) yang diakibatkan oleh beban berulang yang besarnya relative rendah. Kegagalan dapat terjadi dimana tegangan pipa lebih rendah dari pada 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 or 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 bisa berulang selama beban perpindahan tidak melebihi maksimum *strain* dimana kerusakan *katastrofis* akan terjadi.

Fenomena ini menghasilkan tegangan *absolute* 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 ($2S_y$).



Gambar 2.12. Kurva Maksimum Range dari Tegangan

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 luluh pada kondisi panas (S_H). dengan memperhatikan faktor keamanan F , tegangan ekspansi yang diizinkan adalah : $S_E \leq F \cdot (S_C + S_H)$.

2.12. Tegangan Primer dan Tegangan Sekunder

Tegangan kode memberikan standar kriteria kegagalan untuk perancangan sistem perpipaan, ada dua kriteria kegagalan yang berbeda, yaitu :

1. Kegagalan *katastrosis* yang disebabkan oleh beban primer
2. Kegagalan metal leleh yang disebabkan oleh beban sekunder

Karakteristik beban primer adalah :

Beban primer yaitu beban yang disebabkan oleh gaya mekanik dan menyebabkan kegagalan yang bersifat katastrofis.

- Beban primer biasanya disebabkan oleh gaya (*force*), seperti tekanan, gaya berat, (bobot mati), gaya *spring*, gaya dari *relief valve* dan *fluid hammer*.
- Beban primer tidak bersifat membatasi diri sendiri (*self-timing*), maksudnya setelah deformasi plastis terjadi, selama beban itu bekerja maka deformasi akan berlanjut terus sampai kesetimbangan gaya tercapai atau terjadinya patah atau kerusakan.
- Beban primer sifatnya tidak berulang (kecuali beban karena pulsasi dan variasi tekanan, yang selain dikategorikan beban primer, juga merupakan beban sekunder).
- Batas tegangan yang diizinkan untuk tegangan primer didapat melalui teori kegagalan seperti teori *Von Mises*, *Tresca* dan *Rankine* berdasarkan tegangan leleh (S_{yield}), tegangan patah ($S_{ultimate}$), atau tegangan rupture (*creep*).
- Kegagalan dapat terjadi oleh satu beban tunggal yang menimbulkan deformasi plastis total menyeluruh atau patah.

Karakteristik beban sekunder adalah :

Beban sekunder yaitu beban yang dipicunya tidak oleh gaya secara langsung, melainkan oleh perpindahan atau deformasi pada sistem pipa. Beban sekunder

menyebabkan kegagalan *fatigue* yang efeknya terjadi setelah beban sekunder berulang kali diterima sistem pipa.

- Beban sekunder biasanya disebabkan oleh perpindahan (*displacement*), seperti ekspansi termal, getaran, perpindahan anchor dan *settlement*.
- Beban sekunder selalu bersifat membatasi diri sendiri, maksudnya setelah deformasi plastis terjadi, deformasi tidak berlanjut terus karena tegangan berkurang dengan sendirinya dan cenderung menghilang.
- Beban sekunder sifatnya berulang kecuali *settlement*.
- Batas tegangan yang diizinkan untuk tegangan sekunder didapat berdasarkan jumlah siklus beban dari kegagalan kelelahan metal (kurva metal leleh).
- Kegagalan tidak dapat terjadi oleh satu beban tunggal, tetapi kerusakan yang *katastrofis* dapat terjadi setelah jumlah 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 jika dipandang dari sisi beban sekunder.

2.13. Beban *Occasional*

Beban *occasional* adalah beban primer yang terjadi dalam waktu yang singkat dan jarang terjadi sehingga tegangan yang terjadi diperbolehkan melebihi tegangan akibat beban primer yang tetap (*sustained load*), yang termasuk beban *occasional* pada perpipaan adalah :

- Beban angin
- Beban gempa atau seismic
- Beban transient karena perubahan tekanan (*pressure surge*) maupun temperatur seperti beban kejut pada PSV, *fluid hammer*.

Beban *occasional* 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 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.

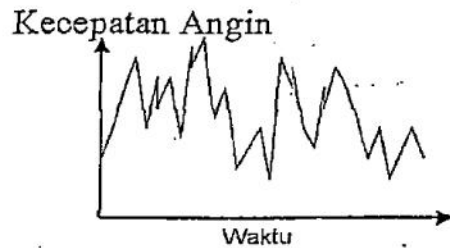
$$S_i + S_{BFF} \leq 1,33S_k \dots\dots\dots(2.26)$$

2.14. 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 :

2.14.1. 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 2.13. Profil beban angin

Perumusan yang digunakan dalam menghitung besarnya beban angin sebagai berikut :

$$F_{WI} = q_z G_z C_d A \sin \theta \dots\dots\dots(2.27)$$

Dengan : q_z = tekanan ekuivalen angin

G_z = Gust-Factor

C_d = koefisien bentuk

= 0,5-1,2 tergantung kekasaran dan tinggi pipa

A = $D.l$

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}).

$$q_z = 0,613 K_z K_{zt} V^2 I \text{ (N/m}^2\text{)} \dots\dots\dots(2.28)$$

Dengan : K_z = koefisien exposure

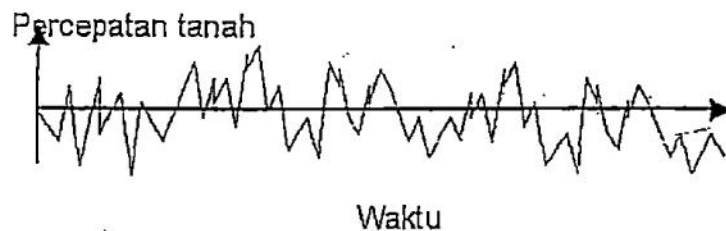
K_{zt} = koefisien topografi

V = kecepatan dasar angin (mph atau perdtk)

I = faktor importansi dari perumahan

2.14.2. 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 2.14. Profil beban gempa

Beban total akibat gempa sebagai berikut :

$$V = ZIKCSW \dots \dots \dots (2.29)$$

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 $CS < 0,14$

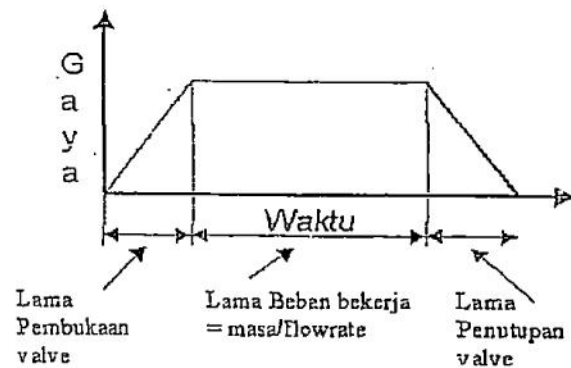
W = berat mati dari pipa

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

2.15.1. Beban relief valve

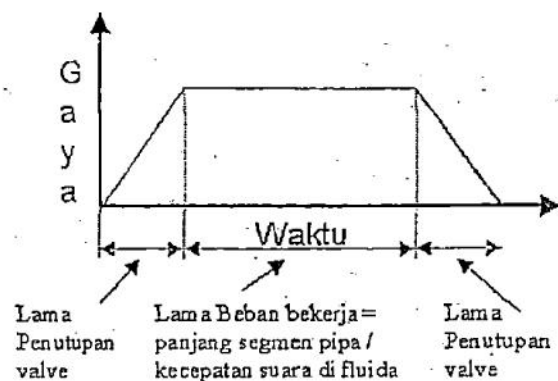
Jika tekanan system perpipaan mencapai level tertentu, maka relief valve akan terbuka dan membebaskan fluida keluar untuk menurunkan tekanan dalam pipa, pada saat melepaskan fluida tersebut timbul gaya yang bekerja dengan prinsip jet pada katup (*valve*) atau atau pipa *venting*. Gaya ini berubah dari 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 2.15. Profil beban relief valve

2.15.2. 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*. Perbedaan tekanan ini pada pipa lurus antara dua *bend* atau *elbow* menyebabkan gaya aksial yang tidak *balance*, karena batas perbedaan tekanan ini ikut mengalir, dengan kecepatan suara di *fluida*, beban yang tidak *balance* ini juga berpindah dari satu segment pipa lurus ke segment pipa lurus lainnya.

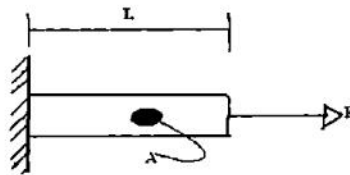


Gambar 2.16. Profil beban *water* atau *fluid hammer*:

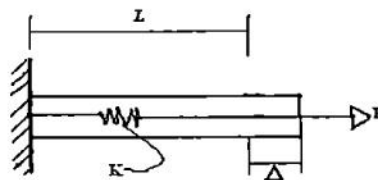
2.16. Translasi dan Rotasi

2.16.1. Translasi

Metode perhitungan tentang pertambahan panjang suatu material atau benda baik padat maupun berongga (pipa) akibat gaya yang dikenakan pada benda tersebut secara sejajar.



Gambar 2.17. Profil benda tidak ada translasi



Gambar 2.18. Profil benda terdapat translasi

$$F = K \Delta \dots\dots\dots(2.30)$$

$$\Delta = \frac{F.L}{A.E} \dots\dots\dots(2.31)$$

$$A = \frac{\pi}{4} (do^2 - di^2) \dots\dots\dots(2.32)$$

$$K = \frac{F}{\Delta} = \frac{F}{\frac{F.L}{A.E}} \Rightarrow K = \frac{A.E}{L} \dots\dots\dots(2.33)$$

Dengan : F = gaya (N)

K = kekakuan translasi (N/m)

Δ = pertambahan panjang pipa akibat gaya (m)

L = panjang benda (pipa) (m)

A = luasan benda pipa (m^2)

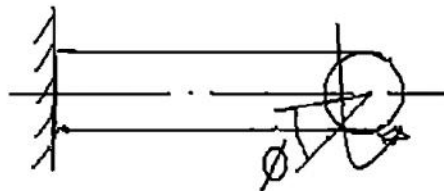
d_o = diameter luar (m)

d_i = diameter dalam (m)

E = modulus elastisitas baja (Gpa)

2.16.2. Rotasi

Metode perhitungan tentang rotasional (puntiran) suatu material atau benda baik padat maupun berongga (pipa) akibat gaya yang dikenakan pada benda tersebut.



Gambar 2.19. Profil benda terdapat rotasi

$$T = Kr \cdot \phi \dots\dots\dots(2.34)$$

$$\phi = \frac{T \cdot L}{I_p \cdot G} \dots\dots\dots(2.35)$$

$$I_p = \frac{\pi}{32} \cdot (d_o^4 - d_i^4) \dots\dots\dots(2.36)$$

$$Kr = \frac{T}{\phi} = \frac{T}{\frac{T \cdot L}{I_p \cdot G}} \Rightarrow Kr = \frac{I_p \cdot G}{L} \dots\dots\dots(2.37)$$

Dengan : T = torsi (N)

Kr = kekakuan rotasional (N/m)

Φ = sudut perubahan akibat torsi puntiran (m)

L = panjang benda (pipa) (m)

I_p = momen inersia puntir (m^4)

d_o = diameter luar (m)

d_i = diameter dalam (m)

E = modulus geser baja (Gpa)

2.17. Metode analisis check 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

Pemeriksaan keseluruhan pada flange menggunakan metode standard seperti di bawah ini:

$$P_{eq} + P_{op} < P_{ASME} \dots\dots\dots(2.38)$$

Metode diatas adalah metode standard yang sering digunakan untuk perbandingan tekanan, tetapi bila semua *Welding Neck Flanges in Carbon Steel or Stainless Steel or Duplex stainless steel* pada temperatur $\leq 120^{\circ}C$ dan terhubung pada *vessels or equipments* maka metode yang di bawah ini yang berlaku digunakan untuk perbandingan tekanan.

$$\frac{(P_{eq} + P)}{\beta} < P_{ASME} \dots\dots\dots(2.39)$$

Dengan : P_{eq} = tekanan equivalen (bar)

P_{ASME} = maksimum tekanan kerja yang diijinkan ASME B16.5 (bar)

P = tekanan operasi (bar)

β = beta pada *static loads and dynamic loads* untuk mengkoreksi batasan seluruh tekanan

Metode perhitungan tekanan equivalen (p_{eq}) ASME section III NC3658

$$p_{eq} = \frac{509296 \times MF}{G^3} + \frac{127 \times FA}{G^2} \dots\dots\dots(2.40)$$

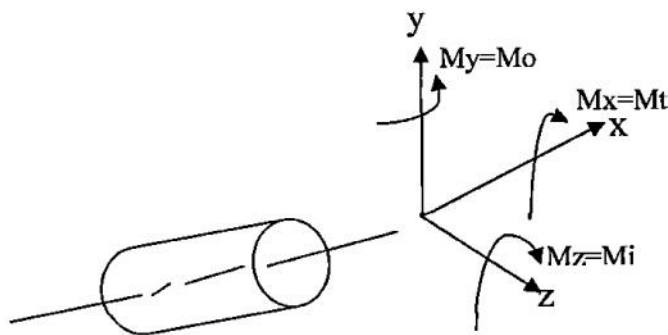
Dengan : P_{eq} = tekanan equivalen (bar)

MF = resultan momen lentur pada kondisi desain (DaN.m)

$FA = F_Y$ = gaya aksial pada kondisi desain (DaN)

G = diameter gasket efektif (mm)

$$MF = \sqrt{M_i^2 + M_o^2} \dots\dots\dots(2.41)$$



Gambar 2.20. Profil gaya dan momen

M_i = momen lentur inplane (N.m)

M_o = momen lentur outplane (N.m)

Diameter rata - rata gasket untuk sambungan datar:

$$G = a_1 - 2 \times 2.5 \sqrt{\frac{J}{2}} \dots\dots\dots(2.42)$$

Diameter rata - rata gasket untuk sambungan ring:

$$G = a1 - J \dots\dots\dots(2.43)$$

Dengan : a1 = diameter luar gasket (mm)

J = lebar sambungan efektif (mm)

Tabel 2.1. β pada *static loads*

Beta Coefficients (β) in Static Loads:

Carbon Steel Flanges

DN	150#	300#	600#	900#	1500#	2500#
Inch	ASME/ Pq+P	ASME/ Pq+P	ASME/ Pq+P	ASME/ Pq+P	ASME/ Pq+P	ASME/ Pq+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	1.80	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/ Pq+P	ASME/ Pq+P	ASME/ Pq+P	ASME/ Pq+P	ASME/ Pq+P	ASME/ Pq+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 2.2. *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/ Peq+P	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+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	1.60
10	4.30	3.40	2.10	1.80	1.80	1.60
12	4.00	3.00	1.80	1.80	1.80	1.60
14	4.00	3.00	1.80	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

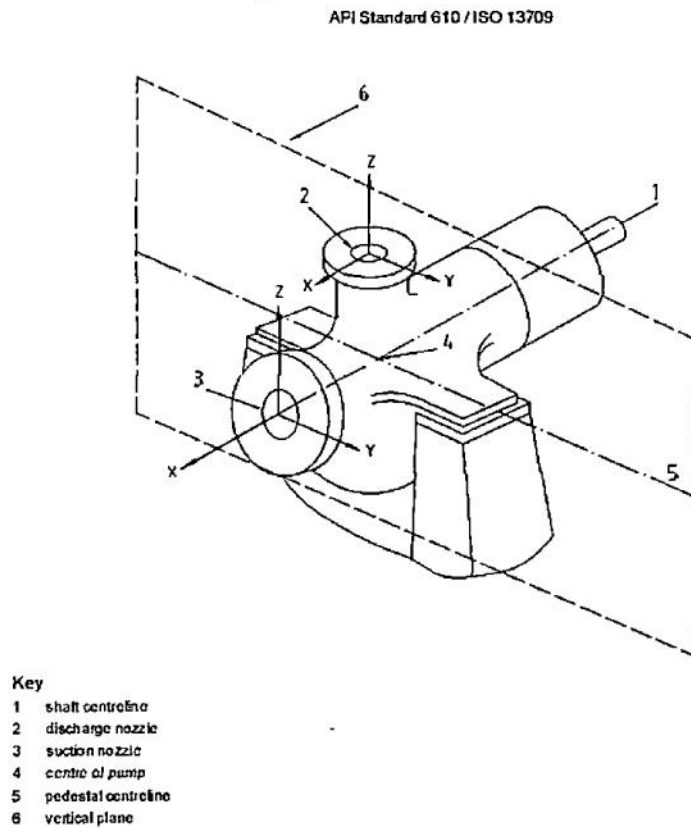
DN	150#	300#	600#	900#	1500#	2500#
Inch	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P
≤6	3.00	2.40	1.80	1.50	1.60	1.50
8	3.00	2.40	1.80	1.50	1.60	1.50
10	3.00	2.40	1.60	1.50	1.60	1.50
12	3.00	2.10	1.60	1.50	1.60	1.50
14	2.20	1.80	1.60	1.50	1.50	
16	2.20	1.80	1.50	1.50	1.50	
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. Pompa

Menurut standard and codes ANSI atau API Standard 610 Tenth Edition, October 2004, gaya *force* dan momen di tiga sumbu koordinat yang tampak pada gambar berikut harus lebih kecil dari nilai yang diijinkan oleh standar dan disebut F_x dan M_x .



Gambar 2.21. Profil pompa

Tabel berikut ini dari ANSI atau API Standard 610 Tenth Edition, October 2004, memberikan nilai dari F_x dan M_x yang menjadi batasan gaya *force* dan momen pada nozzle pompa.

Tabel 2.3. Nozzle loadings

	US Customary units								
	Nominal size of flange (NPS)								
	≤ 2	3	4	6	8	10	12	14	16
	Forces (lb)								
Each top nozzle									
F_x	160	240	320	560	850	1 200	1 500	1 600	1 900
F_y	130	200	260	460	700	1 000	1 200	1 300	1 500
F_z	200	300	400	700	1 100	1 500	1 800	2 000	2 300
F_R	290	430	570	1 010	1 560	2 200	2 600	2 900	3 300
Each side nozzle									
F_x	160	240	320	560	850	1 200	1 500	1 600	1 900
F_y	200	300	400	700	1 100	1 500	1 800	2 000	2 300
F_z	130	200	260	460	700	1 000	1 200	1 300	1 500
F_R	290	430	570	1 010	1 560	2 200	2 600	2 900	3 300
Each end nozzle									
F_x	200	300	400	700	1 100	1 500	1 800	2 000	2 300
F_y	160	240	320	560	850	1 200	1 500	1 600	1 900
F_z	130	200	260	460	700	1 000	1 200	1 300	1 500
F_R	290	430	570	1 010	1 560	2 200	2 600	2 900	3 300
	Moments (ft-lb)								
Each nozzle									
M_x	340	700	980	1 700	2 600	3 700	4 500	4 700	5 400
M_y	170	350	500	870	1 300	1 800	2 200	2 300	2 700
M_z	260	530	740	1 300	1 900	2 800	3 400	3 500	4 000
M_R	460	950	1 330	2 310	3 500	5 000	6 100	6 300	7 200
NOTE 1	See Figures 20 through 24 for orientation of nozzle loads (X, Y and Z).								
NOTE 2	Each value shown above indicates range from minus that value to plus that value; for example 160 indicates a range from -160 to +160.								

Ada dua kriteria pompa yang menggunakan tabel ini, yaitu :

1. Heavy Duty Pump

Kriteria *Heavy Duty Pump* sama dengan *Vertical In-Line Pump* dimana harus berlaku untuk setiap nozzle :

$$\begin{aligned}
 F_x &\leq 2.F_{ax} & M_x &\leq 2.M_{ax} \\
 F_y &\leq 2.F_{ay} & M_y &\leq 2.M_{ay} \\
 F_z &\leq 2.F_{az} & M_z &\leq 2.M_{az} \dots\dots\dots(2.44)
 \end{aligned}$$

2. Standard API 610 Pump

Kriteria Pompa Standard API 610 adalah :

A. Gaya dan momen harus lebih kecil dari nilai Tabel 2.3 nozzle loading API standard 610:

$$\begin{aligned} F_x &\leq F_{ax} & M_x &\leq M_{ax} \\ F_y &\leq F_{ay} & M_y &\leq M_{ay} \\ F_z &\leq F_{az} & M_z &\leq M_{az} \end{aligned} \dots\dots\dots(2.45)$$

B. Jika kriteria (A) tidak dipenuhi, tapi berlaku :

$$\begin{aligned} F_x &\leq 2.F_{ax} & M_x &\leq 2.M_{ax} \\ F_y &\leq 2.F_{ay} & M_y &\leq 2.M_{ay} \\ F_z &\leq 2.F_{az} & M_z &\leq 2.M_{az} \end{aligned} \dots\dots\dots(2.46)$$

Maka kriteria API 610 Appendix F harus dipenuhi, yaitu :

- i. Resultan gaya (Fr) dan momen (Mr) resultan dikombinasikan pada tiap nozzle harus memenuhi kriteria berikut, Dimana indeks S berarti suction nozzle dan indeks D berarti discharge nozzle.

$$\frac{F_{rs}}{1,5xF_{ra,S}} + \frac{M_{rs}}{1,5xM_{ra,S}} \leq 2 \dots\dots\dots(2.47)$$

$$F_{rS} = \sqrt{F_{xS}^2 + F_{yS}^2 + F_{zS}^2} \dots\dots\dots(2.48)$$

$$\bar{F}_{ra,S} = \sqrt{F_{ax,S}^2 + F_{ay,S}^2 + F_{az,S}^2} \dots\dots\dots(2.49)$$

$$M_{rS} = \sqrt{M_{xS}^2 + M_{yS}^2 + M_{zS}^2} \dots\dots\dots(2.50)$$

$$\bar{M}_{ra,S} = \sqrt{M_{ax,S}^2 + M_{ay,S}^2 + M_{az,S}^2} \dots\dots\dots(2.51)$$

$$\frac{F_{rD}}{1,5x F_{ra,D}} + \frac{M_{rD}}{1,5x M_{ra,D}} \leq 2 \dots\dots\dots(2.52)$$

$$F_{rD} = \sqrt{F_{xD}^2 + F_{yD}^2 + F_{zD}^2} \dots\dots\dots(2.53)$$

$$\overline{F}_{ra,D} = \sqrt{F_{ax,D}^2 + F_{ay,D}^2 + F_{az,D}^2} \dots\dots\dots(2.54)$$

$$M_{rD} = \sqrt{M_{xD}^2 + M_{yD}^2 + M_{zD}^2} \dots\dots\dots(2.55)$$

$$\overline{M}_{ra,D} = \sqrt{M_{ax,D}^2 + M_{ay,D}^2 + M_{az,D}^2} \dots\dots\dots(2.56)$$

- ii. Resultan gaya dan momen di pusat pompa harus memenuhi kriteria berikut :

$$F_{rc} < 1,5x(F_{ra,S} + F_{ra,D}) \dots\dots\dots(2.57)$$

$$F_{rc} = \sqrt{F_{xc}^2 + F_{yc}^2 + F_{zc}^2} \dots\dots\dots(2.58)$$

$$\begin{aligned} F_{xc} &= F_{xs} + F_{xd} \\ F_{yc} &= F_{ys} + F_{yd} \\ F_{zc} &= F_{zs} + F_{zd} \dots\dots\dots(2.59) \end{aligned}$$

$$|M_{rc}| < 2,0x(M_{ay,S} + M_{ay,D}) \dots\dots\dots(2.60)$$

$$M_{rc} < 1,5x(M_{ra,S} + M_{ra,D}) \dots\dots\dots(2.61)$$

$$M_{rc} = \sqrt{M_{xc}^2 + M_{yc}^2 + M_{zc}^2} \dots\dots\dots(2.62)$$

$$\begin{aligned} M_{xc} &= M_{xs} + M_{xd} - (F_{ys} \cdot Z_s + F_{yd} \cdot Z_d - F_{zs} \cdot Y_s - F_{zd} \cdot Y_d) \\ M_{yc} &= M_{ys} + M_{yd} - (F_{xs} \cdot Z_s + F_{xd} \cdot Z_d - F_{zs} \cdot X_s - F_{zd} \cdot X_d) \\ M_{zs} &= M_{zs} + M_{zd} - (F_{xs} \cdot Y_s + F_{xd} \cdot Y_d - F_{ys} \cdot X_s - F_{yd} \cdot X_d) \dots\dots\dots(2.63) \end{aligned}$$

X, Y, Z : jarak antara pusat pompa (titik berat) ke nozzle

2.18. Pembatasan Tegangan Perpipaan Menurut Caesar II

Perangkat lunak Caesar II 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 *sustained*, beban *expansion*, 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*

$$\text{- Stress} : S_L = \frac{PD_i^2}{(D_o^2 - D_i^2)} + \frac{\sqrt{I_i \cdot M_i^2 + I_o \cdot M_o^2}}{Z} + \frac{F_{axi}}{A} \dots\dots\dots(2.64)$$

- Allowable : S_h (Stress yang diijinkan untuk bahan pipa saat beroperasi)

- Rasio : S_L / S_h

- Combin : W+P (Berat + tekanan)

- Aturan Aman : $S_L < S_h$

2. Beban *Expansion*

- Stress : $S_E = \sqrt{S_b^2 + 4S_t^2}$ (2.65)

- Allowable : $S_A = f[1,25(S_c + S_h) - S_I]$ (2.66)

- Rasio : S_E / S_A

- Combin : Cold to T (Temperatur)

- Aturan Aman : $S_E < S_A$

3. Beban *Occasional*

- Stress : $S_o = \frac{F_{ax}}{A} + S_b + S_t p$ (2.67)

- Allowable : $K S_h$

- Rasio : S_o / S_h

- Combin : $W+P+T$ +(beban dinamis)

- Aturan Aman : $S_o < S_h$

4. Beban *Operational* : Beban *operational* merupakan beban yang di didefinisikan oleh pengguna Caesar dan tidak memiliki *allowable stress* karena tidak diatur oleh kode, fungsinya hanya untuk mengetahui besar tegangan apabila beberapa beban di kombinasikan.