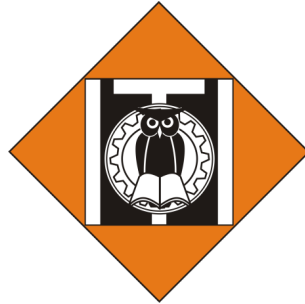


LAPORAN PENELITIAN



**PERANCANGAN DAN ANALISIS KEKUATAN STATIS
PADA *FIXED-PORTABLE HYDRAULIC SCISSOR CAR LIFT PLATFORM*
DENGAN KAPASITAS 2 TON**

PENELITI

**Ir. Jones Victor Tuapetel, ST, MT, PhD, IPM, ASEAN Eng.
NIDN: 0322096803**

**Igor Vinicius De Souza Lima
NIM: 1121705001**

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
INSTITUT TEKNOLOGI INDONESIA
Februari 2023**

HALAMAN PENGESAHAN

Judul Penelitian : Perancangan Dan Analisis Kekuatan Statis Pada *Fixed-Portable Hydraulic Scissor Car Lift Platform* Dengan Kapasitas 2 Ton

Jenis Penelitian^{a)} : Terapan

Bidang Penelitian^{b)} : Mechanical and Industrial Engineering

Tujuan Sosial Ekonomi^{c)} : Applied Sciences and Technologies

Peneliti

a. Nama Lengkap : Igor Vinicius De Souza Lima

b. NIDN : 0322096803

c. Jabatan Fungsional : Lektor

d. Program Studi : Teknik Mesin

e. Nomor HP : 081282868826

f. Alamat Surel (*e-mail*) : jvictor.tuapetel@iti.ac.id

Anggota Peneliti (1)

a. Nama Lengkap : Igor Vinicius De Souza Lima

b. NIM : 1121705001

c. Institusi : Institut Teknologi Indonesia

Anggota Peneliti (2)

a. Nama Lengkap : -

b. NIDK : -

c. Institusi : -

Institusi Sumber Dana^{d)} : Mandiri


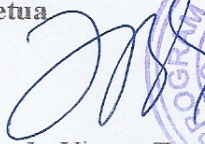
Biaya Penelitian : Rp.10.000.000.-

Kota Tangerang Selatan, 18 Februari 2023

Mengetahui,

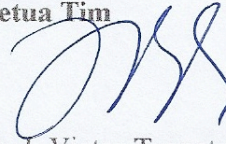
Program Studi Teknik Mesin

Ketua



(Ir. J. Victor Tuapetel, ST, MT, PhD, IPM,
ASEAN Eng.)
NIDN: 0322096803

Ketua Tim



(Ir. J. Victor Tuapetel, ST, MT, PhD, IPM,
ASEAN Eng.))
NIDN: 0322096803

Menyetujui,

Kepala

Pusat Riset dan Pengabdian Masyarakat
(PRPM) - ITI



(Prof. Dr. Ir. Jochaningsih, MT.)
NIDN : 0310076406



INSTITUT TEKNOLOGI INDONESIA

Jl. Raya Puspiptek, Tangerang Selatan - 15314
(021) 7562757

www.iti.ac.id [institutteknologiindonesia](https://www.instagram.com/institutteknologiindonesia) [@kampusITI](https://www.facebook.com/ITI) Institut Teknologi Indonesia

SURAT TUGAS

No. : 014/ST-PLT/PRPM-PP/ITI/X/2022

Pertimbangan : Bahwa dalam rangka melaksanakan kegiatan Penelitian Bagi dosen Program Studi Teknik Mesin Institut Teknologi Indonesia, perlu dikeluarkan surat tugas.

Dasar : 1. Pembebanan Tugas Dosen Program Studi Teknik Mesin;
2. Surat Permohonan Tanggal 21 November 2022;
3. Kepentingan Institut Teknologi Indonesia.

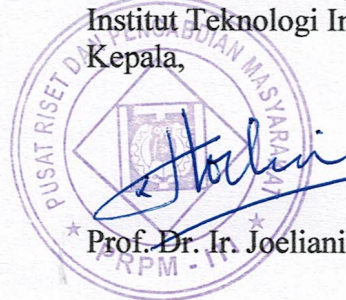
DITUGASKAN

Kepada : Dosen Program Studi Teknik Mesin – ITI (Terlampir)

Untuk : 1. Melaksanakan kegiatan Penelitian pada Semester Ganjil Tahun Akademik 2022/2023;
2. Melaporkan hasil tugas kepada Kepala PRPM - ITI;
3. Dilaksanakan dengan penuh rasa tanggung jawab.

Tangerang Selatan, 21 November 2022

Pusat Riset dan Pengabdian Masyarakat
Institut Teknologi Indonesia
Kepala,



Prof. Dr. Ir. Joelianingsih, M.T

Tembusan Yth.

1. Wakil Rektor Bid APK
2. Ka. Biro SDMO
3. Ka. Prodi Teknik Mesin
4. Arsip

DAFTAR PENELITIAN DOSEN PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN SEMESTER GANJIL THN AKADEMIK: 2022/2023

Revisi 15 Februari 2023

NO	TOPIK PENELITIAN	BIDANG	NAMA DOSEN	SUMBER DANA	JUMLAH DANA (Rp)	KETERLIBATAN PROD//INSTITUSI LAIN	KETERLIBATAN MAHASISWA
1	Model Deteksi Chatter pada Proses Pemessinan Shoulder (Side) Milling	Engineering and Technology	Ketua: Ir. Khairul Jauhari, S.T., M.T., IPP	Mandiri	10.000.000	BRIN/UNDIP	Aji Umar Said (NRP: 1121800021)
2	Studi Numerik Turbin Angin Sumbu Vertikal Tipe H-Darrieus NACA0012	Energi Baru dan Terbarukan	Ketua: Dr. Rudi Purwo Wijayanto, M.Sc Anggota: Imadudin	Mandiri	10.000.000	BRIN	Faiz Akbar (NRP: 1121800039)
3	Uji Nilai Kalor Hasil Pirolisis dengan Destilasi Bertingkat Menggunakan Bahan Sampah Plastik Jenis ABS dan PET	Energi Baru dan Terbarukan	Ketua: Rudi Purwo Wijayanto Anggota: Dr. Ismojo, S.T., M.T	Mandiri	10.000.000	BRIN	Francois (NRP: 1121800037)
4	Turbin Angin untuk Area Pemukiman	Energi Baru dan Terbarukan	Ketua: Rudi Purwo Wijayanto Anggota: 1. Dr. Ismojo, S.T., M.T 2. Ir. J. Victor Tuapetel, S.T., M.T., Ph.D., IPM., ASEAN.Eng	Mandiri	10.000.000	Tidak ada	Faiz Akbar (NRP: 1121800039)
5	Rekayasa Material Keramik Maju Berbasis BaTiO3 - Bi (Ti1-xMgx)O3 untuk Memperoleh Sifat Dielektrik Non Linier pada Isolator Divais Elektronik guna Mendukung Era Digitalisasi	Engineering and Technology	Prof. Dr. Ir. Dwita Suastyanti, MSi., IPM, ASEAN Eng	Hibah Kemdikbudristek (Penelitian Dasar Kompetitif Nasional)	171.700.000	Universitas Indonesia	Naufal Syafardan (NRP: 1121800023)
6	Analisis Statistik Impor Pipa Besi dan Baja Indonesia Pada Tahun Kedua Pandemi Covid-19 (Tahun 2021)	Engineering and Technology	Dra. Perak Samosir, M.Si	Mandiri	10.000.000	Tidak Ada	Nehemia Enkristo N (NRP: 1121800095)
7	Pengaruh Temperatur Pemasangan Terhadap sifat kekerasan dan Strukturmikro paduan Aluminium	Engineering and Technology	Ketua : Dr. Ismojo, S.T., M.T Anggota: Rudy Purwo Wijayanto	Mandiri	10.000.000	Tidak Ada	Asraf Dwiky (NRP: 1121600024)
8	Perancangan Alat Pelindung Diri Pekerja Kontruksi dari Kejutuhan	Engineering and Technology	Dipl.-Ing. Mohammad Kurniadi Rasyid, M.M	Mandiri	10.000.000	Tidak Ada	Andrian Rustandi (NRP: 1122000016)
9	Pengaruh Interlayer pada Struktur Mikro dan Sifat Mekanis Friction Stir Welding	Engineering and Technology	Pathya Rupajati, S.T., M.T	Mandiri	10.000.000	Tidak Ada	Rikki Eko Prasetyo (NRP: 1121800001)
10	Pemanfaatan Software Heat Transfer Research Inc. (HTR) dalam Perancangan Double Pipe Heat Exchanger	Engineering and Technology	Ronald Akbar, S.T., M.T	Mandiri	10.000.000	Tidak Ada	Haqi Ashari (NRP: 1121800007)
11	Prediksi Keausan Pahat Milling pada proses pemesinan	Engineering and Technology	Ir. Achmad Zaki Rahman, S.T., M.T., IPM	Mandiri	10.000.000	BRIN/UNDIP	Dimas Wahyu Iahni (NRP: 1122000011)
12	Faktor yang Mempengaruhi Sick Building Syndrome (SBS) pada Pekerja Kantoran Era New Normal	Keselamatan Kesehatan Kerja (Public Health And Safety)	Ir. Rulyenai Rasyid, MKK, IPM	Mandiri	10.000.000	Tidak ada	Francois Rubian (NRP: 1121800037)
13	Perancangan dan Analisis kekuatan Statis pada Fixed-Portable Hydraulic Scissors Car Lift Platform dengan Kapasitas 2 Ton	Engineering and Technology	Ir. J. Victor Tuapetel, S.T., M.T., Ph.D., IPM., ASEAN.Eng	Mandiri	10.000.000	Tidak ada	Igor Vinicius de Souza Lima (NRP: 1121705001)
14	Pengujian Beban Dinamis dengan Uji Fatigue Prototype Implan Gigi Titanium Produksi Industri Lokal	Material dan Manufaktur	Ketua: Dr. Ir. I Nyoman Jujur, M.Eng Anggota: Dr. Giri Wahyu Alam	BRIN	10.000.000	Pusat Material Maju- BRIN	1. Wilman Saeful (NRP: 1121800030) 2. Meutha Cahya Salsadilla (NRP: 1121900037)

KATA PENGANTAR

Terima kasih Tuhan atas semua penyertaanMu dalam menyelesaikan laporan penelitian “Perancangan dan Analisis Kekuatan Statis pada *Fixed-portable Hydraulic Scissor Car Lift Platform* dengan Kapasitas 2 Ton” ini. Laporan ini sebagai bagian pelaporan kegiatan Tri Dharma oleh dosen yang adalah bagian dari bukti kinerja dosen Semester Ganjil 2022/2023. Harapan kami semoga laporan ini bermanfaat dan hasil rancangan *Fixed-portable Hydraulic Scissor Car Lift Platform* ini bisa bermanfaat.

Oleh karena itu ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya disampaikan kepada:

1. Rektor Institut Teknologi Indonesia atas support terhadap semua kegiatan penelitian sebagai salah satu kegiatan Tri Dharma Perguruan Tinggi
2. Kepala Pusat Riset dan Pengabdian Masyarakat (PRPM) Institut Teknologi Indonesia
3. Prodi Teknik Mesin ITI yang selalu menyemangati dan memudahkan koordinasi setiap kegiatan.
4. Igor Vinicius de Souza Lima (NIM: 1121705001) mahasiswa Prodi Teknik Mesin Institut Teknologi Indonesia.

Akhir kata, saya berharap Tuhan Yang Maha Esa berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah membantu. Semoga Laporan Penelitian ini membawa manfaat bagi perkembangan ilmu.

Tangerang selatan, 18 Februari 2023

Jones Victor Tuapetel

ABSTRAK

Scissor lift tipe hidrolik yang dirancang pada penelitian ini dioperasikan secara *fixed* dan *portable* untuk kendaraan jenis MPV atau kendaraan dengan berat di bawah 2 ton. Platform yang dirancang kemudian dianalisis kekuatannya menggunakan aplikasi FUSION 360 dan FTOOL. Model *scissor lift* dipilih karena sifatnya yang portabel dan tidak memerlukan banyak ruang untuk digunakan di bengkel-bengkel serta dapat dilipat dan sesuai dengan kebutuhan perancangan *Fixed-portable hydraulic scissor car lift platform*. Ukuran 2 ton ditentukan berdasarkan tipe-tipe mobil yang umum digunakan di Indonesia. Platform yang dirancang kemudian dianalisis kekuatannya menggunakan aplikasi FUSION 360 dan FTOOL. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa tegangan yang terjadi pada *platform* atas, rangka tengah, dan *platform* bawah memenuhi syarat kekuatan yang diperlukan. Hasil analisis menggunakan *software* FUSION 360 menunjukkan bahwa kekuatan material yang digunakan pada perancangan ini telah memenuhi syarat kekuatan yang telah ditentukan pada desain dan dinyatakan aman untuk dioperasikan.

Kata Kunci: *Scissor car lift*, faktor keamanan, Solidworks, FTOOL

ABSTRACT

The hydraulic type scissor lift designed in this study is operated fixed and portable for MPV type vehicles or vehicles weighing under 2 tons. The designed platform is then analyzed for its structural strength using the FUSION 360 and FTOOL applications. The scissor lift model was chosen because it is portable and does not require much space to be used in workshops and can be folded and in accordance with the design needs of the fixed-portable hydraulic scissor car lift platform. The size of 2 tons is determined based on the types of cars commonly used in Indonesia. The designed platform is then analyzed for its structural strength using the FUSION 360 and FTOOL applications. The calculation results show that the stresses that occur on the upper platform, middle frame, and lower platform meet the required strength requirements. The results of the analysis using the FUSION 360 software show that the strength of the material used in this design has met the strength requirements specified in the design and is declared safe to operate.

Keywords: *Scissor car lift*, safety factor, Solidworks, FTOOL

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PENGESAHAN	iii
KATA PENGANTAR	iv
ABSTRAK	v
DAFTAR ISI	vi
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Tujuan Penelitian	2
1.3. State oh the Arts.....	2
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1. Lift Otomotif.....	5
2.2. Pengertian Proses Desain.....	10
2.3. Gaya-gaya yang bekerja pada <i>Hydraulic Scissor Car Lift</i>	15
2.4. Kekuatan Material.....	16
2.5. Pemilihan Material Untuk Rangka.....	19
2.6. Jenis profil untuk perancangan	20
2.7. Solidworks	21
2.8. Ftool	22
2.9. Analisis Struktur	23
2.10 Inovasi <i>Fixed-portable Hydraulic scissor car lift platform</i>	24
BAB 3 METODELOGI PERANCANGAN	25
3.1. Diagram Alir.....	25
3.2. Penjelasan Diagram Alir.....	27
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN	29
4.1. Pengumpulan Data.....	29
4.2. Perhitungan dan Analisa.....	33
BAB 5 KESIMPULAN	66
DAFTAR PUSTAKA	67

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Industri perbaikan kendaraan roda empat di Indonesia terus berkembang untuk memberikan layanan yang efektif kepada pelanggan terkait dengan pemeliharaan kendaraan mereka. Saat ini peralatan yang paling banyak digunakan oleh mekanik adalah alat pengangkat kendaraan. Alat pengangkat kendaraan adalah peralatan mekanis yang digerakkan oleh sebuah mesin dengan sistem kelistrikan melalui sistem gerakan transformasi hidrolik untuk mengangkat kendaraan dari tanah ke ketinggian yang sesuai. Ada beberapa jenis dan model alat pengangkat kendaraan yang dipilih sesuai fungsinya untuk melakukan perbaikan, mengganti oli pelumas, dan perawatan kendaraan di bengkel-bengkel mobil.

Rancangan suatu alat, pada dasarnya merupakan bagian perancangan (komponen) yang direncanakan dan dibuat untuk memenuhi kebutuhan mekanisme dari suatu peralatan. Dalam tahap-tahap perancangan tersebut, pertimbangan-pertimbangan yang perlu diperhatikan dalam memulai perancangan peralatan meliputi jenis-jenis pembebanan yang direncanakan, jenis-jenis tegangan yang ditimbulkan akibat pembebanan tersebut dan pemilihan kebutuhan material (bahan). Untuk mendapatkan bagian peralatan yang sesuai dengan kekuatannya, dilakukan pemilihan bahan dengan kekuatan yang sesuai dengan kondisi beban serta tegangan yang terjadi. Kekuatan yang direncanakan harus lebih kecil dari kekuatan bahan yang ditentukan dengan faktor keamanan sesuai dengan kebutuhan, agar hasil perancangan aman dan dapat bekerja dengan baik.

Banyaknya jumlah kendaraan (mobil) yang ada pada saat ini menyebabkan meningkatnya permintaan akan pelayanan dan perawatan kendaraan tersebut terutama pada bagian bawah ini tentunya menuntut pula tersedianya peralatan yang mendukung pekerjaan tersebut, sehingga menghasilkan efektifitas dan efisiensi dalam perawatan kendaraan. Model *scissor lift* dipilih karena sifatnya yang portabel dan tidak memerlukan

banyak ruang untuk digunakan di bengkel-bengkel. Selain itu, desainnya juga dapat dilipat dan sesuai dengan kebutuhan perancangan *Fixed-portable hydraulic scissor car lift platform*. Berdasarkan masalah di atas untuk meningkatkan efektivitas dan efisiensi dalam perawatan kendaraan khususnya pada bagian bawah kendaraan maka akan dilakukan perancangan sebuah alat angkat yang menggunakan sistem hidrolik tipe *scissor lifting* yang dapat digunakan secara *fixed-portable* untuk kendaraan jenis MPV atau kendaraan dengan berat di bawah 2 ton. Ukuran 2 ton ditentukan berdasarkan pengamatan penyusun dari tipe-tipe mobil yang umum digunakan di Indonesia.

1.2 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian “Perancangan dan Analisis Kekuatan Statis pada *Fixed-portable Hydraulic Scissor Car Lift Platform* dengan Kapasitas 2 Ton” ini adalah:

- a. Merancang *fixed-portable hydraulic scissor car lift platform* dengan kapasitas beban 2 ton.
- b. Melakukan penghitungan distribusi pembebanan menggunakan FTOOL.
- c. Melakukan analisis peralatan menggunakan Metode FEA pada FUSION 360.

1.3 State of The Art

Design and Construction of Scissor Lift karya Sandeep G. Thorat, Abhijeet R. Chiddarwar dan Suva Prasana Prusty pada tahun 2017 menjelaskan bahwa *scissor lift* adalah alat pengangkat yang paling ekonomis, andal, dan serbaguna karena hanya memerlukan beberapa bagian yang bergerak dan mungkin hanya memerlukan pelumasan saja. Baja ringan dipilih untuk konstruksi karena memiliki lebih besar daya tahan, kekuatan, mudah ditemukan, dan murah. *Scissor lift* dapat mengangkat beban sampai 3000-4000 kg hingga ketinggian 7 kaki. Pemilihan baja ringan dijadikan

salah satu perbandingan oleh penyusun demi memilih baja yang tepat bagi perancangan *fixed-portable hydraulic scissor car lift platform*.

Design, Manufacturing, & Analysis of Hydraulic Scissor Lift karya Gaffar G. Momin, Rohan Hatti, Karan Dalvi, Faisal Bargi, dan Rohit Devare membahas lebih dalam tentang *Hydraulic Scissor Lift*. Bukan hanya sebuah perancangan, melainkan juga manufaktur dan analisisnya. Secara konvensional *Scissor Lift* digunakan untuk mengangkat kendaraan untuk mengganti ban, untuk mendapatkan akses untuk masuk ke bagian bawah kendaraan, untuk mengangkat badan kendaraan sampai kepada ketinggian yang cukup, dan banyak aplikasi lainnya. Hasil desain dan analisis menunjukkan bahwa *Scissor lift* dapat dirancang untuk mengangkat beban yang tinggi jika menggunakan silinder hidrolik berkapasitas tinggi. Hasil analisis yang dilakukan dalam penelitian ini menjadi referensi analisis penyusun dalam untuk perhitungan struktur atau rangka.

Analisa Kekuatan dan Rangka Dudukan Cylinder Hidraulic Scissor Lift karya Doni Bagus Firmansyah dan Hadi Pranoto menjelaskan bahwa mekanisme *scissor lift* dinilai lebih kuat dan aman dibandingkan mekanisme puli dan seling dari sisi pembebanan, namun dapat terjadi defleksi pada beam jika terdapat kegagalan struktur rangka dudukan cylinder. Hasil desain dan analisis menunjukkan bahwa pada penggunaan material H-Beam dengan dimensi 200 x 200 mm dan berat beban yang diangkat sebesar 6 Ton, serta dengan nilai tegangan luluh sebesar 250 N/mm² pada rangka dudukan cylinder hidrolik. Maka secara perhitungan menggunakan teori menghasilkan tegangan bending maksimum sebesar 147,4 N/mm² dan faktor keamanan minimum sebesar 1,7 yang terjadi pada dudukan cylinder bawah. Untuk dudukan cylinder, secara simulasi software menghasilkan tegangan bending maksimum sebesar 151,8 N/mm² dan nilai faktor keamanan sebesar 1,65. Sehingga dapat disimpulkan bahwa nilai tegangan dari dua macam perhitungan yang terjadi masih di bawah tegangan yang diizinkan, struktur rangka dudukan cylinder dapat dinyatakan telah memenuhi faktor keselamatan dikarenakan nilai FoS > 1. Penyusun

menjadikan analisis pada artikel ini sebagai perbandingan untuk analisis faktor keamanan pada perancangan Tugas Akhir.

Design and Analysis of Scissor Lifting System by Using Finite Elements Method karya Cengiz Görkem Dengiz, Mahmut Can Şenel, Kemal Yıldızlı, dan Erdem Koç menjelaskan bahwa system *scissor lift* ini sangat sering digunakan untuk pengangkatan di bidang-bidang industri. Model dan perakitannya dikembangkan dengan program Solidworks. Analisis struktur sistem ini diuji dengan program yang sama, contohnya untuk mendapatkan nilai tegangan, defleksi, dan faktor keamanan elemn sistem. Hasil desain/analisis menunjukkan bahwa Untuk membawa beban dalam sistem dengan aman, gunting dan pin diproduksi dari material St37 dan St52. Sistem sirkuit hidrolik telah dibuat dengan program Fluid-Sim. Dalam hal kehilangan tekanan (kegagalan daya, kegagalan mesin, dll), akumulator hidrolik dalam sistem memastikan pengoperasian sistem dengan aman. Deformasi maksimum terjadi pada titik sambungan geser atas dan nilai ini ditentukan sebagai 0,6941mm. Sistem *scissor lifting* memiliki *double acting hydraulic sylinder* dengan stroke 400mm dan 70mm diameter silinder untuk membuka dan menutup sistem dengan aman. Penyusun menjadikan penelitian ini sebagai referensi desain dan analisis yang menggunakan program Solidworks.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Lift Otomotif

2.1.1 *Car Lift* (Pengangkat Mobil)

Saat mobil mengalami kerusakan maka pasti memerlukan perbaikan. Jenis perbaikan yang dilakukan pun bermacam-macam tergantung dari kerusakan yang terjadi. Untuk memperbaiki mobil yang rusak, biasanya mekanik akan mengambil cara yang paling cepat dan tepat untuk segera menyelesaikan masalah yang terjadi pada mobil. Ada perbaikan mobil yang memang tidak membutuhkan pengangkatan bodi mobil, namun demikian beberapa kerusakan yang terdapat pada bagian bawah mobil mengharuskan mobil diangkat agar dapat diperbaiki dalam waktu singkat serta memudahkan proses perbaikannya.

a. Fungsi *Car Lift*

Seperti yang dikemukakan oleh Ribut (2013:123) bahwa *Car lift* adalah alat pengangkat kendaraan secara keseluruhan. Jika dibandingkan dengan dongkrak, *car lift* mengangkat kendaraan secara keseluruhan, sedangkan dongkrak hanya mengangkat bagian tertentu saja. Mengangkat mobil dengan *car lift* akan memberikan keleluasaan kepada mekanik di bengkel untuk bergerak secara maksimal di bawah kendaraan saat memperbaiki kerusakan. Hal ini dikarenakan hampir seluruh komponen yang ada di bawah kendaraan dapat dilepas dan digerakkan dengan mudah. Selain itu, mekanik dapat berdiri dan berjalan di bawah kendaraan sehingga proses perbaikan menjadi lebih mudah dilakukan serta menghemat waktu perbaikan. *Car lift* yang tersedia saat ini hanya untuk kendaraan-kendaraan penumpang (Sedan, SUV, MPV dan sejenisnya) dengan berat maksimum 2000 Kg (2 ton).

b. Jenis Penggerak *Car Lift*

Jika ditinjau dari media penggeraknya, *car lift* dibedakan menjadi beberapa macam, yaitu;

- Penggerak Mekanik (Poros berulir)
- Penggerak Hidrolik (Cairan minyak)

- Penggerak *Pneumatic* (Udara)

2.1.2 Jenis-jenis *Car Lift*

Seperti yang dikemukakan oleh Ribut (2013:123) bahwa ditinjau dari bentuknya, *car lift* terdiri dari beberapa jenis, yaitu:

a. Tipe *Single Post Car Lift*



Gambar 2.1 Single Post Car Lift

Single post car lift yang ditunjukkan pada Gambar 2.1 adalah pengangkat kendaraan yang hanya menggunakan satu tiang (kaki). Pada *car lift* tipe *single post* terdapat empat lengan penyangga yang terletak di ujung *car lift* dan dapat diatur sedemikian rupa seperti panjang-pendek serta arah lengannya. Hal ini bertujuan untuk menyesuaikan bidang tumpuan pada mobil sehingga mobil dapat terangkat dengan aman. Jenis *car lift* ini banyak digunakan pada perusahaan pencucian kendaraan (*doorsmeer*). Hal tersebut dikarenakan fungsinya yang hanya mengangkat kendaraan agar bagian bawah dapat dijangkau untuk dibersihkan.

Namun, jenis *car lift single post* sangat tidak direkomendasikan untuk perbaikan mesin ataupun *chasis*. Mengapa demikian? Hal ini dikarenakan jenis tersebut hanya memiliki satu jumlah penyangga, faktor ketahanan terhadap goncangan sangat kecil sehingga dapat membayakan para mekanik yang bekerja di bawahnya. Jika terpaksa harus bekerja di bawah *car lift* jenis ini, maka diperlukan kehati-hatian yang lebih agar kendaraan tidak bergoncang terlalu besar.

b. Tipe Two Post Car Lift



Gambar 2.2 Two Post Car Lift

Two post car lift yang ditunjukkan pada Gambar 2.2 adalah alat pengangkat kendaraan yang memiliki dua tiang (kaki). *Car lift* jenis *two post* juga memiliki landasan penyangga kendaraan yang dapat diatur untuk menyesuaikan dengan bodi atau rangka kendaraan. *Car lift* tipe *two post* ini cocok untuk perbaikan mesin maupun chasis seperti servis rem, suspensi, penggantian *ball joint*, servis berkala, dan lain-lain. Pengoperasian *car lift* jenis ini hampir sama dengan jenis *single post* seperti penyangga yang dapat diatur panjang pendeknya untuk mempermudah saat menjangkau tumpuan pada bagian chasis mobil.

Namun demikian, perlu perhatian khusus ketika akan memposisikan mobil agar seimbang. Pada saat penempatan mobil usahakan mobil di pada posisi tengah dan panjang semua penyangga panjangnya sama.

c. Tipe Four Post Car Lift



Gambar 2.3 Four Post Car Lift

Four post car lift yang ditunjukkan pada Gambar 2.3 adalah alat pengangkat kendaraan yang memiliki empat tiang (kaki). Jika dibandingkan dengan tipe *car lift* yang lain, tipe *four post* memiliki tingkat keamanan yang paling baik karena mobil benar-benar berada di tumpuan yang terhubung antara dua tiang. Bertumpunya keempat roda mobil pada setiap tumpuan *car lift* menjadikan mobil menapak dengan baik, sehingga jenis ini dinilai lebih tahan terhadap guncangan yang besar. Oleh karenanya, jenis ini banyak digunakan untuk perbaikan keselarasan roda (*spooring*) dimana saat proses perbaikan sering menyebabkan terjadinya guncangan pada mobil saat disetel.

Akan tetapi *car lift* tipe *four post* ini dinilai kurang cocok untuk perbaikan chasis seperti rem, suspensi, *ball joint* dan lain-lain. Karena pada jenis perbaikan tersebut, posisi roda mobil haruslah tergantung. Sedangkan pada jenis *car lift* ini, roda mobil malah menjadi tumpuan.

d. Tipe Scissor Car Lift



Gambar 2.4 Scissor Car Lift

Scissor car lift yang ditunjukkan pada Gambar 2.4 adalah alat pengangkat mobil yang cara bekerjanya mirip mekanisme gunting. Kelebihan *car lift* jenis ini adalah bentuknya yang *portable* ketika tidak dioperasikan. Dalam kondisi *off* penuh, *scissor car lift* akan masuk ke dalam lubang pada lantai sehingga kondisi lantai menjadi lebih rata dan tidak mengganggu lalu lintas di atasnya.

2.1.3 Jenis-jenis Scissor Car Lift

a. Heavy Duty Underground Scissor Car Lift Car Parking System

Di dalam scissorslifttable.com yang diakses pada 20 Mei 2021, pukul 09.45 *Scissor car lift* yang ditunjukkan pada Gambar 2.5 ini dirancang untuk mengangkat kendaraan antara tingkat lantai bangunan yang berbeda, misalnya ruang pameran 4S, parkir mobil rumah, atau parkir mobil bawah tanah.



Gambar 2.5 Heavy Duty Underground Scissor Car Lift Car Parking System

b. Scissor Lift Spray Booth

Di dalam gzguangli.com yang diakses pada 20 Mei 2021 pukul 10.05, *Scissor Lift Spray Booth* yang ditunjukkan pada Gambar 2.6 adalah jenis *scissor car lift* yang dirancang untuk menghemat ruang internal dan banyak digunakan pada kabin untuk pengecatan mobil dan *body repair*.



Gambar 2.6 Scissor Lift Spray Booth

c. Portable Scissor Lift

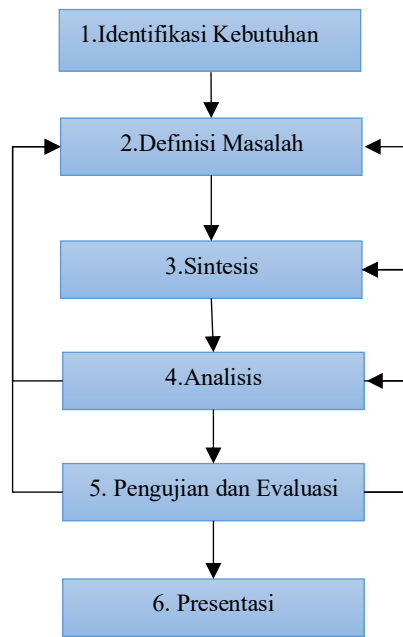
Di dalam innovator-tech.com yang diakses pada 20 Mei 2021 pukul 11.15, Portable Scissor Lift yang ditunjukkan pada Gambar 2.7 dirancang untuk memudahkan pengguna agar dapat dibawa kemana-mana saat diperlukan.



Gambar 2.7 Portable Scissor Lift

2.2 Pengertian Proses Desain

Sebagaimana dikemukakan oleh Ancel (2015:5) bahwa proses desain pada dasarnya adalah latihan kreativitas. Proses desain secara lengkap diuraikan oleh diagram alir desain dengan *loop* umpan balik menunjukkan beberapa aspek diagram yang ditunjukkan pada Gambar 2.8. Di bagian ini, penulis membahas fase desain yang umum untuk semua disiplin ilmu di bidang desain teknik. Kebanyakan desain teknik melibatkan pertimbangan keselamatan, ekologi, dan kemasyarakatan. Merupakan tantangan bagi insinyur untuk mengenali semua ini dengan proporsi yang benar. Tindakan mendasar yang dibutuhkan pada proses desain adalah menjadikan sebuah kebutuhan sebagai suatu masalah desain yang harus dipecahkan, memahami masalah, menghasilkan dan mengevaluasi solusi yang mungkin, dan kemudian memutuskan solusi terbaik.



Gambar 2.8 Diagram alir proses desain

2.2.1 Tahapan Desain

Proses desain tidak bergantung pada produk melainkan didasarkan pada konsep produk lingkaran kehidupan. Isi dari setiap masalah desain teknik adalah unik, tetapi metodologi untuk memecahkan masalah ini bersifat universal dan dapat dijelaskan dengan cara tertentu. Untuk memahami sepenuhnya tentang diagram alir proses desain, berikut ini kami jelaskan karakteristik masing-masing fase pada Gambar 2.8. Prosesnya tidak baku karena dapat dimodifikasi agar sesuai dengan masalah tiap individu, namun tahap-tahap pada metodologi desain memiliki deskripsi proses yang serupa.

a. Identifikasi Kebutuhan

Proses desain dimulai dengan pengenalan akan kebutuhan nyata atau yang dibayangkan untuk kemudian dilakukan sesuatu tentang hal tersebut. Misalnya, peralatan-peralatan yang telah ada mungkin memerlukan peningkatan daya tahan, efisiensi, berat, kecepatan, atau biaya. Oleh karena itu, peralatan baru mungkin diperlukan untuk melakukan otomatisasi fungsi, seperti komputasi, perakitan, atau servis. Aspek identifikasi desain dapat berasal dari berbagai sumber. Laporan pelanggan tentang fungsi produk dan kualitas mungkin dapat menyebabkan pendesainan ulang. Persaingan bisnis

dan industri terus menerus menyebabkan kebutuhan akan peralatan, proses, dan desain mesin yang baru atau lebih baik. Banyaknya sumber kebutuhan menyebabkan masalah desain kontemporer (Ansel, 2015).

b. Definisi Masalah

Pada fase ini terdapat mekanisme dan pengaturan yang akan menentukan fungsi yang dibutuhkan. Untuk itu, diperlukan pengetahuan yang luas tentang bagian-bagian dari sebuah alat, karena alat baru biasanya memiliki bagian-bagian baru. Adakalanya terdapat perubahan ukuran dan material. Spesifikasi adalah bentuk besaran masukan dan keluaran. Sejumlah keputusan harus dibuat untuk menetapkan set spesifikasi, yaitu kumpulan gambar, teks, *bill of material*, dan petunjuk rinci. Semua spesifikasi harus dijabarkan dengan cermat. Seringkali, tahap ini juga berlabel persyaratan desain dan kinerja. Spesifikasi juga mencakup definisi bagian yang akan diproduksi, biaya, dan kisaran servis yang diharapkan, dan keandalannya. Standar adalah sekumpulan spesifikasi untuk bagian, bahan, atau proses yang ingin dicapai dengan keseragaman, efisiensi, dan kualitas yang ditentukan. Kode adalah sekumpulan spesifikasi untuk analisis, desain, pembuatan, dan konstruksi sesuatu. Tujuan dari kode adalah untuk mencapai tingkat keamanan, efisiensi, dan kinerja atau kualitas tertentu. Semua itu telah memiliki spesifikasi untuk standar dan kode keselamatan. Setelah spesifikasi disiapkan, informasi desain yang relevan dikumpulkan untuk membuat studi kelayakan (Ansel, 2015).

c. Sintesis

Sintesis (penggabungan) solusi mungkin merupakan tahap yang paling menantang dan bagian desain yang menarik. Tahap ini sering disebut sebagai fase ideasi dan penemuan. Filosofi, fungsionalitas, dan keunikan produk ditentukan selama tahap sintesis. Dalam langkah ini, perancang menggabungkan bagian-bagian yang terpisah untuk membentuk keseluruhan yang kompleks dari berbagai ide dan konsep yang baru dan lama untuk menghasilkan ide atau konsep baru secara keseluruhan (Ansel, 2015).

d. Analisis

Sintesis dan analisis merupakan tahapan utama yang membentuk proses desain. Analisis menghasilkan kinerja memuaskan yang obyektif serta daya tahan dengan bobot minimum dan biaya yang kompetitif. Sintesis tidak dapat terjadi tanpa analisis atau resolusi dan optimasi, karena produk yang sedang dirancang harus dianalisis untuk menentukan apakah kinerjanya sesuai dengan spesifikasi. Jika desain gagal, prosedur sintesis harus dimulai lagi. Setelah mensintesis beberapa komponen sistem, perancang menganalisis apa pengaruhnya terhadap bagian sistem yang tersisa. Kemudian dilanjutkan dengan penggambaran tata letak, pemberian detail, dan pembuatan perhitungan pendukung yang pada akhirnya akan menghasilkan desain prototipe. Perancang harus menentukan dimensi, memilih komponen dan bahan, serta mempertimbangkan manufaktur, biaya, keandalan, kemudahan servis, dan keamanan (Ansel, 2015).

e. Pengujian dan Evaluasi

Pada titik ini, desain kerja pertama kali dibuat sebagai prototipe. Evaluasi produk adalah bukti akhir dari desain yang sukses dan biasanya melibatkan pengujian prototipe laboratorium atau di komputer yang menyediakan *database* analisis. Seringkali pengujian prototipe di komputer digunakan karena lebih murah dan lebih cepat dibuat. Dengan evaluasi, perancang menemukan apakah desain benar-benar memenuhi kebutuhan dan fitur lain yang diinginkan. Setelah banyak iterasi (yaitu, pengulangan atau kembali ke keadaan sebelumnya), proses diakhiri dengan langkah penting yaitu mengkomunikasikan desain kepada orang lain (Ansel, 2015).

f. Presentasi

Perancang harus mampu memahami kebutuhan dan mendeskripsikan desain secara grafis, verbal, dan tertulis. Ini adalah tahap presentasi rencana pemenuhan kebutuhan. Presentasi yang sukses sangat penting sebagai langkah terakhir dalam proses desain. Gambar digunakan untuk menghasilkan cetak biru guna dilanjutkan ke proses manufaktur. Sejumlah referensi tersedia pada

proses desain bagi perancang yang mencari diskusi yang lebih menyeluruh. Perlu dicatat bahwa masing-masing bagian harus dirancang agar mudah dibuat, dirakit, dan dibangun. Tujuan dari proses pembuatan adalah untuk membuat rancangan komponen atau sistem. Kemudahan produksi memainkan peran penting dalam keberhasilan produk komersil. Bagian-bagian tertentu harus dirancang agar mudah dibuat, dirakit, dan dibangun. Perencanaan proses desain dilakukan sedemikian rupa untuk menentukan urutan yang paling efektif untuk menghasilkan komponen. Suku cadang yang diproduksi diperiksa dan harus melewati persyaratan kendali atau jaminan kualitas tertentu. Komponen yang lolos dari inspeksi kemudian dirakit, dikemas, diberi label, dan dikirim ke pelanggan. Ciri-ciri suatu produk yang menarik konsumen dan bagaimana produk itu disajikan di pasar adalah fungsi penting dalam keberhasilan suatu produk. Pemasaran adalah hal yang krusial yaitu tahap terakhir dari proses pembuatan. Umpan balik dari pasar sangat penting dalam meningkatkan kualitas produk. Putaran umpan balik ini biasanya digabungkan ke dalam tahap pertama proses desain. Banyak disiplin ilmu yang dilibatkan dalam pengembangan produk. Oleh karena itu, insinyur desain perlu akrab dengan disiplin ilmu lain, setidaknya dari sudut pandang komunikasi sehingga dapat mengintegrasikannya ke dalam proses desain (Ansel, 2015).

2.2.2 Pengertian *Computer Aided Design* (CAD)

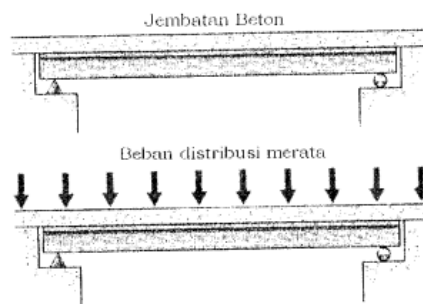
Computer Aided Design (CAD) adalah sebuah perangkat lunak yang membantu para insinyur teknik dalam memvisualisasikan hasil desain yang telah dirancang menjadi bentuk geometri 2D ataupun 3D. Secara ekstensif *Computer Aided Design* digunakan untuk merancang dan mengembangkan berbagai alat dan perlengkapan yang digunakan dalam komponen-komponen manufaktur (Ningsih, 2005).

CAD juga digunakan oleh arsitek untuk menggambar dan merancang tipe-tipe bangunan dari tipe rumah kecil hingga ke tipe bangunan komersil dan industri seperti rumah sakit dan pabrik. CAD digunakan melalui proses teknik dalam perancangan konseptual dan layout.

2.3 Gaya-gaya yang bekerja pada *Hydraulic scissor car lift*

a) Gaya distribusi

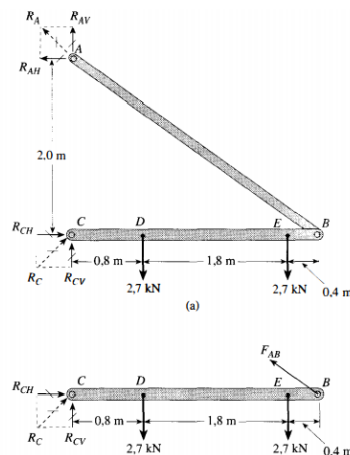
Gaya dapat juga diklasifikasi berdasarkan aksi gaya terhadap bidang luasan atau volume. Jika sebuah gaya yang bekerja menghasilkan garis tegangan yang menyebar dari beban dan terdistribusi di seluruh benda maka disebut gaya distribusi (*distributed force*) seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.21. Dalam hal ini terjadi pada *hydraulic scissor car lift platform* saat mengangkat mobil (Muhib, 2008:4).



Gambar 2.9 Gaya distribusi

b) Gaya-gaya tidak sejajar

Gaya-gaya tidak sejajar adalah gaya yang terjadi pada batang yang mengalami gaya-gaya yang berbeda seperti gaya geser, gaya tekan, dan gaya tarik, ditunjukkan pada Gambar 2.10. Dalam hal ini terjadi pada batang kerangka tengah *hydraulic scissor car lift platform* saat mengangkat mobil.


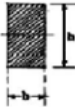


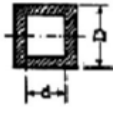


Gambar 2.10 Gaya pada batang

2.4 Kekuatan material

Kekuatan material dapat didefinisikan sebagai kesanggupan suatu material terhadap gaya. Kekuatan material (σ atau τ) dipengaruhi oleh besarnya momen tahanan (W), tegangan ijin material (σ ijin atau τ ijin), dan panjang material (l). Modulus irisan elastis setiap material berbeda-beda, tergantung dari dimensi dan geometri penampang melintangnya. Tabel 2.1. menunjukkan beberapa rumus perhitungan momen inersia (I) dan momen tahanan (W) untuk beberapa geometri melintang material.

Tabel 2. 1 Rumus perhitungan kekuatan material
(Timoshenko, 1991)

Profil	$I \text{ (mm}^4\text{)}$	$W \text{ (mm}^3\text{)}$
	$\frac{\pi D^4}{64}$	$\frac{\pi D^3}{32}$
	$\frac{bh^3}{12}$	$\frac{bh^2}{6}$
	$\frac{h^4}{12}$	$\frac{h^3}{6}$
	$\frac{\pi (D^4 - d^4)}{64}$	$\frac{\pi (D^4 - d^4)}{32D}$
	$\frac{D^4 - d^4}{12}$	$\frac{D^4 - d^4}{6h}$

2.4.1 Tegangan

Tegangan adalah gaya-gaya dalam yang bekerja pada setiap satuan luas penampang. Ada 2 macam tegangan yaitu :

1. Tegangan aksial/normal, yaitu tegangan yang gaya-nya bekerja searah dengan luas penampang benda.

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

2. Tegangan Tangensial, yaitu yaitu tegangan yang gayanya bekerja tegak lurus dengan luas penampang benda.

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

Keterangan :

σ atau τ = Tegangan (N/mm²)

F = Gaya (N)

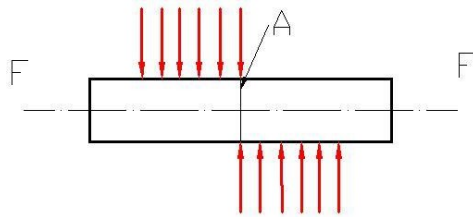
A = Luas penampang (mm²)

A. Macam – macam tegangan dasar :

a. Tegangan tarik

Tegangan tarik ditunjukkan pada Gambar 2.11 di bawah ini:

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

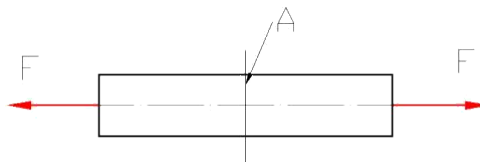


Gambar 2. 11 Tegangan tarik

b. Tegangan tekan

Tegangan tekan ditunjukkan pada Gambar 2.12 di bawah ini:

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

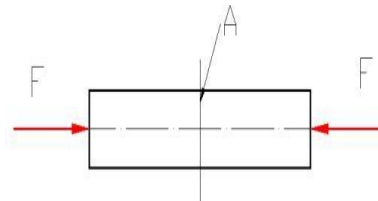


Gambar 2. 12 Tegangan tekan

c. Tegangan Geser

Tegangan geser ditunjukkan pada Gambar 2.13 di bawah ini:

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

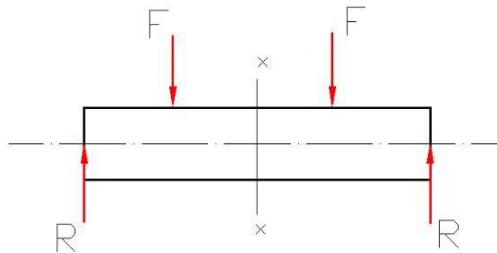


Gambar 2.13 Tegangan geser

d. Tegangan lengkung

Tegangan lengkung ditunjukkan pada Gambar 2.14 berikut ini di bawah ini:

$$S = \frac{M}{W}$$

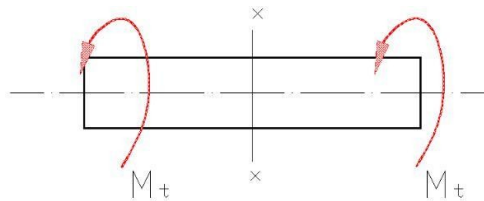


Gambar 2.14 Tegangan lengkung

e. Tegangan puntir

Tegangan puntir ditunjukkan pada Gambar 2.15 berikut ini di bawah ini:

$$\tau = \frac{Mt}{w}$$



Gambar 2.15 Tegangan puntir

B. Tegangan yang diijinkan (σ atau τ)

Tegangan yang diijinkan adalah tegangan maksimum yang boleh terjadi pada suatu bahan agar bahan tersebut tidak mengalami kepatahan atau deformasi plastis. Hal ini dapat dimengerti karena di dalam perencanaan-perencanaan kita harus dapat menentukan ukuran-ukuran atau beban sedemikian rupa, sehingga konstruksi yang direncanakan tidak mengalami kegagalan. Besarnya tegangan yang diijinkan dari suatu bahan biasanya ditentukan berdasarkan percobaan dan pengalaman, dan hal-hal ini sangat tergantung dari :

- Jenis bahan yang digunakan.

- Jenis pembebanan.
 1. Pembebanan statis: Dalam hal ini pembebanan tetap terhadap waktu
 2. Pembebanan berulang: Dalam hal ini pembebanan bervariasi dari 0- max; min- 0 dst.
 3. Pembebanan berganti: Dalam hal ini pembebanan berganti-ganti, misalnya tarik-tekan- tarik, dst.
 4. Pembebanan kejut

Untuk menentukan tegangan yang diizinkan dapat pula kita memperhitungkan terhadap tegangan maksimum dengan suatu faktor yang dinamakan dengan faktor keamanan.

$$s = s_{\text{ijin}} = S_f (2.1)$$

Keterangan:

s_{ijin} = Tegangan ijin
 s = Tegangan luluh
 S_f = Angka keamanan

2.4.2 Poros Penyangga

Poros penyangga adalah salah satu jenis elemen konstruksi yang berfungsi menyangga elemen konstruksi lain yang berputar. Pembebanan pada poros penyangga terutama berupa tekuk/lentur dan geser dan jarang sekali berupa pembebanan tarik atau tekan.

Akibat beban lentur :

$$s = \frac{M}{W}$$

Keterangan :

σ = Tegangan lentur maksimum (N/mm²)
 M = Momen lentur (Nmm)
 W = Momen tahanan (mm³)

Untuk poros pejal

$$W = \frac{\pi}{32} d^3 \gg 0,1d^3$$

2.5 Pemilihan Material Untuk Rangka

Untuk membangun sebuah rangka dibutuhkan syarat khusus dalam proses perencanaannya. Rangka harus kuat dan stabil apabila menerima beban yang telah

ditentukan sebelumnya. Ada beberapa standar material yang tersedia di pasaran yang biasa digunakan untuk membuat rangka mesin.

Dengan diketahuinya momen lentur pada rangka, pemilihan profil yang akan digunakan dapat ditentukan melalui hubungan tegangan lentur, momen tahanan serta tegangan ijin dengan persamaan berikut:

$$\sigma_b = \frac{M_{max}}{w}$$

$$W = \frac{M_{max}}{\sigma_b}$$

Dimana :

- σ_b = Tegangan lentur (N/mm²)
- M_{max} = Momen lentur maksimum (N-mm)
- W = Momen tahanan pada profil (mm³)

Seperti yang kita tahu, bahwa tegangan lentur yang terjadi tidak boleh lebih besar dari tegangan ijin pada material. Oleh karena itu, dengan memasukkan analogi tersebut didapatkan persamaan berikut :

$$\sigma_i > \sigma_b$$

$$\sigma_i = \frac{\sigma_y}{Sf}$$

- Dimana:
- * σ_i = Tegangan ijin material (N/mm²)
 - σ_y = Tegangan luluh material (N/mm²)
 - Sf = Faktor keamanan

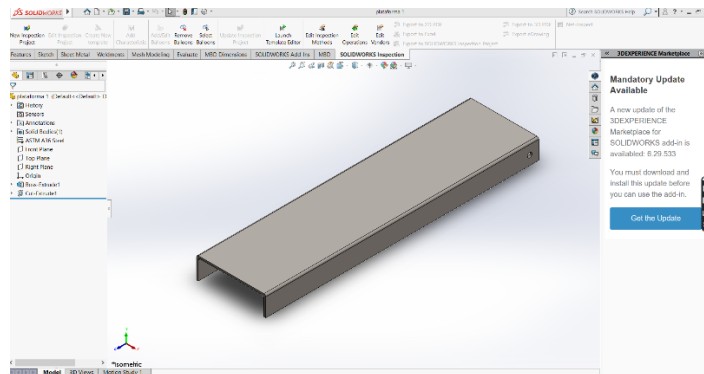
2.6 Jenis profil untuk perancangan

a. Profil U

Baja Profil U (UNP) merupakan salah satu jenis profil baja yang digunakan dalam konstruksi. Baja profil U biasanya digunakan dalam anak

balok, struktur tangga, sebagai balok penutup dudukan atap serta bisa juga digunakan untuk bracing dalam konstruksi jembatan baja atau bangunan baja berat.

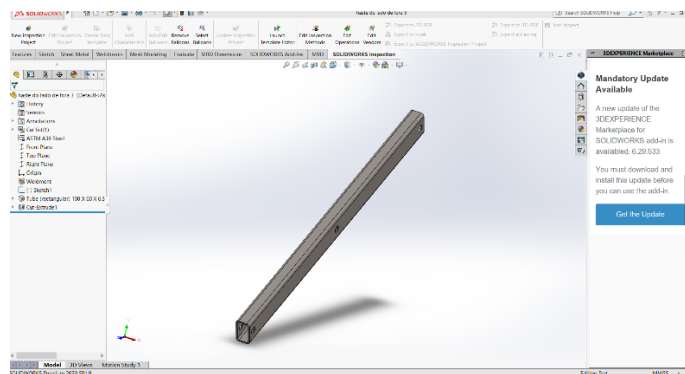
Profil ini akan digunakan untuk membuat platform *Hydraulic scissor car lift platform* yang terdiri dari dua bagian.



Gambar 2.16 Profil U

b. Profil Persegi

Profil baja ini memiliki fungsi sebagai komponen-komponen rangka arsitektural (*ceiling*, partisi gipsium dan lain sebagainya), rangka, dan *support* ornamen non struktural. Baja ini juga memiliki istilah lainnya seperti Besi Hollow, Profil persegi, dan Profil Hollow. Profil Persegi akan digunakan pada konstruksi kerangka tengah. Profil persegi yang didesain oleh penulis ditunjukkan pada Gambar 2.17.

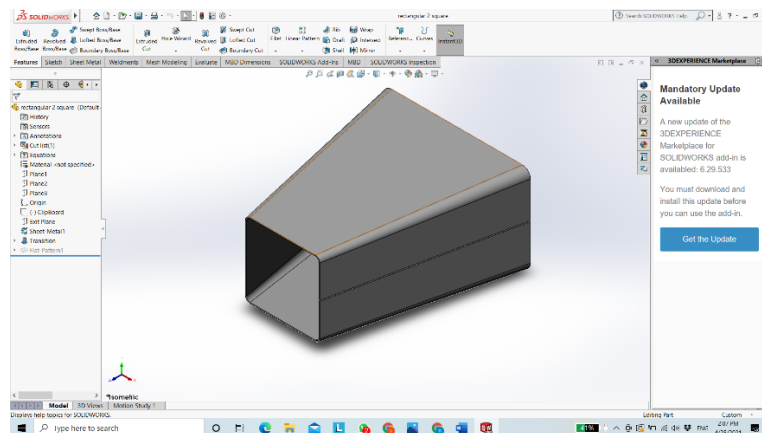


Gambar 2.17 Profil Persegi

2.7 Solidworks

Solidworks adalah sebuah software yang digunakan untuk membantu engineer untuk mendesain, assambling, drawing, dan menganalisa kekuatan komponen yang

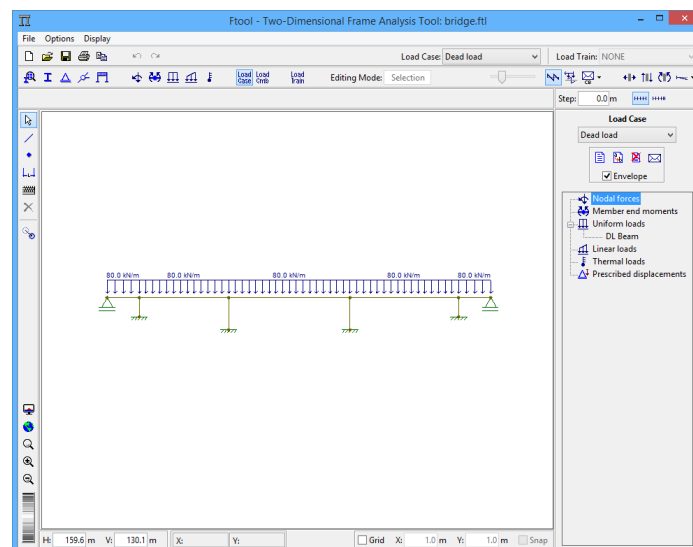
telah dibuat oleh engineer. Gambar 2.18 adalah contoh desain solidworks yang dibuat oleh penulis.



Gambar 2.18 Contoh desain menggunakan solidworks

2.8 Ftool

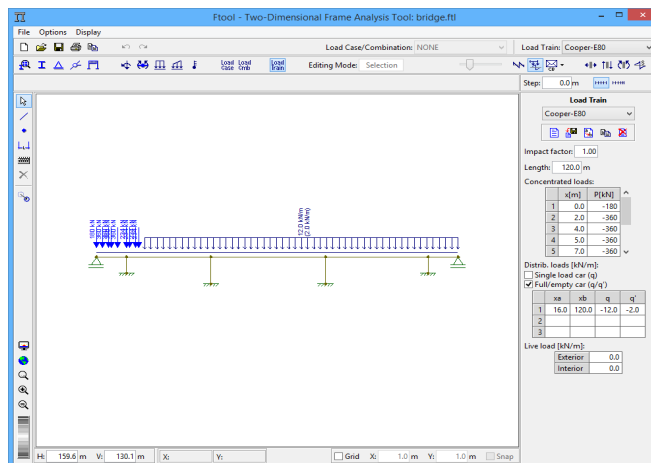
Ftool adalah program untuk analisis struktur rangka bidang. Tujuan utamanya adalah membuat prototipe struktur yang sederhana dan efisien. Gambar 2.19 adalah contoh analisis menggunakan aplikasi Ftool.



Gambar 2.19 Contoh analisis menggunakan aplikasi Ftool
(sumber: <https://www.ftool.com.br/Ftool/>)

2.9 Analisis Struktur

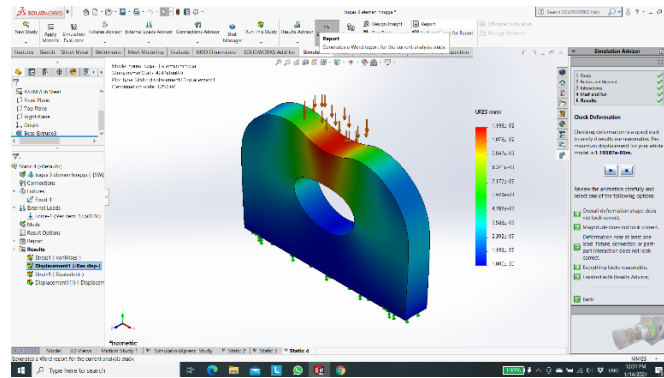
Analisis struktur meliputi penentuan bagaimana beban luar dari titik kerjanya dipindahkan melalui beberapa bagian struktur ke tumpuan luarnya. Kenyataan ini disebut aliran beban (flow of load). Struktur yang umum adalah truss dan frame. Truss adalah kerangka struktural yang terdiri dari batang lurus, semua terletak pada bidang yang sama dan saling dihubungkan membentuk segitiga atau rangkaian segitiga. Frame adalah kerangka struktural yang disusun oleh batang yang bekerja gaya tidak sejajar dengan sumbu batang sehingga bekerja bending. Frame analisis ditunjukkan pada Gambar 2.20.



Gambar 2.20 Frame analisis
(sumber <https://www.ftool.com.br/Ftool/>)

Untuk analisis struktur pada proyek ini akan dilakukan frame analisis dengan menggunakan teori dan rumus yang dibahas sebelumnya. Untuk membantu dan mendapat hasil yang maksimal akan digunakan software FTOOL untuk membantu dalam perhitungan distribusi beban, dan membuat (Shearing Force Diagram) dan Diagram momen bending.

Analisa lain yang akan dilakukan penulis akan menggunakan software SOLIDWORKS dengan menggunakan fitur simulasi statik pada platform dan kerangka *Hydraulic scissor car lift* yang dirancang pada tugas akhir ini yang ditunjukkan pada Gambar 2.21.



Gambar 2.21 Analisis statik

2.10 Inovasi *Fixed-portable Hydraulic scissor car lift platform*

Pada Tugas Akhir ini penulis akan melakukan inovasi perancangan *Fixed-portable Hydraulic scissor car lift platform* yang berarti bahwa alat ini bisa bekerja secara *fixed* atau portabel tergantung kebutuhan pembeli atau pemiliknya.

a) Fixed Hydraulic scissor car lift

Fixed Hydraulic scissor car lift adalah *scissor car lift* yang bentuknya tidak bisa dibawa-bawa atau dijinjing melainkan dipasang di satu tempat saja secara paten.

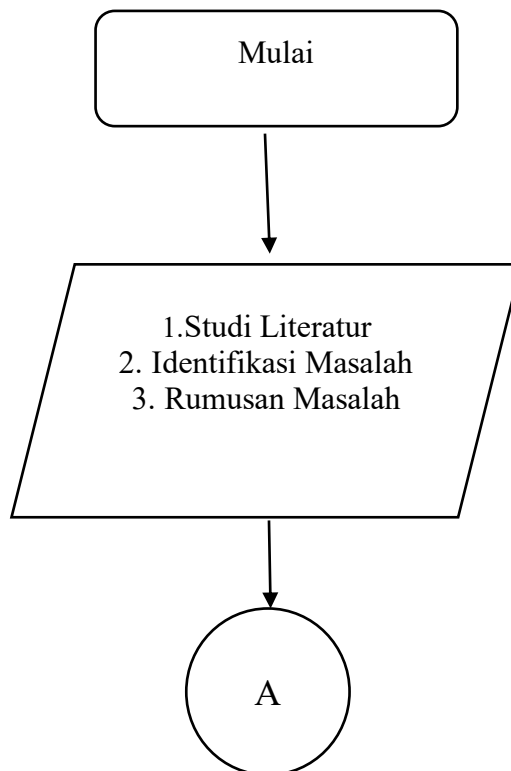
b) Portabel

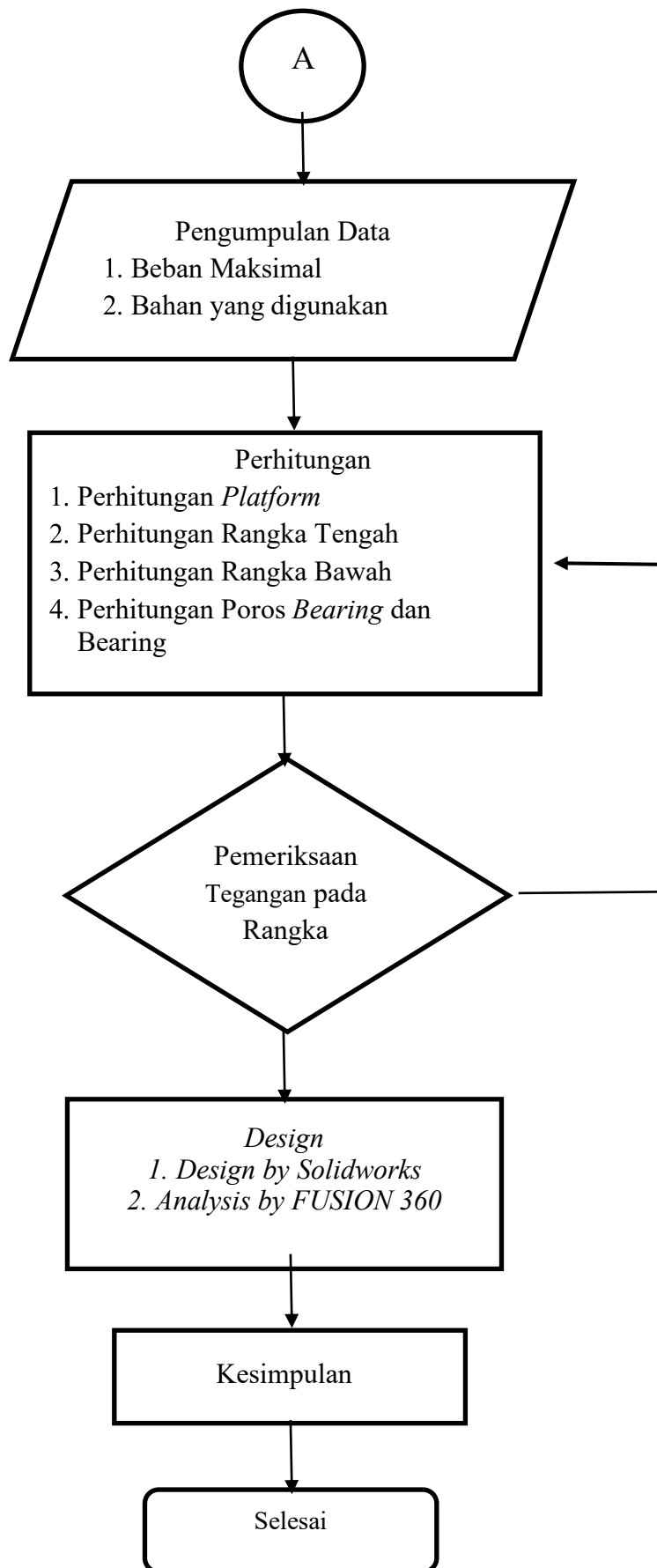
Hydraulic scissor car lift portabel adalah *scissor car lift* yang dapat dengan mudah dibawa-bawa atau dijinjing sehingga memudahkan pengguna untuk memakainya kapanpun diperlukan.

BAB III METODOLOGI PERANCANGAN

3.1 Diagram Alir Perancangan

Penulisan tugas akhir dilakukan dengan mengikuti diagram alir perancangan yang ditunjukkan pada Gambar 3.1 di bawah ini:





Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

3.2 Penjelasan Diagram Alir

Diagram alir dibuat secara terstruktur sehingga dapat mempermudah penjelasan mengenai penelitian yang sedang dilakukan. Adapun proses penelitian dalam menyelesaikan tugas akhir ini melalui beberapa tahap sebagai berikut:

1. Studi Literatur

Pada tahap pertama, sebelum penelitian mengenai “Perancangan dan Analisis Kekuatan Statis pada *Fixed-portable Hydraulic Scissor Car Lift Platform* dengan Kapasitas 2 Ton” dilakukan, penulis mencari sumber-sumber referensi yang relevan untuk mendukung penelitian tersebut. Sumber-sumber referensi tersebut berasal dari jurnal ilmiah, *textbook*, dan skripsi.

2. Pengumpulan Data

Tahap kedua adalah pengumpulan data yang nantinya akan digunakan sebagai acuan dalam proses “Perancangan dan Analisis Kekuatan Statis pada *Fixed-portable Hydraulic Scissor Car Lift Platform* dengan Kapasitas 2 Ton”. Data penelitian mengacu pada jurnal ilmiah, *textbook*, dan skripsi yang sudah ada.

3. Identifikasi Masalah

Tahap ketiga adalah penemuan dan identifikasi masalah pada perancangan yang sudah ada.

4. Rumusan Masalah

Pada tahap keempat masalah-masalah yang ditemukan pada saat identifikasi masalah kemudian dikumpulkan.

5. Perhitungan

Pada tahap kelima dilakukan perhitungan menggunakan beberapa persamaan ilmiah yang bersumber dari jurnal ataupun buku yang sesuai dengan topik tugas akhir. *Output* dari perhitungan biasanya menghasilkan dimensi atau gaya yang akan digunakan untuk mendesain serta menganalisis alat pada *engineering software*.

6. Pemeriksaan Tegangan pada Rangka

Pada tahap keenam dilakukan pemeriksaan tegangan yang terjadi pada

rangka dengan menggunakan model matematis sederhana lalu dibandingkan dengan tegangan izin material. Jika tegangan yang terjadi lebih kecil dibandingkan dengan tegangan izin, maka rangka tersebut aman dan dapat dilanjutkan ke tahap desain menggunakan *software* CAD.

7. *Design by Solidworks*

Pada tahap ketujuh proses desain dengan menggunakan *software Solidworks* dilakukan dengan mengacu pada hasil dari perhitungan manual yang sudah didapat. Desain harus memperhatikan faktor keamanan, kemudahan produksi, dan biaya.

8. *Analysis by FUSION 360*

Tahap kedelapan adalah proses analisis dengan menggunakan *software FUSION 360*. Pada tahap ini akan diperlihatkan simulasi secara visual tentang tegangan yang terjadi pada rangka. Jika tegangan yang terjadi lebih kecil dibandingkan tegangan *yield* material maka desain dinyatakan aman.

9. Kesimpulan

Setelah semua data dan perhitungan diolah, hasil dari perhitungan tersebut disatukan menjadi sebuah kesatuan yang disebut Tugas Akhir/Skripsi.

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Pengumpulan Data

4.1.1 Spesifikasi perancangan

Pada dasarnya merancang mesin membutuhkan berbagai sumber informasi dan spesifikasi pendukung agar desain sesuai dan terbukti secara ilmiah. Setelah mengumpulkan berbagai macam informasi dan data melalui studi literatur, didapatkan spesifikasi *Fixed-portable hydraulic scissor car lift platform* sebagaimana yang akan dijabarkan pada paragraf-paragraf selanjutnya. Bagian struktur dibagi menjadi dua *platform* (atas dan bawah), delapan tiang/batang seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.1, rel, roda (atas dan bawah *platform*), palang bundar yang akan mendukung upaya yang diterapkan oleh piston hidrolik untuk mengangkat struktur, elemen pengikat seperti pin dan sekrup, aktuator hidrolik yang akan bertanggung jawab atas elevasi serta akan berdimensi beban, *platform* bawah yang akan menahan semua struktur, alat pendukung dalam fungsi *fixed-portable*, dan alat terpisah yang berfungsi membawa tangki oli serta memindahkan *fixed-portable hydraulic scissor car lift platform*.

Sebelum pengukuran struktur dan proses analisis hasil, perlu ditetapkan kondisi dimana *fixed-portable hydraulic scissor car lift platform* harus beroperasi. Di bawah ini adalah data yang akan digunakan:





Tabel 4.1 Tabel Data Perancangan

Kapasitas	2000 kg
Dimensi maksimal	1500 X 2220 X 1800 mm
Sistem	Hidrolik
Struktur	Profil Baja Kanal UNP, Pipa Persegi
Tinggi maksimal	1800 mm

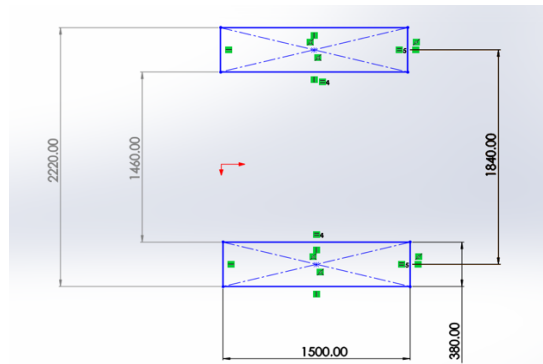
a. Dimensi maksimal

Mendefinisikan dimensi minimum/maksimum dari peralatan adalah langkah pertama yang penting untuk dilakukan sebagai titik awal untuk pengembangan subsistem yang lain, seperti elevator/lift agar dapat dipastikan untuk masuk di bawah kendaraan sehingga dapat digunakan dengan baik saat diperlukan. Pada tabel 4.2 ditunjukkan beberapa data yang diambil dari lembar teknis beberapa kendaraan nasional yang mungkin relevan dengan perancangan di dalam tugas akhir ini.

Tabel 4.2 Spesifikasi Kendaraan

Kendaraan	Spesifikasi (mm)	Kendaraan	Spesifikasi (mm)
 <p>New Avanza 1.3 M/T</p> <p>New Avanza 1.3 M/T</p>	<i>Overall Panjang:</i> 4190	 <p>Hyundai Santa fe</p>	<i>Overall Panjang:</i> 4785
	<i>Overall Lebar:</i> 1660		<i>Overall Lebar:</i> 1900
	Jarak Poros Roda: 2655		Jarak Poros Roda: 2765
	Jarak Terendah: 200		Jarak Terendah: 176
	Berat (Kg):1070		Berat (Kg): 1650
 <p>Honda BR-V</p>	<i>Overall Panjang:</i> 4453	 <p>Mitsubishi Xpander</p>	<i>Overall Panjang:</i> 4775
	<i>Overall Lebar:</i> 1735		<i>Overall Lebar :</i> 1750
	Jarak Poros Roda: 2662		Jarak Poros Roda: 2775
	Jarak Terendah: 201		Jarak Terendah: 205
	Berat (Kg): 1.222		Berat (Kg): 1780

b. Dimensi maksimal *platform*



Gambar 4.1 Rencana dimensi maksimal *platform*

1. Lebar maksimal/minimal *platform*

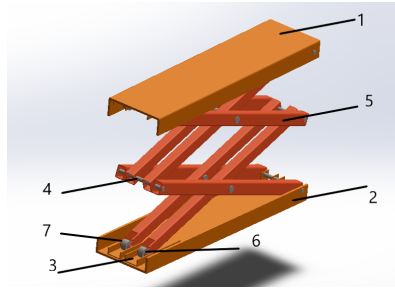
Untuk menentukan lebar maksimal/minimal *platform* data diambil dari Tabel 4.2 di atas, yaitu lebar maksimal adalah 1900 mm (Hyundai Santa Fe) dan lebar minimal adalah 1660 mm (Avanza). Data ini diambil untuk menentukan area kontak pada *platform*. Dari data tersebut bisa ditentukan daerah yang harus berada pada tengah *platform* dan jarak yang sesuai antar *platform* yaitu 1460 mm dengan menganggap *platform* yang dipilih adalah Baja Kanal UNP dengan dimensi 380x102x14 mm. Lebih detail akan dibahas pada bagian perhitungan *platform*.

2. Panjang maksimal *platform*

Panjang maksimal yang dipilih adalah 1500 mm. Karena *platform* bersifat *portable*, maka dipilih ukuran tersebut agar dapat mengurangi beratnya dan lebih ringan saat melakukan fungsinya.

c. Komponen yang akan dirancang

Ada beberapa komponen yang harus diperhitungkan terlebih dahulu sebelum proses perancangan. Berikut adalah beberapa komponen yang akan dirancang yaitu:



Gambar 4.2 Komponen yang akan dirancang untuk *Fixed-portable hydraulic scissor car lift platform*

1. *Platform* atas (rangka atas)
2. *Platform* bawah (rangka bawah)
3. *Rails*
4. Poros-poros batang
5. Batang (rangka tengah)
6. Poros *bearing*
7. *Bearing*

d. Beban maksimal

Beban maksimal adalah beban total yang bekerja pada struktur. Langkah pertama untuk memulai perancangan adalah penentuan beban maksimal F_{max} yang bekerja pada *platform*. Perhitungannya adalah sebagai berikut:

$$F_{max} = mxg = 2000 \text{ kg} \times 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 19600 \text{ N}$$

$$F_{max} = \text{Beban maksimal} = 19600 \text{ N}$$

$$m = \text{Kapasitas yang dirancang} = 2000 \text{ kg}$$

$$g = \text{percepatan gravitasi} = 9,8 \text{ m/s}^2$$

e. Bahan yang digunakan

Bahan yang dipilih untuk struktur utama peralatan (*platform* dan batang) adalah baja ASTM A36. Bahan tersebut dipilih karena umum digunakan untuk konstruksi dan memiliki tingkat resistensi yang tinggi. Selain itu, ia juga memenuhi sifat mekanik yang diperlukan untuk

konstruksi *platform* dan salah satu baja paling umum yang berkaitan dengan baja karbon struktural sehingga biayanya rendah dan mudah diakses. Sifat mekaniknya yang menarik adalah: Tegangan Luluh (250 MPa), Modulus Elastisitas Longitudinal (200 GPa), dan Batas Putus Tarik (450 MPa). Nilai Faktor keamanannya yaitu (SF=1,5) (Popov, 1991:25).

Untuk membantu perhitungan, harus ditentukan terlebih dahulu tegangan normal yang diizinkan (δ_{ijin}) dan tegangan geser yang diizinkan (τ_i) seperti di bawah ini:

$$\delta_{ijin} = \frac{\delta_y}{Sf} = \frac{250 \text{ MPa}}{1,5} = 166,7 \text{ MPa}$$

$$\tau_{ijin} = \frac{\delta_i}{Sf} = \frac{166,7 \text{ MPa}}{1,5} = 111,2 \text{ MPa}$$

Jadi, agar dapat mengangkat beban di atas *platform* dan mendukung upaya yang timbul dari beban tersebut agar tidak runtuh, tegangan total (δ_{total}) pada struktur lebih kecil dari tegangan yang diizinkan (δ_{ijin}) dan tegangan geser total (τ_{total}) lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan (τ_{ijin}) atau yang dapat diterima.

4.2 Perhitungan dan Analisa

Langkah pertama dalam desain peralatan baru melibatkan ukuran dan analisis yang benar dari elemen penyusunnya untuk membuktikan secara matematis bahwa struktur yang diinginkan mendukung upaya yang diperkirakan dan mampu melakukan pekerjaan yang diperlukan dengan cara yang efisien dan aman. Oleh karena itu, akan dilakukan perhitungan pada setiap profil secara terpisah dan data yang diperlukan akan dilampirkan pada setiap langkah agar tahap-tahap analisis menjadi jelas.

4.2.1 Perhitungan *platform* atas

Pada penjelasan selanjutnya, perhitungan yang akan dilibatkan hanya Profil Baja UNP atau *platform* utama. Bagian lain pada *platform* atas tidak dimasukkan dalam bagian perhitungan. Kanal UNP/U-beam baja ASTM A36,

profil, dan material yang dipilih harus memenuhi syarat kekuatan. Gagasan di balik pemilihan Profil Baja Kanal UNP sebagai *platform* adalah:

$$\delta_b = \text{beban pada platform} + \delta_a \text{ beban dari berat platform} < \delta_{ijin}$$

Berarti bahwa jumlah tegangan akibat penerapan beban pada *platform* (δ_b) ditambah dengan tegangan yang berasal dari berat peralatan itu sendiri (δ_a). Agar *platform* tidak runtuh, tegangan total (δ_{total}) harus lebih kecil dari tegangan yang diizinkan (δ_{ijin}) dari material. Profil Kanal UNP yang digunakan berukuran 380 x 102x 14 mm dengan panjang 1500 mm. Sifat-sifat dari profil yang dipilih terlihat di bawah ini pada Tabel 4.3.

Tabel 4.3 Profil baja

Baja Kanal

Baja – I; panjang biasa 4 ÷ 15 m

$a \leq 300 \text{ mm}$

$a > 300 \text{ mm}$

F = penampang
 e = jarak antara titik berat dan sisi luar badan
 I = momen kelambatan
 W = momen tahanan
 i = jari-jari kelambatan = $\sqrt{\frac{I}{F}}$

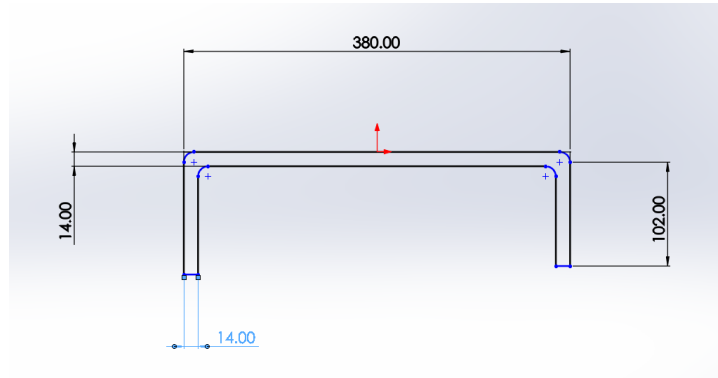
$1 \text{ cm}^4 = 10^8 \text{ mm}^4$

[ukuran-ukuran dalam mm					Penampang F dalam cm^2			berat kg/m	e mm	sumbu-lentur X-X				
	h	b	d	t	r_1	prof.	flens	badan			I_x cm^4	W_x cm^3	i_x cm	r_{tx} cm	k_{tx} cm
3	30	33	5	7	3,5	5,4	2,3	0,8	4,27	13,1	6,4	4,26	1,08	0,78	4,56
4	40	35	5	7	3,5	6,2	2,5	1,2	4,87	13,3	14,1	7,05	1,50	1,14	2,72
5	50	38	5	7	3,5	7,1	2,7	1,7	5,59	13,7	26,4	10,6	1,92	1,49	1,91
6½	65	42	5,5	7,5	4,0	9,0	3,2	2,6	7,09	14,2	57,5	17,7	2,52	1,96	1,41
8	80	45	6	8	4,0	11,0	3,6	3,8	8,64	14,5	106	26,5	3,10	2,41	1,14
10	100	50	6	8,5	4,5	13,5	4,3	4,9	10,6	15,5	206	41,2	3,91	3,05	0,885
12	120	55	7	9	4,5	17,0	5,0	7,0	13,4	16,0	364	60,7	4,62	3,57	0,795
14	140	60	7	10	5,0	20,4	6,0	8,4	16,0	17,5	605	86,4	5,45	4,23	0,695
16	160	65	7,5	10,5	5,5	24,0	6,8	10,4	18,8	18,4	925	116	6,21	4,83	0,625
18	180	70	8	11	5,5	28,0	7,7	12,6	22,0	19,2	1350	150	6,95	5,36	0,565
20	200	75	8,5	11,5	6,0	32,2	8,6	15,0	25,3	20,1	1910	191	7,70	5,93	0,545
22	220	80	9	12,5	6,5	37,4	10,0	17,4	29,4	21,4	2690	245	8,48	6,55	0,525
24	240	85	9,5	13,5	6,5	42,3	11,1	20,1	33,2	22,3	3600	300	9,22	7,09	0,495
26	260	90	10	14	7,0	48,3	12,6	23,1	37,9	23,6	4820	371	9,95	7,78	0,485
28	280	95	10	15	7,5	53,3	14,3	24,7	41,8	25,3	6280	448	10,9	8,1	0,455
30	300	100	10	16	8,0	58,8	16,0	26,8	46,2	27,0	8030	535	11,9	8,7	0,435
32	320	100	14	17,5	8,8	75,8	17,5	40,8	59,5	26,0	10870	679	12,1	9,96	0,535
35	350	100	14	16	9,0	77,2	16,0	45,3	59,2	27,0	12640	734	12,9	9,50	0,475
38	380	102	13,5	16	11,2	79,7	16,3	47,1	62,6	23,5	15730	826	14,1	10,4	0,465
40	400	102	14	16	11,2	81,3	16,3	51,9	71,8	26,5	20350	1020	14,9	11,1	0,415

(Sumber: Tabel Profil Konstruksi Baja, 1993)

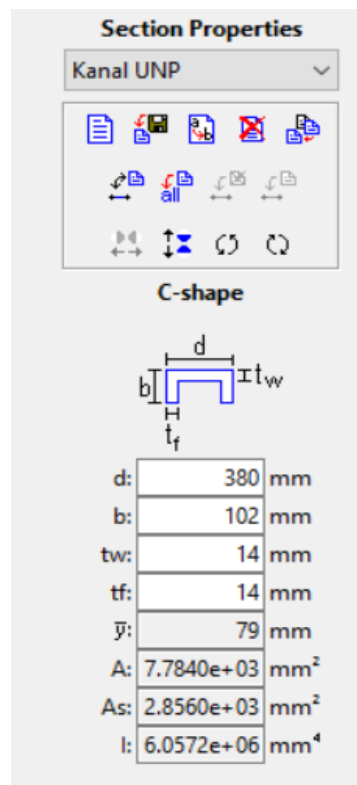
Karena posisi Profil Baja Kanal UNP yang digunakan ini berbeda, maka harus ditentukan terlebih dahulu: I = momen inersia dan W = modulus

resistansi. Pada gambar berikut dapat dilihat dimensi dan posisi *platform* yang dibuat di Solidworks.



Gambar 4.3 Sketsa profil baja kanal UNP

Dengan menggunakan dimensi maka nilai I = momen inersia bisa didapatkan menggunakan aplikasi FTOOL yang ditunjukkan pada gambar di bawah ini:



Gambar 4.4 Section Properties profil baja kanal UNP

Seperti terlihat pada gambar di atas nilai $W =$ modulus resistansi W_1, W_2 tidak dapat ditentukan sehingga harus menentukan sentroid C_1 dan C_2 untuk bisa menghitung nilai $W =$ modulus resistansi dengan menggunakan rumus seperti berikut:

$$C_1 = \frac{y_1 A_1 + 2y_2 A_2}{A_1 + 2A_2}$$

$$C_2 = b - C_1$$

$$W_1 = \frac{I}{C_1}$$

$$W_2 = \frac{I}{C_2}$$

Pertama-pertama yaitu menentukan nilai $y_1, A_1,$ dan y_2, A_2 sebagai berikut:

$$y_1 = \frac{tw}{2} = \frac{14 \text{ mm}}{2} = 7 \text{ mm}$$

$$y_2 = \frac{b}{2} = \frac{102 \text{ mm}}{2} = 51 \text{ mm}$$

$$y_3 = y_2$$

$$A_1 = (d - 2tw)(tw) = (380 \text{ mm} - 2(14 \text{ mm}))(14 \text{ mm}) = 4928 \text{ mm}^2$$

$$A_2 = (b)(tf) = (102 \text{ mm})(14 \text{ mm}) = 1428 \text{ mm}^2$$

$$A_3 = A_2$$

Setelah nilai-nilai untuk menghitung C_1 dan C_2 sudah didapatkan, maka selanjutnya adalah sebagai berikut :

$$C_1 = \frac{y_1 A_1 + 2y_2 A_2}{A_1 + 2A_2} =$$

$$\frac{(7 \text{ mm})(4928 \text{ mm}^2) + 2(51 \text{ mm})(1428 \text{ mm}^2)}{(4928 \text{ mm}^2) + 2(1428 \text{ mm}^2)} = 23,14 \text{ mm}$$

$$C_2 = b - C_1 = 102 \text{ mm} - 23,14 \text{ mm} = 78,86 \text{ mm}$$

Sekarang $W =$ modulus resistansi W_1, W_2 sudah dapat dihitung menggunakan rumus seperti berikut:

Jika Momen Inercia $I = 6,0572 \times 10^6 \text{ mm}^4$ Nilai $W =$ modulus resistansi W_1, W_2 , maka untuk bagian atas dan bawah balok masing-masing adalah:

$$W_1 = \frac{I}{C_1} = \frac{6,0572 \times 10^6 \text{ mm}^4}{23,14 \text{ mm}} = 261763,2 \text{ mm}^3$$

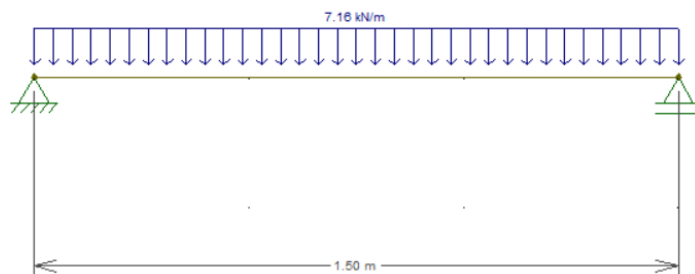
$$W_2 = \frac{I}{C_2} = \frac{6,0572 \times 10^6 \text{ mm}^4}{78,86 \text{ mm}} = 76810 \text{ mm}^3$$

Jadi, untuk perhitungan selanjutnya diperlukan nilai (M_{max}) yang terjadi pada *platform* untuk menghitung tegangan (δ_{total}) yang menentukan tegangan maksimal yang terjadi pada *platform* dengan menggunakan rumus seperti di bawah ini:

$$\delta_{total} = \frac{M_{max}}{w}$$

Perhitungan Tegangan Maksimal

Ketika *platform* sedang dibebani dari luar, maka beban akan dibagi merata. Dengan demikian, untuk mengetahui bagaimana distribusi beban terjadi maka harus dihitung reaksi yang terjadi pada tumpuan RA-RB, gaya geser maksimal (V_{max}), dan momen maksimal (M_{max}) yang terjadi. Perhitungan dilakukan untuk mengetahui apakah itu dapat ditoleransi sehingga struktur tidak runtuh saat mengalami pembebanan. Perhitungan akan dilakukan menggunakan program FTOOL dan dapat disederhanakan serta diilustrasikan sebagaimana ditunjukkan pada gambar di bawah ini:



Gambar 4.5 Diagram beban terdistribusi

Pembebanan yang terjadi pada struktur adalah jumlah beban yang disebabkan oleh beban pada *platform* dan beban karena berat *platform* itu sendiri. Dalam analisis yang akan dilakukan pada *software* FTOOL dapat dikatakan bahwa beban yang bekerja pada masing-masing *platform* dibagi rata untuk dua *platform* yang membentuk struktur. Saat *platform* sedang diukur untuk beban total 2000 kg, beban yang akan bekerja pada setiap *platform* adalah 1000 kg ditambah beban yang terjadi karena berat *platform* itu sendiri seperti berikut:

$$F_m = m_1 \times g = 1000 \text{ kg} \times 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 9800 \text{ N}$$

$$F_b = m_2 \times g = 96,22 \text{ kg} \times 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 943 \text{ N}$$

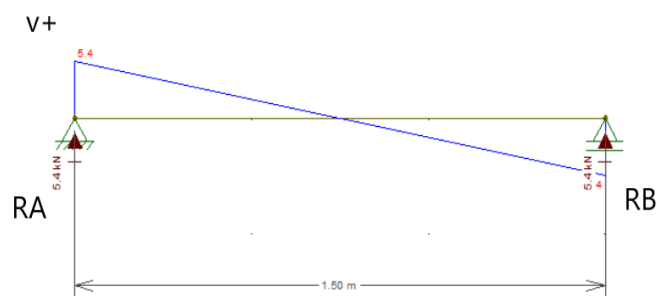
$$F_{total} = F_m + F_b = 9800 \text{ N} + 943 \text{ N} = 10743 \text{ N}$$

Karena pembebanan merata maka F_{total} harus dibagi dengan panjang *platform* sehingga:

$$F_{total} = \frac{10743 \text{ N}}{1,5 \text{ m}} = 7162 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

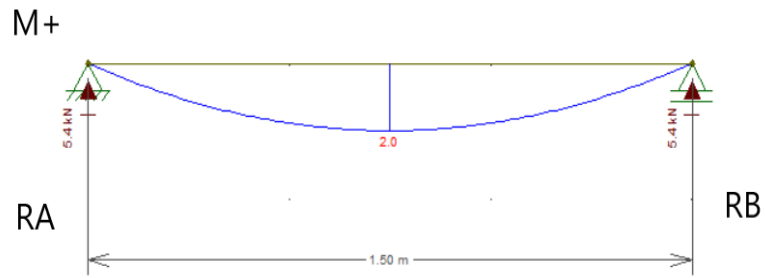
Setelah memasukkan nilai tersebut ke *software* FTOOL maka didapatkan hasil sebagai berikut:

1. Tegangan geser maksimal (τ_{max})



Gambar 4.6 Diagram gaya geser

2. Momen maksimal (M max)



Gambar 4.7 Diagram momen maksimal

Besaran (M_{max}) pada *platform* adalah (M_{max}) = 2,0 KN.m atau demikian untuk perhitungan selanjutnya dikonversi menjadi (M_{max}) = 2000 N.m = 2000000 N.mm

Dengan telah diketahuinya besaran-besaran penampang, maka tegangan maksimal dari persamaan dapat dihitung:

$$\delta_{total1} = \frac{M_{max}}{w_1}$$

$$\delta_{total2} = \frac{M_{max}}{w_2}$$

Tegangan maksimal penampang dimana terjadi momen lentur maksimal, tegangan tarik terbesar terjadi di bawah balok δ_{total2} dan tegangan tekan terbesar terjadi di atas balok δ_{total1} . Maka dari persamaan di atas kita mendapatkan:

$$\delta_{total2} = \frac{M_{max}}{w_2} = \frac{2000000 \text{ N.mm}}{78809,5 \text{ mm}^3} = 25,4 \text{ MPa}$$

$$\delta_{total1} = \frac{M_{max}}{w_1} = \frac{2000000 \text{ N.mm}}{261763,2 \text{ mm}^3} = 7,64 \text{ MPa}$$

Dengan mengetahui tegangan akibat aplikasi beban dan tegangan akibat beban itu sendiri, tegangan total yang bekerja pada meja *platform* telah diketahui. Agar struktur tidak runtuh maka harus disesuaikan dengan persamaan:

$$\delta_{total} = \delta_{total2} + \delta_{total1} < \delta_{ijin}$$

$$\delta_{total} = 25,4 \frac{N}{m^2} + 7,64 \frac{N}{m^2} = 33,04 \text{ Mpa} < 166,7 \text{ MPa}$$

Tegangan maksimal telah ditentukan dari beban terbagi rata dan tegangan total yang bekerja pada *platform* dan dengan hasil di atas $\delta_{total} = 33,04 \text{ Mpa}$ lebih kecil dari tegangan izin $\delta_{ijin} = 166,7 \text{ Mpa}$. Dapat dilihat bahwa baja ASTM A36 dan dimensi yang dipilih untuk *platform* profil baja UNP dapat diterima karena memenuhi kriteria struktur untuk tidak runtuh. Dengan demikian, dapat disimpulkan bahwa profil yang dipilih mampu mendukung permintaan peralatan yang akan digunakan.

4.2.2 Perhitungan rangka tengah

Untuk dimensi batang akan digunakan profil persegi panjang berongga dan solid. Tabung yang dipilih adalah baja ASTM A36 dengan penampang dimensi 80x60x5 mm dan panjang 1450 mm sehingga memenuhi kebutuhan untuk mendukung permintaan yang diterapkan. Untuk dimensi batang, perhitungan yang akan dilakukan adalah sebagai berikut:

→ Reaksi pada tumpuan struktur yang berada di tanah (penyangga tetap untuk bergerak ke arah X dan Y, dengan mempertimbangkan berat beban yang diterapkan, berat *platform* (Kanal UNP), faktor beban, dan ditambahkan berat batang.

→ Setelah menemukan gaya reaksi pada titik tumpuan, hasil yang diperoleh dari perhitungan struktur dan mesin digunakan, yaitu jenis struktur yang terdiri dari bagian multi gaya yang dihubungkan oleh pin, yaitu bagian yang dikenai lebih dari dua kekuatan (Hibbeler, 2011:255).

→ Elaborasi diagram gaya normal, geser, dan momen lentur untuk batang.

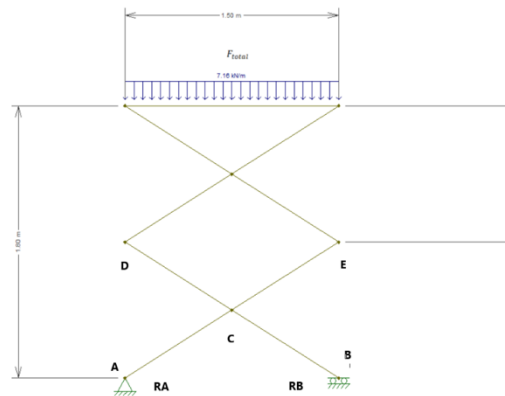
→ Melakukan perhitungan tegangan maksimal akibat usaha dan tegangan akibat berat masing-masing batang.

Meskipun ada enam belas batang di seluruh peralatan (dua *platform*), hanya diperlukan analisis pada satu batang karena beban yang dialami *platform* adalah beban terdistribusi sehingga pembebanan yang dialami pada batang lain

adalah sama. Untuk menentukan kekuatan batang dalam proses pengangkatan beban, analisis statis dilakukan pada semua struktur. Perhitungan kekuatan batang serta hasil yang diperoleh untuk gaya geser, momen lentur, dan tegangan *stress* pada batang ditunjukkan di bawah ini:

Perlu digarisbawahi bahwa penelitian yang dilakukan di sini tidak mempertimbangkan untuk merinci posisi kargo (dalam mobil, sebagian besar massa terletak di bagian depan tempat mesin berada) dalam kaitannya dengan gerakan ke atas dan turun dari *platform*. Untuk penyederhanaan, dianggap bahwa beban terdistribusi.

Sketsa pembebanan *platform scissor car lift* ditunjukkan pada Gambar 4.7 di bawah ini:



Gambar 4.8 Sketsa pembebanan *platform scissor car lift*

a. Distribusi beban pada batang ACE

Analisis akan dilakukan pada salah satu batang yang ada pada rangkai tengah, yaitu batang ACE karena berada pada bagian bawah dan mengalami pembebanan terbesar. Dikarenakan distribusi beban merata, maka jika hasil satu batang bisa menahan beban yang diberikan padanya, batang lain juga bisa menahan bebannya. Perhitungannya adalah sebagai berikut:

Diketahui:

Beban pada Rangka:

$$F_p = 10743 \text{ N}$$

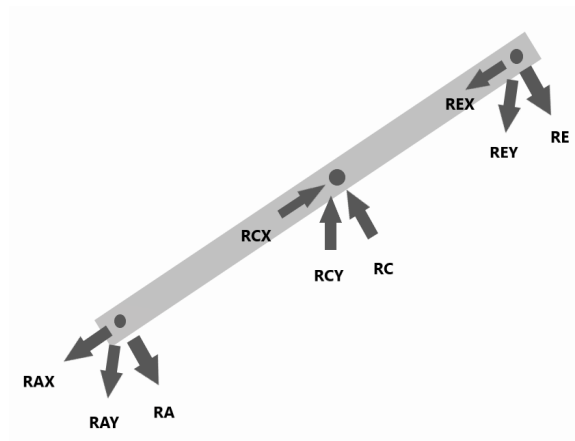
Beban berat batang:

$$F_b = 14,8 \times 8 = 118,4 \text{ kg} \times 9,8 = 1160,32 \text{ N}$$

Beban Total:

$$F_{pb} = 10743 \text{ N} + 1160,32 \text{ N} = 11903,32 \text{ N}$$

b. Reaksi R_A, R_E, R_C



Gambar 4.9 Reaksi pada batang ACE

$$R_A = \frac{F_{pb}}{2} = 5951,66 \text{ N}$$

$$R_E = R_A = 5951,66 \text{ N}$$

$$R_C = R_A + R_E = 2 \cdot 5951,66 \text{ N} = 11903,32 \text{ N}$$

c. Reaksi R_{Ay}, R_{Ey}, R_{Cy} dan R_{Ax}, R_{Ex}, R_{Cx}

Tabel 4.4 Perhitungan Reaksi

PERHITUNGAN REAKSI PADA BATANG ACE			
REAKSI	RA	RC	RE
BESARAN (N)	5951.66	11903.32	5951.66
COS()	45	30	15
RAY	3126.54	918.05218	4521.40416
RCY	6253.08	1836.1044	9042.80833
REY	3126.54	918.05218	4521.40416

SIN()	45	30	15
RAX	5064.29	5880.4283	3870.29213
RCX	10128.6	11760.857	7740.58425
REX	5064.29	5880.4283	3870.29213

d. Momen Maksimal

$$M_A = R_{CY} \times 725 \text{ mm} - R_{EY} \times 1450 \text{ mm} = 14,5 \text{ Nmm}$$

$$M_C = R_{EY} \times 725 \text{ mm} = 2266741,5 \text{ Nmm}$$

$$M_E = R_{CY} \times 725 \text{ mm} - R_{AY} \times 1450 \text{ mm} = 14,5 \text{ Nmm}$$

Momen maksimal yang terjadi adalah momen MC = 2266741,5 Nmm

e. Tegangan Maksimal

$$\delta_{total} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{226671,5 \text{ N} \cdot \text{mm}}{28270,82 \text{ mm}^3} = 80,2 \text{ MPa}$$

$$\delta_{total} < \delta_{izin} \text{ maka } 80,2 \text{ MPa} < 166,7 \text{ MPa}$$

Dapat dilihat bahwa baja ASTM A36 dan dimensi yang dipilih untuk batang dapat diterima karena memenuhi kriteria struktur untuk tidak runtuh. Dengan demikian, dapat disimpulkan bahwa profil yang dipilih mampu mendukung permintaan beban yang akan diangkat.

$$\tau_{total} = \frac{V}{A} = \frac{11903,32 \text{ N}}{13570000 \text{ mm}^2} = 8,172 \times 10^{-4} \text{ MPa}$$

$$\tau_{total} < \tau_{ijin} \text{ maka } 8,172 \times 10^{-4} \text{ MPa} < 112 \text{ MPa}$$

Dengan demikian, terlihat bahwa baja ASTM A36 dan dimensi yang dipilih untuk batang dapat diterima, karena memenuhi kriteria struktur untuk tidak runtuh. Dengan demikian, dapat disimpulkan bahwa profil yang dipilih mampu mendukung permintaan peralatan akan diserahkan.

4.2.3 Perhitungan rangka bawah

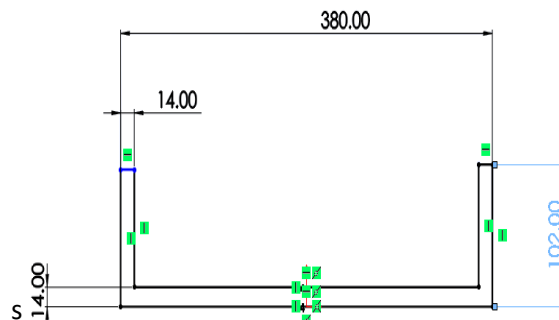
Perhitungan yang akan dilakukan pada rangka bawah hanya profil UNP atau *platform* utama, sedangkan bagian lain tidak. Material yang digunakan adalah baja ASTM A36. Profil dan material yang dipilih harus memenuhi syarat kekuatan dan gagasan di balik pemilihan profil baja kanal UNP menjadi rangka bawah.

$$\delta_{total} < \delta_{ijin}$$

Maka $\delta_{total} = \text{Tegangan total}$ $\delta_{ijin} = \text{Tegangan izin}$

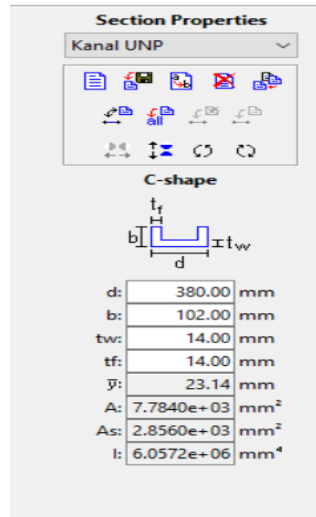
Persamaan di atas menyatakan jumlah tegangan akibat penerapan beban pada profil baja kanal UNP dengan tegangan yang berasal dari berat peralatan itu sendiri. Agar profil baja kanal UNP tidak runtuh, tegangan total δ_{total} harus lebih kecil dari tegangan yang diizinkan δ_{ijin} . Dimensi yang dipilih pada rangka bawah sama dengan rangka atas S 380 x 102 x 14 mm dengan panjang 1500 mm. Sifat-sifat dari profil yang dipilih terlihat pada tabel 4.2.

Posisi baja kanal UNP ini berbeda, tetapi nilai I = momen inersia dan W = modulus resistansi sama dengan baja kanal UNP *platform* atas. Dimensi dan posisi *platform* yang di buat di SOLIDWORKS dapat dilihat pada gambar berikut:



Gambar 4.10 Sketsa rangka bawah

Dengan menggunakan dimensi pada sketsa di atas, maka bisa didapatkan nilai I = momen inersia yang sama pada baja kanal UNP *platform* atas dengan menggunakan aplikasi FTOOL seperti yang bisa dilihat pada gambar di bawah ini:



Gambar 4.11 *Section Properties* profil baja kanal UNP

Dari gambar di atas dapat dilihat bahwa nilai $W =$ modulus resistansi W_1, W_2 tidak dapat ditentukan. Oleh karena itu, harus ditentukan terlebih dahulu sentroid C_1 dan C_2 untuk bisa menghitung nilai $W =$ modulus resistansi dengan menggunakan rumus seperti berikut:

$$C_1 = \frac{y_1 A_1 + 2y_2 A_2}{A_1 + 2A_2}$$

$$C_2 = b - C_1$$

$$W_1 = \frac{I}{C_1}$$

$$W_2 = \frac{I}{C_2}$$

Pertama-tama ditentukan nilai $y_1, A_1,$ dan $y_2 A_2$ sebagai berikut:

$$y_1 = \frac{tw}{2} = \frac{14 \text{ mm}}{2} = 7 \text{ mm}$$

$$y_2 = \frac{b}{2} = \frac{102 \text{ mm}}{2} = 51 \text{ mm}$$

$$y_3 = y_2$$

$$A_1 = (d - 2tw)(tw) = (380 \text{ mm} - 2(14 \text{ mm}))(14 \text{ mm}) = 4928 \text{ mm}^2$$

$$A_2 = (b)(tf) = (102 \text{ mm})(14 \text{ mm}) = 1428 \text{ mm}^2$$

$$A_3 = A_2$$

Setelah mendapatkan nilai-nilai untuk menghitung C_1 dan C_2 , maka selanjutnya adalah sebagai berikut:

$$C_1 = \frac{y_1 A_1 + 2y_2 A_2}{A_1 + 2A_2} =$$

$$\frac{(7 \text{ mm})(4928 \text{ mm}^2) + 2(51 \text{ mm})(1428 \text{ mm}^2)}{(4928 \text{ mm}^2) + 2(1428 \text{ mm}^2)} = 23,14 \text{ mm}$$

$$C_2 = b - C_1 = 102 \text{ mm} - 23,14 \text{ mm} = 78,86 \text{ mm}$$

Selanjutnya sudah bisa dihitung W = modulus resistansi W_1, W_2 dengan menggunakan rumus berikut:

Jika Momen Inersia $I = 6,0572 \times 10^6 \text{ mm}^4$, maka Nilai W = modulus resistansi W_1, W_2 untuk bagian atas dan bawah balok masing-masing adalah:

$$W_1 = \frac{I}{C_1} = \frac{6,0572 \times 10^6 \text{ mm}^4}{23,14 \text{ mm}} = 261763,2 \text{ mm}^3$$

$$W_2 = \frac{I}{C_2} = \frac{6,0572 \times 10^6 \text{ mm}^4}{78,86 \text{ mm}} = 76810 \text{ mm}^3$$

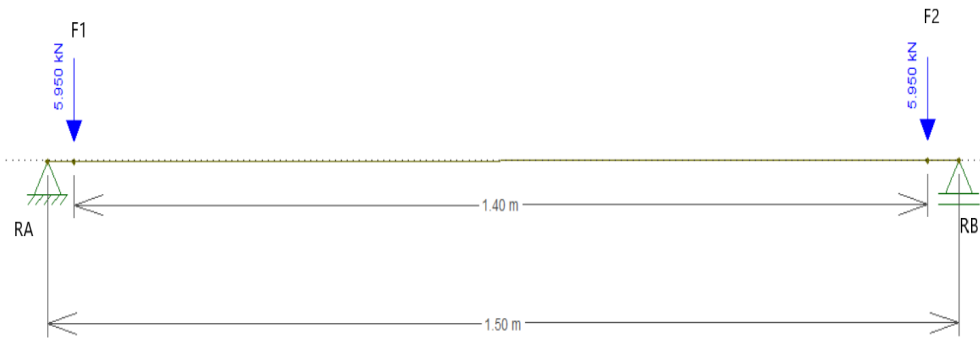
Jadi, untuk perhitungan selanjutnya diperlukan nilai (M_{max}) yang terjadi pada *platform* untuk menghitung tegangan (σ_{max}) guna menentukan tegangan maksimal yang terjadi pada *platform* dengan menggunakan rumus di bawah ini:

$$\delta_{total} = \frac{M_{max}}{w}$$

a. Perhitungan tegangan maksimal

Kanal UNP bagian bawah dibebani oleh beban dari batang-batang pada rangka tengah F1 dan F2 dengan jarak 1400 mm dari F1 ke F2. Oleh karena itu, untuk mengetahui bagaimana distribusi beban terjadi harus dihitung reaksi yang terjadi pada tumpuan RA-RB, gaya geser maksimal (V_{max}), dan momen maksimal (M_{max}) yang terjadi.

Perhitungan dilakukan untuk mengetahui apakah hal tersebut dapat ditoleransi sehingga struktur tidak runtuh saat mengalami pembebanan. Perhitungan akan dilakukan menggunakan program FTOOL dan dapat disederhanakan serta diilustrasikan sebagai berikut pada gambar di bawah ini:



Gambar 4.12 Diagram pembebanan FTOOL

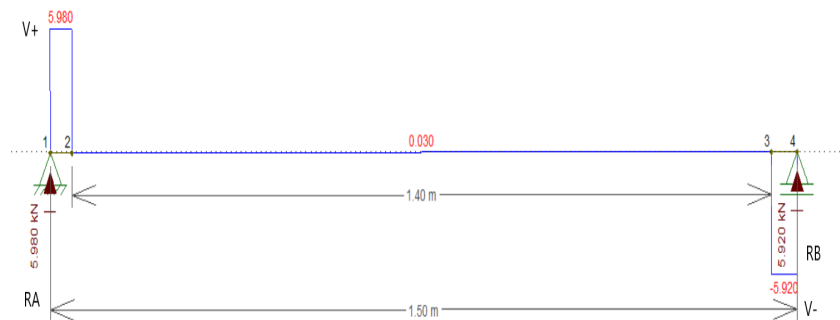
Pembebanan yang terjadi pada struktur adalah jumlah beban yang disebabkan oleh beban pada *platform* atas, beban karena berat *platform* itu sendiri, dan berat batang-batang dari rangka tengah. Pada analisis yang akan dilakukan di *software* FTOOL beban yang terjadi pada baja kanal UNP *platform* bawah dibagi menjadi dua, yaitu F1 dan F2.

$$F1 = 5,95 \text{ KN}$$

$$F2 = 5,95 \text{ KN}$$

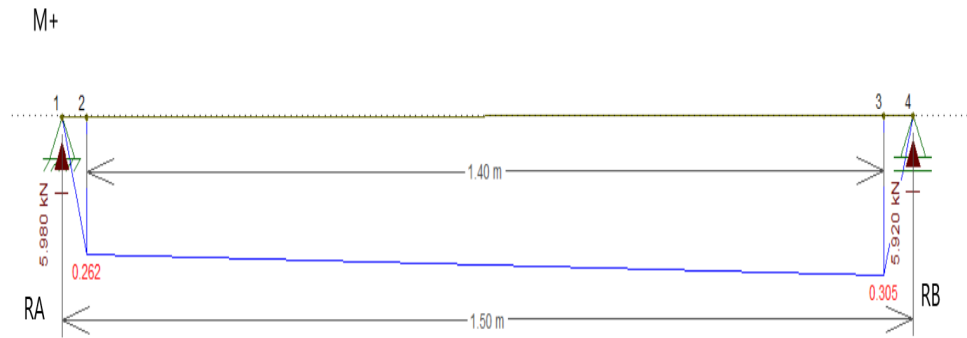
Setelah memasukkan nilai tersebut ke *software* FTOOL, maka didapatkan hasil sebagai berikut:

b. Tegangan geser maksimal (τ_{MAX})



Gambar 4.13 Diagram tegangan geser

c. Momen maksimal (M max)



Gambar 4.14 Diagram momen maksimal

Besaran (M max) pada *platform* adalah (M max) = 0,305 KN.m atau demikian untuk perhitungan selanjutnya dikonversi menjadi (M max) = 305 N.m = 305000 N.mm. Setelah besaran-besaran penampang diketahui, maka dapat dihitung tegangan maksimal dari persamaan:

$$\delta_{total1} = \frac{Mmax}{w_1}$$

$$\delta_{total2} = \frac{Mmax}{w_2}$$

Pada penampang dimana terjadi momen lentur maksimal, tegangan tarik terbesar terjadi di bawah balok δ_{total2} dan tegangan tekan terbesar terjadi di atas balok δ_{total1} . Maka dari persamaan di atas didapat:

$$\delta_{total2} = \frac{Mmax}{w_2} = \frac{305000 \text{ N.mm}}{78809,5 \text{ mm}^3} = 3,9 \text{ MPa}$$

$$\delta_{total1} = \frac{M_{max}}{w_1} = \frac{305000 \text{ N.mm}}{261763,2 \text{ mm}^3} = 1,2 \text{ MPa}$$

$$\delta_{total} = \delta_{total1} + \delta_{total2}$$

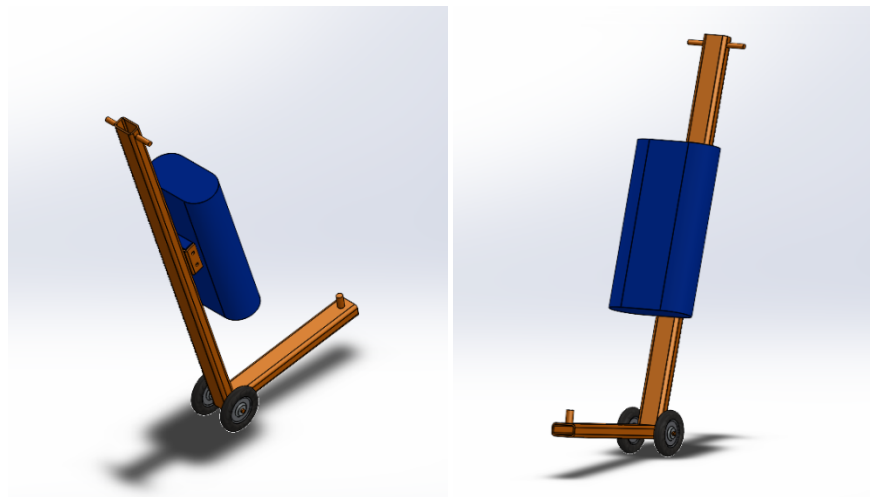
Setelah mengetahui tegangan akibat aplikasi beban dan tegangan maka tegangan total yang terjadi pada meja *platform* telah didapat. Agar struktur tidak runtuh maka harus disesuaikan dengan persamaan:

$$\delta_{total} = 3,9 \frac{N}{\text{mm}^2} + 1,2 \frac{N}{\text{mm}^2} = 5,1 \text{ MPa} < \delta_{ijin} = 166,7 \text{ MPa}$$

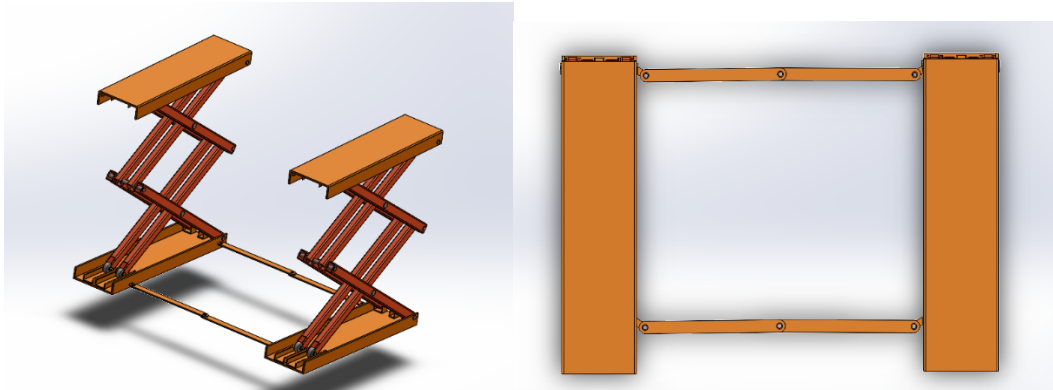
Akhirnya tegangan maksimal akibat beban terbagi rata dan tegangan total yang bekerja pada *platform* telah ditentukan dengan hasil $\delta_{total} = 5,1 \text{ MPa}$ lebih kecil dari tegangan izin $\delta_{ijin} = 166,7 \text{ MPa}$ dan dinyatakan aman.

d. Portable-Fixed solution

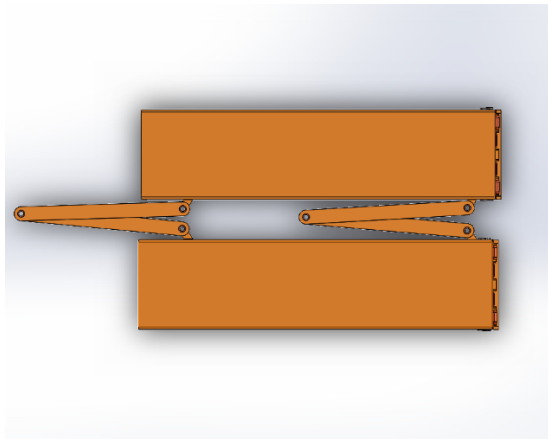
Pada proses perancangan, perhitungan dan analisis hanya dilakukan pada struktur utama. Namun, untuk bisa berfungsi seperti *fixed* dan *portable* memerlukan desain perancangan elemen pendukung untuk memindahkan saat diperlukan.



Gambar 4.15 Alat pemindah



Gambar 4.16 Posisi terbuka

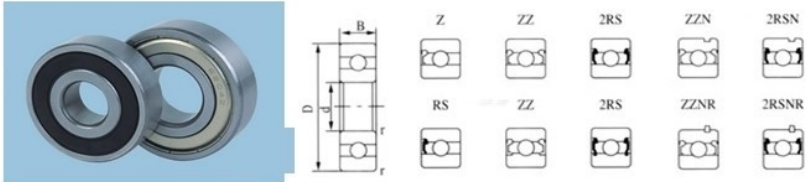


Gambar 4.17 Posisi tertutup

4.2.4 Perhitungan poros *bearing* dan *bearing*

a. Bearing

Pemilihan *bearing* mengacu pada dimensi yang telah ditetapkan. Sesuai dengan dimensi, maka dipilih tipe *bearing* sesuai dengan tabel contoh konstruksi dari *bearing* dengan diameter luar mendekati dimensi lintasan rel. Dipilih *bearing* tipe 6208-ZZ.



6200 series	ZZ Sealed	Rubber Sealed	ID	OD	B	Cr	Cor	Grease Speed	Oil Speed	Mass
			(mm)	(mm)	(mm)	(kN)	(kN)	(r/min)	(r/min)	(kg)
6200	6200 ZZ	6200 -2RS	10	30	9	5.1	2.38	20000	26000	0.032
6201	6201 ZZ	6201 -2RS	12	32	10	6.82	3.05	19000	24000	0.037
6202	6202 ZZ	6202 -2RS	15	35	11	7.65	3.72	18000	22000	0.045
6203	6203 ZZ	6203 -2RS	17	40	12	9.58	4.78	16000	20000	0.065
6204	6204 ZZ	6204 -2RS	20	47	14	12.8	6.65	14000	18000	0.106
6205	6205 ZZ	6205 -2RS	25	52	15	14	7.85	13000	15000	0.128
6206	6206 ZZ	6206 -2RS	30	62	16	19.5	11.3	11000	13000	0.199
6207	6207 ZZ	6207 -2RS	35	72	17	25.7	15.4	9200	11000	0.288
6208	6208 ZZ	6208 -2RS	40	80	18	29.5	18	8000	10000	0.368
6209	6209 ZZ	6209 -2RS	45	85	19	31.8	20.8	7000	8000	0.416
6210	6210 ZZ	6210 -2RS	50	90	20	35	23.2	6700	8500	0.463
6211	6211 ZZ	6211 -2RS	55	100	21	43.2	29.2	6000	7500	0.603
6212	6212 ZZ	6212 -2RS	60	110	22	47.8	32.8	5600	7000	0.789
6213	6213 ZZ	6213 -2RS	60	120	23	57.2	40	5000	6300	0.99
6214	6214 ZZ	6214 -2RS	70	125	24	60.8	45	4800	6000	1.084
6215	6215 ZZ	6215 -2RS	75	130	25	66	49.5	4500	5600	1.171
6216	6216 ZZ	6216 -2RS	80	140	26	71.5	54.2	4300	5300	1.448
6217	6217 ZZ	6217 -2RS	85	150	28	83.2	63.8	4000	5000	1.803
6218	6218 ZZ	6218 -2RS	90	160	30	95.8	71.5	3800	4800	2.17
6219	6219 ZZ	6219 -2RS	95	170	32	110	82.8	3600	4500	2.62
6220	6220 ZZ	6220 -2RS	100	180	34	122	92.8	3400	4300	3.19
6221	6221 ZZ	6221 -2RS	105	190	36	133	105	3200	4000	3.78

Gambar 4.18 Model list of bearing
(Sumber: www.berlianutamasukses.com)

Dimensi utama bearing $D = 80$ mm, $d = 40$ mm, $b = 18$ mm, $Co = 18$ KN. Keterangan:

D = Diameter luar bearing

d = Diameter dalam bearing

b = Tebal/lebar bearing

Co = Batas beban nominal statik

Perhitungan batas beban nominal statik :

$$Co = Po \times Fs$$

Po = Beban ekivalen statik (N)

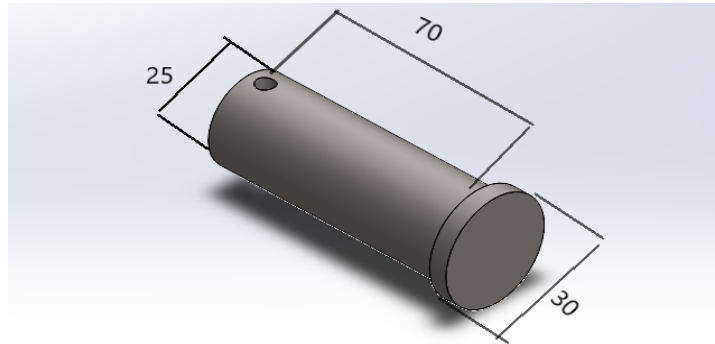
Fs = angka keamanan topang statik

Beban statik maksimal yang diterima bearing = $RA = 5951,66$ N

$$Co \text{ beban} = Po \times Fs = 5951,66 \text{ N} \times 1 = 5951,66 \text{ N} = 5,952 \text{ KN}$$

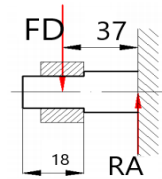
Karena $Co \text{ beban} = 5,952 \text{ KN} < Co \text{ ijin} = 18 \text{ KN}$, maka pemilihan bearing sudah sesuai.

b. Poros bearing dan poros pada platform atas dan bawah



Gambar 4.19 Poros Bearing

Material yang dipakai pada poros *bearing* dan poros pada *platform* adalah A 36 dengan $\delta_{ijin} = 166,7 \text{ N/mm}^2$ dan $\tau_{ijin} = 111,2 \text{ N/mm}^2$. Nilai dari δ_{ijin} dan τ_{ijin} tersebut sudah termasuk angka keamanan sebesar $SF = 1,5$. Beban yang akan digunakan adalah beban yang terbesar $RA = 5951,66 \text{ N}$.



Gambar 4.20 Pembebanan pada poros *bearing* bawah

$$FD = RA = 5951,66 \text{ N}$$

$$MD = FD \times 37 \text{ mm} = 5951,66 \text{ N} \times 37 \text{ mm} = 220211,40 \text{ Nmm}$$

1. Tegangan lentur di poros

Diameter minimal yang dibutuhkan untuk poros:

$$\delta_{total} = \frac{M}{W}$$

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{d^3}{10}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M}{0,1 \times \delta_{ijin}}} = \sqrt[3]{\frac{220211,40 \text{ Nmm}}{0,1 \times 166,6 \text{ N/mm}^2}} = 23,64 \text{ mm}$$

2. Tegangan geser di poros

Diameter minimal yang dibutuhkan untuk poros:

$$\tau_{ijin} = \frac{F}{A} = \frac{166,7 \text{ Mpa}}{1,5} = 111,2 \text{ MPa}$$

$$A = \frac{F}{\tau_{ijin}} = \frac{5951,64 \text{ N}}{111,2 \text{ N/mm}^2} = 53,52 \text{ mm}^2$$

$$A = \left(\frac{1}{4} \pi d^2\right)$$

$$53,52 = \left(\frac{1}{4} \pi d^2\right)$$

$$d = \sqrt{\frac{53,52}{\frac{1}{2} \pi}} = 8,26 \text{ mm}$$

Diameter minimal yang dibutuhkan untuk poros engsel atas adalah $D = 23,64 \text{ mm}$, tetapi dengan pertimbangan ukuran diameter dalam *bush* ($d = 30 \text{ mm}$) sebagai pasangannya, maka untuk poros engsel atas diameternya dipilih $D = 30 \text{ mm}$.

3. Tegangan lentur di poros untuk $D = 30 \text{ mm}$

$$\sigma_{beban} = \frac{M}{W}$$

$$\delta_{total} = \frac{M}{\frac{d^3}{10}} = \frac{220211,40 \text{ Nmm}}{\frac{(30)^3}{10}} = 81 \text{ MPa}$$

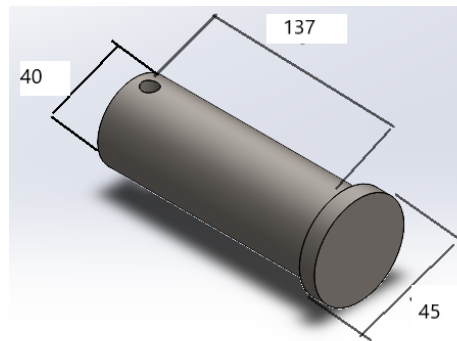
Karena $\delta_{total} = 81 \text{ MPa} < \delta_{ijin} = 166,7 \text{ MPa}$, maka desain sudah aman.

4. Tegangan geser di poros untuk D =30 mm

$$\tau_{total} = \frac{F}{A} = \frac{5951,64 \text{ N}}{\frac{1}{4}\pi d^2} = \frac{5951,64 \text{ N}}{\frac{1}{4}\pi(30)^2} = 8,42 \text{ MPa}$$

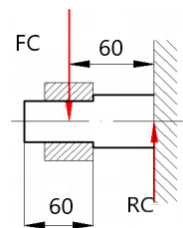
Karena $\tau_{total} = 8,42 \text{ MPa} < \tau_{ijin} = 111,2 \text{ MPa}$, maka desain sudah aman.

c. Poros batang rangka tengah



Gambar 4.21 Dimensi poros rangka tengah

Material yang dipakai pada profil konstruksi baja adalah A 36 dengan $\delta_{ijin} = 166,7 \text{ MPa}$ dan $\tau_{ijin} = 111,2 \text{ MPa}$. Nilai dari δ_{ijin} dan τ_{ijin} tersebut sudah termasuk angka keamanan sebesar SF= 1,5. Beban yang akan digunakan adalah beban yang terbesar RC = 11903 N.



Gambar 4.22 Pembebanan pada poros rangka tengah

$$F_c = R_c = 11903 \text{ N}$$

$$M_C = F_C \times 60 \text{ mm} = 11903 \text{ N} \times 60 \text{ mm} = 714199,2 \text{ Nmm}$$

1. Tegangan lentur di poros

Diameter minimal yang dibutuhkan untuk poros pejal:

$$\delta_{total} = \frac{M}{W}$$

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{d^3}{10}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M}{0,1 \times \sigma_{ijin}}} = \sqrt[3]{\frac{714199,2 \text{ Nmm}}{0,1 \times 166,6 \text{ N/mm}^2}} = 35 \text{ mm}$$

2. Tegangan geser di poros

Diameter minimal yang dibutuhkan untuk poros:

$$\tau_{ijin} = \frac{F}{A} = \frac{166,7 \text{ Mpa}}{1,5} = 111,2 \text{ MPa}$$

$$A = \frac{F}{\tau_{ijin}} = \frac{11903,32 \text{ N}}{111,2 \text{ N/mm}^2} = 107,04 \text{ mm}^2$$

$$A = \left(\frac{1}{4} \pi d^2\right)$$

$$107,04 \text{ mm}^2 = \left(\frac{1}{4} \pi d^2\right)$$

$$d = \sqrt{\frac{107,04 \text{ mm}^2}{\frac{1}{4} \pi}} = 11,7 \text{ mm}$$

Diameter minimal yang dibutuhkan untuk poros engsel atas adalah $D = 35 \text{ mm}$.

3. Tegangan lentur di poros untuk $D = 40 \text{ mm}$

$$\delta_{total} = \frac{M}{W}$$

$$\delta_{total} = \frac{M}{\frac{d^3}{10}} = \frac{714199,2 \text{ Nmm}}{\frac{(40)^3}{10}} = 111,6 \text{ MPa}$$

Karena $\delta_{total} = 111,6 \text{ MPa} < \delta_{ijin} = 166,7 \text{ MPa}$, maka desain sudah aman.

4. Tegangan geser di poros untuk $D = 40 \text{ mm}$

$$\tau_{total} = \frac{F}{A} = \frac{11903,32 \text{ N}}{\frac{1}{4}\pi d^2} = \frac{11903,32 \text{ N}}{\frac{1}{4}\pi(40)^2} = 9,4 \text{ MPa}$$

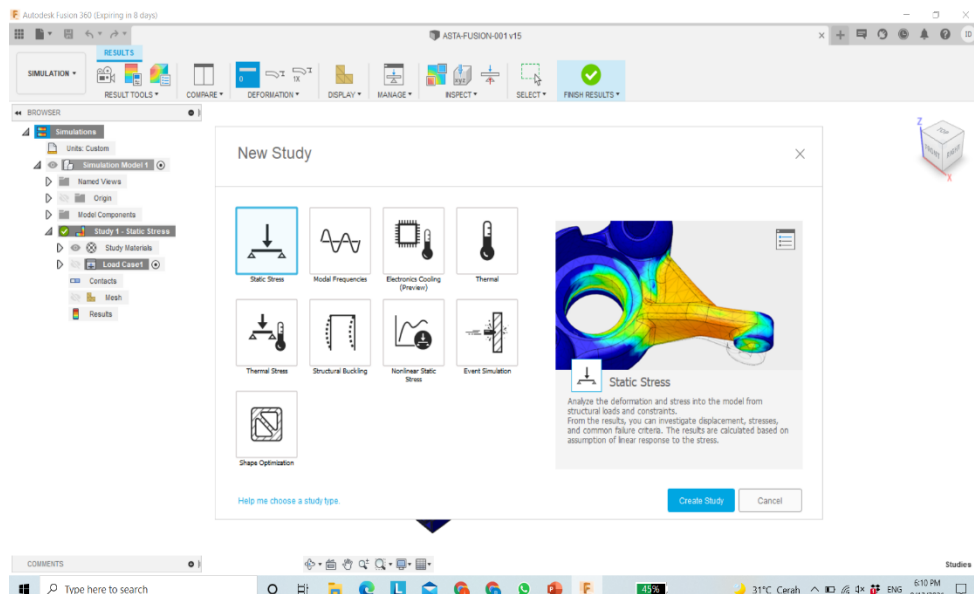
Karena $\tau_{total} = 9,4 \text{ MPa} < \tau_{ijin} = 111,2 \text{ MPa}$, maka desain sudah aman.

4.2.5 Analisis *FEA on Fusion 360*

Finite Element Analysis dilakukan untuk menganalisis sebuah alat guna memastikan jika perhitungan yang telah dilakukan sesuai atau ada kemungkinan suatu komponen di dalam perancangan akan luluh. desain dianalisis di *software* FUSION 360 dan hasil analisis akan dibahas selanjutnya dengan memberikan pembebanan sebesar 9800 N.

Proses analisis

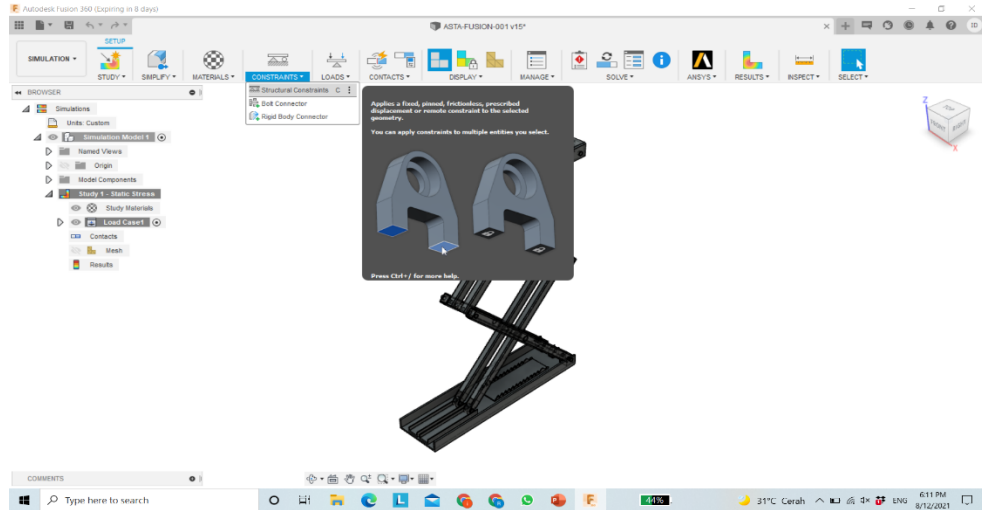
- Langkah pertama adalah membuat *New Study* dan memilih analisis *Static Stress* untuk menganalisis deformasi dan tekanan seperti ditunjukkan pada Gambar 4.23.



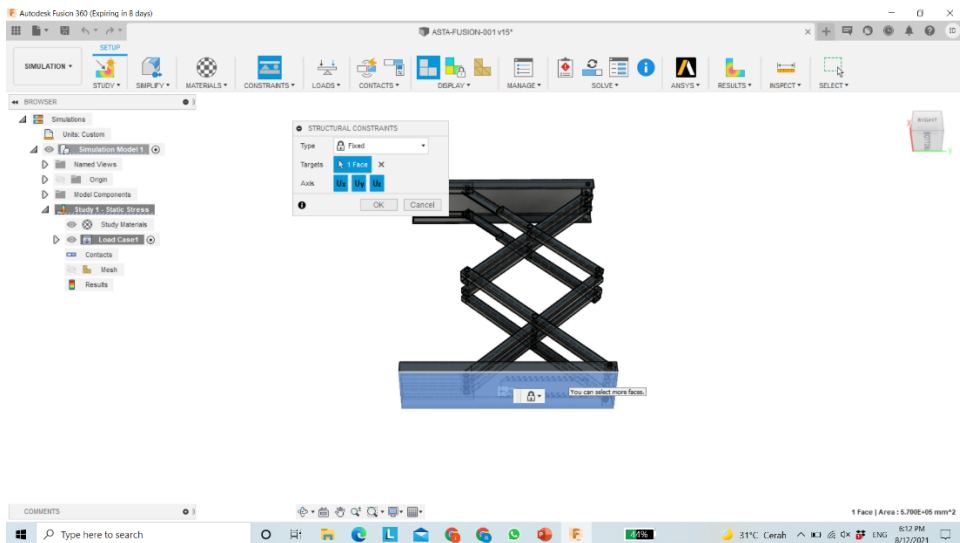
Gambar 4.23 *New Study(Static Stress)*

- Langkah kedua adalah mengaplikasikan jenis *constraints* pada bagian yang

ditentukan yang ditunjukkan pada Gambar 4.24. Gambar 4.25 menunjukkan bahwa *fixed constraints* yang akan diaplikasikan pada *platform* bawah.

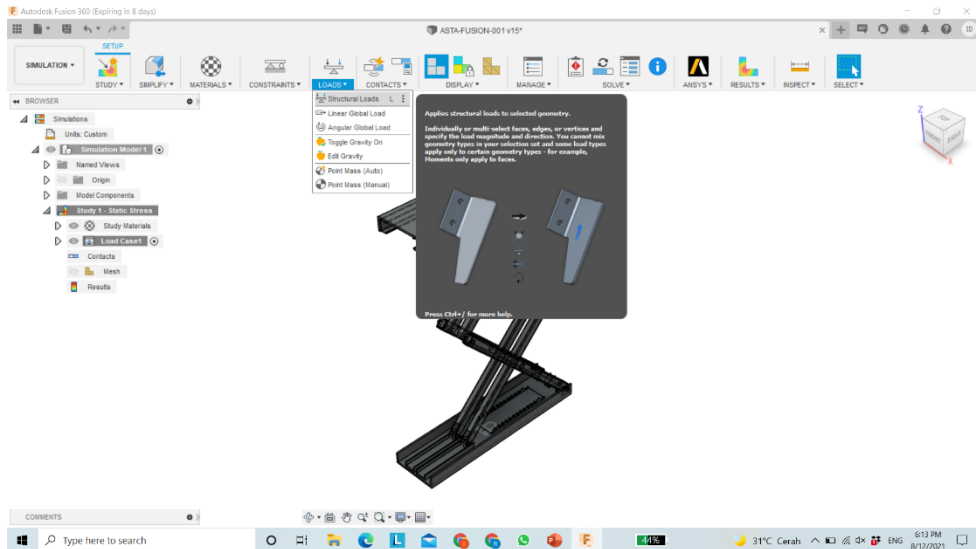


Gambar 4.24 Fungsi-fungsi *constraints*

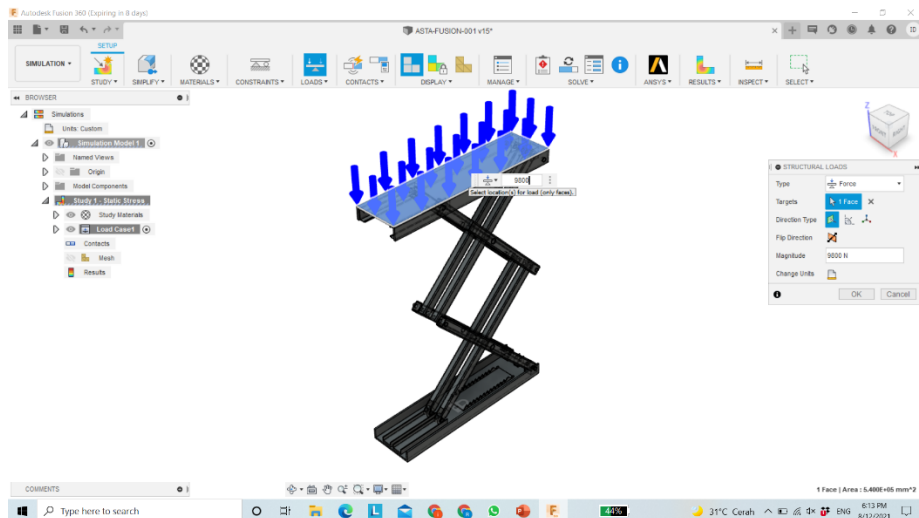


Gambar 4.25 *Fixed constraints (platform)*

- c. Langkah ketiga adalah mengaplikasikan pembebanan pada *platform* seperti ditunjukkan pada Gambar 4.26, sedangkan Gambar 4.27 menunjukkan ukuran beban yang diaplikasikan, yaitu sebesar 9800 N.

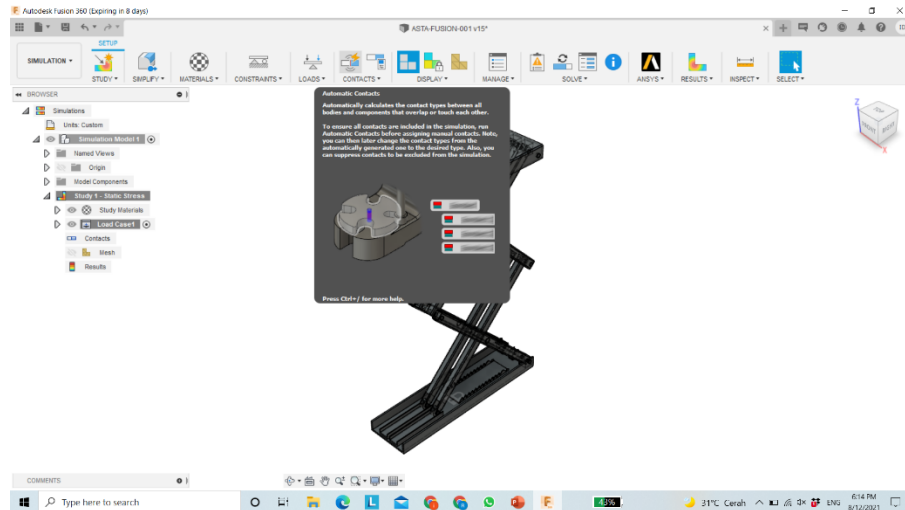


Gambar 4.26 Fungsi aplikasi pembebanan

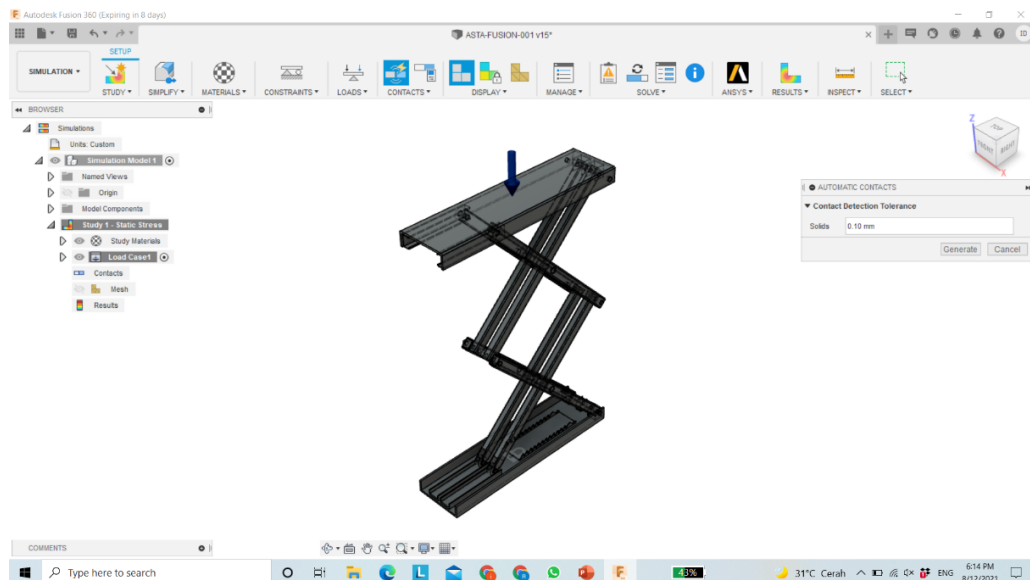


Gambar 4.27 Pembebanan pada *platform*

- d. Langkah keempat adalah menggunakan fitur *automatic contacts* untuk mengkalkulasi secara otomatis kontak yang terjadi pada komponen-komponen struktur seperti ditunjukkan pada Gambar 4.28. Secara otomatis ia akan mendeteksi dan mengaplikasi semua kontak saat analisis dilakukan. Parameter digunakan untuk mengkalkulasi kontak dengan *tolerance* 0,10 mm seperti ditunjukkan pada Gambar 4.29.

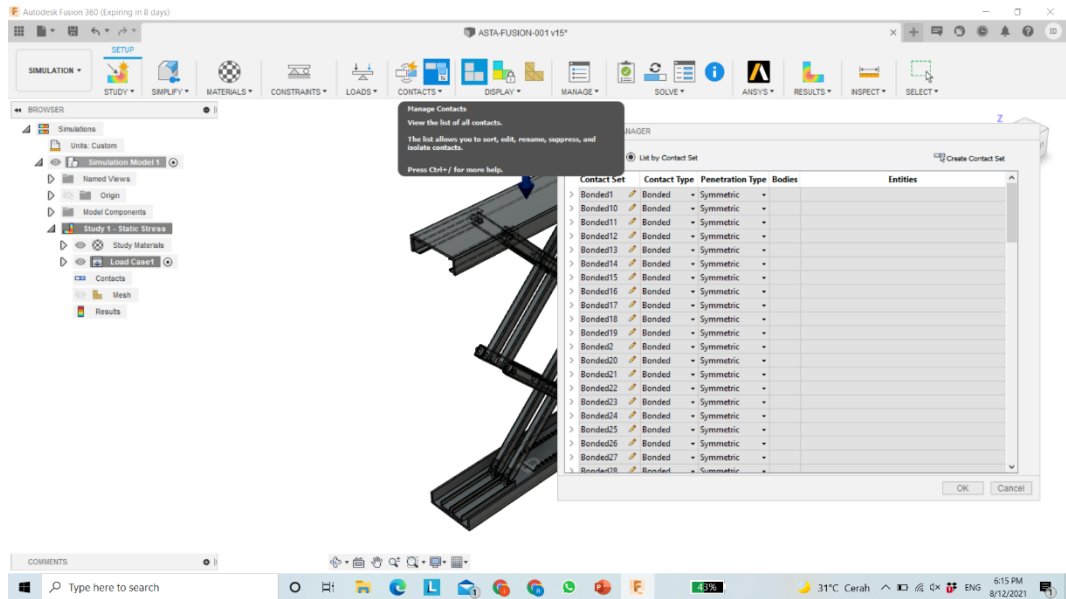


Gambar 4.28 Fungsi *automatic contacts*

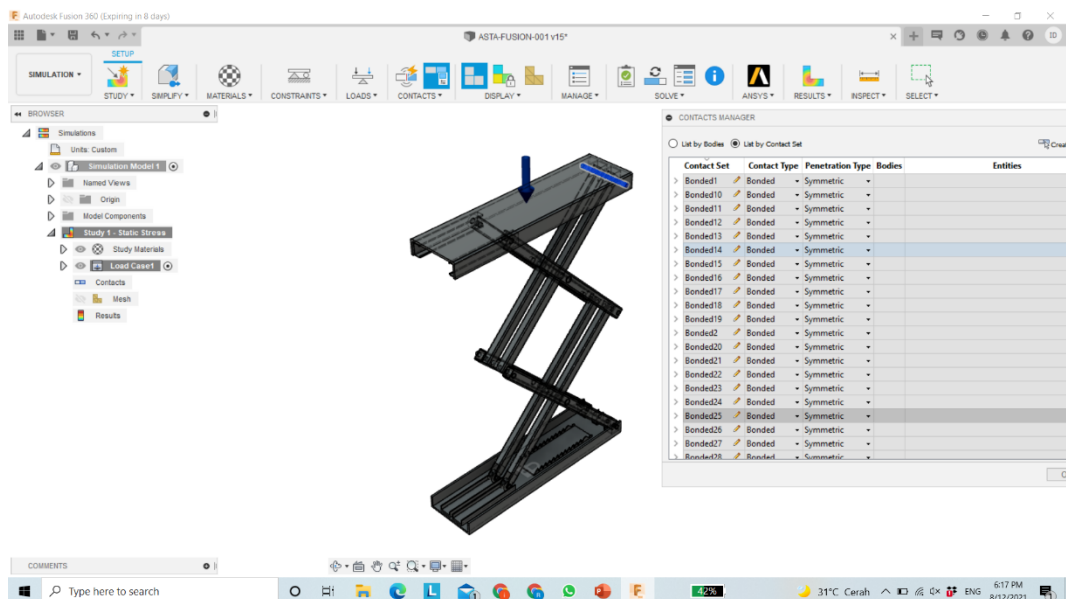


Gambar 4.29 Parameter toleransi

Setelah melakukan kalkulasi kontak, harus diperiksa jika semua kontak telah ada dan memastikan jika ada yang perlu ditambah seperti ditunjukkan pada Gambar 4.30 dan Gambar 4.31.

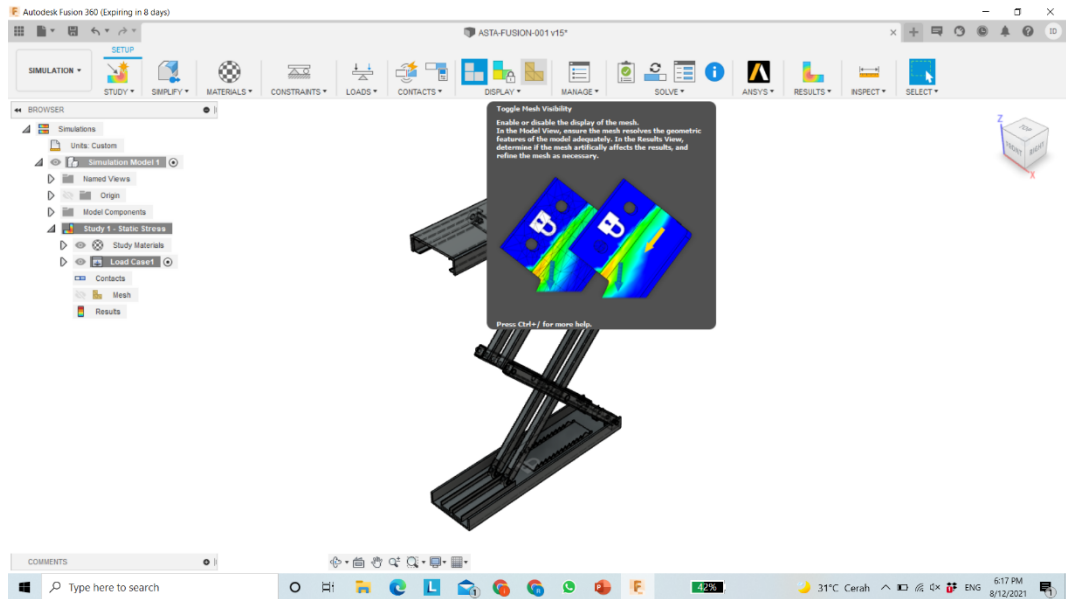


Gambar 4.30 Pemeriksaan kelengkapan kontak (1)



Gambar 4.31 Pemeriksaan kelengkapan kontak (2)

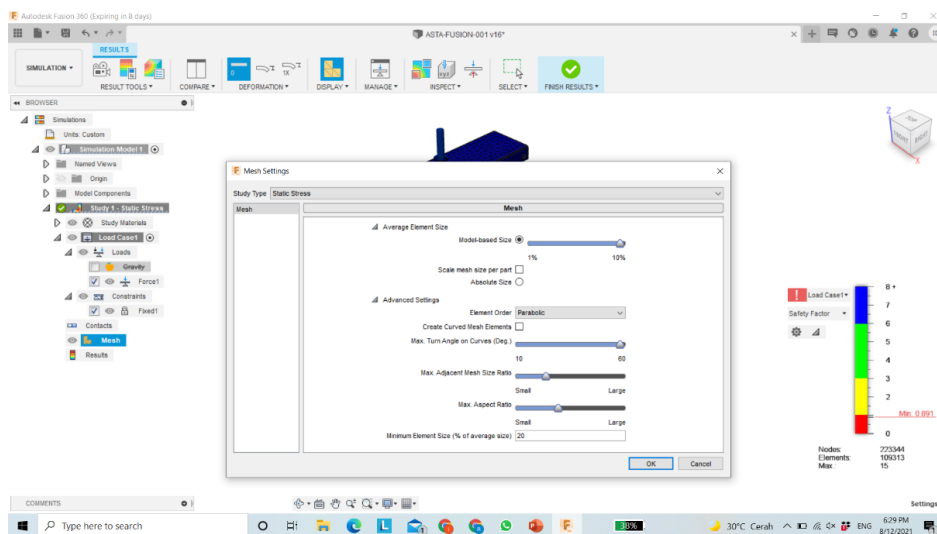
e. Langkah kelima adalah mengaplikasikan *mesh* kepada struktur seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.32..



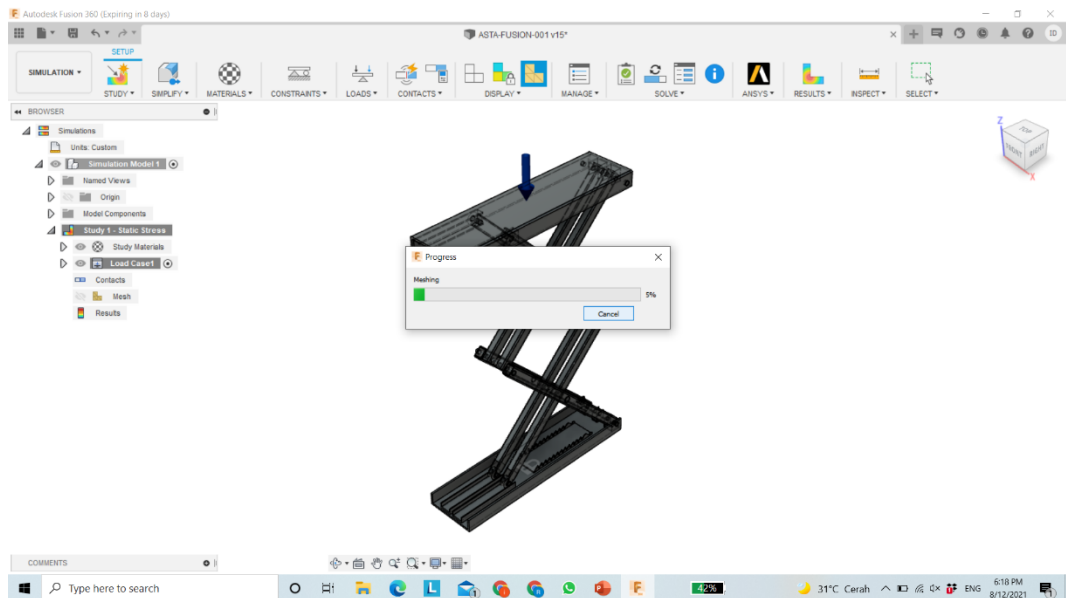
Gambar 4.32 Fungsi mesh

Parameter yang digunakan pada mesh

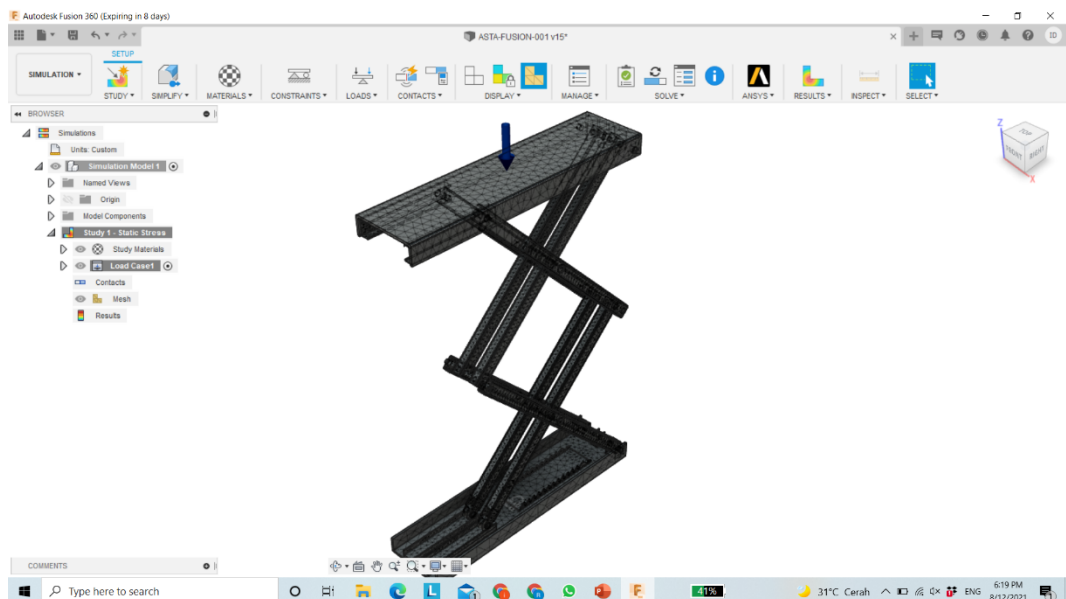
Parameter *mesh* yang digunakan pada analisis ini ditunjukkan di Gambar 4.33. Proses pembuatan *mesh* ditunjukkan pada Gambar 4.34 dan hasil final *mesh* sudah selesai ditunjukkan pada Gambar 4.35.



Gambar 4.33 Parameter mesh

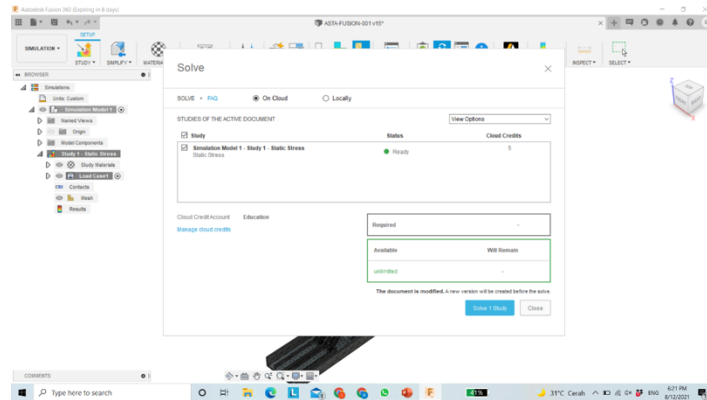


Gambar 4.34 Solving mesh



Gambar 4.35 Hasil mesh

- f. Langkah keenam adalah *solve the study* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.36. Pada langkah ini seluruh analisis akan diproses.



Gambar 4.36 *Solve the study*

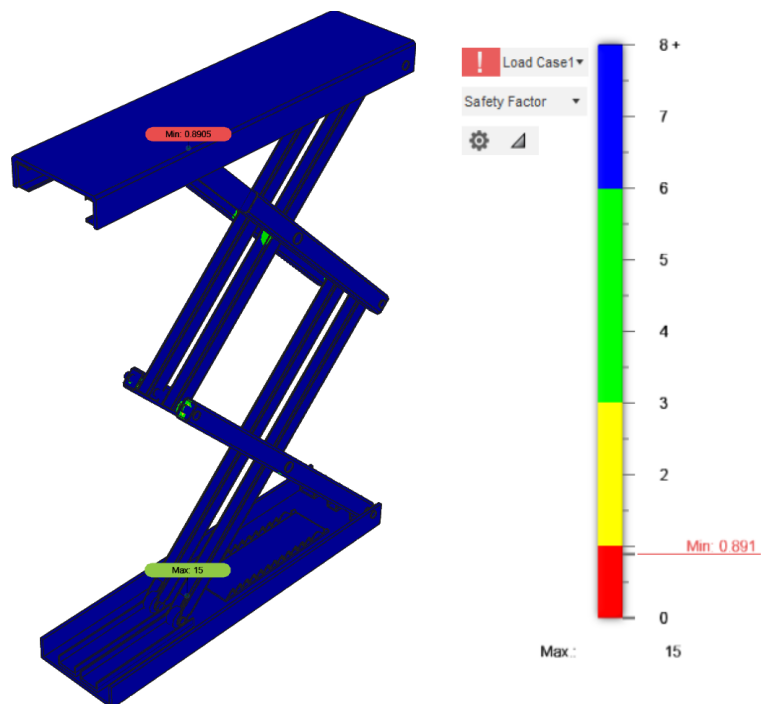
Tabel 4.5 di bawah ini menunjukkan hasil simulasi *static stress* yang diaplikasikan pada rancangan *fixed-portable hydraulic scissor car lift platform*.

Tabel 4.5 Hasil simulasi

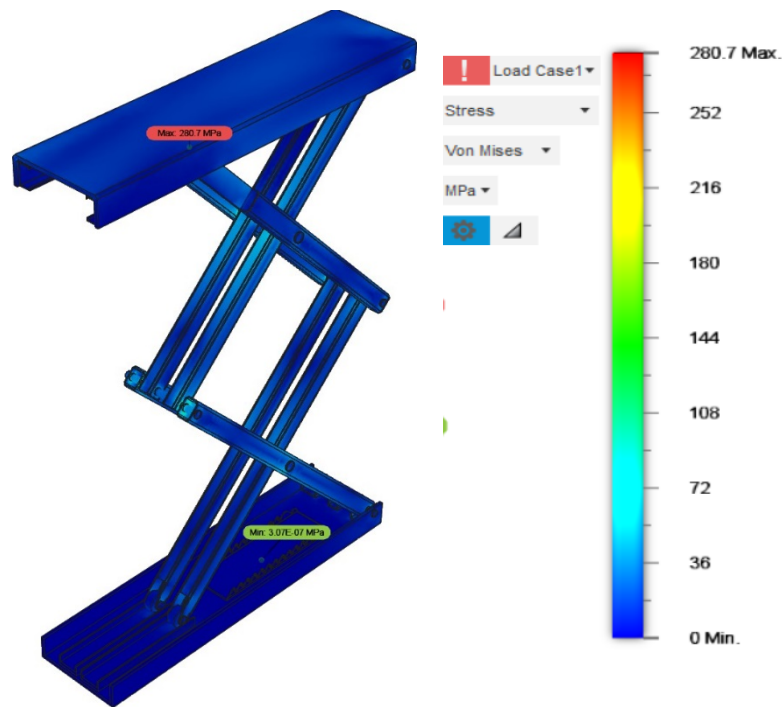
Name	Minimum	Maximum
Safety Factor		
Safety Factor (Per Body)	0.8905	15
Stress		
Von Mises	3.07E-07 MPa	280.7 MPa
1st Principal	-57.81 MPa	332.2 MPa
3rd Principal	-230.1 MPa	50.54 MPa
Normal XX	-139.6 MPa	146.4 MPa
Normal YY	-196 MPa	110.5 MPa
Normal ZZ	-198.8 MPa	331.8 MPa
Shear XY	-90.63 MPa	85.94 MPa
Shear YZ	-94.59 MPa	97.04 MPa
Shear ZX	-115.2 MPa	117.5 MPa
Displacement		
Total	0 mm	3.064 mm
X	-0.1143 mm	0.6722 mm
Y	-1.236 mm	0.4842 mm
Z	-2.806 mm	0.04406 mm
Reaction Force		
Total	0 N	2191 N
X	-432.4 N	455.4 N
Y	-298.8 N	611.2 N
Z	-796.7 N	2070 N
Strain		
Equivalent	2.244E-12	0.001877
1st Principal	-1.101E-06	0.001699
3rd Principal	-0.001766	6.943E-07
Normal XX	-5.215E-04	6.211E-04
Normal YY	-9.248E-04	6.129E-04
Normal ZZ	-9.797E-04	0.00152
Shear XY	-0.001142	0.001083
Shear YZ	-0.001192	0.001223
Shear ZX	-0.001451	0.001481



Gambar 4.37 Beban yang diberikan pada struktur



Gambar 4.38 Hasil simulasi *Safety Factor*



Gambar 4.39 Hasil simulasi *Stress Von Mises*

Dari hasil simulasi *Stress Von Mises*, tegangan terbesar yaitu tegangan $\delta_{total} = 280,7 \text{ MPa}$ yang terjadi pada lunturnan roda bagian *platform* atas. Hasil simulasi bagian yang dirancang seperti poros-poros dan *bearing* menunjukkan nilai $\delta_{total} < 180 \text{ MPa}$, tegangan pada batang-batang dan *platform* menunjukkan nilai $\delta_{total} < 108 \text{ MPa}$. Tegangan yang terjadi pada struktur lebih kecil dari tegangan luluh material $\delta = 250 \text{ MPa}$.

Karena $\delta_{total} < 180 \text{ MPa} < \delta = 250 \text{ MPa}$ dan $\delta_{total} < 108 \text{ MPa} < \delta = 250 \text{ MPa}$ maka desain memenuhi syarat kekuatan dan dinyatakan aman.

Hasil analisis menunjukkan *safety factor* pada poros-poros dengan nilai $sf = 2 - 3$ dan pada struktur seperti batang-batang dan *platform* dengan nilai $sf > 8$. Karena pada perhitungan menggunakan $sf = 1,5$ dan karena *safety factor* dari hasil simulasi lebih besar dari *safety factor* yang digunakan pada perancangan, maka desain memenuhi syarat kekuatan dan dinyatakan aman.

BAB V

KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perhitungan dan analisa maka diperoleh beberapa kesimpulan mengenai perancangan *fixed-portable hydraulic scissor car lift platform* dengan kapasitas 2 ton sebagai berikut:

1. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa tegangan (δ_{total}) yang terjadi pada konstruksi lebih kecil dari tegangan ijin (δ_{ijin}) material yang digunakan, maka perancangan konstruksi pada rangka aman.
 - Platform Atas
 $\delta_{total} = 33,04 \text{ MPa} < \delta_{ijin} = 166,7 \text{ MPa}$
 - Rangka Tengah
 $\delta_{total} = 80,2 \text{ MPa} < \delta_{ijin} = 166,7 \text{ MPa}$
 - Platform Bawah
 $\delta_{total} = 5,1 \text{ MPa} < \delta_{ijin} = 166,7 \text{ MPa}$
 - Poros *bearing* dan poros-poros pada *platform*
 $\delta_{total} = 81 \text{ MPa} < \delta_{ijin} = 166,7 \text{ MPa}$
 - Poros batang rangka tengah
 $\delta_{total} = 111,6 \text{ MPa} < \delta_{ijin} = 166,7 \text{ MPa}$
2. Dari hasil simulasi *Stress Von Mises*, pembebanan terbesar terjadi adalah tegangan $\delta_{total} = 280,7 \text{ MPa}$ yaitu pada lunturnan roda bagian *platform* atas.
3. Pada hasil simulasi, tegangan yang terjadi pada poros-poros dan *bearing* tidak melampaui tegangan luluh material $\delta = 250 \text{ MPa}$ dan karena $\delta_{total} = 180 \text{ MPa} < \delta = 250 \text{ MPa}$ desain memenuhi syarat kekuatan.
4. Tegangan pada batang-batang dan *platform* $\delta_{total} < 108 \text{ MPa}$. Karena tegangan yang terjadi pada struktur lebih kecil dari tegangan luluh material $\delta_{total} = 108 \text{ MPa} < \delta = 250 \text{ MPa}$ maka desain memenuhi syarat kekuatan dan dinyatakan aman. Karena hasil dari perhitungan dan hasil dari analisis menggunakan FUSION 360 aman, maka perancangan dinyatakan aman.

DAFTAR PUSTAKA

- A. C. Ugural, *Mechanical design of machine components*, CRC Press, 2015.
- A. M. Zainuri, *Kekuatan bahan*, Penerbit ANDI, 2008.
- C. G. Dengiz, M.C. Şenel, K. Yıldızlı, E. Koç, Design and Analysis of Scissor Lifting System by Using Finite Elements Method, *Universal Company*. Castle Equipment, *Weaver Auto Hoist*, 2014.
Website: http://www.castleequipment.com/Museum/lifts_weaver_history.htm, diakses tanggal 10 Mei 2021.
- D. B. Firmansyah & H. Pranoto, Analisa Kekuatan Rangka Dudukan Cylinder Hidrolik Scissor Lift. *Jurnal Teknik Mesin*, vol. 8, no. 3, 2019, pp. 142-156.
- D. H. Ningsih, Computer Aided Design/Computer Aided Manufactur [CAD/CAM]". *Jurnal Teknologi Informasi DINAMIK*, vol. 10, no. 3, pp. 143-149.
- Effendi, R., Maghfurah, F., Strength Analysis of Steel Construction and Swing Hanger Using Theoretical Method and Simulation of Finite Element, *JEMMME (Journal of Energy, Mechanical, Material, and Manufacturing Engineering)*, 2019; 4: 119-128.
- E. P. Popov, *Mekanika Teknik*, Penerbit Erlangga, 1991.
- E. Ribut, *Pekerjaan dasar Teknik otomotif*, Kementerian Pendidikan dan Kebudayaan Republik Indonesia, 2013.
- Gere and Timoshenko. *Mekanika Bahan*, Penerbit Erlangga, 1997.
- G. Z. Guangli, *Scissor Lift Spray Booth*, 2021.
- Innovator, *Portable Scissor Lift*, 2021. Website: <https://www.innovator-tech.com/en/65-scissor-lift>, diakses tanggal 30 Mei 2021.
- J. Muharam, dkk, *Penggunaan Dan Pemeliharaan Peralatan Dan Perlengkapan Tempat Kerja*, Direktorat Pembinaan Sekolah Menengah Kejuruan, 2005.
- R.C.Hibbeler, *Mechanicsofmaterial*, Pearson Prentice Hall, 2011.
- R. Gunawan, *Tabel profil konstruksi baja*, Penerbit Kanisius, 1993.
- Sularso & Suga K, *Dasar perencanaan dan pemilihan elemen mesin*, PT. AKA, 2004.
Website: https://id.gzguangli.com/spray-booth_c2, diakses tanggal 20 Mei 2021.
- Wesli, *Mekanika rekayasa*, Penerbit Graha Ilmu, 2010.



SINTEK JURNAL
Jurnal Ilmiah Teknik Mesin
 is an open access, and peer-review journal which publishes original and review articles in area mechanical engineering

UMJ
 Enlightening. Empowering

SINTEK JURNAL
 Journal Ilmiah Teknik Mesin

P-ISSN : 2088-9038
 e-ISSN : 2549-9645

Website: jurnal.umj.ac.id/index.php/sintek
 E-mail: sintek@ffumj.ac.id
 Mobile: 0812-6911-689

PERANCANGAN DAN ANALISIS KEKUATAN STATIS PADA FIXED-PORTABLE HYDRAULIC SCISSOR CAR LIFT PLATFORM DENGAN KAPASITAS 2 TON

Igor Vinicius De Souza Lima, J Victor Tuapetel, Achmad Zaki Rahman

Abstract

The large number of vehicles (cars) currently available causes an increase in demand for vehicle services and maintenance. Required availability of equipment that results in effectiveness and efficiency in its maintenance. The scissor lift model was chosen because it is portable and does not require much space for use in workshops. The design of a lifting device that uses a scissor lifting type hydraulic system that can be used fixed-portable for MPV type vehicles or vehicles weighing under 2 tons was carried out. The designed platform is then calculated and analyzed for its structural strength using FUSION 360 and FTOOL software. The calculation results show that the total stress is less than the permissible stress, then the material meets the strength requirements () and is declared safe. From the FEA Stress Von Mises simulation results, the total stress on the structure is smaller than the material stress. Due to the calculation using = 1.5 and the safety factor from the simulation results is greater than the safety factor used in the design, the design meets the strength requirements and is declared safe.

Keywords

scissor car lift; safety factor; Solidworks; FTOOL

References

- A. C. Ugural, Mechanical design of machine components, CRC Press, 2015.
- A. M. Zainuri, Kekuatan bahan, Penerbit ANDI, 2008.
- C. G. Dengiz, M.C. Şenel, K. Yıldızlı, E. Koç, Design and Analysis of Scissor Lifting System by Using Finite Elements Method, Universal Journal of Materials

Editorial Team

Peer Reviewers

Focus and Scope

Author Guidelines

Online Submission

Publication Ethics

Publication Charges

Abstracting and Indexing

Copyright Transfer Agreement

Summary Stats

USER

Username

Password

Remember me

[Logout](#)

NOTIFICATIONS

- View
- Subscribe



LANGUAGE

Select Language



SINTEK JURNAL

Jurnal Ilmiah Teknik Mesin

is a open access, and peer-review journal which publishes original and review articles in area mechanical engineering

p-ISSN : 2088-9038
 e-ISSN : 2549-9645
 Website: jurnal.umj.ac.id/index.php/sintek
 E-mail: sintek@iftumj.ac.id
 Mobile: 0812-6911-689



[HOME](#)
[ABOUT](#)
[LOGIN](#)
[REGISTER](#)
[ANNOUNCEMENTS](#)
[CATEGORIES](#)
[SEARCH](#)
[CURRENT](#)
[ARCHIVES](#)

[CONTACT](#)

Home > Archives > **Vol 16, No 2 (2022)**

Vol 16, No 2 (2022)

SINTEK JURNAL

Table of Contents

Articles

PERANCANGAN DAN ANALISIS STRUKTUR STATIS TERHADAP FUSELAGE VERSI MARITIM DARI PROTOTIPE UAV V5 PRODUKSI

DOI : [10.24853/sintek.16.2.68-76](https://doi.org/10.24853/sintek.16.2.68-76)

Gabriel Sutanty, Sheila Tobing, Budi Atmoko

OPTIMIZATION OF COMPRESSOR WORK, POWER AND HEAT ON EFFICIENCY REFRIGERANT R290 ON SPLIT AC

DOI : [10.24853/sintek.16.2.77-81](https://doi.org/10.24853/sintek.16.2.77-81)

Samsudi Raharjo, RM Bagus Irawan, M. Edi Pujiyanto

ANALISIS BRIKET FIBER MESOCARP KELAPA SAWIT METODE KARBONISASI DENGAN PEREKAT TEPUNG TAPIOKA

DOI : [10.24853/sintek.16.2.82-91](https://doi.org/10.24853/sintek.16.2.82-91)

Istianto Budhi Rahardja, Cenda E Hasibuan, Yudi Dermawan

PERANCANGAN DAN ANALISIS KEKUATAN STATIS PADA FIXED-PORTABLE HYDRAULIC SCISSOR CAR LIFT PLATFORM DENGAN KAPASITAS 2

TON

Igor Vinicius De Souza Lima, J Victor Tuapel, Achmad Zaki Rahman

FABRICATION AND SIMULATION STUDIES ON SOUND ABSORPTION COEFFICIENT OF NATURAL MICROFIBERS REINFORCED SILICONE RUBBER

Afira Ainur Rosidah, Vuri Ayu Setyowati

MESIN AYAK DUJA SALURAN DILENGKAPI PENGARAH UNTUK BERAS JAGUNG

Yohanes Benediktus Yokasing, Amiruddin Abdullah, Stanislaus Tamelab

OBSERVATION OF MACRO SURFACE AND GEAR MASS OF 3D PRINTING MACHINE USING PLA FILAMENT

Mochamad Edoward Ramadhan, Aris Zainul Muttaqin, M. Trifiananto

UNJUK KERJA CATALYTIC CONVERTER KATALIS TEBAGA KROM TERHADAP PENURUNAN TEMPERATUR EMISI BAS BUANG MOTOR BENJIN

RM Bagus Irawan, Edi Pujiyanto, Muh Faishal Khairi

OPTIMIZATION ANALYSIS OF PRODUCTION CAPACITY ON TRIMMING PROCESS FOR PASSENGER VEHICLE WITH A LEARNING CURVE

Franka Hendra, Riki Effendi

COOLANT CIRCULATION IMPROVEMENT ON THE CHIP TUB OF THE MACHINE LNC OKUMA 0002 PT. KOMATSU UNDERCARRIAGE INDONESIA

Muhammad Aditya Artha Prastama, Iwan Nugraha Gusniar

- Editorial Team
- Peer Reviewers
- Focus and Scope
- Author Guidelines
- Online Submission
- Publication Ethics
- Publication Charges
- Abstracting and Indexing
- Copyright Transfer Agreement
- Summary Stats

USER

Username

Password

Remember me

[Login](#)

NOTIFICATIONS

- View
- Subscribe



LANGUAGE

Select Language

English

[Submit](#)

FONT SIZE



JOURNAL CONTENT