

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

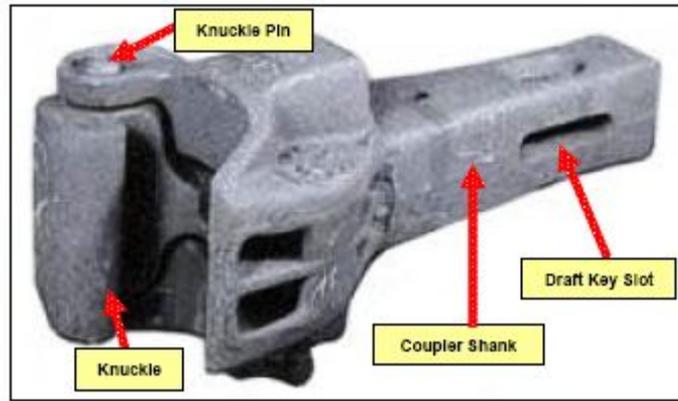
2.1 Penelitian Terdahulu

Mykolas Daunys, Donata Putnaite, Zilvinas Bazaras, *Principles For Modelling Technological Processes Investigation Into The Strength And Durability Of Automatic Coupler Sa-3 In Railway Carriages*, 2009. Dalam penelitian ini dilakukan analisa ketahanan kopler otomatis pada gerbong kereta api dengan mengubah jari-jari kopler kereta api untuk mengurangi konsentrasi tegangan. Dari hasil penelitian didapatkan bahwa tegangan maksimum terjadi pada daerah transisi antara kepala dan tubuh kopler otomatis kereta api. Dengan mengubah jari-jari kopler, akan mengurangi konsentrasi tegangan yang terjadi pada kopler. Dengan meningkatkan jari-jari r_1 , konsentrasi tegangan berkurang sebesar 8% dan dengan meningkatkan jari-jari r_2 , konsentrasi tegangan berkurang sebesar 25%. Penggabungan peningkatan kedua jari-jari akan lebih menurunkan konsentrasi tegangan hingga sebesar 34%. Selain itu, hasil penelitian juga mendapatkan bahwa dengan adanya beban *overload* statis dapat menyebabkan kerusakan yang berbahaya pada kereta api. Penambahan radius kopler dapat menurunkan konsentrasi tegangan dan perlu adanya pemeriksaan pada konektor secara menyeluruh.

Misbakhul Munir, Analisa Tegangan Sepatu Rem Kereta Api Penumpang Dengan Memperhitungkan Temperatur Yang Timbul Akibat Operasi Pengeraman Menggunakan Metode Elemen Hingga. Dari penelitian tersebut, dihasilkan bahwa distribusi tegangan pada sepatu rem akibat beban gabungan, maka sepatu rem belum mengalami kegagalan atau kerusakan, dimana tegangan geser masih lebih kecil dari harga yang diijinkan. Sedangkan dengan kriteria Von Mises, tegangan yang diperoleh di bawah nilai kekuatan *yield* material.

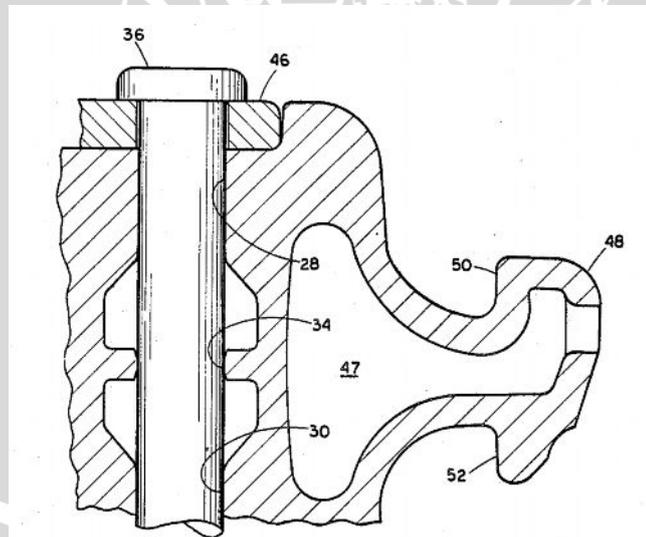
2.2 Knuckle Kopler Kereta Api

Rangkaian kereta api minimal terdiri dari dua unit kendaraan untuk bisa melayani angkutan penumpang dan barang. Unit yang ada dalam rangkaian kereta api adalah lokomotif dan gerbong kereta. Kopler merupakan komponen kereta api yang menghubungkan lokomotif dan gerbong kereta.



Gambar 2.1 Kopler dan Bagiannya
 Sumber : Australian Transport Safety Bureau. 2006/2007

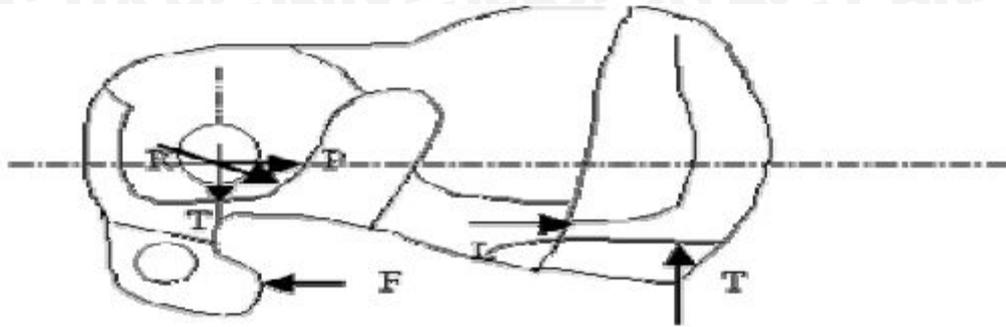
Pada gambar 2.1 terlihat bahwa kopler kereta api terdiri dari beberapa bagian yaitu *knuckle*, *knuckle pin*, *coupler shank*, dan *draft key slot*. Standar kopler yaitu berpasangan dengan kopler lain untuk menghubungkan *knuckle* kopler. Permukaan depan *knuckle* kopler menunjukkan tekanan yang ditandai dengan indikasi keausan dan deformasi plastis pada daerah konsentrasi tegangan yang tinggi. Standar *knuckle* dari tipe kopler yang meneruskan gaya tarik dari *knuckle* ke kopler melalui *pulling lugs* dan pin pelindung. *Knuckle* di bawah kondisi permukaan geser, menyebabkan deformasi plastis pada permukaan dan keausan material.



Gambar 2.2 Penampang *Knuckle*
 Sumber : Elliot. 1987

Knuckle kopler yang melingkari *knuckle pin* yang mendukung tubuh kopler, terletak diantara lubang atas dan lubang bawah dari *knuckle pin* seperti tampak pada gambar 2.2 di atas.

Desain *knuckle* kopler adalah untuk meneruskan gaya-gaya yang bekerja untuk menarik gerbong dan *knuckle* pin. Adapun gaya-gaya yang bekerja pada *knuckle* kopler tampak pada gambar 2.3 :



Gambar 2.3 Gaya pada *knuckle* kopler
Sumber : A. Khan, B.K. Chen. 2004

Ketika suatu kopler dari suatu area terjadi retak lelah yang kecil, ketiadaan permukaan yang elastis dan adanya korosi menandakan terjadinya patah akibat kelelahan material secara tiba-tiba. Disebabkan karena adanya pengereman yang biasa terjadi pada peristiwa-peristiwa sebelum kecelakaan dan permukaan patah ditunjukkan dengan ciri-ciri yang konsisten dengan adanya tegangan patah yang berlebih. Peristiwa kopler yang mengalami patah di bagian *knuckle* akibat rambatan retak tampak pada gambar 2.4.



Gambar 2.4 Kopler yang mengalami patah di bagian *knuckle* akibat rambatan retak
Sumber : A. Khan, B.K. Chen. 2004

2.2.1 Material *Knuckle* Kopler Kereta Api

Material dari *knuckle* kopler juga menentukan kegagalan yang dialami pada kopler kereta api. Kekuatan material ini mempengaruhi kemampuan *knuckle* kopler untuk mendapatkan pembebanan berulang. Standar material yang digunakan pada *knuckle* kopler kereta api adalah *low alloy medium carbon cast steel* tipe AS 2074 (A. Khan, 2004).

Kekuatan dari material untuk menahan beban juga mempengaruhi umur dari *knuckle* kopler kereta api. Semakin kuat material untuk menahan beban, maka umur *knuckle* kopler akan semakin lama. Baja cor selain memiliki keuntungan konsistensi material dalam segala arah, tetapi juga memiliki kemampuan bentuk coran kompleks yang relatif bebas dari *internal stress* dan distorsi (A. Khan, 2004).

Tabel 2.1 Komposisi paduan material AS 2074

Element % wt	C	Mn	Si	P	S
AS2074	0.28-	1.85	-	0.04	0.04
L6B-2	0.32				

Sumber : A. Khan, B.K. Chen, 2004

Material AS 2074 merupakan salah satu logam paduan. Material tersebut digolongkan menjadi *low carbon medium carbon cast steel*. Dari komposisi kandungan paduan yang tampak pada tabel 2.1, maka dapat diketahui bahwa kandungan *carbon* (C) sebanyak 0.28 – 0.32 %, kandungan mangan (Mn) sebanyak 1.85 %, kandungan *phosfor* (P) sebanyak 0.04 % dan kandungan *sulfur* (S) sebanyak 0.04 %. Komposisi paduan ini nantinya mempengaruhi kekuatan material dari komponen tersebut. Spesifikasi dari *low carbon medium carbon cast steel*, dengan penambahan unsur paduan yang lebih tinggi memungkinkan untuk meningkatkan umur pada komponen, tetapi harganya lebih mahal (A. Khan, B.K Chen).



Gambar 2.5 Mikrostruktur AS 2074

Sumber : A. Khan, B.K. Chen, 2004

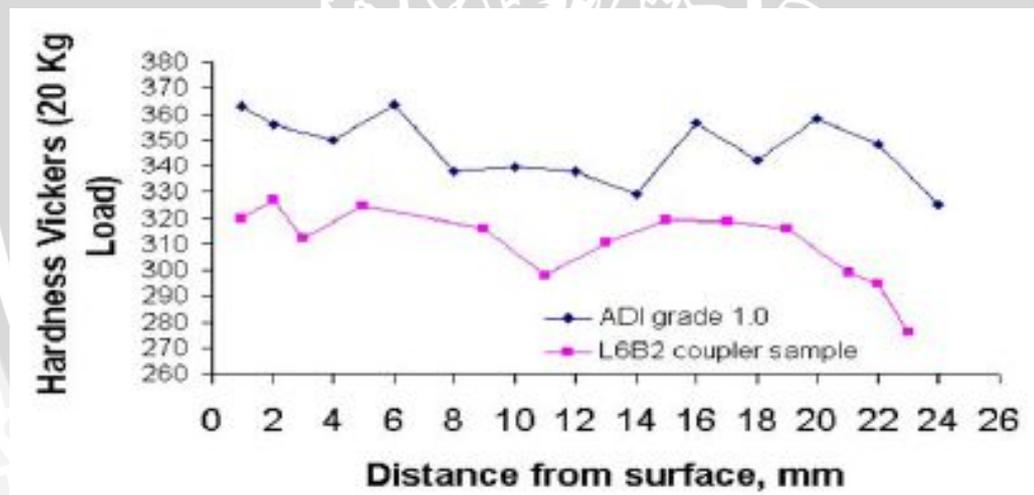
Pada gambar 2.5 menunjukkan tipe mikrostruktur dari *low alloy medium carbon cast steel*. Dari hasil pengujian tersebut, menunjukkan variasi dalam bentuk mikronya. Struktur yang membentuknya adalah *pearlite*, *tempered martensite* dan campuran *carbide*.

Tabel 2.2 Kekuatan material AS 2074

Specimen ID	0.2% Yield Strength (MPa)	Tensile Strength (MPa)	Elongation (%)	Reduction of Area (%)
L6B-2 (min)	690	825	12.0	NA

Sumber : A. Khan, B.K. Chen. 2004

Kekuatan material mempengaruhi kemampuan suatu komponen untuk menerima *shock load*. Dalam tabel 2.2, dapat diketahui bahwa material AS 2074 memiliki *yield strength* sebesar 690 Mpa dan *tensile strength* sebesar 825 Mpa dengan *elongation* 12.0 %.



Gambar 2.6 Distribusi kekerasan sepanjang penampang material AS 2074

Sumber : A. Khan, B.K. Chen. 2004

Kekerasan suatu material berpengaruh terhadap kemampuan material menahan *shock load* yang terjadi hingga mengalami patah. Semakin keras suatu material, maka bersifat *brittle* dan retak akan cepat merambat, dan apabila suatu material memiliki sifat *ductile*, maka retak tidak merambat sehingga dapat memperlama umur suatu komponen. Dari gambar 2.6, dapat diketahui besar kekerasan dan distribusi kekerasan yang dimiliki sepanjang penampang material. Dari gambar tersebut, didapatkan kecenderungan bahwa kekerasan di daerah permukaan lebih tinggi daripada kekerasan di daerah pusat.

Kekerasan terbesar terletak pada titik ke-2 dan terendah pada titik ke-13. Dari grafik tersebut juga dapat diketahui bahwa kekerasan dari material AS 2074 adalah 308.07 Mpa.

Distribusi kekerasan pada suatu material memiliki hubungan terhadap kekuatan tarikannya. Kekerasan specimen sebanding dengan kekuatan tarik yang dimiliki oleh specimen tersebut. Semakin tinggi kekerasan pada specimen tersebut, maka kekuatan tarikannya juga akan semakin besar. Apabila semakin rendah kekerasan pada specimen tersebut, maka kekuatan tarikannya juga akan semakin kecil. Hal ini disebabkan karena apabila specimen semakin mudah mengalami patah, maka kekuatan tarikannya rendah. Specimen yang memiliki kekerasan tinggi memiliki kecenderungan untuk cepat patah, sehingga memiliki kekuatan tarik yang rendah. Dari grafik kekerasan, dapat diketahui bahwa kekuatan tarik paling rendah terletak pada titik 13 dan kekuatan tarik paling tinggi terletak pada titik 2.

2.2.2 Perlawanan Jalan Pada Rangkaian Kereta Api

Apabila sebuah lokomotif sebagai alat-traksi (alat penarik) harus menarik sebuah rangkaian kereta api, maka untuk dapat bergerak maju di atas rel, harus bisa mengatasi semua perlawanan yang timbul (Subyanto, 1977).

Untuk perhitungan perlawanan rangkaian kereta juga dipergunakan rumus-rumus empiris. Berdasarkan atas hasil percobaan dari Ir. P. De Gruyter, pada bulan Juli 1988, maka untuk kereta-kereta penumpang dipergunakan rumus hasil percobaannya :

$$W_{spbc} = 2.5 + \frac{0.75}{q} \left(\frac{V+10}{10} \right)^2 + i \quad (2 - 1)$$

Dengan :

q = berat kereta kosong rata-rata (ton)

V = kecepatan kereta api (km/jam)

Kalau seandainya berat total dari seluruh rangkaian ini kita akan mendapatkan besarnya perlawanan total dari seluruh rangkaian, yaitu sebesar :

$$W_r = G_r \cdot W_{spbc} \quad (2 - 2)$$

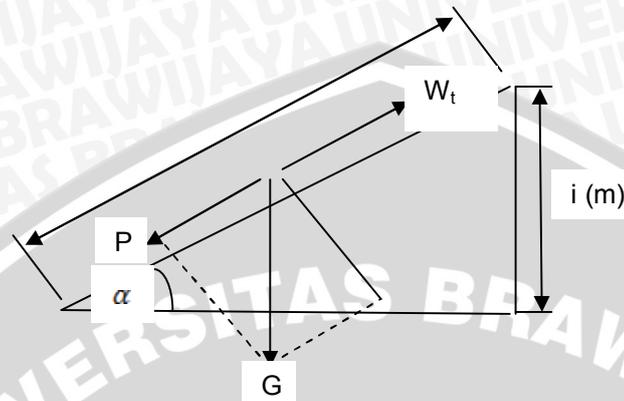
Dengan :

Wr = perlawanan total

Gr = berat total (Kg)

Perlawanan tanjakan hanya dijumpai pada waktu menanjak yaitu pada waktu menjumpai tanjakan yang positif. Apabila menjumpai suatu turunan, yang berarti suatu

tanjakan yang negatif, maka bukannya suatu perlawanan yang akan dihadapi tetapi justru mendapatkan tambahan gaya dorong untuk melaju, sehingga diperlukan suatu pengereman untuk mempertahankan batas kecepatan yang diperkenankan (Subyanto, 1977).



Gambar 2.7 Sketsa Tanjakan Rel Kereta Api
Sumber : Subyanto. 1977

Yang diartikan tanjakan sebesar $= + i \text{ } ^{\circ}/_{00}$ ialah pada jarak sejauh 1000 m, maka baan kereta api naik setinggi $+ i$ meter, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.7 (Subyanto, 1977). Dari gambar tersebut, maka didapatkan :

$$P = G \cdot \sin \alpha \quad (2 - 3)$$

Dengan :

P = gaya dorong kereta (Kg)

G = berat gerbong (Kg)

Batas-batas tanjakan (i) maksimum yang diperkenankan untuk beberapa jenis kendaraan atau baan, yaitu sebagai berikut :

- Untuk lokomotif adhesi : $i \text{ max} = 40 \text{ } ^{\circ}/_{00}$
- Untuk lokomotif gigi : $i \text{ max} = 60 - 80 \text{ } ^{\circ}/_{00}$
- Untuk autoban : $i \text{ max} = 800 \text{ } ^{\circ}/_{00}$
- Untuk kabelbaan : $i \text{ max} = 800 - 1000 \text{ } ^{\circ}/_{00}$

(Subyanto, 1977)

Ditinjau dari besarnya tanjakan, maka pada jalan kereta api diadakan dua penggolongan, yaitu :

- Baan datar, untuk tanjakan sampai $10 \text{ } ^{\circ}/_{00}$
- Baan pegunungan, untuk tanjakan lebih dari $10 \text{ } ^{\circ}/_{00}$ (Subyanto, 1977)

2.3 **Shock Load**

Shock load merupakan pembebanan yang diberikan secara tiba-tiba dan pembebanan tersebut merupakan beban yang sangat besar. Adanya *shock load* dapat merusak bahan tersebut.

Dalam perjalanan kereta api, *shock load* sering terjadi di sepanjang jalan. *Shock load* sering mengakibatkan rusaknya *knuckle* kopler. Hal ini disebabkan karena dengan adanya *shock load*, maka tegangan yang terkonsentrasi akan menjadi bertambah besar. Besarnya tegangan terkonsentrasi ini akan mempercepat rusaknya *knuckle* kopler. Adapun besar *shock load* merupakan dua kali lipat beban statis biasa (David J. Grieve, 2005).

2.4 **Kelelahan (*Fatigue*)**

Kelelahan logam adalah suatu proses yang mana terdapat kegagalan premature atau kerusakan dari suatu komponen yang disebabkan beban berulang. Suatu kegagalan *fatigue* bermula dari sebuah retakan kecil. Pengaruh pemusatan tegangan menjadi bertambah besar dan retak akan merambat lebih cepat. Pengujian kekuatan *fatigue* sudah sering digunakan sebagai analisa untuk memprediksi umur dari suatu komponen.

2.4.1 **Beban Siklus**

Beban dibagi menjadi dua jenis, yaitu beban statik dan beban dinamis. Beban siklus merupakan beban dinamis. Beban siklus adalah beban yang berubah terhadap waktu. Beban-beban ini dan jenis beban lainnya yang terjadi dalam anggota-anggota mesin menghasilkan tegangan yang disebut tegangan berulang (*repeated stresses*), tegangan bolak-balik (*alternating stresses*), atau tegangan berfluktuasi (*fluctuating stresses*) (E. Shigley, 1986).

2.4.2 **Komponen Tegangan Siklus**

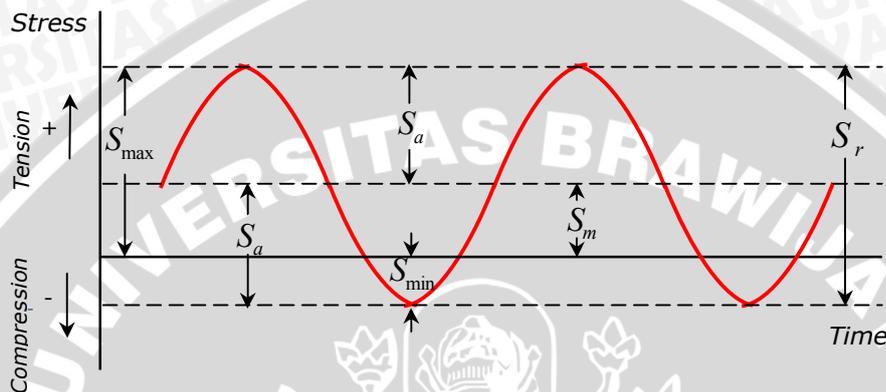
Pembebanan berulang yang diberikan pada suatu komponen tentunya memiliki tegangan maksimum dan tegangan minimum. Tegangan maksimum yang diberikan pada material sebenarnya masih di bawah kekuatan akhir dari bahan tersebut dan bahkan cukup sering berada di bawah tegangan *yield* (E. Shigley, 1986). Tegangan ini diberikan pada benda dalam waktu yang lama hingga mengalami kegagalan. Kegagalan akibat beban siklus ini disebut suatu *fatigue failure*.

Faktor yang paling menentukan terjadinya kegagalan *fatigue* adalah adanya siklus tegangan atau pembebanan yang berulang (*cyclic*). Rasio tegangan yang

diberikan, R , mempunyai pengaruh yang berarti pada laju pertumbuhan retak. Seperti dijelaskan sebelumnya, rasio tegangan didefinisikan sebagai perbandingan antara tegangan minimum dengan tegangan maksimum seperti pada Persamaan (2 - 4).

$$R = \frac{S_{\min}}{S_{\max}} = \frac{K_{\min}}{K_{\max}} \quad (2 - 4)$$

Komponen-komponen dari siklus tegangan berfluktuasi ditunjukkan oleh Gambar 2.8 di bawah ini.



Gambar 2.8 Model pembebanan berulang
Sumber : George E. Dieter. 1988

Pembagian komponen siklus tegangan berfluktuasi pada Gambar 2.8 adalah sebagai berikut :

1. Tegangan rata-rata (S_m), yaitu nilai rata-rata dari tegangan maksimum dan tegangan minimum pada siklus.

$$S_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} \quad (2 - 5)$$

2. Daerah tegangan atau jangkauan tegangan (S_r), yaitu perbedaan antara tegangan maksimum dengan tegangan minimum pada suatu siklus.

$$S_r = S_{\max} - S_{\min} \quad (2 - 6)$$

3. Tegangan bolak balik atau amplitudo tegangan (S_a), yaitu setengah dari jangkauan tegangan.

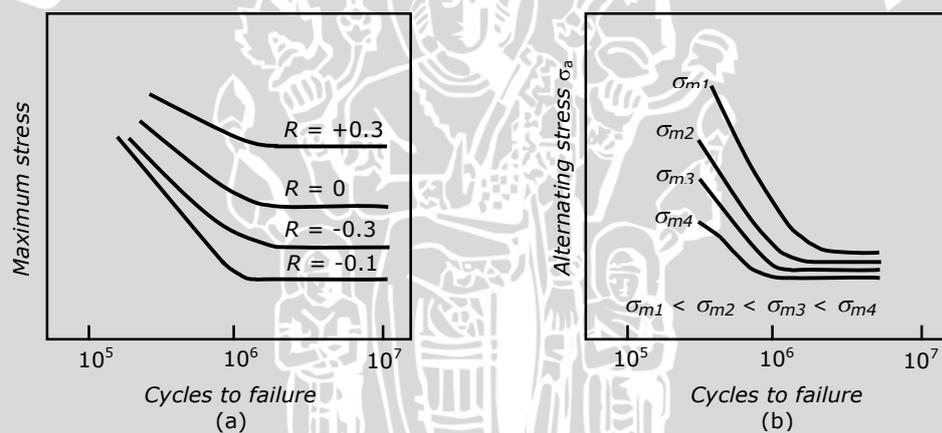
$$S_a = \frac{S_r}{2} = \frac{S_{\max} - S_{\min}}{2} \quad (2 - 7)$$

Rasio tegangan berpengaruh terhadap kondisi beban yang dialami oleh suatu komponen. Dalam hubungannya membentuk kondisi beban, rasio tegangan memiliki

hubungan dengan amplitudo tegangan. Hubungan antara rasio tegangan, amplitudo tegangan terhadap kondisi beban adalah sebagai berikut :

<i>Fully Reserved</i>	:	$R = -1$	$A = \infty$
<i>Zero to max</i>	:	$R = 0$	$A = 1$
<i>Zero to min</i>	:	$R = \infty$	$A = -1$

Pengaruh rasio tegangan terhadap umur *fatigue* dinyatakan pada Gambar 2.10. Pada Gambar 2.9 (a) dilukiskan hubungan tegangan maksimum S_{\max} terhadap $\log N$ pada nilai rasio tegangan $R = S_{\min} / S_{\max}$ yang konstan. Kasus tegangan pembalikan penuh (*complete reverse stress*) terjadi pada $R = -1$. Ketika R menjadi semakin positif dimana sebanding dengan penambahan tegangan rata-rata, maka batas umur *fatigue* menjadi lebih besar. Gambar 2.9 (b) menunjukkan data yang sama yang dilukiskan dalam bentuk tegangan bolak-balik S_a vs jumlah siklus untuk gagal pada nilai tegangan rata-rata yang konstan. Ketika tegangan rata-rata lebih positif maka tegangan bolak-balik yang diijinkan semakin menurun (George E. Dieter, 1988).



Gambar 2.9 Variasi tegangan terhadap umur *fatigue*
Sumber : George E.Dieter. 1988

2.4.3 Pemusatan Tegangan (*Stress Concentration*)

Dalam pengembangan persamaan tegangan dasar untuk tarik, tekan, lentur dan puntir dianggap bahwa pertimbangan dilakukan pada keadaan di mana tidak terdapat kelainan. Setiap ketidak-mulusan pada suatu bagian mesin akan merubah distribusi tegangan di sekitar ketidak-mulusan tersebut, sehingga persamaan tegangan dasar tersebut tidak dapat lagi menyatakan keadaan tegangan yang sebenarnya terjadi pada bagian tersebut.

Faktor pemusatan tegangan (*stress concentration factor*) dipakai untuk menghubungkan tegangan maksimum sebenarnya pada ketidak-mulusan tersebut

terhadap tegangan nominal (E. Shigley, 1986). Faktor tersebut dinyatakan dengan persamaan :

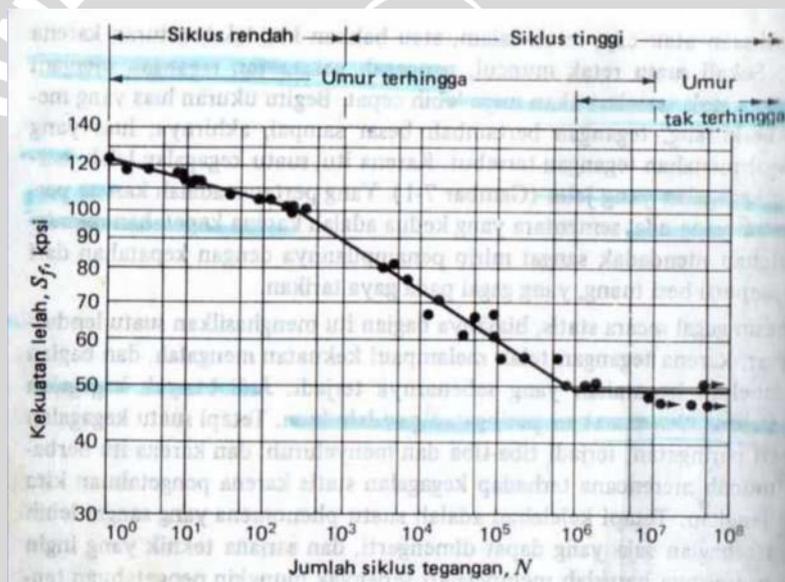
$$K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_0} \quad (2-8)$$

$$K_{ts} = \frac{\tau_{\max}}{\tau_0} \quad (2-9)$$

Dengan K_t dipakai untuk tegangan normal dan K_{ts} untuk tegangan geser.

2.4.4 Fatigue Life

Dalam memperhitungkan beban siklus tentunya juga berpengaruh terhadap umur komponen tersebut. Umur komponen akibat beban siklus disini disebut dengan *fatigue life*. *Fatigue life* diukur dengan menggunakan diagram S-N. Diagram ini merupakan hubungan antara kekuatan lelah (*fatigue strength*) dengan jumlah siklus (*cycles*).



Gambar 2.10 Diagram S-N

Sumber : Joseph E. Shigley, Larry D. Mitchell, 1986

Pada gambar 2.10 terlihat pada ordinat dari diagram S-N ini disebut kekuatan lelah (S_f) yang harus selalu diikuti dengan jumlah siklus N yang berkaitan. Berdasarkan besar siklus biasanya digolongkan menjadi dua golongan yaitu kelelahan bersiklus rendah (*low cycle fatigue*) dan kelelahan bersiklus tinggi (*high cycle fatigue*). Batas kelelahan bersiklus rendah adalah antara $N = \frac{1}{2}$ dan $N = 1000$ (E. Shigley, 1986).

Selain itu juga dapat dilihat berdasarkan umur, maka dapat digolongkan menjadi dua yaitu umur terhingga dan umur tak terhingga. Batas antara umur terhingga yaitu jumlah siklus sebanyak $10^3 - 10^6$ siklus (E. Shigley, 1986). Apabila suatu komponen

mampu menahan beban siklus hingga siklus ke 10^6 , maka komponen tersebut masuk kategori aman dan disebut dengan *infinite life design*, sedangkan apabila sebelum siklus ke 10^6 komponen tersebut mengalami kegagalan, maka komponen tersebut tidak aman dan disebut sebagai *finite life design*.

2.5 Analisa Tegangan

2.5.1 Tegangan

Tegangan adalah suatu ukuran intensitas pembebanan yang dinyatakan oleh gaya dan dibagi oleh luas di tempat gaya tersebut bekerja (Iremonger, 1990).

Terdapat dua macam gaya yang bekerja pada benda untuk menghasilkan tegangan :

1. Gaya Permukaan (*surface forces*) yang mana gaya bekerja pada suatu permukaan dari benda.

Contoh : gaya kontak antara roda gigi, antara *ball bearing*, pelat yang di rol, dll.

2. Gaya Benda (*body forces*) yang mana disebut demikian karena gaya ini bekerja pada setiap elemen dari benda tersebut.

Contoh : gaya sentrifugal

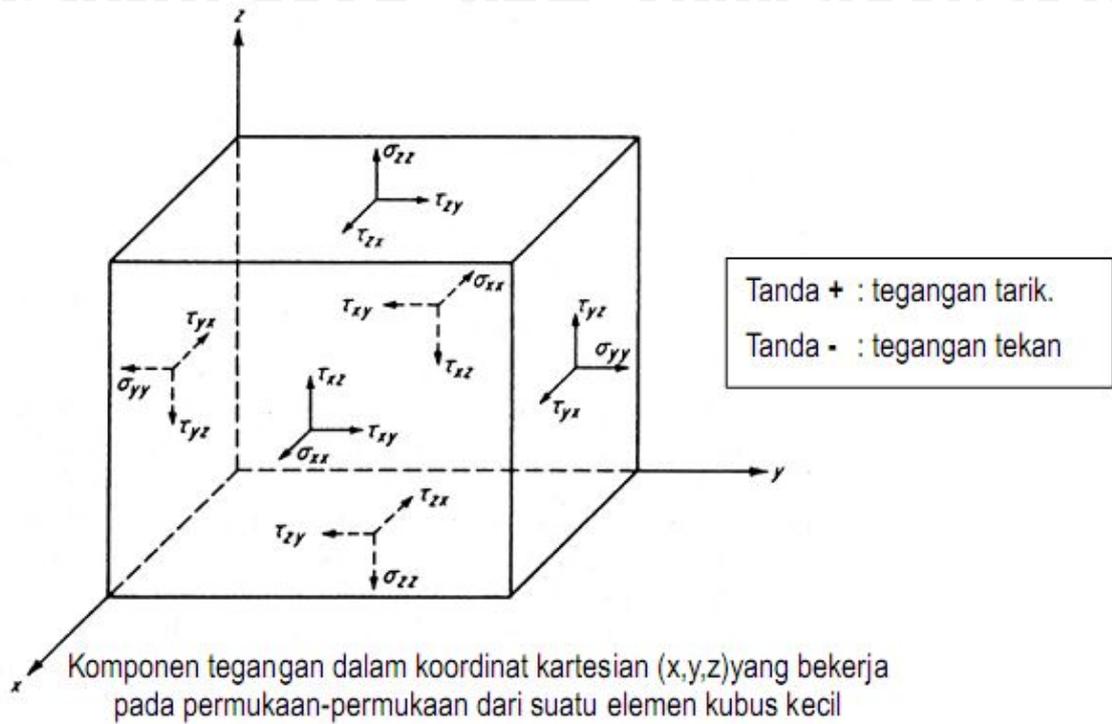
Untuk komponen tegangan pada suatu elemen kubus umum dinyatakan sebagai berikut:

$$\begin{pmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} \end{pmatrix}$$

- (Keluar , tegak lurus (normal) , sejajar) terhadap sumbu x.

- (Keluar , tegak lurus (normal) , sejajar) terhadap sumbu y.

- (Keluar , tegak lurus (normal) , sejajar) terhadap sumbu z.



Gambar 2.11 Komponen tegangan pada elemen kubus
 Sumber : Yudi Surya Irawan. 2009

Notifikasi nama pada gambar 2.11 menjelaskan :

σ_{xy} : - huruf *subscript* pertama menunjukkan normal bagian luar atau bidang dimana tegangan bekerja.

- huruf *subscript* kedua menunjukkan arah dari tegangan tersebut

Pengandaian bahwa tegangan adalah terbagi rata sering dilakukan dalam perencanaan (E.Shigley. 1986). Hasilnya sering disebut tegangan tarik murni (*pure tension*), tegangan tekan murni (*pure compression*) atau tegangan geser murni (*pure shear*), tergantung pada cara kerja beban atas benda yang sedang diamati. Tegangan, σ , dikatakan terbagi rata, maka harganya dapat dihitung dari persamaan :

$$\sigma = \frac{F}{A} \tag{2 - 10}$$

Dengan :

σ = besar tegangan (MPa)

F = gaya yang bekerja pada benda (N)

A = luas penampang (mm)

Pengandaian tentang tegangan terbagi rata memerlukan hal sebagai berikut :

1. Batang adalah lurus dan terbuat dari bahan yang homogen
2. Garis kerja gaya berhimpit dengan titik pusat penampang

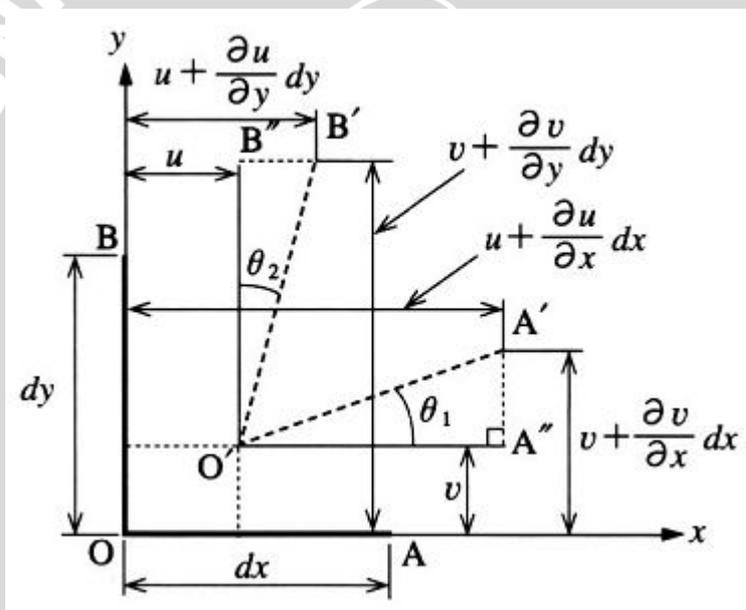
3. Penampang diambil pada jarak yang cukup jauh dari kedua ujung dan dari setiap perubahan penampang yang mungkin ada (E. Shigley, 1986).

2.5.2 Regangan

Regangan adalah suatu perubahan bentuk tanpa dimensi untuk menyatakan adanya deformasi (Iremonger, 1990).

Bila beban diberikan pada suatu benda atau struktur maka akan terjadi tegangan dalam benda/komponen sehingga terjadi perubahan bentuk atau dimensi. Perubahan bentuk pada benda inilah yang disebut regangan (*strain*). Besar dari regangan disebut *strain intensity* (Yudi Surya I., 2009).

Seperti halnya tegangan regangan juga memiliki unsur-unsur tertentu. Di antara setiap perpindahan dari titik dalam material memiliki hubungan yang tetap. Untuk mengetahuinya adalah hal yang mudah dengan mengamati regangan dalam dua dimensi.



Gambar 2.12 Komponen Regangan

Sumber : Yudi Surya Irawan. 2009

Gambar 2.12 menjelaskan komponen-komponen regangan pada suatu kondisi benda yang mengalami penambahan panjang. Komponen-komponen regangan yang dapat diambil dalam gambar tersebut adalah sebagai berikut :

Regangan normal (*normal strain*) :

$$\epsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \epsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}, \quad \epsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z}$$

(2 - 11)

Regangan geser (*shear strain*) :

$$\gamma_{xy} = \gamma_{yx} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}$$

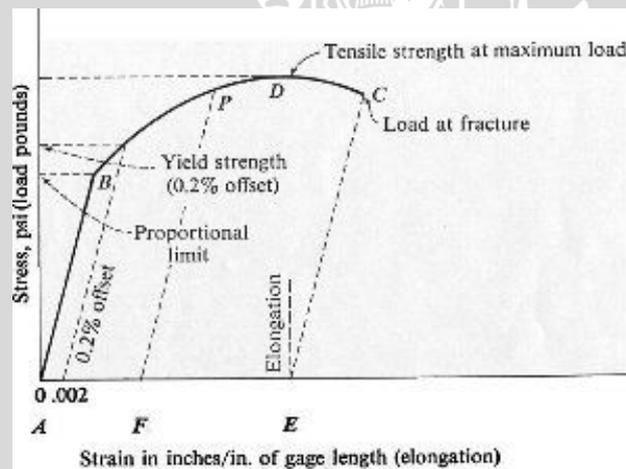
$$\gamma_{yz} = \gamma_{zy} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}$$

$$\gamma_{zx} = \gamma_{xz} = \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}$$

(2 - 12)

2.5.3 Hubungan Tegangan Regangan

Tegangan dan regangan senantiasa berhubungan pada setiap bahan (walaupun hubungan ini dapat berubah karena suhu, laju pembebanan dan sebagainya). Pada kondisi tegangan di bawah tingkat kritis akan memenuhi Hukum Hooke yang menyatakan bahwa deformasi adalah berbanding lurus terhadap beban yang ditimbulkan. Hal ini sesuai dengan diagram tegangan regangan dalam gambar 2.13 :



Gambar 2.13. Kurva Tegangan Regangan

Sumber : <http://www.tech.clayton.edu/eddins/stress.htm>

Keterangan :

σ_p = *proportional stress*

σ_E = *elastic stress*

σ_Y = *yield stress*

σ_U = *ultimate stress*

Dalam hal ini:

- Titik proporsional merupakan titik keseimbangan antara tegangan regangan
- Titik luluh merupakan titik tempat terjadinya penambahan regangan tanpa penambahan beban
- Titik *ultimate* merupakan titik tempat tegangan tertinggi yang dapat dicapai oleh bahan tersebut
- Titik patah merupakan titik tempat bahan tersebut patah

Di dalam diagram tegangan regangan dikenal :

- Daerah elastis yaitu daerah tempat terjadinya deformasi elastis (dari nol sampai batas elastis)
- Daerah plastis merupakan daerah tempat terjadinya deformasi plastis (dari batas elastis sampai titik *ultimate*)
- Daerah patah merupakan daerah tempat terjadinya patah

Hukum Hooke secara sistematis dirumuskan (Iremonger,1990:19)

$$E = \sigma / \varepsilon \quad [N / mm^{-2}] \quad (2 - 13)$$

dengan :

$$E = \text{modulus elastisitas bahan (Modulus Young)} \quad [N / mm^{-2}]$$

Modulus elastisitas atau modulus Young dinyatakan sebagai perbandingan antara tegangan dan regangan. Modulus elastisitas merupakan karakteristik suatu logam tertentu, karena setiap logam mempunyai modulus elastisitas yang berbeda. Makin besar modulus elastisitas, makin kecil regangan elastis yang dihasilkan akibat pemberian tegangan. Makin besar gaya tarik menarik antara atom logam, makin tinggi pula modulus elastisitasnya (Bardji,1992:78).

Modulus elastisitas untuk beberapa bahan logam dapat dilihat pada tabel 2.3 berikut :

Tabel 2.3. Modulus elastisitas berbagai jenis logam

TABLE 6.1 Elastic Moduli for Some Common Metals and Alloys

Metals and alloys*	Elastic moduli	
	$\times 10^3$ psi	GPa
Steels	30	207
Nickel	30	207
Copper	18	124
Titanium	16	110
Aluminum	10	69
Magnesium	6.5	45

* Polycrystalline at room temperature

Sumber : William F.Smith. 1988

2.5.4 Kriteria Kegagalan (*Failure Criteria*)

a) Teori tegangan normal maksimum

Merupakan teori kegagalan paling sederhana yang menjelaskan kegagalan terjadi bila tegangan tarik atau tagangan tekan maksimum melampaui kekuatan tarik atau tekan uniaksial dari material. Teori ini pada umumnya cocok untuk material getas. Misalnya, jika ketiga tegangan utama untuk setiap keadaan disusun dalam bentuk :

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3 \quad (2 - 14)$$

Maka kegagalan terjadi bila : (Shigley,1986:237)

$$\sigma_1 = S_{yt} \quad \text{atau} \quad \sigma_3 = -S_{yc} \quad (2 - 15)$$

Atau

$$\sigma_1 = S_{ut} \quad \text{atau} \quad \sigma_3 = -S_{uc} \quad (2 - 16)$$

Dengan :

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$: ketiga tegangan utama untuk setiap keadaan

S_{yt}, S_{yc} : kekuatan mengalah terhadap gaya tarik dan tekan

S_{ut}, S_{uc} : kekuatan akhir terhadap gaya tarik dan tekan

b) Kriteria Tresca (tegangan geser maksimum)

Teori tegangan geser maksimum menyatakan bahwa kegagalan terjadi bila tegangan geser maksimum elemen sama dengan tegangan geser maksimum pada pengujian tarik dari bahan yang sama. Secara matematis ditulis (Shigley,1986:237)

$$\tau_{maks} = \frac{\sigma_1}{2} \quad \text{atau} \quad \tau_{maks} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (2 - 17)$$

Dengan : τ_{maks} = tegangan geser maksimum

$\sigma_1, \sigma_2 =$ tegangan tarik utama yang terbesar dan terkecil

Untuk kondisi beban uniaksial ($\sigma_1 = \sigma_2 = 0$), kekuatan luluh geser diperoleh sama dengan setengah dari kekuatan luluh tarik.

c) Kriteria Von Mises (teori energi distorsi)

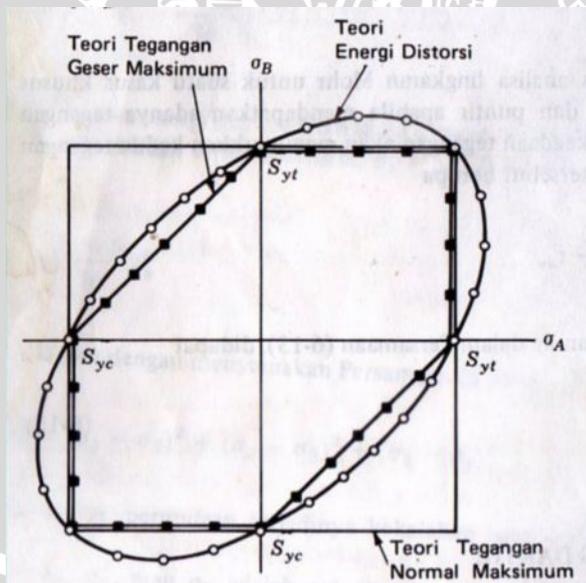
Dalam teori ini, kegagalan diasumsikan terjadi bila energi distorsi dalam elemen uji tarik yang berhubungan dengan perubahan bentuk sama dengan energi distorsi dalam elemen uji tarik yang berhubungan dengan perubahan bentuk sama dengan energi distorsi dalam komponen yang mengalami beban multiaksial. Secara matematis ditunjukkan (Iremonger, 1990:114)

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2\sigma_Y^2 \quad (2 - 18)$$

Dengan : $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3 =$ tegangan utama

$\sigma_Y =$ tegangan luluh

Umumnya perencana memakai teori tegangan geser maksimum kalau ukuran tidak terlalu tepat. Teori energi distorsi maramalkan kegagalan yang paling tepat, dan karena itu dipakai bila batas keamanan yang dipunyai sangat terbatas. Perbandingan ketepatan tiga teori kegagalan dapat dilihat pada gambar 2.14.



Gambar 2.14 Perbandingan dari tiga teori kegagalan

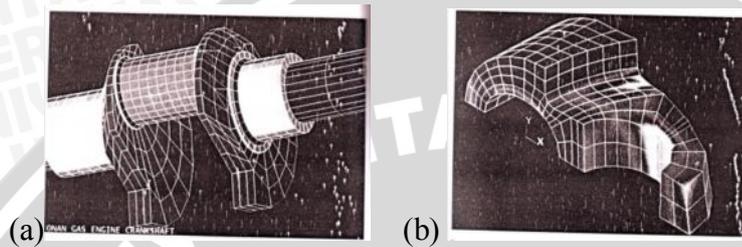
Sumber : Joseph E. Shigley, Larry D. Mitchell. 1986

Dari gambar dapat dilihat bahwa teori tegangan normal maksimum adalah sama dengan teori tegangan geser maksimum pada kuadran pertama dan kuadran ketiga. Begitupun, grafik teori tegangan normal maksimum adalah di luar elips energi distorsi

pada kuadran kedua dan kuadran keempat. Oleh karena itu, teori energi distorsi maksimum (Von Misses) lebih aman dan lebih sering digunakan.

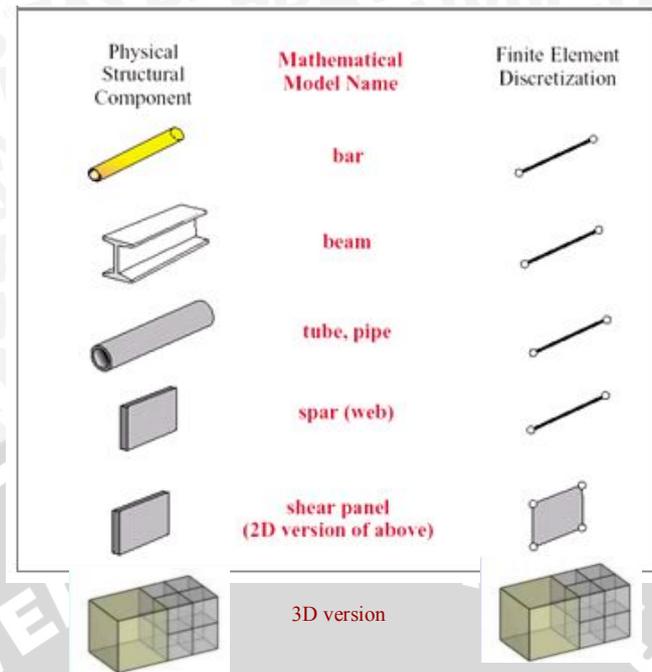
2.6 Metode Elemen Hingga

Metode elemen hingga merupakan solusi numerik dengan proses diskretisasinya, yaitu membagi struktur menjadi elemen-elemen kecil yang memiliki geometri yang lebih sederhana dengan jumlah yang masih berhingga. Proses diskritisasi pada komponen mesin tampak pada gambar 2.15.



Gambar 2.15 Proses diskritisasi (a) *Gas engine crankshaft*, (b) *joy swivel link*
Sumber : Zahavi, 1992

Pemakaian Metode Elemen Hingga (MEH) selama ini antara lain untuk menganalisa struktur, yang berada pada pengaruh pembebanan (gaya maupun tekanan), gradien temperatur yang akan memberikan akibat berupa deformasi, tegangan maupun perubahan temperatur yang dialami oleh struktur tersebut. Tujuan utama dari analisa ini adalah untuk memperoleh nilai pendekatan tegangan dan perpindahan yang terjadi pada struktur tersebut. Diskritisasi elemen tiap dimensi tampak pada gambar 2.16.



Gambar 2.16. Diskretisasi Elemen

Sumber : Studio Perancangan dan Rekayasa Sistem. 2007

Prosedur perhitungan dengan Metode Elemen Hingga (MEH)

1. Diskretisasi dan pemilihan elemen

Proses ini adalah proses pembagian struktur menjadi elemen-elemen kecil yang lebih sederhana yang dihubungkan pada titik simpul (*node*), kemudian dilakukan pemilihan elemen seperti model awal dari struktur. Hal ini dilakukan untuk mempermudah analisa.

2. Memilih fungsi pendekatan

Variasi perpindahan pada suatu elemen didekati dengan fungsi interpolasi yang didasarkan pada harga simpul yang mengitari. Fungsi yang paling umum digunakan adalah polinomial. Pendekatan dengan fungsi interpolasi ini disebabkan karena sulitnya mencari jawaban tertutup sehingga dipilih suatu bentuk jawaban, yaitu distribusi perpindahan yang merupakan besaran yang tidak diketahui dengan memakai fungsi yang harus memenuhi hukum, prinsip dan syarat batas yang menjadi sifat persoalan yang ada.

3. Menurunkan persamaan matrik kekakuan [k]

Dengan prinsip usaha virtual akan dihasilkan persamaan matrik kekakuan elemen yang dinyatakan sebagai berikut :

$$[k] = \int [B]^T [C][B] dV \quad (2 - 19)$$

dimana:

[k] : matrik kekakuan elemen

[B] : matrik konstitutive hubungan regangan dan perpindahan

[C] : matrik konstitutive hubungan tegangan dan regangan material

4. Menghitung matrik beban total

Beban yang bekerja didefinisikan menjadi 3 macam, sehingga beban total adalah :

$$R = Q_{NF} + Q_{BF} + Q_T \quad (2 - 20)$$

dimana:

Q_{NF} : beban pada konsentrasi nodal

Q_{BF} : beban *body force* (akibat beban sendiri)

Q_T : beban traksi (*surface traction*)

5. Merakit elemen menjadi struktur

Perakitan persamaan elemen akan dibawa ke bentuk persamaan global, yang prosesnya harus memenuhi sifat konvergen dan sifat sinambung. Salah satunya antara lain : titik-titik yang semula bersebelahan harus tetap bersebelahan satu sama lain setelah elemen dikenai beban. Bentuk persamaan global elemen yaitu :

$$[K] \{q\} = \{R\} \quad (2 - 21)$$

dimana:

[K] : matrik kekakuan elemen.

{q} : vektor perpindahan simpul.

{R} : matrik beban total.

Setelah matrik kekakuan global diperoleh dan syarat-syarat batasnya dimasukkan maka perpindahan simpul (q) dapat dicari. Suatu syarat batas memberikan informasi bagaimana struktur ditopang dalam ruang, dengan memasukkan nilai perpindahan yang telah ditetapkan sesuai kondisi pada struktur.

6. Mendapatkan perpindahan global

Persamaan global yang telah mendapatkan syarat batas, merupakan sekumpulan persamaan linier yang secara umum dapat ditulis sebagai berikut :

$$k_{1,1} q_1 + k_{1,2} q_2 + \dots + k_{1,n} q_n = R_1 \quad (2 - 22)$$

$$k_{2,1} q_1 + k_{2,2} q_2 + \dots + k_{2,n} q_n = R_2$$

.....

$$k_{n,1} q_1 + k_{n,2} q_2 + \dots + k_{n,n} q_n = R_n$$

Persamaan di atas akan diselesaikan dengan cara eliminasi Gauss untuk mendapatkan besaran-besaran primer yaitu $q_1, q_2, q_3, \dots, q_n$.

7. Mendapatkan besaran sekunder dan interpretasi hasil

Dari besaran pertamanya yang berupa perpindahan, dapat dicari besaran sekunder yang dapat berupa tegangan maupun regangan, dengan menggunakan hubungan antara keduanya. Hubungan tegangan-regangan pada kondisi 3D dapat dinyatakan dalam bentuk matrik sebagai berikut :

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} \quad (2 - 23)$$

Hubungan tersebut dapat ditulis dalam bentuk simbol berikut :

$$\{\sigma\} = [C] \{\epsilon\}$$

Hubungan regangan dengan perpindahan adalah :

$$\{\epsilon\} = [B] \{d\}$$

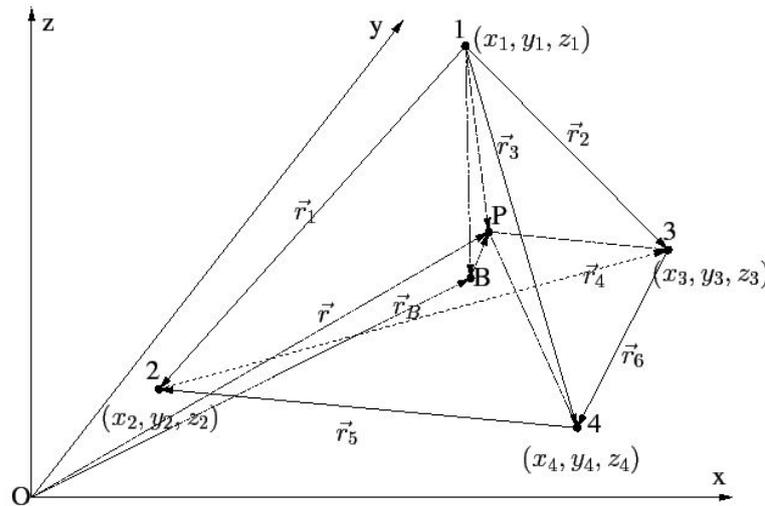
Sehingga tegangan dapat dirumuskan sebagai :

$$\{\sigma\} = [C] [B] \{d\}$$

Hasil akhir dari perhitungan dengan metode elemen hingga ini berupa harga distribusi tegangan yang akan diplot di sepanjang struktur untuk dianalisis sesuai dengan rumusan masalah yang ada.

Analisa elemen hingga pada dasarnya dikembangkan untuk kondisi 2-D (*plane stress*). Struktur 3-D menyebabkan penambahan persamaan berganda dalam jumlah besar, tetapi dengan menggunakan elemen dengan orde lebih tinggi dan komputer yang lebih cepat, maka masalah tersebut dapat diatasi oleh metode elemen hingga. Dalam pemodelan struktur pada skripsi ini digunakan elemen *tetrahedral solid*.

Elemen *tetrahedral* didefinisikan dalam tiga sumbu koordinat, x, y, z , sehingga memiliki tiga komponen perpindahan yaitu u, v, w . Skema elemen *tetrahedral* dalam sumbu koordinat dapat dilihat pada gambar 2.17.



Gambar 2.17 Elemen *Tetrahedral*
Sumber : A. Nentchev. 2002

Untuk mendapatkan volume *tetrahedral*, V , maka dengan menggunakan fungsi determinan dari matriks *tetrahedral*.

$$6V = \det \begin{bmatrix} \mathbf{1} & x_i & y_i & z_i \\ \mathbf{1} & x_j & y_j & z_j \\ \mathbf{1} & x_m & y_m & z_m \\ \mathbf{1} & x_p & y_p & z_p \end{bmatrix} \quad (2-24)$$

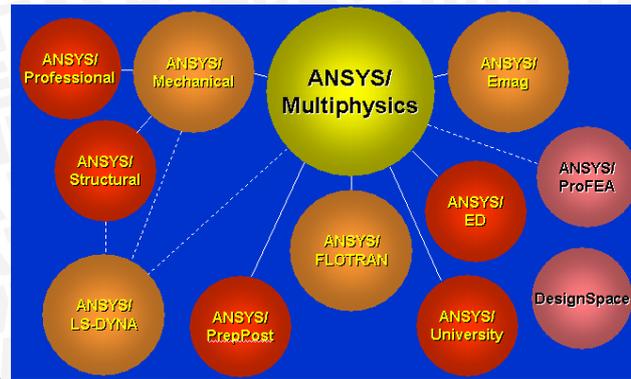
Persamaan di atas akan menghasilkan nilai dari volume *tetrahedral*. Persamaan di atas juga akan diselesaikan dengan menggunakan kofaktor dari determinan matriks tersebut, sehingga diperoleh nilai dari a_i, b_i, c_i, d_i sebagai komponen untuk memperoleh besarnya perpindahan dengan menggunakan persamaan :

$$N_i = \frac{a_i + b_i x + c_i y + d_i z}{6V} \quad (2-25)$$

Dengan menggunakan persamaan tersebut, akan diperoleh besarnya perpindahan sebagai besaran primer. Hasil akhir dari perhitungan dengan metode elemen hingga ini berupa harga distribusi tegangan yang akan diplot di sepanjang struktur untuk dianalisis sesuai dengan rumusan masalah yang ada. (R.L. Taylor. 2000)

2.7 Software ANSYS

Software yang berbasis elemen hingga ini mempunyai kelebihan lain dari penggunaan software ini adalah kemampuan untuk mendiskritisasi model dengan sangat halus, mampu bekerja elemen lebih banyak dan menghasilkan output dengan ketelitian tinggi. ANSYS dapat digunakan untuk menganalisis antara lain : analisis struktural, analisis *thermal*, analisis elektrik, analisis magnetis dan analisis fluida. ANSYS program tampak pada gambar 2.18.



Gambar 2.18 ANSYS program
 Sumber : Studio Perancangan dan Rekayasa Sistem. 2007

Secara umum langkah-langkah analisis dengan menggunakan *ANSYS* dibagi menjadi tiga, yaitu *Preprocessing* (Proses Awal), *Solution* (Proses Solusi) dan *Postprocessing* (Proses Pembacaan Hasil).

1. *Preprocessing* (Proses Awal)

Tahap-tahap penting dalam preprocessing :

- Pemodelan Geometri: disini dilakukan proses modeling geometri baik 1D, 2D maupun 3D
 - Pemilihan tipe elemen: digunakan untuk mendiskritisasikan model yang dibuat.
 - Material properties (input data material yang digunakan)
 - *Meshing* (pembagian struktur menjadi elemen-elemen kecil/ elemen diskrit)
- Pembuatan model geometri dari benda kerja dapat juga dilakukan dengan *software CAD* yang nantinya diekspor ke dalam *ANSYS*.

2. *Solution* (Proses Solusi)

Tahap-tahap penting dalam Solution :

- Mendefinisikan analisis solusi yang dipakai (*Analysis Type*)
- Memasukkan kondisi batas (*constrain*)
- Menerapkan pembebanan
- Penyelesaian (*Solving*)

3. *General Postprocessing* (Proses Pembacaan Hasil)

Hasil analisis dari proses solusi dapat ditampilkan dalam bentuk tabel maupun dalam bentuk *plot result* dan *list result*.

- *Plot result*

Dengan menggunakan (*contour plot*) akan tampak distribusi tegangan atau variable lain pada model sehingga mudah dalam menginterpretasikan informasi yang disajikan. Di sini model digambarkan dengan sebaran warna yang menunjukkan besarnya tegangan yang terjadi.

➤ *List result*

Hasil analisis dalam bentuk *list result* berupa tabel yang memberikan informasi secara detil nilai perpindahan, tegangan dan regangan yang terjadi pada tiap node maupun elemennya.

➤ *Animasi*

Hasil analisa yang diperoleh juga ditampilkan dalam bentuk simulasi (animasi).

2.8 Hipotesis

Konsentrasi tegangan terjadi pada daerah *knuckle* kopler yang mendekati lubang dari *knuckle pin*. Konsentrasi tegangan dapat menentukan letak tegangan terbesar pada *knuckle* kopler. Konsentrasi tegangan terjadi pada yang mendekati lubang dari *knuckle pin* disebabkan oleh luas permukaan yang kecil akan menyebabkan tegangan semakin besar.

