

PERANCANGAN *END CARRIAGE* 6 RODA PADA *OVERHEAD CRANE* KAPASITAS 10 TON UNTUK MENGURANGI KEAUSAN RODA DAN *RAIL* DIBANDINGKAN *END CARRIAGE* 4 RODA

Sigit Widiyanto¹, Dani Ramdani²

¹Dosen STT Duta Bangsa ; ²Mahasiswa STT Duta Bangsa

Sekolah Tinggi Teknologi Duta Bangsa

E-mail: ; widiyantosigit997@gmail.com ; daniramdani0998@gmail.com

ABSTRAK

Penelitian ini bertujuan untuk Perancang dan menganalisis *end carriage* 6 roda pada *overhead crane* berkapasitas 10 ton untuk mengurangi keausan roda dan rel dibandingkan dengan *end carriage* 4 roda. Permasalahan utama yang diangkat adalah tingginya tingkat keausan dan distribusi beban yang tidak merata pada sistem 4 roda, yang dapat mempengaruhi umur pakai komponen serta efisiensi kerja *crane*. Metode yang digunakan meliputi perhitungan gaya statis, dinamis, kejut, gaya gesek, tegangan tekan dan geser, serta estimasi keausan berdasarkan rumus Archard. Hasil analisis menunjukkan bahwa sistem 6 roda mampu menurunkan beban per roda hingga 33%, menghasilkan gaya gesek dan tegangan yang lebih rendah, serta memperpanjang umur roda dan rel. Keausan dalam satuan volume maupun kedalaman pada sistem 6 roda lebih kecil dibandingkan sistem 4 roda, baik saat beban dinamis maupun kejut. Umur roda meningkat hingga 50% dibanding sistem 4 roda dari 1,5 tahun pada sistem 4 roda menjadi 2,25 tahun pada sistem 6 roda dengan kondisi operasional 10 siklus per hari. Kesimpulannya, penggunaan *end carriage* 6 roda terbukti lebih efektif dan efisien dalam mengurangi keausan serta meningkatkan keandalan operasional *overhead crane*.

Kata Kunci: *End carriage*, *overhead crane*, keausan roda dan rel, distribusi beban, 6 roda.

I. PENDAHULUAN

Perkembangan industri manufaktur dan logistik yang cepat menuntut penggunaan alat angkut angkut yang efisien dan dapat diandalkan, seperti *overhead crane* 10 ton yang berfungsi untuk mengangkut barang berat dengan kapasitas tertentu di dalam pabrik, gudang, maupun area industri lainnya. *Overhead Crane* 10 ton ini terdiri dari berbagai komponen utama, salah satunya adalah *End Carriage* yang berfungsi untuk mendukung beban angkat. *End Carriage* pada *overhead crane* 10 ton umumnya dirancang dengan *End Carriage* 4 roda dirancang untuk menangani beban total 10 ton, sehingga masing-masing roda menopang beban sekitar 2,5 ton. Beban yang tinggi pada setiap

roda ini berpotensi menyebabkan tekanan berlebih pada roda dan rail, yang dapat mempercepat keausan komponen tersebut. Keausan yang terjadi pada roda dan rail ini dapat mengurangi efisiensi *overhead crane*, memperpendek umur komponen, dan meningkatkan biaya pemeliharaan.

Dengan pertimbangan kebutuhan untuk mengurangi keausan dan meningkatkan kinerja *overhead crane*, perancangan girder dengan 6 roda bisa menjadi alternatif yang lebih baik. dengan adanya tambahan dua roda, beban yang diterima oleh masing-masing roda menjadi lebih terdistribusi merata 4 roda menjadi 6 sehingga keausan menjadi berkurang, sehingga dapat mengurangi tekanan berlebih pada titik tertentu. Hal ini dapat mengurangi tingkat keausan pada roda dan rail, serta dapat mengurangi frekuensi perbaikan, frekuensi Prefentif, frekuensi korektif, frekuensi prediktif. Dalam konteks ini, penggunaan *End Carriage* 6 roda pada *overhead crane* dengan kapasitas angkat 10 ton dapat menjadi pilihan yang lebih baik untuk mengoptimalkan kinerja alat angkat tersebut.

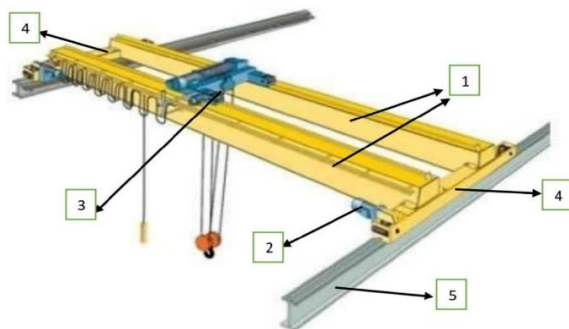
Penelitian ini bertujuan untuk perancangan *overhead crane End Carriage* 6 roda dalam mengurangi keausan pada roda dan *rail*. Dalam penelitian ini, akan dilakukan analisis terhadap beban yang diterima oleh setiap roda pada *End Carriage*, serta pengaruhnya terhadap tingkat keausan pada roda dan rail. Hasil dari penelitian ini diharapkan dapat memberikan pemahaman lebih dalam mengenai desain *End Carriage* yang lebih efisien dan mampu mengurangi dampak keausan yang terjadi, sehingga dapat diterapkan dalam perancangan *overhead crane* yang lebih baik. Dengan menekan tingkat keausan pada roda dan rail.

II. LANDASAN TEORI

1. *Overhead crane*

Overhead crane merupakan alat angkat yang digunakan untuk memindahkan beban berat secara horizontal dengan pergerakan pada struktur girder dan rel. Komponen utama terdiri

dari hoist, girder, end carriage, dan roda yang berjalan di atas rel. Crane ini banyak diaplikasikan di pabrik, pelabuhan, dan gudang karena mampu memindahkan muatan besar secara efisien dan aman (Budynas & Nisbett, 2011). Sistem penggerakannya menggunakan motor listrik bertorsi besar yang sesuai dengan kapasitas angkat, misalnya 10 ton. Operasionalnya dikendalikan melalui *pendant switch* berupa push button yang digantung bersama kabel di area kerja (Shigley, 2011).



Gambar 2. 1 overhead crane

Komponen Utama Overhead Crane :

1. Girder

Komponen utama yang menopang hoist dan trolley, serta mendistribusikan beban angkat ke end carriage dan runway beam. Pada crane 10 ton bentang 15 m umumnya digunakan double girder box beam dari baja, yang menahan beban vertikal, gaya geser, dan momen lentur akibat pergerakan trolley.

2. Roda

Berfungsi mentransfer beban crane ke rel (*runway rail*), menahan beban statis maupun dinamis akibat akselerasi dan deselerasi. Roda dipasang pada *bearing* dan poros di housing end carriage, umumnya terhubung dengan interference fit atau keyway. Materialnya baja tuang atau *forged steel* berkekuatan tinggi agar tahan tekanan kontak dan keausan jangka panjang (Shigley, 2011).

3. Hoist

Bagian utama untuk mengangkat dan menurunkan beban secara vertikal menggunakan wire rope pada drum yang digerakkan motor listrik. Pada crane 10 ton digunakan hoist listrik dengan wire rope, dipasang pada trolley yang bergerak di atas girder, dengan hook block sebagai pengait beban.

4. End Carriage

Terletak di ujung girder, berfungsi menyalurkan beban dan memungkinkan

pergerakan crane sepanjang rel melalui roda yang dipasang pada rangkanya. Dibuat dari pelat baja ASTM A36 atau S275JR yang dilas membentuk rangka kotak, dilengkapi seat plate untuk sambungan girder serta bearing roda di bagian bawah.

5. Lintasan (*Runway rail*)

adalah lintasan tempat roda overhead crane bergerak maju-mundur, terletak di sisi kanan dan kiri konstruksi crane. Komponen ini berfungsi sebagai jalur utama pergerakan long travel dan menyalurkan seluruh beban crane serta beban angkat, baik statis maupun dinamis. Runway rail harus memiliki kekuatan dan kekakuan tinggi karena menerima beban vertikal, serta menahan gaya lateral dan longitudinal akibat pergerakan dan pengereman crane.

Cara Kerja Overhead Crane

1. Gerakan *Hoisting* (*vertikal Naik/Turun*)

Gerakan vertikal naik-turun beban dilakukan melalui drum penggulung yang digerakkan motor listrik, sedangkan rem berfungsi menghentikan drum agar beban tetap pada posisi yang diinginkan.

2. Gerakan *Transfersal* (*Cross Travelling*)

Gerakan ini adalah perpindahan trolley secara melintang di atas girder menggunakan motor trolley. Motor berjalan di atas rel girder dengan jarak pemindahan yang dapat diatur. Sistem dilengkapi rem elektromagnetik pada poros motor untuk mengontrol pergerakan.

3. Gerakan *longitudinal* (*Long Travelling*)

Gerakan ini adalah perpindahan girder secara lurus di atas rel utama dengan motor listrik di kedua ujung girder. Jarak pemindahan dapat diatur, dan kontrol pergerakan menggunakan rem elektromagnetik pada poros motor.

III. METODE PENELITIAN

Metodologi penelitian ini dilakukan selama ini meliputi, analisa perencanaan, perhitungan, pengambilan data.

1. Perhitungan Beban Total Crane

Beban total pada overhead crane (W_{total}) merupakan kombinasi dari beban angkat (P) dan berat sistem crane (W_{crane}), keduanya dikalikan dengan percepatan gravitasi. Percepatan gravitasi umumnya diambil sebesar $9,81 \text{ m/s}^2$ sesuai standar internasional (Budynas & Nisbett, 2011).

$$W_{total} = (P + W_{crane}) \times g$$

Dimana :

W_{Crane} : Berat struktur overhead crane (kg)

P :Beban angkat oleh *overhead crane* (kg)

g : 9,81 m/s²

2. Beban Statis

Beban statis (F_{statis}) adalah beban yang bekerja pada crane ketika tidak ada pergerakan atau percepatan. Beban ini merupakan gaya vertikal total akibat berat crane dan beban angkat dalam kondisi diam (Oberg et al., 2016).

Rumus beban statis

$$F_{\text{statis}} = (P + W_{\text{crane}}) \times g$$

dan

$$F_{\text{statis}} = W_{\text{total}}$$

Dimana :

F_{statis} : Beban yang diterima end carriage saat tanpa pergerakan (N)

W_{crane} : Berat struktur *overhead crane* (kg)

P : Beban yang diangkat oleh *overhead crane* (kg)

3. Beban Dinamis

Beban dinamis akan didapatkan ketika crane bergerak, berakselerasi, atau berhenti secara tiba-tiba. Nilainya diperoleh dengan mengalikan beban statis dengan faktor dinamis (k), yang umumnya berada pada kisaran 1,5–2,0 tergantung jenis operasi dan kecepatan (Shigley, 2011).

$$F_{\text{dinamis}} = k \cdot F_{\text{statik}}$$

Dimana :

F_{dinamis} : Beban dinamis (N)

K : Faktor dinamis (biasanya antara 1,5 sampai 2,0 tergantung jenis operasi)

F_{statik} : Beban statis (N)

4. Distribusi Beban pada Setiap Roda

Distribusi beban merata mencegah keausan berlebih pada salah satu roda (Budynas & Nisbett, 2011). Beban yang diterima oleh tiap roda dihitung dengan membagi total beban secara merata sesuai jumlah roda. Misalkan F adalah total beban yang bekerja pada *end carriage*, dan jumlah roda yang digunakan adalah n , maka beban pada setiap roda dapat dihitung menggunakan rumus.

Rumus ditribusi Roda dengan beban statis :

$$F_{\text{roda}} = \frac{F_{\text{statis}}}{n}$$

Rumus ditribusi Roda dengan beban dinamis :

$$F_{\text{roda}} = \frac{F_{\text{dinamis}}}{n}$$

Di mana :

F_{roda} : beban yang diterima setiap roda (N)

F_{statis} : total beban statis *overhead crane* (N)

F_{dinamis} : total beban dinamis (N)

n : jumlah roda (unit).

5. Perhitungan Gaya Gesek

adalah gaya yang timbul akibat dua permukaan saling bersentuhan dan bergeser relatif satu sama lain. Pada gaya gesek terjadi antara roda dan rail saat *overhead crane* bergerak. Gaya gesek ini penting karena dapat mempengaruhi efisiensi gerak, serta tingkat keausan (Budynas & Nisbett, 2011).

Rumus :

$$F_{\text{gesek}} = \mu \cdot N$$

dimana:

F_{gesek} : Gaya gesek (N),

μ : Koefisien gesek antara roda dan rel (nilai μ antara 0,1 hingga 0,2),

N : Gaya normal yang diterima oleh roda (N).

6. Perhitungan Keausan

adalah proses hilangnya material dari permukaan akibat kontak mekanis dengan permukaan lain. Pada *overhead crane*, keausan timbul dari gesekan antara roda dan rel selama operasi. Hukum *Archard* menyatakan bahwa besarnya keausan logam bergantung pada beban yang bekerja, jarak geser, dan kekerasan material; semakin besar beban dan jarak tempuh, semakin besar keausan, sedangkan material yang lebih keras akan mengalami keausan lebih lambat (Archard, 1953). Rumus keausan Roda dan Rel :

$$W = K \times \frac{F \times d}{H}$$

Dengan :

W : keausan (dalam satuan volume mm atau kedalaman mm)

K : koefisien keausan tanpa satuan (nilai empiris)

F : gaya normal / gaya tekan yang bekerja (N)

d : panjang lintasan gesek (m)

H : kekerasan material permukaan (N/mm)

Keausan dalam Satuan Kedalaman (mm)

Adalah Asumsi bentuk keausan berupa pengurangan volume pada area kontak (permukaan roda terhadap rel). kedalaman keausan (t) dari volume total, dengan mengasumsikan bentuk keausan sebagai balok kecil di area tapak roda (Budynas & Nisbett, 2011)

Rumus :

$$t = \frac{W}{A}$$

Dimana :

W : volume aus (mm³)

A : luas area kontak roda dan rel (mm^2)

7. Perhitungan Tegangan Tekan

Tegangan tekan terjadi pada roda sebagai akibat langsung dari gaya normal yang diterima saat overhead crane bertumpu pada rel. Nilai tegangan tekan ini penting untuk mengetahui apakah material roda mampu menahan gaya vertikal tanpa mengalami kerusakan permanen (Budynas & Nisbett, 2011). Tegangan tekan dihitung dengan rumus :

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Dengan:

σ : Tegangan tekan (N/mm^2)

F : Gaya total statis / dinamis per roda (N)

A : Luas kontak roda terhadap rel (mm^2)

8. Perhitungan Tegangan Geser

Tegangan geser terjadi akibat dari gaya gesek antara roda dan rel saat *overhead crane* bergerak (Shigley, 2011) Tegangan geser dihitung dengan rumus:

$$\tau = \frac{F_{\text{gesek}}}{A}$$

Dengan :

τ : Tegangan geser (N/mm^2)

F_{gesek} : Gaya gesek per roda (N)

A : Luas kontak roda terhadap rel (mm^2)

9. Perhitungan Beban Kejut

Beban kejut adalah gaya tambahan yang muncul secara tiba-tiba akibat percepatan mendadak, hentakan saat overhead crane mulai bergerak atau berhenti mengangkat beban, maupun gesekan antara roda dan rel ketika crane mulai bergerak. Beban kejut bersifat sementara namun dapat menyebabkan tegangan puncak yang signifikan pada struktur dan komponen seperti roda, rel, dan end carriage (Budynas &

Nisbett, 2011).

Rumus :

$$F_{\text{kejut}} = k_{\text{shock}} \cdot F_{\text{statis}}$$

Dengan :

F_{kejut} : Beban kejut (N)

k_{shock} : koefisien kejut (umumnya 3.0)

F_{statis} : Beban total (N)

10. Umur Roda End Carriage

Perhitungan umur roda bertujuan untuk memperkirakan seberapa jauh overhead crane dapat beroperasi sebelum roda mengalami keausan kritis. batas keausan maksimum yang diizinkan (t_{maks}) ditentukan berdasarkan spesifikasi pabrik atau standar industri (Budynas & Nisbett, 2011).

Umur roda dalam satuan siklus dapat dihitung dengan Rumus :

$$n = \frac{t_{\text{maks}}}{t_{\text{per siklus}}}$$

Dengan :

n : Umur roda (siklus)

t_{maks} : Kedalaman keausan maks yang diizinkan (mm)

$t_{\text{per siklus}}$: Kedalaman keausan per siklus (mm/siklus)

diketahui jarak tempuh per siklus (d), maka umur roda dalam jarak tempuh total dapat dihitung dengan :

$$D_{\text{total}} = n \times d$$

Keterangan :

D_{total} : Jarak tempuh total (m atau km)

n : Umur roda (siklus)

d : Jarak tempuh per siklus (m)

umur operasional dalam tahun, Rumus :

$$\text{umur} = \frac{D_{\text{total}}}{D_{\text{tahunan}}}$$

IV. ANALISIS DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Awal dan Parameter Perancangan

Parameter	Nilai	Keterangan
Kapasitas beban (P)	10.000 kg = 98.100 N	Beban maksimum diangkat
Jumlah roda	4 dan 6	Dibandingkan
Gravitasi (g)	9,81 m/s ²	Konstanta
Koefisien gesek roda–rel (μ)	0,15	Baja ke baja
Faktor dinamis (k)	1,75	Nilai rata-rata
Panjang lintasan (d)	25 m	Panjang rail
Densitas baja (ρ)	7.800 kg/m ³	Untuk keausan
Tipe Girder	Double Girder	2 buah girder
Bentang Girder (span)	15 meter	Panjang girder
Tinggi overhead crane	6 meter	Tinggi angkat beban
Asumsi Desain Girder - Material	Baja karbon ($\rho = 7.850 \text{ kg/m}^3$)	Material girder

Tabel 4. 1 Data parameter Awal yang digunakan dalam perancangan

Roda (Wheel)

Roda menggunakan bahan nodular cast iron (GGG 70), sesuai standar DIN EN 1563:2012. Bahan ini dipilih karena memiliki kombinasi antara kekuatan tarik tinggi dan ketangguhan terhadap benturan. Roda ini didesain untuk menahan beban statis dan dinamis dari crane dan troli selama operasi.

- Jenis material: GGG 70 (EN-GJS-700-2)
- Diameter roda: 250 mm
- Lebar tapak roda: 90 mm
- Kekerasan: ± 230 HB
- Tegangan tarik minimum: ≥ 700 MPa

Rel (Rail)

Rel menggunakan tipe DIN 536 A65, yang merupakan standar Eropa untuk rel *overhead crane*. Material yang digunakan adalah R260 (baja karbon medium), yang memiliki kekerasan lebih tinggi dibandingkan roda agar rel tidak cepat aus.

- Jenis material : R260 (high carbon steel)
- Lebar kepala rail (head width): 70 mm
- Panjang rel : 25 meter
- Kekerasan: ± 280 HB
- Tegangan tarik: 880 – 980 MPa

4.2 Perhitungan Beban Total

Langkah awal dalam analisis *overhead crane* adalah menghitung total beban yang bekerja (Budynas & Nisbett, 2011).

Rumus :

$$W_{total} = (P + W_{crane}) \times g$$

Dengan :

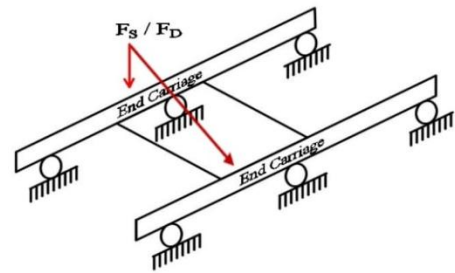
W_{Crane} : Berat struktur *overhead crane* (dengan asumsi 8.000kg)

P : Beban yang diangkat oleh *overhead crane* (10.000kg)

g : gaya gravitasi (9,81 m/s²)

Perhitungan :

$$\begin{aligned} W_{total} &= (P + W_{crane}) \times g \\ &= (10.000 + 8.000) \times 9,81 \\ &= 176.580 \text{ N} \end{aligned}$$



Jadi Beban total yan dihasilkan 176.580 N sama dengan 18 ton.

4.3 Perhitungan Beban Statis

adalah beban yang bekerja pada sistem ketika tidak ada pergerakan atau percepatan (Oberg et al., 2016).

Rumus beban statis dan beban total sama :

$$F_{statis} = W_{total} = 176.580 \text{ N}$$

Jadi beban stasis 176.580 N setara 18 ton.

4.4 Perhitungan Beban dinamis

adalah gaya yang terjadi karena pergerakan dan percepatan (Shigley, 2011).

Rumus :

$$F_{dinamis} = k \cdot F_{statik}$$

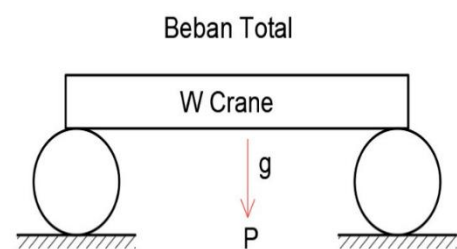
Dengan :

$F_{dinamis}$: Beban dinamis (N)

K : Faktor dinamis (asumsi pengoprasian dengan 1,75)

F_{statik} : Beban statis (176.580 N

Perhitungan :



$$\begin{aligned} F_{dinamis} &= k \times F_{statis} = 1,75 \times 176.580 \\ &= 309.015 \text{ N} \end{aligned}$$

Jadi beban dinamis 309.015 N setara 31,5 ton.

4.5 Distribusi Beban pada Tiap Roda

Beban yang diterima oleh setiap roda dihitung dengan membagi total beban secara merata sesuai jumlah roda(Budynas & Nisbett, 2011).

Rumus ditribusi Roda :

$$F_{roda} = \frac{F_{statis}}{n} \quad \text{dan} \quad F_{roda} = \frac{F_{dinamis}}{n}$$

Dimana :

F_{roda} : beban yang diterima setiap roda (N)
 F_S : total beban statis *overhead crane* (N)
 F_d : total beban dinamis (N)
 n : jumlah roda (unit)

Distribusi beban statis pada End Carriage
end carriage 4 roda :

$$F_{roda(4)} = \frac{176.580}{4} = 44.145 \text{ N}$$

End carriage 6 roda :

$$F_{roda(6)} = \frac{176.580}{6} = 29.430 \text{ N}$$

Distribusi beban dinamis pada End Carriage
End Carriage 4 roda :

$$F_{roda4} = \frac{309.015}{4} = 77.253,75 \text{ N}$$

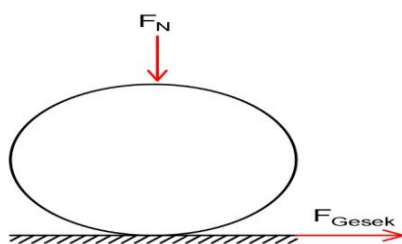
End Carriage 6 roda :

$$F_{roda6} = \frac{309.015}{6} = 51.502,5 \text{ N}$$

Dari hasil perhitungan, jumlah roda pada *end carriage* memengaruhi besar beban yang diterima tiap roda. Semakin banyak roda, beban akan terbagi merata dan lebih kecil sehingga tekanan pada setiap roda berkurang.

4.6 Gaya Gesek antara Roda dan Rel

Gaya gesek antara roda dan rel terjadi akibat interaksi langsung antara permukaan roda dengan permukaan rel (Budynas & Nisbett, 2011). rumus berikut :



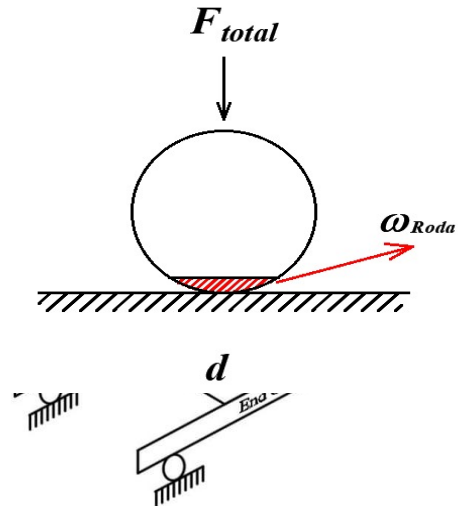
$$F_{gesek} = \mu \times F_N$$

Dimana :

μ : koefisien gesek roda (diasumsikan 0,15)
 F_N : gaya normal total pada seluruh roda (N)

Gaya normal beban dinamis 4 roda :

$$F_{Nroda4} = \frac{309.015}{4} = 77.253,75 \text{ N}$$



Gaya normal beban dinamis 6 roda :

$$F_{Nroda6} = \frac{309.015}{6} = 51.502,5 \text{ N}$$

Gaya Gesek roda dan rel beban dinamis

Gaya gesek *End carriage* 4 roda
 gaya normal per roda : 77.253,75 N

$$F_{gesek4} = 0,15 \times 77.253,75 = 11.588,06 \text{ N}$$

gaya total *end carriage* 4 roda

$$F_{total} = F_{dinamis} + F_{gesek}$$

$$F_{total} = 77.253,75 \text{ N} + 11.588,06 \text{ N} = 88.841,81 \text{ N}$$

Setiap roda pada *End carriage* 4 roda menerima gaya gesek 11.588,06 N dan gaya total sebesar 88.841,81 N setara 9,05 ton saat *overhead crane* beroperasi dengan beban dinamis.

Gaya gesek *End carriage* 6 roda
 gaya normal per roda : 51.502,5 N

$$F_{gesek6} = 0,15 \times 51.502,5 = 7.725,38 \text{ N}$$

gaya total *end carriage* 6 Roda

$$F_{total} = F_{dinamis} + F_{gesek}$$

$$F_{total} = 51.335,83 \text{ N} + 7.725,38 \text{ N} = 59.227,88 \text{ N}$$

Saat *overhead crane* beroperasi dalam kondisi dinamis (beban bergerak), masing-masing roda pada *end carriage* 6 roda menahan gaya total

sekitar 59.227,88 N (6,03 ton) dan gaya gesek sebesar 7.725,38 N.

4.7 Keausan Roda

Keausan merupakan faktor penting dalam menentukan umur pakai roda dan rel pada *end carriage overhead crane*. (Archard, 1953). Rumus Archard (*volume wear*):

$$W = K \times \frac{F \times d}{H}$$

Dengan :

W : keausan (dalam satuan volume mm atau kedalaman mm)

K : koefisien keausan $\rightarrow$ diasumsikan $K : 10^{-3}$ untuk baja ke baja kering

F : gaya total per roda (N)

d : panjang lintasan gesek (m)

H : Kekerasan material roda (dalam N/mm²) diasumsikan 230 HB Konversi Kekerasan : $H = 3,2 \times HB = 3,2 \times 230 = 736 \text{ N/mm}^2$

Keausan Roda dengan beban dinamis *End Carriage 4 Roda*

Dengan : $F : 88.841,81 \text{ N}$ $d : 25 \text{ m}$
 $K : 10^{-3}$ $H : 736 \text{ N/mm}^2$

$$\begin{aligned} \text{Perhitungan : } W_4 &= K \times \frac{F \times d}{H} = 10^{-3} \\ W_4 &= \frac{88.841,81 \times 25}{736} \\ W_4 &= \frac{2.221.045,25}{736.000} = 3,018 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

Keausan Roda dengan beban dinamis *End Carriage 6 Roda*

Dengan : $F : 59.227,88 \text{ N}$ $d : 25 \text{ m}$
 $K : 10^{-3}$ $H : 736 \text{ N/mm}^2$

$$\begin{aligned} \text{Perhitungan : } W_6 &= K \times \frac{F \times d}{H} = 10^{-3} \\ W_6 &= \frac{59.227,88 \times 25}{736} \\ W_6 &= \frac{1.480.697}{736.000} = 2,012 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

Keausan beban dinamis pada *end carriage 6 roda* lebih kecil dibandingkan dengan *end carriage 4 roda*.

Keausan Roda Satuan Kedalaman (mm).

$$t = \frac{W}{A}$$

Dimana : W : volume aus (mm³)

A : luas area kontak roda dan rel (mm²)

Dimensi Tapak Roda (Asumsi) :

Lebar tapak = 90 mm

Asumsi Panjang kontak estimasi = 30 mm

$$A = 90 \times 30 = 2.700 \text{ mm}^2$$

Kedalaman Keausan *end carriage 4 Roda*

Dengan : $W : 3,018 \text{ mm}^3$

$A : 2.700 \text{ mm}^2$

$$t_4 = \frac{W}{A} = \frac{3,018 \text{ mm}^3}{2.700 \text{ mm}^2} = 0,00111 \text{ mm}$$

Kedalaman Keausan *end carriage 6 Roda*

Dengan : $W : 2,012 \text{ mm}^3$

$A : 2.700 \text{ mm}^2$

$$t_6 = \frac{W}{A} = \frac{2,012 \text{ mm}^3}{2.700 \text{ mm}^2} = 0,00074 \text{ mm}$$

Hasil Perhitungan kedalaman keausan pada beban dinamis menunjukkan bahwa sistem *end carriage 6 roda* mengalami keausan yang lebih kecil dibandingkan dengan sistem *end carriage 4 roda*.

4.8 Perhitungan Keausan Rel

Sama seperti roda, rel juga mengalami keausan akibat gesekan. perhitungan sama menggunakan rumus Archard (Archard, 1953), perbedaan perhitungan dari Kekerasan material Rel 280 HB. Konversi Kekerasan : $H = 3,2 \times HB = 3,2 \times 280 = 896 \text{ N/mm}^2$.

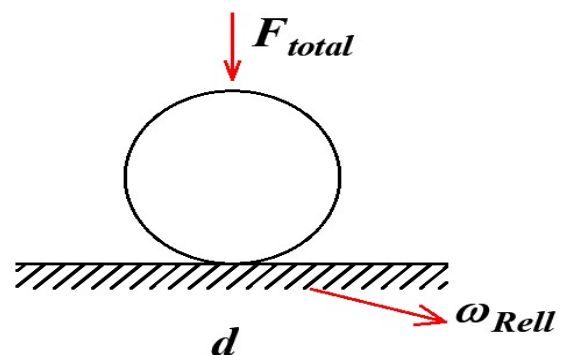
keausan Rel dengan Beban Dinamis pada *End Carriage 4 Roda*

Dengan : $F : 88.841,81 \text{ N}$ $d : 25 \text{ m}$
 $K : 10^{-3}$ $H : 896 \text{ N/mm}^2$

$$\begin{aligned} \text{Perhitungan : } W_4 &= K \times \frac{F \times d}{H} = 10^{-3} \\ W_4 &= \frac{88.841,81 \times 25}{896} \\ W_4 &= \frac{2.221.045,25}{896.000} = 2,48 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

Keausan Rel dengan Beban Dinamis *End Carriage 6 Roda*

Dengan : $F : 59.227,88 \text{ N}$ $d : 25 \text{ m}$
 $K : 10^{-3}$ $H : 896 \text{ N/mm}^2$



$$\begin{aligned} \text{Perhitungan : } W_6 &= K \times \frac{F \times d}{H} = 10^{-3} \\ W_6 &= \frac{59.227,88 \times 25}{896} \\ W_6 &= \frac{1.480.697}{896.000} = 1,652 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

Kearsan dengan beban Dinamis end carriage 6 roda menghasilkan kearsan rel yang lebih kecil dibandingkan sistem 4 roda karena beban terdistribusi lebih merata dan tekanan kontak per roda lebih rendah.

Kearsan Rel Satuan Kedalaman (mm)

$$t = \frac{W}{A}$$

Dimana :

W : volume aus (mm³)

A : luas area kontak roda dan rel (mm²)

Dimensi Tapak Roda (Asumsi) :

Lebar tapak = 90 mm

Asumsi Panjang kontak estimasi = 30 mm (panjang kontak longitudinal akibat deformasi elastis) $A = 90 \times 30 = 2.700 \text{ mm}^2$

Kedalaman Kearsan Rel *end carriage* 4 Roda

Dengan : $W : 2,48 \text{ mm}^3$

$$A : 2.700 \text{ mm}^2$$

$$t_4 = \frac{2,48 \text{ mm}^3}{2.700 \text{ mm}^2} = 0,0009185 \text{ mm}$$

Kedalaman Kearsan Rel *end carriage* 6 Roda

Dengan : $W : 1,652 \text{ mm}^3$

$$A : 2.700 \text{ mm}^2$$

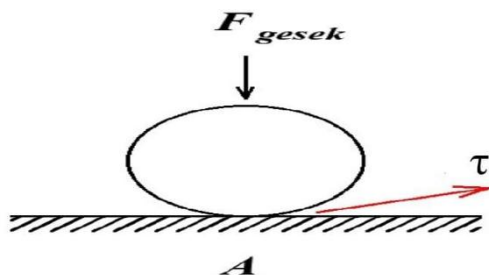
$$t_6 = \frac{1,652 \text{ mm}^3}{2.700 \text{ mm}^2} = 0,0006111 \text{ mm}$$

Hasil perhitungan kedalaman kearsan rel, pada beban statis maupun beban dinamis, menunjukkan bahwa kearsan pada sistem end carriage 6 roda lebih kecil dibandingkan dengan sistem end carriage 4 roda.

4.9 Tegangan Tekan pada Roda

Tegangan tekan terjadi pada roda sebagai akibat langsung dari gaya normal yang diterima saat *overhead crane* bertumpu pada rel (Budynas & Nisbett, 2011).

Tegangan tekan dihitung dengan rumus :



$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Dengan : σ : Tegangan tekan (N/mm²)

F : Gaya total statis / dinamis per roda (N)

A : Luas kontak roda terhadap rel (mm²)

End Carriage 4 Roda

Dimana : $F : 88.841,81 \text{ N}$

$A : 2700 \text{ mm}^2$

$$\sigma_{4roda} = \frac{F}{A} = \frac{88.841,81}{2700} = 32,90 \text{ MPa}$$

End Carriage 6 Roda

Dimana : $F : 59.227,88 \text{ N}$

$A : 2700 \text{ mm}^2$

$$\sigma_{6roda} = \frac{F}{A} = \frac{59.227,88}{2700} = 21,93 \text{ MPa}$$

hasil perhitungan Tegangan tekan pada end carriage 6 roda lebih kecil dibandingkan end carriage 4 roda.

4.10 Tegangan Geser pada Roda

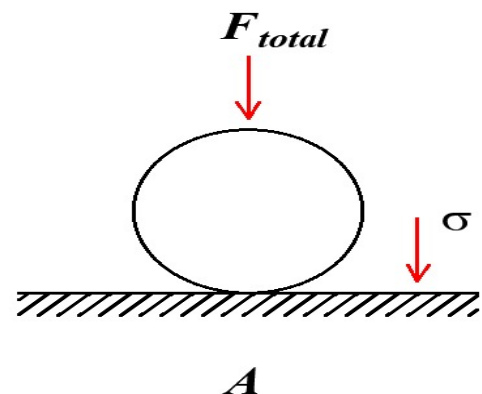
Tegangan geser akibat dari gaya gesek antara roda dan rel saat crane bergerak (Shigley, 2011). rumus :

$$\tau = \frac{F_{gesek}}{A}$$

Dengan : τ : Tegangan geser (N/mm²)

F_{gesek} : Gaya gesek per roda (N)

A : Luas kontak roda terhadap rel (mm²) = 2700 mm^2



End Carriage 4 Roda

$F_{gesek} : 11.588,6 \text{ N}$

$A : 2700 \text{ mm}^2$

$$\tau_{4roda} = \frac{11.588,06}{2700} = 4,29 \text{ MPa}$$

End Carriage 6 Roda

$F_{gesek} : 7.725,375 \text{ N}$

$A : 2700 \text{ mm}^2$

$$\tau_{6roda} = \frac{7.725,375}{2700} = 2,86 \text{ MPa}$$

Dari perhitungan *end carriage* 6 roda menghasilkan tegangan geser yang lebih

rendah, Hal ini mengurangi gaya gesekan dan memperkecil risiko keausan pada permukaan roda serta rel.

4.11 Perhitungan Beban Kejut

Beban kejut (shock load) adalah beban tambahan yang muncul akibat hentakan atau perubahan tiba-tiba pada sistem, meskipun saat beban dalam kondisi diam (seperti saat hoist mulai mengangkat beban secara mendadak). (Budynas & Nisbett, 2011).

Rumus beban kejut total :

$$F_{\text{kejut}} = k \times F_{\text{statis}}$$

Dengan :

- Koefisien kejut (k_{shock}) = 3.0 (konservatif untuk kondisi hentakan keras)
- $F_{\text{statis}} = 176.580 \text{ N}$

Perhitungan :

$$F_{\text{kejut}} = k \times F_{\text{statis}} = 3,0 \times 176.580 \\ = 529.740 \text{ N}$$

Perhitungan beban kejut total lebih besar 3 kali dari beban total statis ,dapat mengakibatkan keausan dan gesekan lebih besar pada roda dan rel.

4.12 Perhitungan Umur Roda Overhead Crane

Perhitungan umur roda dilakukan untuk mengetahui seberapa jauh overhead crane dapat beroperasi sebelum roda mengalami keausan kritis. Asumsi keausan maksimal roda yang diizinkan adalah sedalam 5 mm. Estimasi umur roda dihitung berdasarkan kondisi kerja beban dinamis (Budynas & Nisbett, 2011).

$$n = \frac{t_{\text{maks}}}{t_{\text{per siklus}}}$$

Dengan :

- n : Umur roda (siklus)
 t_{maks} : Kedalaman keausan maksimum yang diizinkan (mm)
 $t_{\text{per siklus}}$: Kedalaman keausan per siklus (mm/siklus)

Jarak total *End carriage* 4 Roda

Dengan :

- Kedalaman keausan per siklus pada beban dinamis (t) : 0,00111 mm

Dengan asumsi batas keausan maksimum roda (t_{maks}) adalah 5 mm, maka umur roda dapat dihitung sebagai :

$$n = \frac{t_{\text{maks}}}{t_4} = \frac{5}{0,00111} = 4.504 \text{ siklus}$$

Dengan panjang lintasan per siklus 50 meter (25 meter maju dan 25 meter mundur), maka umur roda dalam satuan jarak tempuh adalah :

$$D_{\text{total}} = n \times d = 4.504 \times 50 = 225.200 \text{ m} \\ = 225,2 \text{ km}$$

Jarak total *End carriage* 6 Roda dengan :

- Kedalaman keausan per siklus pada beban dinamis (t) : 0,00074 mm
- Panjang lintasan per siklus d : 50m

Dengan asumsi batas keausan maksimum roda (t_{maks}) adalah 5 mm, maka umur roda dapat dihitung sebagai :

$$n = \frac{t_{\text{maks}}}{t_4} = \frac{5}{0,00074} = 6.757 \text{ siklus}$$

Dengan asumsi :

Dengan panjang lintasan per siklus 50 meter (25 meter maju dan 25 meter mundur), maka umur roda dalam satuan jarak tempuh adalah :

$$D_{\text{total}} = n \times d = 6.757 \times 50 = 337.850 \text{ m} \\ = 337,85 \text{ km}$$

Perhitungan jarak total roda *overhead crane* dengan sistem *end carriage* 6 roda terbukti lebih panjang dibandingkan sistem 4 roda.

Estimasi Umur Roda

Asumsi Operasional *overhead crane*

Asumsi Jumlah siklus per hari : 10 siklus/hari

Panjang lintasan per siklus : 50 meter

Jarak tempuh per hari :

D_{harian}

= siklus harian x panjang lintasan per siklus

$$D_{\text{harian}} = 10 \times 50 \text{ meter} \\ = 500 \text{ meter / hari}$$

- Frekuensi kerja: 300 hari/tahun
- Jarak tempuh tahunan :

$$D_{\text{tahunan}} = D_{\text{harian}} \times \text{Frekuensi kerja} \\ D_{\text{tahunan}} = 500 \times 300 = 150.000 \text{ meter} \\ = 150 \text{ km / tahun}$$

Umur Roda 4 Roda

$$umur = \frac{D_{total}}{D_{tahunan}} = \frac{225,2 \text{ km}}{150 \text{ km/tahun}} = 1,50 \text{ tahun}$$

Umur Roda 6 Roda

$$umur = \frac{D_{total}}{D_{tahunan}} = \frac{337,85 \text{ km}}{150 \text{ km/tahun}} = 2,25 \text{ tahun}$$

Berdasarkan tabel di atas, dapat disimpulkan bahwa penggunaan sistem *end carriage* 6 roda secara signifikan memperpanjang umur roda akibat distribusi beban yang lebih merata dan gaya gesek yang lebih kecil. Hal ini membuat sistem 6 roda lebih efisien dan ekonomis dalam jangka panjang, khususnya untuk penggunaan overhead crane dengan siklus operasi tinggi.

V. PENUTUP

A. Kesimpulan

1. Perencanaan *end carriage* 6 roda berhasil dilakukan dengan distribusi beban lebih merata. Beban per roda turun dari 77.253,75 N (4 roda) menjadi 51.502,5 N (6 roda).
2. Keausan roda dan rel pada sistem 6 roda lebih rendah $\pm 33\%$ dibanding 4 roda, sehingga menekan gaya gesek dan tekanan kontak.
3. Umur roda sistem 6 roda lebih panjang ($\pm 2,25$ tahun, 337,85 km/6.757 siklus) dibanding 4 roda ($\pm 1,5$ tahun, 225,2 km/4.504 siklus).

B. Saran

1. Gunakan *end carriage* 6 roda untuk crane ≥ 10 ton guna efisiensi dan umur pakai lebih panjang.
2. Lakukan inspeksi rutin meski keausan lebih lambat.
3. Perlu pengujian eksperimental atau simulasi FEM untuk validasi desain lebih lanjut.

DAFTAR PUSTAKA

1. Beer, Johnston, Cornwell, Mazurek. STATICS DYNAMICS for ENGINEERS. 2013. 510 p.
2. Muhibuddin, Ajinar. Analisis Kegagalan Permukaan Kontak Rail dan Wheel pada Overhead Travelling Crane. J Eng Sci. 2022;1(1):31–40.
3. Pinzón-Escobar, C., Palacio, J., & Rincón, A. (2017). Failure Analysis of a Crane Wheel Used in a Metallurgy Factory. In RAD Conference Proceedings, Vol. 2, Supplement 1, pp. 169–175. Niš, Serbia
4. Supryanto, J., Sukarnoto, T., & Soeharsono.

- (2019). Analisis Kekuatan Struktur Penopang Overhead Crane Kapasitas 2×20 Ton. Jurnal Teknik Mesin, Universitas Negeri Semarang.
5. Oberg, E., Jones, F. D., Horton, H. L., & Ryffel, H. H. (2016). Machinery's Handbook. Industrial Press.
6. Shigley, J. E. (2011). Mechanical Engineering Design. McGraw-Hill.
7. Colliander J. Comparison of Steel Materials to Replace the Current Trolley Rail of High Duty Class Cranes. 2020;1–60.
8. Archard, J.F. (1953). Contact and Rubbing of Flat Surfaces. Journal of Applied Physics, 24(8), 981–988.
9. Bela G, Timoshenko S.(2003) Theory of Elasticity (edisi ke-3). McGraw-Hill;
10. Budynas RG, Nisbett JK(2011). Mechanical Engineering Design (edisi ke-9. McGraw-Hill;)