

II. TINJAUAN PUSTAKA

A. Gambaran Umum LPG

LPG merupakan senyawa hydrocarbon yang dikenal sebagai butana, Propana, Isobutana atau campuran antara Butana dengan Propana. Secara umum LPG bersifat :

- Berat jenis gas LPG lebih besar dari udara, yaitu :
 - Butana mempunyai berat jenis dua kali berat jenis udara.
 - Propana mempunyai berat jenis satu setengah kali berat udara.
- Tidak mempunyai sifat pelumasan terhadap metal.
- Merupakan Solvent yang baik terhadap karet, sehingga perlu diperhatikan terhadap kemasan atau tabung yang di pakai.
- Tidak berwarna baik berupa cairan maupun dalam bentuk gas.
- Tidak mengandung racun.
- Bila menguap di udara bebas akan membentuk lapisan karena kondensasi sehingga adanya aliran gas.
- Setiap kilogram LPG cair dapat berubah menjadi kurang lebih 500 liter gas LPG.
- Zat mercaptan ditambahkan kepada LPG untuk memberikan bau yang khas, sehingga kebocoran gas dapat dideteksi dengan cepat.

Berdasarkan komposisi propane dan butane, LPG dapat dibedakan menjadi tiga macam:

1. LPG propane, yang sebagian besar terdiri dari C_3 , biasanya dipergunakan di industri-industri sebagai pendingin, bahan bakar pemotong, untuk menyemprotkan cat dan yang lainnya.
2. LPG butane, yang sebagian besar terdiri dari C_4 .
3. MIX LPG, yang merupakan campuran dari *propane* dan *butane*. LPG Butane dan LPG *mix* biasanya dipergunakan oleh masyarakat untuk bahan bakar memasak,

Berdasarkan cara pencairannya, LPG dibedakan menjadi dua, yaitu

1. LPG *refrigerated* adalah LPG yang dicairkan dengan cara didinginkan (titik cair *Propane* ± -42 °C, dan titik cair *Butane* ± -0.5 °C).
2. LPG *pressurize* adalah LPG yang dicairkan dengan cara ditekan ($4-5\text{kg/cm}^2$). LPG jenis inilah yang banyak dipergunakan dalam berbagai aplikasi rumah tangga dan industri. Dipasarkan dalam kemasan tabung(3Kg, 6Kg, 12Kg, 50Kg).

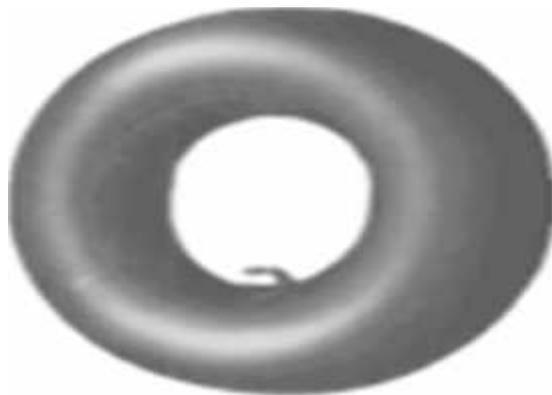


Gambar 1. LPG *pressurize* dalam kemasan 50kg, 12kg dan 3kg

B. Pengertian dan Volume Torus / Toroidal

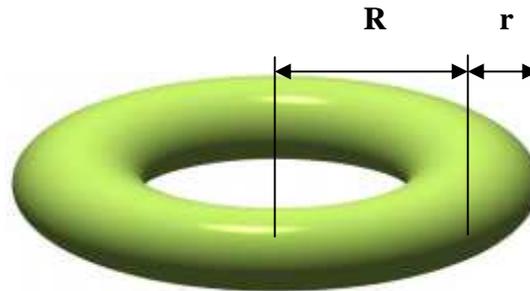
Torus (*Tori* dalam bentuk jamak) dalam ilmu geometri adalah suatu permukaan yang tercipta akibat gerakan rotasi atau revolusi dari suatu lingkaran yang berputar dalam ruang tiga dimensi (dengan sumbu putar yang berada secara koplanar/se-bidang dengan lingkaran itu sendiri).

Bentuk torus yang solid (padat) sering disebut sebagai toroid yang banyak dijumpai pada bentuk induktor dan transformator listrik. Contoh lain dari objek berbentuk toroid adalah kue donat, (bola) pelampung penyelemat diri di air laut (yang tersedia di kapal laut maupun pesawat udara), cincin O dan cincin Vortex.



Gambar 2. Contoh ban dalam mobil sebagai bentuk Toroid

Berdasarkan definisi/pengertian sebelumnya, torus terbentuk dari sebuah lingkaran dengan r adalah jari-jari lingkaran yang telah dirotasikan dan R adalah jarak dari titik tengah lingkaran yang menjadi sumbu dari rotasi seperti terlihat pada Gambar 3.

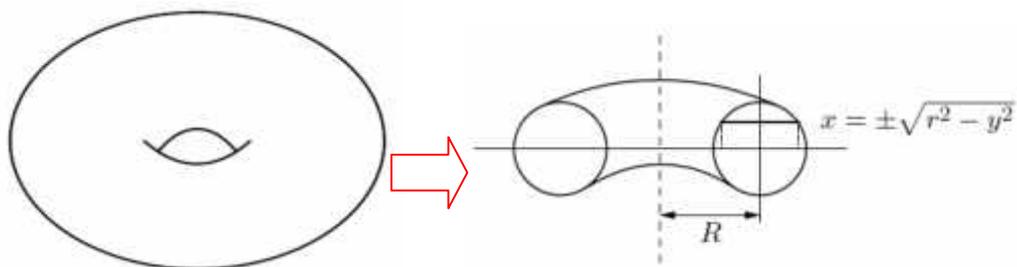


Gambar 3. Jari-jari Toroid/Torus

Pada dasarnya torus/toroidal merupakan modifikasi dari bentuk silinder. Oleh karena itu dalam menentukan volume toroidal, kita dapat mengasumsikan keliling lingkaran toroidal dengan jari-jari (R) dianggap sebagai tinggi silinder. Sedangkan luas penampang toroidal dengan jari – jari (r) dapat dianggap sebagai luas alas silinder. Atau dengan kata lain volume torus/toroidal adalah

$$V_{\text{toroid}} = (\pi r^2)(2\pi R) \quad (1)$$

Secara lengkap penjelasan mengenai volume torus/toroidal ini dapat dijabarkan sebagai berikut: Bila kita iris sebuah torus atau toroidal menjadi dua bagian seperti terlihat pada gambar dibawah ini.



Gambar 4. Irisan Toroidal

Dan mengorientasikan irisan tersebut pada bidang x - y , maka akan terbentuk sebuah daerah yang dinamakan annulus. Ini adalah daerah diantara dua buah lingkaran yang konsentris. Oleh karena itu perlu ditentukan luas daerah tersebut.

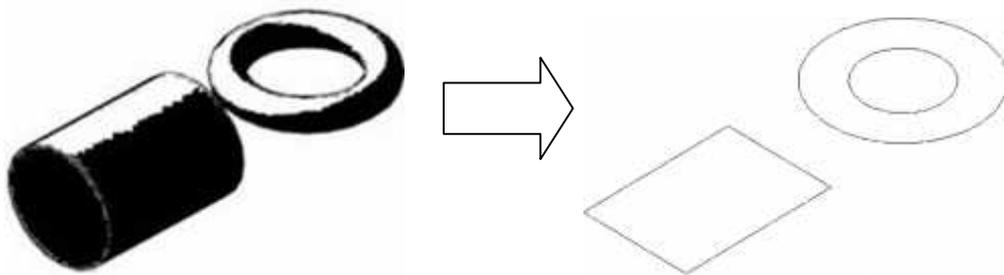
Radius lingkaran dalam = $R + x$

Radius lingkaran luar = $R - x$,dimana $x = \pm \sqrt{r^2 + y^2}$

Jadi luas area tersebut adalah

$$A = \pi[(R + x)^2 - (R - x)^2] = 4\pi x = 4\pi \sqrt{r^2 + y^2} \quad (2)$$

Persamaan (2) dapat dibandingkan dengan potongan silinder dengan jari-jari r dan panjang $2x$, dengan sumbu silinder berada pada bidang x-y disejajarkan dengan potongan torus yang berada pada bidang yang sama seperti pada Gambar 4.



Gambar 5. Potongan Silinder dan Torus Pada Bidang x-y

Ternyata penampang lintang dari silinder sama dengan penampang lintang torus karena keduanya memiliki jari-jari yang sama yaitu r jadi lebar penampang cylinder adalah $2x$.

Jadi luas persegi panjang penampang silinder adalah

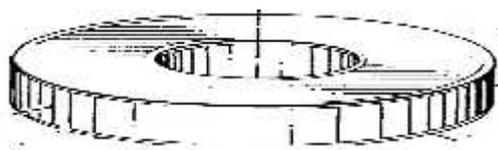
$$L_p = (2\pi r)(2x) = 4\pi x = 4\pi \sqrt{r^2 + z^2} \quad (3)$$

Ini sama dengan luas dari annulus, jika torus dan silinder terbuat dari sebuah material yang sama maka keduanya memiliki berat dan volume yang sama.

C. Manufaktur Bejana Tekan Toroidal

Banyak metode pembuatan untuk membentuk sebuah tabung toroidal yang masing – masing memiliki kelebihan dan kelemahannya masing-masing. Sebagai contoh metode yang digunakan diantaranya pegecoran, *forging*, tempa, atau dengan mesin. Proses *forging* merupakan salah satu metode yang paling sering digunakan karena dengan metode ini material sisa yang dihasilkan lebih sedikit.

Pada Proses *forging* ini, logam bahan baku dipanaskan terlebih dahulu sehingga menjadi liat dan mudah dibentuk. Pada proses ini logam bahan baku dipanaskan pada suhu 820°C selama 1 jam kemudian dilakukan *heat treatment* dengan memanaskan pada suhu 480°C selama 5 jam. Setelah logam dipanaskan dan menjadi bentuk yang liat kemudian logam dibentuk menjadi sebuah bentuk semi toroidal. Semi toroidal biasanya dibentuk dengan mesin pengepres atau mesin penempa atau juga dapat dengan cara manual dengan menempa menggunakan tenaga manusia.



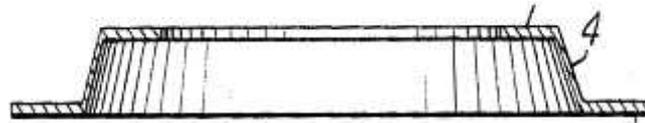
Gambar 6. Bahan Baku Toroidal

Bahan baku toroidal digunakan untuk membuat bagian toroidal atas dan bawah dan akan disatukan dengan proses pengelasan. Untuk membentuk bagian atas dan bawah diperlukan sebuah cetakan yang terbuat dari baja paduan yang memiliki titik lebur lebih tinggi dari bahan baku yang biasanya terbuat dari baja paduan dengan 18% nikel. Setelah cetakan dibuat maka proses pengepresan atau penempaan dapat dilakukan untuk membentuk bagian bawah dan atas toroidal.

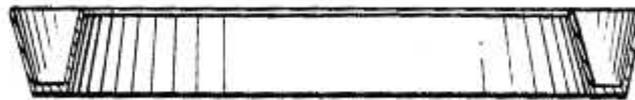
Cetakan dalam proses pengepresan ini terdapat berbagai macam bentuk tergantung dari proses assembli yang akan digunakan sesudahnya. Setelah bahan baku selesai dipress kemudian kedua bahan baku ini disatukan dengan proses pengelasan dan pembuatan kampuh las sebagai proses finishingnya.



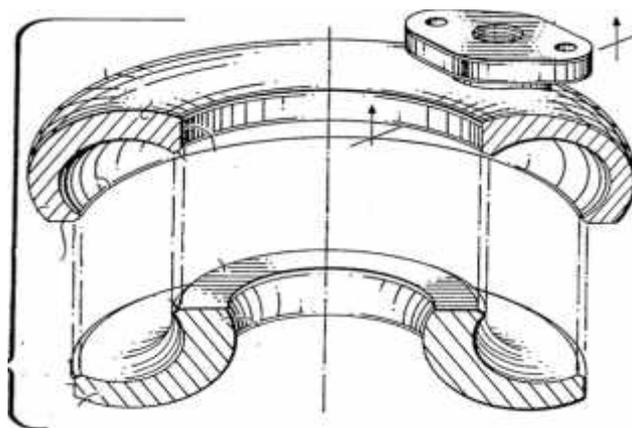
Gambar 7. Cetakan bagian bawah bentuk penampang lingkaran



Gambar 8. Cetakan bagian bawah untuk pengelasan tepi crown



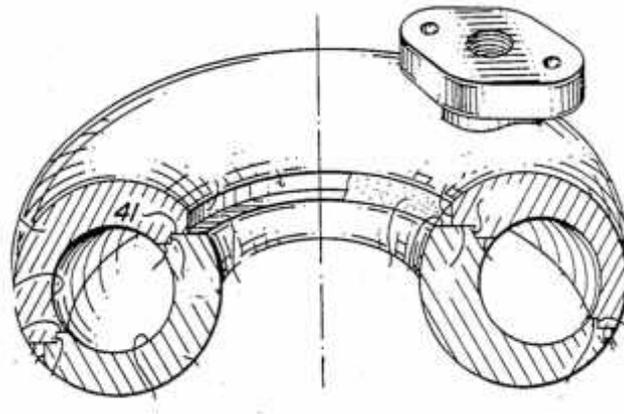
Gambar 9. Cetakan bagian bawah untuk penampang persegi



Gambar 10. 2 Bagian SemiToroidal Shell

Pembuatan tabung toroidal juga dapat dibuat dengan menyatukan bagian pipa elbow dengan radius yang sama dengan proses pengelasan. Pada proses pengelasan

pada bejana tekan toroidal terdapat beberapa bagian yang dapat digunakan sebagai kampuh las diantaranya pada bagian tengah *extrados* dan *intrados* untuk mempermudah proses pengelasan.



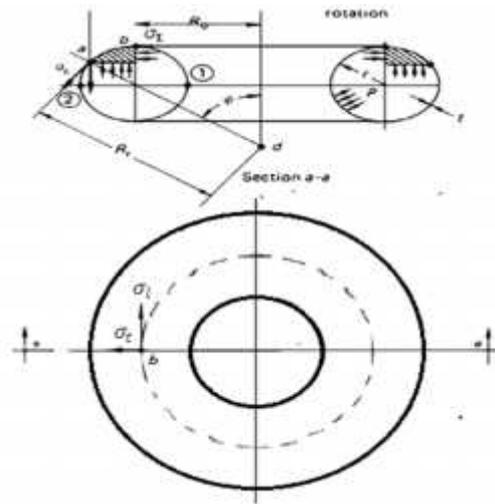
Gambar 11. Kampuh Las Toroidal

D. Teori Membran Shell Toroidal

Semua struktur dengan bentuk menirukan plat yang melengkung tertutup ataupun terbuka disebut dengan shell. Ada dua jenis shell yaitu *thick shell* (shell tebal) dan *thin shell* (shell tipis)., Shell dianggap tipis jika tebal dinding shell sangat kecil bila dibandingkan dengan jari-jari kelengkungan. Tegangan yang terdistribusi pada bidang tegak lurus terhadap permukaan shell dianggap sama untuk seluruh ketebalan shell.

Dalam penentuan tegangan oleh Dean (1939) menyatakan bahwa setiap pemecahan tegangan yang dapat diterima dari membrane shell akan melibatkan bending, yang dipengaruhi oleh tegangan geser yang melalui ketebalan shell itu sendiri. Untuk menentukan Tegangan principal yang terjadi pada toroidal dengan *Arah Longitudinal* (σ_l) dan *Arah Tangential* (σ_t) pada bejana tekan toroidal, bentuk cincin pada bagian toroidal adalah sebuah bentuk yang terisolasi dan

kondisi batas antara *Internal Pressure* dan membrane stress σ_t dapat dilihat pada Gambar 12.



Gambar 12. Geometri Toroidal

$R_t = R/s_i \phi$, radius kelengkungan tangential.

$R_t = r$, radius kelengkungan meridional.

Jadi,

$$\sigma_t = \frac{P(R^2 - R_c^2)}{2t s \phi} = \frac{P}{t} \left[\frac{R^2 + R_c^2}{2R} \right] \quad (4)$$

Pada bentuk toroidal, Tegangan *hoop* yang terjadi adalah sebagai berikut:

$$\sigma_t = \frac{p}{2t} F(R), \quad \text{dengan} \quad F(R) = \begin{cases} \frac{(2R_o+r)}{(R_o+r)} \rightarrow u & e \\ 2 \rightarrow u & c \\ \frac{(2R_o-r)}{(R_o-r)} \rightarrow u & i \end{cases} \quad (5)$$

$$\text{Sehingga pada titik 1, } R = R - r \text{ (intrados):} \quad \sigma_t = \left(\frac{P}{2t} \right) \left[\frac{(2R_o-r)}{(R_o-r)} \right] \quad (6)$$

$$\text{Pada titik 2, } R = R + r \text{ (extrados):} \quad \sigma_t = \left(\frac{P}{2t} \right) \left[\frac{(2R_o+r)}{(R_o+r)} \right] \quad (7)$$

$$\text{Pada titik b, dimana } R = R \text{ (crown)} \quad \sigma_t = \frac{p}{t} \quad (8)$$

Geometri dari sebuah toroidal, tegangan pada arah *hoop* σ_t berbentuk sebuah lingkaran ini berarti persamaan σ_l dan σ_t adalah kebalikan dari silinder lurus. Dan dari persamaan:

$$\left(\frac{\sigma_t}{(R-\phi)}\right) + \left(\frac{\sigma_l}{r}\right) = \frac{P}{t} \quad (9)$$

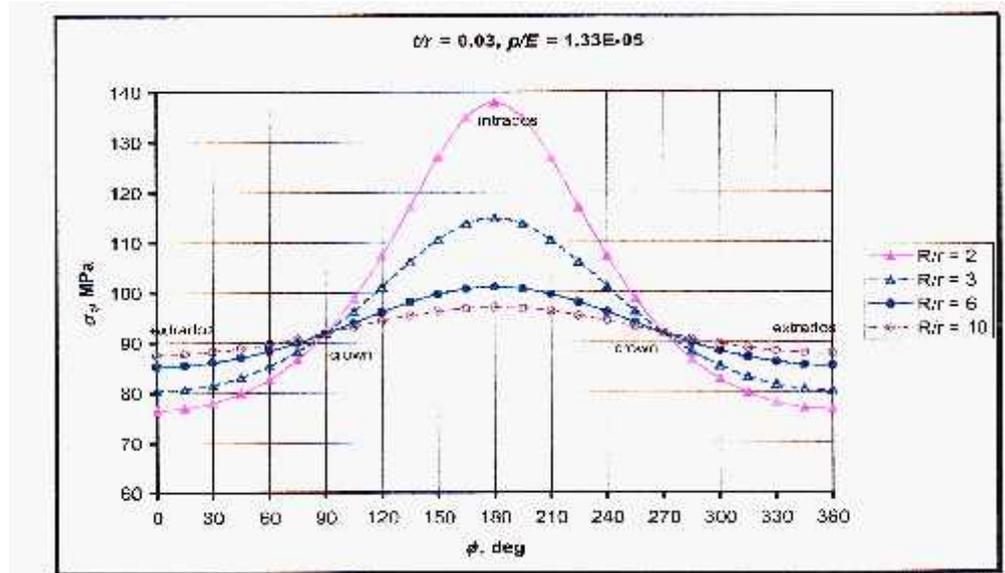
Maka tegangan longitudinal σ_l dapat ditentukan sebagai berikut:

$$\sigma_l = \frac{P(R-R_o)}{2ts\phi} \quad (10)$$

Atau

$$\sigma_l = \frac{P}{2t} \quad (11)$$

σ_l (*constant*) dan σ_t (*variable*) keduanya adalah tegangan tarik principal (*tensile stress*) yang bekerja pada shell. Tegangan σ_t pada titik *b* sama dengan tegangan maksimum pada bentuk silinder. (*Bernard Henry H, 1986*). Tegangan longitudinal dan tegangan hoop dari Persamaan (5, 6, dan 7) dinyatakan sebagai sebuah fungsi dari perbandingan jari-jari 2 buah lingkaran dan dapat terlihat bahwa dari persamaan tersebut stress maksimum terjadi pada bagian *intrados* dan minimum pada bagian *extrados*. Dapat digambarkan grafik tegangan maksimum *hoop stresses* yang terjadi akibat *internal pressurized* $P(P/E= 1.33E-05)$ pada bagian *intrados*, *extrados* dan *crow* pada Gambar 13.



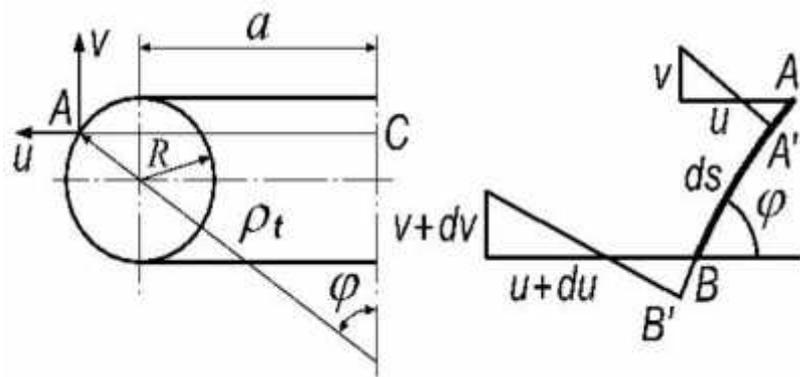
Gambar 13. Distribusi tegangan longitudinal (*hoop stress*) dalam membrane shell Toroidal akibat *internal pressure*.

Untuk menunjukkan bagaimana perilaku membrane shell yang telah diubah untuk perilaku bending (nonlinear) maka dapat dibuat beberapa fungsi R_o/r dari penggunaan Persamaan (5,6, dan 7) pada Tabel 1.

Tabel .1 $f(R)$ pada bagian *Extrados*, *Intrados*, dan *Crown*.

R_o/r	Extrados ($\phi = 0$)	Crown ($\phi = 90$)	Intrados ($\phi = 180$)
2	1.667	2.0	3.000
3	1.750	2.0	2.500
4	1.800	2.0	2.333
5	1.833	2.0	2.250
6	1.857	2.0	2.200
7	1.875	2.0	2.167
8	1.889	2.0	2.143
9	1.900	2.0	2.125
10	1.909	2.0	2.111

Untuk dapat menentukan displacement, dapat dilakukan dengan melambangkan displacement pada arah sejajar dengan sumbu toroidal dengan v . Dan displacement yang tegak lurus sumbu toroidal, dengan u . Seperti terlihat pada Gambar 15.



Gambar 14. Potongan toroidal dalam menentukan displacement

Maka regangan pada bidang tangential adalah:

$$\varepsilon_t = \frac{u}{a} = \frac{u}{a+s} \quad (12)$$

Sedangkan pada arah longitudinal:

$$\varepsilon_l = \frac{AB-A}{A} = \frac{BB-A}{A} \quad (13)$$

$$BB = (u + d) \cos \varphi - (v + d) \sin \varphi$$

$$AA = u \cos \varphi - v \sin \varphi, \quad AB = R$$

Jadi regangan sepanjang bidang longitudinal adalah:

$$\varepsilon_l = \frac{1}{R} \left(\frac{d}{a} \cos \varphi - \frac{d}{a} \sin \varphi \right) \quad (14)$$

Dan sepanjang bidang tangential (V.I. Feodosiev, 2005)

$$\varepsilon_{tm} = \frac{1}{E} (\sigma_{tm} - \mu \sigma_l) \quad (15)$$

E. Teori Kegagalan

Permasalahan yang sering dihadapi oleh para engineer adalah memilih material yang tepat dan lebih spesifik karena berpengaruh terhadap kegagalan dari material tersebut. Kegagalan pada material yang ulet adalah ketika permulaan dari peluluhan material tersebut, sedangkan pada material yang getas, kegagalan dapat disebut dengan fracture (patah).

1. Teori Tegangan Geser Maksimum (Kriteria Tresca)

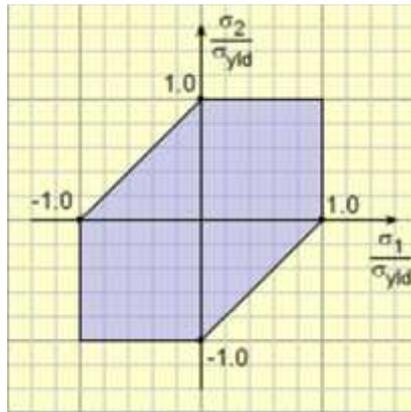
Henri tresca mengemukakan teori tegangan geser maksimum atau tresca yield criterion pada tahun 1968. Teori tegangan geser maksimum memperkirakan kegagalan spesimen yang mengalami beban kombinasi terjadi bila tegangan geser maksimum pada suatu titik mencapai tegangan luluh hasil uji tarik atau uji tekan dan suatu material yang sama. Secara matematis, teori tegangan geser maksimum dapat dituliskan:

$$\tau_m = \tau_y \rightarrow \tau_y = \frac{\sigma_y}{2} \quad (16)$$

Dimana τ_y adalah tegangan luluh yang didapatkan dari uji tarik atau uji tekan

σ_y adalah tegangan luluh untuk pembebanan uniaksial.

Grafik dan teori tegangan geser maksimum untuk sebuah elemen yang mengalami tegangan biaksial diperlihatkan pada Gambar 15.



Gambar 15. Grafik teori tegangan geser maksimum

Grafik tersebut menjelaskan bahwa jika suatu titik pada material yang dikenakan tegangan bidang dan tegangan principalnya digambarkan pada koordinat (σ_1, σ_2) terletak di garis batas atau luar area hexagonal pada gambar maka dapat dikatakan bahwa material tersebut telah gagal.

Teori tegangan geser maksimum untuk tegangan bidang dapat dinyatakan untuk dua tegangan principal bidang sebagai σ_1 dan σ_2 dengan mengikuti criteria :

$$\left. \begin{array}{l} |\sigma_1| = \sigma_y \\ |\sigma_2| = \sigma_y \end{array} \right\} \text{m t i y s c}$$

$$|\sigma_1 - \sigma_2| = \sigma_y \} \text{m t i y b}$$

Untuk sebuah tabung toroidal :

$$\sigma_1 = \left[\frac{p}{2t} \right] \left[\frac{2R - r}{R - r} \right] \qquad \sigma_2 = \frac{p}{2t} \qquad (17)$$

Kedua tegangan ini adalah tarik (kuadran I pada gambar 18), maka menurut criteria tresca :

$$\sigma_1 = \left[\frac{p}{2t} \right] \left[\frac{2R - r}{R - r} \right] = \sigma_y \qquad (18)$$

Dari definisi: $\rho = \frac{R}{r}$, maka persamaan (18) dapat ditulis sebagai :

$$\left[\frac{p}{2t} \right] \left[\frac{2\rho - 1}{\rho - 1} \right] = \sigma_y \qquad (19)$$

Dari persamaan (19) persamaan P_y dapat ditulis sebagai :

$$P_y = \left[\frac{\sigma_y \cdot 2t}{r} \right] \left[\frac{\mu - 1}{2\mu - 1} \right] \quad (20)$$

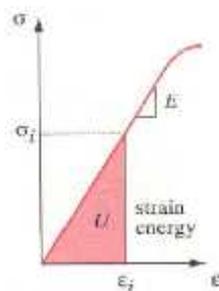
2. Teori Energi Distorsi Maksimum (Kriteria von Mises)

Teori kegagalan ini diperkenalkan oleh Huber (1904) dan kemudian disempurnakan melalui kontribusi Von Mises dan Hencky. Teori ini menyatakan bahwa "Kegagalan diprediksi terjadi pada keadaan tegangan multiaksial bilamana energi distorsi per unit volume sama atau lebih besar dari energi distorsi per unit volume pada saat terjadinya kegagalan dalam pengujian tegangan uniaksial sederhana terhadap specimen dari material yang sama".

Energi regangan akibat distorsi (berkaitan dengan perubahan bentuk) per unit volume, U_d adalah energi regangan total per unit volume, U dikurangi energi regangan akibat beban hidrostatis (berkaitan dengan perubahan volume) per unit volume, U_h

$$U_d = U - U_h \quad (21)$$

Energi regangan total per unit volume, U adalah luas dibawah kurva tegangan-regangan (Gambar 16)



Gambar 16. Energi regangan yang tersimpan pada elemen terdefleksi

$$u = \frac{1}{2}(\sigma_1 \varepsilon_1 + \sigma_2 \varepsilon_2 + \sigma_3 \varepsilon_3)$$

$$u = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2 \sigma_3 + \sigma_3 \sigma_1)] \quad (22)$$

Dimana : $\varepsilon_1 = \frac{1}{E}(\sigma_1 - \nu\sigma_2 - \nu\sigma_3)$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{E}(\sigma_2 - \nu\sigma_1 - \nu\sigma_3)$$

$$\varepsilon_3 = \frac{1}{E}(\sigma_3 - \nu\sigma_1 - \nu\sigma_2)$$

Tegangan utama terdiri atas komponen hidrostatik (σ_h) dan distorsi (σ_{id}) :

$$\sigma_i = \sigma_h + \sigma_{id} \quad (23)$$

Sehingga

$$\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 = 3\sigma_h + (\sigma_{1d} + \sigma_{2d} + \sigma_{3d})$$

$$3\sigma_h = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 - (\sigma_{1d} + \sigma_{2d} + \sigma_{3d})$$

Komponen hidrostatik tegangan, σ_h terjadi hanya akibat perubahan volumetrik

($\sigma_{id} = 0$)

$$\sigma_h = \frac{(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)}{3} \quad (24)$$

Energi regangan hidrostatik, U_h didapatkan dengan mensubstitusi σ_h pada

persamaan 22 :

$$U_h = \frac{1}{2E} [\sigma_h^2 + \sigma_h^2 + \sigma_h^2 - 2\nu(\sigma_h \sigma_h + \sigma_h \sigma_h + \sigma_h \sigma_h)] = \frac{3(1-2\nu)}{2E} \sigma_h^2$$

$$U_h = \frac{3(1-2\nu)}{2E} \left(\frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \right)^2$$

$$U_h = \frac{1-2\nu}{6E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2 \sigma_3 + \sigma_1 \sigma_3)] \quad (25)$$

sehingga :

$$U_d = U - U_h$$

$$U_d = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_1\sigma_3)] -$$

$$\frac{1-2\nu}{6E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_1\sigma_3)]$$

$$U_d = \frac{1+\nu}{3E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3] \quad (26)$$

Pendekatan kriteria kegagalan dilakukan dengan membandingkan energi distorsi per unit volume pada persamaan 26 dengan energi distorsi saat terjadi kegagalan pada uji tarik.

$$\frac{1+\nu}{3E} S_y^2 = U_d = \frac{1+\nu}{3E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3]$$

$$S_y^2 = \sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3$$

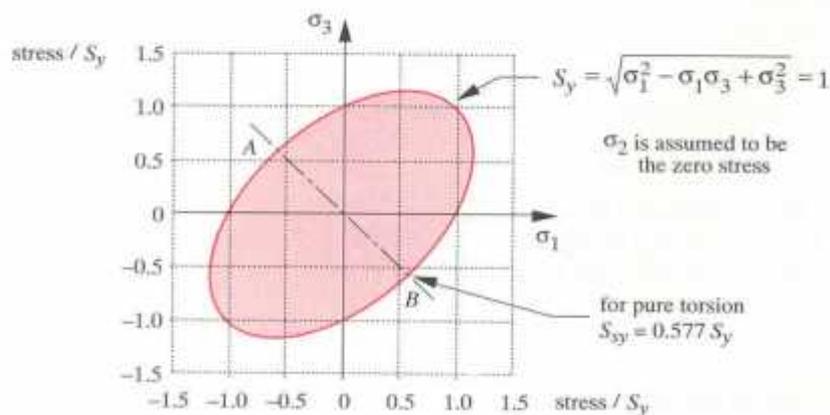
$$S_y = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} \quad (27)$$

Untuk keadaan tegangan 2 dimensi, $\sigma_2 = 0$ maka :

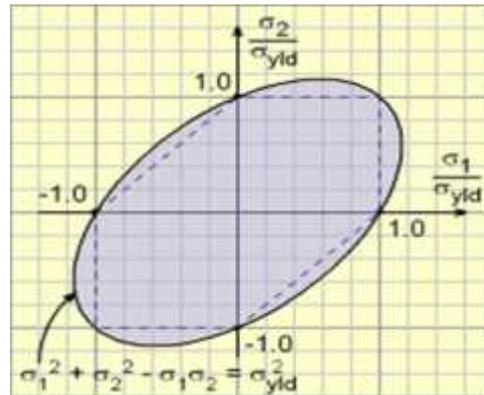
$$S_y = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2} \quad (28)$$

Persamaan (28) akan menghasilkan grafik seperti diperlihatkan pada Gambar 17.

Persamaan ini menggambarkan bahwa jika tegangan pada suatu titik di material terletak pada batas atau luar kurva ellips maka material tersebut sudah gagal.



Gambar 17. Grafik Teori Energi Distorsi Maksimum



Gambar 18. Grafik Perbandingan Antara Teori Tresca Dan Teori Von Mises

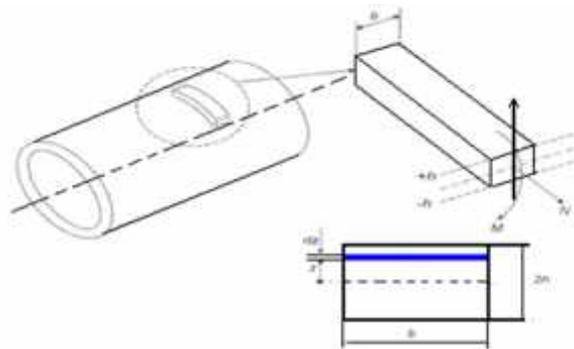
Perbandingan dua kriteria kegagalan dapat dilihat pada Gambar 18. Kedua kriteria memberikan hasil yang sama ketika tegangan principal yang diberikan sama atau ketika satu dari tegangan principal yang diberikan adalah nol dan yang lain memiliki nilai dari σ_y . Atau dengan kata lain jika material diberikan tegangan geser murni maka teori tersebut menghasilkan ketidakcocokan yang sangat besar dalam memprediksi kegagalan. Pada uji torsi actual, digunakan untuk mengembangkan sebuah kondisi geser murni pada specimen ductile, memperlihatkan bahwa teori maksimum distorsi energy memberikan hasil yang lebih akurat sebesar 15 % dibanding dengan teori tegangan geser maksimum.

F. Limit Tekanan

Kegagalan suatu material dipengaruhi oleh banyak hal sesuai dengan kondisi kerjanya. kemungkinan kegagalan material dapat disebabkan oleh kesalahan dalam mendesain, fabrikasi material yang tidak tepat dan banyak lagi hal-hal lainnya. Penyebab yang paling utama terletak pada proses dalam pemilihan material karena dalam proses pemilihan material ini harus disesuaikan dengan

kondisi kerjanya sehingga kegagalan premature dapat dihindari. Karena dalam penelitian ini mengenai bejana tekan maka pemilihan dari material yang benar merupakan suatu hal yang sangat penting. Banyak pertimbangan-pertimbangan yang menentukan dalam pemilihan material untuk mendesain bejana tekan salah satunya adalah kemampuan material dalam menahan beban atau tekanan yang terjadi sesuai dengan kondisi kerjanya. Kemampuan komponen dalam menahan beban maksimum hingga terjadinya kegagalan disebut dengan limit load. Oleh karena itu dalam mendesain harus dihitung limit load komponen untuk dapat memprediksi kegagalan dari komponen yang akan dibuat.

Sebuah contoh penting mengenai limit load dapat diamati pada beam sebagai pemodelan dasar dinding shell yang mengalami tegangan dan bending, seperti ditunjukkan pada Gambar 19.



Gambar 19. Dinding Shell Yang Dianalisis Sebagai Beam

Diketahui bahwa σ_z adalah tegangan circumferential (keliling) pada jarak z dan permukaan tengah dinding. Pada titik z dapat disusun persamaan dimana M dan N merupakan gaya yang diterima oleh beam tersebut

$$M = F \cdot z = \int_{-n}^n \sigma \cdot z = \int_{-n}^n \sigma \cdot d = b \int_{-n}^n \sigma \cdot d \quad (29)$$

$$N = \int_{-n}^n \sigma = \int_{-n}^n \sigma \cdot d = b \int_{-n}^n \sigma \cdot d \quad (30)$$

Karena perilaku beam tersebut adalah sepenuhnya elastis, kedua persamaan ini dapat disederhanakan menjadi:

$$\sigma(z) = \frac{N}{A} + \frac{M}{I} \quad (31)$$

Dimana:

$$A = 2bh \quad (\text{luas area potongan beam})$$

$$I = \frac{bl^3}{1} = \frac{b(2h)^3}{1} = \frac{2}{3} bh^3 \quad (\text{momen inersia luas potongan beam})$$

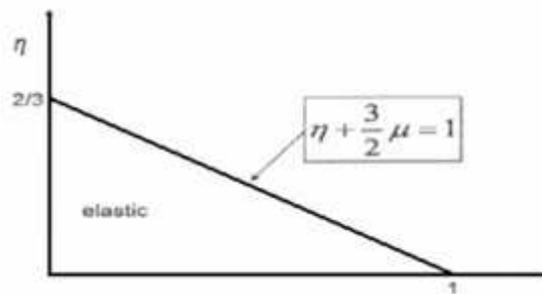
Dengan asumsi material bersifat *elastic-perfectly plastic* dengan yield stress σ_y , momen sebesar M , dan gaya sebesar N , maka yield pertama kali akan terjadi akibat tegangan pada lapisan terluar ($z \pm h$), ketika:

$$\frac{N}{2bh} + \frac{3}{2} \frac{M}{bh^2} = \sigma_y \quad (32)$$

$$\text{Atau} \quad \eta + \frac{3}{2} \mu = 1 \quad (33)$$

Dimana : $\eta = \frac{N}{2bh\sigma_y}$ dan $\mu = \frac{M}{b\sigma_y h^2}$

Persamaan (33) disebut juga kondisi awal *yield (Initial Yield Condition)* yang dapat diamati pada Gambar 20.

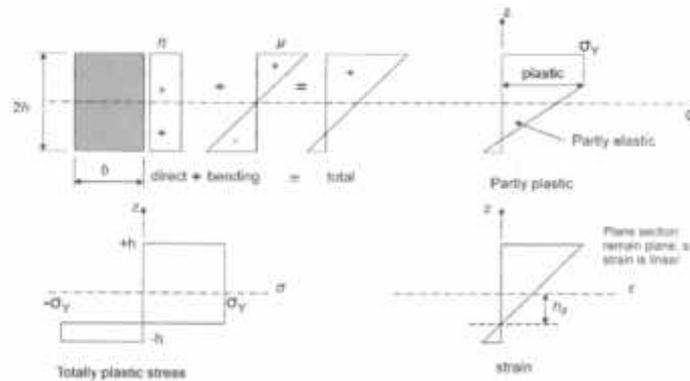


Gambar 20. Kondisi Awal *Yield*

Secara matematis, distribusi tegangan dapat ditulis sebagai;

$$\sigma(z) = \begin{cases} \sigma_y & \text{untuk } z \geq -h_0 \\ -\sigma_y & \text{untuk } z > -h_0 \end{cases}$$

Jika beban semakin bertambah, plastisitas akan menyebar ke seluruh dinding shell seperti terlihat pada Gambar 21.



Gambar 21. Pertambahan Plastisitas di Dalam Beam

Dari persamaan (29) diperoleh:

$$M = b \int_{-h}^h \sigma \cdot z \cdot d = b \int_{-h_0}^{-h} (-\sigma_y) z \cdot d + \int_{-h_0}^{-h} (\sigma_y) z \cdot d$$

$$M = b\sigma_y \left\{ -\frac{z^2}{2} \Big|_{-h_0}^{-h} + -\frac{z^2}{2} \Big|_{h_0}^{-h} \right\}$$

$$M = b\sigma_y \left\{ \left(-\frac{h\sigma^2}{2} + \frac{h^2}{2} \right) + \left(\frac{h^2}{2} - \frac{h\sigma^2}{2} \right) \right\}$$

$$M = b\sigma_y (h^2 - h\sigma^2) \quad (34)$$

Dan dari persamaan (30) diperoleh:

$$N = b \int_{-h}^h \sigma \cdot d = b \left[\int_{-h_0}^{-h} (-\sigma_y) d + \int_{-h_0}^{-h} (\sigma_y) z d \right]$$

$$N = b\sigma_y \left\{ -z \begin{vmatrix} -h\sigma \\ h \end{vmatrix} + z \begin{vmatrix} -h \\ h\sigma \end{vmatrix} \right\}$$

$$N = b\sigma_y \{ (h\sigma + (-h)) + (h + h\sigma) \}$$

$$N = 2b\sigma_y h\sigma \quad h\sigma = \frac{N}{2bh\sigma_y} \quad (35)$$

Dengan mensubstitusi persamaan (34) dan (35), dapat diketahui bahwa:

$$M = b\sigma_y \left(h^2 - \left(\frac{N}{2bh\sigma_y} \right)^2 \right)$$

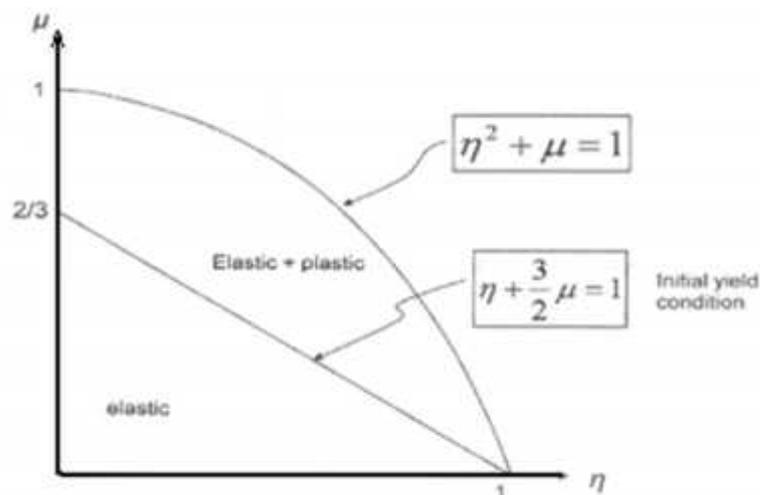
$$\frac{M}{bh^2\sigma_y} = h^2 \left(1 - \left(\frac{N}{4b^2h^2\sigma_y^2} \right)^2 \right)$$

$$\frac{M}{bh^2\sigma_y} + \left(\frac{N}{2bh\sigma_y} \right)^2 = 1 \quad \text{kondisi batas (limit condition)} \quad (36)$$

Persamaan (35) dan (36) dapat ditulis sebagai

$$\mu + \eta^2 = 1 \quad (37)$$

Kondisi *Awal Yield* dan kondisi batas ditunjukkan dalam diagram interaksi, dan kondisi batas pada diagram interaksi ini disebut *Limit Surface*.



Gambar 22. Diagram Interaksi

Dan diagram interaksi, perlu memiliki sebuah kondisi

$$\left. \begin{array}{l} \frac{M}{bh^2\sigma_y} \\ \frac{N}{2bh^2\sigma_y} \end{array} \right\} \begin{array}{l} 1 \\ 1 \end{array} \quad (38)$$

Limit load untuk beam dalam keadaan *bending* (*Limit Moment*), dengan memasukkan nilai $N=0$ dari persamaan (36) maka M_L dapat diperoleh:

$$M_L = \sigma_y bh^2 \quad (39)$$

dengan memasukkan nilai $N=0$ ke persamaan (32) maka *Yield Moment*, M dapat diperoleh:

$$M = \frac{2bh^3}{3} \sigma_y \quad (40)$$

Dari dua persamaan terakhir, dapat diketahui bahwa M :

$$\frac{M_L}{M_y} = 1.5 \quad (41)$$

Dapat disimpulkan bahwa kondisi plastic terjadi pada semua ketebalan dinding shell dengan nilai momen 1,5 dari *Yield Moment* pertama kali.

Jika kita masukan nilai $M=0$ dari persamaan (35), kita dapat menentukan bagian yang sepenuhnya plastic ketika :

$$N_L = 2bh\sigma_y \quad (42)$$

Nilai untuk *yield* (luluh) pertama akibat gaya yang diberikan dapat diperoleh dari persamaan (32) dengan nilai $M = 0$ sehingga:

$$N_y = 2bh\sigma_y \quad (43)$$

Dari persamaan (42) dan (43) maka dapat diperoleh:

$$\frac{N_L}{N_y} = 1 \quad (44)$$

G. Nosel Non Radial

Nosel adalah alat yang dirancang untuk mengontrol arah atau karakteristik dari aliran fluida (khususnya untuk meningkatkan kecepatan) pada saat keluar atau masuk suatu ruang tertutup atau pipa melalui suatu lubang.

Nosel mengalami dua jenis pembebanan yang dapat terjadi secara terus menerus yaitu tekanan (*pressure*) dan beban external (*external loading*).

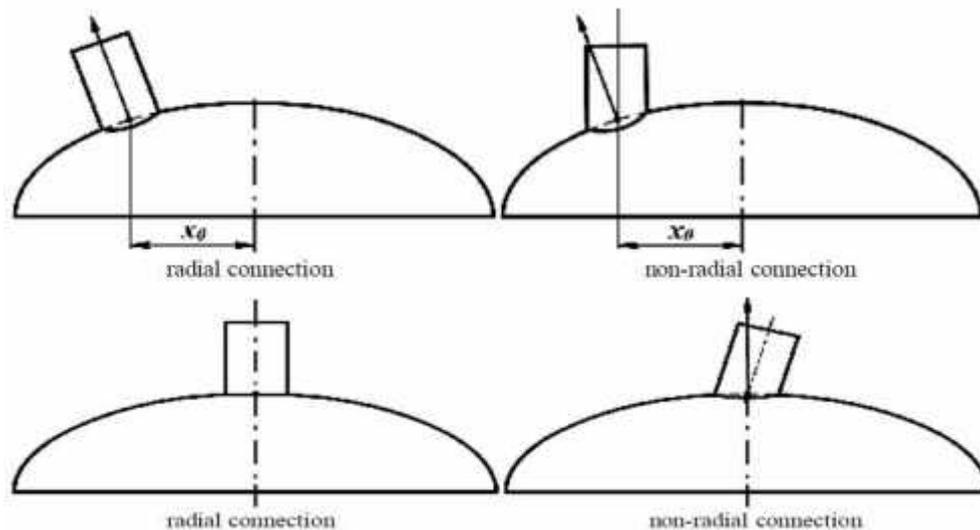
Macam-macam tegangan (*stress*) yang terjadi pada daerah transisi antara nosel dan bejana (*nosel / vessel junction*) dapat dikategorikan sebagai berikut:

1. *Membrane stress (local)* karena internal pressure adalah *primary stress*
2. *Bending stress* karena *internal pressure* adalah *secondary stress*
3. *Membrane stress (local)* karena *external pressure* termasuk kategori *local primary membrane stress* apakah sumber pembebanannya secara *mechanical* atau *thermal*.
4. *Bending stress* karena beban eksternal termasuk kedalam kategori *secondary stress*.
5. Kenaikan *stress* (tegangan) karena transisi dari *vessel* ke nosel sebaiknya dikategorikan sebagai *peak stress* dan dapat dipertimbangkan ketika penilaian kelelahan (*fatigue*) dibutuhkan. Jumlah peningkatan *stress* sangat bergantung pada *geometry actual weld* (pengelasan).

Radial dapat diartikan sebagai bentuk yang berkaitan dengan jari-jari atau radius lingkaran. Bentuk radial adalah bentuk yang terjadi akibat penyebaran sebuah garis yang berpusat pada sebuah titik, seperti jari-jari roda pada sepeda motor.

Sedangkan untuk bentuk non radial adalah bentuk yang tidak mengarah ke titik pusat benda sebagaimana bentuk radial sehingga memiliki sudut terhadap garis

normal yang ada pada bentuk radial. Begitu pula dengan nosel radial dan non radial. Nosel radial dipasang sepanjang radius dari penampang suatu benda. Sedangkan nosel non radial tidak sejajar dengan radius penampang benda. Contoh perbandingan bentuk nosel radial dan non radial pada sebuah *ellipsoidal head* dapat dilihat pada gambar 23.



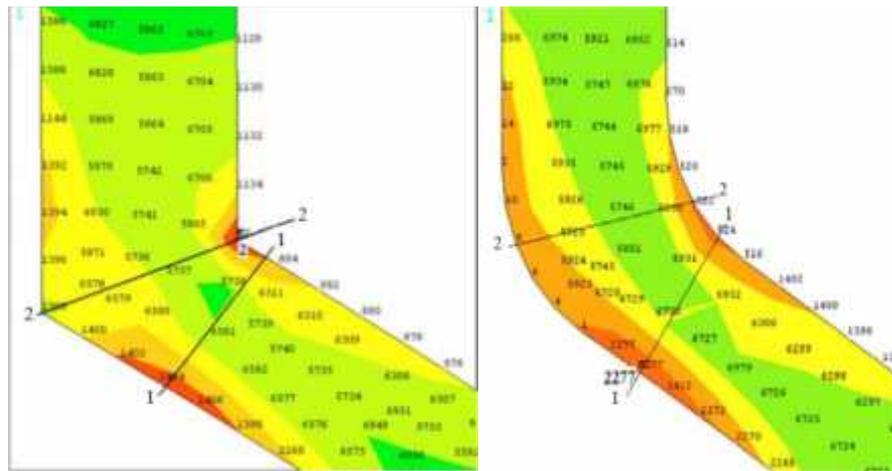
Gambar 23 . Contoh perbandingan bentuk nosel radial dan non radial pada *ellipsoidal head*.

H. Interseksi Nosel

Banyak penelitian-penelitian yang telah dilakukan untuk mempelajari perilaku stress pada interseksi nosel. Sebagai contoh pengaruh pemasangan nosel pada *torispherical shell*, *spherical shell* maupun *cylindrical shell*. Dari hasil penelitian - penelitian tersebut mengungkapkan bahwa untuk semua jenis pembebanan, tegangan yang tertinggi terjadi pada sambungan antara nosel dan *vessel* (shell) karena ada geometri yang diskontinyu.

Bentuk dari geometri transisi nosel dan *vessel* berpengaruh terhadap tegangan yang terjadi. Pada geometri transisi yang memiliki sudut tajam (*sharp angle*)

akan menghasilkan tegangan yang paling tinggi bila dibandingkan dengan geometri transisi yang berbentuk melengkung (Luo dkk, 2012). Perbedaan dari geometri transisi dengan sudut yang tajam dan melengkung dapat dilihat pada Gambar 24.



Gambar 24. Gambar contoh perbedaan geometri transisi dengan sudut yang tajam (kiri) dengan melengkung (kanan). [Luo dkk, 2012]

Stress intensity karena *internal pressure* dapat lebih besar daripada prediksi dengan menggunakan metode analitik. Hal ini terjadi karena intensitas tegangan (*Stress Intensity*) maksimum pada dinding nosel lebih besar daripada dinding shell sering kali diakibatkan oleh ketebalan dinding nosel kurang dari ketebalan shell (Dekker dkk, 2007).