

**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 gearnya, 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.

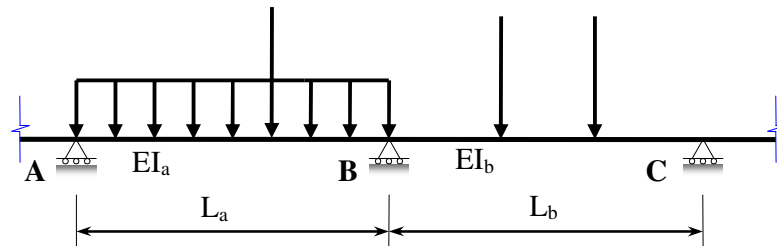
Untuk itu disusun sebuah program komputasi yang dapat digunakan secara simultan, mudah dan sederhana tanpa memerlukan pengetahuan pemrograman yang rumit. Disini dipilih paket program Microsoft Office Excel 2003 yang secara umum telah banyak digunakan (Kremmers, 2003).

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 (Niemann, 1988).

## 2. Dasar Teori

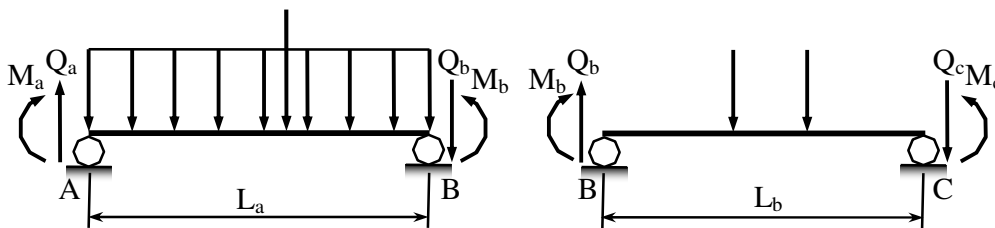
### 1. Dalil Tiga Momen

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.



Gambar 1 Balok kontinu

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



Gambar 2 Balok ABC yang dipisah menjadi dua bagian

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 ( $\sigma_z$ ) yang berbentuk setengah lingkaran dengan diameter  $2a$  dan terdistribusi merata di sepanjang daerah kontak ( $\ell$ ), yang diperlihatkan pada Gambar 3.

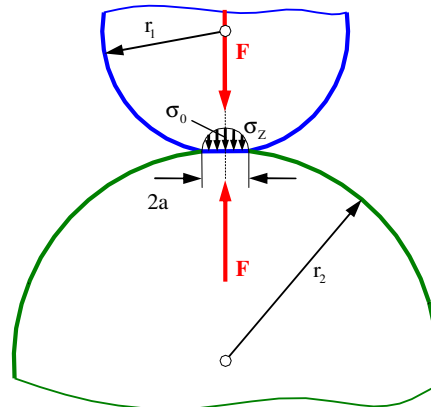
Tegangan kontak antara dua permukaan silinder dapat didefinisikan sebagai berikut

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

dan

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

dengan  $\sigma_0$  menyatakan tegangan kontak maksimum,  $F$  gaya kontak,  $E$  modulus elastisitas material,  $\ell$  panjang kontak,  $\nu$  *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 menggerakkan *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

Pembebanan yang bekerja pada *kiln* merupakan beban statik akibat berat sendiri dari *shell kiln* dan berat komponen yang melekat pada *shell kiln* tersebut. Beban-belan 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  $7800 \text{ kg/m}^3$ . Hasil perhitungan berat persatuan panjang segmen, yang disimbolkan dengan  $Q_{\text{Shell}}$ , ditunjukkan pada Tabel I.



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

Tabel 1. Beban akibat berat *shell* kiln

| Segmen | Posisi (mm)   | Tebal (mm) | Volume (m <sup>3</sup> ) | Massa (kg) | Qshell (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  $2800 \text{ kg/m}^3$ . 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  $Q_{\text{FB}}$ , 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  $1000 \text{ kg/m}^3$ . Ini berarti bahwa beban akibat berat *coating* persatuan panjang ( $Q_{\text{C}}$ ) 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  $800 \text{ kg/m}^3$  diasumsikan mengisi 10 % volume efektif *kiln*. Jika diameter efektif *kiln* 5100 mm, maka volume efektif *kiln* menjadi  $1716.7 \text{ mm}^3$ . 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.

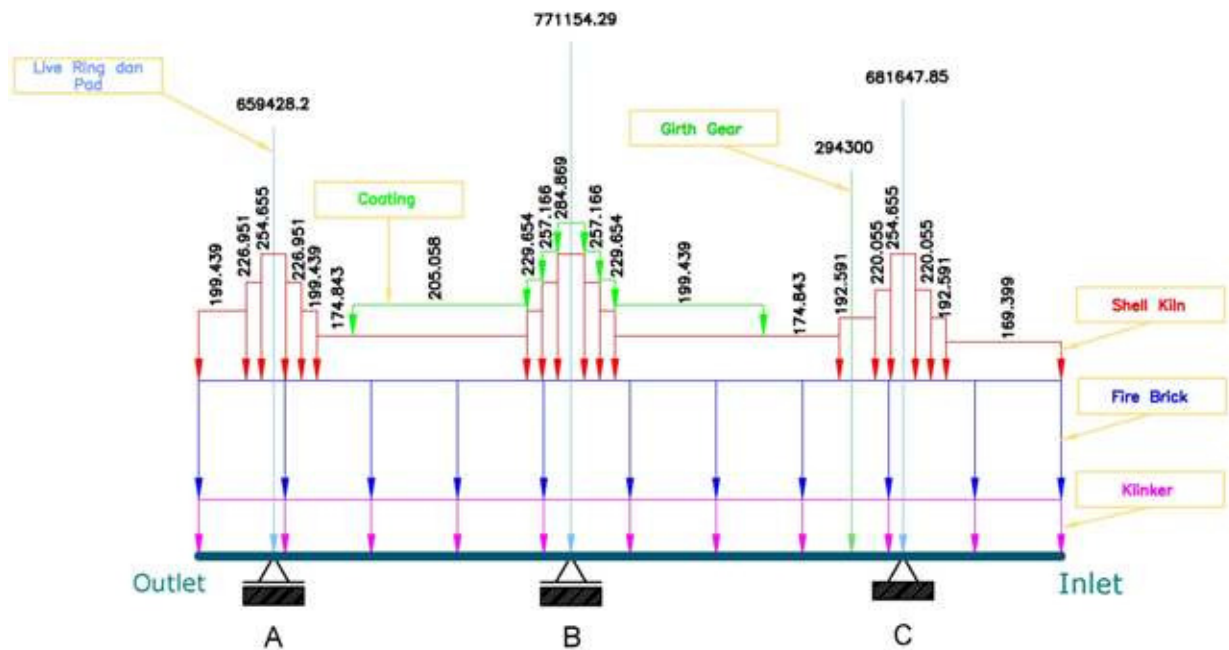
2.2. Penyusunan Paket Program Excel untuk Menghitung Reaksi Tumpuan Kiln

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.

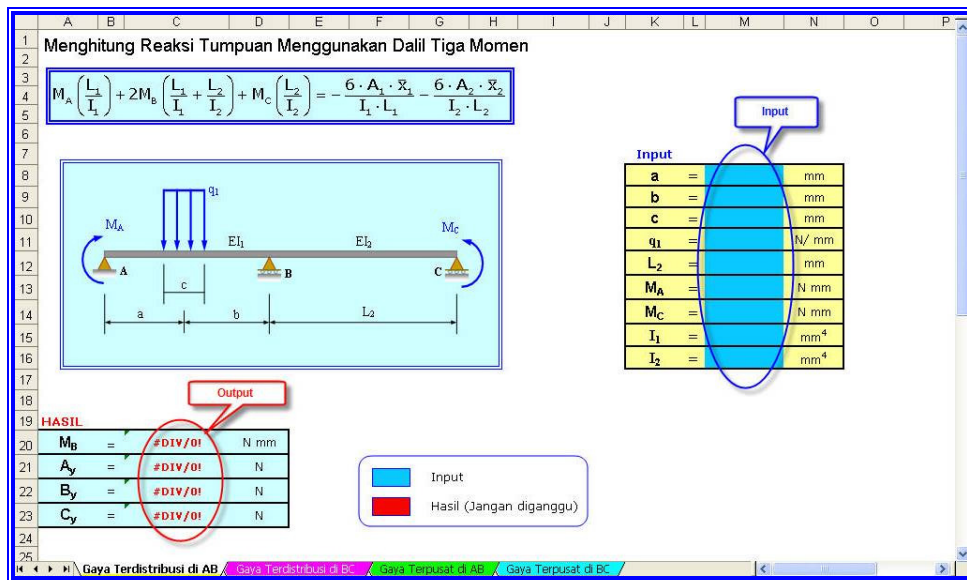
3. Penghitungan Tegangan Kontak

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 ( $\ell$ ) = 915 mm
- *Poisson's ratio* ( $\nu$ ) = 0.3
- Jari-jari *live ring* ( $r_1$ ) = 3413 mm
- Jari-jari *supporting roller*  $R_1$  ( $r_2$ ) = 1500 mm



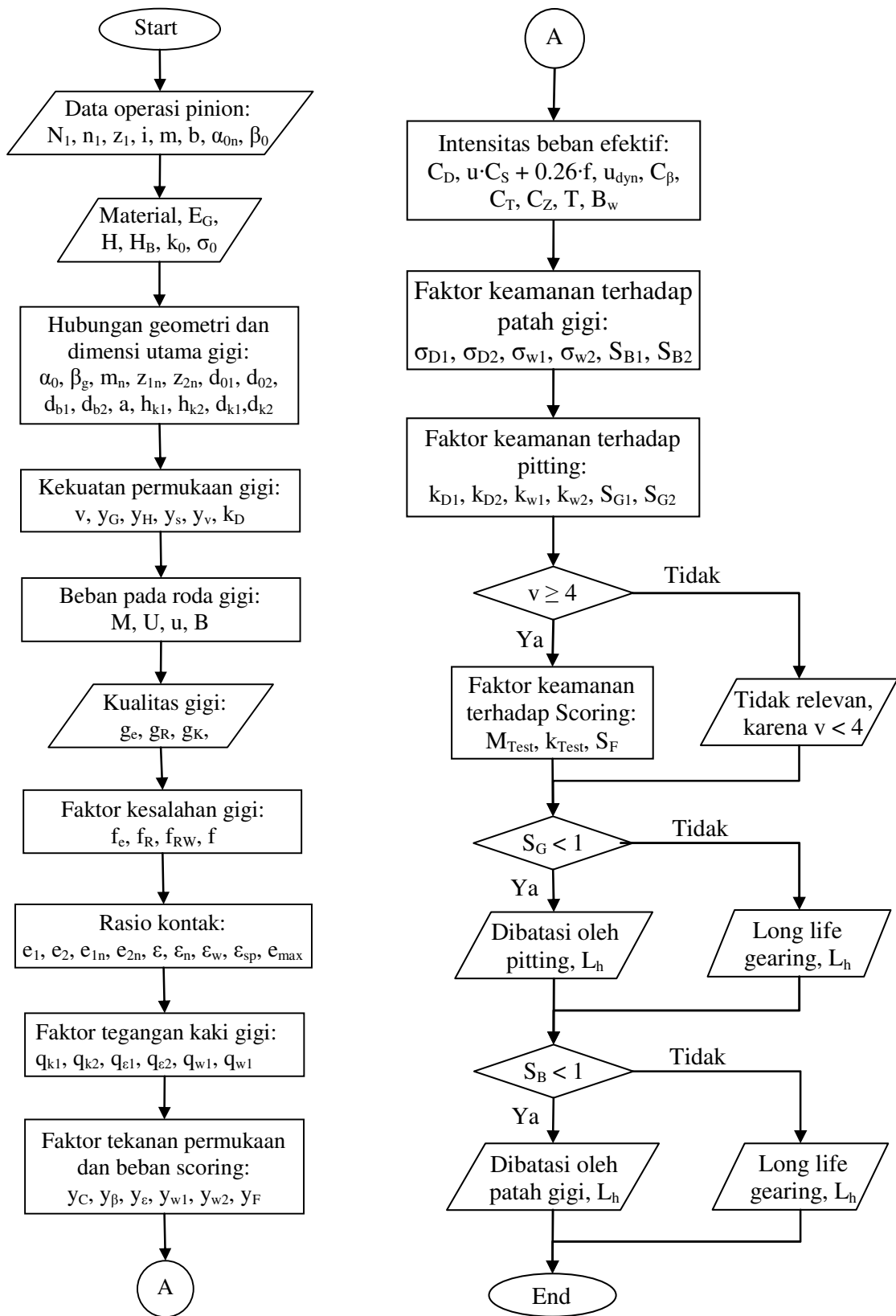
Gambar 5 Pemodelan kiln beserta pembebanan yang bekerja dan tumpuannya



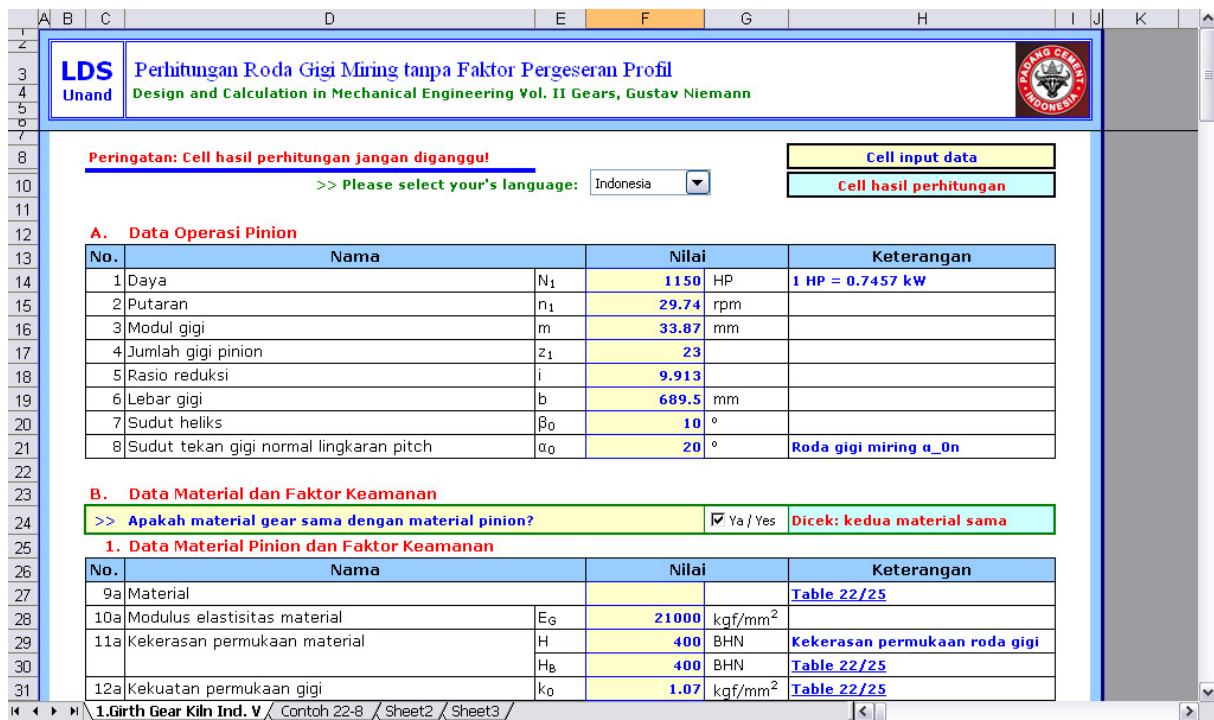
Gambar 6 Tampilan program untuk kasus beban terdistribusi di AB

### 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 ( $\beta_0$ ), 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



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                                   | $\beta_0$  | 10 °      |
| 8   | Sudut tekan gigi normal lingkaran <i>pitch</i> | $\alpha_0$ | 20 °      |

#### 4. Hasil dan Pembahasan

Dari penelitian ini telah dihasilkan beberapa buah program yang berbasis 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            | $-1.3 \cdot 10^4$                   | $7.03 \cdot 10^4$                   | $2.37 \cdot 10^5$                   |
|    | <b>Total</b>    | <b><math>5.02 \cdot 10^6</math></b> | <b><math>7.31 \cdot 10^6</math></b> | <b><math>7.04 \cdot 10^6</math></b> |

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* berbetuk 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  $|441.68/4|$  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  $|260/110.42|$  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 pengerjaannya menurut standar DIN maka diasumsikan kualitas DIN 8 untuk kualitas pengerjaannya. 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> | <b>GEARS INDIA, India</b>                  |                                  |
|     | Jenis material      | GS34CrMo4                                  | 30 CrNiMo8                       |
|     | Kekerasan           | 225 – 260 BHN                              | 290 – 340 BHN                    |
|     | Kualitas pengerjaan | DIN 9                                      | DIN 9                            |
| 2   | <i>Manufacturer</i> | <b>CITIC Heavy Machinery Co Ltd, China</b> |                                  |
|     | Jenis material      | ZG42CrMo                                   | 35CrMo                           |
|     | Kekerasan           | 200 – 250 BHN                              | 207 – 269 BHN                    |
|     | Kualitas pengerjaan | -  | -                                |
| 3   | <i>Manufacturer</i> | <b>FERRY – CAPITAIN, France</b>            |                                  |
|     | Jenis material      | G38CrNiMo4-2                               | 30 CrNiMo8                       |
|     | Kekerasan           | 225 BHN                                    | 341 BHN                          |
|     | Kualitas pengerjaan | 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 penggantian *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, Wiesbaden 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: Beurteilungsberechnung mit Excelbeispielsammlung*, 2. Auflage, Fachbuchverlag Leipzig 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>