

**Pemanfaatan Paket Program Excel Dalam Analisis Statik Kiln
(Studi Kasus Indarung V PT. Semen Padang)**

***Mulyadi Bur, *Herry Febrianto, *Adriyan, **Minto Saksono
Tarlo Sembiring, **Mardian

***Laboratorium Dinamika Struktur, Jurusan Teknik Mesin, Universitas Andalas
*PT. Semen Padang
E-mail: mulyadibur@ft.unand.ac.id**

Abstrak

Makalah ini ditulis berdasarkan hasil penelitian atas kerusakan yang terjadi pada kiln Indarung III PT. Semen Padang, dimana pada live ring terjadi kegagalan dalam bentuk retak. Sementara itu pada kiln Indarung V juga terjadi kerusakan berupa perubahan bentuk pada live ring serta patahnya pinion gear dan terdeformasinya girth gear. Disamping itu ada juga kebutuhan untuk meningkatkan kapasitas produksi kiln Indarung V dari 7800 tpd menjadi 9000 tpd. Oleh karena itu dibutuhkan sebuah paket program praktis yang dapat digunakan secara simultan, mudah dan sederhana tanpa memerlukan pengetahuan pemrograman yang rumit. Paket program tersebut akan dipakai sebagai sarana simulasi untuk menentukan jenis material yang sesuai baik untuk material live ring maupun untuk material girth gear. Adapun paket program yang akan dipakai adalah paket program Microsoft Office Excel 2003 yang secara umum telah banyak digunakan.

Dasar penghitungan yang dipakai, dipilih metode yang sudah cukup dikenal yaitu dalil tiga momen untuk penentuan reaksi tumpuan struktur statis tak tentu dan tegangan kontak pada live ring dihitung berdasarkan tegangan Hertz. Sedangkan untuk penghitungan kekuatan dan umur roda gigi (pinion dan girth gear) digunakan Metode Niemann. Dari hasil penghitungan untuk kiln indarung V terlihat bahwa reaksi tumpuan terbesar terjadi pada tumpuan 2 senilai 7310 kN dan tegangan kontak pada live ring-nya bernilai -441.68 MPa. Sedangkan untuk girth gear dengan jenis material main gear G38CrNiMo4-2 dan jenis material pinion gear 30CrNiMo8 diperoleh hasil yang aman untuk berbagai kondisi seperti pitting, tooth breakage dan scoring. Untuk pasangan jenis material yang dipilih diperkirakan pasangan gigi ini berumur 6600 jam operasi.

Kata kunci: kiln, live ring, girth gear, dalil tiga momen, tegangan hertz.

1. Pendahuluan

Kiln merupakan peralatan yang utama dan terbesar di seluruh unit pabrik semen, yang berfungsi membakar *raw mix* menjadi *klinker*. Di dalam *kiln* terjadi proses pembentukan senyawa *klinker* yang merupakan bahan setengah jadi semen dari bahan bakunya (*raw mix*). Secara umum komponen utama dari sebuah *kiln* terdiri atas *shell kiln*, *live ring*, *supporting roller*, *kiln drive* dan *cooler*.

Beberapa waktu yang lalu *kiln* pada Indarung III mengalami kegagalan berupa terjadinya retak pada *live ring*-nya, sedangkan pada Indarung V terjadi perubahan bentuk pada *live ring* serta patahnya *pinion gear* dan terdeformasinya *main gear*. Untuk mengetahui kondisi existing yang terjadi pada *kiln* terutama pada *live ring* dan *girth gear*nya, maka perlu dilakukan analisis gaya-gaya yang pada tahap awal bersifat analisis statik. Target utama analisis adalah untuk mengetahui besar tegangan kontak yang terjadi serta kekuatan dan perkiraan umur roda gigi penggerak *kiln*.

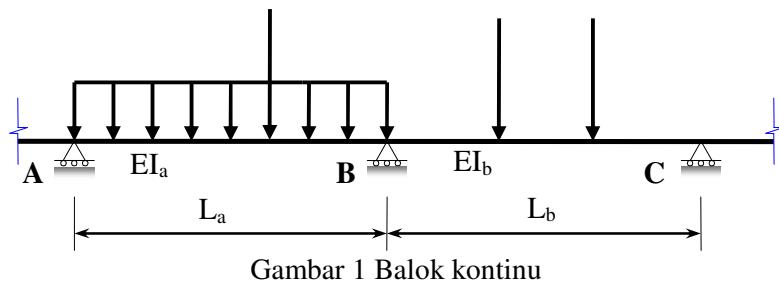
Untuk itu disusun sebuah program komputasi yang dapat digunakan secara simultan, mudah dan sederhana tanpa memerlukan pengetahuan pemrograman yang rumit. Disini dipilih paket program Microsoft Office Excel 2003 yang secara umum telah banyak digunakan (Kremmers, 2003).

Dasar penghitungan yang dipakai, dipilih metode yang sudah cukup dikenal yaitu dalil tiga momen untuk penentuan reaksi tumpuan struktur statis tak tentu dan tegangan kontak pada *live ring* dihitung berdasarkan tegangan Hertz (Dubbel, 1995). Sedangkan untuk penghitungan kekuatan dan umur roda gigi (*pinion* dan *girth gear*) digunakan Metode Niemann (Nieman, 1988).

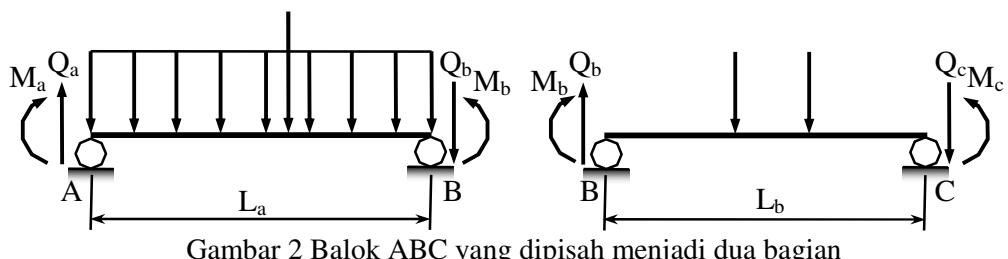
2. Dasar Teori

1. Dalil Tiga Momen

Dalil tiga momen merupakan sebuah metode yang digunakan untuk menyelesaikan masalah statik pada sebuah balok kontinu (Timoshenko, 1991; Gavin, 2002). Balok kontinu merupakan balok terbentang yang ditumpu oleh lebih dari dua tumpuan. Sebagai contoh sebuah potongan balok kontinu seperti diperlihatkan pada Gambar 1. Balok ditumpu di A, B, dan C dengan panjang dan momen inersia secara berurutan adalah L_a , I_a dan L_b , I_b . Balok diasumsikan memiliki material yang seragam dan mempunyai modulus elastisitas (E) yang sama di sepanjang batang.



Dengan prinsip superposisi balok ABC dapat diperlakukan sebagai dua buah balok yang ditumpu sederhana seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.



Penyelesaian masalah balok kontinu dapat dilakukan dengan menggunakan Teorema Luas Momen dan prinsip keseimbangan gaya-gaya. Untuk kasus balok kontinu di atas dapat diperoleh persamaan tiga momen sebagai berikut

$$M_a \left(\frac{L_a}{I_a} \right) + 2M_b \left(\frac{L_a}{I_a} + \frac{L_b}{I_b} \right) + M_c \left(\frac{L_b}{I_b} \right) = -\frac{6A_a \bar{x}_a}{I_a L_a} - \frac{6A_b \bar{x}_b}{I_b L_b} \quad (1)$$

2. Tegangan Kontak (Hertz Stress)

Tegangan kontak merupakan tegangan lokal yang timbul akibat adanya dua permukaan benda *solid* yang berkontak baik kontak berupa titik maupun berbentuk garis. Tegangan kontak juga dikenal dengan tegangan *Hertz*, karena diperkenalkan pertama kali oleh **Heinrich Rudolf Hertz** (22 Februari 1857 – 1 Januari 1894) di Jerman pada tahun 1881 (Duda, 1977).

Tegangan kontak yang terjadi antara dua permukaan silinder berupa tegangan tekan (σ_z) yang berbentuk setengah lingkaran dengan diameter $2a$ dan terdistribusi merata di sepanjang daerah kontaknya (ℓ), yang diperlihatkan pada Gambar 3.

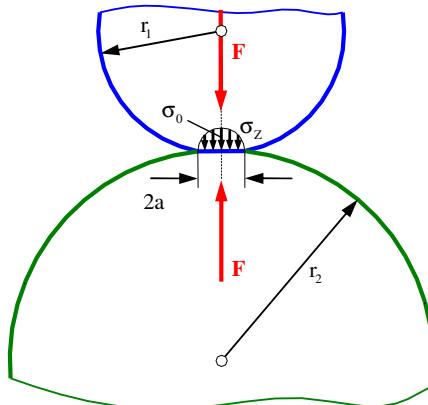
Tegangan kontak antara dua permukaan silinder dapat didefinisikan sebagai berikut

$$\sigma_{z_{\max}} = \sigma_0 = -\sqrt{\frac{FE}{2\pi\ell(1-v^2)} \left(\frac{r_1 + r_2}{r_1 \cdot r_2} \right)} \quad (2)$$

dan

$$a = \sqrt{\frac{8F(1-v^2)}{\pi E \ell} \left(\frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 + r_2} \right)} \quad (3)$$

dengan σ_0 menyatakan tegangan kontak maksimum, F gaya kontak, E modulus elastisitas material, ℓ panjang kontak, v *poisson's ratio*, r_1 jari-jari silinder 1, r_2 jari-jari silinder 2, dan a jari-jari daerah tegangan tekan.



Gambar 3 Tegangan kontak antara dua permukaan silinder

3. Roda Gigi

Roda gigi yang digunakan sebagai alat untuk menggerakan *kiln* adalah roda gigi miring. Metode perancangannya didasarkan atas Metode Niemann (Niemann, 1988). Oleh karena itu disini tidak dibahas lagi.

3. Metodologi

1. Pengambilan Data

Data-data yang dibutuhkan pada penelitian ini diperoleh dari pengukuran langsung ke lapangan dan menyadur data-data teknis yang ada di Departemen Teknik PT Semen Padang, dimana data-data tersebut berupa:

- Dimensi dan jenis material *kiln* Indarung V dan komponennya
- Semua jenis beban yang bekerja pada *kiln* Indarung V

2. Penghitungan Reaksi Tumpuan pada *Kiln*

Kiln Indarung V PT Semen Padang berbentuk silinder dengan diameter 5.6 m dan panjang 84 m. *Kiln* tersebut ditumpu oleh tiga buah *live ring* yang dipasang pada jarak tertentu di sepanjang *kiln*. Masing-masing *live ring* ditumpu oleh *supporting roller* yang merupakan penumpu *kiln* yang dimaksud pada penelitian ini, seperti terlihat pada Gambar 4.

Untuk menghitung reaksi tumpuan *kiln* Indarung V, struktur *kiln* dimodelkan dalam dua dimensi sebagai sebuah struktur balok kontinu dengan tiga tumpuan dan momen inersia penampang dianggap konstan di sepanjang *kiln*.

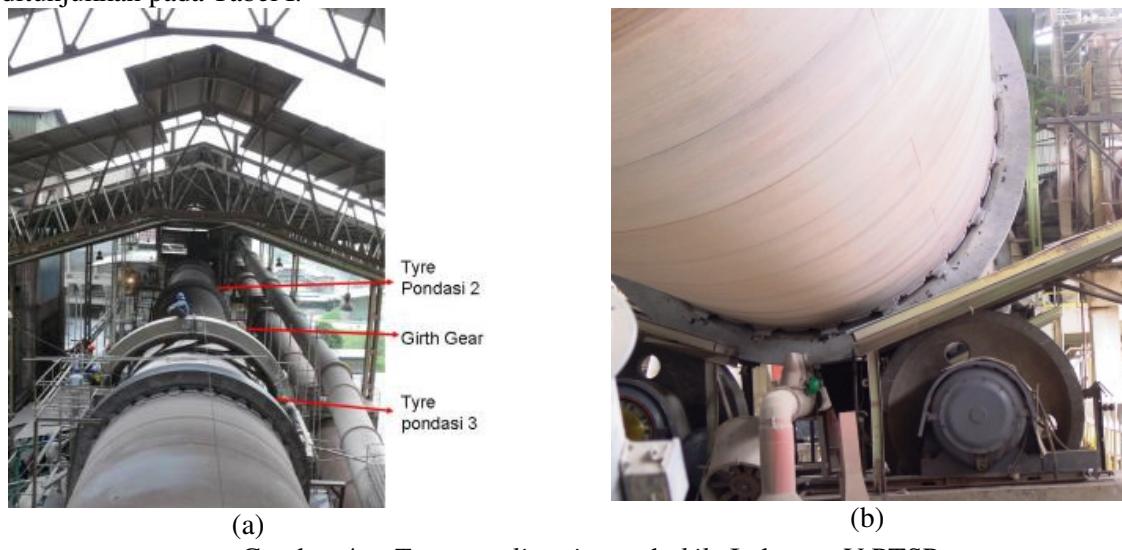
2.1. Pemodelan dan Penghitungan Beban

Pembebaan yang bekerja pada *kiln* merupakan beban statik akibat berat sendiri dari *shell kiln* dan berat komponen yang melekat pada *shell kiln* tersebut. Beban-beban statik tersebut adalah beban akibat:

1. Berat *shell kiln*

Kiln mempunyai *shell* dengan ketebalan yang berbeda-beda pada bagian tertentu sesuai dengan temperatur dan beban yang diterimanya. Berat *shell kiln* dihitung persegmen sesuai dengan massa

dan panjang masing-masing segmen. Dalam kasus ini massa jenis *shell* diasumsikan sebesar 7800 kg/m^3 . Hasil perhitungan berat persatuan panjang segmen, yang disimbolkan dengan Q_{Shell} , ditunjukkan pada Tabel I.



Gambar 4 a. *Tyre* atau *live ring* pada *kiln* Indarung V PTSP
b. *Supporting roller*

Tabel 1. Beban akibat berat *shell kiln*

Segmen	Posisi (mm)	Tebal (mm)	Volume (m^3)	Massa (kg)	Q_{shell} (N/mm)
1	0 - 4600	50	4.084	31,856.3	67.9
2	4600 - 6100	70	1.871	14,594.6	95.4
3	6100 - 8500	90	3.863	30,129.0	123.2
4	8500 - 10000	70	1.871	14,594.6	95.4
5	10000 - 11500	50	1.332	10,387.9	67.9
.
.
.
35	83210 - 84000	28	0.391	3,051.8	37.9

2. Berat *fire brick*

Fire brick dipasang secara merata di sepanjang *shell kiln* dengan ketebalan 250 mm dan massa jenis 2800 kg/m^3 . Beban akibat berat *fire brick* merupakan beban terdistribusi yang diperoleh dengan menghitung massa *fire brick* seluruhnya dan kemudian dihitung berat persatuan panjang. Hasil perhitungan berat persatuan panjang *fire brick*, yang disimbolkan dengan Q_{FB} , adalah

$$Q_{\text{FB}} = \frac{988680 \cdot 9.81}{84000} = 115.46 \text{ N/mm}$$

3. Berat *coating*

Lapisan *coating* merupakan lapisan yang terbentuk akibat lelehan dari pembakaran *raw mix* yang kemudian melekat pada permukaan *fire brick*. Pada *kiln* Indarung V lapisan *coating* diasumsikan terdapat pada jarak 15000 mm hingga 40000 mm dari outlet *kiln* dengan ketebalan merata sebesar 200 mm dan massa jenis 1000 kg/m^3 . Ini berarti bahwa beban akibat berat *coating* persatuan panjang (Q_c) adalah

$$Q_c = \frac{77000 \cdot 9.81}{25000} = 30.22 \text{ N/mm}$$

4. Berat *klinker*

Untuk *kiln* Indarung V, *klinker* dengan massa jenis 800 kg/m^3 diasumsikan mengisi 10 % volume efektif *kiln*. Jika diameter efektif *kiln* 5100 mm, maka volume efektif *kiln* menjadi 1716.7 mm^3 . Dengan demikian massa total *klinker* di dalam *kiln* sebesar 137333 kg atau beban persatuan panjang akibat berat *klinker* (Q_K) adalah

$$Q_K = \frac{137333 \cdot 9.81}{84000} = 16.04 \text{ N/mm}$$

5. Berat *live ring* dan *pad*

Beban yang bekerja akibat berat *live ring* dan *pad* diasumsikan sebagai gaya terpusat yang bekerja pada titik tengah dari lebar *live ring*. Masing-masing *live ring* mempunyai berat yang berbeda-beda seperti diperlihatkan pada Tabel II.

Tabel 2. Beban akibat berat *live ring*

Tumpuan	Posisi (mm)	F_{LR} (kN)	F_{pad} (kN)
1	7300	582.2	77.3
2	36250	679.5	91.7
3	68600	604.4	77.3

6. Berat *girth gear*

Girth gear merupakan roda gigi yang dipasang pada *shell kiln* dan berfungsi sebagai penggerak. *Girth gear* tersebut dipasang pada jarak 63600 mm dari outlet *kiln*. Beban akibat dari berat *girth gear* diasumsikan bekerja sebagai gaya terpusat pada titik beratnya. Jika massanya bernilai 30 ton, maka berat *girth gear* (F_{Gear}) adalah

$$F_{Gear} = 30000 \cdot 9.81 = 294300 \text{ N}$$

Berdasarkan hasil perhitungan berat dari masing-masing komponen tersebut di atas, maka pemodelan struktur *kiln* dan beban yang bekerja dapat dilihat pada Gambar 5.

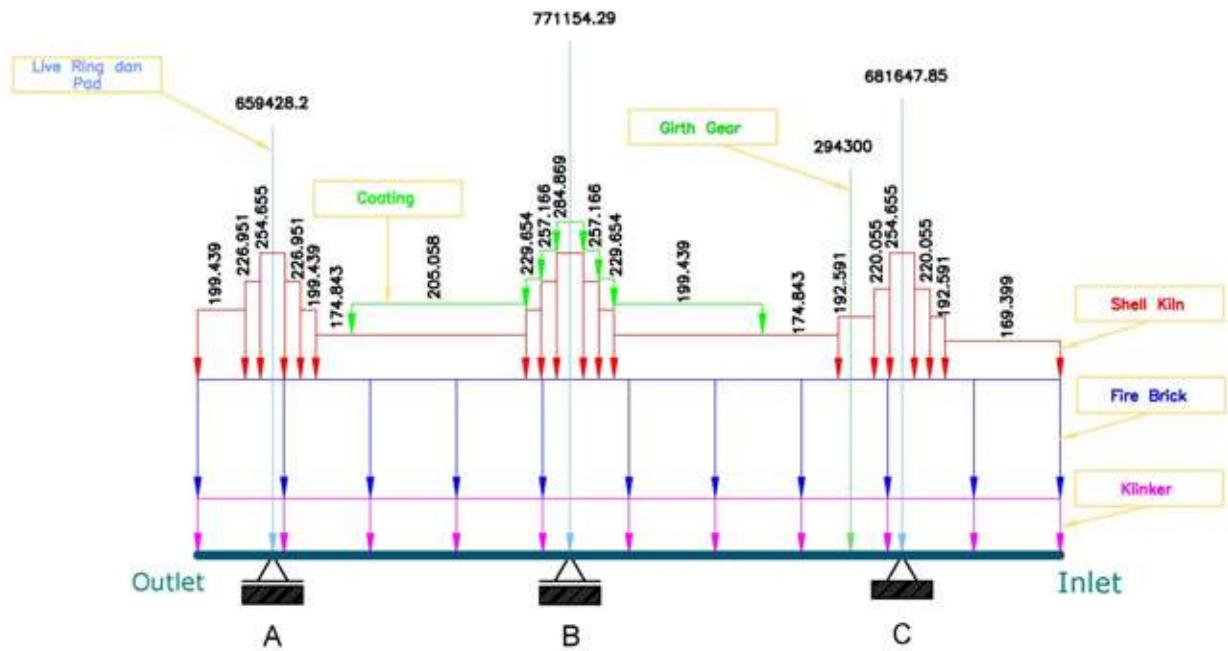
2.2. Penyusunan Paket Program Excel untuk Menghitung Reaksi Tumpuan Kiln

Berdasarkan persamaan dalil tiga momen dibuat sebuah program dengan menggunakan paket program Excel. Program ini dapat digunakan untuk menghitung reaksi tumpuan struktur statis tak tentu yang memiliki tiga tumpuan. Tampilan dari program tersebut ditunjukkan pada Gambar 6. *Input* dari program ini berupa variabel seperti dimensi dan beban. Penjelasan tentang dimensi dan beban ini dapat dilihat pada bagian sebelah kiri Gambar 6. Sedangkan output program berupa nilai dari reaksi tumpuan serta momen internal yang bekerja pada tumpuan B.

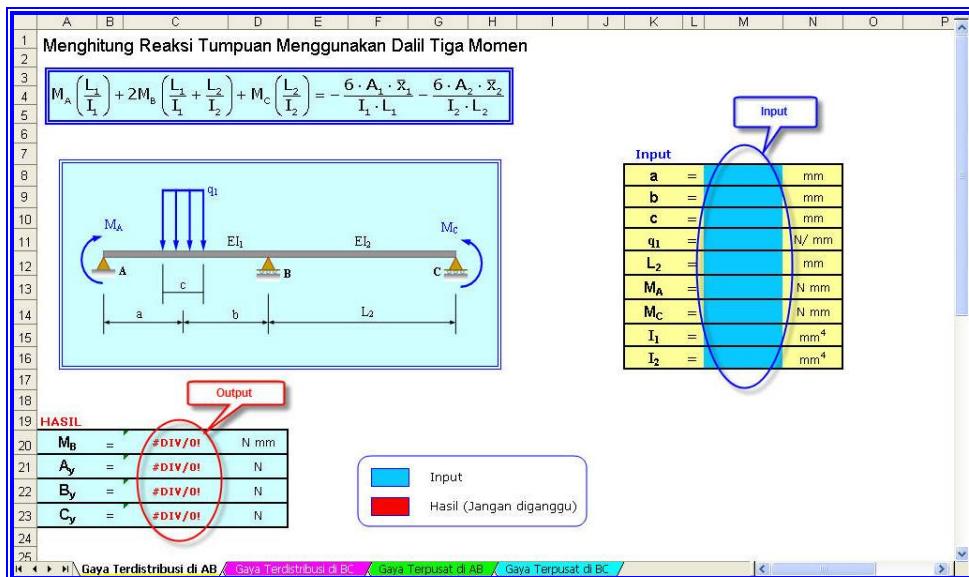
3. Penghitungan Tegangan Kontak

Tegangan kontak yang dihitung adalah tegangan kontak yang terjadi pada tumpuan dengan gaya reaksi maksimum. Untuk kasus Indarung V, reaksi tumpuan maksimum terjadi pada tumpuan B. Parameter yang diperlukan untuk menghitung tegangan kontak tersebut adalah

- Modulus Elastisitas (E) = $210 \cdot 10^3 \text{ MPa}$
- Panjang kontak (ℓ) = 915 mm
- *Poisson's ratio* (ν) = 0.3
- Jari-jari *live ring* (r_1) = 3413 mm
- Jari-jari *supporting roller* R_1 (r_2) = 1500 mm



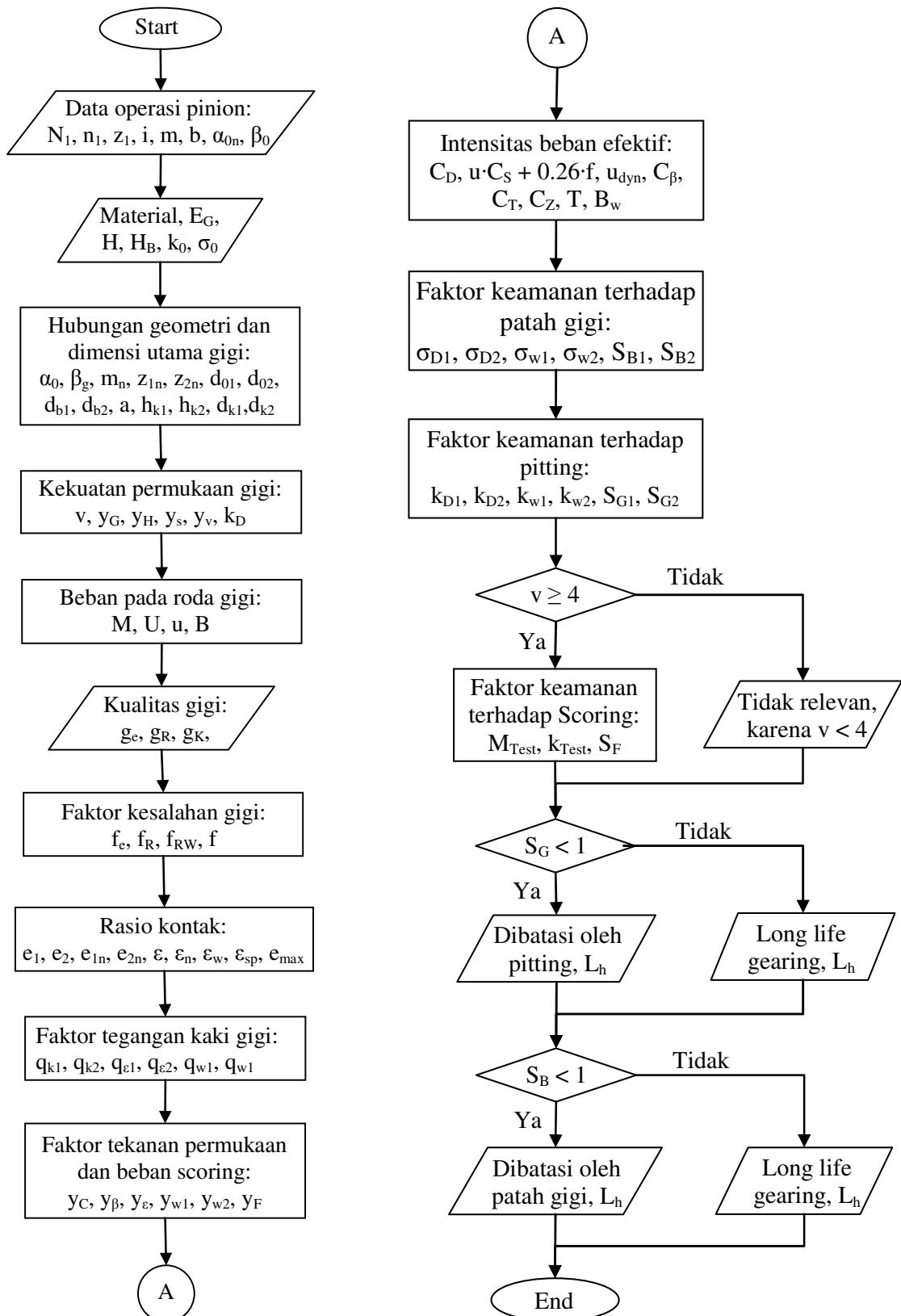
Gambar 5 Pemodelan *kiln* beserta pembebanan yang bekerja dan tumpuannya



Gambar 6 Tampilan program untuk kasus beban terdistribusi di AB

3.1 Penghitungan Roda Gigi

Dalam perancangan atau penghitungan roda gigi diperlukan data operasi dari *pinion*, berupa daya motor penggerak (N_1) dan putaran (n_1), jumlah gigi (z_1), rasio reduksi pasangan roda gigi (i), sudut tekan gigi ($\alpha_{0n} = 20^\circ$ - standar), sudut heliks gigi (β_0), lebar gigi (b) dan modul gigi (m) serta data material roda gigi. Untuk kasus Indarung V, nilai dari data-data tersebut dapat dilihat pada Tabel III. Berdasarkan diagram alir seperti terlihat pada Gambar 7, maka disusun program penghitungan roda gigi dengan memanfaatkan paket program excel, seperti diperlihatkan pada Gambar 8.



Gambar 7 Diagram alir proses penghitungan roda gigi

Perhitungan Roda Gigi Miring tanpa Faktor Pergeseran Profil
Design and Calculation in Mechanical Engineering Vol. II Gears, Gustav Niemann

A. Data Operasi Pinion

No.	Nama	Nilai	Keterangan
1	Daya	N ₁	1150 HP
2	Putaran	n ₁	29.74 rpm
3	Modul gigi	m	33.87 mm
4	Jumlah gigi pinion	z ₁	23
5	Rasio reduksi	i	9.913
6	Lebar gigi	b	689.5 mm
7	Sudut heliks	β ₀	10°
8	Sudut tekan gigi normal lingkaran pitch	α ₀	Roda gigi miring α ₀

B. Data Material dan Faktor Keamanan

>> Apakah material gear sama dengan material pinion?		<input checked="" type="checkbox"/> Ya / Yes	Dicek: kedua material sama	
1. Data Material Pinion dan Faktor Keamanan				
No.	Nama	Nilai	Keterangan	
9a	Material		Table 22/25	
10a	Modulus elastisitas material	E _G	21000 kgf/mm ²	
11a	Kekerasan permukaan material	H	400 BHN	Kekerasan permukaan roda gigi
12a	Kekuatan permukaan gigi	H _b	400 BHN	Table 22/25
		k ₀	1.07 kgf/mm ²	Table 22/25

Gambar 8 Cuplikan tampilan program penghitungan roda gigi pada Microsoft Excel

Tabel 3 Data operasi *pinion* dari sistem penggerak *kiln* Indarung V

No.	Nama	Nilai		
1	Daya	N ₁	1150	HP
2	Putaran	n ₁	29.74	rpm
3	Modul gigi	m	33.87	mm
4	Jumlah gigi <i>pinion</i>	z ₁	23	
5	Rasio reduksi	i	9.913	
6	Lebar gigi	b	689.5	mm
7	Sudut heliks	β ₀	10	°
8	Sudut tekan gigi normal lingkaran pitch	α ₀	20	°

4. Hasil dan Pembahasan

Dari penelitian ini telah dihasilkan beberapa buah program yang berbasiskan paket program excel. Program-program tersebut sangat membantu para insinyur di industri dalam hal menghitung reaksi tumpuan struktur *kiln*, menghitung tegangan kontak antara *live ring* dan *supporting roller* serta untuk menghitung kekuatan dan umur roda gigi miring. Untuk validasi program dilakukan uji coba program terhadap soal-soal sederhana yang dapat dihitung secara manual. Perbandingan hasil hitungan dengan program yang telah disusun dan hasil penghitungan manual memberikan hasil yang tidak jauh berbeda.

1. Penghitungan Reaksi Tumpuan pada Kiln

Berdasarkan data beban yang dimiliki, maka disimulasikan masing-masing beban yang dimulai dari berat *klinker*, kemudian *fire brick*, *shell kiln*, *coating*, dilanjutkan dengan beban-beban terpusat seperti *live ring* dan *girth gear*. Khusus dalam peng-input-an *shell kiln* harus dilakukan beberapa kali, karena tebal *shell kiln* yang tidak seragam. Dari masing-masing beban tersebut akan memberikan reaksi tumpuan yang kemudian kalau dijumlahkan akan memberikan reaksi tumpuan secara keseluruhan, seperti diperlihatkan pada Tabel IV.

Tabel IV Hasil penghitungan reaksi tumpuan pada *kiln* menggunakan MS Excel

No	Beban	Tumpuan A (N)	Tumpuan B (N)	Tumpuan C (N)
1	Klinker	$3.4 \cdot 10^5$	$4.64 \cdot 10^5$	$5.44 \cdot 10^5$
2	Fire Brick	$2.45 \cdot 10^6$	$3.34 \cdot 10^6$	$3.91 \cdot 10^6$
3	Shell	$1.32 \cdot 10^6$	$1.92 \cdot 10^6$	$1.7 \cdot 10^6$
4	Coating	$2.72 \cdot 10^5$	$7.53 \cdot 10^5$	$-3.74 \cdot 10^4$
5	Live ring + Pad	$6.59 \cdot 10^6$	$7.71 \cdot 10^5$	$6.82 \cdot 10^5$
6	Gear	$-1.3 \cdot 10^4$	$7.03 \cdot 10^4$	$2.37 \cdot 10^5$
	Total	$5.02 \cdot 10^6$	$7.31 \cdot 10^6$	$7.04 \cdot 10^6$

Dari Tabel IV terlihat bahwa reaksi tumpuan terbesar terjadi pada tumpuan B sebesar $7.31 \cdot 10^6$ N. Dengan demikian dapat disimpulkan bahwa kondisi kritis akan terjadi pada tumpuan B yang selanjutnya akan dihitung tegangan kontak yang terjadi.

2. Penghitungan Tegangan Kontak

Dari hasil perhitungan diperoleh bahwa tegangan kontak pada tumpuan B terjadi sebesar -441.68 MPa. Dengan asumsi bahwa kontak antara *live ring* dan *supporting roller* berbentuk garis, maka tegangan kontak yang terjadi tidak boleh melebihi empat kali dari tegangan izin material (<http://www.eng-tips.com/viewthread.cfm?qid=95671&page=7> dan <http://www.utm.edu/departments/engin/lemaster/Machine%20Design/Lecture%202022.pdf>). Dengan demikian kekuatan luluh material minimum yang diperlukan adalah setara dengan $1441.68/4$ atau 110.42 MPa.

Material *existing* untuk *live ring* digunakan DIN 17.205-E03-89. GS 30Mn5, W.St.No. 1.1165 dengan kekuatan luluh 260 MPa. Ini berarti bahwa faktor keamanan yang digunakan dalam perancangan awal *live ring* adalah setara dengan $1260/110.42$ atau 2.35. Berdasarkan pengalaman pemilihan faktor keamanan untuk alat-alat berat sebesar 2.35 ini cukup beresiko. Artinya proses produksi dan perakitan peralatan ini dituntut dengan ketelitian yang cukup tinggi dan dalam pengoperasian harus mengikuti prosedur operasional yang telah ditetapkan termasuk di dalamnya kedisiplinan dalam proses perawatan secara berkala.

3. Penghitungan Roda Gigi

Berdasarkan program komputasi yang dibuat dapat dilakukan simulasi yang sangat membantu pihak industri dalam menentukan jenis material *girth gear*. Untuk kasus Indarung V beberapa *supplier* mengajukan penawaran dengan berbagai jenis material, seperti yang diperlihatkan pada Tabel V. Hasil penghitungan menunjukkan bahwa pasangan roda gigi no. 1 pada Tabel V tidak memiliki keterbatasan terhadap *pitting* pada *pinion*-nya ($S_{G1} = 1.25$) dan juga pada *girth gear*-nya ($S_{G2} = 1.24$). Jika diprediksi kemungkinan terjadinya *pitting* pertama kali di permukaan roda gigi dengan jenis material ini adalah setelah beroperasi selama 6596.35 jam atau lebih dari 9 bulan, dan 5023.76 jam atau kurang dari 7 bulan. Disamping itu pasangan roda gigi ini aman terhadap terjadinya *tooth breakage*.

Selanjutnya, untuk pasangan roda gigi no. 2, karena tidak diketahui kualitas pengrajaannya menurut standar DIN maka diasumsikan kualitas DIN 8 untuk kualitas pengrajaannya. Pasangan roda gigi ini sama halnya dengan pasangan roda gigi no. 1, yaitu tidak memiliki keterbatasan terhadap *pitting* pada *pinion*-nya ($S_{G1} = 1.01$) dan dapat beroperasi selama 3330.50 jam atau lebih dari 4.5 bulan, sedangkan *girth gear*-nya juga aman terhadap *pitting* ($S_{G2} = 1.07$), dan dapat beroperasi selama 3256.41 jam (sekitar 4.5 bulan) pada kondisi beban penuh. Selanjutnya pasangan roda gigi ini juga aman terhadap terjadinya *tooth breakage*.

Kemudian, untuk pasangan roda gigi dengan material no. 3, *pinion* dan *girth gear*-nya aman baik akibat *pitting* ataupun akibat *tooth breakage* (karena S_{G1} dan S_{G2} besar dari 1). Kasus *pitting* diperkirakan terjadi pertama kali pada *pinion* dan *girth gear* setelah beroperasi selama 6600.73 jam (lebih dari 9 bulan) dan 10684.42 jam (lebih dari 14.5 bulan) untuk kondisi beban penuh. Ketiga jenis

material tersebut tidak akan mengalami scoring, karena kecepatan kiln sebesar 1.21 m/s masih di bawah kecepatan syarat terjadinya scoring (4.0 m/s).

Tabel V Alternatif data pasangan material roda gigi *girth gear* dan *pinion*

No.	Item	<i>Girth gear</i>	<i>Pinion</i>
1	<i>Manufacturer</i>	GEARS INDIA, India	
	Jenis material	GS34CrMo4	30 CrNiMo8
	Kekerasan	225 – 260 BHN	290 – 340 BHN
	Kualitas penggerjaan	DIN 9	DIN 9
2	<i>Manufacturer</i>	CITIC Heavy Machinery Co Ltd, China	
	Jenis material	ZG42CrMo	35CrMo
	Kekerasan	200 – 250 BHN	207 – 269 BHN
	Kualitas penggerjaan	-	-
3	<i>Manufacturer</i>	FERRY – CAPITAIN, France	
	Jenis material	G38CrNiMo4-2	30 CrNiMo8
	Kekerasan	225 BHN	341 BHN
	Kualitas penggerjaan	AGMA 8 – <i>Finish machined</i>	AGMA 10 – <i>Finish machined</i>

5. Penutup

Program Excel yang disusun dapat membantu para insinyur untuk mempercepat proses penghitungan kekuatan struktur yang dalam hal ini adalah kekuatan kontak *live ring*, umur dan kekuatan *girth gear* dari *kiln* Indarung V PTSP. Program yang telah disusun telah diujicobakan terhadap kasus-kasus teoritik dan memberikan hasil yang cukup memuaskan. Kemudian berdasarkan program tersebut dilakukan analisis untuk *live ring* Indarung V, dimana diperoleh hasil bahwa tegangan kontak maksimum terjadi pada tumpuan B dengan nilai -441.68 MPa. Berdasarkan data material *live ring* diketahui kekuatan luluhnya sebesar 260 MPa. Ini berarti bahwa faktor keamanan dalam perancangan *live ring* tersebut dipilih sebesar 2.35. Kondisi *live ring* saat ini sudah berbentuk oval karena telah terjadi deformasi. Oleh karena itu, jika dilakukan pengantian *live ring* disarankan untuk menggunakan faktor keamanan lebih besar dari 2.35. Dengan kata lain dipilih material dengan kekuatan luluh yang lebih tinggi.

Dari tiga alternatif pasangan material roda gigi seperti diperlihatkan pada Tabel V disarankan untuk dipilih pasangan material jenis G38CrNiMo4-2 untuk *girth gear* dan material 30CrNiMo8 untuk *pinion*, karena pasangan material ini memberikan hasil dengan umur operasional yang lebih lama. Dari *output* program terlihat bahwa pasangan roda gigi tersebut memiliki umur operasi di atas 9 bulan untuk *pinion* dan 14 bulan untuk *girth gear*. Ini berarti bahwa roda gigi tersebut mempunyai *life time* selama 9 bulan dengan beban penuh dan beroperasi 24 jam per hari.

Daftar Pustaka

- Bourg, D.M., 2006, *Excel Scientific and Engineering Cookbook*, O'Reilly Media, Inc., Sebastopol, USA.
- Dubbel, 1995, *Taschenbuch für den Maschinenbau*, Springer-Verlag, Berlin.
- Duda, W.H., 1977, *Cement-data-Book*, bauverlag GmbH, Wies Baden and Berlin.
- Gavin, Henri P., 2002, *Journal: The Three-Moment Equation for Continuous Beam Analysis*, Department of Civil and Environmental Engineering, Duke University.
- Hearn, E.J., 1997, *Mechanics of Materials 2*, Third Edition, Butterworth-Heinemann, Oxford.
- Kremmers, W.G., 2003, *Excel in der Maschinenbaukonstruktion: Beurteilberechnung mit Excelbeispielsammlung*, 2. Auflage, Fachbuchverlag Lepzig im Carl Hanser Verlag, München.

Liengme, B.V., 2003, *A Guide to Microsoft Excel 2002 for Scientists and Engineers, Third Edition, Elsevier, Burlington.*

Niemann, G., 1988, *Machine Element Design and Calculation in Mechanical Engineering Vol II Gears, Springer-Verlag, Berlin.*

Timoshenko, S.P.; Gere, J.M., 1991, *Mechanics of Materials, Third Edition, Chapman & Hall, Singapore.*

<http://www.eng-tips.com/viewthread.cfm?qid=95671&page=7>

<http://www.utm.edu/departments/engin/lemaster/Machine%20Design/Lecture%2022.pdf>