

Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM) VIII

Universitas Diponegoro, Semarang 11-12 Agustus 2009

M7-019 Penentuan Tegangan dan Perkiraan Bentuk *Ovality* Pada Live ring (Studi Kasus Live ring Kiln Indarung IV PT Semen Padang)

Mulyadi Bur¹, Syamsul Huda², Andrivoka³
Minto Saksono⁴, Tarlo Sembiring⁵, dan Mardian⁶

^{1,2,3}Laboratorium Dinamika Struktur Jurusan Teknik Mesin Universitas Andalas
Kampus Unand Limau Manis Padang 25163, Indonesia
^{4,5,6}Departemen Rancang Bangun dan Rekayasa, PTSP
Jalan Raya Indarung, Padang
e-Mail: mulyadibur@ft.unand.ac.id

ABSTRAK

Salah satu komponen pendukung kiln yang cukup penting adalah live ring (tyre). Live ring ini ditempatkan pada tumpuan kiln yang berfungsi sebagai tempat melekatnya shell kiln. Live ring dan shell kiln dihubungkan dengan beberapa pad. Beban akibat berat kiln dan beban-beban lainnya ditahan oleh supporting roller yang kemudian diteruskan ke live ring. Beban-beban tersebut menyebabkan terjadinya perubahan kontur live ring yang disebut dengan ovality. Pada penelitian ini akan ditentukan besar lendutan pada titik-titik simetri, dan dengan diketahuinya lendutan bernilai nol pada supporting roller dapat diperkirakan bentuk ovality dari live ring. Analisis statik berupa penghitungan reaksi tumpuan, gaya-gaya dalam, tegangan, dan lendutan vertikal dilakukan secara analitik dengan bantuan program MS. Excel, dan sebagai pembanding digunakan paket program komersial. Berdasarkan hasil penghitungan diperoleh reaksi tumpuan kiln, tegangan, dan lendutan vertikal. Untuk studi kasus kiln Indarung IV PT Semen Padang, diperoleh bahwa reaksi tumpuan maksimum adalah $4.68 \cdot 10^6$ N yang berada pada tumpuan C. Selanjutnya tegangan normal maksimum terjadi pada $\theta = 30^\circ$ senilai 28.28 MPa, dan lendutan vertikal maksimum yang terjadi adalah 1.91 mm.

Keywords: Live ring, ovality, tegangan normal, shell kiln, supporting roller

1 Pendahuluan

Pada awalnya penampang aksial live ring dirancang dengan bentuk lingkaran, seperti yang diperlihatkan pada Gambar 1. Setelah beberapa periode tertentu, bentuk live ring berubah akibat beban mekanik yang bekerja. Selain itu, perubahan bentuk (kontur) live ring juga disebabkan celah (*gap*) antara shell kiln dengan live ring, lekukan dari shell kiln, ketaksesumbuan (*misalignment*), dan retak pada shell termasuk retak pada live ring.

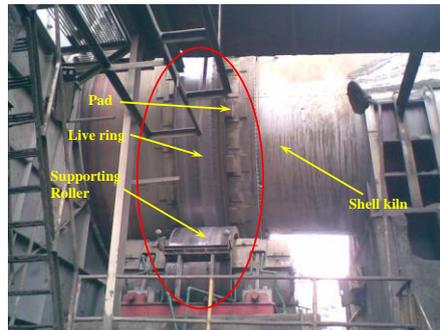


Gambar 1 Live ring

Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM) VIII

Universitas Diponegoro, Semarang 11-12 Agustus 2009

Fenomena berubahnya kontur *live ring* ini disebut dengan *ovality*. Dari kondisi di lapangan diketahui bahwa kestabilan *kiln* pada saat beroperasi dipengaruhi oleh fenomena *ovality* karena *live ring* pada *kiln* berkontak dengan *supporting roller*, seperti yang diperlihatkan pada Gambar 2.



Gambar 2 Kondisi terpasang *live ring* pada *kiln*

Kasus *ovality* dianalisa berdasarkan penghitungan gaya-gaya dalam, tegangan dan lendutan yang terjadi pada *live ring*. Berdasarkan penghitungan gaya-gaya dalam dapat diketahui diagram gaya momen lentur, diagram gaya geser, dan diagram gaya normal. Ketiga diagram ini dapat digunakan untuk mengetahui di titik mana gaya-gaya dalam tersebut bernilai maksimum, sehingga menyebabkan tegangan menjadi maksimum pada *live ring*. Lendutan (*ovality*) cukup dihitung dalam arah vertikal diseluruh titik pada *live ring*. Penghitungan reaksi tumpuan, gaya-gaya dalam, dan tegangan secara analitik dibantu dengan paket pemrograman Ms. Excel. Sebagai pembanding dari hasil penghitungan analitik digunakan paket program komersial.

Penelitian ini untuk bertujuan untuk:

1. Menghitung reaksi tumpuan *kiln* yang diakibatkan oleh pembebanan mekanik untuk menentukan gaya-gaya dalam pada *live ring*.
2. Menghitung tegangan maksimum yang bekerja pada *live ring* yang diakibatkan oleh gaya terdistribusi dan gaya terpusat.
3. Menghitung lendutan dalam arah vertikal (*ovality*) untuk mengetahui bentuk *ovality live ring*.

Batasan masalah yang digunakan dalam penelitian ini adalah:

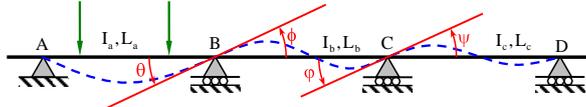
1. Analisis hanya berlaku untuk material homogen elastis linear
2. *Shell kiln* diasumsikan dalam kondisi statik, datar, walaupun *kiln* sebenarnya dimiringkan 3° .
3. Pengaruh termal pada *shell kiln* diabaikan.
4. Reaksi tumpuan maksimum yang diperoleh, diteruskan sebagai reaksi yang bekerja pada *live ring* dengan ditumpu oleh dua *supporting roller*.
5. Beban yang bekerja pada *live ring* merupakan beban simetri.

Tahapan penelitian yang akan dilakukan adalah penghitungan efek beban statik yang bekerja pada *kiln* beserta isinya, untuk memperoleh reaksi tumpuan pada masing-masing *live ring*. Penghitungan reaksi tumpuan ini dilakukan secara teoritis berdasarkan metode dalil tiga momen. Proses penghitungan gaya-gaya dalam di *live ring* cukup kompleks karena struktur merupakan statis tak tentu. Untuk mempermudah penghitungan tersebut digunakan prinsip simetri-antisimetri. Tegangan maksimum yang terjadi akibat beban tersebut sangat penting untuk dipelajari karena pada tempat itulah akan dimulainya kegagalan struktur. Selanjutnya lendutan perlu dipelajari untuk menganalisa fenomena *ovality* yang menyebabkan ketidakstabilan pada *live ring*. *Ovality* ini akan dianalisis secara analitik berdasarkan lendutan vertikal pada *live ring*.

Chapter II 2 Tinjauan Pustaka

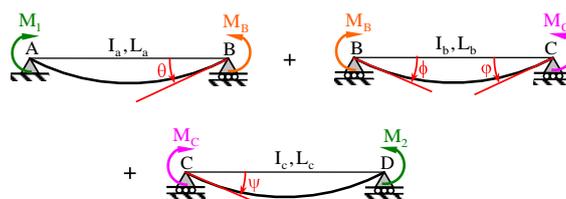
2.1 Balok Kontinu

Untuk kasus balok kontinu dengan empat tumpuan akan diperoleh dua derajat ketaktentuan statis. Jika diasumsikan hanya momen internal yang bekerja maka akan diperoleh dua persamaan lendutan sudut di B dan C, seperti yang diperlihatkan pada Gambar 3.



Gambar 3 Balok kontinu empat tumpuan

Jika balok kontinu pada Gambar 3 diuraikan maka, akan dihasilkan tiga balok statik tertentu AB, BC, dan CD, seperti yang diperlihatkan pada Gambar 4.



Gambar 4 Penguraian balok kontinu

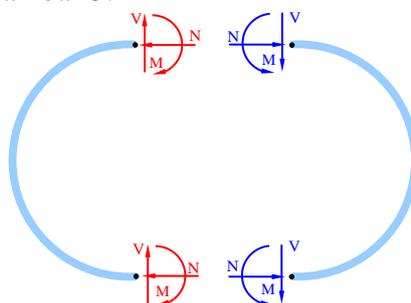
Persamaan balok kontinu yang diperlihatkan pada Gambar 4 adalah:

$$M_A \left(\frac{L_a}{I_a} \right) + 2M_B \left(\frac{L_a}{I_a} + \frac{L_b}{I_b} \right) + M_C \left(\frac{L_b}{I_b} \right) = - \frac{6 \cdot A_a \cdot \bar{x}_a}{I_a \cdot L_a} - \frac{6 \cdot A_b \cdot \bar{x}_b}{I_b \cdot L_b} \quad (1)$$

$$M_B \left(\frac{L_b}{I_b} \right) + 2M_C \left(\frac{L_b}{I_b} + \frac{L_c}{I_c} \right) + M_D \left(\frac{L_c}{I_c} \right) = - \frac{6 \cdot A_b \cdot \bar{x}_b}{I_b \cdot L_b} - \frac{6 \cdot A_c \cdot \bar{x}_c}{I_c \cdot L_c} \quad (2)$$

2.2 Prinsip Simetri-antimetri

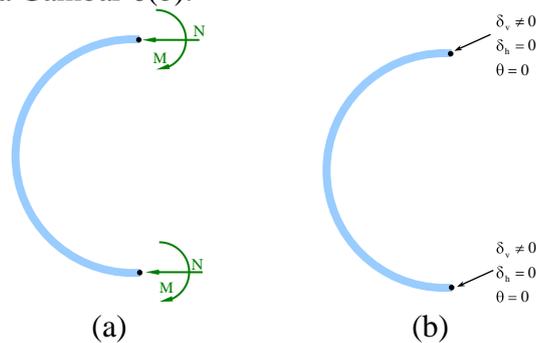
Prinsip simetri-antimetri dapat diterapkan jika struktur secara fisik berbentuk simetri. *Live ring* yang dianalisis memiliki bentuk simetri dan mengalami pembebanan yang juga simetri. Jika *live ring* tersebut dipotong pada titik simetrinya, maka pada titik simetri akan bekerja gaya-gaya dalam M, N, dan V seperti diperlihatkan pada Gambar 5.



Gambar 5 Titik simetri *live ring*

Untuk mengetahui keberadaan gaya-gaya dalam tersebut maka separuh bagian kanan pada Gambar 5 diputar sehingga secara fisik berbentuk sama dengan bagian kiri pada Gambar 5. Kemudian gaya-gaya dalamnya dibandingkan satu sama lain sehingga diketahui ada gaya-gaya dalam yang searah maupun yang berlawanan. Untuk gaya-gaya dalam yang searah berarti gaya dalam tersebut memang ada, sedangkan yang berlawanan harus bernilai nol. Dengan demikian setelah menerapkan prinsip kesimetrian ini dapat disimpulkan bahwa gaya geser bernilai nol sehingga potongan sebelah kiri pada Gambar 5 menjadi lebih sederhana, seperti yang diperlihatkan pada

Gambar 6(a). Hal yang sama dapat juga dapat diterapkan untuk kasus lendutan pada titik simetri, seperti yang diperlihatkan pada Gambar 6(b).



Gambar 6 Kondisi batas (a) gaya-gaya dalam (b) lendutan

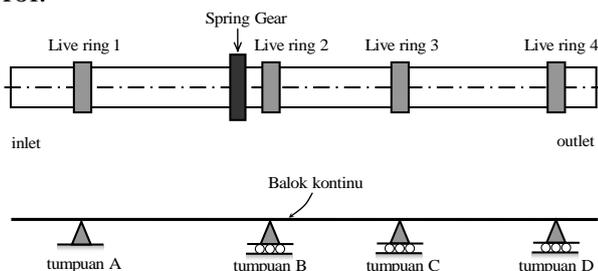
Dengan demikian analisis *live ring* menjadi lebih sederhana.

3 Analisis Statik

Sebelum analisis pada *live ring* dilakukan, terlebih dahulu ditetapkan beban-beban yang bekerja pada *kiln*, kemudian dihitung reaksi masing-masing tumpuan, seperti yang akan dibahas berikut ini.

3.1 Pemodelan Kiln, Tumpuan, dan Bebannya

Kiln dimodelkan sebagai balok kontinu, 2-Dimensi (*plane*), dan memiliki empat tumpuan. Berdasarkan model tersebut maka struktur *kiln* menjadi statis tak tentu. Berdasarkan Gambar 7, tumpuan A diasumsikan sebagai tumpuan engsel tetap dan tumpuan B, C, dan D merupakan engsel rol.



Gambar 7 Pemodelan *kiln* Indarung IV PT Semen Padang

Beban-beban pada *kiln* tersebut, dapat dimodelkan ke dalam struktur *kiln* secara keseluruhan, yang terdiri atas:

1. Beban terpusat

Pada struktur *kiln* beban terpusat merupakan beban yang diakibatkan sebuah komponen yang hanya berada pada posisi (*section*) tertentu di sepanjang *shell kiln* yang terdiri atas *live ring*, *pad*, dan *spring gear*

a. *Live ring*:

Live ring merupakan tumpuan bagi *supporting roller*, yang diasumsikan sebagai beban terpusat karena berada di setiap tumpuan *kiln*.

b. *Pad*:

Pad merupakan penyangga antara *shell kiln* dengan *live ring*, sehingga dikategorikan beban ini terpusat di tumpuan *kiln*.

c. *Spring gear*

Spring gear adalah komponen penggerak *kiln* yang diasumsikan terpusat pada rentang A dan B.

2. Beban terdistribusi

Beban terdistribusi merupakan beban yang bekerja merata di sepanjang struktur *kiln* yang berada pada jarak tertentu. Beban terdistribusi bisa dihitung dengan mengasumsikan satu gaya ekuivalen di titik beratnya. Beban terdistribusi terdiri atas *shell kiln*, *fire brick*, *coating*, dan *material charge*.

a. *Shell kiln*

Beban *shell* dipengaruhi oleh tebal dan panjang *section* dari *shell kiln*. *Shell kiln* yang paling tebal berada di sepanjang tumpuan *kiln*.

b. *Fire brick*

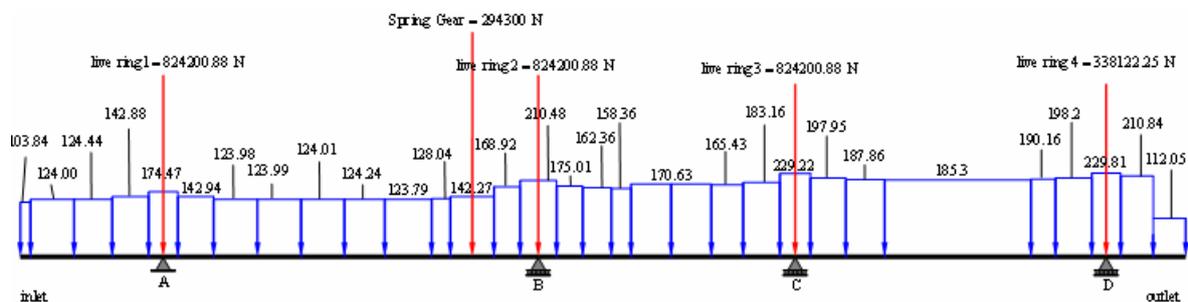
Beban *Fire brick* terdistribusi di sepanjang *kiln* dengan nilai bervariasi. Beban *fire brick* terbesar berada dari rentang tumpuan B sampai dengan tumpuan D.

c. *Coating*

Beban *coating* yang cukup besar berada pada rentang tumpuan C sampai dengan outlet yang disebabkan besarnya densitas *klinker* yang mengisi *shell kiln*.

d. *Material charge*

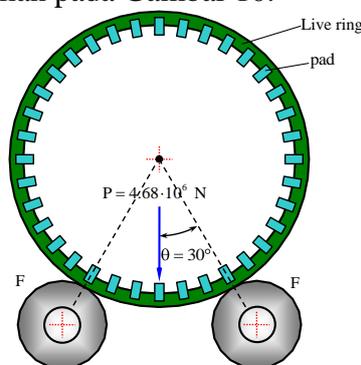
Beban *material charge* pada kiln relatif bervariasi karena dipengaruhi panjang *section kiln* yang berbeda-beda.



Gambar 8 Pemodelan *kiln* 2-Dimensi untuk beban keseluruhan

3.2 Pemodelan *live ring*

Setelah diketahui reaksi-reaksi tumpuan pada *kiln* maka dipilih reaksi tumpuan terbesar, yang kemudian gaya reaksi ini dianggap sebagai beban yang bekerja pada *live ring* seperti diperlihatkan pada Gambar 9. Karena sesungguhnya beban-beban yang bekerja pada *kiln* ditumpukan pada *live ring* melalui *pad*. Dengan demikian beban pada *live ring* dapat diasumsikan terdistribusi merata pada sekelilingnya, seperti yang diperlihatkan pada Gambar 10.



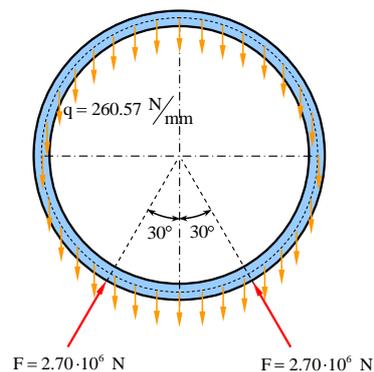
Gambar 9 Reaksi yang terjadi di *live ring*

Secara statika, reaksi pada *supporting roller*, F dapat dihitung sebagai berikut:

$$F = \frac{P}{2 \cos \theta} = \frac{4.68 \cdot 10^6 \text{ N}}{2 \cos 30} = 2.70 \cdot 10^6 \text{ N}$$

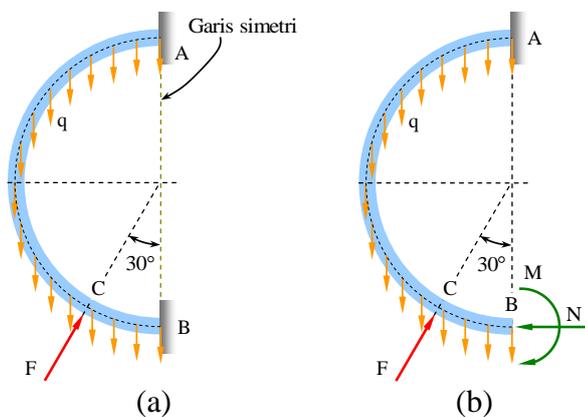
Sedangkan beban terdistribusi yang bekerja di sekeliling *live ring* dapat ditetapkan sebagai:

$$q = \frac{P}{2\pi r} = \frac{4.68 \cdot 10^6 \text{ N}}{17960.80 \text{ mm}} = 260.57 \text{ N/mm}$$



Gambar 10 Beban P terdistribusi di sepanjang *live ring*

Karena *live ring* merupakan struktur simetri maka analisisnya dapat dilakukan sebagian saja, seperti yang diperlihatkan pada Gambar 11. Berdasarkan Gambar 11(b), dengan menerapkan prinsip keseimbangan statik serta memperhatikan syarat batas pada titik simetri B, dimana lendutan $\delta = 0$ dan lendutan sudut $\theta = 0$, maka diperoleh momen lentur, $M = 3.03 \cdot 10^8 \text{ Nmm}$ dan gaya normal, $N = 1.49 \cdot 10^6 \text{ N}$.



Gambar 11 Prinsip simetri-antisimetri (a) sebelum tumpuan dibuka, (b) setelah tumpuan dibuka

4 Hasil dan Pembahasan

4.1 Hasil Penghitungan Reaksi Tumpuan

Untuk mengetahui besarnya reaksi tumpuan digunakan dalil tiga momen yang diterjemahkan ke dalam bahasa pemrograman MS. Excel. Kemudian hasilnya dibandingkan dengan dua buah paket program komersial, seperti yang diperlihatkan pada tabel 1.

Tabel 1 Hasil penghitungan reaksi tumpuan *kiln*

Reaksi Tumpuan (N)	Dalil Tiga Momen	Paket program komersial 1	Paket program komersial 2
A_y	3.85E+06	3.85E+06	3.85E+06

B_y	4.43E+06	4.46E+06	4.42E+06
C_y	4.68E+06	4.60E+06	4.68E+06
D_y	3.13E+06	3.16E+06	3.12E+06

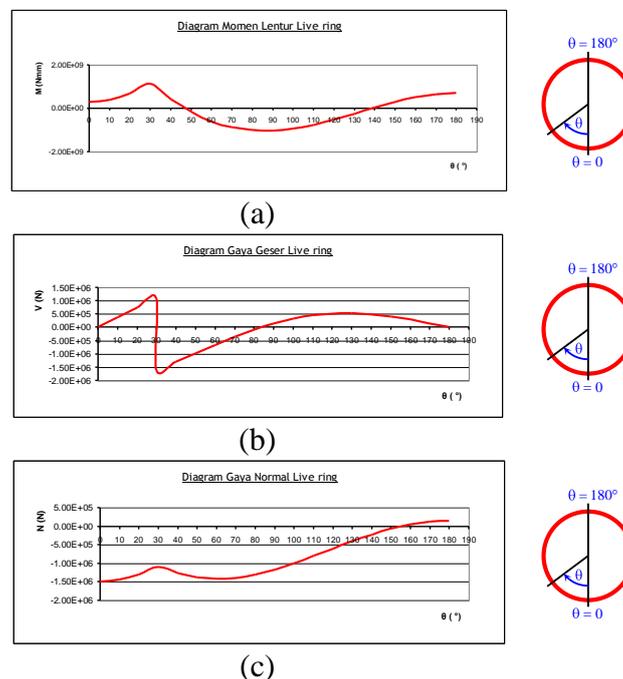
Dari tabel ini dapat diketahui bahwa program yang telah dibuat memberikan hasil yang hampir sama dengan dua paket program komersial lainnya. Hal ini terbukti dari penyimpangan reaksi tumpuan di bawah 5 %.

4.2 Tegangan pada *live ring*

Sebelum menentukan besarnya tegangan pada *live ring* terlebih dahulu akan ditentukan besar gaya-gaya dalam yang bekerja. Merujuk pada Gambar 11(b) dan dengan menggunakan analisis statik di sepanjang separuh *live ring* diperoleh distribusi gaya-gaya dalam seperti yang diperlihatkan pada Gambar 12.

Berdasarkan Gambar 12, momen lentur bernilai maksimum pada $\theta = 30^\circ$ sebesar $1.14 \cdot 10^6$ Nm, gaya geser bernilai maksimum pada $\theta = 30^\circ$ sebesar $1.62 \cdot 10^6$ N, dan gaya normal bernilai maksimum pada $\theta = 60^\circ$ sebesar $1.42 \cdot 10^6$ N. Sedangkan tegangan yang terjadi akibat gaya-gaya dalam ini diperlihatkan pada tabel 2.

Untuk kasus *live ring* dengan material DIN 17.205-E03-89. GS 30Mn5, W.St.No.1.1165 dengan kekuatan luluh 260 MPa, diperoleh faktor keamanan (*safety factor*) yang diizinkan untuk *live ring* sekitar 9.



Gambar 12 Diagram gaya-gaya dalam, (a) momen lentur, (b) gaya geser, dan (c) gaya normal

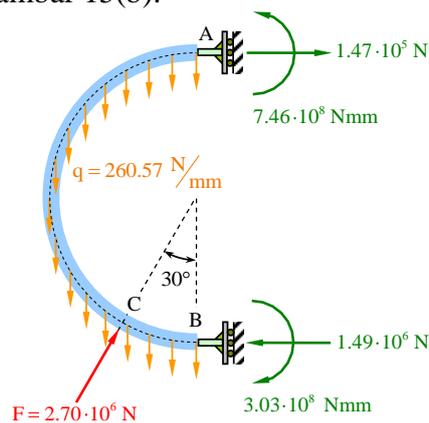
Tabel 2 Tegangan karena gaya-gaya dalam

θ	M		N	V
	σ_{\max} tarik (MPa)	σ_{\min} tekan (MPa)	σ_n (MPa)	τ_n (MPa)
30	23.56	-26.30	-1.98	-4.40
60	-12.36	13.80	-2.57	-1.79

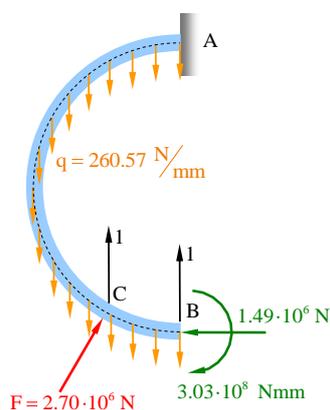
4.3 Lentutan vertikal (*ovality*) pada *live ring*

Berdasarkan Gambar 6 dan Gambar 11, *live ring* dapat dimodelkan seperti pada Gambar 13. Penghitungan lentutan pada *live ring* difokuskan pada penghitungan lentutan vertikal di beberapa titik. Lentutan vertikal *live ring* dianalisis melalui metode beban satuan yaitu dengan memberikan satu satuan gaya vertikal pada titik yang ingin diketahui lentutannya, dalam hal ini pada arah vertikal di titik B dan titik C, seperti yang diperlihatkan pada Gambar 14.

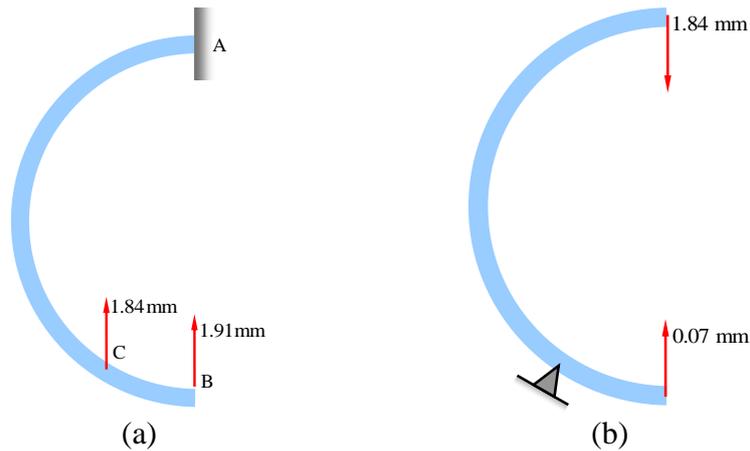
Berdasarkan penghitungan lentutan vertikal dengan metode gaya satuan dapat diketahui besar lentutan vertikal di titik B sebesar $\delta_{vB} = 1.91$ mm dan di titik C $\delta_{vC} = 1.84$ mm. seperti yang diperlihatkan pada Gambar 15(a). Sesungguhnya tumpuan A bukanlah tumpuan jepit melainkan tumpuan jepit-rol, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 13. Ini berarti tumpuan A akan mengalami perpindahan dalam arah vertikal. Sedangkan tumpuan C merupakan *supporting roller* yang seharusnya tidak mengalami lentutan vertikal. Dengan demikian lentutan sesungguhnya yang terjadi seperti yang diperlihatkan pada Gambar 15(b).



Gambar 13 Kondisi keseimbangan (*balance*) statik *live ring*

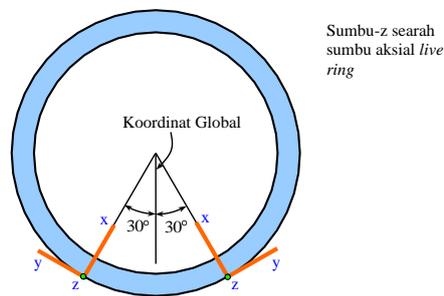


Gambar 14 Tumpuan jepit pada $\theta = 180^\circ$



Gambar 15 Lendutan (a) model hitungan, (b) sesungguhnya

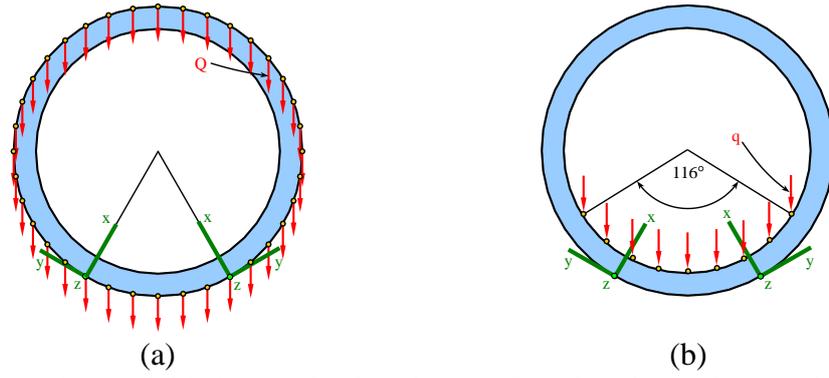
Sebagai pembandingan digunakan dua buah paket program komersial. Pada paket program komersial 1 kontak antara *live ring* dengan *supporting roller* diasumsikan berupa kontak titik (*node*) yang memanjang terhadap sumbu *kiln*. Tumpuan *supporting roller* membentuk sudut 30° terhadap sumbu vertikal, seperti yang diperlihatkan Gambar 16.



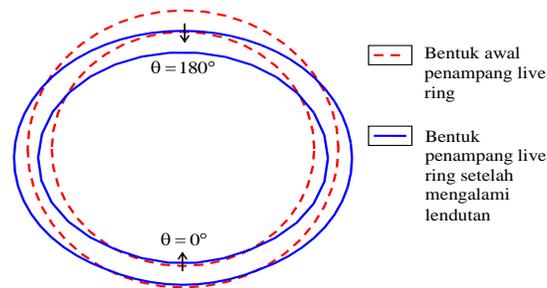
Gambar 16 Model *live ring* dengan tumpuan

Beban yang bekerja di *live ring* untuk simulasi pada paket program komersial 1 dibagi atas dua bagian. Pertama beban karena berat *live ring*, *pad*, *spring gear*, *shell kiln*, *fire brick*, dan *coating* yang dimodelkan terdistribusi di sekeliling *live ring* yang dinotasikan dengan Q , seperti ditampilkan pada Gambar 17(a). Sedangkan beban kedua adalah beban material *charge*, q yang terletak di dalam *live ring* yang membentuk sudut 116° , seperti diperlihatkan pada Gambar 17(b).

Berdasarkan model beban yang diperlihatkan pada Gambar 17(a) dan 17(b) diperoleh hasil seperti yang diperlihatkan pada Gambar 18.



Gambar 17 Model beban pada *live ring* (a) Q terdistribusi, (b) q terdistribusi



Gambar 18 Bentuk lendutan vertikal *live ring* dari paket program komersial

Dengan cara yang sama diperoleh juga bentuk *ovality* untuk paket program kedua. Berhubung paket program yang dikembangkan baru dapat menghitung lendutan di dua titik utama, yaitu pada titik-titik simetri maka lendutan kedua titik tersebut dibandingkan kedua paket program komersial, seperti diperlihatkan pada tabel 3.

Tabel 3 Nilai lendutan vertikal

Lendutan vertikal	Analitik (mm)	Paket program komersial 1 (mm)	Paket program komersial 2 (mm)
$\theta = 180^\circ$	+1.84	+1.93	+1.65
$\theta = 0^\circ$	-0.07	-0.32	-0.21

Sedangkan bentuk *ovality* dari *live ring* berdasarkan paket program yang dikembangkan baru merupakan perkiraan dengan cara menghubungkan tiga buah titik yang lendutannya diketahui yaitu titik-titik A, B, dan C. Penghitungan secara analitik maupun menggunakan paket program komersial dapat digunakan untuk mengetahui bentuk *ovality*, dimana bentuk dari *ovality* tersebut relatif sama walaupun nilai masing-masingnya berbeda.

Perbedaan hasil yang ditampilkan pada Tabel 3 relatif signifikan terutama untuk lendutan di $\theta = 0^\circ$. Perbedaan ini disebabkan karena model program yang dikembangkan berdimensi dua, sedangkan paket program komersial yang digunakan berdasarkan atas hasil metode elemen hingga dengan elemen tiga dimensi. Meskipun demikian hasil yang diperoleh sudah dapat memberikan informasi yang diperlukan.

5 Penutup

Dari hasil penelitian ini dapat disimpulkan bahwa paket program yang dikembangkan dapat digunakan untuk menghitung semua reaksi tumpuan *kiln*, menghitung seluruh tegangan yang bekerja pada *live ring*, serta dapat memperkirakan bentuk *ovality* yang terjadi.

Untuk kasus Indarung IV, tegangan normal maksimum berada pada sudut 30° atau di titik *supporting roller* yang diakibatkan oleh momen lentur maksimum senilai $1.14 \cdot 10^6$ Nm. Lendutan maksimum *live ring* berada pada daerah puncak (titik simetri atas) sebesar 1.84 mm.

Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM) VIII

Universitas Diponegoro, Semarang 11-12 Agustus 2009

Referensi

- [1] Bur, M., Febrianto, H., Adriyan., *Penghitungan tegangan yang bekerja pada live ring dan penghitungan ulang untuk pemilihan material girth gear kiln Indarung V PT. Semen Padang*, Kerja sama Penelitian Laboratorium Dinamika Struktur Unand – PT. Semen Padang, Padang, 2008.
 - [2] Bur, M., Febrianto, H., *Penghitungan tegangan yang bekerja pada live ring kiln Indarung III PT. Semen Padang*, Kerja sama Penelitian Laboratorium Dinamika Struktur Unand – PT. Semen Padang, Padang, 2008.
 - [3] Kremmers, W.G., *Excel in der Maschinenbau-konstruktion*, Fachbuchverlag Leipzig, Duisburg, 2003.
 - [4] Segerlind, Larry J., *Applied Finite Element Analysis*, John Wiley and Sons, Singapore, 1984.
 - [5] Timoshenko, S P., *Strength of Materials Part I- II*, D Van Nostrand Company Inc, New York, 1940.
 - [6] Walter, M., *Kiln Alignment Shell Ovality*, Phillips Kiln Service Company Gebhart, USA.
-