



LAPORAN MAGANG INDUSTRI
ANALISIS KEKUATAN AXLE PADA TRAM MOVER TMII

PT. INKA (Persero)
Jl. Yos Sudarso No. 71, Madiun Lor, Kec. Manguharjo, Kota Madiun, Jawa Timur,
63122

Penulis:

Meganda Mellyana Dewi
NRP: 10211910010033

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
FAKULTAS VOKASI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2022



LAPORAN MAGANG INDUSTRI
ANALISIS KEKUATAN AXLE PADA TRAM MOVER TMII

PT. INKA (Persero)

Jl. Yos Sudarso No. 71, Madiun Lor, Kec. Manguharjo, Kota Madiun, Jawa Timur,
63122

Penulis:

Meganda Mellyana Dewi

NRP : 10211910010033

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
FAKULTAS VOKASI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2022



LEMBAR PENGESAHAN

Laporan Magang di

PT. INKA (Persero)

Jl. Yos Sudarso No. 71, Madiun Lor, Kec. Manguharjo, Kota Madiun, Jawa Timur, 63122

Surabaya, 13 September 2022

Peserta Magang

Peserta

Meganda Mellyana Dewi

NRP. 10211910010033

Mengetahui,
Kepala Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi - ITS

Dr. Ir. Heru Mirmanto, M.T.

NIP. 19620216 199512 1 001

Menyetujui,
Pembimbing Magang

M. Lukman Hakim S.T., M.T.

NIP. 19942019111070



LEMBAR PENGESAHAN

Laporan Magang di

PT. INKA (Persero)

Jl. Yos Sudarso No. 71, Madiun Lor, Kec. Manguharjo, Kota Madiun, Jawa Timur, 63122

Madiun, 22 April 2022

Peserta Magang

Peserta

Meganda Mellvana Dewi

NRP. 10211910010033

Mengetahui,

PT INDUSTRI KERETA API (Persero)
SM Perencanaan, Pengelolaan & Pengembangan SDM.

Sigit Sugianto

Menyetujui,

Pembimbing Lapangan
Manager Desain Bogie & Carbody

Hernawan Prasanto

KATA PENGANTAR

Puji Syukur selalu dipanjatkan kehadirat Allah Subhanahu Wa Ta'ala yang telah melimpahkan rahmat, hidayah dan inayah-Nya sehingga penulis dapat melaksanakan Magang Industri serta dapat menyusun laporan kegiatan dengan tepat waktu dan tanpa adanya halangan yang berarti. Laporan Magang Industri ini disusun berdasarkan apa yang telah penulis lakukan pada saat melaksanakan Magang Industri di Divisi Desain Bogie PT. INKA (Persero) yang beralamat di Jl. Yos Sudarso No. 71, Madiun Lor, Kec. Manguharjo, Kota Madiun, Jawa Timur, 63122 yang dilaksanakan mulai tanggal 03 Januari 2022 sampai dengan 22 April 2022.

Laporan Magang Industri ini disusun untuk memenuhi salah satu syarat kelulusan Program Studi Sarjana Terapan Teknologi Rekayasa Konversi Energi, Departemen Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Melalui Magang Industri ini diharapkan dapat memberikan banyak manfaat kepada penulis baik dari segi akademik maupun untuk pengalaman yang tidak dapat penulis temukan saat berada di bangku perkuliahan.

Dalam penulisan Laporan Magang Industri ini penulis banyak mendapatkan arahan, bantuan, motivasi dan doa dari berbagai pihak. Oleh karena itu, penulis ingin menyampaikan terima kasih kepada:

1. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, M.T. sebagai Kepala Departemen Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
2. Bapak M. Lukman Hakim, S.T., M.T., sebagai Dosen Pembimbing Magang Industri.
3. Ibu Dr. Atria Praditya, S.T., M.T., sebagai Koordinator Program Studi.
4. Bapak Mashuri, S.Si., M.T., sebagai Koordinator Pelaksanaan Magang Industri.
5. Bapak Hernawan Prasanto sebagai Pembimbing Lapangan Magang Industri.
6. Kedua orang tua, kakak, adik dan keluarga yang senantiasa mendoakan dan memberikan dukungan.
7. Seluruh karyawan PT. INKA (Persero) yang telah membantu penulis dalam penyusunan Laporan Magang Industri ini.

8. Teman-teman magang di PT. INKA (Persero).
9. Teman-teman Angkatan 2019 di Departemen Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
10. Semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu demi satu yang telah banyak membantu penulis dalam menyelesaikan Laporan Magang Industri ini.

Dalam penulisan laporan ini, penulis menyadari masih banyak kekurangan maupun kesalahan yang perlu dibenahi. Penulis dengan senang hati menerima kritik dan saran yang membangun dari segenap pembaca demi perbaikan dan penyempurnaan Laporan Magang Industri ini. Akhir kata semoga tulisan ini berguna bagi kita semua khususnya dalam dunia ilmu pengetahuan, perusahaan serta pembaca pada umumnya.

Surabaya, 22 April 2022

Penulis

DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI.....	iii
DAFTAR GAMBAR	vii
DAFTAR TABEL.....	ix
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Tujuan Magang.....	1
1.2.1 Tujuan Umum	1
1.2.2 Tujuan Khusus	2
1.3 Manfaat	2
1.3.1 Bagi Mahasiswa	2
1.3.2 Bagi Perguruan Tinggi	2
1.3.3 Bagi Perusahaan (PT INKA).....	3
BAB II GAMBARAN UMUM PT. INKA (Persero)	5
2.1 Sejarah PT. INKA (Persero)	5
2.2 Struktur Organisasi PT. INKA (Persero)	6
2.2.1 Direktorat Utama.....	6
2.2.2 Direktorat Keuangan, SDM dan Manajemen Resiko.....	7
2.2.3 Direktorat Pengembangan	7
2.2.4 Direktorat Operasi	7
2.3 Visi dan Misi PT. INKA (Persero).....	7
2.4 Logo dan Arti Logo PT. INKA (Persero)	8
2.4.1 Logo	8

2.4.2 Arti Logo	8
2.5 Kegiatan Produksi	9
2.5.1 Lokomotif	10
2.5.2 Kereta Penumpang.....	10
2.5.3 Kereta Berpenggerak	12
2.5.4 Kereta Rel Listrik (KRL).....	12
2.5.5 Light Rail Transit (LRT)	13
2.5.6 Gerbong Barang.....	14
BAB III PELAKSANAAN MAGANG	15
3.1 Pelaksanaan Magang	15
3.2 Metodologi Penyelesaian Tugas Khusus.....	29
3.2.1 Survei Lapangan dan Studi Literatur.....	29
3.2.2 Pengambilan Data.....	29
3.2.3 Analisis Data	30
3.2.4 Kesimpulan.....	30
3.2.5 Diagram Alir Metodologi Penyelesaian Tugas Khusus.....	30
BAB IV HASIL MAGANG	33
4.1 Bogie.....	33
4.1.1 <i>Bogie</i> Pennsylvania (K2).....	35
4.1.2 <i>Bogie</i> Cradle (K3).....	35
4.1.3 <i>Bogie</i> SIG atau NT 504 (K4).....	36
4.1.4 <i>Bogie</i> NT 11 (K5).....	36
4.1.5 <i>Bogie</i> Ferrostahl (K6)	36
4.1.6 <i>Bogie</i> Gorlitz (K7)	37
4.1.7 <i>Bogie</i> NT 60 (K8).....	37
4.1.8 <i>Bogie</i> Bolsterless (K9).....	38

4.2 Carbody	38
4.2.1 Underframe	39
4.2.2 Roof.....	39
4.2.3 Side Wall.....	40
4.2.4 End Wall.....	40
4.3 Perencanaan Poros	40
4.3.1 Definisi Axle (Poros)	40
4.3.2 Macam-macam Poros.....	41
4.3.3 Hal-hal Penting Dalam Perencanaan Poros.....	42
4.3.4 Bahan Poros	42
4.4 Analisis Kekuatan Axle Tram Mover TMII.....	46
4.4.1 Data Perhitungan.....	46
4.4.2 Perhitungan Torsi dan Putaran	47
4.4.4 Perhitungan Beban dan Gaya-gaya	49
4.4.5 Perhitungan Momen Bending	57
4.4.6 Perhitungan Momen Inersia	58
4.4.7 Perhitungan Tegangan Maksimum	59
4.4.8 Perhitungan Syarat Aman Axle.....	59
BAB V PENUTUP.....	61
5.1 Kesimpulan	61
5.2 Saran.....	61
DAFTAR PUSTAKA	63
LAMPIRAN.....	65
Lampiran 1. Surat Penerimaan Magang dari PT. INKA (Persero)	65
Lampiran 2. Data Magang.....	67
Lampiran 3. Hasil Magang.....	108

Lampiran 4. <i>Logbook</i> Magang.....	113
FORM BUKTI KEGIATAN MAGANG (<i>LOGBOOK</i>)	113
Lampiran 5 Form Bukti Pembimbingan Laporan Magang	118
Lampiran 6 Penilaian Pembimbing Lapangan Magang Industri	119
Lampiran 7 Penilaian Dosen Pembimbing Magang Industri.....	120

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Struktur Organisasi PT. Industri Kereta Api (Persero)	6
Gambar 2. 2 Logo PT. INKA (Persero)	8
Gambar 2.3 Lokomotif Hidrolik Produksi PT. INKA (Persero).....	10
Gambar 2.4 Kereta Kelas Ekonomi Produksi PT. INKA (Persero).....	11
Gambar 2. 5 Kereta Kelas Eksekutif Stainless Steel Produksi PT. INKA (Persero)	11
Gambar 2.6 Kereta Kelas Rel Listrik (KRL) Produksi PT. INKA (Persero).....	13
Gambar 2.7 Light Rail Transit (LRT) Jabodetabek Produksi PT. INKA (Persero)	13
Gambar 2.8 Gerbong Barang Produksi PT. INKA (Persero) Gerbong KKBW....	14
Gambar 2.9 Gerbong Barang Produksi PT. INKA (Persero) Gerbong PPCW	14
Gambar 3.1 Diagram Alir Metodologi Penyelesaian Tugas Khusus	31
Gambar 4.1 Bogie Steering [A] Tanpa Bogie [B] dengan Bogie	33
Gambar 4.2 Peredaman Efek Ketidakrataan Permukaan Rel.....	34
Gambar 4.3 Konstruksi Bogie Kereta Penumpang dengan Bolster	34
Gambar 4.4 Bogie TB-398 Produksi PT. INKA (Persero)	36
Gambar 4.5 Bogie Ferrostahl (K6)	37
Gambar 4.6 Bogie Gorlitz (K7)	37
Gambar 4.7 Bogie NT 60 (K8)	38
Gambar 4.8 Bogie Bolsterless (K9)	38
Gambar 4.9 Desain Carbody pada Light Rail Transit.....	39
Gambar 4.10 Free Body Diagram Axle Tram Mover TMII	50
Gambar 4.11 Potongan Sumbu y Axle.....	51
Gambar 4.12 Potongan a-a Sumbu y Axle.....	52
Gambar 4.13 Potongan b-b Sumbu y Axle	52
Gambar 4.14 Potongan c-c Sumbu y Axle.....	53
Gambar 4.15 Potongan d-d Sumbu y Axle	54
Gambar 4. 16 Potongan e-e Sumbu y Axle.....	54
Gambar 4. 17 Potongan f-f Sumbu y Axle.....	55
Gambar 4. 18 Potongan g-g Sumbu y Axle	56
Gambar 4.19 Diagram Momen Bending Sumbu y	56

Gambar 4.20 Gaya Sumbu x Axle.....57

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Tabel Pelaksanaan Magang (Logbook).....	15
Tabel 4.1 Baja Karbon untuk Konstruksi Mesin dan Baja Batang yang dfinis Dingin untuk Poros	43
Tabel 4.2 Baja Paduan untuk Poros	44
Tabel 4.3 Standar Baja	45
Tabel 4.4 Spesifikasi Tram Mover TMII	47
Tabel 4.5 Wheelset mass.....	49

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pendidikan Vokasi diciptakan berdasarkan suatu konsep ketenagakerjaan yang mengarah pada pelaksanaan pembangunan khususnya melalui industrialisasi. Salah satu tantangan terhadap hasil pendidikan adalah menyiapkan lulusan yang memuaskan bagi pengguna jasa. Oleh karena itu peningkatan kualitas Sumber Daya Manusia merupakan prioritas kunci dalam peningkatan mutu, relevansi maupun efisiensi pendidikan. Menyikapi hal tersebut Departemen Teknik Mesin Industri (DTMI) Fakultas Vokasi ITS menerapkan program keterkaitan & kesepakatan (*Link & Match*), yaitu mengaitkan (*to link*) proses pendidikan dengan dunia kerja dan mengedepankan (*to match*) proses pendidikan dengan kebutuhan tenaga terampil yang sesuai dengan bursa ketenagakerjaan.

Berdasarkan hal tersebut, kami sebagai mahasiswa Teknik Mesin Industri ITS memilih PT. INKA (Persero) sebagai tempat pelaksanaan kerja praktik atau magang industri dengan pertimbangan PT. INKA (Persero) memiliki kualitas manajemen operasional yang baik sehingga dapat memberikan kami lebih banyak pengetahuan yang sesuai dengan bidang teknik mesin, terutama teknologi rekayasa konversi energi.

1.2 Tujuan Magang

1.2.1 Tujuan Umum

Tujuan umum dilakukannya magang industri untuk :

1. Agar mahasiswa memiliki internalisasi sikap profesional dan budaya kerja yang sesuai serta diperlukan bagi IDUKA.
2. Agar mahasiswa memiliki pengetahuan yang belum/tidak dipelajari dalam proses perkuliahan di kampus.
3. Agar mahasiswa memperoleh keterampilan khusus/keahlian kerja dan/atau pengetahuan, ketrampilan umum.

4. Agar mahasiswa mempunyai gambaran nyata mengenai lingkungan kerjanya, mulai dari tingkat bawah sampai dengan tingkat yang lebih tinggi.
5. Agar kehadiran mahasiswa peserta magang diharapkan dapat memberikan manfaat dan wawasan baru bagi dirinya serta instansi tempat melaksanakan Magang.
6. Pada mahasiswa yang sudah mengenal lingkungan kerja akan memberikan keuntungan sekaligus sebagai bekal dalam memasuki dunia kerja dan karirnya.

1.2.2 Tujuan Khusus

Tujuan khusus dilakukan magang industri untuk :

1. Mengenali lingkungan PT. INKA (Persero)
2. Mempelajari proses perancangan desain bogie dan carbody di PT. INKA (Persero)
3. Menganalisis kekuatan axle (poros) pada tram mover TMII

1.3 Manfaat

Manfaat yang diperoleh oleh mahasiswa, Perguruan Tinggi, dan perusahaan yang bersangkutan melalui magang industri sebagai berikut.

1.3.1 Bagi Mahasiswa

Manfaat bagi mahasiswa antara lain dapat meningkatkan wawasan mahasiswa dalam bidang industry perkeretaapian, mengasah *soft skill* dan *hard skill* mahasiswa di bidang desain, meningkatkan, dan sebagai persiapan untuk menghadapi lingkup dunia kerja yang nyata.

1.3.2 Bagi Perguruan Tinggi

Melalui kegiatan magang industri dapat tercipta pola kemitraan yang erat dengan perusahaan tempat mahasiswa melaksanakan magang industri, dalam hal ini dengan PT INKA (Persero), dengan cara membahas bersama berbagai persoalan yang muncul untuk mendapatkan penyelesaian yang lebih baik.

1.3.3 Bagi Perusahaan (PT INKA)

Manfaat kegiatan magang industri bagi perusahaan, dalam hal ini PT. INKA (Persero), yaitu membantu meningkatkan produktivitas perusahaan dengan *skill* yang dimiliki oleh mahasiswa, serta memberikan masukan atau saran untuk menyelesaikan permasalahan yang terjadi di PT. INKA (Persero).

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB II

GAMBARAN UMUM PT. INKA (Persero)

2.1 Sejarah PT. INKA (Persero)

PT. Industri Kereta Api atau PT. INKA (Persero) merupakan Badan Usaha Milik Negara (BUMN) manufaktur kereta api terintegrasi pertama di Asia Tenggara. Fokus perusahaan adalah menghasilkan produk dan jasa yang berkualitas tinggi bagi pelanggan. PT. INKA (Persero) menyediakan berbagai macam produk untuk memenuhi kebutuhan pelanggan serta *after sales* untuk memastikan bahwa pelanggan penerima produksi dengan kualitas terbaik. Produk telah diekspor ke berbagai negara, seperti Bangladesh, Filipina, Malaysia, Thailand, Singapura dan Australia.

Kantor pusat PT. INKA (Persero) berdiri di Kawasan Jalan Yos Sudarso, Madiun, Jawa Timur. Keberadaan kantor pusat sekaligus pabrik kereta api yang dulu merupakan Balai Yasa Perusahaan Jawatan Kereta Api (PJKA) di atas lahan seluas 22,5 hektar itu menjadi saksi sejarah perjalanan Panjang PT. INKA (Persero) yang merupakan BUMN manufaktur sarana perkerta-apian pertama dan terbesar di Kawasan Asia Tenggara (ASEAN) ini.

Selain di Madiun, untuk mendekatkan diri dengan para pemangku jabatan (*stakeholders*) dan pengambil kebijakan, Langkah PT. INKA (Persero) pun ditopang oleh Kantor Perwakilan yang berada di Jakarta. Agar selalu dekat dengan pelanggan utama yang sekaligus “saudara tuanya”, yakni PJKA yang kini menjadi PT. Kereta Api (Persero), didukung pula oleh kantor Perwakilan di Bandung, Jawa Barat.

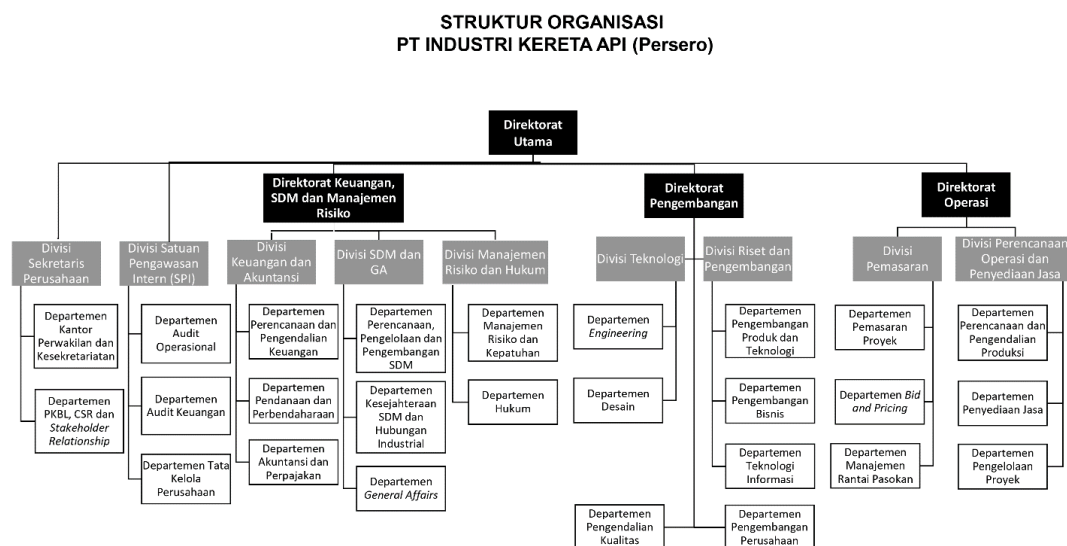
Secara formal, PT. INKA (Persero) berdiri pada tanggal 18 Mei 1981. Selanjutnya dilakukan penyerahan operasional pabrik kereta api oleh pihak PJKA kepada manajemen PT. INKA (Persero) pada tanggal 29 Agustus 1981. Tanggal inilah yang kemudian dicatat sebagai Hari Kelahiran PT. INKA (Persero).

Ketika berdiri, PT. INKA (Persero) berada dalam pembinaan teknis Departemen Perhubungan. Tahun 1983, pembinaanya dilakukan oleh Dewan Pembina Industri Strategis (DPIS). Tahun 1989, di bawah Badan Pengelola Industri

Strategis (BPIS). Tahun 1998, pengelolanya di bawah Menteri Pendayagunaan BUMN. Dalam tahun yang sama (1998), PT. INKA (Persero) menjadi anak perusahaan dari *holding* PT. Bahana Pakarya Industri Strategis (BPIS). Menyusul dibubarkannya PT. BPIS pada 2002, PT. INKA (Persero) berada dalam pengelolaan Kementerian BUMN hingga sekarang.

2.2 Struktur Organisasi PT. INKA (Persero)

PT. INKA (Persero) dipimpin oleh seorang Direktorat Utama yang membawahi tiga bidang direktorat, yang meliputi Direktorat Keuangan, SDM dan Manajemen Risiko, Direktorat Pengembangan dan Direktorat Operasi. Masing-masing bidang direktorat memiliki seperangkat anggota yang membantu bekerja selama perusahaan beroperasi. Struktur organisasi PT. INKA (Persero) dapat dilihat pada **Gambar 2.1**



1

Gambar 2.1 Struktur Organisasi PT. Industri Kereta Api (Persero)

2.2.1 Direktorat Utama

Direktorat Utama bertanggung jawab dalam menetapkan visi, misi, dan strategi perusahaan, serta merumuskan kebijakan-kebijakan umum dan pengendalian perusahaan. Direktorat Utama juga bertugas untuk merumuskan kebijakan jaminan mutu, mengawasi kondisi internal perusahaan, dan membangun citra positif di lingkungan stakeholder. Direktorat Utama secara

langsung membawahi Direktorat Keuangan, SDM dan Manajemen Resiko, Direktorat Pengembangan, Direktorat Operasi, Divisi Sekretaris Perusahaan, serta Divisi Satuan Pengawasan Intern.

2.2.2 Direktorat Keuangan, SDM dan Manajemen Resiko

Direktorat Keuangan, SDM, dan Manajemen Resiko bertugas untuk menetapkan kebijakan keuangan, sumber daya manusia, kemitraan, dan bina lingkungan. Direktorat Keuangan, SDM, dan Manajemen Resiko juga bertanggung jawab dalam menetapkan strategi pengelolaan dan pengembangan perusahaan, serta memelihara citra positif di lingkungan stakeholder yang meliputi karyawan, lembaga keuangan, masyarakat, dan pemegang saham. Direktorat Keuangan, SDM, dan Manajemen Resiko membawahi tiga divisi yaitu Divisi Keuangan dan Akuntansi, Divisi SDM dan GA, serta Divisi Risiko dan Hukum.

2.2.3 Direktorat Pengembangan

Direktorat Pengembangan bertanggung jawab untuk menetapkan kebijakan pengembangan produksi, teknologi dan logistik, serta memelihara citra positif di lingkungan stakeholder. Direktorat Pengembangan membawahi Divisi Teknologi dan Divisi Riset dan Pengembangan.

2.2.4 Direktorat Operasi

Direktorat Operasi bertugas untuk menetapkan kebijakan dalam bidang komersial pemasaran, pengembangan bisnis perusahaan, perencanaan dan pengendalian produksi. Direktorat Operasi juga bertanggung jawab untuk memelihara citra positif di lingkungan stakeholder. Berdasarkan tugasnya, Direktorat Operasi membawahi Divisi Pemasaran serta Divisi Perencanaan Operasi dan Penyediaan Jasa.

2.3 Visi dan Misi PT. INKA (Persero)

Visi

Menjadi perusahaan manufaktur dan bisnis terkait yang memberikan solusi terpadu untuk sistem transportasi darat yang berkelanjutan.

Misi

1. Membangun manufaktur sistem transportasi dan ekosistem industri dalam rangka mendukung kemajuan industry nasional.
2. Menciptakan solusi transportasi terpadu dalam sistem transportasi masal, angkutan barang & komoditas.
3. Memperluas pasar baik dalam negeri maupun luar negeri dan memperbanyak spektrum produk.
4. Sebagai pusat kompetensi dalam industri transportasi darat yang mampu menyerap, mengimplementasikan dan membagikan ilmunya untuk peningkatan kompetensi SDM.

2.4 Logo dan Arti Logo PT. INKA (Persero)

2.4.1 Logo



Gambar 2. 2 Logo PT. INKA (Persero)

2.4.2 Arti Logo

Logo PT INKA (Persero) memiliki makna :

- **Karakter Kokoh dan Kuat**, digambarkan dalam pemakaian garis tebal yang membentuk gerak dan lingkaran yang menyatu utuh, menggambarkan perusahaan yang tangguh menghadapi perubahan lingkungan bisnis.
- **Karakter Dinamis dalam Menjalankan Aktivitas**, digambarkan oleh panah yang bergerak melingkar dua arah dengan tujuan tanpa balas, memberi gambaran pencapaian pengembangan usaha secara terus menerus menggambarkan tujuan perusahaan tumbuh dan berkembang.
- **Karakter Industri Kereta Api**, digambarkan oleh elemen dua kepingan serta garis lingkaran putih yang terdapat pada lingkaran

panah, sehingga gerakan dua arah dengan kepingan serta garis lingkaran putih sebagai porosnya, memberi kesan gerak roda industri kereta api dan transportasi yang terus menerus.

- **Karakter Terbuka**, dengan ditambahkan kata “INKA” memberikan kemudahan kepada siapa saja untuk mengenali logo/lambang maupun keberadaan PT INKA (Persero), menggambarkan bahwa PT INKA (Persero) terbuka kepada para *stakeholder*.

Pemilihan warna merah, hitam, dan putih memberikan gambaran tentang **Tri Prasetya INKA**, yaitu Integritas, Mutu, dan Profesional.

- **Warna merah**, melambangkan perusahaan yang selalu mengedepankan profesionalisme, siap menghadapi tantangan, ulet, dan penuh semangat untuk meraih tujuan perusahaan.
- **Warna hitam**, melambangkan perusahaan yang kokoh, teguh, mengedepankan mutu dan tepat waktu didalam setiap menghasilkan produknya.
- **Warna dasar putih**, melambangkan profesionalisme yang berdasarkan iman dan taqwa, menjunjung tinggi integritas dan kejujuran, memiliki daya saing berkelanjutan, serta menghasilkan nilai tambah pada lingkungan.

2.5 Kegiatan Produksi

Produk yang dihasilkan PT. INKA (Persero) berupa produk barang dan jasa. Produk jasa yang ditawarkan PT. INKA (Persero) berupa jasa perawatan operasional dan suplai komponen kereta atau otomotif. Produk bisnis jasa yang dikerjakan PT. INKA (Persero) yakni perawatan gerbong (PPCW, ZZOW), perawatan kereta (Kereta Inspeksi, Kereta Kedinasan), perbaikan track, perbaikan kereta, penyediaan suku cadang (Toilet Ramah Lingkungan, Coupler Gerbong KKBW, spare part bogie, dan lain-lain). Produk barang yang dihasilkan PT. INKA (Persero) berupa kereta penumpang, kereta penggerak, kereta barang, kereta rel listrik, lokomotif, dan lain-lain.

2.5.1 Lokomotif

Pertumbuhan pengguna kereta api sebagai salah satu transportasi umum terus meningkat mengakibatkan permintaan produksi lokomotif juga meningkat. PT INKA (Persero) merespon permintaan tersebut dengan mendesain dan memproduksi Lokomotif Diesel Hidrolik CC 300 yang memiliki spesifikasi handal, efisien, dan kebutuhan *maintenance*-nya relatif sederhana.

Lokomotif Diesel Hidrolik CC 300 menggunakan mesin diesel berkekuatan 200 HP dengan sistem transmisi *hydromechanic* dan generator listriknya bertenaga 380 VAC untuk memenuhi kebutuhan listrik kereta penumpang. Lokomotif ini mempunyai fitur kabin ganda dengan penyejuk ruangan sehingga nyaman dan mudah dioperasikan.



Gambar 2.3 Lokomotif Hidrolik Produksi PT. INKA (Persero)

2.5.2 Kereta Penumpang

Produk kereta penumpang milik PT INKA (Persero) telah memiliki fasilitas yang didesain khusus bagi penyandang disabilitas, penyejuk ruangan, peredam kebisingan, *sound system*, dan toilet ramah lingkungan baik pada kereta kelas ekonomi maupun eksekutif. Perbedaan antara kelas ekonomi dan eksekutif terletak pada desain interior, pemilihan panel, dan kapasitas penumpang. Pada kereta penumpang kelas eksekutif dilengkapi fasilitas *reclining seat*, audio, televisi untuk memutar video sebagai saran hiburan.



Gambar 2.4 Kereta Kelas Ekonomi Produksi PT. INKA (Persero)

Data teknik kereta penumpang kelas ekonomi produksi PT INKA (Persero) sebagai berikut.

Kecepatan maksimum	: 120 km / jam
Lebar sepur	: 1.067 mm
Beban gandar	: 14 ton
Panjang kereta	: 20.920 mm
Lebar kereta	: 2.990 mm
Tinggi kereta	: 3.610 mm
Tinggi <i>coupler</i>	: 775 (+10/-0) mm
Bogie	: TB-1014
Sistem pengereman	: <i>Air brake</i>
<i>Coupler Device</i>	: <i>Automatic Coupler, AAR 10A</i>



Gambar 2. 5 Kereta Kelas Eksekutif Stainless Steel Produksi PT. INKA (Persero)

Data teknik kereta penumpang kelas eksekutif stainless steel produksi PT INKA (Persero) sebagai berikut.

Kecepatan maksimum operasional	: 120 km / jam
Lebar sepur	: 1.067 mm
Beban gandar maksimal	: 15 ton
Panjang kereta	: 20.920 mm
Lebar kereta (<i>side wall</i>)	: 2.990 mm
Tinggi kereta dari atas rel	: 3.815 mm
Tinggi lantai dari atas rel	: 1.000 mm
Material <i>carbody</i>	: <i>Stainless Steel</i>
Kapasitas penumpang per kereta	: 50 penumpang

2.5.3 Kereta Berpenggerak

Tipe kereta berpenggerak yang diproduksi oleh PT INKA memiliki kecepatan sampai dengan 120 km/jam. Penggeraknya menggunakan penggerak diesel *hydromechanic* dan diesel elektrik. Pemilihan material pada interior kereta berpenggerak menggunakan material tahan rambatan api, tidak beracun, tahan terhadap reaksi kimia. Sistem kelistrikan pada kereta berpenggerak menggunakan *Mini Circuit Breaker* (MCB) dan *fuse* sebagai komponen pengaman sistem kelistrikan.

2.5.4 Kereta Rel Listrik (KRL)

Sebagai upaya untuk mengembangkan produksi Kereta Rel Listrik (KRL) dengan teknologi modern, PT INKA (Persero) telah melakukan kerjasama dengan pabrik kereta Asia dan Eropa. KRL produksi PT INKA (Persero) sudah memiliki fasilitas yang didesain khusus bagi penyandang disabilitas, penyejuk ruangan, peredam kebisingan, *sound system*, USB *Charger*, kamera CCTV, dan monitor untuk sarana informasi bagi penumpang.

Satu rangkaian kereta listrik memiliki panjang total sebesar delapan puluh meter yang terusun atas empat kereta.



Gambar 2.6 Kereta Kelas Rel Listrik (KRL) Produksi PT. INKA (Persero)

2.5.5 Light Rail Transit (LRT)

Light Rail Transit (LRT) merupakan salah satu kereta api yang beroperasi untuk memenuhi kebutuhan transportasi massal di area perkotaan. LRT memiliki konstruksi ringan dan dapat berjalan bersama lalu lintas lain atau dalam lintasan khusus. Axle load pada LRT lebih ringan dan digerakkan oleh motor listrik. LRT merupakan transportasi yang efisien dan ramah lingkungan sehingga menjadi moda transportasi yang cukup digemari masyarakat perkotaan. PT INKA mulai memproduksi LRT pada akhir tahun 2018. Di bawah ini merupakan gambar *Light Rail Transit* (LRT) Jabodetabek, salah satu produk LRT yang diproduksi oleh PT INKA (Persero)



Gambar 2.7 Light Rail Transit (LRT) Jabodetabek Produksi PT. INKA (Persero)

2.5.6 Gerbong Barang

Salah satu gerbong barang yang diproduksi oleh PT INKA (Persero) adalah gerbong angkutan batu bara KKBW. Kapasitas gerbong ini mencapai lima puluh juta ton dan kegiatan bongkar muatnya menggunakan sistem *rotary car damper* dan *train loading station*. Gerbong barang didesain tanpa dilengkapi oleh aksesoris interior. Selain KKBW, PT INKA (Persero) memproduksi gerbong datar (PPCW) pengangkut peti kemas dengan kapasitas mencapai 20 ft sampai 40 ft. Kapasitas angkut gerbong datar yang diproduksi oleh PT INKA (Persero) mencapai lima puluh tujuh ton.



Gambar 2.8 Gerbong Barang Produksi PT. INKA (Persero) Gerbong KKBW



Gambar 2.9 Gerbong Barang Produksi PT. INKA (Persero) Gerbong PPCW

BAB III

PELAKSANAAN MAGANG

3.1 Pelaksanaan Magang

Tabel 3.1 Tabel Pelaksanaan Magang (Logbook)

Hari Ke-	Waktu (Datang dan Pulang)	Peserta : Meganda Mellyana Dewi		
		Jam Mulai	Jam Selesai	Kegiatan
1	3 Januari 2022	13.00	15.30	Pengarahan Magang dari SDM melalui zoom meeting
2	4 Januari 2022	14.30	17.00	<ol style="list-style-type: none"> 1. Materi Safety Induction meliputi lokasi bahaya yang ada di PT.INKA, membahas mengenai APD dan Hazard 2. Materi Lingkungan Hidup meliputi kelayakan air, asam yang keluar dari cerobong dan pemilahan sampah. 3. Materi mengenai produk-produk yang di hasilkan oleh PT.INKA 4. Pembagian divisi kerja (Divisi Teknologi)
3	5 Januari 2022	07.30	09.00	<ol style="list-style-type: none"> 1. Registrasi 2. Pembuatan ID Card KP 3. Menghubungi pembimbing industri
4	6 Januari 2022	07.30	14.30	<ol style="list-style-type: none"> 1. Pengenalan struktur Departemen Teknologi secara umum

				2. Mempelajari SOP Desain Bogie & Carbody
5	7 Januari 2022	07.30	14.30	Mempelajari gambar kerja manufaktur drawing Middle Frame part sampai assembly
6	10 Januari 2022	07.30	14.30	1. Menggambar 3D Middle Frame Part 1 2. Menggambar 3D Middle Frame Part 2
7	11 Januari 2022	07.30	14.30	1. Menggambar 3D Middle Frame Part 3 2. Menggambar 3D Middle Frame Part 4
8	12 Januari 2022	07.30	14.30	1. Diskusi dengan Pembimbing Lapangan terkait project yang sedang berjalan di PT. INKA (Persero). 2. Meneruskan menggambar 3D Middle Frame Part 4
9	13 Januari 2022	07.30	14.30	Izin Sakit
10	14 Januari 2022	07.30	14.30	1. Menggambar 3D Middle Frame Part 5 2. Menggambar 3D Middle Frame Part 7
11	17 Januari 2022	07.0	14.30	1. Menggambar 3D Middle Frame Part 6 2. Menggambar 3D Middle Frame Part 9
12	18 Januari 2022	07.30	14.30	1. Menggambar 3D Middle Frame Part 8

				2. Menggambar 3D Middle Frame Part 10 3. Menggambar 3D Middle Frame Part 11
13	19 Januari 2022	07.30	14.30	1. Assembly Middle Frame
14	20 Januari 2022	07.30	14.30	1. Asssembly Middle Frame
15	21 Januari 2022	07.30	14.30	1. Menggambar 2D Middle Frame
16	24 Januari 2022	07.30	14.30	1. Menggambar 2D Roof Profile 25.0-U0390002
17	25 Januari 2022	07.30	14.30	1. Menggambar 2D Roof Profile 25.0-U0390003
18	26 Januari 2022	07.30	14.30	1. Menggambar revisi 2D Roof Profile 25.0-U0390003
19	27 Januari 2022	07.30	14.30	1. Menggambar 2D 21.3-A16001
20	28 Januari 2022	07.30	14.30	1. Menggambar Bracket Door Engine pada Tram Mover TMII
21	31 Januari 2022	07.30	14.30	1. Assembly Bracket Door Engine pada Tram Mover TMII
22	1 Februari 2022	-	-	Cuti Bersama Hari Raya Imlek
23	2 Februari 2022	07.30	14.30	1. Menggambar 2D 25.0-U0390002
24	3 Februari 2022	07.30	14.30	1. Menggambar 2D 25.0-U0390001
25	4 Februari 2022	07.30	14.30	1. Menggambar perbaikan part 25.1-U0311105

				<p>2. Menggambar perbaikan part 25.1-U0311106</p> <p>3. Menggambar perbaikan part 25.1-U0311111</p> <p>4. Menggambar perbaikan part 25.1-U0311112</p>
26	7 Februari 2022	07.30	14.30	1. Menggambar 2D Roof Profile 5 25.0-U0390005
27	8 Februari 2022	07.30	14.30	1. Menggambar perbaikan Roof Profile pada part SRCB010-40-01-101 seperti part 25.1-U0311115 menjadi part baru dengan nama part 25.1-U0311117.
28	9 Februari 2022	07.30	14.30	<p>1. Assembly part 25.1-U0311115 pada 25.1-U0311100-220131.iam</p> <p>2. Assembly part 25.1-U0311117 pada 25.1-U0311100-220131.iam</p> <p>3. Assembly part SRCB010-40-01-102 pada 25.1-U0311100-220131.iam</p>
29	10 Februari 2022	07.30	14.30	<p>1. Menggambar revisi part 25.1-U0311117</p> <p>2. Menggambar revisi part SRCB010-40-01-102</p>
30	11 Februari 2022	07.30	14.30	1 Assembly revisi part 25.1-U0311117 dan SRCB010-40-01-102 pada 25.1-U0311100-220131.iam

31	14 Februari 2022	07.30	14.30	<ul style="list-style-type: none"> 1. Menggambar revisi 2D 25.0-U0390005 2. Menggambar revisi 2D 25.0-U0390003 3. Menggambar Bracket 25.8-U0311200 part 1
32	15 Februari 2022	07.30	14.30	<ul style="list-style-type: none"> 1. Menggambar Bracket 25.8-U0311200 part 2 2. Menggambar Bracket 25.8-U0311200 part 3 3. Menggambar Bracket 25.8-U0311200 part 4
33	16 Februari 2022	07.30	14.30	<ul style="list-style-type: none"> 1. Menggambar Bracket 25.8-U0311200 part 5
34	17 Februari 2022	07.30	14.30	<ul style="list-style-type: none"> 1. Menggambar revisi 2D 22.0-U0390001 2. Menggambar revisi 2D 22.0-U0390002 3. Assembly part Bracket 25.8-U0311200
35	18 Februari 2022	-	-	WFH
36	21 Februari 2022	-	-	WFH
37	22 Februari 2022	07.30	14.30	<ul style="list-style-type: none"> 1. Assembly Bracket 25.8-U0311200 pada Roof 25.8-U0310900 dengan menyesuaikan posisi Junction Box.
38	23 Februari 2022	07.30	14.30	<ul style="list-style-type: none"> 1. Meneruskan assembly Bracket 25.8-U0311200 pada Roof 25.8-U0310900 dengan

				menyesuaikan posisi Junction Box.
39	24 Februari 2022	07.30	14.30	1. Menambahkan baut countersunk M4 pada Bracket 25.8-U0311200.
40	25 Februari 2022	07.30	14.30	1. Meneruskan menambahkan baut countersunk M4 pada Bracket 25.8-U0311200.
41	28 Februari 2022	-	-	Cuti Bersama Isra Mikraj Nabi Muhammad SAW
42	1 Maret 2022	07.30	14.30	1. Membuat lubang tempat baut countersunk M4 pada Bracket 25.8-U0311200.
43	2 Maret 2022	-	-	Izin Sakit
44	3 Maret 2022	-	-	Cuti Bersama Hari Suci Nyepi (Tahun Baru Saka)
45	4 Maret 2022	07.30	14.30	1. Menggambar 2D Bracket 25.8-U0311200 dengan main view, detail view, auxiliary view dan section view.
46	7 Maret 2022	07.30	14.30	1. Meneruskan menggambar 2D Bracket 25.8-U0311200 dengan main view, detail view, auxiliary view dan section view.
47	8 Maret 2022	07.30	14.30	1. Diskusi Studi Kasus Laporan Magang Analisis

				<p>Kekuatan Axle (Gandar) pada Tram Mover TMII.</p> <p>2. Pengumpulan data yang dibutuhkan untuk Analisis Kekuatan Axle (Gandar) pada Tram Mover TMII.</p>
48	9 Maret 2022	07.30	14.30	1. Memotong Bracket 25.8-U0311200 sesuai dimensi radius pada roof 25.8-U0310900.
49	10 Maret 2022	07.30	14.30	1. Meneruskan memotong Bracket 25.8-U0311200 sesuai radius pada roof 25.8-U0310900.
50	11 Maret 2022	07.30	14.30	1. Meneruskan memotong Bracket 25.8-U0311200 sesuai radius pada roof 25.8-U0310900.
51	14 Maret 2022	07.30	14.30	1. Pemberian Tugas Mereview Jurnal tentang Material & Chamber Kereta Aluminium.
52	15 Maret 2022	07.30	14.30	1. Mencari dan mempelajari jurnal tentang material & chamber kereta aluminium.
53	16 Maret 2022	07.30	14.30	1. Mencari dan mempelajari jurnal tentang material & chamber kereta aluminium.
54	17 Maret 2022	07.30	14.30	1. Diskusi Project Makassar Pare-Pare.
55	18 Maret 2022	07.30	14.30	1. Memotong rel pada Roof Lokomotif T-C Project Makassar Pare-Pare.

				<p>2. Menambah panjang Roof Lokomotif T-C Project Makassar Pare-Pare sesuai referensi yang diberikan.</p> <p>3. Memindah letak plat dan lubang Roof Lokomotif T-C Project Makassar Pare-Pare sesuai referensi yang diberikan.</p>
56	21 Maret 2022	07.30	14.30	<p>1. Meneruskan memindah letak plat dan lubang Roof Lokomotif T-C Project Makassar Pare-Pare sesuai referensi yang diberikan.</p> <p>2. Memasang bracket pada Roof Lokomotif T-C Project Makassar Pare-Pare sesuai referensi yang diberikan.</p> <p>3. Memasang Junction Box pada Roof Lokomotif T-C Project Makassar Pare-Pare sesuai referensi yang diberikan.</p>
57	22 Maret 2022	07.30	14.30	<p>1. Meneruskamn memotong rel pada Roof Lokomotif T-C Project Makassar Pare-Pare karena salah referensi.</p> <p>2. Meneruskan menambah panjang Roof Lokomotif T-C Project Makassar Pare-Pare sesuai referensi yang benar.</p>

				3. Meneruskan memindah letak plat dan lubang Roof Lokomotif T-C Project Makassar Pare-Pare sesuai referensi yang benar.
58	23 Maret 2022	07.30	14.30	<p>1. Meneruskan memindah letak plat dan lubang Roof Lokomotif T-C Project Makassar Pare-Pare sesuai referensi yang benar.</p> <p>2. Memasang dan menyesuaikan letak kupingan dudukan AC & Stiffener pada Roof Lokomotif T-C Project Makassar Pare-Pare sesuai referensi yang benar.</p>
59	24 Maret 2022	07.30	14.30	<p>1. Meneruskan memasang dan menyesuaikan letak kupingan dudukan AC & Stiffener pada Roof Lokomotif T-C Project Makassar Pare-Pare sesuai referensi yang benar.</p> <p>2. Memasang bracket pada Roof Lokomotif T-C Project Makassar Pare-Pare sesuai referensi yang benar.</p> <p>3. Memasang bracket dan junction box pada Roof Lokomotif T-C Project</p>

				Makassar Pare-Pare sesuai referensi yang benar.
60	25 Maret 2022	07.30	14.30	<ol style="list-style-type: none"> 1. Site Visit Project Bus Listrik, Tram Mover TMII dan berkeliling workshop bersama Pembimbing Industri. 2. Mencari jurnal terkait material dan chamber kereta aluminum.
61	28 Maret 2022	07.30	14.30	<ol style="list-style-type: none"> 1. Menggambar 2D Axle (Gandar) Tram Mover TMII, memberi dimensi, diameter, radius dan section untuk mengerjakan perhitungan pada analisis kekuatan axle.
62	29 Maret 2022	07.30	14.30	<ol style="list-style-type: none"> 1. Mempelajari standard perhitungan axle kereta dengan referensi CEN/TS 13103-2 Railway Applications – Wheelsets and Bogies – Part 2 : Design method for axles with internal journals.
63	30 Maret 2022	07.30	14.30	<ol style="list-style-type: none"> 1. Meneruskan mempelajari standard perhitungan axle kereta dengan referensi CEN/TS 13103-2 Railway Applications – Wheelsets and Bogies – Part 2 : Design method for axles with internal journals. 2. Membuat table perhitungan pada Microsoft Excel dan

				melakukan pengisian sesuai dengan data yang ada pada gambar 2D Axle Tram Mover TMII seperti jarak, diameter dalam, diameter luar dan radius pada tiap section axle.
64	31 Maret 2022	07.30	14.30	1. Melakukan perhitungan nilai <i>Fatigue Stress Correction Factor (K)</i> pada Axle Tram Mover TMII menggunakan rumus-rumus yang ada pada standard CEN/TS 13103-2.
65	1 April 2022	07.30	14.30	1. Mengumpulkan dan melengkapi data terkait Axle Tram Mover TMII. 2. Mencari <i>free body diagram</i> untuk perhitungan bending moment.
66	4 April 2022	07.30	14.30	1. Menghitung gaya-gaya yang ada pada axle pada saat kondisi straight track, curving dan starting menggunakan rumus-rumus yang ada pada standard CEN/TS 13103-2. 2. Menghitung M_x menggunakan rumus-rumus yang ada pada standard CEN/TS 13103-2.
67	5 April 2022	07.30	14.30	1. Menghitung momen akibat dari <i>braking</i> atau pengereman dengan jenis <i>two brack disc on axle (symmetrical)</i>

				menggunakan rumus-rumus yang ada pada standard CEN/TS 13103-2.
68	6 April 2022	07.30	14.30	1. Pemberian tugas memperbarui design 2D High Speed Train menggunakan software AutoCad.
69	7 April 2022	07.30	14.30	1. Meneruskan tugas memperbarui design 2D kereta High Speed Train mengganti frame baru sesuai dengan referensi yang diberikan menggunakan software AutoCad. 2. Mereview jurnal terkait material kereta aluminum.
70	8 April 2022	07.30	14.30	1. Meneruskan tugas memperbarui design 2D kereta HS mengganti frame baru sesuai dengan referensi yang diberikan menggunakan software AutoCad. 2. Meneruskan review jurnal terkait material kereta aluminum.
71	11 April 2022	07.30	14.30	1. Meneruskan tugas memperbarui design 2D kereta High Speed Train mengganti frame baru sesuai dengan referensi yang diberikan

				menggunakan software AutoCad.
72	12 April 2022	07.30	14.30	1. Meneruskan tugas memperbarui design 2D kereta High Speed Train mengganti frame baru sesuai dengan referensi yang diberikan menggunakan software AutoCad.
73	13 April 2022	07.30	14.30	1. Asistensi perhitungan nilai <i>Fatigue Stress Correction Factor (K)</i> , <i>bending moment</i> , <i>bending moment due to braking</i> , tegangan dan tegangan tarik pada Axle (Gandar) Tram Mover TMII. 2. Menghitung <i>maximum permissible stresses</i> menggunakan rumus-rumus yang ada pada standard CEN/TS 13103-2.
74	14 April 2022	07.30	14.30	1. Membuat momen diagram dari perhitungan kekuatan pada Axle (Gandar) Tram Mover TMII. 2. Meneruskan tugas memperbarui design 2D High Speed Train dengan referensi yang diberikan menggunakan software AutoCad.

75	15 April 2022	-	-	Cuti Bersama Wafat Isa Al-Masih
76	18 April 2022	07.30	14.30	<ol style="list-style-type: none"> 1. Meneruskan analisis perhitungan kekuatan pada Axle (Gandar) Tram Mover TMII yaitu pada kondisi straight + starting, straight + braking. 2. Meneruskan tugas memperbarui design 2D High Speed Train dengan referensi yang diberikan menggunakan software AutoCad.
77	19 April 2022	07.30	14.30	<ol style="list-style-type: none"> 1. Meneruskan analisis perhitungan kekuatan pada Axle (Gandar) Tram Mover TMII yaitu pada kondisi curving + starting, curving + braking dan starting. 2. Meneruskan tugas memperbarui design 2D High Speed Train dengan referensi yang diberikan menggunakan software AutoCad.
78	20 April 2022	07.30	14.30	<ol style="list-style-type: none"> 1. Asistensi dengan mentor perhitungan kekuatan pada Axle (Gandar) Tram Mover TMII. 2. Mempelajari Shear and Bending Moment Diagrams.

79	21 April 2022	07.30	14.30	<ol style="list-style-type: none"> 1. Meneruskan tugas memperbaiki design 2D High Speed Train dengan referensi yang diberikan menggunakan software AutoCad. 2. Mencari referensi manual maintenance axle. 3. Mengerjakan Verification Document for Motor Axle of Tram Mover TMII.
80	22 April 2022	07.30	14.30	<ol style="list-style-type: none"> 1. Menyelesaikan perhitungan kekuatan Tram Mover TMII dan telah disetujui oleh mentor 2. Menyelesaikan perbaruan design 2D High Speed Train 3. Pengembalian ID Card KP ke SDM

3.2 Metodologi Penyelesaian Tugas Khusus

3.2.1 Survei Lapangan dan Studi Literatur

Survei lapangan di PT. INKA (Persero) dilakukan untuk menemukan permasalahan dan bisa dilanjutkan dengan menentukan topik pembahasan tugas. Setelah dilakukan survei lapangan, selanjutnya adalah studi literatur terkait dengan hasil survei lapangan yang telah dilakukan.

3.2.2 Pengambilan Data

Setelah studi literatur, maka sudah ditemukan data apa saja yang diperlukan untuk melanjutkan analisis terkait topik pembahasan tugas khusus yang ada di PT. INKA (Persero).

3.2.3 Analisis Data

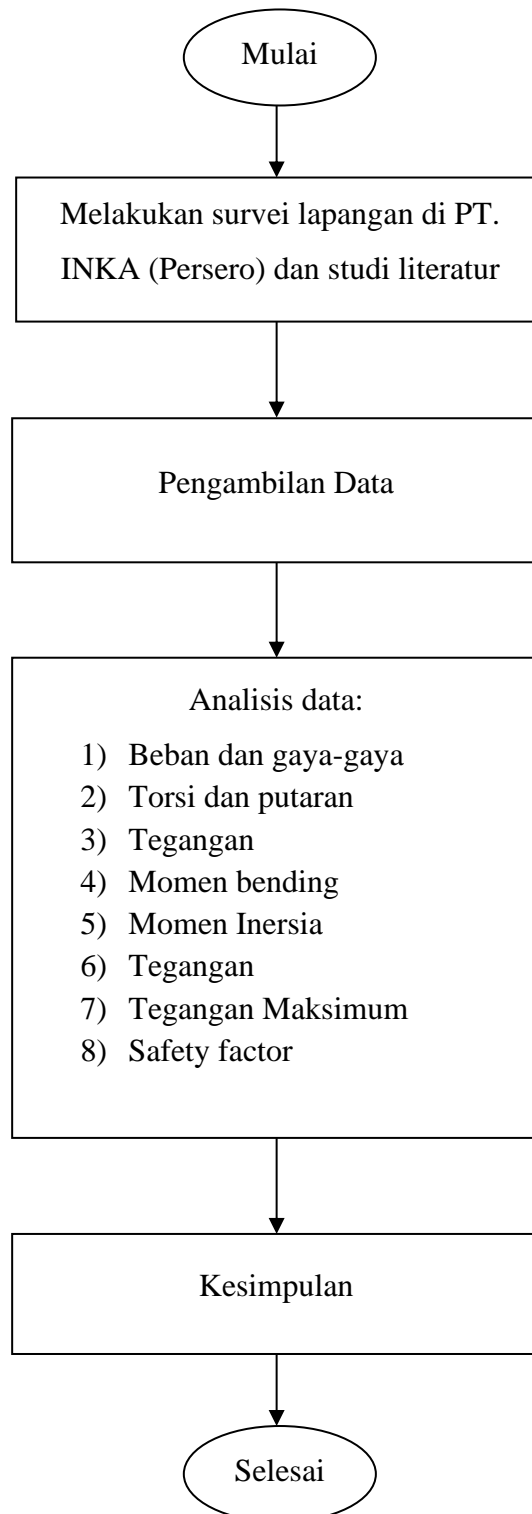
Setelah data diambil, maka dilakukan analisis. Analisis data ini adalah melakukan perhitungan torsi dan putaran, beban dan gaya-gaya, momen bending, momen inersia, tegangan dan *safety factor* (syarat aman) pada axle.

3.2.4 Kesimpulan

Setelah melakukan analisis dari data-data, diperoleh kesimpulan atas penelitian yang telah dilakukan berupa perhitungan kekuatan dan saran untuk penelitian selanjutnya.

3.2.5 Diagram Alir Metodologi Penyelesaian Tugas Khusus

Diagram alir metodologi penyelesaian tugas khusus magang industri di PT. INKA (Persero) dapat dilihat pada Gambar 3.1 berikut:



Gambar 3.1 Diagram Alir Metodologi Penyelesaian Tugas Khusus

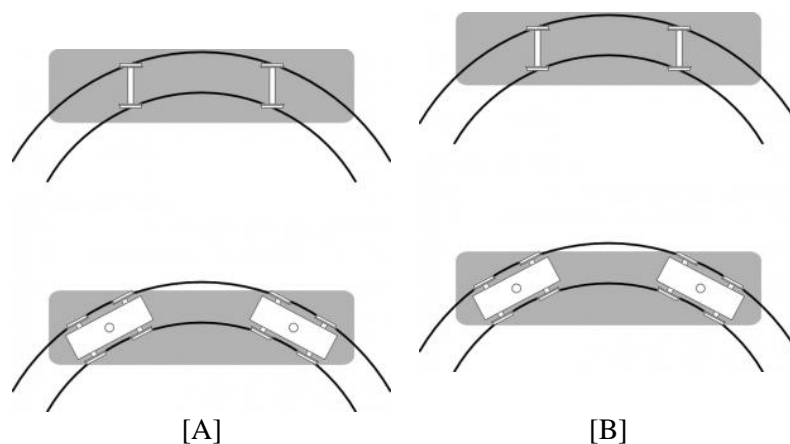
Halaman ini sengaja dikosongkan.

BAB IV

HASIL MAGANG

4.1 Bogie

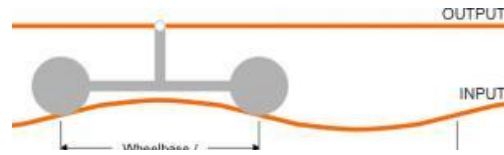
Bogie adalah kerangka atau sasis yang terdiri dari dua perangkat roda atau lebih yang digabungkan oleh rangka. *Bogie* dilengkapi dengan sistem pemegasan, pengereman, dengan atau tanpa peralatan penggerak dan anti selip. Pemasangan *bogie* dapat dilakukan secara permanen maupun non permanen. Pada kereta api, *bogie* berfungsi untuk menghasilkan fleksibilitas kereta terhadap rel sehingga roda dapat tetap mengikuti arah rel saat melewati tikungan (*curve*). Sudut antara garis lurus badan kereta dengan rel ketika kereta menikung akan menyebabkan terjadinya kontak antara flens dengan rel pada salah satu sisi roda. Pada kereta tanpa *bogie*, besar sudut tersebut terbatas karena roda selalu pada posisi segaris dengan badan kereta sehingga saat flens sudah tidak mampu menahan rel, maka roda akan naik ke atas rel. Kondisi tersebut memicu terjadinya *derailment* atau anjlok. Dengan adanya *bogie*, posisi roda tidak segaris dengan badan kereta melainkan memiliki sudut tertentu yang memungkinkan roda dapat berbelok mengikuti rel tanpa terjadi anjlok.



Gambar 4.1 Bogie Steering [A] Tanpa Bogie [B] dengan Bogie

Selain menghasilkan fleksibilitas, *bogie* berfungsi untuk meredam efek yang ditimbulkan pada permukaan rel yang bergelombang naik turun. *Center pivot* sebagai titik tengah *bogie* akan membagi defleksi yang terjadi di antara dua set rodanya untuk membuat kereta lebih stabil walaupun permukaan rel tidak rata.

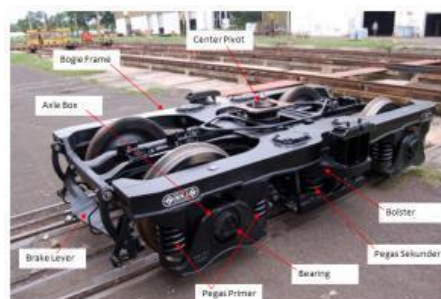
Peredaman efek akibat ketidakrataan permukaan rel diilustrasikan pada gambar berikut.



Gambar 4.2 Peredaman Efek Ketidakrataan Permukaan Rel

Pada kereta berpengerak, yaitu Kereta Rel Diesel (KRD), Kereta Rel Listrik (KRL), dan Lokomotif, *bogie* memiliki peran sebagai penerus daya untuk menggerakkan rangkaian kereta. Berdasarkan fungsi tersebut, *bogie* pada Kereta Rel Diesel (KRD), Kereta Rel Listrik (KRL), dan Lokomotif memiliki desain lebih kompleks karena memuat komponen penggerak seperti motor traksi dan *gear box* beserta perlengkapan pendukungnya. Sedangkan pada gerbong barang, konstruksi *bogie*-nya lebih sederhana karena umumnya hanya memiliki satu sistem pemegasan. *Bogie* pada kereta barang tidak mempertimbangkan aspek kenyamanan, kecuali pada gerbong pengangkut barang khusus yang membutuhkan tingkat getaran dan guncangan rendah.

Sementara pada kereta penumpang, fungsi bogie untuk meningkatkan kenyamanan penumpang sangat diperhatikan. Kondisi tersebut membuat konstruksi *bogie* pada kereta penumpang terdiri atas dua sistem pemegasan untuk meredam getaran dan guncangan secara maksimal. Saat ini perkembangan teknologi memunculkan inovasi-inovasi terbaru dalam perancangan *bogie*, diantaranya menggunakan pegas karet dan pegas udara.



Gambar 4.3 Konstruksi Bogie Kereta Penumpang dengan Bolster

Secara umum *bogie* pada kereta penumpang terdiri dari *Bogie Frame*, *Bolster*, *Wheel Set* atau Perangkat Roda, Pegas Primer, Pegas Sekunder, *Axle Box*, *Bearing*, Sepatu Rem, sistem pengereman serta peralatan pendukung. Fungsi masing-masing komponen pada *bogie* dijelaskan sebagai berikut.

1. *Bolster* : tumpuan bogie terhadap badan kereta.
2. *Bogie frame* : rangka *bogie* untuk menahan terjadinya *derailment* atau anjlok.
3. *Wheel set* : roda kendaraan kereta api yang dipasang secara kaku pada suatu poros sehingga dapat berputar secara serempak.
4. Pegas primer : menghubungkan antara roda dengan *bogie frame*.
5. Pegas sekunder : menghubungkan antara *bogie frame* dengan badan kereta (*carbody*).
6. *Axle box* : tumpuan pegas pada *bogie*.
7. Sepatu rem : bagian dari sistem pengereman yang membawa lapisan rem pada rem drum untuk memperlambat laju kereta.
8. *Bearing* : bantalan pada *axle box* untuk mempermudah putaran roda dengan cara memperkecil *rolling resistance*.

Sistem pengereman dasar pada kereta terdiri atas rem roda-tapak, rem cakram di gandar, dan rem cakram pada roda

4.1.1 Bogie Pennsylvania (K2)

Bogie Pennsylvania (K2) digunakan pada kereta kelas ekonomi lokal dan kereta bagasi pada tahun 1954. *Bogie* ini menggunakan batang penghubung antara periuk gandar satu dengan lainnya. Pegas primer pada *bogie* ini merupakan pegas ulir sedangkan pegas sekundernya menggunakan pegas daun tanpa peredam kejut (*shock absorber*).

4.1.2 Bogie Cradle (K3)

Bogie Cradle (K3) digunakan pada kereta ukur DINW-1 atau U25301 yang dibuat pada tahun 1925. *Bogie* pada kereta ukur tersebut telah mengalami modifikasi, yaitu perubahan *plain bearing* menjadi *roller bearing*. Pegas primer pada *bogie* ini memanfaatkan kombinasi pegas daun dengan pegas ulir. Pegas

sekundernya menggunakan pegas daun tanpa dilengkapi peredam kejut (*shock absorber*).

4.1.3 *Bogie* SIG atau NT 504 (K4)

Bogie SIG atau NT 504 (K4) digunakan pada kereta penumpang kelas tiga atau Ekonomi (K3), yaitu pada kereta buatan sekitar tahun 1963-1964. Pegas primer pada *bogie* ini adalah pegas ulir yang dilengkapi perdam kejut sebagai pengarah gandar (*axle guide*), sedangkan pegas sekundernya menggunakan pegas torsi tanpa peredam kejut.

4.1.4 *Bogie* NT 11 (K5)

Bogie NT-11(K5) digunakan pada kereta kelas eksekutif, bisnis, dan ekonomi. Pegas primer dan pegas sekunder pada *bogie* ini adalah pegas ulir. *Bogie* ini umum digunakan pada kereta-kereta produksi Yugoslavia, Hongaria, Jepang dan Indonesia (PT INKA). *Bogie* NT-11 (K5) merupakan jenis *bogie* yang paling sesuai dioperasikan pada kondisi jalan rel di Indonesia. Di bawah ini adalah gambar *Bogie* TB-398 produksi PT INKA yang termasuk jenis *bogie* K-5.



Gambar 4.4 *Bogie* TB-398 Produksi PT. INKA (Persero)

4.1.5 *Bogie* Ferrostahl (K6)

Bogie Ferrostahl (K6) digunakan pada kereta kelas ekonomi dan kereta makan kelas ekonomi (KM3) yang dibuat sekitar tahun 1965-1966 produksi Jerman. Pegas primer pada bogie ini adalah pegas ulir sedangkan pegas sekundernya menggunakan pegas daun tanpa dilengkapi dengan peredam kejut (*shock absorber*).



Gambar 4.5 Bogie Ferrostahl (K6)

4.1.6 Bogie Gornitz (K7)

Bogie Gornitz (K7) digunakan pada kereta eksekutif, bisnis, maupun ekonomi, saat ini umumnya hanya digunakan pada kereta ekonomi. Pegas primer dan pegas sekunder pada *bogie* ini menggunakan pegas ulir yang dilengkapi dengan peredam kejut arah vertikal dan lateral. *Bogie Gornitz* merupakan bogie yang tidak menggunakan pelat gesek sebagai pengarah periuk gandar.



Gambar 4.6 Bogie Gornitz (K7)

4.1.7 Bogie NT 60 (K8)

Bogie NT-60 (K8) adalah bogie modern yang diproduksi sekitar tahun 1993 oleh PT INKA. *Bogie* jenis ini digunakan pada kereta kelas eksekutif, bisnis, dan ekonomi. Pegas primer pada *bogie* ini menggunakan pegas karet (*connical rubber bonded*) sedangkan pegas sekundernya merupakan pegas ulir yang dilengkapi peredam kejut. *Bogie* ini tidak menggunakan pelat gesek pada pengarah gandar maupun batang ayun. Di bawah ini merupakan gambar *Bogie NT 60 (K8)* produksi PT INKA.



Gambar 4.7 Bogie NT 60 (K8)

4.1.8 Bogie Bolsterless (K9)

Bogie Bolsterless (K9) merupakan bogie modern pada kereta penumpang yang mulai diproduksi sekitar tahun 1997 untuk kelas eksekutif kereta Api Argo Muria dan Argo Bromo Anggrek. Pegas primer pada *bogie* ini menggunakan pegas karet konikal dan pegas sekundernya menggunakan pegas udara (*air spring*) yang dilengkapi peredam kejut dan *anti roll device*.

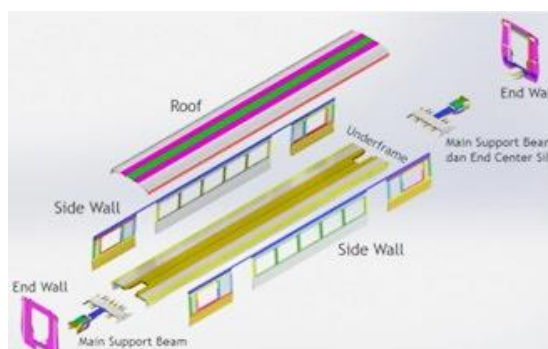


Gambar 4.8 Bogie Bolsterless (K9)

4.2 Carbody

Konstruksi *carbody* memperhatikan beberapa aspek, antara lain desain aerodinamis yang modern, kebutuhan *maintenance* minimum, dan ketahanan terhadap kecelakaan yang baik. Desain struktur *carbody* harus mampu menahan kegagalan yang terjadi akibat kecelakaan sehingga meminimalisir cedera pada penumpang. Setiap sambungan pada *profile carbody* dirancang menggunakan *safety factor* sebesar 2,0. Gaya gesek pada sambungan yang dihubungkan secara mekanis diabaikan. Bagian utama *Carbody* pada kereta api terdiri atas *Underframe*,

Roof, Side Wall, End Wall. Di bawah ini merupakan gambar desain carbody pada kereta *Light Rail Transit* (LRT).



Gambar 4.9 Desain Carbody pada Light Rail Transit

Berdasarkan Peraturan Menteri Perhubungan Republik Indonesia No 175 Tahun 2015, rangka dasar harus memenuhi persyaratan dapat menahan beban, getaran, dan guncangan sebesar berat kereta, tahan terhadap korosi, dan konstruksi menyatu atau tidak menyatu dengan badan kereta. Badan kereta terdiri dari ruang penumpang, dan ruang masinis. Badan kereta harus mempunyai kekuatan serta kekakuan tinggi terhadap pembebanan tanpa terjadi perubahan bentuk (deformasi) tetap. Perancangan konstruksi carbody dapat diterima ketika tegangan yang terjadi pada beban maksimum pada titik kritis konstruksi badan kereta, untuk tegangan tarik maupun tegangan geser maksimum 75% tegangan mulur bahan.

4.2.1 Underframe

Underframe adalah kerangka yang menahan struktur badan kereta, seperti pada lokomotif atau gerbong. Beban total yang bekerja pada *underframe* sebesar total beban statis dan beban dinamis. Beban statis yang bekerja adalah beban aksial badan kereta. Beban dinamis yang bekerja pada *underframe* disebabkan oleh efek lintasan rel yang tidak rata atau bergelombang naik turun. Pada kereta barang, selama proses penyusunan muatan *underframe* didukung oleh *drawgear* untuk memastikan keamanannya.

4.2.2 Roof

Roof merupakan bagian atas dari *carbody* kereta, pada bagian tengah *roof* terdapat lubang saluran AC. *Roof* harus diikat secara melintang dan longitudinal dengan struktur rangka yang kaku dan kuat. Ketebalan dan

kerapatan partikel material pada *roof* harus dijaga secara konstan untuk mereddad kebisingan suara ketike kereta api dijalankan. Setiap *part roof frame* memiliki konstruksi lembaran yang disesuaikan untuk setiap gerbong.

4.2.3 Side Wall

Side wall merupakan bagian samping pada *carbody* kereta api yang menghubungkan *roof* dengan *underframe*. Semua *part* pada *side wall* akan dirakit di dalam rangkaian *jig* untuk mempermudah proses perakitan serta pengelasannya. Perancangan *side wall* perlu menghasilkan tingkat kerataan permukaan untuk menjaga berat total *bodysheel*. Proses *welding* pada *frame* sering menyebabkan *rippling* karena distorsi akibat pemansan ketika pengelasan.

4.2.4 End Wall

End wall adalah adalah rangka ujung pada *carbody* kereta api, secara spesifik rangka ini terletak pada ujung penghubung antar gerbong kereta api. Pada *end wall* terdapat komponen *anticlimber* yang didesain khusus supaya tidak mengganggu kemampuan lepas-pasang antar kereta (*couple and couple*) dan operasional tuas.

4.3 Perencanaan Poros

4.3.1 Definisi Axle (Poros)

Poros merupakan salah satu bagian yang terpenting dari setiap mesin. Hampir semua mesin meneruskan tenaganya bersama-sama dengan putaran dimana peranan utama dalam transmisi seperti ini dipegang oleh poros. Poros (keseluruhannya berputar) adalah untuk mendukung suatu momen putar dan mendapat tegangan puntir atau tegangan puntir dan tekuk. Gandar (berputar atau diam) adalah hanya untuk menopang bagian mesin yang diam, berayun atau berputar. Tetapi gandar tidak menderita momen putar. Dengan demikian tegangan utamanya adalah tekukan (*bending*). Gandar pendek juga tersebut sebagai baut, yaitu bagian yang berputar dalam bantalan dari gandar (dan poros) disebut tap.

Poros adalah elemen mesin yang berbentuk batang, pada umumnya berpenampang lingkaran, berfungsi memindahkan putaran atau mendukung

sesuatu beban dengan atau tanpa meneruskan daya. Tegangan dan defleksi adalah parameter yang harus diperhatikan pada perancangan poros. Defleksi sering menjadi parameter kritis, karena defleksi yang besar akan mempercepat keausan bantalan dan mengakibatkan terjadinya misalignment pada roda gigi, sabuk dan rantai. Tegangan pada poros bisa dihitung hanya pada posisi tertentu yang ditinjau dengan mengetahui beban dan penampang poros. Tetapi, untuk menghitung defleksi yang terjadi, harus diketahui terlebih dahulu geometri seluruh bagian poros. Sehingga dalam merancang poros, pertama kali yang dilakukan adalah berdasar tegangan yang terjadi, kemudian menghitung defleksi berdasar geometri yang telah ditentukan. Perancangan poros juga dipengaruhi hubungan frekuensi pribadi poros (pada pembebanan bending dan torsi) terhadap frekuensi pembebanan terhadap waktu. Jika frekuensi pembebanan mendekati frekuensi pribadi poros, akan terjadi resonansi, sehingga timbul getaran, tegangan dan defleksi yang besar.

4.3.2 Macam-macam Poros

Menurut pembebanannya poros dapat dibedakan menjadi beberapa nama sebagaimana tersebut di bawah ini :

1. Poros transmisi (line shaft)

Poros ini mempunyai fungsi utama untuk mentransmisikan daya melalui kopling, roda gigi, belt, rantai dan sebagainya, sehingga mendapat beban puntir dan lentur.

2. Spindel (spindle)

Poros yang pendek, seperti poros utama mesin perkakas, beban utamanya adalah puntir. Syarat yang harus dipenuhi poros ini adalah deformasi yang terjadi harus kecil, bentuk dan ukurannya harus teliti.

3. Gandar (axle)

Poros ini dipasang antara roda-roda kereta api, tidak mendapat beban puntir dan tidak berputar. Gandar ini hanya mendapat beban lentur, kecuali bila digerakkan oleh penggerak mula, maka poros akan mengalami beban puntir.

Menurut bentuknya, poros dapat digolongkan atas poros lurus umum, poros engkol sebagai poros utama dari mesin totak, dll., poros luwes

untuk transmisi daya kecil agar terdapat kebebasan bagi perubahan arah, dan lain-lain.

4.3.3 Hal-hal Penting Dalam Perencanaan Poros

Untuk merencanakan sebuah poros, hal-hal berikut ini perlu diperhatikan.

1. Kekuatan Poros

Suatu poros transmisi dapat mengalami beberapa beban seperti beban puntir atau lentur, gabungan antara puntir dan lentur, beban tarik atau tekan seperti pada poros baling-baling kapal atau turbin, dan lain-lain. Kelelahan, tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan bila diameter poros diperkecil (poros bertangga) atau bila poros mempunyai alur pasak. Sebuah poros harus direncanakan hingga cukup kuat untuk menahan beban-beban tersebut.

2. Kekakuan Poros

Meskipun sebuah poros memiliki kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan atau defleksi puntirnya terlalu besar akan mengakibatkan ketidak-telitian (pada mesin perkakas) atau getaran dan suara (pada turbin dan kotak roda gigi). Kekakuan harus diperhatikan disesuaikan dengan macam mesin yang dilayani poros tersebut.

3. Putaran Kritis

Jika putaran mesin dinaikkan sampai pada nilai tertentu maka akan terjadi getaran yang luar biasa besarnya. Putaran tersebut disebut putaran kritis yang dapat mengakibatkan kerusakan pada poros dan bagian-bagian lainnya. Poros harus direncanakan sedemikian rupa hingga putaran kerjanya lebih rendah dari putaran kritisnya.

4. Korosi

Bahan-bahan tahan korosi (termasuk plastik) harus dipilih untuk poros dan pada batas tertentu dapat dilakukan perlindungan terhadap korosi.

4.3.4 Bahan Poros

Poros untuk mesin umum biasanya dibuat dari baja batang yang ditarik dingin dan difinis, baja karbon konstruksi mesin (disebut bahan S-C) yang dihasilkan dari ingot yang di-“kill” (baja yang dideoksidasikan dengan

ferrosilikon dan dicor sehingga kadar karbon terjamin). Meskipun demikian, bahan ini memiliki kelurusan yang agak kurang tetap dan dapat mengalami deformasi karena tegangan yang kurang seimbang. Tetapi dapat diatasi dengan penarikan dingin yang membuat permukaan poros menjadi keras dan kekuatannya bertambah besar.

Baja paduan yang mengalami pengerasan kulit yang sangat tahan terhadap keausan digunakan sebagai bahan poros yang berfungsi untuk meneruskan putaran tinggi dan beban berat. Contoh bahan paduan untuk poros: ASME 1347, 3140, 4150, 4340, 5145, 8650 dsb.) yang biasa disebut bahan komersial. Bila diperlukan pengerasan permukaan, maka perlu dipakai baja yang dikarburing, misalnya ASME : 1020; 1117; 2315; 4320; 8620; atau G4102, G4103, G4104, dan sebagainya. Untuk poros-poros yang bentuknya sulit seperti : poros engkol, maka sebaiknya memakai besi cor.

Meskipun demikian pemakaian baja paduan khusus tidak selalu dianjurkan jika hanya untuk putaran tinggi dan beban berat. Dalam hal ini perlu dipertimbangkan penggunaan baja karbon yang diberi perlakuan panas secara tepat.

Tabel 4.1 Baja Karbon untuk Konstruksi Mesin dan Baja Batang yang difinis Dingin untuk Poros

Standar dan Macam	Lambang	Perlakuan Panas	Kekuatan Tarik (kg/mm ²)	Keterangan
Baja Karbon Konstruksi Mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	“	52	
	S40C	“	55	
	S45C	“	58	
	S50C	“	62	
	S55C	“	66	
Batang Baja yang difinis dingin	S35C-D	-	53	Ditarik
	S45C-D	-	60	dingin,
	S55C-D	-	72	digerinda,

				dibubut atau gabungan hal-hal tersebut
--	--	--	--	--

Tabel 4.2 Baja Paduan untuk Poros

Standar dan Macam	Lambang	Perlakuan Panas	Kekuatan Tarik (kg/mm ²)
Baja Khrom Nikel (JIS G4102)	SNC 2	-	85
	SNC 3	-	95
	SNC 21	Pengerasan Kulit	80
	SNC 22	“	100
Baja Khrom Nikel Molibden (JIS G4103)	SNCM 1	-	85
	SNCM 2	-	95
	SNCM 7	-	100
	SNCM 8	-	105
	SNCM 22	Pengerasan Kulit	90
	SNCM 23	“	100
Baja Khrom (JIS G4104)	SCR 3	-	90
	SCR 4	-	95
	SCR 5	-	100
	SCR 21	Pengerasan Kulit	80
	SCR 22	“	85
Baja Khrom Molibden (JIS G4103)	SCM 2	-	85
	SCM 3	-	95
	SCM 4	-	100
	SCM 5	-	105
	SCM 21	Pengerasan Kulit	85
	SCM 22	“	95
	SCM 23	“	100

Tabel 4.3 Standar Baja

Nama	Standar Jepang (JIS)	Standar Amerika (AISI) , Inggris (BS) dan Jerman (DIN)
Baja Karbon	S25C	AISI 1025, BS060A25
Konstruksi Mesin	S25C	AISI 1030, BS060A30
	S25C	AISI 1035, BS060A35, DIN C35
	S25C	AISI 1040, BS060A40
	S25C	AISI 1045, BS060A45, DIN C45
	S25C	AISI 1050, BS060A50, DINSt50.11
	S25C	AISI 1055, BS060A55
Baja Tempa	SF 40, 45, 50 , 55	ASTM A105-73
Baja Nikel Khrom	SNC	BS 653M31
	SNC22	BS En36
Baja Nikel Khrom Molibden	SNCM 1	AISI 4337
	SNCM 2	BSS30M31
	SNCM 7	AISI 8445, BS En100D
	SNCM 8	AISI 4340, BS 8171M40, 816M40
	SNCM 22	AISI 4315
	SNCM 23	AISI 4320, BS En325
SNCM 25	BS En39B	

Baja Krom	SCR 3	AISI 5135, BS530A36
	SCR 4	AISI 5140, BS530A40
	SCR 5	AISI 5145
	SCR 21	AISI 5115
	SCR 22	AISI 5120
Baja Khrom Molibden	SCM 2	AISI 4130, DIN34CrMo4
	SCM 3	AISI 4135, DIN34CrMo4, BS708A37
	SCM 4	AISI 4140, DIN42CrMo4, BS708M40
	SCM 5	AISI 4145, DIN50CrMo4

4.4 Analisis Kekuatan Axle Tram Mover TMII

Dalam analisis laporan magang ini dilakukan pembahasan secara menyeluruh agar bisa mendapatkan hasil yang optimal pada perhitungan kekuatan axle pada Tram Mover TMII.

4.4.1 Data Perhitungan

Axle Tram Mover TMII memiliki beban gandar sebesar 2000 kg. Axle ini menggunakan material dari S45C. Mengacu pada data dari *proof strength* untuk motor wheelset axles dari Flexity Swift untuk RET RandstadRail dengan Bogie BM3000 (standard gauge) oleh Bombardier sebagai referensi perhitungan yang menggambarkan sifat mekanik:

- Yield strength : ≥ 490 MPa
- Ultimate strength : ≥ 686 MPa

Dibawah ini merupakan data spesifikasi Tram Mover TMII.

Tabel 4.4 Spesifikasi Tram Mover TMII

Item	Detail
Dimensi	5500×2400×3000 mm
Tinggi Lantai dari Rel	765 mm
Perangkat Roda	Roda besi dengan gandar
Diameter Roda	400 mm
Berat total	4 ton
Material Carbody	Mild steel & GFRP
Kapasitas Penumpang	10 orang
Lebar Gandar	1610 mm
Kecepatan Maksimum	30 km/jam
Driving Range	20 km
Kapasitas Baterai	20 kWh
Daya Motor	7,5 kW
Tipe Pengereman	Disc Brake
Suspensi	Coil Spring
Pintu	Elektrik
AC	AC unit kapasitas 8000 Kcal/h
Rasio Gear	1 : 5,4

4.4.2 Perhitungan Torsi dan Putaran

Tram Mover TMII direncanakan dapat melaju dengan kecepatan maksimum 30 km/jam atau 8,3 m/s.

Mengkonversi kecepatan roda ke putaran (*rpm*).

$$n_{roda} = \frac{v_{roda} \cdot 60}{\pi \cdot d_{roda}}$$

$$n_{roda} = \frac{8,3 \frac{m}{s} \cdot 60}{3,14 \cdot 0,4 m}$$

$$n_{roda} = 396,5 \text{ rpm}$$

Dalam perhitungan torsi pada sebuah kendaraan agar dapat bergerak perlu diketahui besarnya gaya traksi kendaraan. Torsi dari motor hingga ke roda yang telah direduksi putarannya melalui sistem transmisi memiliki nilai torsi yang berbeda di setiap penggerakannya yang jari – jarinya tidak sama. Dengan demikian dalam perhitungan ini mencari besarnya gaya gesek dan torsi .

$$F_s = \mu_s \cdot N$$

dimana : F_s = gaya gesek

μ_s = koefisien gesek

N = gaya normal

$$F_s = \mu_s \cdot N$$

$$F_s = 0,15 \cdot 4000 \text{ kg} \cdot 9,8$$

$$F_s = 5880 \text{ N}$$

dan torsi motor,

$$T_{motor} = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n}$$

$$T_{motor} = \frac{7500 \cdot 60}{2,3,14 \cdot 396,5}$$

$$T_{motor} = 180,72 \text{ Nm}$$

Dengan gaya yang diberikan,

$$F = m \cdot a$$

Karena percepatan Tram Mover TMII belum diketahui, maka perlu dilakukan perhitungan lebih dahulu :

$$v^2 = v_0^2 + 2a(s - s_0)$$

$$(8,3 \text{ m/s})^2 = 0^2 + 2a(20000 \text{ m} - 0 \text{ m})$$

$$a = \frac{68,89 \text{ m}^2/\text{s}^2}{40000 \text{ m}}$$

$$a = 0,0017 \text{ m/s}^2$$

Maka perhitungan gaya yang diberikan pada tram mover agar bergerak maju dapat dilihat sebagai berikut :

$$F = m \cdot a$$

$$F = 4000 \text{ kg} \cdot 0,0017 \text{ m/s}^2$$

$$F = 6,8 \text{ N}$$

Dengan gaya gesek (F_s) ≥ 0 dan $F = 6,8 \text{ N}$ maka tram mover dapat berjalan.

4.4.4 Perhitungan Beban dan Gaya-gaya

Perhitungan beban dan gaya-gaya menggunakan massa berikut:

Tabel 4.5 Wheelset mass

Axle mass, m_{RSW}	72.7 kg
Mass of one wheel, m_{wh}	69.9 kg
Sprocket, m_i	14.8 kg
Disc Brake	6.4 kg

Berdasarkan data perhitungan di atas, maka dapat diketahui :

1. Gaya rantai (F_x)

Diketahui : $d_{\text{sprocket}} = 312 \text{ mm} = 0.312 \text{ m}$

$$r_{\text{sprocket}} = 0,156 \text{ m}$$

$$T_{\text{motor}} = 180,72 \text{ Nm}$$

$$T_{\text{motor}} = F_{\text{rantai}} \cdot r_{\text{sprocket}}$$

$$F_{\text{rantai}} = \frac{T_{\text{motor}}}{r_{\text{sprocket}}}$$

$$F_{\text{rantai}} = \frac{180,72 \text{ Nm}}{0,156 \text{ m}}$$

$$F_{\text{rantai}} = 1158,5 \text{ N}$$

2. Berat sprocket (W_s)

$$W_s = 14,8 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$W_s = 145,188 \text{ N}$$

3. Berat carbody (W_{carbody})

$$W_{\text{carbody}} = \frac{4000 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}{4}$$

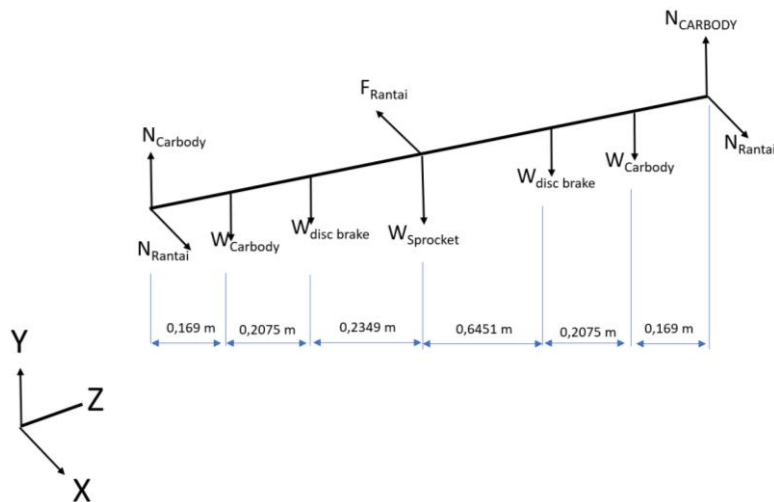
$$W_{\text{carbody}} = 9810 \text{ N}$$

4. Berat disc brake ($W_{\text{disc brake}}$)

$$W_{\text{disc brake}} = 6,4 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$W_{\text{disc brake}} = 62,784 \text{ N}$$

Free Body Diagram



Gambar 4.10 Free Body Diagram Axle Tram Mover TMII

4.4.4.1 Reaksi Tumpuan Sumbu y

$$+\downarrow \sum F_y = 0$$

$$-N_{\text{carbody}} + W_{\text{carbody}} + W_{\text{disc brake}} + W_{\text{sprocket}} + W_{\text{disc brake}} + W_{\text{carbody}} - N_{\text{carbody}} = 0$$

$$2N_{\text{carbody}} = W_{\text{carbody}} + W_{\text{disc brake}} + W_{\text{sprocket}} + W_{\text{disc brake}} + W_{\text{carbody}}$$

$$2N_{\text{carbody}} = 9810 + 62,784 + 145,188 + 62,784 + 9810$$

$$2N_{\text{carbody}} = 19890,758$$

$$N_{carbody} = 9945,378 N$$

$$\uparrow + \sum M_y = W_{carbody} \cdot 0,169 + W_{disc brake} \cdot 0,3765 +$$

$$W_{sprocket} \cdot 0,6114 + W_{carbody} \cdot 0,169 + W_{disc brake} \cdot 0,3765$$

$$\sum M_y = 9810 \cdot 0,169 + 62,784 \cdot 0,3765 + 145,188 \cdot 0,6114$$

$$+ 9810 \cdot 0,169 + 62,784 \cdot 0,3765$$

$$\sum M_y = 1680,7689 + 1708,859 + 1725,912 + 1708,859$$

$$+ 1680,7689$$

$$\sum M_y = 1680,7689 + 1708,859 + 1725,912 + 1708,859$$

$$+ 1680,7689$$

$$\sum M_y = 8505,1678 Nm$$

4.4.4.2 Reaksi Tumpuan Sumbu x

$$+ \downarrow \sum F_x = 0$$

$$N_{rantai} + N_{rantai} - F_{rantai} = 0$$

$$2N_{rantai} = F_{rantai}$$

$$2N_{rantai} = 1158,5 N$$

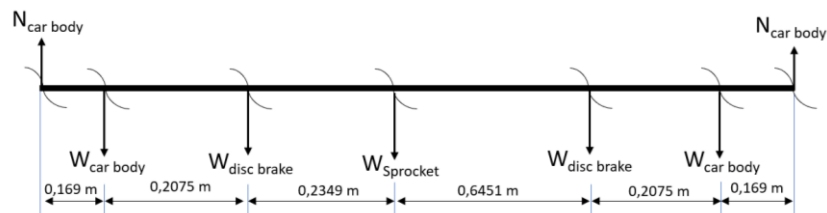
$$N_{rantai} = 579,25 N$$

$$\uparrow + \sum M_x = N_{rantai} \cdot 0,6114$$

$$\sum M_x = 579,25 \cdot 0,6114$$

$$\sum M_x = 354,15345 Nm$$

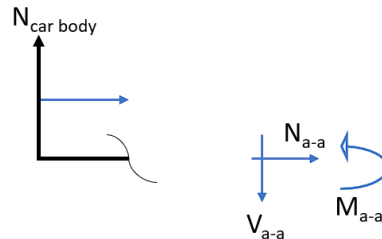
4.4.4.3 Analisa Gaya Sumbu y



Gambar 4.11 Potongan Sumbu y Axle

Dalam perhitungan ini akan didapat nilai gaya geser dan momen bending pada setiap potongan poros arah sumbu y.

- Potongan a-a



Gambar 4.12 Potongan a-a Sumbu y Axle

$$+\downarrow \sum F_y = 0$$

$$N_{carbody} - V_{a-a} = 0$$

$$9945,78 - V_{a-a} = 0$$

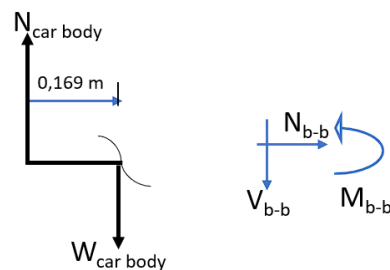
$$V_{a-a} = 9945,78 \text{ N}$$

$$+\circlearrowleft \sum M_a = 0$$

$$M_{a-a} - N_{carbody} \cdot 0 = 0$$

$$M_{a-a} = 0 \text{ Nm}$$

- Potongan b-b



Gambar 4.13 Potongan b-b Sumbu y Axle

$$+ \downarrow \sum F_y = 0$$

$$-N_{carbody} + W_{carbody} + V_{b-b} = 0$$

$$V_{b-b} = 9945,78N - 9810N$$

$$V_{b-b} = 135,78 N$$

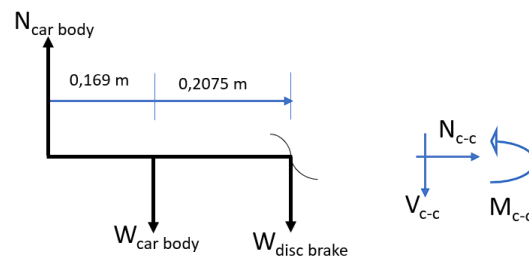
$$+ \curvearrowright \sum M_b = 0$$

$$M_{b-b} - W_{carbody} \cdot 0,169 = 0$$

$$M_{b-b} = 9810N \cdot 0,169$$

$$M_{b-b} = 1680,7689 Nm$$

- Potongan c-c



Gambar 4.14 Potongan c-c Sumbu y Axle

$$+ \downarrow \sum F_y = 0$$

$$-N_{carbody} + W_{carbody} + F_{disc brake 1} + V_{c-c} = 0$$

$$-9945,378N + 9810N + 62,784N + V_{c-c} = 0$$

$$V_{c-c} = 72,594N$$

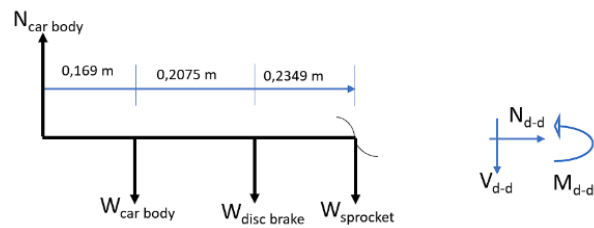
$$+ \curvearrowright \sum M_c = 0$$

$$M_{c-c} - N_{carbody} \cdot 0,3765 + W_{carbody} \cdot 0,2075 = 0$$

$$M_{c-c} = 9945,378 \cdot 0,3765 - 9810 \cdot 0,2075$$

$$M_{c-c} = 1708,859 Nm$$

- Potongan d-d



Gambar 4.15 Potongan d-d Sumbu y Axle

$$+\downarrow \sum F_y = 0$$

$$-N_{carbody} + W_{carbody} + F_{disc\ brake\ 1} + W_s + V_{d-d} = 0$$

$$-9945,378 + 9810 + 62,784 + 145,188 + V_{d-d} = 0$$

$$V_{d-d} = 72,594\ N$$

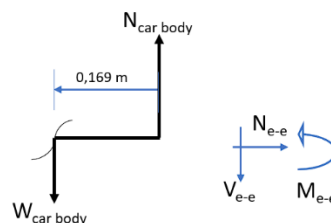
$$+\curvearrowright \sum M_d = 0$$

$$M_{d-d} - N_{carbody} \cdot 0,6114 + W_{carbody} \cdot 0,4424 + F_{disc\ brake\ 1} \cdot 0,2349 = 0$$

$$M_{d-d} = 9945,378N \cdot 0,6114 - 9810 \cdot 0,4424 - 62,784 \cdot 0,2349$$

$$M_{d-d} = 1725,912Nm$$

- Potongan e-e



Gambar 4. 16 Potongan e-e Sumbu y Axle

$$+ \downarrow \sum F_y = 0$$

$$-N_{carbody} + W_{carbody} + V_{e-e} = 0$$

$$V_{e-e} = 9945,78N - 9810N$$

$$V_{e-e} = 135,78 N$$

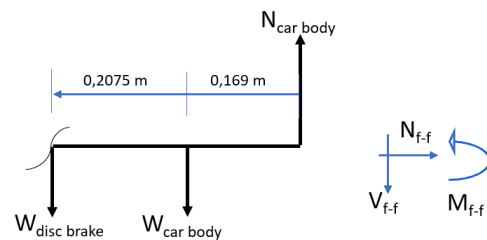
$$+ \curvearrowright \sum M_e = 0$$

$$M_{e-e} - W_{carbody} \cdot 0,169 = 0$$

$$M_{e-e} = 9810N \cdot 0,169$$

$$M_{e-e} = 1680.7689 Nm$$

- Potongan f-f



Gambar 4. 17 Potongan f-f Sumbu y Axle

$$+ \downarrow \sum F_y = 0$$

$$-N_{carbody} + W_{carbody} + F_{disc\ brake\ 1} + V_{f-f} = 0$$

$$-9945,378N + 9810N + 62,784N + V_{f-f} = 0$$

$$V_{f-f} = 72,594N$$

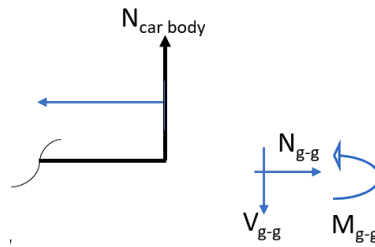
$$+ \curvearrowright \sum M_c = 0$$

$$M_{f-f} - N_{carbody} \cdot 0,3765 + W_{carbody} \cdot 0,2075 = 0$$

$$M_{f-f} = 9945,378 \cdot 0,3765 - 9810 \cdot 0,2075$$

$$M_{f-f} = 1708,859 Nm$$

- Potongan g-g



Gambar 4. 18 Potongan g-g Sumbu y Axle

$$+\downarrow \sum F_y = 0$$

$$N_{carboday} - V_{g-g} = 0$$

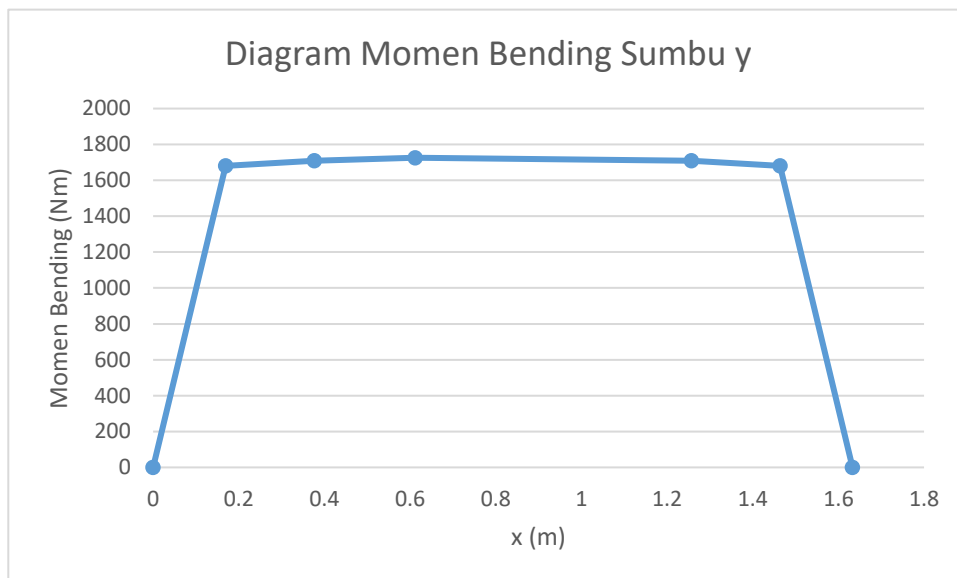
$$9945,78 - V_{g-g} = 0$$

$$V_{a-a} = 9945,78 \text{ N}$$

$$+\circlearrowleft \sum M_g = 0$$

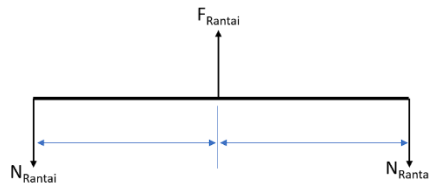
$$M_{g-g} - N_{carboday} \cdot x_1 = 0$$

$$M_{g-g} = 0 \text{ Nm}$$



Gambar 4.19 Diagram Momen Bending Sumbu y

4.4.4.3 Analisa Gaya Sumbu x



Gambar 4.20 Gaya Sumbu x Axle

Dalam perhitungan ini akan didapat nilai gaya geser dan momen bending pada poros arah sumbu x.

$$+ \downarrow \sum F_x = 0$$

$$N_{rantai} + N_{rantai} - F_{rantai} = 0$$

$$2N_{rantai} = F_{rantai}$$

$$2N_{rantai} = 1158,5 \text{ N}$$

$$N_{rantai} = 579,25 \text{ N}$$

$$\uparrow + \sum M_x = N_{rantai} \cdot 0,6114$$

$$\sum M_x = 579,25 \cdot 0,6114$$

$$\sum M_x = 354,15345$$

4.4.5 Perhitungan Momen Bending

$$M_B = \sqrt{(M_{bx}^2) + (M_{by}^2)}$$

$$M_{a-a} = \sqrt{(0 \text{ Nm})^2 + (0 \text{ Nm})^2}$$

$$M_{a-a} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{b-b} = \sqrt{(0 \text{ Nm})^2 + (1680,7689 \text{ Nm})^2}$$

$$M_{b-b} = 1680,7689 \text{ Nm}$$

$$M_{c-c} = \sqrt{(0 \text{ Nm})^2 + (1708,859 \text{ Nm})^2}$$

$$M_{c-c} = 1708,859 \text{ Nm}$$

$$M_{d-d} = \sqrt{(354,15345 \text{ Nm})^2 + (1725.912 \text{ Nm})^2}$$

$$M_{d-d} = 1761,873 \text{ Nm}$$

$$M_{e-e} = \sqrt{(0 \text{ Nm})^2 + (1680,7689 \text{ Nm})^2}$$

$$M_{e-e} = 1680,7689 \text{ Nm}$$

$$M_{f-f} = \sqrt{(0 \text{ Nm})^2 + (1708,859 \text{ Nm})^2}$$

$$M_{f-f} = 1708,859 \text{ Nm}$$

$$M_{g-g} = \sqrt{(0 \text{ Nm})^2 + (0 \text{ Nm})^2}$$

$$M_{g-g} = 0 \text{ Nm}$$

Dari perhitungan di atas didapatkan momen bending terbesar terdapat pada potongan d-d yaitu sebesar 1761,873 Nm.

4.4.6 Perhitungan Momen Inersia

Untuk menentukan momen inersia maka perlu dilakukan perhitungan sebagai berikut :

$$I = \frac{\pi}{32} d^4$$

$$I = \frac{\pi}{32} (0,11 \text{ m})^4$$

$$I = 0,0000144 \text{ m}^4$$

Dengan :

I = Momen Inersia

d = diameter axle

4.4.7 Perhitungan Tegangan Maksimum

Setelah mendapatkan momen bending maksimum, *center of gravity* dan momen inersia, nilai tegangan akibat bending pun dapat diketahui melalui perhitungan berikut :

$$\sigma = \frac{M.c}{I}$$

$$\sigma = \frac{1761,873 \text{ Nm} \cdot 0,8965 \text{ m}}{0,0000144 \text{ m}^4}$$

$$\sigma = \frac{1579,519 \text{ Nm}^2}{0,0000144 \text{ m}^4}$$

$$\sigma = 109688829,48 \text{ Pa}$$

$$\sigma = 109,688 \text{ MPa}$$

Dengan :

σ = Tegangan

M = Momen maksimal akibat Bending

I = Momen Inersia

4.4.8 Perhitungan Syarat Aman Axle

Diketahui axle Tram Mover TMII menggunakan bahan S45C AISI 1045 ($\sigma_{yp} = 490 \text{ MPa}$) dan telah mendapat nilai tegangan maksimum, maka nilai syarat aman axle pun dapat diketahui melalui perhitungan berikut :

$$S_f = \frac{\sigma_{yp}}{\sigma}$$

$$S_f = \frac{490 \text{ MPa}}{109,68 \text{ MPa}}$$

$$S_f = 4,56$$

Dari perhitungan diatas dapat disimpulkan bahwa desain axle Tram Mover TMII memiliki nilai S_f sebesar 4,56 yang memenuhi syarat aman $S_f > 1$.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Setelah melakukan kegiatan Magang Industri selama empat bulan dari tanggal 3 Januari 2022 – 22 April 2022. Kami mempelajari materi mengenai kegiatan design bogie dan carbody kereta yang ada di PT. INKA (Persero). Pada laporan magang industry ini lebih berfokus pada Analisa Kekuatan Axle Tram Mover TMII, maka berikut kesimpulannya :

1. Gandar (berputar atau diam) adalah hanya untuk menopang bagian mesin yang diam, berayun atau berputar. Tetapi gandar tidak menderita momen putar. Dengan demikian tegangan utamanya adalah tekukan (bending). Gandar pendek juga tersebut sebagai baut, yaitu bagian yang berputar dalam bantalan dari gandar (dan poros) disebut tap.
2. Bahan yang digunakan pada axle tram mover TMII adalah S45C AISI 1045 *round bar* yang umum ditemui di pasaran dan mudah diproses di PT. INKA (Persero) dengan spesifikasi yang tertera pada tabel.
3. Dari analisa kekuatan Tram Mover TMII di divisi Design Bogie dan Carbody, PT. INKA (Persero), dapat disimpulkan bahwa desain axle Tram Mover TMII memiliki nilai S_f sebesar 4,56 yang memenuhi syarat aman $S_f > 1$.

5.2 Saran

Saran untuk kegiatan magang industri di PT. INKA (Persero) adalah kalau bisa mahasiswa diikutsertakan pada setiap kegiatan atau pekerjaan departemen desain bogie & carbody agar mengerti bidang kerjanya serta diikutsertakan pada kegiatan atau pekerjaan divisi lain saat ada waktu senggang.

Adapun saran dari hasil tugas khusus magang industri ini adalah perlu dilakukannya analisis lebih mendalam pada penelitian selanjutnya dan melakukan analisis juga melalui software ansys agar memperoleh hasil yang lebih konkret.

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

Sularso and Kiyokatsu Suga. (2004) *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. Cet. 11. Jakarta : PT. Pradnya Paramita.

EN 13104 dan standard terbaru EN 13103 Part 2, June 2020 – Railway Application – Wheelsets and bogies – Powered Axles – Design Method.

Nurato, Kushardiyanto. *Analisis Kekuatan Gandar Kereta Api Penumpang*. SINERGI. 2016; 20 (2): 101-108 .

Alvien Nofriyadi Putra, 2022. “Desain dan Perencanaan *Overhead Crane Type Double Girder* 10TX20M Untuk Workshop Konstruksi”. Proyek Akhir. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

“Perhitungan *Chassis* dan Poros Penggerak Roda Belakang pada Mobil Nogogeni Urban Ethanol”. Proyek Akhir. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

<https://www.inka.co.id/> [Diakses pada 28 Maret 2022].

<http://the-contact-patch.com/book/rail/r1114-railway-suspension> [Diakses pada 28 Maret 2022]

Halaman ini sengaja dikosongkan

LAMPIRAN

Lampiran 1. Surat Penerimaan Magang dari PT. INKA (Persero)



Madiun, 15 November 2021

No. : 36/211/INKA/2021
 Lampiran : -
 Perihal : Persetujuan Kerja Praktek (KP)

Kepada Yth.
 Kepala Departemen Teknik Mesin Industri
 INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

Menindaklanjuti Surat Permohonan No. B/68254/IT2.IX.7.1.2/PM.02.00/2021 tanggal 4 November 2021 tentang Kerja Praktek, maka dengan ini kami sampaikan bahwa jadwal pelaksanaan Kerja Praktek di PT INKA (Persero) sebagaimana nama tersebut dibawah :

NAMA	NIM	JURUSAN
DYAH HAYU ROSYIDAH	10211910010024	TEKNIK MESIN INDUSTRI
MEGANDA MELLYANA DEWI	10211910010033	TEKNIK MESIN INDUSTRI

Yang sudah dapat kami setuju dengan jadwal sebagai berikut :

mulai tanggal : 3 Januari 2022 s.d. 22 April 2022

Pelaksanaan Kerja Praktek adalah di Dep. Desain

Dengan persyaratan :

- Menyerahkan Foto copy KTP + Kartu Mahasiswa dan pas foto ukuran 3 x 4 sebanyak 1 lembar per orang dan diserahkan ke Div. SDM & GA pada hari pertama KP/ PKL.
- Jam Kerja Praktik mulai pukul 07.30 WIB s.d 17.00 WIB Senin s/d Jum'at.
- Selama menjalankan Kerja Praktek di PT. INKA Senin-Jum'at memakai baju atasan warna putih polos, bawahan warna hitam formal (bukan jeans), sepatu formal warna hitam
- Sebelum selesai Kerja Praktek, diwajibkan membuat Presentasi dan dipresentasikan di Unit Kerja terkait sehari sebelum Kerja Praktek berakhir.
- Menyerahkan Soft Copy Laporan Pelaksanaan Kerja Praktek yang sudah disetujui oleh Pembimbing Lapangan dalam bentuk CD dengan format PDF
- Bagi jurusan teknik diharuskan membawa alat pelindung diri yang terdiri dari helm berwarna kuning polos, baju kerja lapangan dan safety shoes (Milik Pribadi).
- Tidak diperbolehkan mengambil baik gambar, data, serta benda di Area PT. INKA (Persero) dalam bentuk apapun.
- Pelanggaran dalam bentuk apapun dapat dikenakan sanksi mulai pembatalan kerja praktek, sampai black list almamater yang bersangkutan.
- Membawa Materai 6000 sejumlah 1 buah per orang pada hari pertama KP.
- Membawa copy Surat Persetujuan ini saat hari Pertama masuk KP.
- Melaporkan ke Bag. Umum dan Keamanan terlebih dahulu jika membawa barang barang milik pribadi dalam bentuk apapun.
- Menyerahkan Surat Sehat dari Dokter & Asuransi Kecelakaan Kerja pada hari pertama KP.
- Peserta wajib melakukan rapid test maksimal 3 hari sebelum hari pertama masuk KP di Rumah Sakit atau laboratorium dan membawa hasil rapid test pada hari pertama masuk, dalam kondisi tidak reaktif.

Demikian kami sampaikan, dan atas kerjasamanya diucapkan terima kasih.

PT INDUSTRI KERETA API (Persero)
 SM. Perencanaan, Pengelolaan & Pengembangan SDM



PT INDUSTRI KERETA API (Persero)

Kantor Pusat : Jl. Yos Sudarso No. 71 Madiun, Telp. (62-351) 452271 - 74, Facs. (62-351) 452275, Website : www.inka.co.id, email : sekretariat@inka.co.id
 Kantor Perwakilan : Menara Taspen Lt. 3 Jl. Jend Sudirman Kav. 2 Jakarta, Telp. (62-21) 2514424, Facs. (62-21) 2514423 email : inkajkt@inka.co.id

Kepada
Yth. Bp./Ibu/SMM/SPV.....DESAIN BOGIE & C/B.
Di-
Tempat

Madiun, 12 Nov 2021

Pak Hernawan P

Hal : Konfirmasi Persetujuan untuk Kerja Praktek / Penelitian

1. Dengan ini kami terangkan bahwa yang tersebut di bawah ini :

- a. DYAH HAYU ROSYIDATI
- b. MEGANDA MELLYANA DEWI
- c.
- d.

Nomor Telepon :

Institusi / Pendidikan : ITS

Jurusan : Teknik Mesin Industri

Akan melaksanakan Kerja Praktek / Penelitian di Unit Kerja Bapak / Ibu mulai tanggal 3 Januari 2022 s/d 22 April 2022

- 2. Sehubungan dengan hal tersebut di atas kami mohon pertimbangan Bapak / Ibu untuk pelaksanaan Kerja Praktek / Penelitian tersebut.
- 3. Demikian kami sampaikan, atas perkenannya kami ucapkan terima kasih

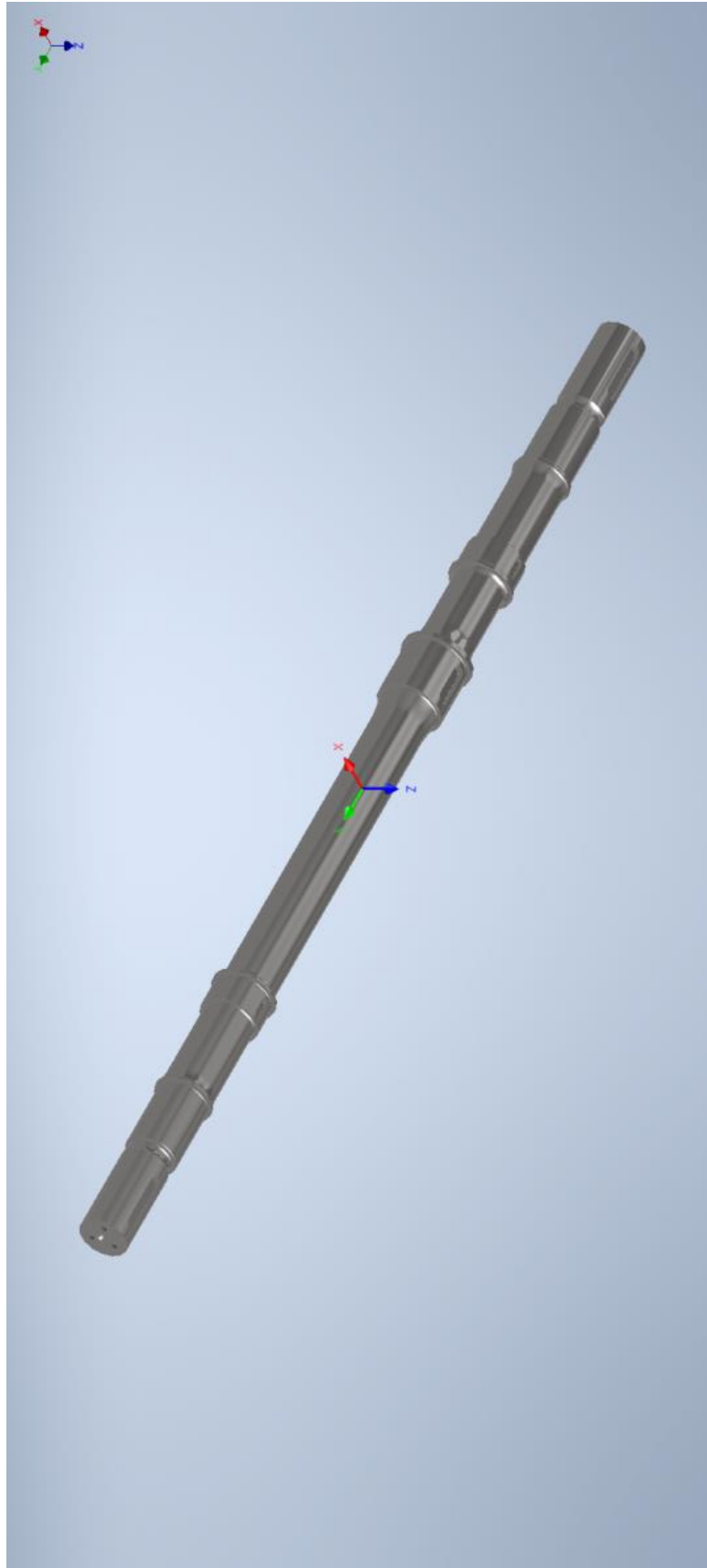
M. Perencanaan & Pengelolaan SDM


RANGGA SUKMANTARA

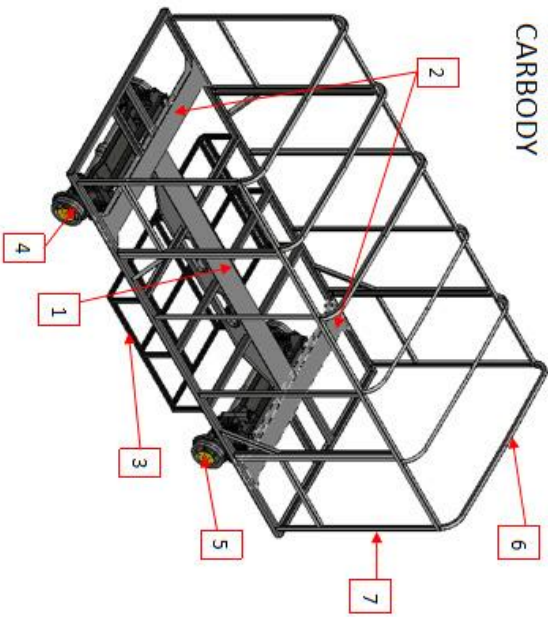
Pertimbangan Unit Kerja (lingkari salah satu) :

SETUJU / ~~TIDAK SETUJU~~

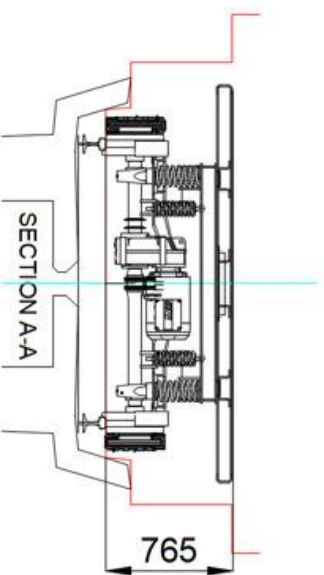
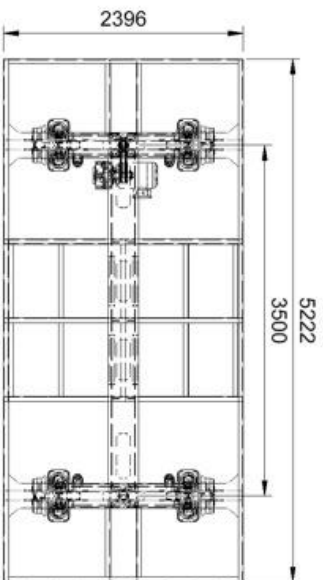
Tanda tangan : 
Nama terang : HERWANAW PRATANTO

Lampiran 2. Data Magang

CARBODY

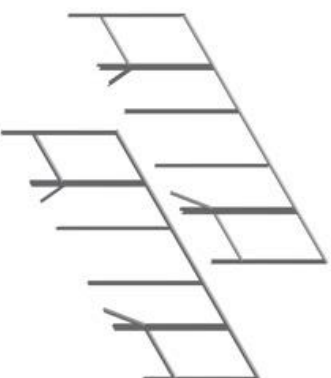


No	Component	Specification
1	Middle Frame	SM490A, SPAH (Welded Structure)
2	Bolster	SPAH (Welded Structure)
3	Bracket of Component	SS400 (Welded structure)
4	Bogie	Motor Bogie
5	Bogie	Motor Bogie
6	Sidewall	SS400
7	Roof	SS400

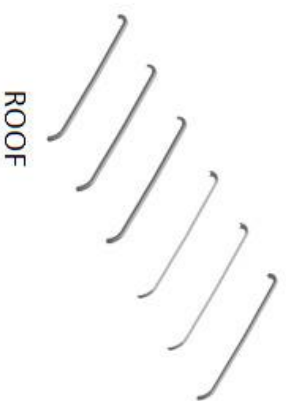


Ukuran Utama

Panjang Badan Lori	5500 mm
Lebar Badan Lori	2400 mm
Jarak antar pusat bogie	3500 mm
Tinggi lantai	765 mm

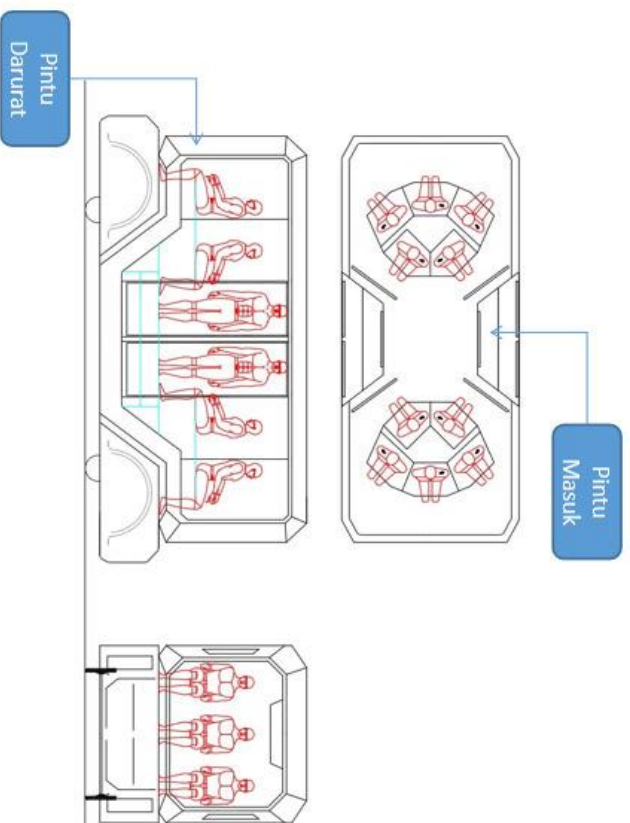


SIDEWALL

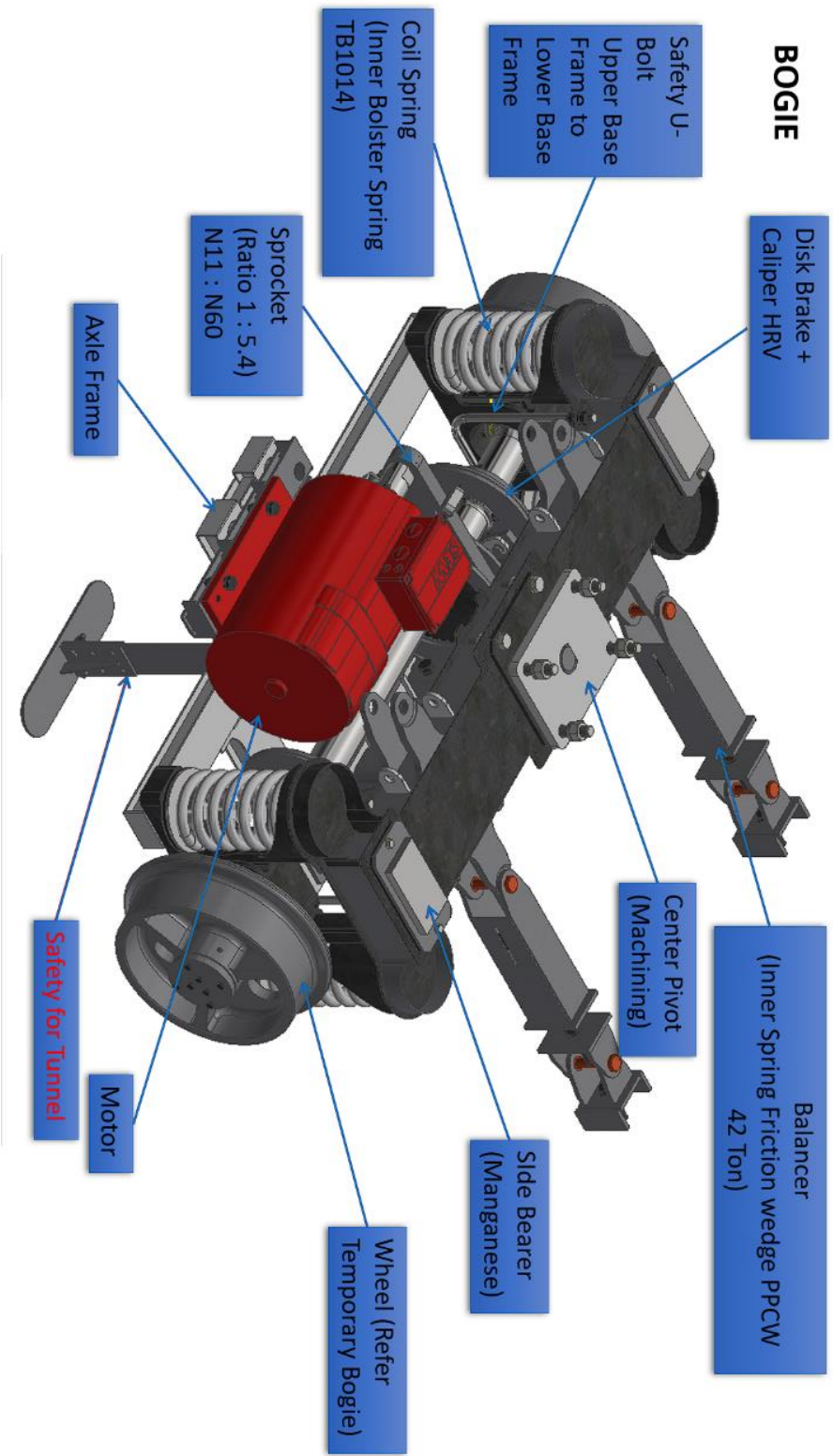


ROOF

SPEKIFIKASI UMUM



Item	Detail
Dimensi	5500 x 2400 x 3000 mm
Tinggi Lantai dari Rel	765 mm
Perangkat Roda	Roda besi dengan gandar
Diameter Roda	400 mm
Berat total	4 ton
Material Carbody	Mild steel & GFRP
Kapasitas Penumpang	10 orang
Lebar Gandar	1610 mm
Kecepatan Maksimum	30 km/h
Driving Range	20 km
Kapasitas Baterai	20 kWh
Daya Motor	7,5 kW
Tipe Pengereman	Disc brake
Suspensi	Coil spring
Pintu	Elektrik
AC	AC unit kapasitas 8000 Kcal/h



格式: PDF | 页数: 36 | 上传日期: 2021-03-27 19:06:56 | 浏览次数: 7 | 下载积分: 2500 | 用稻壳阅读器打开

TECHNICAL SPECIFICATION **CEN/TS 13103-2**
SPÉCIFICATION TECHNIQUE
TECHNISCHE SPEZIFIKATION June 2020

ICS 45.040

English Version

**Railway applications - Wheelsets and bogies - Part 2:
Design method for axles with internal journals**

Applications ferroviaires - Essieux montés et bogies -
Partie 2: Méthode de conception pour les essieux-axes
à fusées intérieures


Bahnanwendungen - Radsätze und Drehgestelle - Teil
2: Konstruktionsleitfaden für innengelagerte
Radsatzwellen

This Technical Specification (CEN/TS) was approved by CEN on 13 April 2020 for provisional application.

The period of validity of this CEN/TS is limited initially to three years. After two years the members of CEN will be requested to submit their comments, particularly on the question whether the CEN/TS can be converted into a European Standard.

CEN members are required to announce the existence of this CEN/TS in the same way as for an EN and to make the CEN/TS available promptly at national level in an appropriate form. It is permissible to keep conflicting national standards in force (in parallel to the CEN/TS) until the final decision about the possible conversion of the CEN/TS into an EN is reached.

CEN members are the national standards bodies of Austria, Belgium, Bulgaria, Croatia, Cyprus, Czech Republic, Denmark, Estonia, Finland, France, Germany, Greece, Hungary, Iceland, Ireland, Italy, Latvia, Lithuania, Luxembourg, Malta, Netherlands, Norway, Poland, Portugal, Republic of North Macedonia, Romania, Serbia, Slovakia, Slovenia, Spain, Sweden, Switzerland, Turkey and United Kingdom.



EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION
COMITÉ EUROPÉEN DE NORMALISATION
EUROPÄISCHES KOMITEE FÜR NORMUNG

CEN-CENELEC Management Centre: Rue de la Science 23, B-1040 Brussels

© 2020 CEN All rights of exploitation in any form and by any means reserved worldwide for CEN national Members. Ref. No. CEN/TS 13103-2:2020 E

下载此文档

相关 目录 笔记

相关文档

- CEN TS 81-83-2009 星级: ★★★★★ 25 页
- D-CEN-TS-81-82-200 星级: ★★★★★ 22 页
- D-CEN-TS-81-29-200 星级: ★★★★★ 90 页
- D-CEN-TS-54-14-200 星级: ★★★★★ 80 页
- [High quality original s 星级: ★★★★★ 41 页

猜你喜欢

- PD CEN-TR 17469-2020
- CEN TR 17469-2020
- PD CEN-TR 17469-2020
- [High quality original s
- EN ISO 16834-2007

下载稻壳阅读器



下载
 打印
 收藏
 < / 36 >

CEN/TS 13103-2:2020 (E)

Contents **Page**

European foreword.....	3
1 Scope.....	4
2 Normative references.....	4
3 Terms and definitions.....	5
4 Symbols and abbreviations.....	6
5 General.....	8
6 Forces and moments to be taken into consideration.....	8
6.1 Types of forces.....	8
6.2 Influence of masses in motion.....	8
6.3 Effects due to braking.....	13
6.4 Effects due to curving and wheel geometry.....	18
6.5 Effects due to traction.....	18
6.6 Calculation of the resultant moment.....	19
7 Determination of geometric characteristics of the various parts of the axle.....	20
7.1 Stresses in the various sections of the axle.....	20
7.2 Determination of the diameter of journals and axle bodies.....	23
7.3 Determination of the diameter of the various seats from the diameter of the axle body or from the journals.....	23
8 Maximum permissible stresses.....	26
8.1 General.....	26
8.2 Steel grade EA1N and EA1T.....	27
8.3 Steel grade other than EA1N or EA1T.....	29
Annex A (informative) Model of axle calculation sheet.....	35
Bibliography.....	36

2

下载此文档

相关 目录 笔记

相关文档

- CEN TS 81-83-2009
星级: ★★★★★ 25 页
- D-CEN-TS-81-82-200
星级: ★★★★★ 22 页
- D-CEN-TS-81-29-200
星级: ★★★★★ 90 页
- D-CEN-TS-54-14-200
星级: ★★★★★ 80 页
- [High quality original s
星级: ★★★★★ 41 页

猜你喜欢

- PD CEN-TR 17469-2020
- CEN TR 17469-2020
- PD CEN-TR 17469-2020
- [High quality original s
- EN ISO 16834-2007

下载稻壳阅读器



CEN/TS 13103-2:2020 (E)

European foreword

This document (CEN/TS 13103-2:2020) has been prepared by Technical Committee CEN/TC 256 "Railway applications", the secretariat of which is held by DIN.

Attention is drawn to the possibility that some of the elements of this document may be the subject of patent rights. CEN shall not be held responsible for identifying any or all such patent rights.

According to the CEN/CENELEC Internal Regulations, the national standards organisations of the following countries are bound to announce this Technical Specification: Austria, Belgium, Bulgaria, Croatia, Cyprus, Czech Republic, Denmark, Estonia, Finland, France, Germany, Greece, Hungary, Iceland, Ireland, Italy, Latvia, Lithuania, Luxembourg, Malta, Netherlands, Norway, Poland, Portugal, Republic of North Macedonia, Romania, Serbia, Slovakia, Slovenia, Spain, Sweden, Switzerland, Turkey and the United Kingdom.

3

安装稻壳阅读器，免费下载道客巴巴文档

复制文字、整理笔记、在线搜索、文档打印、更多功能等着您！

[下载稻壳阅读器](#)

[下载此文档](#)

相关 目录 笔记

相关文档

- CEN TS 81-83-2009
星级: ★★★★★ 25页
- D-CEN-TS-81-82-200
星级: ★★★★★ 22页
- D-CEN-TS-81-29-200
星级: ★★★★★ 90页
- D-CEN-TS-54-14-200
星级: ★★★★★ 80页
- [High quality original s
星级: ★★★★★ 41页

猜你喜欢

- PD CEN-TR 17469-2020
- CEN TR 17469-2020
- PD CEN-TR 17469-2020
- [High quality original s
- EN ISO 16834-2007

下载稻壳阅读器



CEN/TS 13103-2:2020 (E)

1 Scope

This document:

- defines the forces and moments to be taken into account with reference to masses, traction and braking conditions;
- gives the stress calculation method for axles with inboard axle journals;
- specifies the maximum permissible stresses to be assumed in calculations for steel grade EA1N, EA1T and EA4T defined in EN 13261;
- describes the method for determination of the maximum permissible stresses for other steel grades;
- determines the diameters for the various sections of the axle and recommends the preferred shapes and transitions to ensure adequate service performance.

This document is applicable for axles defined in EN 13261.
 This document applies only for heavy rail vehicles.
 The calculation of wheelsets for special applications (e.g. railbound construction and maintenance machines) can be made according to this document only for the load cases of free-rolling and rolling in train formation.

2 Normative references

The following documents are referred to in the text in such a way that some or all of their content constitutes requirements of this document. For dated references, only the edition cited applies. For undated references, the latest edition of the referenced document (including any amendments) applies.

EN 13260, *Railway applications — Wheelsets and bogies — Wheelsets — Product requirements*

EN 13261, *Railway applications — Wheelsets and bogies — Axles — Product requirements*

EN 15313, *Railway applications - In-service wheelset operation requirements - In-service and off-vehicle wheelset maintenance*

EN 15663, *Railway applications - Definition of vehicle reference masses*

4

下载此文档

相关 目录 笔记

相关文档

- CEN TS 81-83-2009
星级: ★★★★★ 25页
- D-CEN-TS-81-82-200
星级: ★★★★★ 22页
- D-CEN-TS-81-29-200
星级: ★★★★★ 90页
- D-CEN-TS-54-14-200
星级: ★★★★★ 80页
- [High quality original s
星级: ★★★★★ 41页

猜你喜欢

- PD CEN-TR 17469-2020
- CEN TR 17469-2020
- PD CEN-TR 17469-2020
- [High quality original s
- EN ISO 16834-2007

下载稻壳阅读器



CEN/TS 13103-2:2020 (E)
下载此文档

3 Terms and definitions

For the purposes of this document, the following terms and definitions apply.
 ISO and IEC maintain terminological databases for use in standardization at the following addresses:

- IEC Electropedia: available at <http://www.electropedia.org/>
- ISO Online browsing platform: available at <https://www.iso.org/obp>

3.1
powered axle
 vehicle axle that is driven by a vehicle's engine. For the purpose of this standard, the following solid and hollow axles are considered as "powered axles":

- powered axles for railway rolling stock;
- non-powered axles of motor bogies;
- non-powered axles of locomotives

3.2
non-powered axle
 solid and hollow axle of railway rolling stock used for the transportation of passengers and freight that is not considered as a powered axle as defined in 3.1

3.3
technical specification
 document, describing specific parameters and/or product requirements as an addition to the requirements of this standard

3.4
guiding axle
 first axle (i.e. leading) of a train set

相关 目录 笔记

相关文档

- CEN TS 81-83-2009
星级: ★★★★★ 25 页
- D-CEN-TS-81-82-200
星级: ★★★★★ 22 页
- D-CEN-TS-81-29-200
星级: ★★★★★ 90 页
- D-CEN-TS-54-14-200
星级: ★★★★★ 80 页
- [High quality original s
星级: ★★★★★ 41 页

猜你喜欢

- PD CEN-TR 17469-2020
- CEN TR 17469-2020
- PD CEN-TR 17469-2020
- [High quality original s
- EN ISO 16834-2007

下载框壳阅读器

5



CEN/TS 13103-2:2020 (E)

4 Symbols and abbreviations

For the purposes of this document, the symbols and abbreviations in Table 1 apply.

Table 1 — Symbols and abbreviations

Symbol	Unit	Description
m_1	kg	Mass on journals (including bearings and axle boxes)
m_2	kg	Wheelset mass and masses on the wheelset between rolling circles according to EN 13262 (brake disc, gear wheel etc.)
$m_1 + m_2$	kg	For the wheelset considered, proportion of the mass of the vehicle on the rails
g	m/s ²	Acceleration due to gravity
P	N	Half the vertical force per wheelset on the rail $\frac{(m_1 + m_2)g}{2}$
P_0	N	Vertical static force per journal when the wheelset is loaded symmetrically $\frac{m_1 g}{2}$
P_1	N	Vertical force on the more heavily-loaded journal
P_2	N	Vertical force on the less heavily-loaded journal
p'	N	Proportion of P braked by any mechanical braking system
Y_1	N	Wheel/rail horizontal force perpendicular to the rail on the side of the more heavily-loaded journal
Y_2	N	Wheel/rail horizontal force perpendicular to the rail on the side of the less heavily-loaded journal
H	N	Force balancing the forces Y_1 and Y_2
Q_1	N	Vertical reaction on the wheel situated on the side of the more heavily-loaded journal
Q_2	N	Vertical reaction on the wheel situated on the side of the less heavily-loaded journal
F_i	N	Forces exerted by the masses of the unsprung elements situated between the two wheels (brake disc(s), pinion, etc.)
F_f	N	Maximum force input of the brake shoes of the same shoeholder on one wheel or interface force of the pads on one disc
M_x	N-mm	Bending moment due to the masses in motion
M_x', M_z'	N-mm	Bending moments due to braking
M_y'	N-mm	Torsional moment due to braking
M_x'', M_z''	N-mm	Bending moments due to traction

6

安装稻壳阅读器，免费下载道客巴巴文档

复制文字、整理笔记、在线搜索、文档打印、更多功能等着您！

下载稻壳阅读器

CEN/TS 13103-2:2020 (E)

M_y^*	N-mm	Torsional moment due to traction
MX, MZ	N-mm	Sum of bending moments
MY	N-mm	Sum of torsional moments
MR	N-mm	Resultant moment
$2b$	mm	Distance between vertical force input points on axle journals
$2s$	mm	Distance between wheel rolling circles
h_1	mm	Height above the axle centreline of vehicle centre of gravity of masses carried by the wheelset
y_j	mm	Distance between the rolling circle of one wheel and force F_j
y	mm	Abscissa for any section of the axle calculated from the section subject to force Q_1
f		Average friction coefficient between the wheel and the brake shoe or between the brake pads and the disc
σ	N/mm ²	Stress calculated in one section
K		Fatigue stress correction factor
R	mm	Nominal wheel radius (Nominal wheel diameter / 2)
R_b	mm	Brake radius
d	mm	Diameter for one section of the axle
d'	mm	Bore diameter of a hollow axle
D	mm	Diameter used for determining K
r	mm	Radius of transition fillet or groove used to determine K
S		Security coefficient
G		Centre of gravity
R_{FL}	N/mm ²	Fatigue limit under rotating bending up to 10^7 cycles for unnotched test pieces
R_{FE}	N/mm ²	Fatigue limit under rotating bending up to 10^7 cycles for notched test pieces
a_q	m/s ²	Unbalanced transverse acceleration
f_q		Thrust factor

7

下载此文档

相关 目录 笔记

相关文档

-  CEN TS 81-83-2009
星级: ★★★★★ 25 页
-  D-CEN-TS-81-82-200
星级: ★★★★★ 22 页
-  D-CEN-TS-81-29-200
星级: ★★★★★ 90 页
-  D-CEN-TS-54-14-200
星级: ★★★★★ 80 页
-  [High quality original s
星级: ★★★★★ 41 页

猜你喜欢

-  PD CEN-TR 17469-2020
-  CEN TR 17469-2020
-  PD CEN-TR 17469-2020
-  [High quality original s
-  EN ISO 16834-2007

下载稻壳阅读器



CEN/TS 13103-2:2020 (E)

The bending moment M_x is due to the vertical forces parallel to the Z axis.

Unless otherwise defined in the technical specification, the masses ($m_1 + m_2$) to be taken into account for the main types of rolling stock are defined in Table 2. For particular applications, other definitions for masses are necessary, in accordance with the specific operating requirements.

Table 2 — Masses to take into account for the main types of rolling stock

Type of rolling stock	Mass ($m_1 + m_2$)
Freight wagons Traction units with no passenger accommodation, luggage areas and postal vans	Design mass in working order + Normal design payload (Maximum payload). Design mass in working order and Normal design payload are defined in EN 15663.
Coaches and traction units including accommodation for passengers, luggage or post	Design mass in working order + 1,2 × Normal design payload,
1 - High speed and long distance trains	Design mass in working order is defined in EN 15663. Normal design payload is defined in EN 15663 on which the standing passengers shall be: 160 kg/m ² (2 passengers per m ²) in standing and catering areas.
2 - Passenger vehicles other than high speed and long distance trains	Design mass in working order is defined in EN 15663. Normal design payload is defined in EN 15663 on which the standing passengers shall be: — 210 kg/m ² (3 passengers per m ²) in corridor areas; — 350 kg/m ² (5 passengers per m ²) in vestibule areas, 280 kg/m ² (4 passengers per m ²) may be used for specific services (e.g. 1st class area) as described in the technical specification.

The bending moment M_x in any section is calculated from forces $P_1, P_2, Q_1, Q_2, Y_1, Y_2$ and F_i as shown in Figure 2. It represents the force equilibrium for right hand curving, i.e.:

- asymmetric distribution of forces;
- the direction of the forces F_i due to the masses of the non-suspended components selected in such a manner that their effect on bending is added to that due to the vertical forces;
- the value of the forces F_i results from multiplying the mass of each non-suspended component by 3 g.

Left hand curving force equilibrium shall be also considered and the formulae and the forces in Figure 2 adapted.

Both cases, left-hand and right hand curving, shall be calculated to cover the worst case for the axle design.

9

安装稻壳阅读器，免费下载道客巴巴文档 下载稻壳阅读器

复制文字、整理笔记、在线搜索、文档打印、更多功能等着您！

CEN/TS 13103-2:2020 (E)

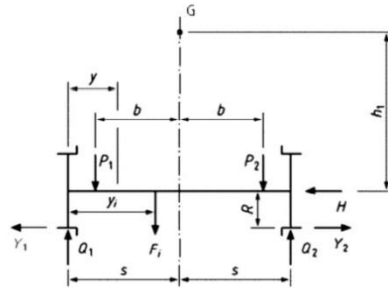


Figure 2 — Forces for calculation of bending moment

Table 3 shows the values of the forces calculated from m_1 .

The formulae coefficient values are applicable to standard gauge axles and classical suspension. For specific designs (different gauges, e.g. metric gauge, or a new system of suspension, e.g. tilting system), other values shall be considered.

NOTE These specific designs will be taken into account in a future version.

Table 3 — Formulae for calculation of forces for main line vehicles^a

Load case 1: Straight track	$P_1 = 0,8 m_1 g$ $P_2 = 0,8 m_1 g$ $Y_1 = 0$ $Y_2 = 0$ $H = 0$
Load case 2: Curve	$P_1 = (0,5625 + 0,0375 h_1 / b) m_1 g$ $P_2 = (0,5625 - 0,0375 h_1 / b) m_1 g$ $Y_1 = 0,135 m_1 g$ $Y_2 = 0,21 m_1 g$ $H = Y_2 - Y_1 = 0,075 m_1 g$

Download this document

Related documents

- CEN TS 81-83-2009
星级: ★★★★★ 25 页
- D-CEN-TS-81-82-200
星级: ★★★★★ 22 页
- D-CEN-TS-81-29-200
星级: ★★★★★ 90 页
- D-CEN-TS-54-14-200
星级: ★★★★★ 80 页
- [High quality original s
星级: ★★★★★ 41 页

猜你喜欢

- PD CEN-TR 17469-2020
- CEN TR 17469-2020
- PD CEN-TR 17469-2020
- [High quality original s
- EN ISO 16834-2007

Download PDF viewer



CEN/TS 13103-2:2020 (E)

For load cases 1 and 2

$$Q_1 = \frac{1}{2s} \left[P_1(s+b) + P_2(s-b) + (Y_2 - Y_1)R + \sum_i P_i y_i (2s - y_i) \right]$$

$$Q_2 = \frac{1}{2s} \left[P_1(s-b) + P_2(s+b) - (Y_2 - Y_1)R + \sum_i P_i y_i \right]$$

* Valid for guiding and non-guiding axes.

11

下载此文档

相关 目录 笔记

相关文档

- CEN TS 81-83-2009
星级: ★★★★★ 25页
- D-CEN-TS-81-82-200
星级: ★★★★★ 22页
- D-CEN-TS-81-29-200
星级: ★★★★★ 90页
- D-CEN-TS-54-14-200
星级: ★★★★★ 80页
- [High quality original s
星级: ★★★★★ 41页

猜你喜欢

- PD CEN-TR 17469-2020
- CEN TR 17469-2020
- PD CEN-TR 17469-2020
- [High quality original s
- EN ISO 16834-2007

下载稻壳阅读器



下载
打印
收藏
< / 36 >
搜索
刷新
打印
分享

CEN/TS 13103-2:2020 (E)

Table 4 shows the formulae to calculate M_x for each zone of the axle and the general outline of M_x variations along the axle.

Table 4 — Formulae for calculation of bending moment

Zone of the axle	M_x
Between rolling circle and loading plane	$M_x = Q_1 y + Y_1 R$
Between loading planes	$M_x = Q_1 y + Y_1 R - P_1 (y - s + b) - \sum_i (F_i (y - y_i))$ <p>F_i: force(s) on the left of the section considered</p>
General outline of M_x variations	

12

安装稻壳阅读器，免费下载道客巴巴文档

复制文字、整理笔记、在线搜索、文档打印、更多功能等着您！

下载稻壳阅读器

下载此文档

相关
目录
笔记

相关文档

- 🔗 CEN TS 81-83-2009 星级: ★★★★★ 25 页
- 🔗 D-CEN-TS-81-82-200 星级: ★★★★★ 22 页
- 🔗 D-CEN-TS-81-29-200 星级: ★★★★★ 90 页
- 🔗 D-CEN-TS-54-14-200 星级: ★★★★★ 80 页
- 🔗 [High quality original s 星级: ★★★★★ 41 页

猜你喜欢

- 🔗 PD CEN-TR 17469-2020
- 🔗 CEN TR 17469-2020
- 🔗 PD CEN-TR 17469-2020
- 🔗 [High quality original s
- 🔗 EN ISO 16834-2007

下载稻壳阅读器



CEN/TS 13103-2:2020 (E)

6.3 Effects due to braking

Braking generates moments that can be represented by three components: M'_x , M'_y , M'_z (see Figure 3).

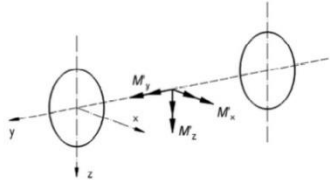


Figure 3 — Moments due to braking

- the bending component M'_x is due to the vertical forces parallel to the z axis;
- the bending component M'_z is due to the horizontal forces parallel to the x-axis;
- the torsional component M'_y is directed along the axle centreline (y-axis); it is due to the forces applied tangentially to the wheels.

The components M'_x , M'_y and M'_z are shown in Table 5 for each method of braking.

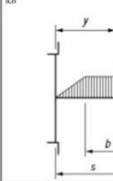
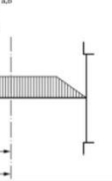
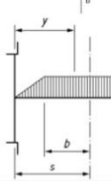
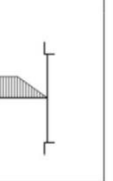
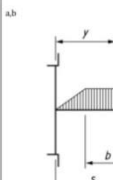
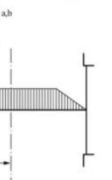
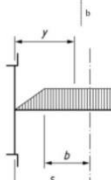
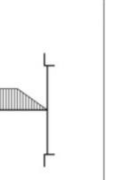
If several methods of braking are superimposed, the values corresponding to each method shall be added. For example, forces and moments due to electric braking or regenerative braking shall be added.

If other methods of braking are used, the forces and moments to be taken into account can be obtained on the basis of the same principles as those shown in Table 5. Special attention should be paid to the calculation of the M'_z component, which is to be added directly to the M'_x component representing masses in motion.

13

CEN/TS 13103-2:2020 (E)

Table 5 — Formulae for calculation of moments due to braking

Components M'_x, M'_z, M'_y	Method of braking used			
	Friction brake blocks on both sides of each wheel		Friction brake block on one side only of each wheel	
	Between rolling circle and loading plane	Between loading planes	Between rolling circle and loading plane	Between loading planes
M'_x	$M'_x = 0,3F_f\Gamma y$ 	$M'_x = 0,3F_f\Gamma (s - b)$ 	$M'_x = F_f\Gamma y$ 	$M'_x = F_f\Gamma (s - b)$ 
M'_z	$M'_z = F_f(0,3 + \Gamma)y$ 	$M'_z = F_f(0,3 + \Gamma)(s - b)$ 	$M'_z = F_f(1 + \Gamma)y$ 	$M'_z = F_f(1 + \Gamma)(s - b)$ 
M'_y	$M'_y = 0,3PR$		$M'_y = 0,3PR$	

14

下载此文档

相关 目录 笔记

相关文档

- CEN TS 81-83-2009 星级: ★★★★★ 25页
- D-CEN-TS-81-82-200 星级: ★★★★★ 22页
- D-CEN-TS-81-29-200 星级: ★★★★★ 90页
- D-CEN-TS-54-14-200 星级: ★★★★★ 80页
- [High quality original s 星级: ★★★★★ 41页

猜你喜欢

- PD CEN-TR 17469-2020
- CEN TR 17469-2020
- PD CEN-TR 17469-2020
- [High quality original s
- EN ISO 16834-2007

下载稻壳阅读器



CEN/TS 13103-2:2020 (E)

Components M'_x, M'_z, M'_y	Method of braking used			
	Two brake discs mounted on the axle			Two brake discs attached inboard to the wheel hub ^{d,e}
	Between rolling circle and loading plane	Between loading plane and disc	Between discs	Between rolling circle and loading plane
				Between loading planes
M'_x	$M'_x = 0$ 	$M'_x = F_f \Gamma (b - s + y)$ 	$M'_x = F_f \Gamma (b - s + y_i)$ 	$M'_x = F_f \Gamma (y_i - y)$
				$M'_x = F_f \Gamma (b - s + y_i)$
M'_z	$M'_z = F_f \Gamma \frac{R_b}{R} y$ 	$M'_z = F_f \Gamma \frac{R_b}{R} (s - b)$ 		$M'_z = F_f \Gamma \frac{R_b}{R} y$
				$M'_z = F_f \Gamma \frac{R_b}{R} (s - b)$
M'_y	$M'_y = 0,3 PR$			$M'_y = 0,3 PR$

15

安装稻壳阅读器，免费下载道客巴巴文档

复制文字、整理笔记、在线搜索、文档打印、更多功能等着您!

下载稻壳阅读器

下载此文档

相关 目录 笔记

相关文档

- [CEN TS 81-83-2009](#)
星级: ★★★★★ 25页
- [D-CEN-TS-81-82-200](#)
星级: ★★★★★ 22页
- [D-CEN-TS-81-29-200](#)
星级: ★★★★★ 90页
- [D-CEN-TS-54-14-200](#)
星级: ★★★★★ 80页
- [\[High quality original s](#)
星级: ★★★★★ 41页

猜你喜欢

- [PD CEN-TR 17469-2020](#)
- [CEN TR 17469-2020](#)
- [PD CEN-TR 17469-2020](#)
- [\[High quality original s](#)
- [EN ISO 16834-2007](#)

下载稻壳阅读器

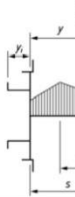
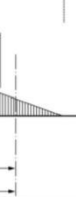

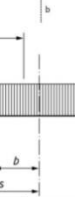
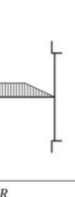





CEN/TS 13103-2:2020 (E)

Components M'_x, M'_z, M'_y	Method of braking used					
	One brake disc mounted on the axle			One brake disc attached inboard to the wheel hub ¹		
	Between rolling circle and loading plane	Between first loading plane and disc	Between disc and second loading plane	Between rolling circle and first loading plane	Between loading planes	Between second loading plane and rolling circle
M'_x	$M'_x = 0$	$M'_x = F_f \Gamma (b + s - y_i) \frac{(b - s + y)}{2b}$	$M'_x = F_f \Gamma (b - s + y_i) \frac{(b + s - y)}{2b}$	$M'_x = F_f \Gamma (y_i - y)$	$M'_x = F_f \Gamma (b - s + y_i) \frac{(b + s - y)}{2b}$	$M'_x = 0$
M'_z	Between rolling circle and loading plane	Between loading planes	Between rolling circle and loading plane	Between loading planes		
	$M'_z = F_f \Gamma \frac{R_b}{2R} y$	$M'_z = F_f \Gamma \frac{R_b}{2R} (s - b)$	$M'_z = F_f \Gamma \frac{R_b}{2R} y$	$M'_z = F_f \Gamma \frac{R_b}{2R} (s - b)$		
M'_y	$M'_y = 0,3 P R$			$M'_y = 0,3 P R$		

16

CEN/TS 13103-2:2020 (E)

Components M'_x, M'_z, M'_y	Method of braking used			
	One brake disc attached outboard to the wheel hub ¹		Two brake discs attached outboard to the wheel hub ¹	
	Between rolling circle and first loading plane	Between loading planes	Between rolling circle and loading plane	Between loading planes
M'_x	$M'_x = F_f \Gamma (y_1 + y)$ 	$M'_x = F_f \Gamma (y_1 + s - b) / (b + s - y) / 2b$ $M'_x = 0$ 	$M'_x = F_f \Gamma (y_1 + y)$ 	$M'_x = F_f \Gamma (y_1 + s - b)$ 
M'_z	$M'_z = F_f \Gamma \frac{R_b}{2R} y$ 	$M'_z = F_f \Gamma \frac{R_b}{2R} (s - b)$ 	$M'_z = F_f \Gamma \frac{R_b}{R} y$ 	$M'_z = F_f \Gamma \frac{R_b}{R} (s - b)$ 
M'_y	$M'_y = 0,3 P'R$		$M'_y = 0,3 P'R$	

17

下载此文档

相关 目录 笔记

相关文档

- CEN TS 81-83-2009 星级: ★★★★★ 25页
- D-CEN-TS-81-82-200 星级: ★★★★★ 22页
- D-CEN-TS-81-29-200 星级: ★★★★★ 90页
- D-CEN-TS-54-14-200 星级: ★★★★★ 80页
- [High quality original s 星级: ★★★★★ 41页

猜你喜欢

- PD CEN-TR 17469-2020
- CEN TR 17469-2020
- PD CEN-TR 17469-2020
- [High quality original s
- EN ISO 16834-2007

下载预览阅读器



CEN/TS 13103-2:2020 (E)

^a The coefficient 0,3 results from experiments which established the possible differences between the applied forces of two blocks on each wheel.

^b Unless other values are justified:
for brake blocks:
 $\Gamma = 0,1$ for cast iron blocks;
 $\Gamma = 0,17$ for all blocks with low-friction coefficient excluding cast iron;
 $\Gamma = 0,25$ for all blocks with high-friction coefficient excluding cast iron.
for brake pads:
 $\Gamma = 0,35$.

^c This value was obtained from experimental tests and corresponds to a braking force difference between the two wheels producing a force difference tangential to the wheels and equates to $0,3P^1$. It includes the torsional moment as specified in 6.3.

^d P^1 is the proportion of P braked with the method of braking considered.

^e By convention, the torsional moment between rolling circles is selected at the value of $0,3P^1R$. It includes the torsional moment due to braking and the torsional moment as specified in 6.4.

^f When the disc is mounted on the wheel web, then $y_i = 0$

6.4 Effects due to curving and wheel geometry

For an unbraked wheelset, the torsional moment M_y^1 is equal to $0,2PR$ to account for possible differences in wheel diameters and the effect of passing through curves.

For a braked wheelset, these effects are included in the effects due to braking.

6.5 Effects due to traction

The forces generated in the axle from the transmission of the driving torque under constant adhesion conditions can normally be neglected. Calculation and experience have shown that the bending moments M_x^1 and M_z^1 and torsional moment M_y^1 , are smaller than those generated by braking.

Traction and braking moments do not occur simultaneously.

The axle design should also take into account the instantaneous loss of traction, e.g. short-circuit overload. Short-circuit torque shall be considered as a static load.

Where traction control systems adopt a technique to maintain the tractive effort at the limit of adhesion, any resultant controlled oscillations about the mean driving torque shall be considered in determining the magnitude of the torsional moment M_y^1 .

For some applications, when driving torque is very high in starting conditions, and when they occur very often, the calculation shall be done as follows:

- a) with the usual conditions described as above in 6.2, 6.3 and 6.4;
- b) with the following starting conditions:
 - 1) effects due to masses in motion given by Table 6;
 - 2) effects due to starting driving torque.

The effect of the conditions defined in b 1) and b 2) shall be combined.

18

安装稻壳阅读器，免费下载道客巴巴文档

复制文字、整理笔记、在线搜索、文档打印、更多功能等着您！

[下载稻壳阅读器](#)

下载此文档

相关 目录 笔记

相关文档

- CEN TS 81-83-2009
星级: ★★★★★ 25页
- D-CEN-TS-81-82-200
星级: ★★★★★ 22页
- D-CEN-TS-81-29-200
星级: ★★★★★ 90页
- D-CEN-TS-54-14-200
星级: ★★★★★ 80页
- [High quality original s
星级: ★★★★★ 41页

猜你喜欢

- PD CEN-TR 17469-2020
- CEN TR 17469-2020
- PD CEN-TR 17469-2020
- [High quality original s
- EN ISO 16834-2007

下载稻壳阅读器



CEN/TS 13103-2:2020 (E)

The most severe conditions between a) and b) shall be used to calculate the axle.

Table 6 — Formulae for calculation of effects due to masses in motion

Starting forces	$P_1 = 0,55m_1g$
	$P_2 = 0,55m_1g$
	$Y_1 = 0,10m_1g$
	$Y_2 = 0,05m_1g$
	$H = 0,05m_1g$

6.6 Calculation of the resultant moment

In every section, the maximum stresses are calculated from the resultant moment MR (see the following note), which is equal to:

$$MR = \sqrt{MX^2 + MY^2 + MZ^2}$$

where MX , MY and MZ are the sums of the various components due to masses in motion and braking:

$$MX = M_x + \sum M_x'^1$$

$$MY = \sum M_y'^1$$

$$MZ = \sum M_z'^1$$

NOTE At a point on the outer surface of a solid cylinder (also in the case of a hollow one) with d as diameter, the components MX , MY and MZ generate:

- a direct stress for MX and MZ ;
- a shear stress for MY .

The direct stress has the following value (bending of beams with a circular section):

$$\sigma_n = \frac{32\sqrt{MX^2 + MZ^2}}{\pi d^3}$$

The value of the shear stress is the following (torsion of beams with a circular section):

$$\sigma_t = \frac{16MY}{\pi d^3}$$

As a result, the two principal stresses σ_1 and σ_2 are obtained as:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_n + \sqrt{\sigma_n^2 + 4\sigma_t^2}}{2} \quad \sigma_2 = \frac{\sigma_n - \sqrt{\sigma_n^2 + 4\sigma_t^2}}{2}$$

¹ The values, , may be replaced respectively by , and if the moments due to traction are greater than the moments due to braking.

19

下载此文档

相关 目录 笔记

相关文档

- CEN TS 81-83-2009
星级: ★★★★★ 25 页
- D-CEN-TS-81-82-200
星级: ★★★★★ 22 页
- D-CEN-TS-81-29-200
星级: ★★★★★ 90 页
- D-CEN-TS-54-14-200
星级: ★★★★★ 80 页
- [High quality original s
星级: ★★★★★ 41 页

猜你喜欢

- PD CEN-TR 17469-2020
- CEN TR 17469-2020
- PD CEN-TR 17469-2020
- [High quality original s
- EN ISO 16834-2007

下载稻壳阅读器



下载 打印 收藏 / 36

CEN/TS 13103-2:2020 (E)

Since the direct stress has a much higher absolute value (10 to 20 times) than the shear stress, the diameter of the largest Mohr's circle is selected ($\sigma_1 - \sigma_2$ in this case) as a check of the value assumed for d .

$$\sigma = \sigma_1 - \sigma_2 = \sqrt{\sigma_n^2 + 4\sigma_t^2} = \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{MX^2 + MZ^2 + MY^2}$$

As a result, the definition of a resultant moment is:

$$MR = \sqrt{MX^2 + MY^2 + MZ^2}$$

7 Determination of geometric characteristics of the various parts of the axle

7.1 Stresses in the various sections of the axle

On any section of the axle with d as diameter, the stress to be taken into account is the following:

- for a solid axle (see Figure 4a): $\sigma = \frac{K \times 32 \times MR^2}{\pi d^3}$
- for a hollow axle (see Figure 4b):
 - on the outer surface: $\sigma = \frac{K \times 32 \times MR \times d}{\pi(d^4 - d'^4)}$
 - in the bore: $\sigma = \frac{K \times 32 \times MR \times d'}{\pi(d^4 - d'^4)}$

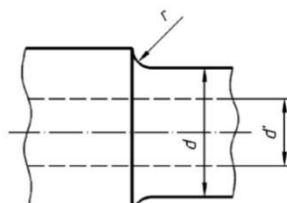
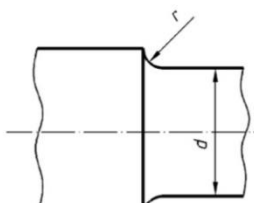


Figure 4a Figure 4b

Figure 4 — Geometrical parameters of the axle

² is a fatigue stress correction factor (i.e. it takes into account the geometry).

20

下载此文档

相关 目录 笔记

相关文档

- CEN TS 81-83-2009 星级: ★★★★★ 25页
- D-CEN-TS-81-82-200 星级: ★★★★★ 22页
- D-CEN-TS-81-29-200 星级: ★★★★★ 90页
- D-CEN-TS-54-14-200 星级: ★★★★★ 80页
- [High quality original s 星级: ★★★★★ 41页

猜你喜欢

- PD CEN-TR 17469-2020
- CEN TR 17469-2020
- PD CEN-TR 17469-2020
- [High quality original s
- EN ISO 16834-2007

下载稻壳阅读器

↑

In a cylindrical part located on the surface of a solid or hollow axle and in the bore of a hollow axle, the stress correction factor K is equal to 1. However, each change in section produces a stress increment, the maximum value of which can be found:

- at the bottom of a transition between two adjacent cylindrical parts with different diameters;
- at the groove bottom;
- at the intersection of the transition radii when the transition length is short (see 7.3.3 Note 2).

The stress correction factor K to calculate this increment is shown in the nomograms in Figure 5 (transition between two cylindrical parts) and in Figure 6 (groove bottom). It is obtained from two ratios:

$$\frac{r}{d} \text{ and } \frac{D}{d}$$

where

r is the transition fillet or groove radius;

d is the diameter of the cylindrical part in which the stress concentration is calculated;

D is the diameter of the other cylindrical part.

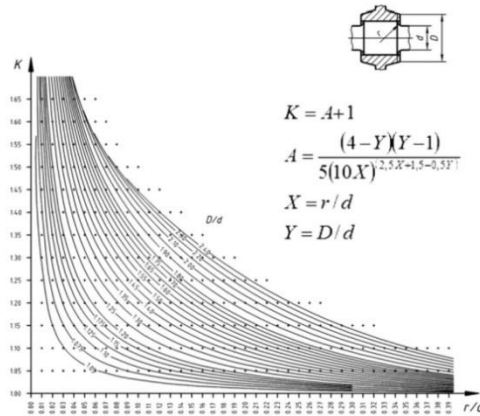


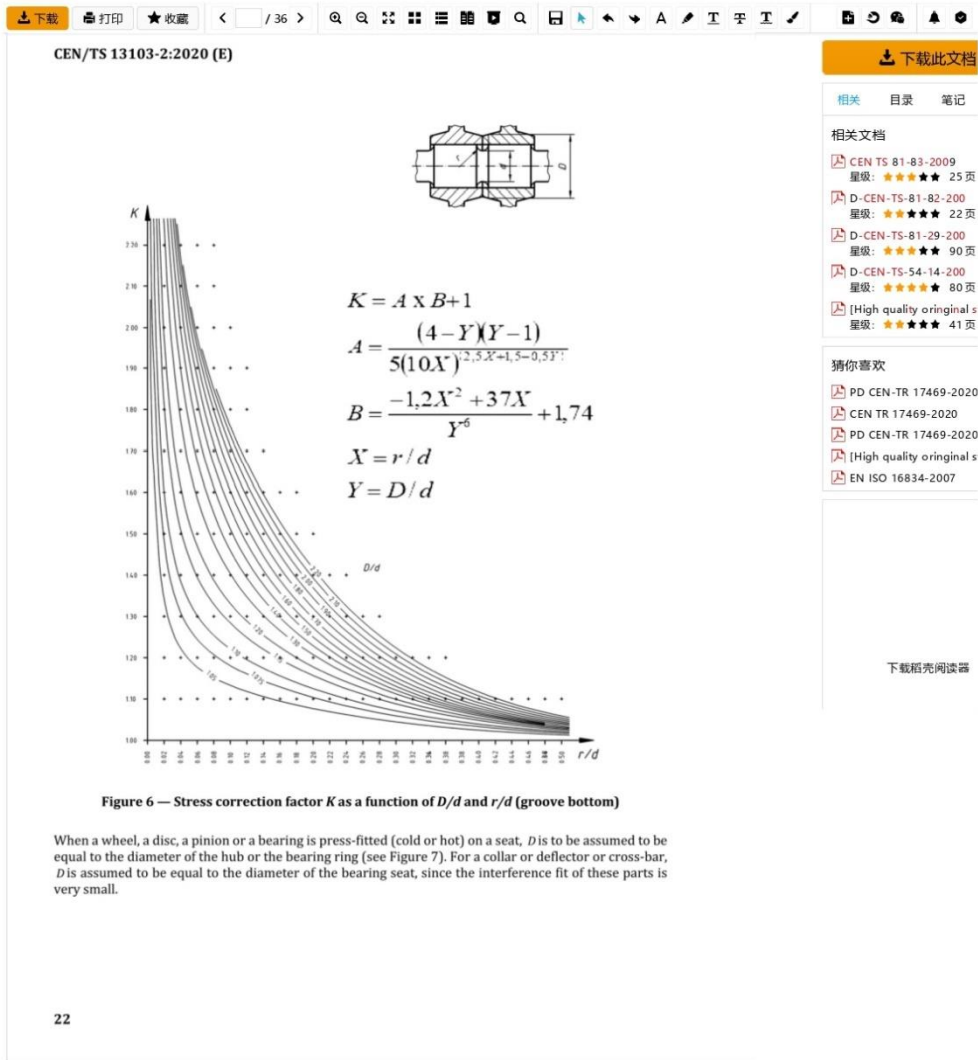
Figure 5 — Stress correction factor K as a function of D/d and r/d (bottom of the transition between two cylindrical parts)

安装稻壳阅读器, 免费下载道客巴巴文档

复制文字、整理笔记、在线搜索、文档打印、更多功能等着您!

下载稻壳阅读器





下载此文档

相关 目录 笔记

相关文档

- CEN TS 81-83-2009
星级: ★★★★★ 25 页
- D-CEN-TS-81-82-200
星级: ★★★★★ 22 页
- D-CEN-TS-81-29-200
星级: ★★★★★ 90 页
- D-CEN-TS-54-14-200
星级: ★★★★★ 80 页
- [High quality original s
星级: ★★★★★ 41 页

猜你喜欢

- PD CEN-TR 17469-2020
- CEN TR 17469-2020
- PD CEN-TR 17469-2020
- [High quality original s
- EN ISO 16834-2007

下载稻壳阅读器



下载 打印 收藏 < / 36 > 搜索 刷新 打印 全屏 退出

下载此文档

CEN/TS 13103-2:2020 (E)

Figure 7a Figure 7b Figure 7c

Figure 7 — Seat - Definition parameter D

The design shall be verified for the minimum section diameters including a maintenance reprofiling allowance.

7.2 Determination of the diameter of journals and axle bodies

In selecting the diameters of the journals and axle body, reference should be made initially to existing sizes of associated components (e.g. bearings).

The maximum stresses in the axle should then be calculated using the following formulae:

- for a solid axle: $\sigma = \frac{K \times 32 \times MR}{\pi d^3}$
- for a hollow axle: $\sigma = \frac{K \times 32 \times MR \times d}{\pi (d^4 - d_i^4)}$

The selection of diameters is then verified as shown in Clause 8, the calculated stresses being compared to the maximum permissible stresses. Very shallow grooves shall be provided so that the end of the inner bearing rings does not cause any notch effect on the journal.

7.3 Determination of the diameter of the various seats from the diameter of the axle body or from the journals

7.3.1 Wheel hub and bearing overhang requirements

Bearing overhang at the journals shall be defined according to Figure 8 a).
Overhang of the wheel hub shall be defined according to Figure 8 b).

23

猜你喜欢

- [PD CEN-TR 17469-2020](#)
- [CEN TR 17469-2020](#)
- [PD CEN-TR 17469-2020](#)
- [\[High quality original s](#)
- [EN ISO 16834-2007](#)

下载预览阅读器

下载
打印
收藏
< / 36 >
搜索
刷新
打印
分享

CEN/TS 13103-2:2020 (E)

Key

a cylindrical part of the bearing ring bore

b overlap ≥ 0 , considering all possible tolerances

c bearing ring

a) Bearing overhang at the journals

Key

a wheel hub

b overlap ≥ 0 , considering all possible tolerances and maintenance conditions should be taken into account

b) Overhang of the wheel hub

Figure 8 — Wheel hub and bearing overhang

In case of a chamfer on the outer side of the wheelseat, the length of the chamfer is part of the overlap.

7.3.2 Transition between collar surface and wheel seat

The transition usually consists of several radii and has to be determined in order to minimize the stresses in the transition and to provide appropriate diameter ratios.

7.3.3 Seat in the absence of an adjacent seat

The ratio between the seat and the axle body diameter shall be at least equal to 1,12 at the wear limit. It is recommended that this ratio is at least 1,15 for an axle in new condition.

The transition between these two areas should be provided in such a way that the stress concentration remains at the lowest possible level.

The lengths of the seat and of the cylindrical part of the hub bore are selected so that the latter slightly overlaps the seat especially on the axle body side. The design shall ensure that, at the maintenance limits, there is an overlap for the limit configurations including the maintenance tolerances.

In order to have a low value of K and a short transition length value between axle body and the seats, a common design is a radius combination of 75mm and 15 mm.

An example of this transition is given in Figure 9 (where $C = 35\text{mm}$).

下载此文档

相关 目录 笔记

相关文档

- 🔗 CEN TS 81-83-2009 星级: ★★★★★ 25页
- 🔗 D-CEN-TS-81-82-200 星级: ★★★★★ 22页
- 🔗 D-CEN-TS-81-29-200 星级: ★★★★★ 90页
- 🔗 D-CEN-TS-54-14-200 星级: ★★★★★ 80页
- 🔗 [High quality original s 星级: ★★★★★ 41页

猜你喜欢

- 🔗 PD CEN-TR 17469-2020
- 🔗 CEN TR 17469-2020
- 🔗 PD CEN-TR 17469-2020
- 🔗 [High quality original s
- 🔗 EN ISO 16834-2007

下载稻壳阅读器

安装稻壳阅读器，免费下载道客巴巴文档

复制文字、整理笔记、在线搜索、文档打印、更多功能等着您！

下载稻壳阅读器

CEN/TS 13103-2:2020 (E)

Dimensions in millimetres

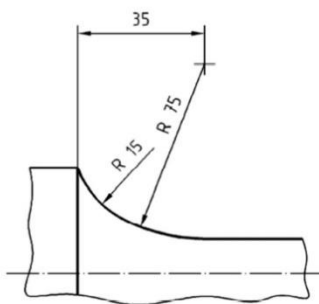


Figure 9 — Transition between body and seat

NOTE 1 Information available in 4.3.2 of the ORE B136 RP 11 report [1].

NOTE 2 In order to ensure that the maximum stress is not at the intersection of the two radii, the minimum length C of the transition is calculated with the following formula (from European project EURAXLES 265706 [3]):

$$C = -3,8 + 0,0385 \cdot d + 0,381 \cdot r_{\max} + 0,0279 \cdot D$$

where

- d is the diameter of the cylindrical part in which the stress concentration is calculated, in mm;
- r_{\max} is the maximum radius value r in the transition fillet in mm;
- D is the diameter of the other cylindrical part in mm.

7.3.4 Case of two adjacent seats

Two seats shall be regarded as being adjacent if the transition of one seat to the other is by means of a single radius or a combination of radii and the fitted components are in contact.

The wheel, gear, brake-disc or bearing seats shall be taken into account, not the collar, deflector or spacer seats.

At least a small groove (minimum depth very slightly greater than the seat wear range and minimum radius of 16 mm) is provided to separate the two seats. Its main role is to prevent notches that could be produced by the bore ends of the fitted components.

7.3.5 Case of two non-adjacent seats

Two seats shall be regarded as not being adjacent if the transition between the two seats comprises two transition radii and the fitted components are not in contact.

The procedure is as follows:

25

CEN/TS 13103-2:2020 (E)

- calculation of the diameter of each seat (see 7.3.3);
- provision of overlapping hubs (see 7.3.1);
- provide a cylindrical part between two transitions.

Use the recommended transitions where possible (see 7.3.3).

8 Maximum permissible stresses

8.1 General

The maximum permissible stresses are derived from:

- the rotating bending fatigue limit for the various areas of the axle;
- the value of a security coefficient "S", which varies with the steel grade.

Tables indicate for solid and hollow axles:

- the maximum permissible stresses;
- the security coefficient value S by which the fatigue limits have to be divided to obtain the maximum permissible stresses.

The axle design using these parameters shall:

- incorporate a system of protection against corrosion and mechanical aggression according to EN 13261 (axles protection classes 1, 2 and 3);
- satisfy service inspections and overhaul undertaken in accordance with EN 15313.

When the requirements of EN 13261 and/or EN 15313 cannot be fulfilled, the use of other coefficient values of S defined and justified in the technical specification shall take into consideration:

- the system (if applied) for protecting the exposed areas of the axle body from e.g. corrosion and mechanical aggression;
- the service inspections and overhaul.

For uncoated axles (axles protection class 4 according to EN 13261), a reduction in the permissible stress shall be applied based on service experience or tests and conditions of use, and justified in the technical specification.

26

[下载此文档](#)

相关 目录 笔记

相关文档

- CEN TS 81-83-2009 星级: ★★★★★ 25页
- D-CEN-TS-81-82-200 星级: ★★★★★ 22页
- D-CEN-TS-81-29-200 星级: ★★★★★ 90页
- D-CEN-TS-54-14-200 星级: ★★★★★ 80页
- [High quality original s 星级: ★★★★★ 41页

猜你喜欢

- PD CEN-TR 17469-2020
- CEN TR 17469-2020
- PD CEN-TR 17469-2020
- [High quality original s
- EN ISO 16834-2007

[下载稻壳阅读器](#)



CEN/TS 13103-2:2020 (E)

8.2 Steel grade EA1N and EA1T

The fatigue limit values used for the design process are set out below:

- for a solid axle:
 - 200 N/mm² outside the fitting;
 - 120 N/mm² beneath the fitting where the ratio of the seat diameter and the body diameter is greater or equal to 1,12;
 - 100 N/mm² beneath the fitting where the ratio of the seat diameter and the body diameter is less than 1,12.
- for a hollow axle:
 - 200 N/mm² outside the fitting;
 - 110 N/mm² beneath the fitting, where the ratio of the seat diameter and the body diameter is greater or equal to 1,12;
 - 100 N/mm² beneath the fitting where the ratio of the seat diameter and the body diameter is less than 1,12.
 - 80 N/mm² for the surface of the bore.

Tables 7 and 8 indicate respectively for solid and hollow axles:

- the security coefficient value *S* by which the fatigue limits have to be divided to obtain the maximum permissible stresses;
- the maximum permissible stresses.

The selection of the value for coefficient *S* shall take into account:

- the system (if applied) for protecting the exposed areas of the axle body from, for example, impacts and corrosion;
- the associated in-service inspections and overhaul in accordance with EN 15313.

27

安装稻壳阅读器，免费下载道客巴巴文档

复制文字、整理笔记、在线搜索、文档打印、更多功能等着您！

下载稻壳阅读器

下载此文档

相关 目录 笔记

相关文档

- CEN TS 81-83-2009
星级: ★★★★★ 25 页
- D-CEN-TS-81-82-200
星级: ★★★★★ 22 页
- D-CEN-TS-81-29-200
星级: ★★★★★ 90 页
- D-CEN-TS-54-14-200
星级: ★★★★★ 80 页
- [High quality original s
星级: ★★★★★ 41 页

猜你喜欢

- PD CEN-TR 17469-2020
- CEN TR 17469-2020
- PD CEN-TR 17469-2020
- [High quality original s
- EN ISO 16834-2007

下载稻壳阅读器

CEN/TS 13103-2:2020 (E)

Table 7 — Maximum permissible stresses for solid axles of steel grade EA1N and EA1T

a) Powered Axles

Intended use of the axle	Security coefficient ^a <i>S</i>	Zone 1 ^b N/mm ²	Zone 2a ^c N/mm ²	Zone 2b ^{d,e} N/mm ²
Powered axle with interference-fit driving gear	1,5	133	80	66
Other cases	1,3	154	92	76

^a If measurements exist that demonstrate the loads are more precisely defined than those defined in this standard within an appropriate maintenance regime which maintains the track conditions, whereby a lower value of security coefficient *S* may be used if specified and documented in the technical specification. However, the security coefficient *S* shall not be less than 1,2.

^b Zone 1: axle-body, plain bearing seats, transition fillets, bottom of grooves

^c Zone 2a: seats with diameter ratios greater or equal than 1,12

^d Zone 2b: seats with diameter ratios less than 1,12

^e If those permissible stresses are applied no fatigue test is mandatory. Higher permissible stresses shall be verified by a fatigue test with 3 axles of representative geometry according to the test requirements in EN 13260. Also higher permissible stresses with improvements, e.g. by cold rolling, inductive hardening or molybdenum coating shall be verified by such test.

b) Non-powered Axles

Intended use of the axle	Security coefficient ^a <i>S</i>	Zone 1 ^b N/mm ²	Zone 2a ^c N/mm ²	Zone 2b ^{d,e} N/mm ²
Non-powered axle	1,2	166	100	83

^a Minimum value.

^b Zone 1: axle-body, plain bearing seats, transition fillets, bottom of grooves

^c Zone 2a: seats with diameter ratios greater or equal than 1,12

^d Zone 2b: seats with diameter ratios less than 1,12

^e If those permissible stress is applied no fatigue test is mandatory. Higher permissible stresses shall be verified by a fatigue test with 3 axles of representative geometry according to the test requirements in EN 13260. Also higher permissible stresses with improvements, e.g. by cold rolling, inductive hardening or molybdenum coating shall be verified by such test.

28

下载此文档

相关 目录 笔记

相关文档

- 🔗 CEN TS 81-83-2009
星级: ★★★★★ 25 页
- 🔗 D-CEN-TS-81-82-200
星级: ★★★★★ 22 页
- 🔗 D-CEN-TS-81-29-200
星级: ★★★★★ 90 页
- 🔗 D-CEN-TS-54-14-200
星级: ★★★★★ 80 页
- 🔗 [High quality original s
星级: ★★★★★ 41 页

猜你喜欢

- 🔗 PD CEN-TR 17469-2020
- 🔗 CEN TR 17469-2020
- 🔗 PD CEN-TR 17469-2020
- 🔗 [High quality original s
- 🔗 EN ISO 16834-2007

下载稻壳阅读器



下载
打印
收藏
< / 36 >
搜索
刷新
打印
分享
打印
打印
打印
打印
打印
打印
打印
打印

CEN/TS 13103-2:2020 (E)

b) Non-powered Axles					
Intended use of the axle	Security coefficient ^a S	Zone 1 ^b N/mm ²	Zone 2a ^c N/mm ²	Zone 2b ^{d,e} N/mm ²	Zone 3 ^{f,g} N/mm ²
Non-powered axle	1,2	166	92	83	67

^a Minimum value.
^b Zone 1: axle body, plain bearing seats, transition fillets, bottom of grooves.
^c Zone 2a: seats with diameter ratios greater or equal than 1,12
^d Zone 2b: seats with diameter ratios less than 1,12
^e If those permissible stress is applied no fatigue test is mandatory. Higher permissible stresses shall be verified by a fatigue test with 3 axles of representative geometry according to the test requirements in EN 13260. Also higher permissible stresses with improvements e.g. by cold rolling, inductive hardening or molybdenum coating shall be verified by such test.
^f Zone 3: bore
^g Alternative especially for greater bores a higher permissible stress for the bore may be applied:

$$\sigma_{perm_bore} = \frac{\sigma_{perm_axlebody} \cdot \phi_{bore}}{1,3 \cdot \phi_{axleshaft}}$$

$\sigma_{perm_axlebody}$ = permissible stress of the axle body (Zone 1) as in above table
 ϕ_{bore} = bore diameter
 $\phi_{axleshaft}$ = minimum outer diameter of the axle body
1,3 = factor considering the absence of the coating in the bore

8.3 Steel grade other than EA1N or EA1T

8.3.1 General

The fatigue limit shall be determined:

- on the surface of the axle body;
- beneath the fitting with equivalent interference fit conditions to those of the wheel seats.

In the case of a hollow axle, the fatigue limit shall also be determined:

- on the surface of the bore;
- on the journal with an equivalent bearing/axle interference condition.

The tests procedures for these verifications are the same as those described in EN 13260 and EN 13261.

30

下载此文档

相关 目录 笔记

相关文档

CEN TS 81-83-2009
星级: ★★★★★ 25 页

D-CEN-TS-81-82-200
星级: ★★★★★ 22 页

D-CEN-TS-81-29-200
星级: ★★★★★ 90 页

D-CEN-TS-54-14-200
星级: ★★★★★ 80 页

[High quality original s
星级: ★★★★★ 41 页

猜你喜欢

PD CEN-TR 17469-2020

CEN TR 17469-2020

PD CEN-TR 17469-2020

[High quality original s

EN ISO 16834-2007

下载稻壳阅读器

安装稻壳阅读器, 免费下载道客巴巴文档

复制文字、整理笔记、在线搜索、文档打印、更多功能等着您!

下载稻壳阅读器

CEN/TS 13103-2:2020 (E)

The security coefficient value S by which the fatigue limits have to be divided to obtain the maximum permissible stresses is equal to:

$$S = scv \times \frac{q(\text{other steel})}{q(\text{EA1N steel})}$$

with

$$q = \frac{R_{RL}}{R_{RE}}$$

where

scv is the security coefficient value for EA1N axles (1,2 for non-powered axles, 1,3 for powered axles without gearwheel seat and 1,5 for powered axle with gearwheel seat);

R_{RL} is the fatigue limit under rotating bending up to 10^7 cycles for unnotched test pieces;

R_{RE} is the fatigue limit under rotating bending up to 10^7 cycles for notched test pieces.

$$q(\text{EA1N steel}) = \frac{250 \text{ N/mm}^2}{170 \text{ N/mm}^2} = 1,47$$

q (for other steel grades) shall be determined with test pieces defined in EN 13261.

8.3.2 Steel grade EA4T

The fatigue limits for a solid axle are as follows:

- 240 N/mm² outside the fitting;
- 145 N/mm² beneath the fitting where the ratio of the seat diameter and the body diameter is greater or equal to 1,12;
- 100 N/mm² beneath the fitting where the ratio of the seat diameter and the body diameter is less than 1,12.

and for hollow axles:

- 240 N/mm² outside the fitting;
- 132 N/mm² beneath fitting, where the ratio of the seat diameter and the body diameter is greater or equal to 1,12;
- 100 N/mm² beneath fitting where the ratio of the seat diameter and the body diameter is less than 1,12;
- 96 N/mm² for the surface of the bore.

The security coefficient value S is derived as follows:

$$R_{RL} = 350 \text{ N/mm}^2$$

$$R_{RE} = 215 \text{ N/mm}^2$$

$$q = 350/215 = 1,63$$

31

CEN/TS 13103-2:2020 (E)

Therefore:
 $S = 1,2 \times 1,63/1,47 = 1,33$ for EA4T non powered solid axle;
 $S = 1,5 \times 1,63/1,47 = 1,66$ for EA4T powered solid axle with interference-fit driving gear;
 $S = 1,3 \times 1,63/1,47 = 1,44$ for EA4T powered solid axle other cases.

The maximum permissible stresses are given in the Tables 9 and 10.

Table 9 — Maximum permissible stresses for solid axles of steel grade EA4T

a) Powered Axle				
Intended use of the axle	Security coefficient ^a <i>S</i>	Zone 1 ^b N/mm ²	Zone 2a ^c N/mm ²	Zone 2b ^{d,e,f} N/mm ²
Powered axle with interference-fit driving gear	1,66	145	87	66
Other cases	1,44	167	101	76

^a If measurements exist that demonstrate the loads are more precisely defined than those defined in this standard within an appropriate maintenance regime which maintains the track conditions, whereby a lower value of security coefficient *S* may be used if specified and documented in the technical specification. However, the security coefficient *S* shall not be less than 1,33.
^b Zone 1: axle-body, plain bearing seats, transition fillets, bottom of grooves
^c Zone 2a: seats with diameter ratios greater or equal than 1,12
^d Zone 2b: seats with diameter ratios less than 1,12
^e If those permissible stresses are applied no fatigue test is mandatory. Higher permissible stresses shall be verified by a fatigue test with 3 axles of representative geometry according to the test requirements in EN 13260. Also higher permissible stresses with improvements e.g. by cold rolling, inductive hardening or molybdenum coating shall be verified by such test.
^f Only the basic safety factors of 1,5 or 1,3 are applied.

b) Non-powered Axles				
Intended use of the axle	Security coefficient ^a <i>S</i>	Zone 1 ^b N/mm ²	Zone 2a ^c N/mm ²	Zone 2b ^{d,e,f} N/mm ²
Non-powered axle	1,33	180	110	83

^a Minimum value.
^b Zone 1: axle-body, plain bearing seats, transition fillets, bottom of grooves
^c Zone 2a: seats with diameter ratios greater or equal than 1,12
^d Zone 2b: seats with diameter ratios less than 1,12
^e If those permissible stress is applied no fatigue test is mandatory. Higher permissible stresses shall be verified by a fatigue test with 3 axles of representative geometry according to the test requirements in EN 13260. Also higher permissible stresses with improvements e.g. by cold rolling, inductive hardening or molybdenum coating shall be verified by such test.
^f Only the basic safety factor of 1,2 is applied

32

b) Non-powered Axle

Intended use of the axle	Security coefficient ^a <i>S</i>	Zone 1 ^b N/mm ²	Zone 2a ^c N/mm ²	Zone 2b ^{d,e,f} N/mm ²	Zone 3E ^h N/mm ²
Non-powered axle	1,33	180	99	83	72

^a Minimum value.
^b Zone 1: axle body, plain bearing seats, transition fillets, bottom of grooves.
^c Zone 2a: seats with diameter ratios greater or equal than 1,12
^d Zone 2b: seats with diameter ratios less than 1,12
^e If those permissible stress is applied no fatigue test is mandatory. Higher permissible stresses shall be verified by a fatigue test with 3 axles of representative geometry according to the test requirements in EN 13260. Also higher permissible stresses with improvements e.g. by cold rolling, inductive hardening or molybdenum coating shall be verified by such test.
^f Only the basic safety factor of 1,2 is applied.
^g Zone 3: bore.
^h Alternative especially for greater bores a higher permissible stress for the bore may be applied:

$$\sigma_{perm_bore} = \frac{\sigma_{perm_axlebody} \cdot \phi_{bore}}{1,3 \cdot \phi_{axleshaft}}$$

$\sigma_{perm_axlebody}$ = permissible stress of the axle body (Zone 1) as in above table
 ϕ_{bore} = bore diameter
 $\phi_{axleshaft}$ = minimum outer diameter of the axle body
 1,3 = factor considering the absence of the coating in the bore

8.3.3 Other steel grades

For steels other than EA1N or EA1T and EA4T as defined above, EN 13103-1:2017 Annex D should be used to determine the fatigue limit values to be applied for the design.

34

下载此文档

相关 目录 笔记

相关文档

- CEN TS 81-83-2009
星级: ★★★★★ 25 页
- D-CEN-TS-81-82-200
星级: ★★★★★ 22 页
- D-CEN-TS-81-29-200
星级: ★★★★★ 90 页
- D-CEN-TS-54-14-200
星级: ★★★★★ 80 页
- [High quality original s
星级: ★★★★★ 41 页

猜你喜欢

- PD CEN-TR 17469-2020
- CEN TR 17469-2020
- PD CEN-TR 17469-2020
- [High quality original s
- EN ISO 16834-2007

下载稻壳阅读器



CEN/TS 13103-2:2020 (E)

Annex A
(informative)

Model of axle calculation sheet

Type
Drawing of axle N°
Drawing of wheel N°
Allocation
Material
Mass of wheelset (kg)
Axle
Wheels
Motor axle
Discs
Miscellaneous
Total (m_2)
Mass on rail per axle: $m_1 + m_2$ (kg)
Dimensions (mm)
 $b =$
 $s =$
 $R =$
 $h_1 =$
Forces (N)
 $P_1 =$
 $P_2 =$
 $Y_1 =$
 $Y_2 =$
 $Q_1 =$
 $Q_2 =$

y_i (mm)	F_i (N)	Part

Method of braking		
P^i (N)		
F_f (N)		
Γ		

Section	y mm	d mm	d' mm	D mm	r mm	$\frac{r}{d}$	$\frac{D}{d}$	K	$\frac{32K10^6}{\pi d^3}$	M_x Nmm $\times 10^{-6}$	M'_x Nmm $\times 10^{-6}$	M_z Nmm $\times 10^{-6}$	M'_y Nmm $\times 10^{-6}$	MR Nmm $\times 10^{-6}$	σ N/mm ²	σ_{max} N/mm ²

Figure A.1 — Geometry and forces

下载此文档

相关 目录 笔记

相关文档

- [CEN TS 81-83-2009](#)
星级: ★★★★★ 25 页
- [D-CEN-TS-81-82-200](#)
星级: ★★★★★ 22 页
- [D-CEN-TS-81-29-200](#)
星级: ★★★★★ 90 页
- [D-CEN-TS-54-14-200](#)
星级: ★★★★★ 80 页
- [\[High quality original s](#)
星级: ★★★★★ 41 页

猜你喜欢

- [PD CEN-TR 17469-2020](#)
- [CEN TR 17469-2020](#)
- [PD CEN-TR 17469-2020](#)
- [\[High quality original s](#)
- [EN ISO 16834-2007](#)

下载箱壳阅读器

35

下载
 打印
 收藏
 < / 36 >

CEN/TS 13103-2:2020 (E)

Bibliography

- [1] ORE report No.11, Calculation of wagon and coach axles (from committee B136)
- [2] UIC 515-3, Railway rolling stock - Bogies - Rolling gear "Method of calculation for designing axles"
- [3] Final report EURAXLES Theme SST. 2010.4.1-2, Minimizing the risk of fatigue failure of railway axles - Collaborative project grant agreement N° 265 706 (Brussels 2015)
- [4] BS 8535:2011, *Railway applications - Wheelsets and bogies - Powered and non-powered axles with inboard bearings - Design method*

36

安装稻壳阅读器，免费下载道客巴巴文档
下载稻壳阅读器

复制文字、整理笔记、在线搜索、文档打印、更多功能等着您！

全文阅读已结束，如果下载本文需要使用

25.00 积分

下载此文档

[相关](#)
[目录](#)
[笔记](#)

相关文档

- CEN TS 81-83-2009 星级: ★★★★★ 25 页
- D-CEN-TS-81-82-200 星级: ★★★★★ 22 页
- D-CEN-TS-81-29-200 星级: ★★★★★ 90 页
- D-CEN-TS-54-14-200 星级: ★★★★★ 80 页
- [High quality original s 星级: ★★★★★ 41 页

猜你喜欢

- PD CEN-TR 17469-2020
- CEN TR 17469-2020
- PD CEN-TR 17469-2020
- [High quality original s
- EN ISO 16834-2007

下载稻壳阅读器

PDF viewer interface with navigation tools (download, print, share) and document details.

该用户还上传了这些文档

DIN 13199 (2021-06-00)	DIN 10753 (2021-06-00)	DIN 10751-1 (2021-06-00)	DIN 18703 (2021-06-00)	DIN 18868-1 (2021-06-00)	DII (2C)
7 p.	9 p.	9 p.	8 p.	16 p.	

发表评论

验证码: [换一张](#) 匿名评论

[提交](#)

下载此文档

相关文章

- CEN TS 81-83-2009 星级: ★★★★★ 25 页
- D-CEN-TS-81-82-200 星级: ★★★★★ 22 页
- D-CEN-TS-81-29-200 星级: ★★★★★ 90 页
- D-CEN-TS-54-14-200 星级: ★★★★★ 80 页
- [High quality original s 星级: ★★★★★ 41 页

猜你喜欢

- PD CEN-TR 17469-2020
- CEN TR 17469-2020
- PD CEN-TR 17469-2020
- [High quality original s
- EN ISO 16834-2007

关于我们

- 关于道客巴巴
- 网站声明
- 人才招聘
- 联系我们
- APP下载

帮助中心

- 会员注册
- 网站地图
- 文档下载
- 如何获取积分

关注我们

- 新浪微博

二维码: 关注微信公众号

下载箱壳阅读器

道客巴巴网站版权所有 | ©2008-2021 | 网站备案: 京CP备18056798号-1 京公网安备1101082111号



**WHEEL BASE 1435 mm [Two brake disc on axle (symmetrical)]
Axle calculation**

Type of vehicle :
 Type : m/s²

- 1: Powered wheelsets without drive and gear wheelset
- 2: Powered wheelsets with drive and gearwheelset
- 3: Non-powered wheelsets

- 1: Leading wheelset
- 2: Not leading wheelset

1: non tilting vehicle, 2: tilting vehicle
 Unbalanced lateral acceleration for nettech
 (for a non tilting vehicle 1,3 m/s² is considered)

Axle drawing number :
 Wheelset drawing number :

Material : S45C yield strength 490 N/mm²
 beban tarik 58 N/mm²

Total mass of the wheelset

Wheelset axle	mWh	kg	69,9
Wheels, mass per wheel	mRSW	kg	72,7
Powered axle shaft	mI	kg	14,8
Gear units		kg	6,4
Disc Brake		kg	23,4
Total		(m₂)=	234

Forces:

P	9,8 kN	Q ₀	kN
P ₁	9,5 kN	Q _f	kN
P ₂	9,5 kN		
Y ₁	1,7 kN		
Y ₂	0,9 kN		
Q ₁	9,8 kN		
Q ₂	9,7 kN		

/schw mm

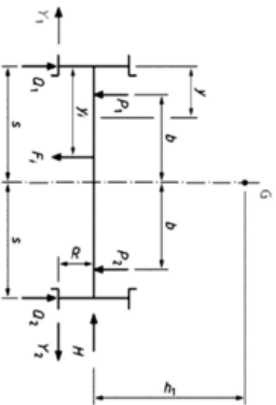


Figure 2 — Forces for calculation of bending moment

Axle load m1+m2

	kg	2000
m1	kg	1766

Unsprung components
 between the wheels

Dimensions

h	mm	860,75
s	mm	816,5
b	mm	647,5
R	mm	49,75
h1	mm	811

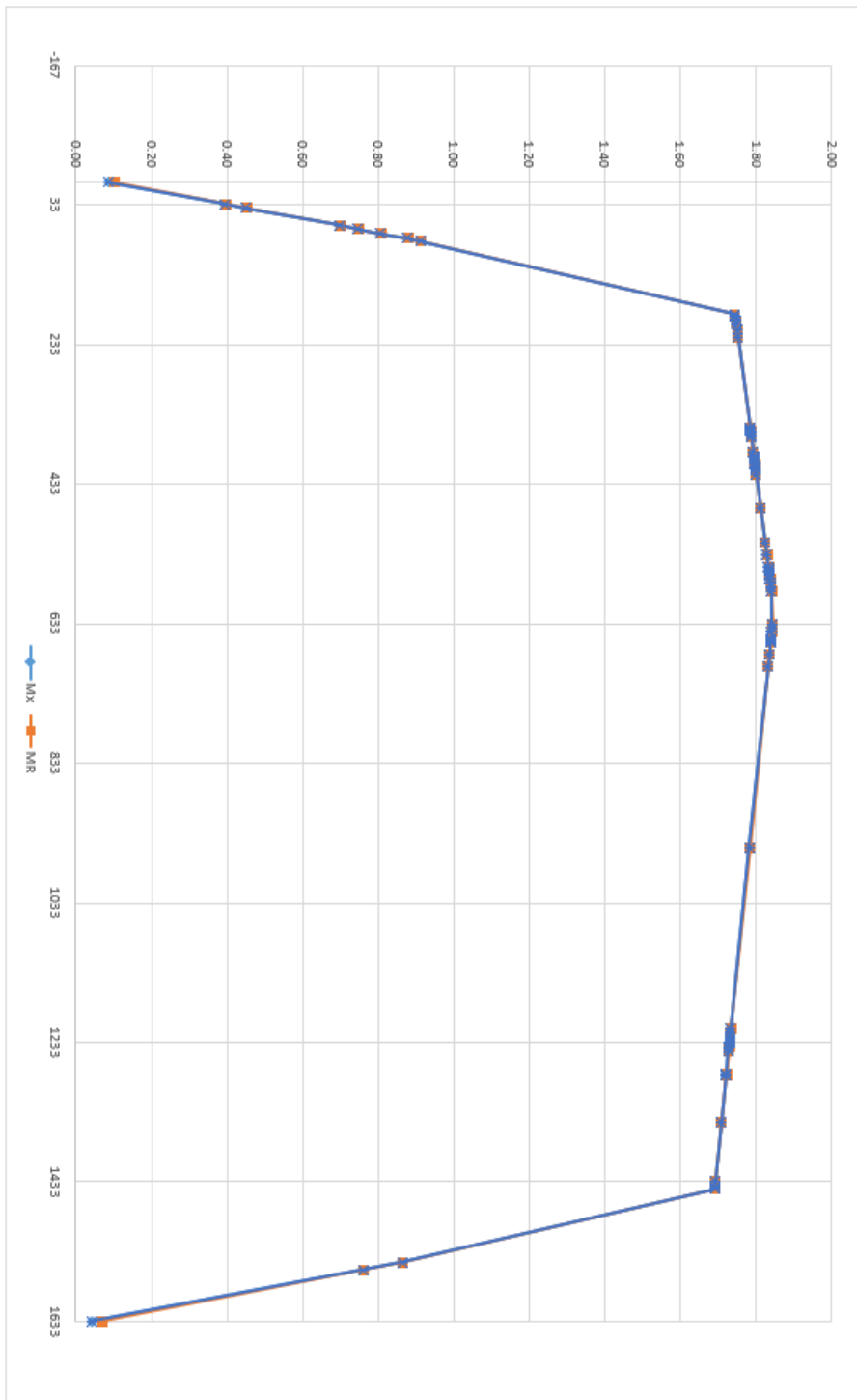
i y1/F1/ y1²y3²y4²	mm	611,4
	kN	0,44
	gear units	

Ff	1,607 kN
f	0,35
Rb	141 mm
y1	611,4 mm
y2	mm
y3	mm
y4	mm
P'	9,81 kN

Type of braking :

- 1: No brakes
- 2: One brake disc on axle
- 3: Two brake disc on axle (symmetrical)
- 4: Three brake discs on axle (symmetrical)
- 5: Four brake discs on axle (symmetrical)
- 6: Two brake discs on wheel hub
- 7: Brake blocks at both sides of each wheel
- 8: Brake block at one side of each wheel

28	0	1	419	80.0						0.00	0.00	1.00	19.9	1.80				0.06	1.80	35.84	133		3.71	OK
29	0	1	468.05	80.0						0.00	0.00	1.00	19.9	1.81				0.06	1.81	36.08	133		3.69	OK
30	0	1	517.09	80.0						0.00	0.00	1.00	19.9	1.82				0.06	1.82	36.32	133		3.66	OK
31	0	1	534.49	82.0					150	1.83	0.00	1.00	18.5	1.83				0.06	1.83	33.79	133		3.94	OK
32	0	1	551.65	88.1						0.00	0.00	1.00	14.9	1.83				0.06	1.83	27.35	133		4.86	OK
33	0	1	554.04	91.7					5	0.05	0.00	1.00	13.2	1.83				0.06	1.83	24.22	133		5.49	OK
34	0	1	554.95	103.7						0.00	0.00	1.00	9.1	1.83				0.06	1.83	16.74	133		7.94	OK
35	0	1	554.9	110.0						0.00	0.00	1.00	7.7	1.83				0.06	1.83	14.04	133		9.47	OK
36	0	1	562.9	110.0						0.00	0.00	1.00	7.7	1.84				0.06	1.84	14.06	133		9.46	OK
37	1	1	565.4	96.0				130	2.5	0.03	1.35	1.62	18.6	1.84				0.06	1.84	34.25	133		3.88	OK
38	0	2	567.9	101.0						0.00	0.00	1.00	9.9	1.84				0.06	1.84	18.17	80		4.40	OK
39	0	2	574.9	101.0						0.00	0.00	1.00	9.9	1.84				0.06	1.84	18.19	80		4.40	OK
40	0	2	580.37	100.1				130		0.52	1.30	1.00	10.2	1.84				0.06	1.84	18.79	80		4.26	OK
41	0	2	585.9	99.8					52.06	0.00	0.00	1.00	10.3	1.84				0.06	1.84	18.89	80		4.24	OK
42	0	2	633.9	99.8						0.00	0.00	1.00	10.2	1.84				0.06	1.84	18.91	80		4.23	OK
43	0	2	639.43	100.1				120	51.92	0.52	1.20	1.00	10.2	1.84				0.06	1.84	18.78	80		4.26	OK
44	0	2	644.9	101.0						0.00	0.00	1.00	9.9	1.84				0.06	1.84	18.22	80		4.39	OK
45	0	2	654.9	101.0						0.00	0.00	1.00	9.9	1.84				0.06	1.84	18.20	80		4.40	OK
46	0	1	655.55	99.2						0.00	0.00	1.00	10.4	1.84				0.06	1.84	19.19	133		6.93	OK
47	0	1	656.58	91.6					5	0.05	0.00	1.00	13.3	1.84				0.06	1.84	24.39	133		5.45	OK
48	0	1	659.35	88.1						0.00	0.00	1.00	14.9	1.84				0.06	1.84	27.44	133		4.85	OK
49	0	1	676.5	82.0					150	1.83	0.00	1.00	18.5	1.83				0.06	1.84	33.91	133		3.92	OK
50	0	1	693.9	80.0						0.00	0.00	1.00	19.9	1.83				0.06	1.83	36.47	133		3.65	OK
51	0	1	954.0	80.0						0.00	0.00	1.00	19.9	1.78				0.06	1.78	35.49	133		3.75	OK
52	0	1	1214.0	80.0						0.00	0.00	1.00	19.9	1.73				0.06	1.73	34.51	133		3.85	OK
53	0	1	1221.1	85.9					10	0.12	0.00	1.00	16.1	1.73				0.06	1.73	27.90	133		4.77	OK
54	0	1	1224.0	100.0						0.00	0.00	1.00	10.2	1.73				0.06	1.73	17.65	133		7.53	OK
55	0	1	1229.0	100.0						0.00	0.00	1.00	10.2	1.73				0.06	1.73	17.64	133		7.54	OK
56	1	1	1231.5	86.0				165	2.5	0.03	1.92	1.82	29.1	1.73				0.06	1.73	50.35	133		2.64	OK
57	0	2	1234.0	91.0						0.00	0.00	1.00	13.5	1.73				0.06	1.73	23.40	80		3.42	OK
58	0	2	1239.0	91.0						0.00	0.00	1.00	13.5	1.73				0.06	1.73	23.39	80		3.42	OK
59	0	2	1242.7	90.5				167	46.3	0.51	1.84	1.02	14.0	1.73				0.06	1.73	24.15	80		3.31	OK
60	0	2	1246.5	90.4						0.00	0.00	1.00	13.8	1.73				0.06	1.73	23.85	80		3.35	OK
61	0	2	1279	91.0						0.00	0.00	1.00	13.5	1.72				0.06	1.72	23.28	80		3.44	OK
62	0	1	1280	82.9				105	5	0.06	1.27	1.24	22.2	1.72				0.06	1.72	38.25	133		3.48	OK
63	0	1	1347	80.0						0.00	0.00	1.00	19.9	1.71				0.06	1.71	34.01	133		3.91	OK
64	0	1	1432	85.7					5	0.06	0.00	1.00	16.2	1.69				0.06	1.69	27.43	133		4.85	OK
65	1	1	1441	75.0				101	2.5	0.03	1.35	1.50	36.2	1.69				0.06	1.69	61.27	133		2.17	OK
66	0	2	1443	80.0						0.00	0.00	1.00	19.9	1.69				0.06	1.69	33.65	80		2.38	OK
67	0	2	1549	80.0				110	2	0.03	1.38	1.66	33.1	0.86				0.06	0.87	28.66	80		2.79	OK
68	1	1	1559	65.0						0.00	0.00	1.00	37.1	0.76				0.06	0.76	28.25	133		4.71	OK
69	0	2	1633	73.4						0.00	0.00	1.00	25.8	0.04				0.06	0.07	1.85	80		43.35	OK



Lampiran 4. Logbook Magang

FORM BUKTI KEGIATAN MAGANG (LOGBOOK)

Tahun : 2022
 Periode Magang : 3 Januari sampai dengan 22 April
 Tempat Magang : PT. INKA (Persero)

No.	Pekan ke-	Kegiatan	Keterangan
1	1	Pengarahan administrasi peserta magang oleh SDM, pengenalan K3 dan lingkungan kerja, membahas <i>project</i> yang sedang dikerjakan, mempelajari SOP desain bogie & carbody di PT. INKA (Persero), dan mempelajari 3D drawing Middle Frame kereta dengan Autodesk Inventor.	<ul style="list-style-type: none"> - Pembuatan ID card - Mendapatkan materi terkait <i>safety induction</i> dan lingkungan hidup - <i>Project</i> yang sedang dikerjakan meliputi LRT Jabodetabek, Tram Mover TMII dan Bus Listrik - SOP yang dipelajari meliputi format nama dokumen desain, <i>layout</i>, standar drawing dan assembly
2	2	Mengerjakan 3D drawing Middle Frame kereta dengan Autodesk Inventor	- Pada minggu ini telah menyelesaikan part 1, 2, 3, 4, 5, dan 7 yang meliputi <i>side sill</i> , <i>cross beam</i> , dan <i>jacking pads</i>
3	3	Mengerjakan 3D & 2D drawing hingga assembly Middle Frame kereta dengan Autodesk Inventor	- Pada minggu ini telah menyelesaikan part 6, 8, 9, 10, dan 11 yang meliputi <i>center sill</i> , <i>stiffener</i> , dan <i>tapping plate</i>

			<ul style="list-style-type: none"> - Menyelesaikan assembly Middle Frame kereta - Menyelesaikan 2D drawing Middle Frame kereta
4	4	Mengerjakan 3D & 2D drawing yang diberikan dengan Autodesk Inventor	<ul style="list-style-type: none"> - Pada minggu ini telah menyelesaikan 2D Roof Profile 25.0-U0390002, 2D Roof Profile 25.0-U0390003, 2D 21.3-A16001, dan 3D Bracket Door Engine pada Tram Mover TMII
5	5	Mengerjakan 3D & 2D drawing yang diberikan dengan Autodesk Inventor	<ul style="list-style-type: none"> - Pada minggu ini telah menyelesaikan assembly Bracket Door Engine pada Tram Mover TMII, 2D 25.0-U0390001, perbaikan part 25.1-U0311105, 25.1-U0311106, 25.1-U0311111, dan 25.1-U0311112
6	6	Mengerjakan 3D & 2D drawing yang diberikan dengan Autodesk Inventor	<ul style="list-style-type: none"> - Pada minggu ini telah menyelesaikan 2D Roof Profile 5 25.0-U0390005, perbaikan Roof Profile part 25.1-U0311115 hingga assembly
7	7	Mengerjakan 3D & 2D drawing yang diberikan dengan Autodesk Inventor	<ul style="list-style-type: none"> - Pada minggu ini telah menyelesaikan 3D Bracket LRT Perbaikan Jabodebek part 1-5 hingga assembly dan revisi 2D drawing 22.0-U0390001, dan 2D drawing 22.0-U0390002

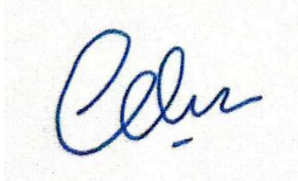
8	8	Mengerjakan 3D drawing yang diberikan dengan Autodesk Inventor	- Pada minggu ini telah menyelesaikan assembly Bracket LRT Perbaikan Jabodebek menyesuaikan dengan posisi Junction Box dan menambahkan baut countersunk M4 pada Bracket
9	9	Mengerjakan 3D drawing yang diberikan dengan Autodesk Inventor	- Pada minggu ini telah menyelesaikan 2D Bracket LRT Perbaikan Jabodebek dengan <i>main view, detail view, auxiliary view, dan section view</i>
10	10	Mengerjakan 3D drawing yang diberikan dengan Autodesk Inventor, Diskusi Studi Kasus Laporan Magang dan pengumpulan data yang dibutuhkan	- Pada minggu ini telah menyelesaikan diskusi studi kasus Analisis Kekuatan Axle (Gandar) pada Tram Mover TMII - Pengumpulan data yang dibutuhkan - Revisi 3D drawing Bracket LRT Perbaikan Jabodebek
11	11	Mengerjakan tugas yang diberikan dan diskusi <i>project</i>	- Pada minggu ini telah encari dan mempelajari jurnal tentang material & chamber kereta aluminum dan diskusi <i>project</i> Makassar Pare-Pare
12	12	Mengerjakan 3D drawing yang diberikan dengan Autodesk Inventor dan <i>site visit</i>	- Pada minggu ini telah menyelesaikan perbaikan Lokomotif T-C <i>project</i> Makassar Pare-Pare dan <i>site</i>

			<i>visit project</i> Bus Listrik, Tram Mover TMII dan berkeliling workshop
13	13	Studi Literatur dan Pengambilan Data	<ul style="list-style-type: none"> - Melakukan studi literature mengenai analisis kekuatan gandar melalui internet dan <i>text book</i> - Melakukan pengumpulan data untuk Studi Kasus Laporan Magang mengenai Axle Tram Mover TMII
14	14	Mengolah Data dan Pengerjaan Laporan Magang Industri	<ul style="list-style-type: none"> - Melakukan perhitungan kekuatan axle Tram Mover TMII - Mengerjakan laporan magang industri sesuai dengan tugas khusus magang industri menggunakan pedoman penulisan laporan dari Departemen Teknik Mesin Industri FV – ITS
15	15	Mengerjakan 2D drawing yang diberikan dengan Autodesk Inventor dan Asistensi	<ul style="list-style-type: none"> - Memperbarui desain 2D High Speed Train dengan mengganti frame baru sesuai referensi yang diberikan - Melakukan asistensi bersama mentor mengenai perhitungan kekuatan axle Tram Mover TMII yang telah dikerjakan
16	16	Penyelesaian 3D drawing yang telah diberikan	- Menyelesaikan 2D drawing High Speed Train

		dengan software Autodesk Inventor dan Laporan Magang Industri	- Menyelesaikan laporan magang industri
--	--	---	--

Madiun, 22 April 2022

Pembimbing Lapangan Magang Industri



(Hernawan Prasanto)

Lampiran 5 Form Bukti Pembimbingan Laporan Magang

Nama Mahasiswa : Meganda Mellyana Dewi
 NRP : 10211910010033
 Nama Mitra : PT. INKA (Persero)
 Nama Pembimbing Departemen : M. Lukman Hakim, S.T., M.T.

No	Tanggal	Materi yang dibahas
1	11 Januari 2022	Perkenalan lingkungan industri perusahaan tempat magang, timeline magang, dan divisi unit kerja
2	20 Maret 2022	Asistensi terkait <i>project</i> yang sedang berjalan di perusahaan saat ini yang memungkinkan untuk diangkat menjadi topik laporan
3	21 April 2022	Asistensi laporan magang terkait perhitungan analitis menurut teori dalam perkuliahan
4	10 Agustus 2022	Asistensi laporan magang terkait perhitungan analitis kekuatan axle
5	13 September 2022	Asistensi final dan persetujuan laporan magang secara keseluruhan

*) Minimal bimbingan laporan MAGANG dilakukan sebanyak 5x

Surabaya, 13 September 2022

Dosen Pembimbing MAGANG,



Muhammad Lukman Hakim, S.T., M.T.

NIP. 1994201911070

Lampiran 6 Penilaian Pembimbing Lapangan Magang Industri

CS CamScanner

Nama Mahasiswa : Meganda Melyana Dewi NRP : 10211910010033
 Nama Mitra/Industri : PT INKA (Persero) Unit Kerja : Desain Bogie & Carbody
 Nama Pembimbing Lapangan: Hernawan Prasanto Waktu Magang : 3 Januari 2022 – 22 April 2022

NO	KOMPONEN	NILAI	KRITERIA PENILAIAN					75-85	≥86
			<56	56-60	61-65	66-75	75-85		
1	Kehadiran	92	<82%	82-84%	85-90%	89-91%	92-95%	>95%	
2	Ketepatan waktu kerja*	95	<82%	82-84%	85-90%	89-91%	92-95%	>95%	
3	Bekerja sesuai Prosedur dan K3**	92	<82%	82-84%	85-90%	89-91%	93-95%	>95%	
4	Sikap positif terhadap atasan/pembimbing	50	SKB	KB	CB	B	BS	SBS	
5	Inisiatif dan solusi kerja	65	SKB	KB	CB	B	BS	SBS	
6	Hubungan kerja dengan pegawai/lingkungan	50	SKB	KB	CB	B	BS	SBS	
7	Kerjasama tim	65	SKB	KB	CB	B	BS	SBS	
8	Mutu pelaksanaan pekerjaan	65	SKB	KB	CB	B	BS	SBS	
9	Target pelaksanaan pekerjaan	90	<56%	56-60%	61-65%	66-75%	75-85%	≥86%	
10	Kontribusi peserta terhadap pekerjaan	90	<56%	56-60%	61-65%	66-75%	75-85%	≥86%	
11	Kemampuan mengimplementasikan Alat	95	<56%	56-60%	61-65%	66-75%	75-85%	≥86%	
Jumlah Nilai			Nilai Akhir PL = \sum Nilai/11						

*Kehadiran **Ketepatan Waktu

SKB : sangat kurang baik; KB : kurang baik; CB : cukup baik; B : baik; BS : Baik sekali; SBS : sangat baik sekali

ABSENSI KEHADIRAN MAGANG

a. Izin :hari

b. Sakit : 2 hari

c. Tanpa Izin :hari

Madiun, 22 April 2022

Pembimbing Magang,



(Hernawan Prasanto)

NIP

Keterangan:

1. Apabila mitra /instansi tidak menyediakan stempel, maka lembar ini harus dicetak pada kertas dengan KOP Mitra./Instansi.
2. Mohon nilai dimasukkan pada amplop tertutup dengan dibubuhkan stempel pada atas amplop.

Lampiran 7 Penilaian Dosen Pembimbing Magang Industri

PENILAIAN DOSEN PEMBIMBING MAGANG INDUSTRI

Nama : Meganda Mellyana Dewi
 NRP : 10211910010033
 Dosen Pembimbing : M. Lukman Hakim, S.T., M.T.
 Nama Industri : PT. INKA (Persero)
 Waktu Magang : 3 Januari – 22 April 2022

Kriteria	Bobot SKS (setara)	Nilai (0-100)
Luaran 1 (Video Dokumentasi)	3	
Luaran 2 (Rekomendasi/Desain/Analisis)	3	
Luaran 3 (SOP Pekerjaan/ <i>Maintenance</i>)	3	
Proposal Penelitian	3	
Laporan Eksekutif	2	
Presentasi Akhir di Tempat Magang	1	
Total	14	

$$\text{Nilai Akhir Dosen} = \frac{\sum \text{Nilai} \times \text{Bobot}}{14}$$