



TUGAS AKHIR - TM141585

**PERANCANGAN KONSTRUKSI MESIN *PRESS* PANAS  
PNEUMATIK BERBASIS 2 KONTROL *RELAY*  
DENGAN BANTUAN *SOFTWARE SOLIDWORK***

ICHROS SOFIL MUBAROT  
NRP. 2114105060

Dosen Pembimbing  
Ir. Sampurno, MT

Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2017



TUGAS AKHIR - TM141585

**PERANCANGAN KONSTRUKSI MESIN *PRESS* PANAS  
PNEUMATIK BERBASIS 2 KONTROL *RELAY*  
DENGAN BANTUAN *SOFTWARE SOLIDWORK***

**ICHROS SOFIL MUBAROT  
NRP. 2114105060**

**Dosen Pembimbing  
Ir. Sampurno, MT**

**JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2017**



**FINAL PROJECT - TM141585**

**DESIGN CONSTRUCTION PRESSURE ENERGY  
PRESS MACHINE PNEUMATIC BASED 2 CONTROL  
RELAY WITH SOFTWARE SOLIDWORK**

**ICHROS SOFIL MUBAROT  
NRP. 2114105060**

**Academic Supervisor  
Ir. Sampurno, MT**

**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2017**

## LEMBAR PENGESAHAN

### PERANCANGAN KONSTRUKSI MESIN *PRESS* PANAS PNEUMATIK BERBASIS 2 KONTROL *RELAY* DENGAN BANTUAN *SOFTWARE SOLIDWORK*

#### TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
Pada  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Oleh :

**ICHROS SOFIL MUBAROT**

NRP : 2114105060

Disetujui Oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Ir. Sampurno, MT  
(NIP. 196504041989031002) .....(Pembimbing)
2. Dr. Ir. Bustanul Arifin Noor, M.Sc  
(NIP. 195904301989031002) .....(Penguji 1)
3. Dinny Harnany, ST, M.Sc  
(NIP. 2100201405001) .....(Penguji 2)
4. Ari Kurniawan Saputra, S.T  
(NIP.198604012015041001) .....(Penguji 3)

**SURABAYA 2017**

**PERANCANGAN KONSTRUKSI RANGKA MESIN PRESS  
PANAS PNEUMATIK BERBASIS 2 KONTROL RELAY  
DENGAN BANTUAN SOFTWARE SOLIDWORK**

**Nama** : Ichros Sofil Mubarot  
**NRP** : 2114105060  
**Jurusan** : Teknik Mesin FTI ITS  
**Dosen Pembimbing** : Ir. Sampurno, MT

**ABSTRAK**

*Perkembangan teknologi memberikan dampak yang lebih baik untuk perkembangan bidang industri. Terutama pada industri manufaktur, salah satunya adalah mesin press. yang memiliki berbagai fungsi, yang diaplikasikan pada pengepresan plat, kain, plastik, kayu, kertas dan lain - lain. Mesin press dari tahun ke tahun selalu mengalami perubahan pada segi material dan bentuk konstruksi. banyak dijumpai mesin press di industri yang relatif mahal, tapi mudah mengalami kerusakan yang mengakibatkan tertundanya proses produksi. untuk memperbaiki dan mengurangi harga mesin press, dalam penelitian ini dilakukan desain konstruksi dan pembuatan mesin press panas pneumatik berbasis 2 kontrol relay yang lebih handal dan murah dengan bantuan software solidwork.*

*Langkah - langkah desain yang akan dilakukan meliputi penyusunan daftar kebutuhan atau list of requirement, melakukan studi literatur dan lapangan, pemilihan material, pembuatan model dan penentuan dimensi konstruksi mesin press pnematik, dari hasil pemodelan dilakukan simulasi pembebanan untuk mengetahui daerah kritis menggunakan software solidwork. Pada proses simulasi ditentukan fix support dan free support pada komponen yang kritis. Selanjutnya diberikan beban maksimum yang telah ditentukan, untuk mengetahui tegangan maksimum yang terjadi. setelah itu dilakukan simulasi. Sehingga akan*

*diperoleh desain konstruksi yang memenuhi kriteria keamanan dan harga yang paling ekonomis.*

*Dari hasil simulasi software solidwork dan verifikasi perhitungan, didapatkan nilai tegangan maksimum yang terjadi pada bagian komponen paling kritis, masing - masing pada bagian pneumatic holder dengan nilai tegangan sebesar 0,106 MPa dan pada bagian standing support dengan nilai tegangan sebesar 0,311 MPa. Dapat disimpulkan besar tegangan yang terjadi pada semua komponen lebih kecil dari tegangan ijin material sebesar 250 MPa. Selain itu pada komponen seperti base plate ,pusher plate, poros penyearah mempunyai tegangan yang lebih kecil dari tegangan komponen kritis. Maka desain konstruksi mesin press panas pneumatik dikatakan aman, layak dibuat dan dipasarkan.*

***Kata Kunci : Fix support, Free support, list of requirement, Solidwork***

**DESIGN CONSTRUCTION PRESSURE ENERGY PRESS  
MACHINE PNEUMATIC BASED 2 CONTROL RELAY  
WITH SOFTWARE SOLIDWORK**

**Name** : Ichros Sofil Mubarot  
**NRP** : 2114105060  
**Department** : Mechanical Engineering FTI ITS  
**Supervisor** : Ir. Sampurno, MT

**Abstract**

*Technological developments provide better impact for industrial development. Especially in the manufacturing industry, one of which is the press machine. Which has various functions, applied to plate presses, fabrics, plastics, wood, paper and others. Press machines from year to year always change in terms of materials and forms of construction. Many press machines in the industry are relatively expensive, but easily damaged resulting in delays in the production process. To improve and reduce the price of press machine, in this research is done construction design and manufacture of pneumatic hot press machine based on 2 control relay which is more reliable and cheap with the help of solidwork software.*

*The design steps that will be carried out include preparing the list of requirements, conducting literature and field studies, material selection, model making and determining the dimensions of pneumatic press machine construction, from the modeling results done by loading simulation to know the critical areas using solidwork software. In the simulation process determined fix support and free support on critical components. Furthermore, given the maximum load that has been determined, to determine the maximum voltage that occurs. After that done simulation. So that will get a construction design that meets the criteria of security and the most economical price.*

*From the result of simulation of solidwork software and calculation verification, got the maximum voltage value that happened at the most critical component part, each on the pneumatic holder with the voltage value of 0,106 MPa and on the standing support with the voltage value of 0,311 MPa. It can be concluded that the magnitude of the voltage that occurs on all components is smaller than the material permit voltage of 250 MPa. In addition to components such as base plate, pusher plate, rectifier axis has a voltage smaller than the critical component voltage. So the construction design of pneumatic hot press machine is said to be safe, worthy made and marketed.*

**Keywords:** Fix support, Free support, list of requirement, Solidwork

## **KATA PENGANTAR**

Rasa syukur, hormat dan pujian penulis sampaikan kepada Alloh SWT yang telah memberikan hidup, teguran, harapan, semangat, dan kekuatan sehingga penulis dapat menyelesaikan laporan tugas akhir dengan judul :

### **PERANCANGAN KONSTRUKSI MESIN PRESS PANAS PNEUMATIK BERBASIS 2 KONTROL RELAY DENGAN BANTUAN SOFTWARE SOLIDWORK**

Keberhasilan tugas akhir ini tidak lepas dari dukungan berbagai pihak. Dengan ini saya mengucapkan terima kasih atas bantuan, petunjuk, arahan, dan bimbingan kepada yang terhormat :

1. Bapak Sunarto, Ibu Miftakhul Hidayah Dan Adik – adikku Ilhab Firosa Abadi dan Wempy Mahya Sawabi yang selalu memahami dan memberikan dukungan moral maupun materiil, dan doa yang tulus. Semoga penulis dapat membanggakan keluarga dan menjadi orang yang bermanfaat bagi keluarga dan lingkungan.
2. Bapak Ir. Sampurno, MT. sebagai dosen pembimbing atas segala bimbingan dan bantuannya hingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir dengan baik.
3. Bapak Ir. Bambang Pramudjati, Msc.Eng, PhD selaku ketua jurusan S1 Teknik Mesin FTI – ITS.
4. Ibu Dinny Harnany, ST. M.Sc sebagai Dosen Wali.
5. Bapak Ari Kurniawan Saputra, ST. MT, Moch Solichin, ST. MT, Dinny Harnany, ST. M.Sc sebagai pembahas dan penguji sidang Tugas Akhir saya.

6. Seluruh bapak ibu dosen yang telah memberikan ilmu, yang tak ternilai dan karyawan yang memberikan banyak kemudahan dan kerjasama selama ini.
7. Teman seperjuangan Tugas Akhir ini Rismu Landung Gumilang, Aris Jiantoro, Reddy Berto Alfiando, dan Reynaldi Adi Putra.
8. Teman – teman di lab manufaktur yang telah banyak membantu selama mengerjakan Tugas Akhir ini.
9. Teman – teman Lintas Jalur S1 Teknik Mesin 2014 dan 2015 semester ganjil dan genap.

Saya mengucapkan terima kasih atas segala bantuan, bimbingan dan fasilitas yang telah diberikan kepada saya hingga terselesaikannya laporan tugas akhir ini. saya menyadari bahwa penelitian ini masih jauh dari sempurna, oleh karena itu saya mengharapkan saran dan kritik untuk perbaikan di masa mendatang. Semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi masyarakat luas.

Penulis

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK .....	v
ABSTRACT .....	vii
KATA PENGANTAR.....	ix
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR .....	xi
DAFTAR TABEL .....	xiii

### BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah .....	2
1.4 Tujuan.....	2
1.5 Manfaat .....	2

### BAB II DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Pustaka.....	7
2.1.1 Mesin Press.....	7
2.1.2 Konsep Pemodelan .....	9
2.2 Konsep Umum Desain Mekanika .....	9
2.3 Teori Kegagalan .....	11
2.3.1 Teori Analisa Kegagalan Statis .....	11
2.3.2 Teori Kegagalan Normal Maksimum .....	12
2.3.3 Teori Tegangan Geser Maksimum .....	12
2.3.4 Teori Kegagalan Distorsi Energy Maksimum	13
2.4 Tegangan Ijin Dan Faktor Keamanan .....	13
2.5 Momen Inersia .....	15
2.6 Momen Lentur .....	16
2.7 Sambungan Pengelasan .....	17
2.8 Pemilihan Material .....	18
2.9 Metode Elemen Hingga .....	20
2.10 Software Solidwork .....	21

### **BAB III METODOLOGI PENELITIAN**

3.1 Diagram Alir Penelitian .....	29
3.2 Diagram Alir Pembuatan Model Dengan Solidwork ...	33
3.4 Diagram Alir Simulasi Beban Statis Menggunakan Solidwork .....	41

### **BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN**

4.1 Pengembangan Konsep Rangka Mesin Press .....	51
4.2 Perhitungan Dan Simulasi Desain Terpilih .....	51
4.3 Cara Kerja Mesin Press .....	53
4.4 Perhitungan Keamanan Material .....	54
4.4.1 Perhitungan Keamanan Top Pneumatic Holder..	54
4.4.2 Perhitungan Keamanan Baut .....	61
4.4.3 Perhitungan Top Pneumatik Holder.....	63
4.5 Perhitungan Tegangan Standing Support .....	66
4.6 Analisa Tegangan Standing Support .....	67
4.7 Perencanaan Dan Perhitungan Sambungan Las.....	69
4.8 Simulasi Pada Bagian Top Pneumatic Hoder .....	71
4.8.1 Fix Geometry Top Pneumatic Holder .....	71
4.8.2 Pembebanan Top Pneumatic Holder .....	72
4.8.3 Meshing Pada Bagian Top Pneumatic Holder .	73
4.8.4 Hasil Analisa Tegangan Top Pneumatic Holder	74
4.8.5. Defleksi Pada Bagian Top Pneumatic Holder..	75
4.9 Simulasi Pada Bagian Standing Support .....	77
4.9.1 Fix Geometry Standing Support .....	77
4.9.2 Pembebanan Standing Support .....	78
4.9.3 Meshing Standing Support .....	79
4.9.4 Hasil Analisa Standing Support .....	80
4.9.4 Defleksi Standing Support .....	81
4.10 Simulasi Pada Bagian Pneumatik Holder .....	83
4.10.1 Fix Geometry Pneumatik Holder .....	83
4.10.2 Meshing Pneumatik Holder .....	84
4.10.3 Hasil Analisa Pneumatik Holder.....	85
4.10.4 Defleksi Pada Bagian Pneumatik Holder .....	86

4.11 Hasil Analisa Tegangan Sliding Plate .....	87
4.12 Hasil Analisa Tegangan BCetakan Bawah .....	88
4.13 Hasil Analisa Tegangan Pada Pegas Tekan.....	89
4.14 Hasil Analisa Tegangan Pada Pusher Plate .....	90
4.15 Perbandingan Perhitungan Manual Dan Simulasi .....	91

## **BAB V EVALUASI HASIL**

5.1 Evaluasi Hasil Pembahasan .....	93
5.2 Faktor Yang Mempengaruhi Hasil Analisa .....	94

## **BAB VI KESIMPULAN DAN SARAN**

5.1 Kesimpulan.....	97
5.2 Saran .....	99

## **DAFTAR PUSTAKA**

## **LAMPIRAN**

## **BIODATA**

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Desain Konstruksi Mesin Press Panas.....	2
Gambar 1.2 Road Map Mesin Press Panas.....	3
Gambar 2.1 Contoh Konstruksi Mesin Press .....	8
Gambar 2.2 Momen Inersia.....	15
Gambar 2.3 Momen Bending .....	17
Gambar 2.4 Pembagian Body Finite Element .....	19
Gambar 2.5 Software Solidwork .....	25
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian.....	29
Gambar 3.2 Digram Alir Pembuatan Model .....	32
Gambar 3.3 Referensi Mesin Press .....	35
Gambar 3.4 Konstruksi Mesin Press Konsep 1,2,3 .....	37
Gambar 3.5 Diagram Alir Simulasi Solidwork .....	41
Gambar 3.6 Sliding Plate Mesin Press Panas Pneumatik.....	42
Gambar 3.7 Pemilihan Spesifikasi Material.....	44
Gambar 3.8 Menentukan Fix Geometry Sliding Plate .....	45
Gambar 3.9 Pembebanan Sliding Plate Dengan Solidwork .....	46
Gambar 3.10 Meshing Pada Bagian Sliding Plate.....	47
Gambar 3.11 Running Sliding Plate Dengan Solidwork.....	48
Gambar 4.1 Desain terpilih Mesin Press Panas Pneumatik.....	52
Gambar 4.2 Skema Kerja Mesin Press.....	53
Gambar 4.3 Bagian Top Pneumatik Holder .....	55
Gambar 4.4 Sketsa Top Pneumatik Holder .....	55
Gambar 4.5 FBD Top Pneumatik Holder.....	57
Gambar 4.6 Potongan 1 FBD Top Pneumatik Holder.....	58
Gambar 4.7 Potongan 2 FBD Top Pneumatik Holder.....	58
Gambar 4.8 Potongan 3 FBD Top Pneumatik Holder.....	59
Gambar 4.9 Momen Bending Top Pneumatik Holder.....	60
Gambar 4.10 Sketsa Baut Top Pneumatik Holder.....	61
Gambar 4.11 Grafik Sodenberg Untuk Keamanan Baut .....	63
Gambar 4.12 FBD Pneumatik Holder .....	63
Gambar 4.13 FBD Pneumatik Holder .....	64
Gambar 4.14 Gaya Geser Bagian Pneumatik Holder.....	64
Gambar 4.15 Diagram Momen Pneumatik Holder.....	65

Gambar 4.16 Defleksi Bagian Pneumatic Holder .....	65
Gambar 4.17 Analisa Standing Support .....	67
Gambar 4.18 FBD Bagian Standing Support .....	68
Gambar 4.19 Desain Las Konstruksi Mesin Press Panas .....	69
Gambar 4.20 Fix Geometry Top Pneumatik Holder .....	71
Gambar 4.21 Pembebanan Top Pnematik Holder .....	72
Gambar 4.22 Meshing Bagian Top Pneumatik Holder .....	73
Gambar 4.23 Hasil Simulasi Top Pneumatik Holder .....	74
Gambar 4.24 Defleksi Bagian Top Pneumatik Holder.....	75
Gambar 4.25 Fix Geometry Bagan Standing Support.....	77
Gambar 4.26 Pembebanan Bagian Standing Support.....	78
Gambar 4.27 Meshing bagian Standing Support.....	79
Gambar 4.28 Hasil SimulasiStanding Support .....	80
Gambar 4.29 Defleksi Bagian Satnding Support .....	81
Gambar 4.30 Fix Geometry Pneumatik Holder.....	83
Gambar 4.31 Meshing Bagian Pneumatik Holder .....	84
Gambar 4.32 Hasil Analisa Tegangan Pneumatik Holder.....	85
Gambar 4.33 Defleksi Bagian Pneumatik Holder .....	86
Gambar 4.34 Hasil Analisa Bagian Sliding Plate.....	87
Gambar 4.35 Hasil Analisa Cetakan Bawah .....	88
Gambar 4.36 Hasil Analisa Bagian Pegas Tekan.....	89
Gambar 4.37 Hasil Analisa Bagian Pusher Plate .....	90

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 3.1</b> Daftar Kebutuhan .....	36
<b>Table 3.2</b> Pemilihan Konsep.....	39
<b>Tabel 5.1</b> Perbandingan Perhitungan Dan Simulasi .....	93

( halaman ini sengaja dikosongkan )

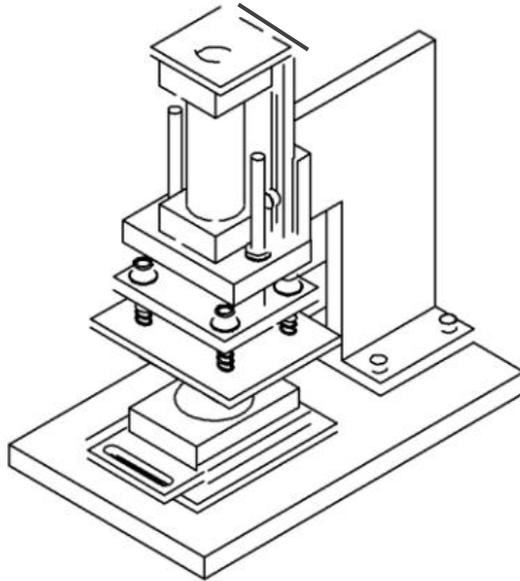
# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Perkembangan industri yang sangat pesat dapat memberikan suatu tempat yang lebih baik untuk mengembangkan, menguasai teknologi dan memproduksinya. Peran industri memang sangat besar sekali dalam sektor perdagangan karena dapat memberikan efek yang cukup besar dan signifikan terhadap kehidupan yang berfungsi terhadap kesejahteraan masyarakat. Hal ini disebabkan karena industri perdagangan masih ada yang mengandung keterkaitan dengan industri dasar, industri kecil dan industri aneka yang pada dasarnya mencakup segala aspek teknologi bahan, perancangan dan proses. Guna mempercepat proses produksinya dan mengubah metode proses menjadi lebih cepat proses pembuatan untuk bungkus kue dapat memenuhi kebutuhan pasar.

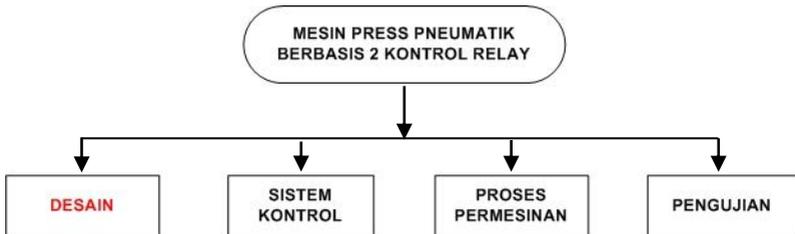
Proses desain diperlukan pada setiap proses manufaktur dengan tujuan untuk menghasilkan produk akhir yang berkualitas, dengan biaya produksi yang optimal karena sebagian biaya produksi ditentukan pada tahap desain. Aplikasi *parametric configuration* dapat menjawab permasalahan tersebut, dimana jika terdapat permintaan produk yang meningkat dengan ragam bentuk dan ukuran maka para desainer dapat dengan mudah dan cepat menyelesaikan desainnya dengan pemanfaatan *software Solidwork*, sebagai sarana pembuatan desain mesin press panas pneumatik berbasis 2 kontrol relay. Salah satu alat yang digunakan untuk membuat produk secara otomatis dengan perlakuan konstan adalah dengan membuat desain kontruksi mesin press panas yang berbasis kontrol, sehingga membuat perangkat tambahan berupa perangkat 2 kontrol relay. Karena itu membutuhkan ketepatan waktu yang menghasilkan produk yang berkualitas tinggi, menarik serta murah biaya pada proses pembuatannya.



***Gambar 1.1 Desain Konstruksi Mesin Press Panas***

Mengingat adanya kebutuhan tersebut, maka dalam tugas akhir kali ini kami membuat desain *konstruksi rangka mesin press panas pneumatik berbasis 2 control relay dengan bantuan software solidwork* dan analisa secara numerik pada struktur mekanik dengan menggunakan bantuan software solidwork untuk mengetahui besar gaya yang timbul, lenturan dan tegangan yang terjadi pada mesin. sehingga dapat diperoleh keuntungan yang lebih besar dan membuat suatu industri tersebut menjadi sangat berkembang pesat di indonesia. Pada dasarnya, konstruksi dari sebuah mesin press panas terdiri dari beberapa bagian, yaitu bagian sistem pengendali dan struktur mekanik mesin. Pada mesin press panas banyak dijumpai komponen-komponen mekanik dengan berbagai variasi bentuk dan dimensi ukuran. Maka sebelum dilakukan perancangan mesin perlu dilakukan pembuatan desain, perhitungan, analisa dan kelayakan karakter

pada mesin press panas pneumatik berbasis 2 kontrol relay. Road Map pengerjaan tugas akhir ditunjukkan pada gambar 1.2



**Gambar 1.2 Road Map Mesin Press Panas Pneumatik Berbasis 2 Kontrol Relay**

Dalam pembuatan mesin press panas pneumatik dibuat road map pembagian pengerjaan yang terdiri dari 4 bagian yaitu desain konstruksi, sistem kontrol, proses pemesinan, dan yang terakhir adalah pengujian. Berikut penjelasan dari masing – masing bagian di gambar (1.2).

1. Desain Konstruksi adalah proses merancang dan merencanakan konstruksi alat mesin press panas pneumatik berbasis 2 kontrol relay dengan software solidwork.
2. Desain dan membuat sistem kontrol mesin press panas pneumatik dengan rangkaian perangkat 2 kontrol relay. dengan mengacu pada jurnal – jurnal dan referensi perencanaan sistem kontrol.
3. Bagian ketiga yaitu proses pemesinan, proses ini merupakan proses pengerjaan dan pembuatan semua komponen mesin press panas pneumatik berbasis 2 kontrol relay.
4. Langkah yang terakhir adalah pengujian alat. setelah semua pengerjaan selesai, mulai dari desain konstruksi, pembuatan sistem kontrol dan proses pemesinan selesai. Kemudian komponen di rakit dan di lakukan pengujian untuk mengetahui kinerja mesin dan kualitas produk yang di hasilkan.

Pada penelitian kali ini akan di bahas road map bagian 1 yaitu desain konstruksi mesin press panas pneumatik berbasis 2 kontrol relay. Dengan tujuan mendapatkan desain terbaik mesin press panas pneumatik berbasis 2 kontrol relay.

## **1.2 Perumusan Masalah**

Bagaimana mendesain dan mengembangkan konstruksi mesin press panas pneumatik berbasis 2 kontrol relay dengan bantuan software *Solidwork*, agar diperoleh desain yang kuat dan aman dengan membandingkan hasil simulasi *Solidwork*.

## **1.3 Batasan Masalah**

Batasan masalah yang dipakai untuk memfokuskan permasalahan ini :

1. Pembuatan desain dan simulasi menggunakan *software Solidwork*.
2. Material konstruksi adalah *Mild Steel*
3. Tidak membahas biaya produksi.
4. Proses pemesinan tidak dibahas.
5. Material mesin press panas homogen.
6. Tidak memperhitungkan perpindahan panas.
7. Tidak membahas desain kontrol.

## **1.4 Tujuan Penelitian**

Mampu membuat dan mengembangkan desain konstruksi rangka mesin press panas pneumatik berbasis 2 kontrol relay yang sederhana dan kuat dengan bantuan software *Solidwork*.

## **1.5 Manfaat Penelitian**

Manfaat yang didapat dari penulisan perencanaan ini adalah :

1. Dapat membantu industri kecil mengembangkan produk – produk buatan negeri sendiri

2. Dapat membuat produk dengan kualitas yang baik sehingga dapat bersaing di pasar internasional
3. Dapat menekan biaya produksi seminimal mungkin karena komponen – komponen pendukungnya jauh lebih sedikit.
4. Memberikan alternatif pada pasar selain produk yang di import.
5. Sebagai bahan studi dan penelitian di semua industri manufaktur di indonesia.
6. Mendesain dan membentuk konstruksi mesin press yang kuat, sehingga dapat digunakan dalam jangka waktu yang lama.
7. Sebagai penunjang dan memperkuat penelitian yang dilakukan di masa lalu.
8. Sebagai bahan referensi bagi penelitian dalam rangka pengembangan pengetahuan tentang analisa kekuatan struktur secara numerik.
9. Memberikan nilai tambah terhadap mesin press yang akan dibuat.
10. Dapat lebih mandiri dalam hal pengembangan teknologi terbaru.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## **BAB II**

### **DASAR TEORI**

#### **2.1 Tinjauan Pustaka**

Beberapa perancangan yang mengangkat tentang pembuatan dan kegunaan mesin hot press yaitu Howell J F, General Electric Co., St Peterrburg. FL. Neutron, [1] Simulasi numerik dan analisa fatik mesin press opak mini tipe MK-15 dengan software ANSYS. Setiadi Wicaksono, [2] Mengurangi dampak proses pada kualitas mesin hot press terhadap perangkat koneksi polimer serta mengembangkan perangkat yang tidak menghalangi sambungan listrik antara chip dan konduktif foil. Widya Septiawan, Budi, [3] Desain mekanisme dan analisa rangka pada mesin press sandal hidrolik. Hanif Ahmad, [4] Penerapan langkah pemodelan pada rancangan mesin konveyor berbasis kontroler. Ari Irianto, Roni, [5] Desain dan analisa kegagalan struktur *TG5x CNC* menggunakan simulasi ANSYS. Sopan Prayoga, [6] Perencanaan frame mesin reaktor hidrolisis kapasitas 3 liter dengan gerakan pencampuran berayun. Azmi. [7] Rancang bangun mesin press aluminium foil pneumatik dengan perangkat lunak PLC. Stevanus Purba.

##### **2.1.1 Mesin Press**

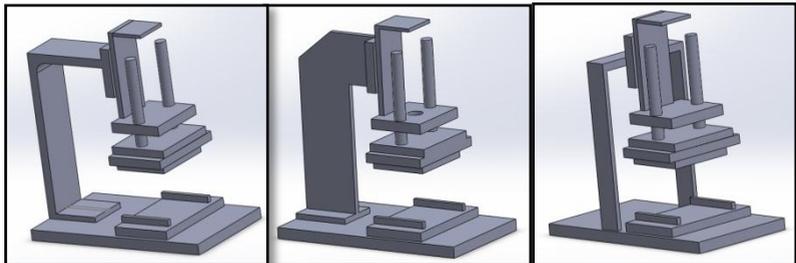
Proses press panas merupakan proses pembentukan berbagai material berupa alur-alur yang disiapkan pada matras pada mesin, dengan adanya tegangan dan tekanan yang terjadi pada posisi yang ditentukan maka akan terjadi suatu bentuk yang mengalami proses press panas. Proses press panas dilakukan dengan meletakkan bahan diatas cetakan kemudian dilakukan penekanan oleh matrasnya. Ketika matras tersebut menekan material maka pemanasan akan dilakukan untuk pembentukannya. Adanya tekanan dan tegangan akan menyebabkan bentuk sesuai dengan yang diinginkan dengan bentuk cetakannya. Saat proses berlangsung mengakibatkan

material tersebut mengalami pemanasan atau perpindahan panas. Pemberian panas juga waktu penekanan harus disesuaikan sehingga pembentukan dapat dilakukan dengan baik jika pengaturan penekanan atau pemberian temperatur panas salah akibatnya material tersebut tidak mampu terbentuk melainkan dapat terjadi pembakaran didalamnya. Bentuk cetakan dan matrasnya sangat penting untuk mengatur bentuk produk. Seluruh permukaan matras dan cetakan harus terbebas dari kotoran dan permukaannya harus benar-benar halus atau rata. Oleh karena itu kepresisian perkakas dan toleransinya sangat diperlukan pada cetakan dan matrasnya. [10]

Fungsi Dari mesin press adalah untuk mentransfer gaya dan gerakan kepada tools atau dies dengan tujuan forming ataupun blanking. Berdasarkan aplikasinya, mesin press dapat didesain untuk memenuhi kebutuhan forming ataupun blanking secara umum. Berdasarkan tujuan penggunaannya mesin press dapat diklasifikasikan kedalam beberapa kategori, yaitu mesin press untuk:

- Proses Sheet Metal Forming
- Proses Blanking
- Proses Solid Forming, Seperti Forging dan Esktrusi

Bagian-bagian frame mesin press ditunjukkan gambar untuk menjaga agar pergerakan ram tetap lurus, maka diperlukan komponen pengarah yang disebut dengan gib. Contoh mesin press ada pada gambar 2.1



**Gambar 2.1 Contoh Konstruksi Mesin Press**

### **2.1.2 Konsep Pemodelan**

Abdulhamid (2008) menjelaskan bahwa pemodelan adalah penggambaran kinerja suatu aktivitas, sistem atau proses dan membangun persamaan matematis yang dapat menggambarkan kinerja suatu proses (secara fisik). Di dalam aktivitas pemodelan umumnya dihasilkan suatu bentuk atau system persamaan matematis. Model matematis yang terbentuk harus memenuhi aliran logika dan mampu menggambarkan diagram informasi dasar dari permasalahan yang dimaksudkan. Pemodelan yang ditujukan untuk evaluasi dilakukan dengan penjelasan komponen-komponen yang berkaitan dan berpengaruh secara matematis. Perumusan matematis ini kemudian dirangkai menjadi blok – blok sesuai logika dan alur perhitungan. Ketelitian dan keakuratan hasil simulasi sangat bergantung dari kebenaran logika dan alur perhitungan ini. Pendekatan yang digunakan dalam pemodelan sangat bergantung dari tujuan akhir simulasi. Berbagai macam pendekatan, tinjauan, dan asumsi – asumsi lain yang diperlukan harus ditentukan, begitu juga penjabaran matematis blok harus didasarkan pada perhitungan yang sudah teruji kebenarannya. Semakin detail tinjauan dan penjabaran dari tiap – tiap blok, semakin nyata hasil dan nilai yang diperoleh.

### **2.2 Konsep Umum Desain Mekanika**

Desain mekanika dapat didefinisikan sebagai suatu proses iteratif pembuatan keputusan yang mengarah pada kreasi dan optimisasi dari suatu sistem baru teknik mekanika ataupun pengembangan untuk memenuhi kebutuhan manusia dengan tetap memperhatikan konservasi sumber daya alam dan dampak lingkungan. Definisi tersebut memberikan beberapa kata kunci yang mengkarakteristik semua aktifitas desain mekanika. Hal yang sangat esensial dari keteknikan khususnya desain mekanika adalah pemenuhan akan kebutuhan konsumen adapun tim desain yang menciptakan peralatan baru atau mengembangkan desain

lama, memiliki tujuan untuk selalu menyediakan kombinasi bahan serta geometri optimal.

Sayangnya desain optimal jarang dapat direalisasikan karena kriteria performansi, umur, berat, harga, keamanan dan seterusnya berada pada permintaan yang saling berlawanan terhadap material dan ukuran yang diusulkan oleh para perancang. Sekalipun begitu persaingan sering menuntut adanya kenaikan performa, perpanjangan umur kerja, pengurangan massa, harga rendah atau tingkat keselamatan kerja yang semakin bagus. Seharusnya tidak hanya tim desain yang bersaing di pasaran dengan optimisasi desain mengacu pada beberapa kriteria diatas. Akan tetapi harus memberikan respon yang bertanggung jawab untuk melestarikan sumber daya alam

Iterasi yang meliputi metodologi desain. Tujuan dasar dari keseluruhan aktifitas desain mekanika antara lain :

- Pemilihan material terbaik yang memungkinkan.
- Penentuan geometri terbaik untuk tiap – tiap bagian.

Selama proses pertama para desainer terkonsentrasi pada penemuan spesifikasi performansi fungsional dengan memilih bahan potensial dan susunan geometri yang akan memberikan ketahanan umur terhadap beban, lingkungan serta model kerusakan saat aplikasi. Desain *safety factor* yang masuk akal secara khusus dipilih pada stage ini untuk perhitungan yang belum pasti. Pertimbangan awal dari metode manufaktur juga termasuk dalam iterasi awal. Pada proses iterasi kedua biasanya menentukan semua nominal dimensi dan material terperinci untuk menemukan kepuasan performansi, kekuatan dan umur kerja yang diinginkan. Iterasi ketiga mengaudit hasil perancangan iterasi kedua dilihat dari kaca mata fabrikasi, assembly, inspeksi, perawatan dan harga. Iterasi keempat memasukkan toleransi, hasil modifikasi dari audit iterasi ketiga serta cek akhir pada *safety factor* untuk memastikan bahwa kekuatan dan umur kerja tepat. [13]

## **2.3 Teori Kegagalan**

Kegagalan pada suatu elemen mesin dapat terjadi dalam berbagai wujud seperti misalnya yielding, retak, patah, scoring, pitting, korosi, aus, dan lain-lain. Agen penyebab kegagalan juga bermacam-macam seperti misalnya salah design, beban operasional, kesalahan maintenance, cacat material, temperatur, lingkungan, waktu, dan lain-lain. Dengan pengetahuan yang lengkap tentang kegagalan, maka para insinyur dapat mempertimbangkan berbagai aspek penyebab kegagalan dalam perancangan sehingga diharapkan kegagalan tidak akan terjadi selama umur teknisnya. [14]

### **2.3.1 Teori Analisa Kegagalan Statis**

Teori kegagalan statis adalah suatu teori yang menjelaskan kegagalan pada suatu spesimen tes standart. Jika luluh terjadi, maka ini mungkin disebabkan oleh beban yang melebihi kapasitas kemampuan dari materialnya, yang terdiri dari masing-masing kapasitas bertahan terhadap tegangan normal, tegangan geser, regangan normal, regangan geser kapasitas menyerap energi tegangan dan kapasitas untuk menyerap distorsi energi. Hasil dari tes standart digunakan untuk mengaplikasikan besar kapasitas yang dipilih. Jadi, jika dari tes tarik standart diketahui suatu material mempunyai kekuatan luluh misalnya 1.000 ksi, maka asumsi harus selalu diambil bahwa material tersebut akan luluh bila menerima sembarang kombinasi – kombinasi pembebanan statik yang mana dapat salah satu dari kondisi berikut :

- a. Jika tegangan normal maksimum melebihi 1.000 ksi
- b. Jika tegangan geser maksimum melebihi 500 ksi
- c. Jika regangan normal maksimum melebihi harga maksimum yang dimiliki material
- d. Jika energi regangan total maksimum melebihi harga yang dimiliki material. [14]

### 2.3.2 Teori Kegagalan Normal Maksimum

Teori ini pertama kali dikemukakan oleh W. J. M. Rankine (1857) sehingga disebut juga teori Rankine sesuai dengan teori ini [14] jika luluh dianggap gagal dan material mempunyai tegangan yield tarik  $S_{yt}$  dan tegangan yield tekan  $S_{yc}$ , serta faktor keamanan adalah  $N$  maka akan terjadi kegagalan bila :

$$\sigma_t \text{ maksimum} \leq \frac{S_{yt}}{N} \quad (2.1)$$

$$\sigma_c \text{ maksimum} \leq \frac{S_{yc}}{N} \quad (2.2)$$

Bila dengan patah dianggap gagal maka persamaan yang digunakan adalah

$$\sigma_t \text{ maksimum} \leq \frac{S_{ut}}{N} \quad (2.3)$$

$$\sigma_c \text{ maksimum} \leq \frac{S_{uc}}{N} \quad (2.4)$$

**Keterangan :**

$S_{ut}$  = tegangan tarik maksimum material

$S_{uc}$  = tegangan tekan maksimum material

### 2.3.3 Teori Tegangan Geser Maksimum

Ide tentang tegangan geser yang berperan dalam menimbulkan kegagalan pertama kali dipublikasikan oleh Tresca (1864) membuktikannya lewat eksperimen. Sehingga teori ini sering disebut teori Tresca atau Guest law. Teori ini menyatakan bahwa “Kegagalan diprediksi terjadi pada keadaan tegangan multi aksial jika nilai tegangan geser maksimum sama atau lebih besar dibandingkan tegangan geser maksimum pada saat terjadinya kegagalan dalam pengujian tegangan uniaksial sederhana yang menggunakan spesimen dengan material yang sama. Teori ini

khusus untuk material yang ulet dengan dasar bahwa kegagalan terjadi bila tegangan geser maksimum yang terjadi, melewati harga tegangan geser yang diijinkan pada material. Teori ini memprediksi bahwa kegagalan tidak terjadi oleh tegangan hidrostatis murni. [14]

$$\tau \text{ maksimum} \leq \frac{\tau_{ys}}{N} \text{ atau } \tau \text{ maksimum} \frac{\tau_{us}}{N} \quad (2.5)$$

### 2.3.4 Teori Kegagalan Distorsi Energi Maksimum

Teori kegagalan ini pertama kali diusulkan oleh M. T. Hueber (1904) kemudian diperbaiki dan diperjelas oleh R. Von Mises (1913) dan oleh H. Hencky (1925). Teori ini lebih dikenal dengan nama teori kegagalan von Mises. Teori kegagalan ini dapat dianalisa kembali melalui energi regangan, dimana energi regangan total dapat diperoleh menjadi energi regangan hidrostatis dan energi regangan distorsi. Energi regangan distorsi inilah yang akan menimbulkan kegagalan pada material bila melewati harga limit batasnya [14]. Material dianggap gagal sesaat setelah distorsi energi yang timbul dari beban luar mencapai harga limit batasnya sehingga :

$$S_y \frac{\sqrt{2}}{2} [(\sigma_1 \sigma_2)^2 + (\sigma_2 \sigma_1)^2 + (\sigma_3 \sigma_1)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (2.6)$$

### 2.4 Tegangan Ijin dan Faktor Keamanan

Tegangan ijin (*Ultimate stress*) adalah tegangan satuan terbesar suatu bahan yang dapat ditahan tanpa menimbulkan kerusakan. Tegangan ijin (*Allowable stress*) adalah tegangan yang tidak boleh di lampau di bagian manapun dalam struktur. Faktor keamanan (*Safety Factor*) adalah faktor yang digunakan untuk mengevaluasi agar elemen mesin terjamin aman dengan dimensi yang minimum atau kecil. Beberapa faktor yang dapat mempengaruhi safety factor, adalah :

- a. Variasi sifat mekanik material

- b. Jenis beban
- c. Pengaruh pengerjaan
- d. Pengaruh perlakuan panas yang diberikan pada material
- e. Pengaruh Pelumasan dan umur pakai dari elemen mesin
- f. Pengaruh waktu dan lingkungan
- g. Untuk penggunaan yang khusus
- h. Keamanan manusia

*Safety factor* berdasarkan tegangan luluh sebagai berikut [7] :

1.  $sf = 1,25 - 1,5$  Untuk bahan yang sesuai dengan menggunakan pada kondisi terkontrol dan tegangan yang bekerja dapat ditentukan dengan pasti.
2.  $sf = 1,5 - 2,0$  Untuk bahan yang sudah diketahui, dan pada kondisi lingkungan beban dan tegangan yang tetap dan dapat ditentukan dengan mudah.
3.  $sf = 2,0 - 2,5$  Untuk bahan yang beroperasi secara rata-rata dengan batasan beban yang diketahui.
4.  $sf = 2,5 - 3,0$  Untuk beban yang diketahui tanpa mengalami tes, pada kondisi beban dan tegangan rata-rata
5.  $sf = 3,0 - 3,05$  Untuk beban yang sudah diketahui. Beban dan tegangan yang tidak pasti, dan kondisi lingkungan yang tidak pasti.

Beban berulang : Nomor 1 s/d 5

Beban kejut : Nomor 3 – 5

Beban getas : Nomor 2 – 5 dikalikan dengan 2

Pemberian *safety factor* dengan menganggap faktor-faktor lain berjalan secara normal:

1. Beban statis :  $sf = 1,25 - 2$
2. Beban statis :  $sf = 2,1 - 3$
3. Beban statis :  $sf = 3,1 - 5$

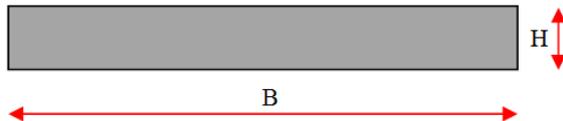
$$\text{Tegangan Ijin}(\sigma_{ijin}) = \frac{\text{tegangan luluh}(\sigma_y)}{\text{faktor keamanan}(n)} \quad (2.7)$$

Faktor keamanan (*Factor of safety*) adalah perbandingan dari kekuatan sebenarnya terhadap kekuatan yang dibutuhkan. (Sumber : *web.ipb.ac.id*)

$$\text{Faktor keamanan}(n) = \frac{\text{kekuatan sebenarnya}}{\text{kekuatan yang dibutuhkan}} \quad (2.8)$$

## 2.5 Momen Inersia

Momen inersia adalah suatu sifat kekakuan pada material bahan yang ditimbulkan dari hasil perkalian luas penampang dengan kuadrat jarak ke suatu garis lurus atau sumbu. Momen inersia di dalam perhitungan diberi simbol I, jika terhadap sumbu X maka diberi sumbul I<sub>x</sub> dan jika terhadap sumbu Y diberi simbol I<sub>y</sub>. Momen inersia merupakan momen inersia suatu bentuk bidang terhadap sumbu x dan y di bidangnya masing – masing. Inersia pada penampang persegi panjang ditunjukkan pada gambar 2.2.



**Gambar 2.2 Momen Inersia**

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (2.9)$$

Inersia pada penampang lingkaran :

$$I = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \quad (2.10)$$

## 2.6 Momen Lentur (Bending Momen)

Momen lentur adalah jumlah aljabar dari semua komponen momen gaya luar yang bekerja pada segmen yang terisolasi, dinotasikan dengan  $M$ . Besar  $M$  dapat ditentukan dengan persamaan keseimbangan statis  $\Sigma M = 0$

Tegangan bending dapat dinyatakan sebagai berikut :

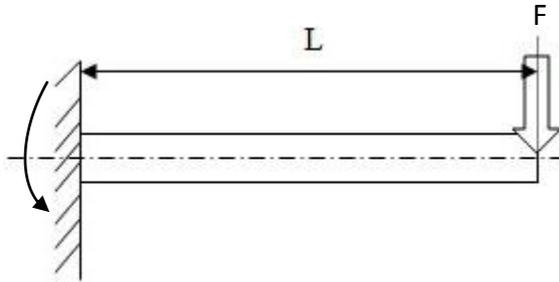
$$\sigma = \frac{Mb.c}{I} \quad \text{atau} \quad \sigma = \frac{Mb}{I/c} \quad (2.11)$$

Merupakan tegangan yang diakibatkan oleh bekerjanya momen lentur pada benda. Sehingga pelenturan benda disepanjang sumbunya menyebabkan sisi bagian atas tertarik, karena bertambah panjang dan sisi bagian bawah tertekan, karena memendek. Dengan demikian struktur material benda di atas sumbu akan mengalami tegangan tarik, sebaliknya dibagian bawah sumbu akan menderita tegangan tekan. Sedangkan daerah diantara permukaan atas dan bawah, yaitu yang sejajar dengan sumbu benda tetap, tidak mengalami perubahan, ini disebut sebagai bidang netral. Persamaan tegangan bending dapat dinyatakan pada persamaan (2.12) dan ditunjukkan pada gambar (2.3) [7]

$$\sigma = \frac{Mb.c}{I} \quad (2.12)$$

Dimana :

$Mb$  = Momen bending  
 $I$  = Inersia penampang  
 $C$  = Sumbu netral



**Gambar 2.3 Momen Bending**

Biasanya rasio  $I/c$  dilambangkan dengan  $Z$ . Dengan demikian tegangan bending maksimum dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\sigma = \frac{Mb}{Z}$$

$$Mb = F \cdot L \quad (2.13)$$

Biasanya rasio  $I/c$  dilambangkan dengan  $Z$ .

## 2.7 Sambungan Pengelasan

Persamaan tegangan normal dan tegangan geser yang terjadi akibat adanya gaya tarik dan gaya geser pada sambungan las siku dengan sudut 90 derajat :

$$\sigma_{butt} = \frac{F}{A_{butt}} = \frac{F}{HL} \quad (2.14)$$

$$\tau_{butt} = \frac{V}{A_{butt}} = \frac{V}{HL} \quad (2.15)$$

Persamaan tegangan geser dan tegangan normal pada bagian fillet sambungan las ditunjukkan pada persamaan (2.16).

$$\tau_{shear} = \frac{V}{2A_{fillet}} \quad (2.16)$$

Dimana :

$\tau$  = Tegangan Geser

$\sigma$  = Tegangan Normal  
L = Panjang Las  
H = Tinggi Las  
F = Gaya Normal  
V = Gaya Geser  
 $\tau$  = Tegangan Geser  
 $r_o$  = Diameter Awal  
 $l_o$  = Panjang Awal  
 $\tau$  = Tegangan Geser  
t = Kemiringan

## 2.8 Pemilihan Material

Bagian yang menentukan mesin press panas adalah rangka. Pemilihan material sebagai bahan dasar rangka dilihat dari segi keamanan (kekuatan) dan harga material yang harus dipenuhi. Oleh karena itu ditentukan kriteria pemilihan material untuk rangka sebagai berikut:

- Ketersediaan bahan material di pasaran. Sehingga material yang dipilih sedapat mungkin mudah didapat dipasaran lokal tanpa harus membeli dari luar negeri.
- Material yang dipilih harus kuat untuk menahan beban pada pengoperasiannya. Besar beban dan kondisi lingkungan harus diperhatikan sehingga mesin dapat bekerja dengan baik dan tidak cepat rusak.
- Material harus mudah dimachining karena materialnya membutuhkan proses pemesinan yang bertujuan untuk mendapatkan bentuk yang sesuai dengan desainnya.
- Material juga bukan penghantar panas yang baik dikarenakan dalam konstruksi terdapat sebuah pemanas yang bisa membuat seluruh konstruksi panas.

Disini material yang dipilih adalah mild steel sebagai rangka mesin press panas. Berikut adalah uraian mengenai sifat fisis dari mild steel/ASTM A36.

Massa satuan	: $7850 \frac{kg}{m^3}$
Kekuatan ultimate tarik	: $420 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2}$
Tegangan luluh	: $252 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2}$
Modulus elastisitas	: $207 \cdot 10^9 \frac{N}{m^2}$
Poisson ratio	: 0,27
Thermal expansion	: $12 \cdot 10^{-6} \frac{W}{^\circ K}$

## 2.9 Metode Elemen Hingga

Metode elemen hingga adalah metode numerik untuk menyelesaikan masalah *engineering* dan matematika fisik. Contoh dari permasalahan yang dapat diselesaikan oleh metode ini adalah analisis struktur, perpindahan panas, aliran fluida, perpindahan massa, dan potensial elektromagnetik.

Keunggulan dari metode elemen hingga adalah mampu untuk menyelesaikan permasalahan yang mencakup geometri yang rumit, pembebanan dan property material yang tidak bisa diselesaikan dengan metode matematika analitis. Metode matematika analitis menggunakan persamaan differential untuk menyelesaikan permasalahan sehingga memerlukan data terperinci pada setiap *body*. Hal ini jelas tidak mungkin dilakukan pada geometri yang rumit.

Berbeda dengan metode matematika analitis, metode elemen hingga menggunakan persamaan aljabar untuk menyelesaikan persoalan. Proses pada metode ini adalah memodelkan *body* dengan cara membaginya menjadi *body* yang lebih kecil atau *finite elemen*. *Body-body* tersebut terhubung satu sama lain dengan titik (*nodes*) dan/atau *boundary line* dan/atau

permukaan yang proses tersebut disebut *discretization*. Kemudian perhitungan dilakukan pada setiap *finite element* dan menggabungkannya menjadi solusi untuk keseluruhan *body*.

Secara umum langkah langkah dalam menyelesaikan permasalahan struktur analisis dengan metode elemen hingga adalah:

1. Membagi *body* menjadi *finite elemen* dan memilih tipe elemen. Pembagian *body* menjadi *finite elemen* harus cukup kecil untuk mendapatkan hasil yang baik namun juga harus cukup besar untuk memudahkan perhitungan. *Finite elemen* yang kecil digunakan pada *body* yang memiliki banyak perubahan *stress* pada setiap bagiannya, sedangkan elemen yang besar digunakan pada *body* yang relative konstan perbedaannya.

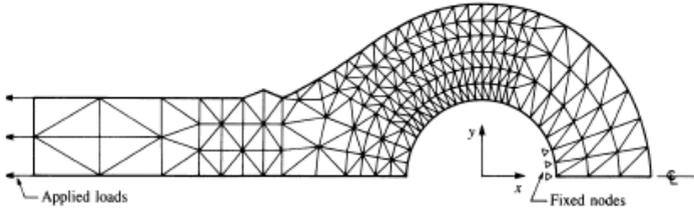
Pemilihan tipe elemen pada analisis *finite elemen* tergantung pada bentuk fisik *body* pada saat kondisi dikenai beban dan sedekat apa hasil yang diinginkan oleh peneliti. Pemilihan ini bisa berdasarkan satu, dua maupun tiga dimensi. Selanjutnya pemilihan banyaknya dimensi yang sesuai dengan kondisi permasalahan juga sangat penting.

Yang termasuk elemen satu dimensi adalah *bar* atau *truss* dan *beam elemen*. Elemen tersebut memiliki luas penampang namun digambarkan hanya dengan garis. Aktualnya luas penampang akan berbeda beda namun pada perhitungan akan dianggap konstan.

Elemen dua dimensi dikenai beban pada bidangnya bisa berupa *plane stress* ataupun *plane strain*. Elemen tersebut bisa berupa *triangular* atau *quadrilateral elemen*.

Elemen tiga dimensi umumnya berbentuk *tetrahedral* dan *hexahedral*. Elemen tersebut digunakan apabila menganalisis *stress* pada elemen tiga dimensi. Selain itu

*axisymmetric element* dibuat dengan merotasi *triangle* atau *quadrilateral* terhadap *axis* yang tetap berada pada bidang dengan putaran  $360^\circ$ . Elemen tipe ini digunakan pada geometri dan pembebanan *axisymmetric*.



**Gambar 2.4** Pembagian *body* menjadi *finite element* pada *hydraulic cylinder end*. [12]

2. Membuat persamaan *displacement*.

Pada tahap ini yang dilakukan adalah membuat persamaan *displacement* pada setiap elemen. Persamaan ini berdasarkan elemen yang digunakan. Persamaan yang sering digunakan adalah *linear*, *quadratic*, dan *cubic polynomial* karena mudah digunakan dengan persamaan *finite element*.

3. Menentukan hubungan antara *strain/displacement* dan *stress/strain*.

Hubungan antara *strain/displacement* dan *stress/strain* diperlukan untuk membuat persamaan setiap elemen. Deformasi pada satu dimensi arah *x* hubungan antara *strain* dengan *displacement* adalah

$$\varepsilon_x = \frac{du}{dx} \quad (2.17)$$

Di sisi lain *stress* berhubungan dengan *strain* atau disebut *Hooke's law*.

$$\sigma_x = E \varepsilon_x \quad (2.18)$$

Dimana  $\sigma_x$  adalah *stress* pada arah x dan E adalah modulus elastisitas.

#### 4. Membuat matrik kekakuan dan persamaanya.

Dalam membuat persamaan matrik kekakuan dapat menggunakan *direct equilibrium method*, *work* atau *energy method* dan *weight residual method*.

*Direct equilibrium method* menyebutkan bahwa matrik kekakuan dan persamaan elemen didapatkan dengan menghubungkan antara gaya *nodal* dengan *displacement nodal* menggunakan kondisi gaya *equilibrium* pada elemen dasar. Metode ini sangat mudah sehingga sering diaplikasikan pada satu elemen satu dimensi.

Untuk membuat persamaan pada elemen dua dan tiga dimensi lebih mudah dengan *work* atau *energy method*. Prinsip dari metode ini adalah dengan menggunakan *virtual displacement*, *minimum potensial energy* dan *Castigliano's theorem*.

*Weight residual method* yang sering dipakai adalah *Galerkin's method*. Metode ini menghasilkan persamaan yang sama dengan *energy method*. Namun *weight residual method* berguna saat *potensial energy* tidak ada. Metode ini membuat metode elemen hingga dapat diaplikasikan secara langsung pada persamaan differensial.

Dari ketiga metode akan didapatkan persamaan matrik yang menunjukkan perilaku elemen.

$$\begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ \vdots \\ f_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & \dots & k_{1n} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & \dots & k_{2n} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & \dots & k_{3n} \\ \vdots & & & & \vdots \\ k_{n1} & & & \dots & k_{nn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \\ \vdots \\ d_n \end{Bmatrix}$$

Dimana {f} adalah *vector elemen nodal forces*, [k] adalah matrik kekakuan elemen dan {d} adalah *displacement*.

5. Meyatukan persamaan tiap elemen untuk mendapatkan persamaan global dari *body* dan memasukkan *boundary condition*.

Pada tahap ini persamaan matrik kekakuan disatukan dengan cara superposisi. Superposisi ini bisa didapat dari dua metode yaitu *displacement* atau *direct stiffness method* dan *force* atau *flexibility method*. *Direct stiffness method* mengasumsikan *displacement* pada persoalan tidak diketahui. Sedangkan *flexibility method* menggunakan gaya internal sebagai komponen yang belum diketahui dalam permasalahan. Dari kedua metode tersebut kebanyakan yang dipakai adalah *direct stiffness method* karena pada umumnya saat mendisain beban telah ditentukan sesuai dengan kapasitas. Rumus untuk *Direct stiffness method* adalah

$$\{F\} = [K]\{d\} \quad (2.19)$$

Dimana F adalah *vector global nodal forces*, K adalah matrik kekakuan global dan d adalah *displacement*. Persamaan matrik kekakuan selalu *singular matrix* sehingga nilai determinannya nol. Sehingga untuk permasalahan singular ini perlu memasukkan *boundary condition*. *Boundary condition* membuat struktur menjadi diam pada

tempatya. *Boundary condition* biasa juga disebut sebagai tumpuan pada struktur.

6. Menyelesaikan *degree of freedom* yang tidak diketahui.

Dari persamaan yang berbentuk matrik dengan  $n$  adalah *structure total number* dan *degree of freedom* yang tidak diketahui diselesaikan dengan metode eliminasi seperti metode gauss maupun dengan metode *iterative* seperti metode *gauss-seidel*.

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & \dots & K_{1n} \\ K_{21} & K_{22} & \dots & K_{2n} \\ \vdots & & & \vdots \\ K_{n1} & K_{n2} & \dots & K_{nn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ \vdots \\ d_n \end{Bmatrix}$$

7. Menyelesaikan *strain elemen* dan *stress elemen*.

Dari permasalahan struktur besarnya *strain* dan *stress* dapat diperoleh dari hubungan antara *displacement* dengan *strain* dan kemudian dari *strain* dengan *stress*.

8. Menganalisis hasilnya.

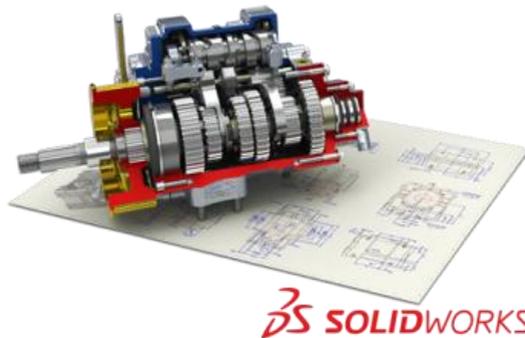
Hasil yang didapat adalah daerah yang mengalami *stress* terbesar dan daerah yang mengalami *displacement* terbesar. Dari kedua hasil ini dapat diputuskan apakah struktur aman atau tidak

Dengan berkembangnya metode ini penggunaan komputer sebagai alat bantu dalam perhitungan sering kali dipakai apalagi untuk menyelesaikan persoalan yang rumit. Sehingga banyak bermunculan *software-software* khusus yang memudahkan dalam perhitungan. Dengan *software* tersebut langkah-langkah dalam penyelesaian masalah menjadi lebih pendek dan mudah.

Berikut adalah langkah-langkah dalam menyelesaikan analisa sruktur menggunakan *software* elmen hingga.

1. Membuat model tiga dimensi dari struktur.
2. Memilih tipe analisis.
3. Menentukan *material property*.
4. Menentukan gaya pembebanan.
5. Menentukan *boundary condition*.
6. Melakukan *meshing* atau *discretization*.
7. Melakukan *running* simulasi.
8. Dan menganalisa hasilnya (*stress, strain, displacement, factor of safety*). [12]

## 2.10 Software Solidwork



**Gambar 2.5 Software Solidwork**

Solidwork adalah salah satu CAD software yang dibuat oleh Dassault Systemes digunakan untuk merancang part permesinan atau susunan part permesinan yang berupa assembling dengan tampilan 3D untuk merepresentasikan part sebelum real partnya dibuat atau tampilan 2D (drawing ) untuk gambar proses permesinan.

SolidWorks diperkenalkan pada tahun 1995 sebagai pesaing untuk program CAD seperti Pro / Engineer, NX Siemens,

I-Deas, Unigraphics, Autodesk Inventor, Autodeks AutoCAD dan CATIA. dengan harga yang lebih murah. SolidWorks Corporation didirikan pada tahun 1993 oleh Jon Hirschtick, dengan merekrut tim insinyur untuk membangun sebuah perusahaan yang mengembangkan perangkat lunak CAD 3D, dengan kantor pusatnya di Concord, Massachusetts, dan merilis produk pertama, SolidWorks 95, pada tahun 1995.

Pada tahun 1997 Dassault Systèmes, yang terkenal dengan CATIA CAD software, mengakuisisi perusahaan dan sekarang ini memiliki 100% dari saham SolidWorks. SolidWorks dipimpin oleh John McEleney dari tahun 2001 hingga Juli 2007, dan sekarang dipimpin oleh Jeff Ray. Saat ini banyak industri manufaktur yang sudah memakai software ini, menurut informasi WIKI, SolidWorks saat ini digunakan oleh lebih dari 3 / 4 juta insinyur dan desainer di lebih dari 80.000 perusahaan di seluruh dunia. Kalau dulu orang familiar dengan AUTOCAD untuk desain perancangan gambar teknik seperti yang penulis alami tapi sekarang dengan mengenal SOLIDWORKS maka AUTOCAD sudah jarang saya pakai. Tapi itu tentunya tergantung kebutuhan masing-masing.

Untuk permodelan pada industri pengecoran logam dalam hal pembuatan pattern nya, program program 3D seperti ini sangat membantu sebab akan memudahkan operator pattern untuk menterjemahkan gambar menjadi pattern /model casting pengecoran logam dan tentunya akan mengurangi kesalahan pembacaan gambar yang bisa mengakibatkan salah bentuk. Untuk industri permesinan selain dihasilkan gambar kerja untuk pengerjaan mesin manual juga hasil geometri dari SolidWorks ini bisa langsung diproses lagi dengan CAM program semisal MASTERCAM, SOLIDCAM, VISUALMILL. Untuk membuat G Code yang dipakai untuk menjalankan proses permesinan automatic dengan CNC.

Bagi yang punya background permesinan /mengerti gambar teknik dan bisa pakai AUTOCAD mempelajari SOFTWARE ini kalau hanya untuk pakai dan berproduksi secara sederhana tidak akan memerlukan waktu terlalu lama beda halnya kalau untuk jadi master atau expert SOLIDWORKS atau apalah? tentunya memerlukan waktu dan jam pakai yang lama. Seperti Program-program aplikasi Grafis 3D lainnya Solidworks pun bisa membuat berbagai model tergantung keinginan dan kemampuan dari pemakai, bukan hanya untuk model mekanik, model Furniture, Bangunan dan benda-benda disekitar kita pun bisa dibikin, hanya saja kalau penulis pakai SolidWorks hanya untuk bikin gambar dan model teknik.

Spesifikasi minimal hardware, Untuk spesifikasi komputer minimal yang di sarankan untuk SOLIDWORKS 2012 adalah sbb:

- System Operasi WIN XP,Vista, Seven
- Processor Pentium 4, Intel XEON, Intel Core, AMD Athlon, AMD Turion, AMD Phenom. (2,5 GHz atau lebih)
- RAM min 1GB (Disarankan 2GB)
- VGA Card 256 MB (Disarankan 512MB atau lebih)
- HardDisk lebih dari 5 GB
- DVD Room

Sebagai software CAD, Solidworks dipercaya sebagai perangkat lunak untuk membantu proses desain suatu benda atau bangunan dengan mudah. Di Indonesia sendiri terdapat banyak perusahaan manufaktur yang mengimplementasikan perangkat lunak solidworks.

Keunggulan solidworks dari software CAD lain adalah mampu menyediakan sketsa 2D yang dapat diupgrade menjadi bentuk 3D. Selain itu pemakaiannya pun mudah karena memang

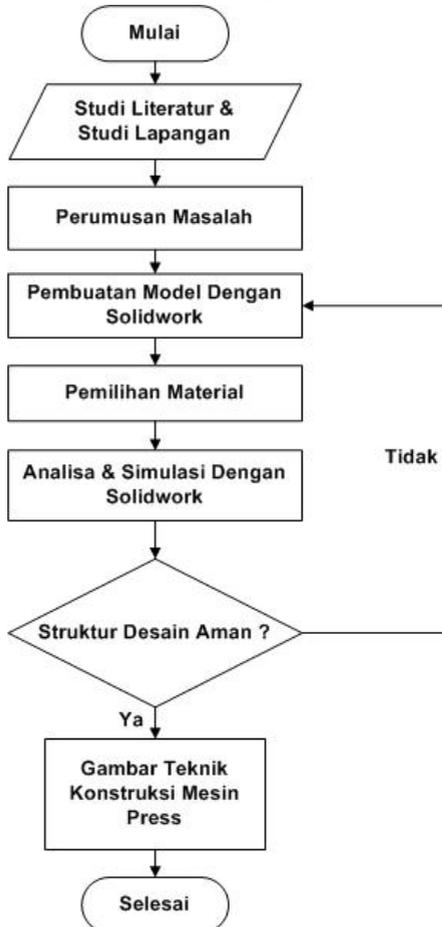
dirancang khusus untuk mendesai benda sederhana maupun yang rumit sekali pun. Inilah yang membuat solidworks menjadi populer dan menggeser ketenaran software CAD lainnya. Solidworks dipakai banyak orang untuk membantu desain benda atau bangunan sederhana hingga yang kompleks. Solidworks banyak digunakan untuk merancang roda gigi, mesin mobil, casing ponsel dan lain-lain. Fitur yang tersedia dalam solidworks lebih easy-to-use dibanding dengan aplikasi CAD lainnya.

Bagi mahasiswa yang sedang menempuh pendidikan di jurusan teknik sipil, teknik industri dan teknik mesin sangat disarankan untuk mempelajari solidworks. Karena solidworks sangat sesuai dengan kebutuhan mahasiswa yang mengambil tiga jurusan tersebut dan yang paling utama proses penggunaan solidworks lebih cepat dibanding vendor-vendor software CAD lain yang lebih dulu hadir. Anda juga dapat melakukan simulasi pada desain yang Anda buat dengan solidworks. Analisis kekuatan desain juga dapat dilakukan secara sederhana dengan solidworks. Dan yang paling penting, Anda dapat membuat desain animasi menggunakan fitur yang telah disediakan solidworks. [2]

## BAB III METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 Diagram Alir Penelitian

Diagram alir tugas penelitian ditunjukkan pada gambar 3.1.



**Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian**

Proses dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini melalui beberapa tahapan sesuai dengan diagram alir, yaitu sebagai berikut:

#### **a. Studi literatur**

Studi literatur ini meliputi kegiatan mencari dan mempelajari bahan pustaka dan sumber – sumber yang berkaitan dengan struktur dari mesin press panas, material, komponen, serta dimensinya. Studi literatur ini diperoleh dari berbagai sumber diantaranya adalah buku / *text book*, publikasi-publikasi ilmiah, tugas akhir dan penelitian yang berkaitan dan media internet. Selain itu dilakukan observasi lapangan di Laboratorium Teknik Mesin ITS dan bengkel mesin press. Observasi meliputi dimensi mesin press panas dan komponennya.

#### **b. Perumusan Masalah**

Setelah dilakukan studi literatur, banyak informasi yang didapat. Dengan adanya informasi yang telah didapat, timbul suatu permasalahan, kemudian permasalahan tersebut dirumuskan yaitu bagaimana membuat *perancangan kontruksi pada mesin press panas pneumatik berbasis 2 kontrol relay* dengan mempertimbangkan bahan dari material dan bentuk dimensi mesin press panas yang terbaru. Rumusan masalah yang sudah ada nantinya akan dijawab dengan tujuan penelitian dan kesimpulan dari hasil analisa simulasi tegangan menggunakan bentuk perangkat lunak *Solidwork*.

#### **c. Pembuatan Model 3D**

Setelah diketahui dimensi dan komponen pendukung, tata letak pneumatik dan komponen – komponen mesin press panas pneumatik, kemudian pada tahap ini dilakukan pembuatan desain gambar teknik menggunakan *software Solidwork*. Pemodelan tersebut dapat mengatasi kesulitan dalam membuat desain produk. Desain yang bagus akan mempengaruhi hasil produksi dan daya jual mesin itu sendiri di dunia bisnis dan teknologi.

Pemodelan disini menggunakan bantuan perangkat lunak *Solidwork*.

#### **d. Pemilihan Material Konstruksi Mesin Press Panas**

Pada tahap ini dilakukan pemilihan material untuk membuat rangka mesin press panas. Tahap berikutnya menganalisa gaya-gaya yang terjadi pada mesin press panas, sehingga didapatkan suatu rangka mesin press panas yang benar-benar kuat dan aman dalam pengoperasiannya.

#### **e. Perakitan Model Konstruksi Pada Mesin Press Panas**

Setelah pemodelan semua komponen selesai kemudian dilakukan perakitan komponen atau proses assembly, agar menjadi bentuk dan dimensi mesin press panas seperti yang diinginkan sebelum dilakukan analisa simulasi dengan menggunakan bantuan software *solidwork*. maka langkah berikutnya adalah menganalisa tegangan dengan bantuan software *Solidwork*.

#### **f. Analisa Dan Simulasi Dengan SolidWork**

Pada tahap ini dilakukan perhitungan pada struktur *mesin press panas pneumatik berbasis 2 kontrol relay*, yaitu dilakukan perhitungan gaya-gaya yang bekerja pada meja mesin serta perhitungan perencanaan konstruksi dan pneumatik secara manual sebagai bahan verifikasi hasil simulasi tegangan statis dengan *solidwork*.

Setelah diketahui parameter yang digunakan untuk simulasi secara numerik, kemudian dilakukan simulasi numerik secara statis dengan beban yang sudah ditentukan dan bentuk fix standart dan meshing standart, menggunakan *finite element analisys* (metode elemen hingga) dengan bantuan software *Solidwork*. Penentuan beban dan meshing harus detail dan convergen dengan hasil perhitungan manual minimal perbedaan tidak melebihi 5%.

### **g. Struktur Desain Aman**

Desain dikatakan aman apabila pada hasil tegangan pada analisa simulasi dengan *Solidwork*. tegangan yang terjadi tidak melebihi tegangan ijin pada material ASTM A36 atau Mild Steel yang akan digunakan pada proses desain mesin press panas pneumatik berbasis 2 kontrol relay, dengan menggunakan *safety factor 2*.

Keamanan desain konstruksi mesin press panas ini di pengaruhi oleh beberapa faktor dan parameter, seperti pemilihan material, input data material, jenis material, bentuk geomtery, dimensi komponen, proses assembly dan masih banyak faktor – faktor lain yang ada dalam proses desain konstruksi mesin.

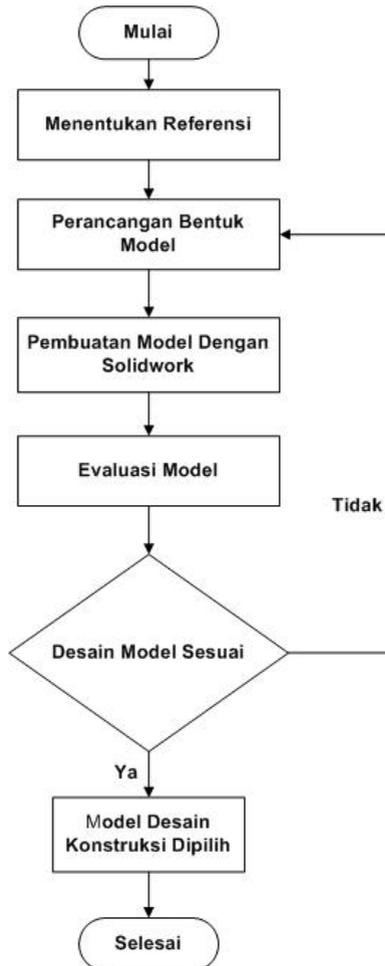
### **h. Gambar Teknik Konstruksi Mesin Press Panas**

Pada tahap ini hasil dari seluruh penelitian dan analisa akan menghasilkan output berupa gambar teknik hasil desain menggunakan software *solidwork* dengan layout paduan referensi buku Takeshi Sato untuk desain konstruksi mesin press panas, sehingga layak dan mudah untuk diproduksi dengan biaya yang terjangkau secara massal di dunia industri menengah.

Output gambar teknik harus detail dan jelas sehingga memudahkan operator produksi untuk membuat semua komponennya dan dapat meminimalisir kesalahan pada saat proses pemesinan. Karena jika gambar teknik terjadi kesalahan secara otomatis akan mempengaruhi hasil produksi. Bisa jadi akan terjadi kerugian yang sangat besar atau gagal produksi. Gambar teknik merupakan penentu untuk kesuksesan proses pemesinan dan proses pembuatan mesin press panas pneumatik berbasis 2 kontrol relay.

### 3.2 Diagram Alir Pembuatan Model Dengan Solidwork

Diagram alir pembuatan model menggunakan solidwork ditunjukkan pada gambar (3.2)



**Gambar 3.2 Diagram Alir Pembuatan Model Dengan Solidwork**

Proses dan tahapan pembuatan model dijelaskan sesuai dengan diagram alir pada gambar (3.2) sebagai berikut :

#### **a. Menentukan Referensi**

Dalam tahapan pertama ini, sebelum melakukan perancangan terlebih dahulu mencari beberapa referensi dan penelitian terdahulu yang dapat membantu proses perancangan dan pembuatan model mesin khususnya dengan menggunakan software solidwork. Salah satu mesin press yang dijadikan referensi yaitu *mesin press panas*.

Proses press panas merupakan proses pembentukan rengginang berupa bentuk-bentuk yang diinginkan yang disiapkan pada cetakan mesin, dengan adanya tekanan yang terjadi pada posisi yang ditentukan maka akan terjadi suatu bentuk rengginang yang diinginkan dari proses press tersebut.

Proses press dilakukan dengan meletakkan bahan baku diatas cetakan kemudian dilakukan penekanan oleh matrasnya kemudian matras tersebut menekan bahan baku rengginang untuk dilakukan pembentukannya. Adanya tekanan dan tegangan akan menyebabkan bentuk sesuai dengan diinginkan dengan bentuk cetakannya.

Bentuk cetakan dan matrasnya sangat penting untuk mengatur bentuk produk. Seluruh permukaan matras dan cetakan harus terbebas dari kotoran dan permukaannya harus benar-benar halus atau rata. Oleh karena itu kepresisian perkakas dan toleransinya sangat diperlukan pada cetakan dan matrasnya.

Mesin press yang digunakan pada proses pembuatan masih sederhana dan prosesnya manual dengan menggunakan tangan oleh karena itu perlu adanya pengembangan agar memudahkan operator dalam melakukan proses pengepressan rengginang agar tidak memerlukan banyak tenaga. Berikut ini

adalah mesin press panas yang digunakan saat ini. Dapat dilihat pada gambar dibawah ini :



**Gambar 3.3 Referensi Mesin Press Rengginang**

#### **b. Perancangan Bentuk Model**

Setelah menemukan beberapa referensi perancangan model, pada tahapan ini dilakukan perancangan bentuk yang akan di buat sesuai dengan beberapa referensi yang telah di dapatkan. Sehingga proses masih sesuai dengan beberapa referensi yang ada.

#### **1. Daftar Kebutuhan**

Dalam melakukan pengembangan diperlukan penyusunan daftar kebutuhan yang nantinya digunakan sebagai acuan dalam pemilihan konsep dari tiga rancangan yang sudah didesain diatas. Agar hasil desain mesin press panas pneumatik dan lebih fokus menentukan pengembangan konsep mesin press panas pneumatik sesuai dengan kebutuhan digunia industri dan perkembangan teknologi, berbasis 2 kontrol relay ditunjukkan pada tabel 3.1.

**Tabel 3.1 Daftar Kebutuhan**

<b>No</b>	<b>Kriteria</b>	<b>Uraian</b>	<b>S/H</b>
1	Geometri	<ul style="list-style-type: none"><li>• Model rangka berdasarkan referensi mesin press</li></ul>	H
2	Kekuatan	<ul style="list-style-type: none"><li>• Kuat menahan beban press maksimum sebesar 100 kg</li><li>• Aman digunakan oleh operator</li></ul>	S
3	Harga	<ul style="list-style-type: none"><li>• Harga material tidak tinggi</li><li>• Biaya produksi tidak tinggi</li></ul>	H
4	Ergonomis	<ul style="list-style-type: none"><li>• Nyaman dioperasikan oleh operator</li><li>• Benda kerja dapat diakses dengan mudah oleh operator dari sisi depan</li><li>• Benda kerja dapat diakses dari sisi depan maupun samping</li></ul>	H
4	Berat	<ul style="list-style-type: none"><li>• Mudah diangkat dan dipindahkan</li><li>• Berat tidak lebih dari 50 Kg</li></ul>	S
5	Proses Manufaktur	<ul style="list-style-type: none"><li>• Dapat dibuat dengan proses manufaktur konvensional maupun modern</li></ul>	S
6	Perakitan	<ul style="list-style-type: none"><li>• Komponen mudah dirakit</li></ul>	S
7	Pemeliharaan	<ul style="list-style-type: none"><li>• Mudah dipelihara</li><li>• Mudah diperbaiki tanpa membutuhkan <i>special tools</i></li></ul>	S

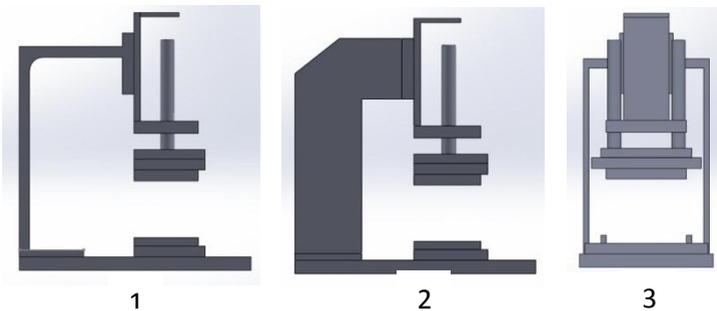
S : Syarat , H : Harapan

## 2. Pembuatan model dengan Solidwork

Setelah menentukan bentuk rancangan yang akan dibuat, kemudian dilakukan proses pembuatan model dan menggambar teknik dengan menggunakan software solidwork.

### a. Konsep Alternatif

Dalam mengembangkan sebuah produk, tentunya memiliki pilihan-pilihan bentuk konstruksi yang telah terkonsep sebelum memutuskan untuk merancang produk itu. Dalam pengembangan mesin press panas ini terdapat tiga buah konsep konstruksi yang menjadi pilihan yaitu sebagai berikut :



**Gambar 3.4 Konstruksi Mesin Press Panas Konsep 1,2,3**

### b. Evaluasi Model

Tahapan ini merupakan tahapan evaluasi setelah proses pembuatan dan menggambar teknik mesin telah selesai. Kemudian di evaluasi dari segi bentuk, estetika, waktu pembuatan, biaya pembuatan, Kemudahan proses pemesinan, daya jual dan perawatan mesin press panas tersebut yang dibutuhkan untuk pembuatan mesin press panas pneumatik. Sehingga berdasarkan hasil evaluasi dapat mengurangi terjadinya kesalahan pembuatan atau kegagalan produk.

### **c. Pemilihan Konsep**

Setelah dilakukan analisa tegangan dan analisa defleksi terhadap ketiga konsep alternatif, maka selanjutnya dilakukan pemilihan konsep dengan kriteria yang dibutuhkan untuk menentukan desain yang tepat dan hasil penilaian dari tiap konsep seperti pada tabel 3.2.

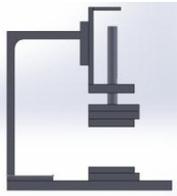
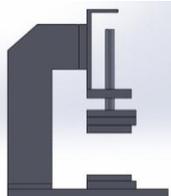
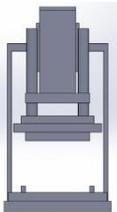
Pemilihan konsep ini menjadi dasar kami mendesain mesin press panas agar hasilnya tidak jauh dari yang kami harapkan. Dengan mempertimbangan beberapa parameter desain yang mengacu pada beberapa referensi, sumber dan jurnal – jurnal terdahulu yang dapat membantu kami melakukan perancangan konstruksi pada mesin press panas berbasis kontrol relay dengan bantuan solidwork.

Dari ketiga konsep yang sudah dirancang, kami melakukan beberapa analisa secara detail di setiap konsepnya agar kami mengetahui apa saja kelebihan dan kelemahan dari tiap konsep yang sudah kami rancang dengan baik dan benar.

Mana rancangan yang akan kami gunakan nanti sesuai dengan hasil analisa, evaluasi dan penilaian pada tiap – tiap konsepnya. Maka dari itu kekurangan dan kelebihan harus mampu dihasilkan dari hasil analisa yang sudah dilakukan.

Karena apabila dalam proses pemilihan konsep terjadi kesalahan akan berakibat kurang maksimalnya, proses perancangan mesin press panas pneumatik berbasis 2 kontrol relay. itu akan berakibat pada proses pemesinan pembuatan komponen bahkan akan berdampak membengkaknya biaya produksi alat mesin press panas tersebut.

**Tabel 3.2 Pemilihan Konsep**

<b>Kriteria</b>	<b>Alternatif 1</b>	<b>Alternatif 2</b>	<b>Alternatif 3</b>
<b>Geometri</b>			
<b>Kekuatan</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Tegangan yang terjadi adalah 49,231 MPa</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Tegangan yang terjadi adalah 37,268 MPa</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Tegangan yang terjadi adalah 64,023 MPa</li> </ul>
<b>Biaya</b>	7.560.000	7.000.000	6.890.000
<b>Ergonomis</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Benda kerja dapat diakses oleh operator dari sisi depan, kanan, kiri</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Benda kerja dapat diakses oleh operator dari depan, kanan, kiri</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Benda kerja dapat diakses dari depan dan belakang</li> </ul>
<b>Berat</b>	70 kg	66 kg	63 kg
<b>Proses Produksi</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Banyak plat dan las</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Plat dan las tidak banyak</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Plat lebih banyak</li> </ul>

Berdasarkan tabel (3.2) pemilihan konsep diatas, maka dapat dilihat bahwa akan dipilih konsep alternatif 2 yang memiliki massa 66 kg dengan harga material *mild steel* sedang, didapatkan biaya material Rp.7.000.000,-.

Semua Konsep alternatif memenuhi kriteria tegangan dan defleksi maksimum. Tetapi konsep 2 memiliki nilai tegangan dan defleksi yang paling rendah dibandingkan konsep 1 dan konsep 3. Besar tegangan dan defleksi pada bagian ini sangat penting dalam proses press panas karena akan berpengaruh pada kekuatan dan umur mesin.

Sehingga konsep yang terpilih adalah desain konstruksi konsep alternatif 2. Pemilihan konsep alternatif berdasarkan daftar kebutuhan yang telah disusun diawal sebelum melakukan proses desain dengan tujuan agar lebih fokus dalam menentukan pemilihan konsep. Dan tidak melakukan kesalahan dalam proses manufaktur atau penjualan. Sehingga tidak banyak membuang biaya dan tenaga untuk menghemat efisiensi. Penilaian yang diberikan terhadap masing-masing bagian dari konsep 1,2,3 sesuai dengan kriteria penilaian pada perencanaan sebuah mesin. Maka dipilih dari penilaian terbaik untuk dijadikan desain terpilih kemudian dilakukan proses produksi.

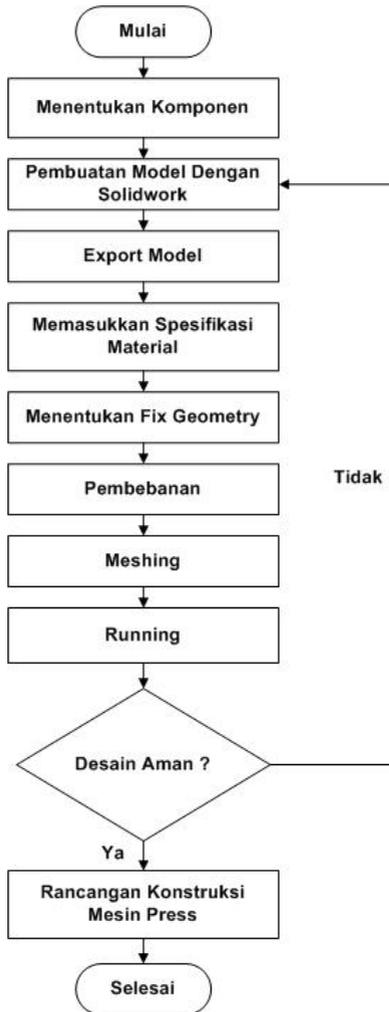
#### **d. Desain Model Sesuai**

Desain pemodelan dikatakan sesuai jika sudah memenuhi beberapa kriteria pemodelan antara lain estetika, bentuk, biaya, sumber daya manusia dan waktu pembuatan.

#### **e. Model Desain Dipilih**

Tahapan ini adalah tahap pemilihan model desain konstruksi yang sesuai dengan beberapa kriteria yang sudah ditentukan pada susunan daftar kebutuhan.

### 3.3 Diagram Alir Simulasi Beban Statis Menggunakan SolidWork



Gambar 3.3 Diagram Alir Simulasi dengan *Solidwork*

Diagram alir parameter input pada program simulasi solidwork dijelaskan pada gambar 3.3 sebagai berikut :

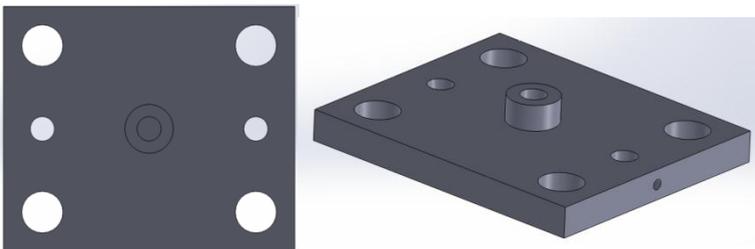
**a. Menentukan Komponen**

Pada tahap ini dilakukan penentuan komponen yang akan dipakai untuk membuat desain *Mesin Press Panas* sesuai dengan *standart* yang telah ditentukan. Antara lain Top Pneumatik Holder, Standing Support, Sliding Plate, Base Plate, Pusher Plate, Pegas Dan Seterusnya

**b. Pembuatan Model dengan Solidwork**

Pada tahap ini dilakukan pemodelan konstruksi menggunakan *software* solidwork yang nantinya akan mendapatkan desain *Mesin Press Panas Berbasis Pneumatik 2 Control Relay*. Pemodelan tersebut dapat mengatasi kesulitan dalam membuat desain produk, dengan ketentuan dimensi komponen yang didapat dari katalog.

Pembuatan model 3D adalah proses menggambar bentuk tiga dimensi produk, proses dilakukan dengan menggunakan *software* solidworks 2016. Bagian yang dimodelkan salah satunya adalah *sliding plate*. Untuk membuat model desain awal produk memerlukan data referensi dari beberapa produk mesin press yang telah ada. Gambar hasil model 3D salah satu part mesin press panas pneumatik dapat dilihat pada gambar 3.4.



**Gambar 3.4 Part Sliding Plate Mesin Press Panas Pneumatik**

### **c. Export Solidwork**

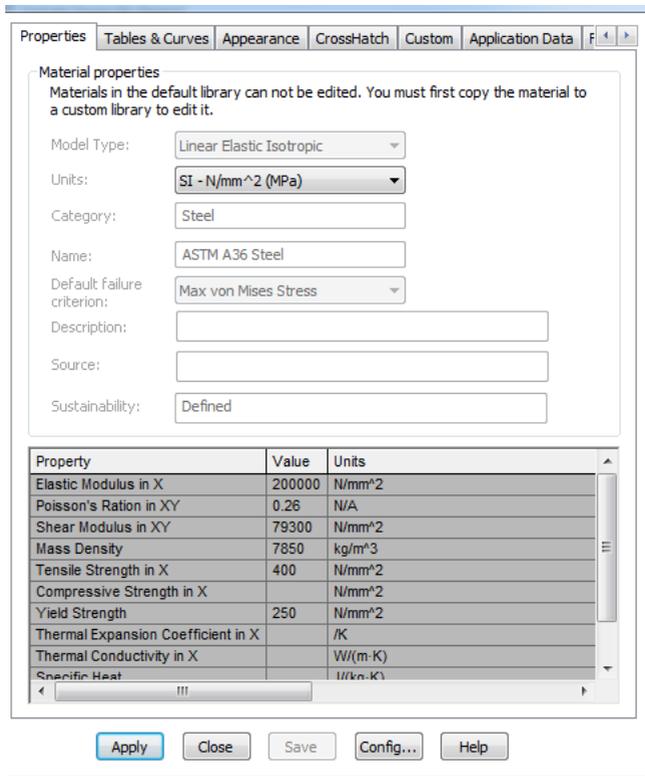
Setelah didapatkan desain *mesin press panas*, pada tahap ini model tersebut di export ke Solidwork untuk nantinya akan di analisa simulasi tegangan pada beberapa bagian mesin press panas pneumatik. Setelah pembuatan model selesai, kemudian dilakukan export part yang akan di simulasi kedalam software solidwork. Proses export part ini dapat dilakukan dengan hanya 1 saja part atau dapat juga langsung beberapa part.

### **d. Pemilihan Spesifikasi Material**

Setelah dilakukan *fix geometry*, selanjutnya menentukan material yang dipakai. Material yang digunakan disini adalah *Mild Steel/ ASTM A36*. pemilihan material ini dilakukan pada saat akan melakukan simulasi dengan solidwork.

Pada katalog yang ada didalam software solidwork semua sudah menggunakan material dengan standar internasional. Seperti material ASTM, JIS, ASME dan masih banyak material lain yang dapat dijadikan simulasi untuk melakukan proses desain konstruksi.

Material dipilih di katalog material yang tersedia di software solidwork. Karena bahan material ASTM A 36 ini juga mudah dicari dan ditemukan dipasaran dengan harga yang cukup terjangkau. Pemilihan spesifikasi material dapat anda lihat seperti pada gambar 3.5.



**Gambar 3.5 Pemilihan Spesifikasi Material Pada Solidwork**

**e. Menentukan Fix Geometry Pada Bagian**

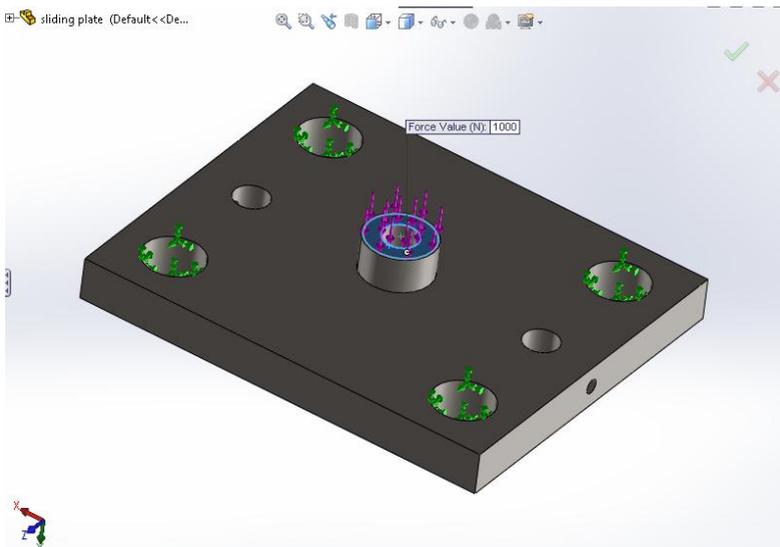
Pada tahap ini ditentukan batasan *fix support* dan *free support* dari *Mesin Press Panas*. Yaitu clamp pada bagian tertentu.

*Boundary condition* adalah batasan yang membuat matrik kekakuan menjadi tidak singular sehingga persamaan matrik tersebut bisa diselesaikan. Pada struktur batasan ini biasa disebut

tumpuan. Pada solidworks 2016 ada beberapa tumpuan yang sering dipakai yaitu *fixed geometry*, *roller/sliding* dan *fixed hinge*.

*Fixed geometry* maksudnya adalah bagian permukaan yang diberikan *boundary condition* tersebut akan tetap ditempatnya dalam aplikasinya bisa juga dimisalkan seperti dilas. *Roller/sliding* berarti dapat bergeser pada dua sumbu dan berputar pada satu sumbu.

*Boundary condition* pada *Sliding Plate* adalah tumpuan *Sliding Plate*. *Sliding Plate* bertumpu pada 4 lubang pegas. Sehingga dapat diasumsikan sebagai *fixed geometry* pada masing masing lubang baut seperti gambar 3.6. *Boundary condition* pada *Sliding Plate* ditunjukkan seperti pada gambar 3.6.

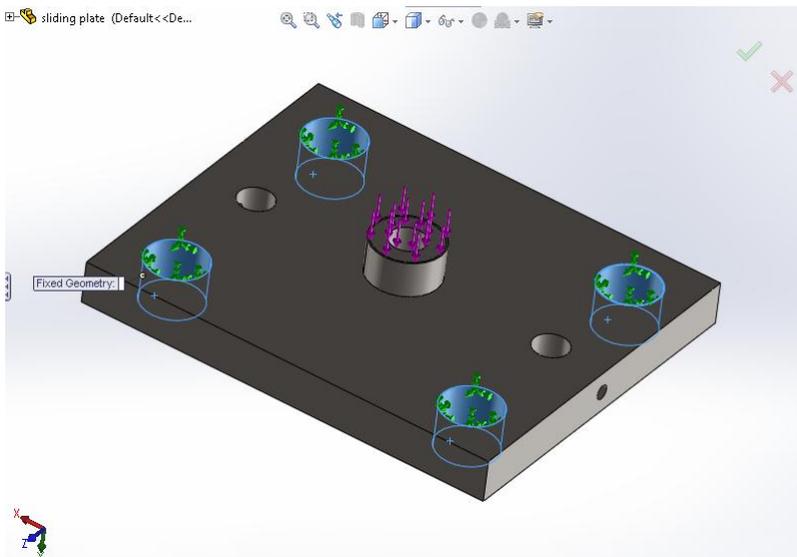


**Gambar 3.6 Menentukan Fix Geometry Sliding Plate**

## f. Pembebanan

Pada tahap ini dilakukan simulasi dengan pembebanan yang terjadi pada bagian mesin press panas pneumatik yaitu dengan memberikan pembebanan gaya distribusi pada daerah tertentu. Gaya pembebanan akan menimbulkan tegangan.

Besar, arah dan posisi pembebanan perlu diperhatikan agar hasil simulasi menjadi semakin nyata dan akurat. Pada solidworks 2016 terdapat berbagai jenis pembebanan disimbulkan dengan tanda panah berwarna ungu. Pada penelitian kali ini akan digunakan *force*. Untuk detail proses pembebanan pada bagian part yang akan disimulasi dapat anda lihat di gambar 3.7.



**Gambar 3.7 Pembebanan Pada Sliding Plate Simulasi Solidwork**

### **g. Meshing**

Pada tahap ini, meshing menentukan pada daerah mana yang didetailkan. Sehingga nantinya pada daerah tersebut dapat diketahui lebih detail pengaruh dari tegangan yang ditimbulkan. *Meshing* adalah proses pembagian *body* menjadi elemen-elemen yang lebih kecil. Proses ini sangat mempengaruhi hasil dari simulasi. Untuk itu *meshing* harus dilakukan dengan jenis dan jumlah elemen yang sesuai.

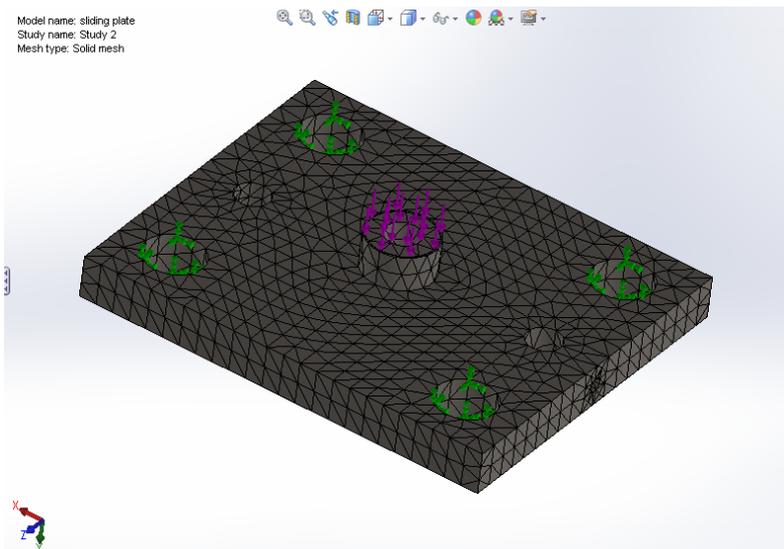
Pada solidworks 2016 terdapat beberapa jenis *mesh* yaitu *solid mesh*, *shell mesh* dan *beam mesh*. Pemilihan jenis *mesh* ini tergantung pada tingkat ketelitian yang diinginkan. Seperti contohnya sebuah plat dapat dianalisis dengan *solid mesh* maupun dengan *shell mesh*. Dengan *solid mesh*, elemen yang dihasilkan akan lebih banyak dan hasil lebih teliti. Sedangkan dengan *shell mesh*, elemen yang dihasilkan lebih sedikit sehingga perhitungan lebih cepat dengan hasil yang kurang teliti namun hasil tersebut tidak berbeda jauh.

Untuk meningkatkan kualitas *mesh* pada solidwors 2016 juga terdapat parameter yang bisa dipakai untuk mengatur *meshing*. Yang pertama adalah *standard mesh* yaitu *mesh* yang dibuat berdasarkan geometri keseluruhan *body*. Ukuran *mesh* dapat diatur menjadi tiga level yaitu *coarse*, *normal*, dan *fine*. Level ini menunjukkan besarnya ukuran elemen. Kedua adalah *curvature based mesh* yaitu *mesh* yang dibuat menyesuaikan dengan *curve* yang ada pada *body*. Jenis ini juga dapat diatur seperti pada *standard mesh*. Selain itu juga ada pengaturan banyaknya *mesh* dalam satu buah *curve* dan rasio perubahan *mesh*.

Ketiga adalah gabungan dari *standard* dan *curvature based mesh*. Selain keriga parameter tersebut ada juga option yang dapat mendeteksi bagian yang memiliki feature dimensi yang kecil dan secara otomatis memperkecil ukuran *mesh* pada

bagian tersebut. Option tersebut adalah *automatic transition*. Kekurangan dari *automatic transition* adalah memperkecil semua bagian dengan *feature* dimensi yang kecil padahal belum tentu pada bagian tersebut terdapat konsentrasi tegangan. Sehingga untuk merubah ukuran mesh pada bagian yang terdapat konsentrasi tegangan bisa menggunakan *mesh control*.

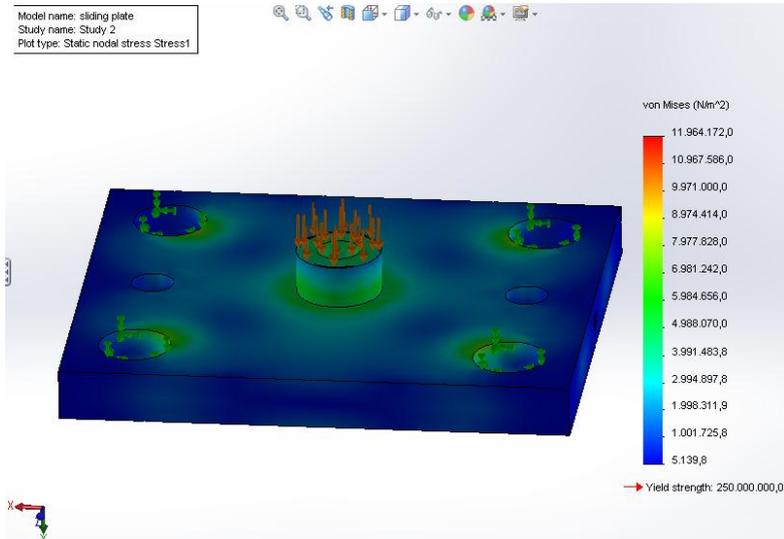
*Meshing* pada desain awal dan modifikasi desain pada *Sliding Plate* menggunakan *solid mesh*. Untuk parameter menggunakan *standard mesh* dan *automatic transition* karena semua *feature* dimensi yang kecil dianggap mempengaruhi struktur. Untuk mendapatkan hasil yang *convergen* maka menggunakan *solver h adaptive method* dengan toleransi 99%. Hasil *meshing* dapat dilihat pada gambar 3.8.



**Gambar 3.8 Meshing Pada Bagian Sliding Plate**

## h. Running

Setelah dilakukan pembebanan kemudian dirunning sehingga mendapat hasil berupa tegangan maksimum, regangan maksimum, dan defleksi maksimum pada sliding plate. Contoh hasil simulasi pada bagian slidding plate ditunjukkan seperti pada gambar 3.9.



**Gambar 3.9 Proses Running Sliding Plate Dengan Solidwork**

## i. Desain Aman

Desain dikatakan aman apabila tegangan maksimum yang terjadi pada komponen mesin press panas tidak melebihi tegangan ijin material bahan ASTM A36 sebesar 250 MPa, yang dianalisa simulasi menggunakan bantuan *software Solidwork*.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## **BAB IV**

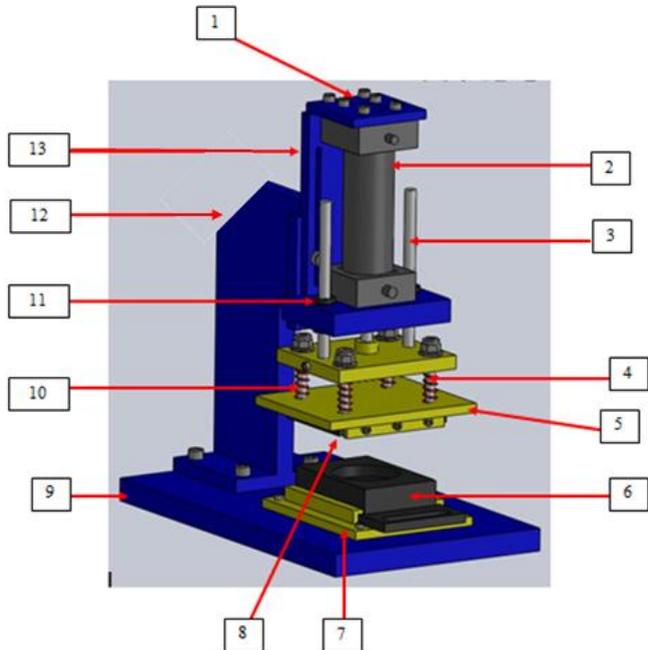
### **ANALISA DAN PEMBAHASAN**

#### **4.1 Pengembangan Konsep Rangka Mesin Press**

Pada tahapan ini dilakukan evaluasi terhadap rangka yang sudah ada saat ini, serta dilakukan analisa untuk menentukan pengembangan apa saja yang harus dilakukan agar mesin press ini dapat memenuhi fungsi yang diinginkan, untuk itu maka disusun daftar kebutuhan yang menjadi dasar pengembangan rangka. Kemudian dibuat alternatif pengembangan rangka yang berdasarkan pada desain lama. Konsep alternatif dibuat tiga buah agar lebih banyak opsi yang akan digunakan untuk melakukan desain mesin press panas pneumatik berbasis 2 kontrol relay, selanjutnya dilakukan pemilihan konsep dengan mengevaluasi kekurangan dan kelebihan masing - masing konsep.

#### **4.2 Perhitungan Dan Simulasi Desain Terpilih**

Untuk memenuhi kebutuhan sesuai dengan cara kerja mesin press panas yang telah direncanakan, dilakukan perhitungan dan simulasi untuk mengetahui keamanan dan kelayakan pada rancangan mesin press panas pneumatik berbasis 2 kontrol relay yang telah dibuat. Semakin detail dan akurat hasil dari perhitungan dan simulasi, maka akan mudah sekali menentukan kelayakan desain, karena pada hasil simulasi sangat kecil kemungkinan menunjukkan kesalahan kecuali jika terjadi kesalahan input data seperti pembebanan, fix support dan standart meshing yang digunakan, maka dibuat mesin tersebut dari desain mesin press panas yang sudah dipilih melalui evaluasi daftar kebutuhan yang disusun di bagian metodologi pembuatan konsep desain mesin press panas. Berikut ini adalah rancangan mesin press panas terpilih yang akan dilakukan perhitungan dan simulasi dengan menggunakan software *Solidwork* . bagian-bagian komponen dan cara kerja mesin press panas akan dijelaskan dan ditunjukkan pada gambar 4.1.

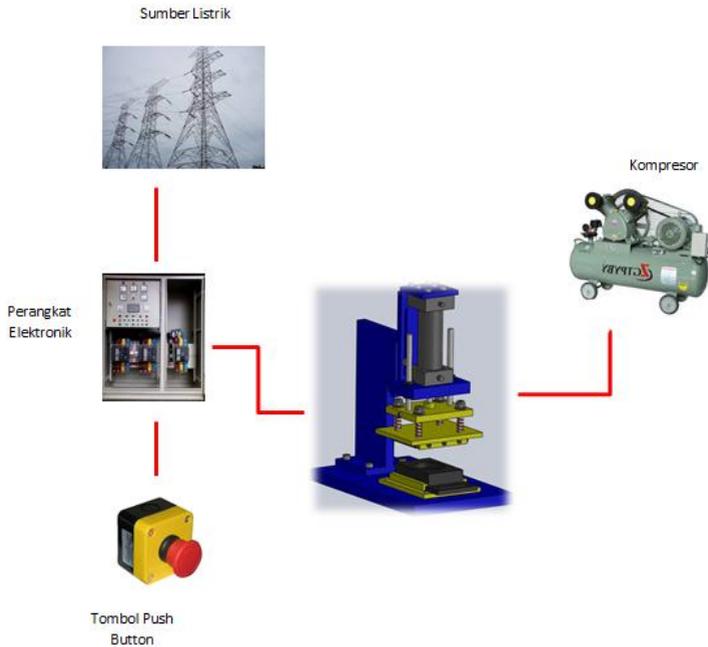


**Gambar 4.1 Desain terpilih mesin press panas pneumatik berbasis 2 control relay (CR)**

Mesin ini memiliki komponen antara lain :

1. Top Pneumatik Holder
2. Silinder Pneumatik
3. Poros Penyearah
4. Pegas
5. *Pusher plate*
6. *Cetakan Bawah*
7. Pemegang cetakan Bawah
8. *Cetakan Atas*
9. Base Plate
10. Studs
11. Pneumatik Holder
12. Standing Support

### 4.3. Cara Kerja Mesin Press Panas



**Gambar 4.2 Skema Cara Kerja Mesin Press**

Setelah dilakukan pemilihan konsep dengan berbagai pertimbangan, dan yang terpilih adalah konsep kedua. Kemudian cara kerja dari mesin press panas konsep kedua yang ditunjukkan pada gambar 4.2 adalah :

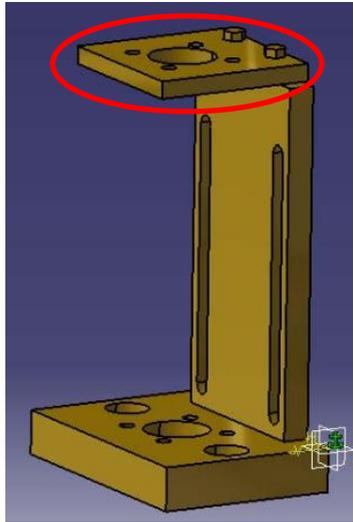
1. Menyiapkan kompresor yang berisi udara.
2. Kemudian menghubungkan selang kompresor dengan regulator dari silinder pneumatik

3. Kemudian memutar regulator kompresor agar saluran udara pada kompresor mengalir ke regulator silinder pneumatic
4. Kemudian mengatur tekanan pada regulator pneumatik sesuai yang diinginkan , apabila sudah, maka silinder pneumatic akan terangkat karena aliran udara
5. Menyalakan skalar listrik mesin press
6. Mengatur tekanan pada skalar holding time, untuk mengatur lamanya silinder saat proses press.
7. Kemudian mengisi cetakan bawah dengan bahan baku kue kering dengan cara menarik cetakan bawah keluar karena system pada cetakan bawah dibuat seperti laci yang bisa ditarik dan didorong sehingga pada saat pengisian terhindar dari bahaya terjepit apabila tombol push button tidak sengaja tertekan dan cetakan atas dibuat fix atau bisa di setting menggunakan baut jadi cetakan atas dan bawah sudah diatur presisi sehingga walaupun cetakan bawah ditarik atau didorong posisi cetakan tetap presisi karena pada cetakan bawah nanti akan diberi garis batas ditarik dan didorong sehingga posisinya bisa saat pengepressan.
8. Apabila cetakan bawah sudah dimasukkan, kemudian melakukan proses press dengan menekan tombol push button, dan silinder akan turun dan melakukan proses penekanan.

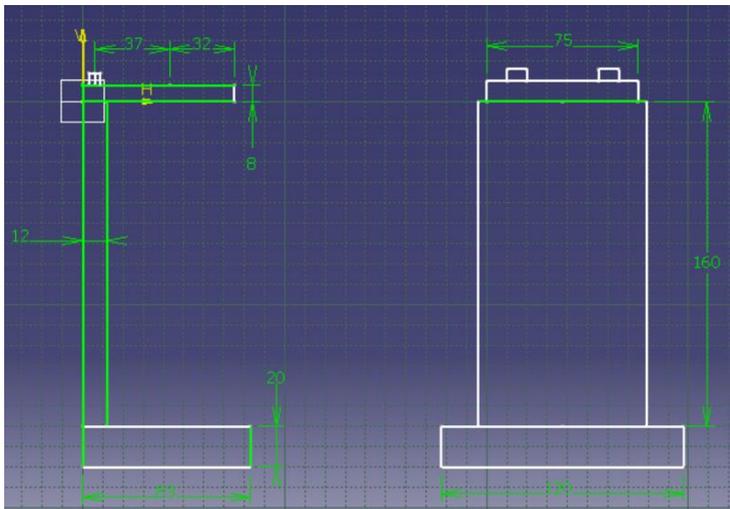
#### **4.4 Perhitungan Keamanan Material**

##### **4.4.1 Perhitungan Keamanan Material Dibagian Top Pneumatic Holder**

Berikut ini adalah gambar yang menunjukkan bagian material yang terkena beban beserta dengan ukuran-ukurannya ditunjukkan pada gambar 4.3 dan 4.4.



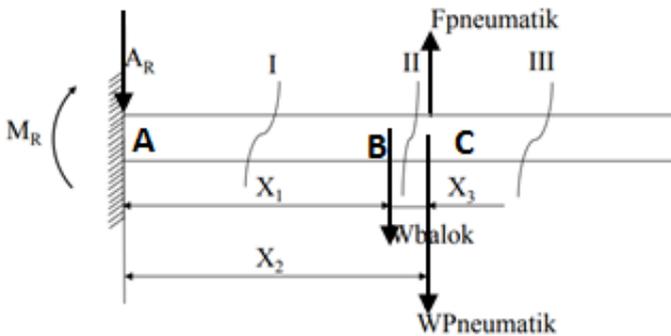
**Gambar 4.3 Bagian Top Pneumatic Holder**



**Gambar 4.4 Sketsa Contoh Top Pneumatic Holder Untuk Perhitungan keamanan**

- Data Bahan Rangka
  - Bahan = Plat Mild Steel/ASTM A36
  - Kekuatan (Syp) = 36 ksi ~ 250 N/mm<sup>2</sup>
  - Modulus Elastisitas (E) = 207 KN/mm<sup>2</sup> ~ 2,07.10<sup>4</sup> kgf.mm<sup>2</sup> = 200 Gpa = 29000 ksi  
( lampiran Saved from URL:  
<http://www.azom.com/article>)
  
- Data Baut
  - Kekuatan Luluh = 210 Mpa ~ 21 kgf/mm<sup>2</sup> = 210 N/mm<sup>2</sup>
  - Modulus Elastisitas = 2,08.10<sup>5</sup> N/mm<sup>2</sup> ~ 2,08.10<sup>4</sup> kgf/mm<sup>2</sup>
  - Diameter Baut = 0,25 inchi = 6,35 mm
  - Kekuatan Tarik = 12000 psi = 827,37 MPa = 827,37 N/mm<sup>2</sup>
  - Kekuatan Lelah = 73,77 N/mm<sup>2</sup>
  
- Bentuk dan dimensi rancangan mesin hot press ada pada lampiran
- Asumsi gaya yang terjadi
  - Gaya yang bekerja gaya dinamis
  - Gaya luar yang terjadi = 9,9 kgf
  - Gaya pengencangan awal = 2 kgf

Dalam perencanaan mesin press panas ini, untuk mengetahui aman atau tidaknya rancangan rangka terhadap beban yang diterima sebesar 40 kg, yang merupakan gaya maksimal yang dihasilkan oleh silinder pneumatik untuk memberikan tekanan pada cetakan dengan asumsi beban yang terjadi adalah beban dinamis maka digunakan persamaan 2.9 berikut adalah gambar yang menunjukkan bagian-bagian yang terkena beban beserta gaya-gaya yang terjadi. FBD dari bagian yang dianalisa ditunjukkan pada gambar 4.5.



**Gambar 4.5 FBD Dari Arah Kanan Konstruksi Balok Yang Akan Di Analisa**

Diketahui  $W_{\text{balok}} = 0,29 \text{ kg} = 2,9 \text{ N}$   
 $W_{\text{pneumatic}} = 1,33 \text{ kg} = 13,3 \text{ N}$   
 $F_{\text{pneumatic}} = A \cdot 9,9 \text{ Kg/cm}^2$   
 $= A \cdot 97,02 \text{ N/cm}^2$   
 $= \pi r^2 \cdot 97,02 \text{ N/cm}^2$   
 $= 954 \text{ N}$

$$A_{Ry} \text{ max} = F_{\text{pneumatic}} - W_{\text{balok}} - W_{\text{pneumatic}}$$

$$= 954 \text{ N} - 2,9 \text{ N} - 13,3 \text{ N}$$

$$= 931 \text{ N}$$

$$\sum M \text{ dititik A} = 0$$

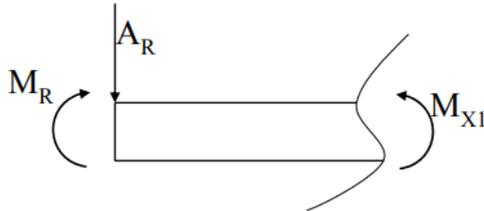
$$M_R + (W_{\text{pneumatik}} - F_{\text{pneumatik}}) \cdot AC + (W_{\text{balok}} \cdot AB) = 0$$

$$M_R + (-W_{\text{pneumatik}} + F_{\text{pneumatik}}) \cdot AC - (W_{\text{balok}} \cdot AB) = 0$$

$$M_R = (-13,3 \text{ N} + 931 \text{ N}) \cdot 37,5 \text{ mm} - (2,9 \text{ N} \cdot 37,5 \text{ mm})$$

$$M_R = 20675,45 \text{ N.mm}$$

**Potongan I :** potongan 1 ditunjukkan pada gambar 4.6



**Gambar 4.6 Potongan 1 dari mekanisme Free Body Diagram**

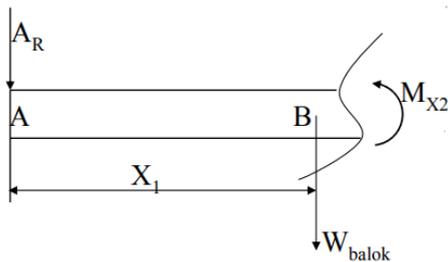
$$\sum M \text{ di titik potong} = 0 \text{ ( ccw + )}$$

$$-M_{X1} + M_R - A_{Ry} \cdot X_1 = 0$$

$$\begin{aligned} X_1 = 0 \quad M_{X1} &= M_R - A_{Ry} \cdot X_1 \\ &= 20675,45 \text{ N.mm} - 931 \text{ N} \cdot 0 \\ &= 20675,45 \text{ N.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} X_1 = 37,5 \text{ mm} \quad M_{X1} &= M_R - A_{Ry} \cdot X_1 = 0 \\ &= 20675,45 \text{ N.mm} - 931 \text{ N} \cdot 37,5 \text{ mm} \\ &= 2952,3 \text{ N.mm} \end{aligned}$$

**Potongan II :** potongan 2 ditunjukkan pada gambar 4.7



**Gambar 4.7 Potongan 2 dari mekanisme Free Body Diagram**

$$\sum M \text{ di titik potong} = 0 \text{ ( cw + )}$$

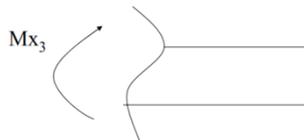
$$-M_{X_2} - M_R - A_{Ry} X_2 - (W_{balok}) \cdot (AC - AB) = 0$$

$$M_{X_2} = M_R - A_{Ry} X_2 - (W_{balok}) \cdot (AC - AB)$$

$$\begin{aligned} X_2 = 37,5 \text{ mm} ; M_{X_2} &= M_R - A_{Ry} \cdot X_2 - (W_{balok}) \cdot (AC - AB) \\ &= 20675,45 \text{ N.mm} - 931 \text{ N} \cdot 43 \text{ mm} - \\ &\quad (2,9 \text{ N}) \cdot (43 \text{ mm} - 37,5 \text{ mm}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} X_2 = 43 \text{ mm} ; M_{X_2} &= M_R - A_{Ry} \cdot X_2 - (W_{balok}) \cdot (AC - AB) \\ &= 20675,45 \text{ N.mm} - 931 \text{ N} \cdot 43 \text{ mm} - \\ &\quad (2,9 \text{ N}) \cdot (43 \text{ mm} - 37,5 \text{ mm}) \\ &= 0 \text{ N.mm} \end{aligned}$$

**Potongan III** : potongan 3 ditunjukkan pada gambar 4.8



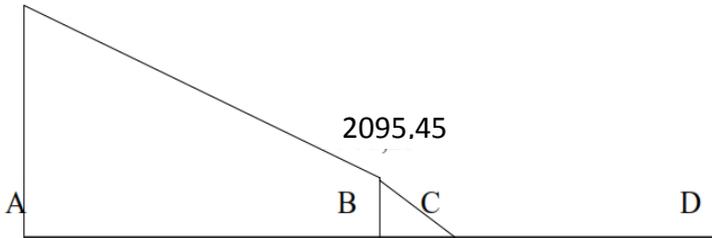
**Gambar 4.8 Potongan 3 dari Free Body Diagram**

$$\sum M \text{ di titik potong} = 0 \text{ ( cw + )}$$

$$M_{X_2} = 0 \text{ N.mm}$$

Sehingga didapatkan untuk nilai diagram momen bendungnya adalah seperti gambar 4.9

2953,3



**Gambar 4.9 Diagram Momen Bending Dari Top Pneumatic Holder**

Berikut untuk mencari nilai tegangan yang terjadi dan keamanan yang digunakan untuk memaksimalkan kinerja mesin press panas :

$$M = \sigma_b x W = F x L \text{ dimana :}$$

$$W = \frac{bh^2}{6}$$

$$\sigma_t = \frac{M}{W} = \frac{F.l}{\frac{bh^2}{6}} = \frac{9,9x37}{\frac{75x8^2}{6}}$$

$$= 0,342 \text{ N/mm}^2$$

Dari tegangan yang terjadi  $\sigma_t = 0,458 \text{ kgf/mm}^2$ , digunakan safety factor sebesar 6 di karenakan bekerja dikeadaan maksimal dengan keadaan material sampai getas untuk mengetahui aman atau tidak rancangan yang dibuat terhadap tegangan maksimalnya.

Berdasarkan perumusan kemaan material factor tegangan (Syp) harus lebih besar daripada tegangan tariknya. Dari rumus didapatkan nilai dari  $\frac{Syp}{N}$  adalah  $4,283 \text{ kgf/mm}^2$  dan nilai tegangan  $\sigma_t$  adalah  $0,458 \text{ kgf/mm}^2$ . Dengan demikian, bahan

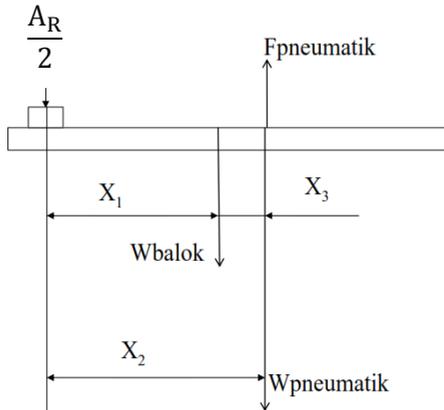
material tersebut dinyatakan aman untuk digunakan. Sedangkan tegangan geser yang terjadi :

$$\tau = \frac{P}{A} = \frac{9,9}{75 \times 8} = 0,0165$$

Digunakan safety factor sebesar 6 untuk mengetahui aman atau tidaknya rancangan yang dibuat ini di keadaan yang maksimal penggunaannya. Sehingga rangka bagian top pneumatik holder sangat aman terhadap tegangan maksimal yang terjadi di keadaan yang kondisi maksimal.

#### 4.4.2 Perhitungan Keamanan Material Dibagian Baut Untuk Sambungan Top Pneumatic Holder

Berikut adalah contoh perhitungan di bagian baut yang menahan antara sambungan top pneumatik, beserta dengan gaya-gayanya. Selain perhitungan pada rangka maka dilakukan juga perhitungan pada baut, dibawah ini merupakan perhitungan pada baut dibagian top pneumatik holder mesin press panas. Dengan menggunakan persamaan pada gambar 4.10.



**Gambar 4.10 Sketsa Dari Arah Kanan Mekanisme Dari Baut Top Pneumatic Holder**

Gaya maksimum yang bekerja pada baut :

$$\sum F_v = 0(\uparrow +)$$

$$F_{\text{pneumatik}} - A_{R_{\text{max}}} - W_{\text{balok}} - W_{\text{pneumatik}} = 0$$

$$954 \text{ N} - A_{R_{\text{max}}} - 2,9 \text{ N} - 13,3 \text{ N} = 0$$

$$A_{R_{\text{max}}} = 954 \text{ N} - 2,9 \text{ N} - 13,3 \text{ N}$$

$$= 931 \text{ N}$$

Mencari gaya eksternal rata-rata :

$$Ar_r = \frac{Ar_{\text{max}}}{2} = \frac{931 \text{ N}}{2}$$

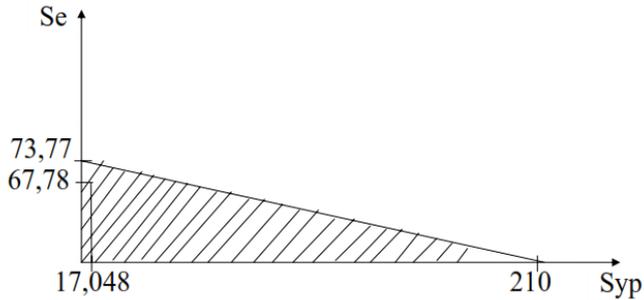
$$Ar_r = 465,5 \text{ N}$$

Daerah yang terkena tegangan tarik :  $0,0318 \text{ in}^2 = 20,516 \text{ mm}^2$   
(table 16-1 machine design).

$$\sigma_{\text{ave}} = \frac{465,5 \text{ N}}{20,516 \text{ mm}^2} = 17,048 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Dari hasil perhitungan manual dan analisa maka dapat diketahui keamanan pada bagian sambungan baut yang menghubungkan top pneumatik holder dan pneumatik holder dapat dilihat dari grafik sodenberg (analisa fatigue) pada gambar 4.11

## HASIL GRAFIK SODENBERG



**Gambar 4.11 Grafik Soderberg untuk jenis keamanan baut**

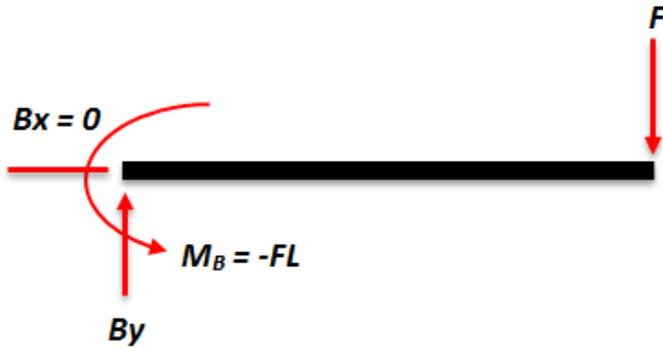
Dari hasil yang didapatkan, baut dengan ukuran  $D$  baut = 0,25 inchi sangat aman terhadap tegangan yang terjadi dikarenakan hasil perhitungan dan nilai koordinat perhitungan analisa fatigue baut terletak didalam batas keamanan di garis arsiran yang ditunjukkan oleh gambar 4.11.

### 4.4.3 Perhitungan Pada Bagian Pneumatik Holder

FBD bagian kerangka penyangga ditunjukkan pada gambar 4.12 dan 4.13.



**Gambar 4.12 Free Body Diagram Pneumatic Holder**



**Gambar 4.13 Free Body Diagram Pada Pneumatic Holder**

$$F = 1000 \text{ N}$$

$$L = 2,5 \text{ m}$$

Pada gaya  $F$  vertikal

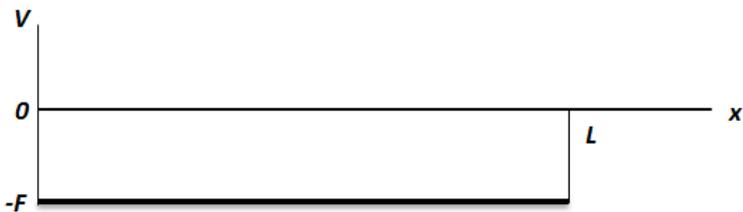
$$B_x = 0$$

$$B_y = F = 1000 \text{ N}$$

$$M_B = -FL = -(1000 \text{ N})(2,5\text{m})$$

$$= -2500\text{N.m}$$

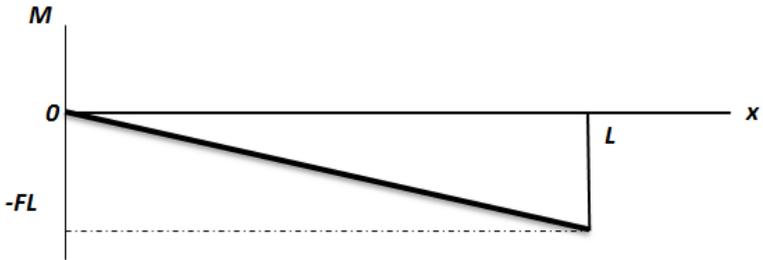
Perhitungan Gaya Geser di tunjukkan pada gambar 4.14.



**Gambar 4.14 Diagram Gaya Geser Pada Bagian Pneumatic Holder**

$$\begin{aligned}
 F &= 1000 \\
 L &= 2,5 \text{ m} \\
 x &= 1 \text{ m} \\
 V &= -F = -2000 \text{ N}
 \end{aligned}$$

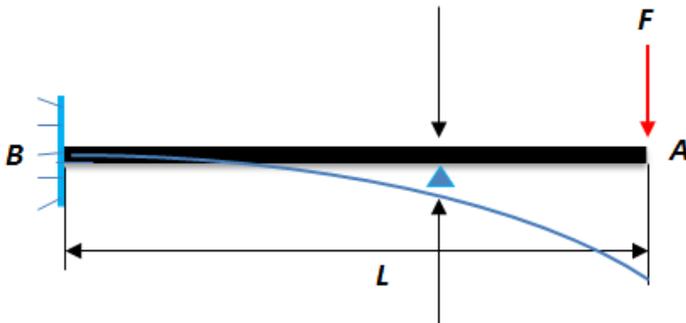
Perhitungan momen bending ditunjukkan pada gambar 4.15.



**Gambar 4.15 Diagram Gaya Momen Pada Bagian Pneumatic Holder**

$$\begin{aligned}
 M &= -F = -(1000 \text{ N})(1\text{m}) \\
 &= -1000\text{N.m}
 \end{aligned}$$

Menghitung defleksi pada bagian kerangka penyangga seperti pada gambar 4.16.



**Gambar 4.16 Defleksi Pada Bagian Pneumatic Holder**

Diketahui :

$$F = 1000 \text{ N}$$

$$L = 2,5 \text{ m}$$

$$x = 1 \text{ m}$$

$$E = 11 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

$$I = 6.035 \text{ cm}^4$$

$$\begin{aligned} EI &= (11 \times 10^9 \text{ N/m}^2)(6035 \text{ cm}^4) \times \frac{1\text{m}^4}{(100)^4} \\ &= 6.64 \times 10^5 \text{ N.m}^2 \end{aligned}$$

Perhitungan analisa defleksi pada bagian pa;ing kritis yaitu pada bagian top pneumatik holder

$$\Delta = \frac{F}{6(EI)} (2L^3 - 3L^2x + x^3)$$

$$\Delta = \frac{1000N}{6(6.64 \times 10^5 \text{ N.m}^2)} [2(2.5\text{m})^3 - 3(2.5)^2(1\text{m}) + (1\text{m})^3]$$

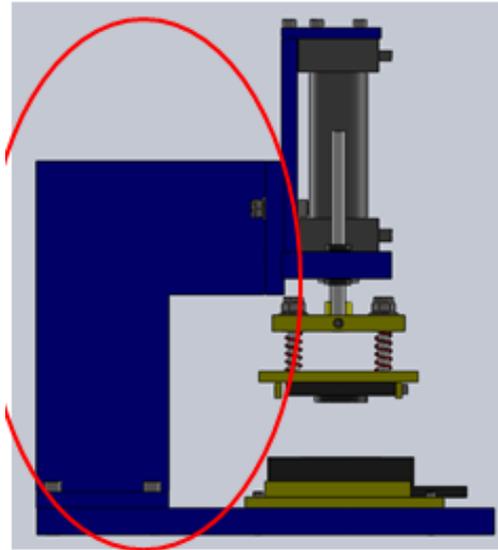
$$\Delta = \frac{1000N}{(3.98 \times 10^6 \text{ N.m}^2)} x [(31.25 - 18.75 + 1)\text{m}^3]$$

$$= \left( 1.76 \times 10^{-4} \frac{1}{\text{m}^2} \right) x (13.5\text{m}^3)$$

$$= 0.000024 \text{ m} \times \left( \frac{100\text{cm}}{\text{m}} \right) = 0.0024\text{cm} = 0.024 \text{ mm}$$

#### 4.5 Perhitungan Tegangan Pada Bagian Standing Support

Bagian yang akan dianalisa adalah bagian yang kritis. Pada perancangan mesin press panas pneumatik, bagian yang kritis adalah standing support. Oleh karena itu bagian tersebut dipilih untuk dilakukan analisa ditunjukkan pada gambar 4.17.



**Gambar 4.17 Analisa pada bagian standing support**

Analisa pada bagian standing support pada bagian yang paling kritis seperti yang d tunjukkan pada gambar yang diberikan tanda lingkaran berwarna merah

#### **4.6 Analisa Tegangan Manual pada standing support**

Data bahan rangka :

Bahan Plat Mild Steel

Kekuatan Luluh (Syp) = 36 Ksi~252 N/mm<sup>2</sup> atau 25,7 Kgf/mm<sup>2</sup>

Gambar FBD standing support ditunjukkan pada gambar 4.18.



**Gambar 4.18 FBD pada bagian standing support**

Diket :

$$F_1 = 3 \text{ Kg} = 30 \text{ N}$$

$$l = 73 \text{ mm} = 0.073 \text{ m}$$

$\Sigma M$  dititik b

$$M_b + F_1 \times l = 0$$

$$M_b = - F_1 \times l$$

$$= - 30 \text{ N} \times 0.073 \text{ m}$$

$$M_b = 2.19 \text{ Nm ( momen bending maksimal )}$$

Tegangan :

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{M_b}{\frac{bh^2}{6}}$$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{29}{\frac{0.012 \times (0.1)^2}{6}}$$

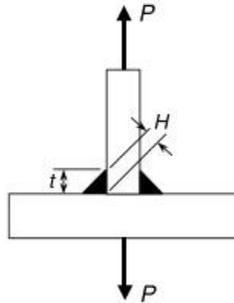
$$\sigma_b = 109500 \text{ Pa}$$

$$\sigma_b = 0.1095 \text{ MPa}$$

Hasil perhitungan menunjukkan bahwa  $\sigma_b <$  dari kekuatan luluh dari bahan Mild Steel yang artinya kerangka penyangga dari mesin press rengginang sangat aman.

#### 4.7 Perencanaan dan Perhitungan Sambungan Las Pada Bagian Base Plate Dan Standing Support Konstruksi Mesin Press Panas Pneumatik

Mencari tegangan geser maksimum dan menghitung tegangan normal pada sambungan las yang di tunjukkan pada gambar 4.19 :



**Gambar 4.19 Desain Las Pada Konstruksi Base Plate Dengan Pemegang Peneumatik**

$$A = \frac{P}{A_{butt}} = \frac{P}{HL} = \frac{5400 \text{ N}}{(0.006\text{m})(0.08 \text{ m})}$$

$$= 11.250.000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 11.25 \text{ MPa}$$

$$\tau_{butt} = \frac{V}{A_{butt}} = \frac{V}{HL} = \frac{4.050 \text{ N}}{(0.006 \text{ m})(0.008 \text{ m})}$$

$$= 8.437 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 8.44 \text{ MPa } (\tau_{xy})$$

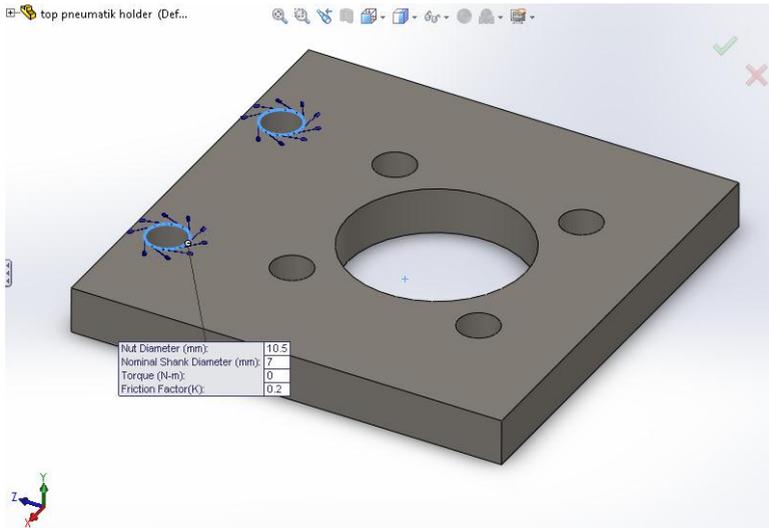
$$\sigma_{avg} = \frac{\sigma_{xx} + \sigma_{yy}}{2}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{(11.25 \text{ MPa}) + (0)}{2} \\
&= 5.63 \text{ MPa} \\
\tau_{max} &= \sqrt{\left(\frac{\sigma_{xx} + \sigma_{yy}}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \\
&= \sqrt{\left(\frac{(11.25) - (0)}{2}\right)^2 + (8.44)^2} \text{ MPa} \\
&= \sqrt{(31.64) + (71.23)} \text{ MPa} \\
&= \sqrt{102.87} \text{ kpsi} = 10.14 \text{ MPa} \\
\sigma_1 &= \sigma_{avg} + \tau_{max} \\
&= (5.63 \text{ MPa}) + (10.14 \text{ MPa}) \\
&= 15.77 \text{ MPa}
\end{aligned}$$

Dari desain sambungan las, disarankan tegangan yang terjadi pada sambungan las maksimum adalah 15,77 Mpa. Sedangkan tegangan yang terjadi lebih kecil dari tegangan maksimum yang diijinkan pada saat perhitungan.

## 4.8 Simulasi Pada Bagian Top Pneumatic Holder

### 4.8.1 Penentuan Fix Geometry Pada Bagian Top Pneumatik Holder



**Gambar 4.20** Fix Geometry Pada Bagian Top Pneumatik Holder

Penentuan *Boundary condition* atau *Fix Geometry* pada bagian *Top Pneumatik Holder* adalah batasan yang membuat matrik kekakuan menjadi tidak singular sehingga persamaan matrik tersebut dapat diselesaikan. Pada struktur batasan ini biasa disebut tumpuan. Pada solidworks 2016 ada beberapa tumpuan yang sering dipakai yaitu *fixed geometry*, *roller/sliding* dan *fixed hinge*.

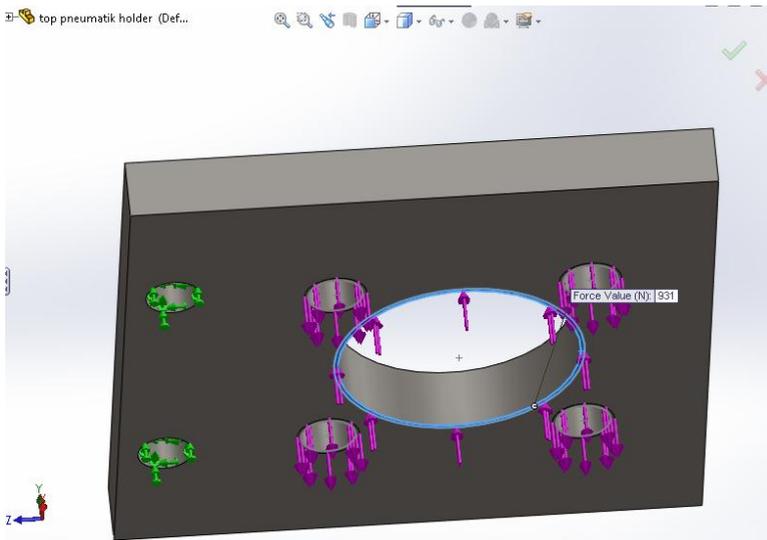
Pada kasus ini bagian Top Pneumatik Holder dipilih parameter *Fixed geometry* atau dapat dikatakan sebagai tumpuan jepit pada bagian dua lubang mur baut. Top Pneumatik holder sudah tidak dapat bisa bergerak ke beberapa arah. Dan terdapat momen di bagian ini.

Maksudnya adalah bagian permukaan yang diberikan *boundary condition* tersebut akan tetap ditempatnya dalam aplikasinya bisa juga dimisalkan seperti dilas.

Pada kasus ini diameter baut yang digunakan adalah 7 mm dan ukuran mur yang digunakan 10,5 mm. dengan asumsi gaya gesek yang terjadi pada sambungan baut adalah 0,2.

*Boundary condition* pada Top Pneumatik Holder adalah tumpuan Top Pneumatik Holder bertumpu pada *pneumatik holder* dengan menggunakan 2 baut. Sehingga dapat diasumsikan sebagai *fixed geometry* seperti dilas pada masing masing lubang baut seperti gambar 4.20.

#### 4.8.2 Pembebanan Pada Bagian Top Pneumatik Holder

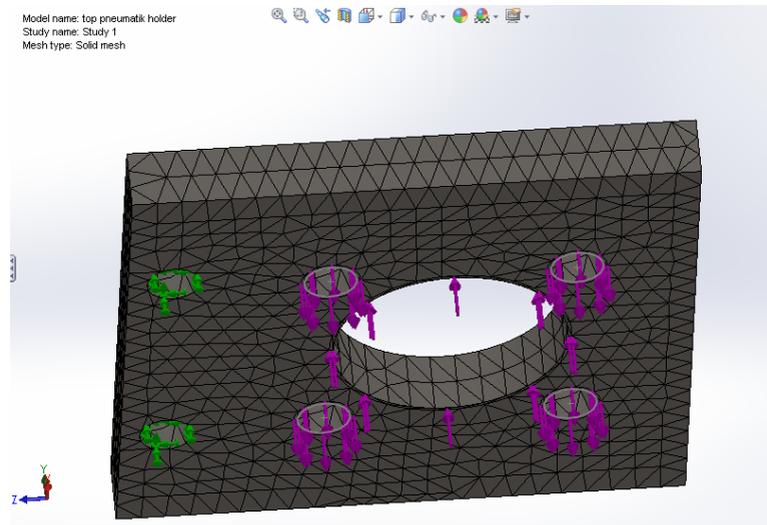


**Gambar 4. 21 Pembebanan Pada Bagian Top Pneumatik Holder**

Pada Bagian Part Top Pneumatik Holder dilakukan pembebanan dengan input data besar force di bagian yang terkena beban seperti ditunjukkan pada gambar . beban yang terjadi pada top pneumatic holder meliputi beban  $W$  silinder pneumatik dan  $F$  silinder pneumatik itu sendiri.

Pada kasus ini gaya ke bawah terjadi akibat  $W$  silinder pneumatik sebesar 13 N yang terdistribusi dibagian baut pengencangan antara top pneumatik holder dengan silinder pneumatik. sedangkan gaya vertikal ke atas diberikan oleh pergerakan silinder pneumatik sebesar 931 N yang terletak tepat di tengah bagian top pneumatic holder tempat Bergeraknya silinder pneumatik. Dianggap bahwa gaya yang terjadi hanya pada beban pneumatik dan  $F$  pneumatik diabaikan dalam proses input data external load. Proses pembebanan dapat dilihat pada gambar 4.21.

### 4.8.3 Meshing Pada Bagian Top Pneumatik Holder

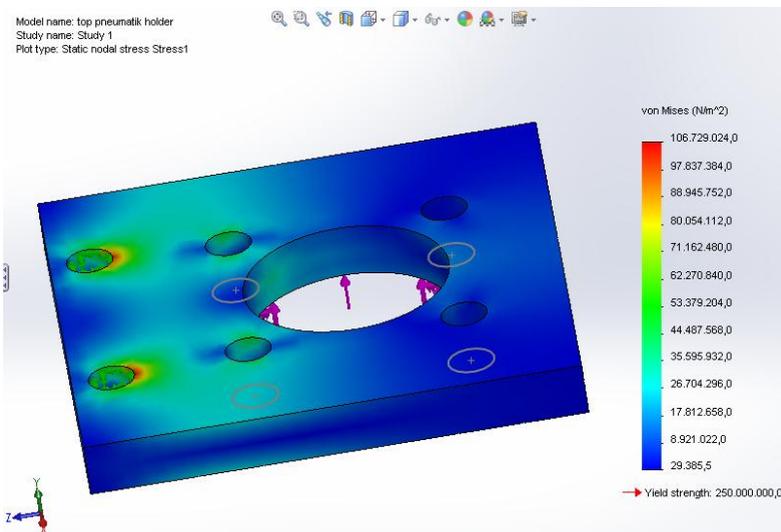


**Gambar 4.22 Meshing Pada Bagian Top Pneumatik Holder**

Kemudian dilakukan meshing pada bagian Top Pneumatic Holder. Parameter – parameter mesing yang di gunakan adalah dengan menggunakan shell mesh. Dengan shell mesh elemen yang dihasilkan lebih sedikit sehingga perhitungan lebih cepat.

Pengaturan mesh yang di gunakan adalah standart mesh. Mesh yang dibuat berdasarkan geometri keseluruhan body part. Dalam simulasi ini parameter yang digunakan adalah, menggunakan standart mesh dan automatic transition karena semua feature dimensi yang kecil dianggap mempengaruhi struktur. Untuk mendapatkan hasil yang *convergen* maka menggunakan solver h adaptive method dengan toleransi 99% hasil meshing pada bagian Top Pneumatic Holder dapat dilihat pada gambar 4.22.

#### 4.8.4 Hasil Analisa Tegangan Bagian Top Pneumatic Holder

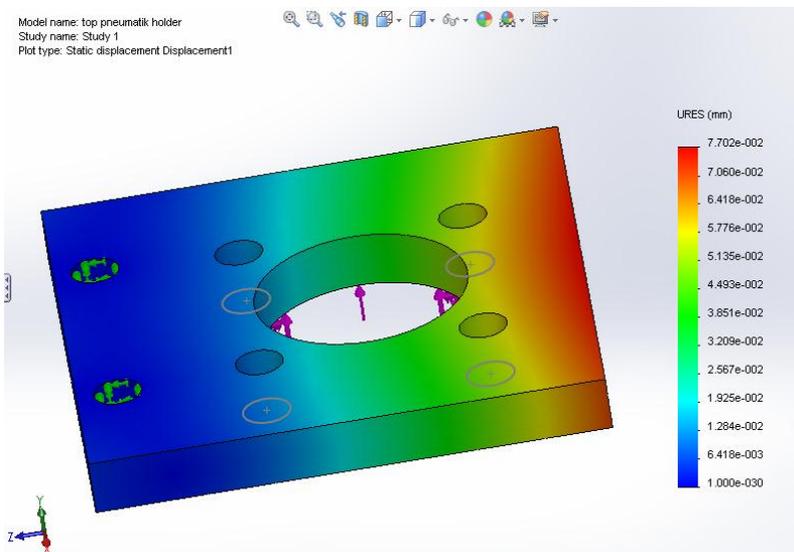


**Gambar 4.23 Hasil Simulasi Tegangan Pada Top Pnematic Holder**

Didapatkan nilai besar tegangan von mises minimum hingga tegangan von mises maksimum. Dari hasil simulasi tegangan von mises minimum dari part *Top Pneumatic Holder* yang ditunjukkan dengan bagian berwarna biru dengan besar tegangan minimum  $29.385 \text{ N/m}^2$ .

Besar tegangan von mises maksimum yang terjadi pada bagian Top Pneumatic Holder yang ditunjukkan dengan bagian part berwarna merah dengan besar tegangan von mises maksimum yang terjadi adalah  $106.729 \text{ N/m}^2$ . Dari besar tegangan von mises maksimum yang terjadi pada bagian top pneumatic holder, besar tegangan von mises yang terjadi masih lebih kecil dari tegangan ijin material ASTM A36 sebesar  $250.000.000 \text{ N/m}^2$ . dapat disimpulkan bahwa part top pneumatic holder dengan bahan ASTM A36 dinyatakan aman dan siap dibuat.

#### 4.8.5 Defleksi Pada Bagian Top Pneumatik Holder



**Gambar 4.24 Defleksi Pada Bagian Top Pneumatik Holder**

Dilakukan analisa defleksi pada bagian top pneumatic holder, sehingga hasil dari analisa defleksi dapat digunakan untuk menentukan beban maksimum yang boleh terjadi pada bagian pneumatic holder dengan bahan yang sudah ditentukan.

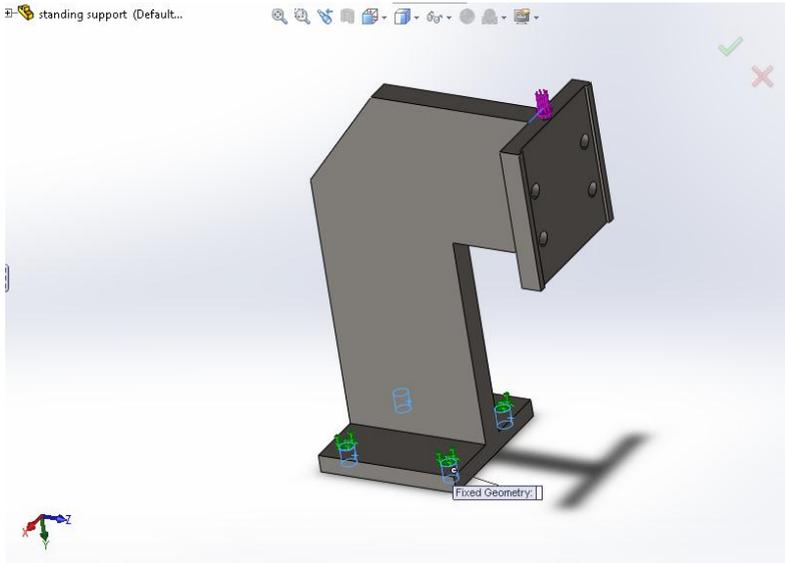
Perubahan bentuk pada bagian top pneumatic holder karena adanya gaya yang besar. Dalam hal ini sedikit terjadi melengkung, dari bagian ini warna paling merah sebesar 0,0702 mm pada batang penopang, dan bagian yang paling lurus adalah bagian berwarna biru sebesar 0,001 mm pada bagian yang paling dekat dengan tumpuan.

Defleksi yang melebihi batas normal maksimum pada suatu material atau konstruksi dapat mengakibatkan kerusakan dan memperpendek umur mesin. Maka dari itu desain mesin harus mengacu pada tegangan dan defleksi yang terjadi pada komponen mesin press panas yang di buat. Bahkan dapat membahayakan bagi penggunaannya sendiri jika sampai terjadi kegagalan secara tidak terduga. Melengkungnya bagian ini akibat beban yang diberikan diatas plate yang terjadi secara berulang – ulang pada proses pengoperasian mesin. Sehingga berpengaruh menghasilkan defleksi beberapa komponen mesin press panas pneumatik berbasis control relay. pada gambar bahwa pergeseran atau displacement tidak terlalu besar maka masih dikatakan aman. hasil analisa defleksi pada top pneumatik holder ditunjukkan pada gambar 4.24.

Besar defleksi yang terjadi juga dipengaruhi oleh bahan material yang digunakan tergantung dari tegangan tarik dan modulus elastisitas yang dimiliki oleh material ASTM A36. Pada kasus ini didapatkan hasil defleksi yang tidak terlalu besar sehingga material untuk pembuatan komponen mesin press panas masih dikategorikan aman dan layak digunakan.

## 4.9 Simulasi Pada Bagian Standing Support

### 4.9.1 Penentuan Fix Geometry Pada Bagian Standing Support



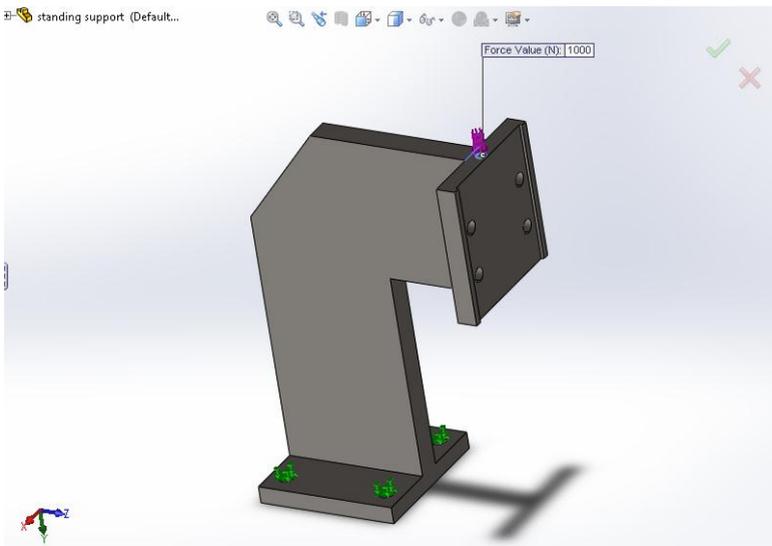
**Gambar 4.25 Fix Geometry Pada Bagian Standing Support**

Penentuan *Boundary condition* atau *Fix Geometry* pada bagian *standing support* adalah batasan yang membuat matrik kekakuan menjadi tidak singular sehingga persamaan matrik tersebut bisa diselesaikan. Pada struktur batasan ini biasa disebut tumpuan. Pada solidworks 2016 ada beberapa tumpuan yang sering dipakai yaitu *fixed geometry*, *roller/sliding* dan *fixed hinge*.

Pada kasus ini bagian *standing support* dipilih parameter *Fixed geometry* atau dapat dikatakan sebagai tumpuan jepit pada bagian dua lubang mur baut. Tumpuan jepit pada *standing support* bagian bawah. Maksudnya adalah bagian bawah permukaan yang diberikan *boundary condition* tersebut akan tetap ditempatnya dalam aplikasinya bisa juga dimisalkan seperti dilas.

*Boundary condition* pada standing support adalah bagian yang di fix atau dianggap sambungan atau tumpuan jepit. Karena dengan di baut maka standing support sudah tidak bisa bergerak ke segala arah. Fix geometry pada standing support ditunjukkan pada bagian yang terdapat panah warna hijau.

#### 4.9.2 Pembebanan Pada Bagian Standing Support

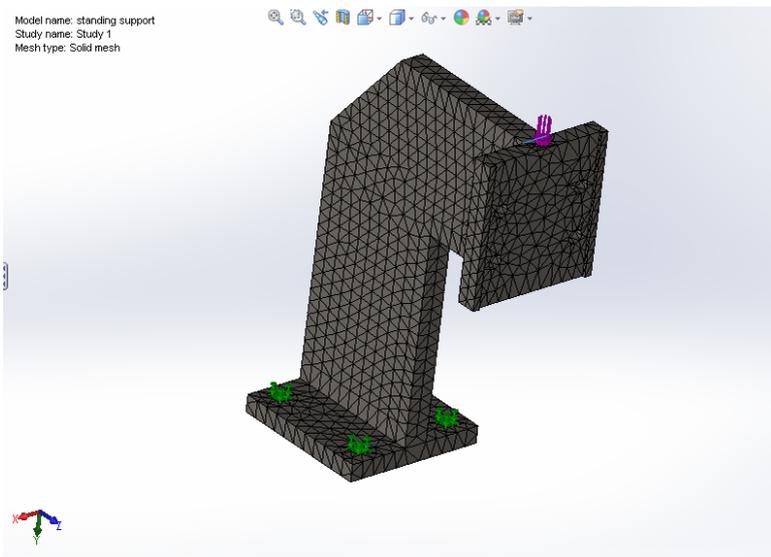


**Gambar 4.26 Pembebanan Pada Bagian Standing Support**

Pada Bagian Part standing support dilakukan pembebanan dengan input data besar force di bagian yang terkena beban seperti ditunjukkan pada gambar 4.26. beban yang terjadi pada standing support meliputi beban W silinder pneumatik, W pneumatik Holder, W Top Pneumatik Holder dan F silinder pneumatik itu sendiri. Pembebanan pada part standing support di software solidwork ditunjukkan oleh tanda panah berwarna ungu. Dan disini menggunakan asumsi beban terpusat pada bagian ujung standing support, sebagai tempat menumpunya beberapa komponen.

Pada kasus ini beban yang diberikan sebesar 1000 N yang terpusat di bagian ujung atas standing support dibagian baut pengencangan antara top pneumatik holder dengan silinder pneumatik. sedangkan gaya vertikal ke atas diberikan oleh pergerakan silinder pneumatik sebesar 931 N yang terletak tepat di tengah bagian standing support tempat bergerakanya silinder pneumatik.

#### 4.9.3 Meshing Pada Bagian Standing Support



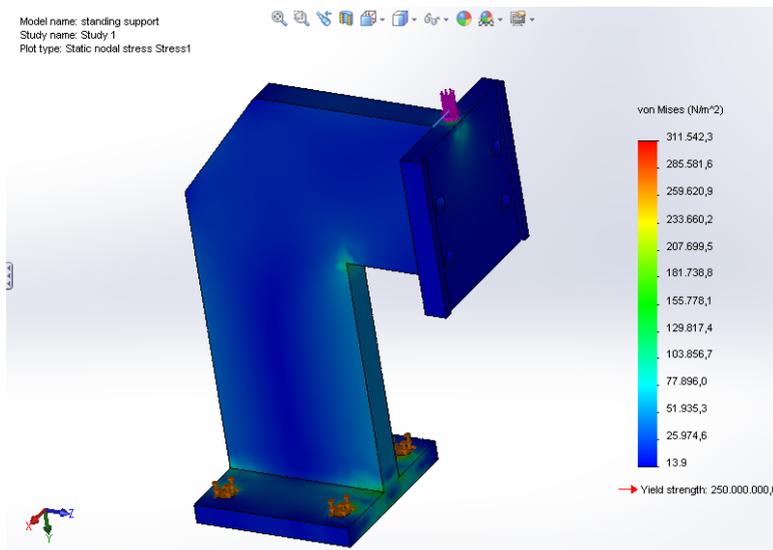
**Gambar 4.27 Meshing Pada Bagian Standing Support**

Kemudian dilakukan meshing pada bagian standing support. Parameter – parameter meshing yang digunakan adalah dengan menggunakan shell mesh. Dengan shell mesh elemen yang di hasilkan lebih sedikit sehingga perhitungan lebih cepat dengan hasil yang kurang teliti namun hasil dari meshing tersebut tidak terlalu jauh dan masih layak digunakan daripada meshing solid.

Pengaturan mesh yang di gunakan adalah standart mesh. Mesh yang dibuat berdasarkan geometri keseluruhan bodu part. Dalam simulasi ini parameter yang digunakan adalah, menggunakan standart mesh dan automatic transition karena semua feature dimensi yang kecil dianggap mempengaruhi struktur. Untuk mendapatkan hasil yang *convergen* maka menggunakan solver h adaptive method dengan toleransi 99% hasil meshing pada bagian standing support dapat dilihat pada gambar 4.27.

Semakin kecil kerapatan mesh maka ketelitian akan semakin baik dan akurat. Sehingga hasil simulasi sangat minim kesalahan. Tetapi meshing ukuran kecil mempunyai beberapa kelemahan antara lain akan membutuhkan waktu yang lebih lama.

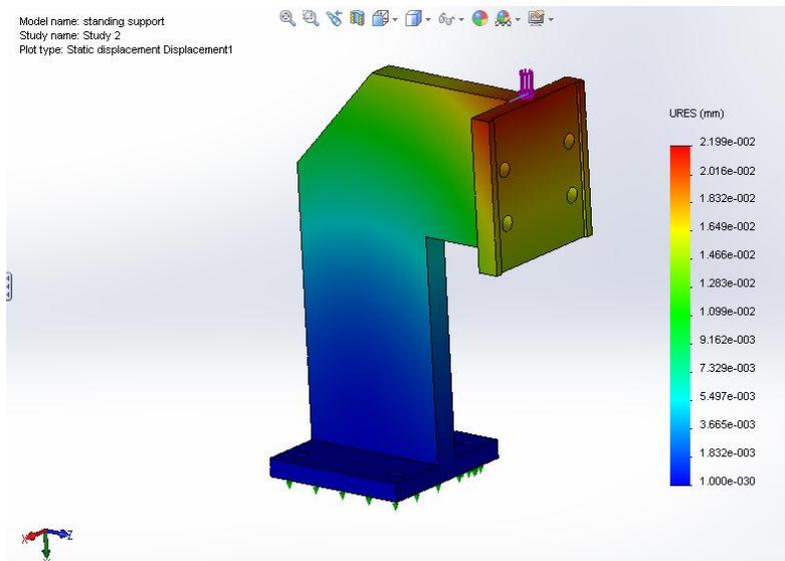
#### 4.9.4 Hasil Analisa Tegangan Bagian Standing Support



**Gambar 4. 28 Hasil Simulasi Tegangan Pada Standing Support**

Dari hasil analisa simulasi tegangan von mises pada bagian Standing Support. Dengan kerapatan mesh yang sama dari part yang lain yaitu dengan menggunakan tipe meshing standart yang tersedia di option pemilihan mesh pada software solidwork. Didapatkan nilai besar tegangan von mises minimum hingga tegangan von mises maksimum. Dari hasil simulasi tegangan von mises minimum dari part *Standing Support* yang di tunjukkan dengan bagian berwarna biru dengan besar tegangan minimum  $25.974,6 \text{ N/m}^2$ . Sedangkan besar tegangan von mises maksimum yang terjadi pada bagian Standing Support yang ditunjukkan dengan bagian part berwarna merah degan besar tegangan von mises maksimum yang terjadi adalah  $311.542,3 \text{ N/m}^2$ . Dari besar tegangan von mises maksimum yang terjadi pada bagian standing support, besar tegangan von mises yang terjadi masih lebih kecil dari tegangan ijin material ASTM A36 sebesar  $250.000.000 \text{ N/m}^2$ .

#### 4.9.5 Defleksi Pada Bagian Standing Support



**Gambar 4.29 Hasil Defleksi Pada Bagian Standing Support**

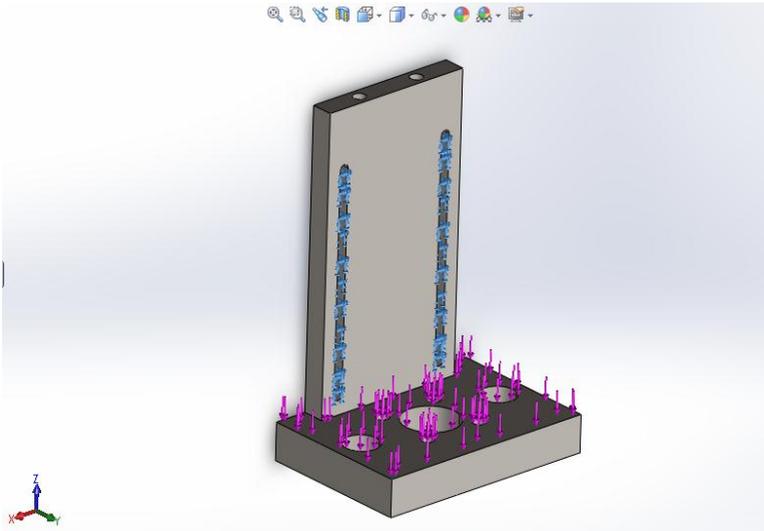
Dilakukan analisa defleksi pada bagian standing support, sehingga hasil dari analisa defleksi dapat digunakan untuk menentukan beban maksimum yang boleh terjadi pada standing support dengan bahan yang sudah di tentukan.

Perubahan bentuk pada bagian standing support karena adanya gaya yang besar. Dalam hal ini sedikit terjadi melengkung, dari bagian ini warna paling merah sebesar 0,02199 mm pada batang penopang, dan bagian yang paling lurus adalah bagian berwarna biru sebesar 0,001 mm pada bagian yang paling dekat dengan tumpuan.

Defleksi yang melebihi batas normal maksimum pada suatu material atau konstruksi dapat mengakibatkan kerusakan dan memperpendek umur mesin. Maka dari itu desain mesin harus mengacu pada tegangan dan defleksi yang terjadi pada komponen mesin press panas yang di buat. Bahkan dapat membahayakan bagi penggunaanya sendiri jika sampai terjadi kegagalan secara tidak terduga. Melengkungnya bagian ini akibat beban yang diberikan diatas plate yang terjadi secara berulang – ulang pada proses pengoperasian mesin. Sehingga berpengaruh menghasilkan defleksi beberapa komponen mesin press panas pneumatik berbasis control relay. pada gambar bahwa pergeseran atau displacement tidak terlalu besar maka masih dikatakan aman. hasil analisa defleksi pada standing support ditunjukkan pada gambar 4.29.

## 4.10 Simulasi Pada Bagian Pneumatik Holder

### 4.10.1 Penentuan Fix Geometry Pada Bagian Pneumatic Holder



**Gambar 4.30 Fix Geometry Pada Bagian Pneumatik Holder**

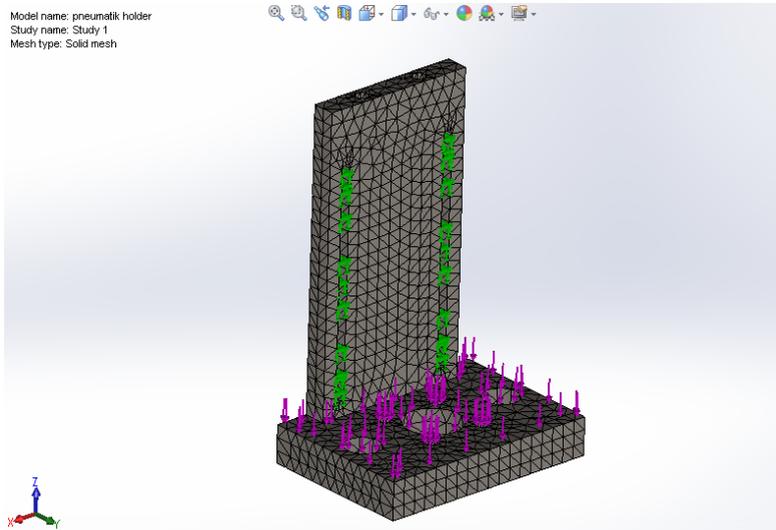
Penentuan *Boundary condition* atau *Fix Geometry* pada bagian *Pneumatik Holder* adalah batasan yang membuat matrik kekakuan menjadi tidak singular sehingga persamaan matrik tersebut bisa diselesaikan. Pada struktur batasan ini biasa disebut tumpuan. Pada solidworks 2016 ada beberapa tumpuan yang sering dipakai yaitu *fixed geometry*, *roller/sliding* dan *fixed hinge*.

Pada kasus ini bagian Pneumatik Holder dipilih parameter *Fixed geometry* atau dapat dikatakan sebagai tumpuan jepit pada bagian dua lubang mur baut. Pneumatik holder sudah tak bisa bergerak ke beberapa arah. Dan terdapat momen di bagian ini.

Maksudnya adalah bagian permukaan yang diberikan *boundary condition* tersebut akan tetap ditempatnya dalam aplikasinya bisa juga dimisalkan seperti dilas.

*Boundary condition* pada Pneumatik Holder pada bagian yang menempel dan di sambung dengan mur baut dengan bagian komponen standing support. Sambungan menggunakan 2 baut sehingga sangat kuat dan dianggap sebagai tumpuan jepit atau las.

#### 4.10.2 Meshing Pada Bagian Pneumatik Holder



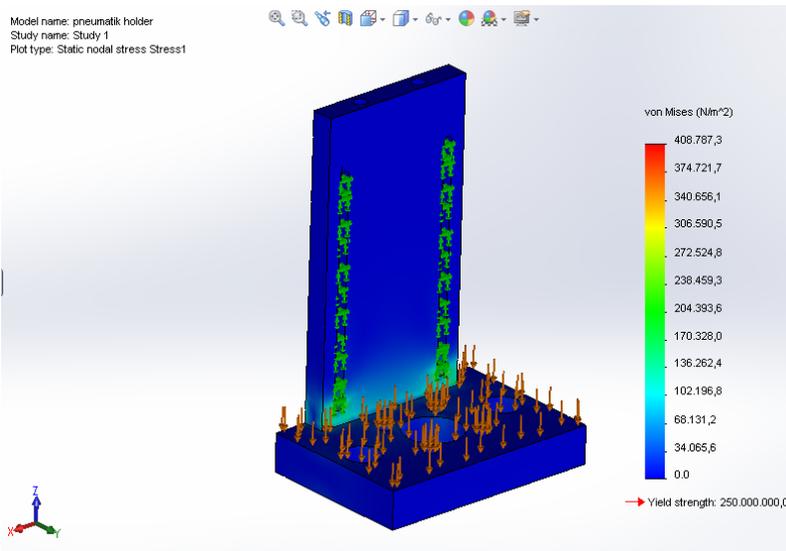
**Gambar 4. 31 Meshing Pada Bagian Pneumatik Holder**

maka dilakukan meshing pada bagian Pneumatic Holder. Parameter – parameter meshing yang digunakan adalah dengan menggunakan shell mesh. Dengan shell mesh elemen yang dihasilkan lebih sedikit sehingga perhitungan lebih cepat dengan hasil yang kurang teliti namun hasil dari meshing tersebut tidak terlalu jauh dan masih layak digunakan daripada meshing solid.

Pengaturan mesh yang di gunakan adalah standart mesh. Mesh yang dibuat berdasarkan geometri keseluruhan body part. Dalam simulasi ini parameter yang digunakan adalah, menggunakan standart mesh dan automatic transition karena

semua feature dimensi yang kecil dianggap mempengaruhi struktur. Untuk mendapatkan hasil yang *convergen* maka menggunakan solver h adaptive method dengan toleransi 99% hasil meshing pada bagian *Pneumatic Holder* dapat dilihat pada gambar 4.31

### 4.10.3 Hasil Analisa Tegangan Bagian Pneumatik Holder

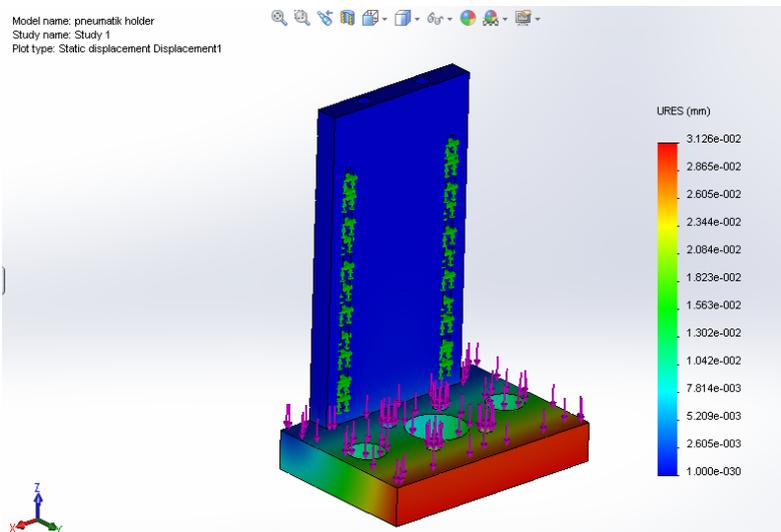


**Gambar 4.32 Hasil Simulasi Tegangan Pada Pneumatik Holder**

Dari hasil analisa simulasi tegangan von misses pada bagian *Pneumatic Holder*. Dengan kerapatan mesh yang sama dari part yang lain yaitu dengan menggunakan tipe meshing standart yang tersedia di option pemilihan mesh pada software solidwork. Didapatkan nilai besar tegangan von misses minimum hingga tegangan von misses maksimum. Dari hasil simulasi tegangan von misses minimum dari part *Pneumatic Holder* yang di tunjukkan dengan bagian berwarna biru dengan besar tegangan minimum  $34.065 \text{ N/m}^2$ . Sedangkan besar tegangan von misses

maksimum yang terjadi pada bagian Pneumatic Holder yang ditunjukkan dengan bagian part berwarna merah dengan besar tegangan von mises maksimum yang terjadi adalah  $408.787 \text{ N/m}^2$ . Dari besar tegangan von mises maksimum yang terjadi pada bagian pneumatic holder, besar tegangan von mises yang terjadi masih lebih kecil dari tegangan ijin material ASTM A36 sebesar  $250.000.000 \text{ N/m}^2$ . dapat disimpulkan bahwa part pneumatic holder dengan bahan ASTM A36 dinyatakan aman dan siap dibuat.

#### 4.10.4 Defleksi Pada Bagian Pneumatik Holder

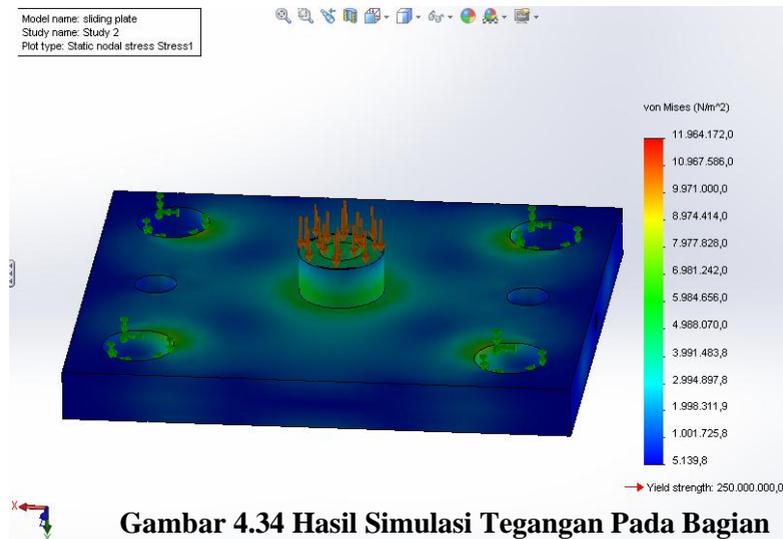


**Gambar 4.33 Defleksi Pada Bagian Pneumatik Holder**

Dilakukan analisa defleksi pada bagian pneumatic holder, sehingga hasil dari analisa defleksi dapat digunakan untuk menentukan beban maksimum yang boleh terjadi pada bagian pneumatic holder dengan bahan yang sudah di tentukan.

Perubahan bentuk pada bagian pneumatic holder karena adanya gaya yang besar. Dalam hal ini sedikit terjadi melengkung, dari bagian ini warna paling merah sebesar 0,03126 mm pada batang penopang, dan bagian yang paling lurus adalah bagian berwarna biru sebesar 0,001 mm pada bagian yang paling dekat dengan tumpuan. Defleksi yang melebihi batas normal maksimum pada suatu material atau konstruksi dapat mengakibatkan kerusakan dan memperpendek umur mesin. Maka dari itu desain mesin harus mengacu pada tegangan dan defleksi yang terjadi pada komponen mesin press panas yang di buat. Bahkan dapat membahayakan bagi penggunaannya sendiri jika sampai terjadi kegagalan secara tidak terduga. Melengkungnya bagian ini akibat beban diatas plate terjadi secara berulang pada proses pengoperasian mesin. Sehingga berpengaruh menghasilkan defleksi beberapa komponen mesin press panas. hasil analisa defleksi pada pneumatik holder ditunjukkan pada gambar 4.33.

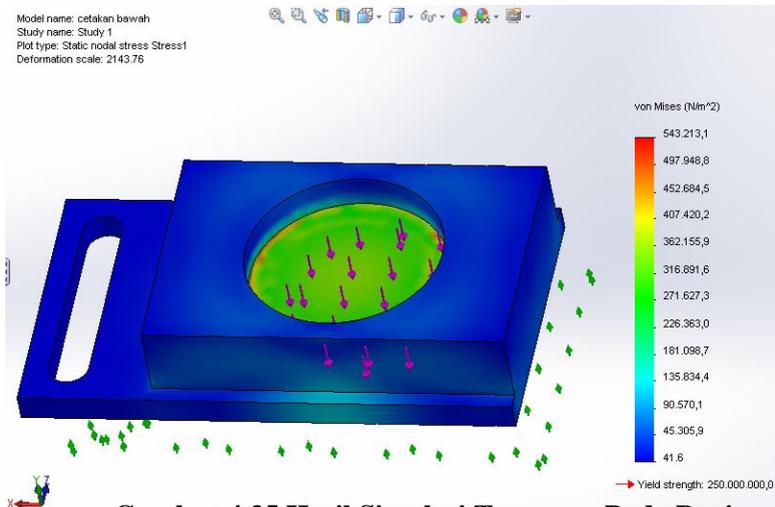
#### 4.11 Hasil Analisa Tegangan Bagian Sliding Plate



**Gambar 4.34 Hasil Simulasi Tegangan Pada Bagian Sliding Plate**

Dari hasil analisa simulasi tegangan von mises pada bagian sliding plate. Dengan kerapatan mesh yang sama dari part yang lain yaitu dengan menggunakan tipe meshing standart yang tersedia di option pemilihan mesh pada software solidwork. Maka didapatkan nilai besar tegangan von mises minimum hingga tegangan von mises maksimum. Dari hasil simulasi tegangan von mises minimum dari part *sliding plate* yang di tunjukkan dengan bagian berwarna biru dengan besar tegangan minimum  $7,3 \text{ N/m}^2$ . Sedangkan besar tegangan von mises maksimum yang terjadi pada bagian sliding plate yang ditunjukkan dengan bagian part berwarna merah degan besar tegangan von mises maksimum yang terjadi adalah  $186.625,5 \text{ N/m}^2$ . Dari besar tegangan von mises maksimum, tegangan von mises yang terjadi masih lebih kecil dari tegangan ijin material ASTM A36 sebesar  $250.000.000 \text{ N/m}^2$ .

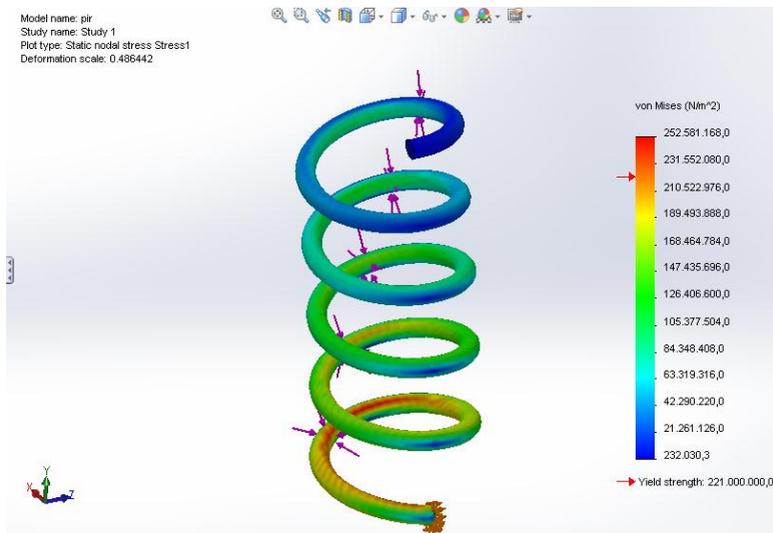
#### 4.12 Hasil Analisa Tegangan Bagian Cetakan Bawah



**Gambar 4.35 Hasil Simulasi Tegangan Pada Bagian Cetakan Bawah**

Dari hasil analisa simulasi tegangan von mises pada bagian Cetakan Bawah. Dengan kerapatan mesh yang sama dari part yang lain yaitu dengan menggunakan tipe meshing standart yang tersedia di option pemilihan mesh pada software solidwork. Didapatkan nilai besar tegangan von mises minimum hingga tegangan von mises maksimum. Dari hasil simulasi tegangan von mises minimum dari part *Cetakan Bawah* yang di tunjukkan dengan bagian berwarna biru dengan besar tegangan minimum 41,6 N/m<sup>2</sup>. Sedangkan besar tegangan von mises maksimum yang terjadi pada bagian cetakan bawah yang ditunjukkan dengan bagian part berwarna merah dengan besar tegangan von mises maksimum yang terjadi adalah 543,213 N/m<sup>2</sup>. Besar tegangan von mises yang terjadi masih lebih kecil dari tegangan ijin material ASTM A36 sebesar 250.000.000 N/m<sup>2</sup>.

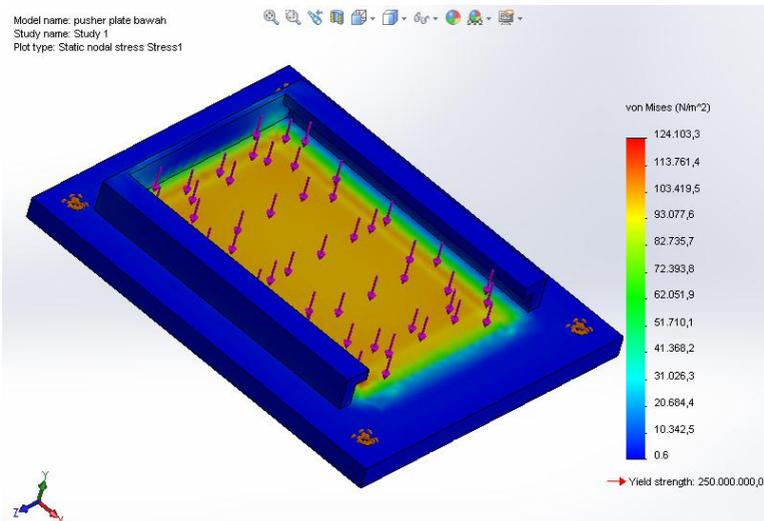
#### 4.13 Hasil Simulasi Tegangan Pada Bagian Pegas Tekan



**Gambar 4.36 Hasil Simulasi Tegangan Pada Bagian Pegas Tekan**

Dari hasil simulasi tegangan von mises pada bagian Pegas Tekan. Dengan kerapatan mesh yang sama yaitu dengan menggunakan tipe meshing standart yang tersedia di option pemilihan mesh pada software solidwork. Penggunaan standart mesh agar proses meshing tidak rumit dan tidak membutuhkan waktu yang lama. Tegangan von mises minimum dari part *Pegas Tekan* yang di tunjukkan dengan bagian berwarna biru dengan besar tegangan minimum  $6.826.748 \text{ N/m}^2$ . Sedangkan besar tegangan von mises maksimum yang terjadi pada bagian pegas tekan yang ditunjukkan dengan bagian part berwarna merah dengan besar tegangan von mises maksimum yang terjadi adalah  $81.920.968 \text{ N/m}^2$ . Dari besar tegangan von mises maksimum yang terjadi pada bagian pegas tekan, besar tegangan von mises yang terjadi masih lebih kecil dari tegangan ijin material Beryllium Copper UNS C17200 sebesar  $221.000.000 \text{ N/m}^2$ .

#### 4.14 Hasil Analisa Tegangan Bagian Pusher Plate



**Gambar 4.37 Hasil Simulasi Tegangan Pada Bagian Pusher Plate**

Dari hasil analisa simulasi tegangan von mises pada bagian Pusher Plate. Dengan kerapatan mesh yang sama dari part yang lain yaitu dengan menggunakan tipe meshing standart yang tersedia di option pemilihan mesh pada software solidwork. Penggunaan standart mesh agar proses meshing tidak rumit dan tidak membutuhkan waktu yang lama. Tegangan von mises maksimum yang terjadi pada bagian pusher plate yang ditunjukkan dengan bagian part berwarna merah dengan besar tegangan von mises maksimum yang terjadi adalah  $124.103,3 \text{ N/m}^2$ . Dari besar tegangan von mises maksimum yang terjadi pada bagian pusher plate, besar tegangan von mises yang terjadi masih lebih kecil dari tegangan ijin material ASTM A36 sebesar  $250.000.000 \text{ N/m}^2$ .

#### **4.15 Perbandingan Hasil Perhitungan Manual Dan Simulasi**

Dari hasil perhitungan manual pada bagian top pneumtaik holder di dapatkan nilai tegangan maksimal sebesar  $0,458 \text{ N/mm}^2$ . Sedangkan dari hasil simulasi pada bagian top pneumatik holder didapatkan besar nilai tegangan sebesar  $0,106 \text{ N/mm}^2$  dengan defleksi sebesar  $0,07 \text{ mm}$ . Kemudian dari perhitungan manual pada bagian standing support, besar tegangan maksimal yang terjadi adalah  $0,109 \text{ N/mm}^2$ . Sedangkan dari hasil simulasi pada bagian standing support adalah  $0,311 \text{ N/mm}^2$ , dengan defleksi sebesar  $0,0219 \text{ mm}$ .

Dari perbandingan hasil perhitungan manual dan simulasi pada 2 komponen menunjukkan adanya perbedaan hasil analisa yang dipengaruhi oleh beberapa faktor. Antara lain parameter pembebanan pada proses analisa perhitungan manual dan simulasi. Seperti posisi pembebanan, pemilihan tumpuan, ketelitian dimensi komponen, ketepatan asumsi pada saat melakukan perhitungan manual, kesalahan dalam proses memasukkan data pada saat simulasi dengan menggunakan software solidwork, perbedaan sumber referensi yang digunakan.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## **BAB V**

### **EVALUASI HASIL**

Dari hasil analisa dan pembahasan maka dilakukan evaluasi untuk mengetahui apa saja faktor – faktor yang mempengaruhi hasil perhitungan dan analisa pada konstruksi mesin press pneumatik berbasis 2 Control Relay (CR).

#### **5.1 Evaluasi Hasil Pembahasan**

**Tabel 5.1 Perbandingan Hasil Tegangan Perhitungan Manual Dan Simulasi**

<b>No</b>	<b>Komponen</b>	<b>Perhitungan</b>	<b>Simulasi</b>
<b>1</b>	<b>Top Pneumatik Holder</b>	<b>0,342 N/mm<sup>2</sup></b>	<b>0,106 N/mm<sup>2</sup></b>
<b>2</b>	<b>Standing Support</b>	<b>0,109 N/mm<sup>2</sup></b>	<b>0,311 N/mm<sup>2</sup></b>

Pada analisa defleksi pada bagian standing support dengan software solidwork didapatkan hasil sebesar 0,0219 mm. defleksi yang terjadi pada bagian ini tidak terlalu besar sehingga masih dikategorikan aman. Sedangkan defleksi pada bagian top pneumatic holder dengan software solidwork didapatkan hasil sebesar 0,0702 mm. defleksi yang terjadi pada bagian ini tidak terlalu besar sehingga masih dikategorikan aman.

Hasil yang didapatkan dari hasil sumulasi tegangan pada bagian standing support menunjukkan perbedaan yang tidak terlalu besar, jadi dapat dikatakan bahwa data hasil simulasi mendekati akurat atau convergen. Sedangkan hasil simulasi tegangan pada bagian top pneumatic holder sedikit terjadi perbedaan, perbedaan yang masih dalam kategori wajar dapat disebabkan oleh beberapa faktor yang mempengaruhi hasil analisa seperti asumsi, pemilihan

material, pembebanan pada komponen dan input data yang kurang tepat pada saat melakukan simulasi dengan solidwork.

Analisa defleksi pada bagian komponen standing support dan pneumatic holder, terdapat perbedaan yang tidak terlalu signifikan. Adanya perbedaan hasil perhitungan manual dengan simulasi karena Faktor dan parameter yang digunakan kurang tepat sehingga dapat mempengaruhi hasil perhitungan defleksi dan simulasi defleksi

Dari perbedaan hasil tegangan ini dapat dipengaruhi oleh beberapa faktor yang di lakukan ketika melakukan analisa manual dan analisa simulasi software solidwork. Oleh karena itu untuk mengurangi ketidaksamaan hasil analisa agar hasilnya lebih akurat, maka harus di lakukan perhitungan dan simulasi ulang untuk mendapatkan hasil yang paling akurat dan benar. Dengan asumsi pembebanan yang sama.

Walaupun dari kedua hasil analisa manual dan analisa dengan software solidwork berbeda. Tetapi kedua hasil analisa tegangan dan defleksi menyatakan bahwa besar tegangan dan defleksi maksimum yang terjadi pada konstruksi mesin press panas pneumatik berbasis 2 control relay masih dikategorikan aman dan siap dibuat.

## **5.2 Faktor Yang Mempengaruhi Hasil Analisa**

Faktor – faktor itu meliputi ketelitian dan ketepatan dalam melakukan analisa ketika melakukan perhitungan secara manual.

1. Dikarenakan dalam perhitungan dan analisa manual dilakukan dan didapatkan beberapa asumsi data yang belum diketahui, dengan tujuan untuk lebih mempermudah perhitungan tegangan yang terjadi. Sedangkan dengan menggunakan software solidwork, saat dilakukan simulasi

pada proses analisa tidak menggunakan asumsi data apapun, sehingga hasil analisa simulasi dengan menggunakan software solidwork hasilnya dianggap benar dan akurat atau sesuai kondisi ideal.

2. Faktor yang kedua adalah proses dan parameter input data yang dimasukkan dan digunakan ketika melakukan analisa dengan software solidwork terjadi kesalahan. Mulai dari proses nilai meshing, pemilihan pada bagian fix support dan free support komponen, pemilihan jenis dan titik pembebanannya, proses assembly yang kurang tepat, pemilihan bagian komponen yang dilakukan analisa.
3. Kesalahan perhitungan manual yang kurang akurat dan kurang teliti, yang diakibatkan dari referensi dari berbagai sumber yang berbeda. Karena semakin banyak referensi dan jurnal yang digunakan. Maka kemungkinan terjadi kesalahan akan semakin besar juga. sehingga terjadi kesalahan dalam melakukan analisa terhadap mesin press panas pneumatik. Referensi buku yang di gunakan harus sesuai dengan standart intermasional.
4. Parameter pembebanan dan titik pembebanan pada saat akan melakukan simulasi. Karena pembebanan ini sangat berperan penting terhadap hasil simulasi tegangan, dan defleksi. Arah, besar dan titik pembebanan sangat berperan penting terhadap hasil simulasi pada software solidwork.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BAB 6 KESIMPULAN DAN SARAN

### 6.1 Kesimpulan

1. Dari hasil simulasi software solidwork dan verifikasi perhitungan manual, didapatkan nilai tegangan maksimum yang terjadi pada bagian komponen paling kritis yaitu, masing - masing pada bagian top pneumatik holder dengan menerima beban terbesar pada mesin press panas pneumatik dengan nilai tegangan sebesar  $0,106 \text{ N/mm}^2$ , sedangkan hasil perhitungan manual pada bagian top pneumatik holder tegangan maksimum yang terjadi sebesar  $0,342 \text{ N/mm}^2$ . Kemudian Hasil Simulasi tegangan pada bagian standing support dengan nilai tegangan sebesar  $0,311 \text{ N/mm}^2$  sedangkan hasil perhitungan manual pada bagian satnding support didapatkan tegangan maksimum yang terjadi sebesar  $0,109 \text{ N/mm}^2$ . Nilai defleksi maksimum yang terjadi pada top pneumatic holder sebesar  $0,0702 \text{ mm}$  dan defleksi maksimum yang terjadi pada standing support sebesar  $0,021 \text{ mm}$ .
2. Dari hasil simulasi software solidwotk didapatkan besar tegangan maksimum masing – masing komponen yang juga dianggap kritis pada mesin press panas pneumatik. Antara lain pneumatik holder, sliding plate, cetakan bawah, pegas tekan, dan pusher plate masing – masing adalah  $408.787 \text{ N/m}^2 = 0,408 \text{ MPa}$ ,  $186.626 \text{ N/m}^2 = 0,186 \text{ MPa}$ ,  $543.213 \text{ N/m}^2 = 0,543 \text{ MPa}$ ,  $81.920.966 \text{ N/m}^2 = 81 \text{ MPa}$ ,  $124.103 \text{ N/m}^2 = 0,124 \text{ Mpa}$ . Dari hasil simulasi semua komponen kritis yang ada di mesin press panas pneumatik, menunjukkan hasil tegangan maksimum yang terjadi lebih kecil dari tegangan ijin material ASTM A36. Maka komponen dinyatakan aman untuk diproduksi.
3. Proses perancangan dan pengembangan desain mesin press panas pneumatik menggunakan solidwork, berdasarkan hasil

simulasi dan verifikasi perhitungan, bahwa desain mesin press panas pneumatik dapat menggunakan material ASTM A36 atau mild steel. Dengan komponen antara lain standing support, sliding plate, pusher plate, top pneumatik holder, cetakan atas dan cetakan bawah. Dengan menggunakan analisa beban statis gaya pembebanan distribusi pada setiap komponennya.

4. Besar tegangan dan defleksi yang terjadi dengan perhitungan manual dan simulasi solidwork pada semua komponen, lebih kecil dari tegangan ijin material ASTM A36 sebesar *250 MPa*. Selain itu pada komponen seperti pneumatik holder, base plate ,pusher plate, sliding plate, cetakan bawah, pegas tekan mempunyai tegangan yang lebih kecil dari tegangan ijin material. Maka dari itu desain konstruksi mesin press panas pneumatik berbasis 2 control relay dikatakan aman, layak dibuat dan dipasarkan.

## 6.2 Saran

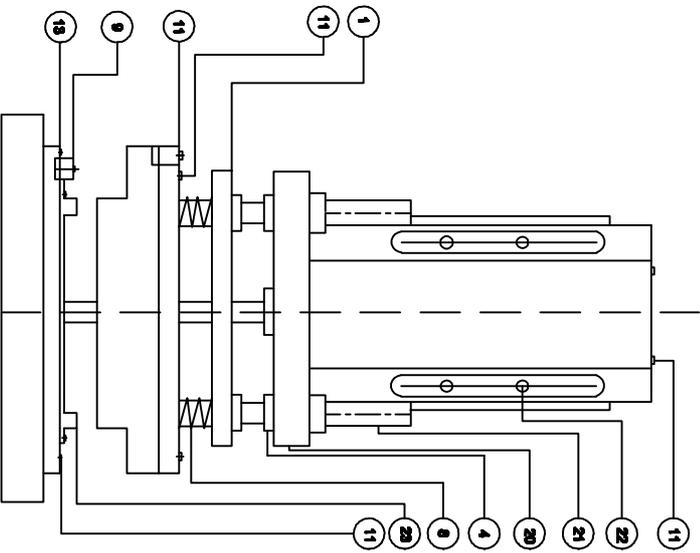
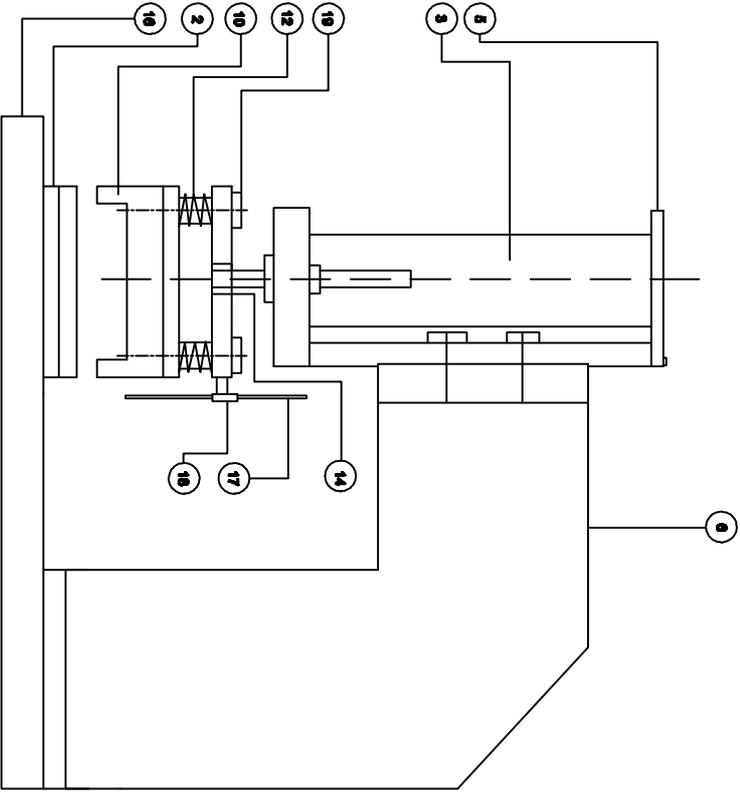
Dari hasil evaluasi di atas, yang harus dilakukan untuk mengurangi dan meminimalkan kesalahan dalam melakukan analisa dan perhitungan pada proses perancangan suatu alat adalah :

1. Pembebanan pada titik yang sesuai dengan kondisi aktual agar hasilnya lebih sesuai dengan hasil analisa.
2. Agar lebih akurat, sebaiknya analisa juga dilakukan pada komponen assembly.
3. Mengurangi banyak asumsi dan sedapat mungkin mencari ketepatan analisa yang akan digunakan ketika melakukan analisa dan perhitungan manual.
4. Mengecek kembali dan mempelajari secara detail parameter – paramater yang di gunakan dalam melakukan analisa tegangan konstruksi pada mesin press panas pneumatik dan meminimalkan kesalahan input data pada software solidwork.
5. Pilih salah satu referensi saja yang paling di anggap relevan dan membantu. Walaupun banyak referensi yang didapatkan, karena dengan memilih referensi yang digunakan maka pengerjaan analisa dan perhitungan dapat dilakukan secara fokus dan terarah.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR PUSTAKA

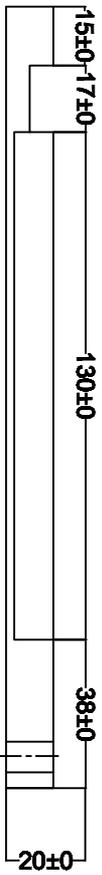
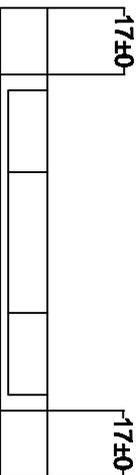
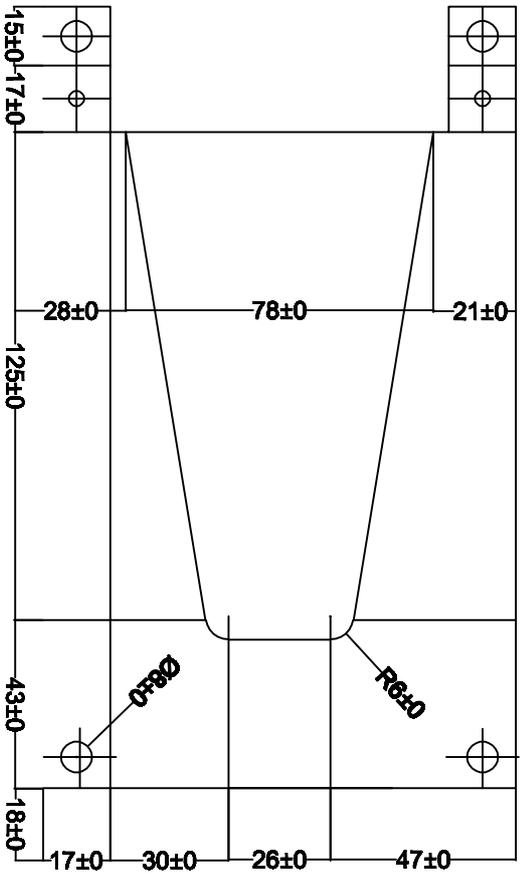
- [1]. J. Zhao, P. Glendenning, G. Chen, Y. K. Juay and M. S. Yong, **development of polymer Hot Embossing Process for Moulded Interconnect Devices**, 2002.
- [2]. Widya Septiawan, Budi. **Perancangan dan Analisa Mesin Emboss Kain Untuk Daun Tiruan Dengan Sistem Pneumatik**, 2004.
- [3]. Hanif, ahmad. **Penerapan PLC sebagai sistem kendali pada mesin Konveyor**. Universitas Negeri Semarang, Teknik Mesin. 2006.
- [4]. Batan, I.M.L. 2012. **Desain Produk**. Surabaya: Guna Widya.
- [5]. Hibbeler, R.C. 2008. **Mechanics of Material**. New York: Pearson – Prentice Hall.
- [6]. Suratman, M. dan Juhana, Ohan. 2012. **Menggambar Teknik Mesin dengan Standart ISO**. Bandung: PustakaGrafika
- [7]. Deutschman, Aaron D, Walter J Michels, Charles E Wilson. 1975. **Machine Design Theory And Practice**. New York : Macmillian Publishing Co, Inc.
- [8]. Sato, G. Takeshi, N. Sugiarto H. 2000. **Menggambar Mesin menurut standar ISO**, PT Pradnya Paramita, Jakarta.
- [9]. R. C. Hibbeler. 2008. **Engineering Mechanics Statics**. Eighth Edition
- [10]. El Nashie M. S. **Stress, Stability and Chaos in Structural Analysis : An Energy**
- [11]. Ghali. A. M. Neville. **Structural Analysis. An Unified Classical and Matrix Approach**. Third Edition. Chapman and Hall. New York. 1989.
- [12]. Khurmi, R.S. J.K. Gupta. **A Textbook of Machine Design**. S.I. Units. Eurasia
- [13]. Shigly, Joseph Edward. **Mechanical Engineering Design**. Fifth Edition.



23	BOTTOM HEAT COVER	nikel steel	
22	BAUT	nikel steel	
21	ROUND BAR	nikel steel	
20	PNEUMATIC HOLDER	nikel steel	
19	LEVER	nikel steel	
18	STOCK HOLDER	nikel steel	
17	STOCK	delonitas	
16	BASE PLATE	nikel steel	
15	BUSHING		
14	ISOLATOR	delonitas	
13	BATANG PEGAS	nikel steel	
12	BAUT	aluminium	
11	TOP HEATER COVER	Stainless	
10	REGULATOR COVER		
9	PEGAS TIEKUN	nikel steel	
8	PUSHER PLATE	nikel steel	
7	STANDING SUPPORT	nikel steel	
6	TOP PNEU HOLDER	nikel steel	
5	LINIER BEHAVING		
4	SILINDER PNEUMATIK		
3	BOTTOM HEATER	nikel steel	
2	SLIDING PLATE	nikel steel	
1	No. Jml	Nama Bagian	Bahan

	Keterangan	Tekanan dalam	
	Perhitungan	Skala : 1:2	Digambar dengan S.M
		Skala : mm	NRP : 211450000
		Tanggal :	Disini :

2



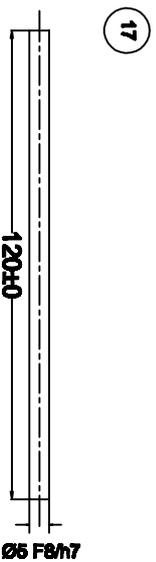
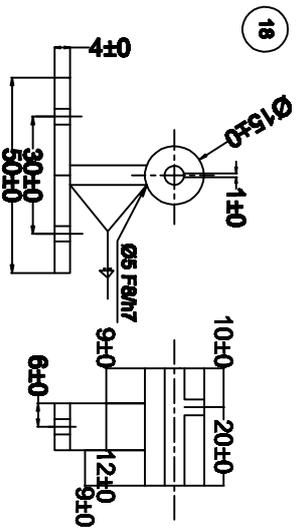
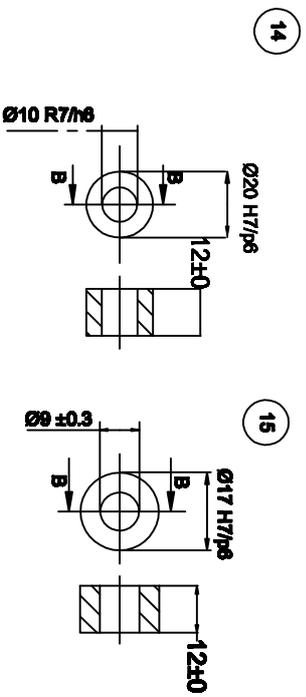
2	1	Bottom Heeler	mild steel	
No	Jml	Nama Bagian	Bahan	
Kekasaran permukaan		Toleransi ukuran dalam		
		Skala: 1:2	Digambar: Ichros	
		Satuan: mm	NRP: 2114105000	
		Dilihat:		



ITS

Mesin Press Panas

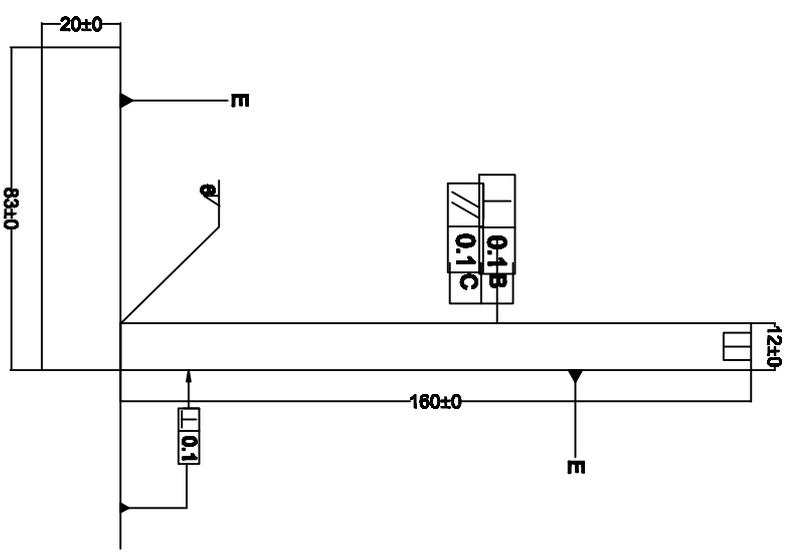
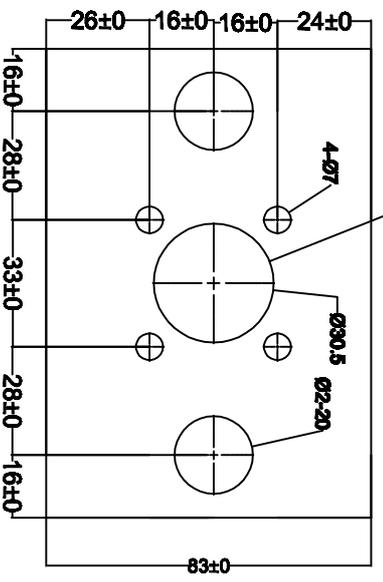
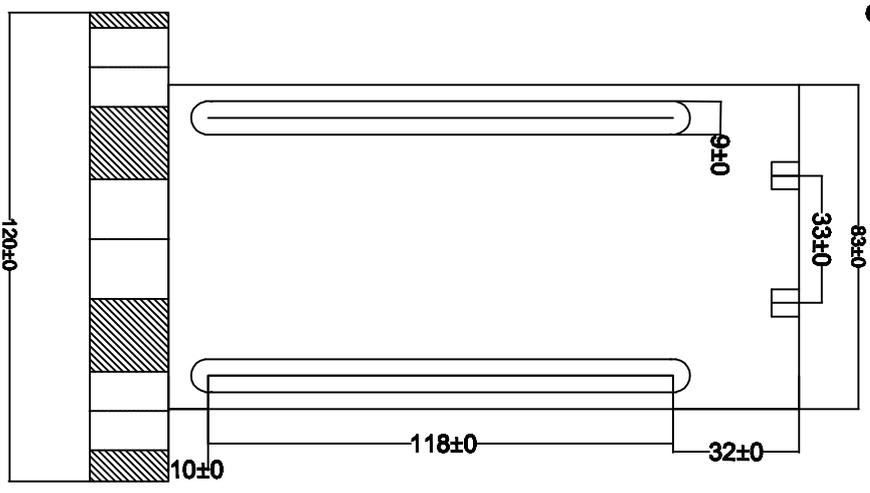
A4



17	1	Stick	Stainless		
18	1	Stick Holder	Mild Steel		
15	4	Bushing			
14	2	Bushing	mild steel		
No	Jml	Nama Bagian	Bahan	Standarisasi	Keterangan
Kekasaran permukaan		Toleransi ukuran dalam			
Skala : 1:1		Dgambar : Ichros Soft Muberc			
Seluan : mm		NRP : 2114105050			



POT C-C

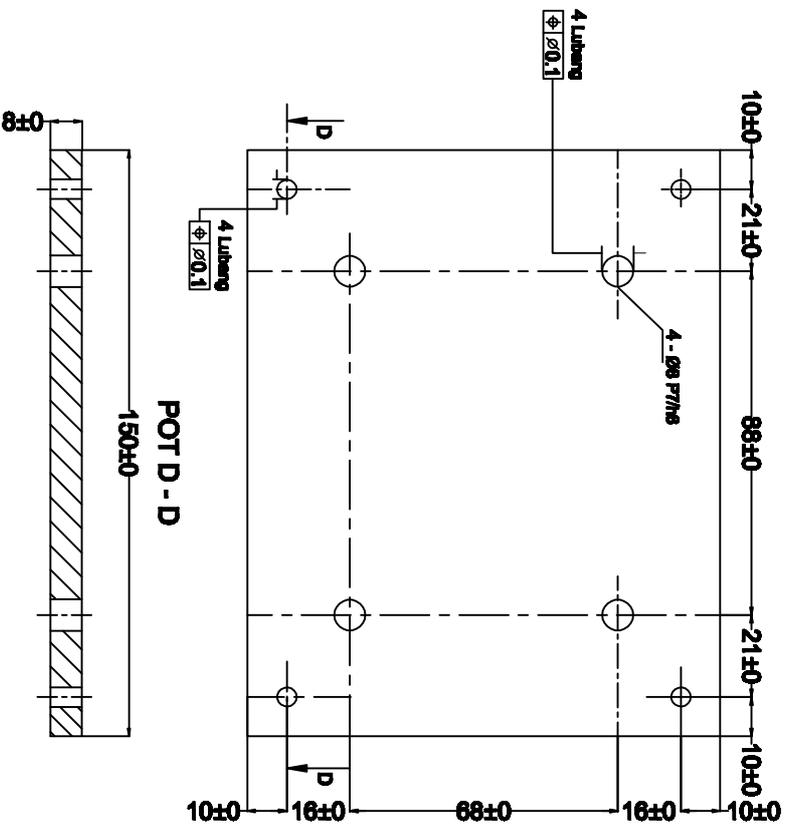


1	1	PNEUMATIK HOLDER	mild steel	
No	Jml	Nama Bagian	Bahan	Standar/asal
Kekasaran permukaan		Toleransi ukuran dalam		

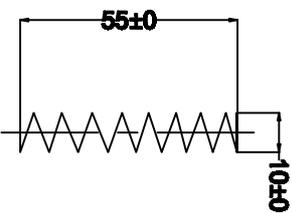


Skala : 1:2  
 Satuan : mm  
 Digerambar : Ichose  
 NRP : 21114102000  
 Ditiket :

7



7



8	1	Pegas Tekan		
7	1	Pusher Plate	mild steel	
No	Jml	Nama Bagian	Bahan	
Kekasaran permukaan		Toleransi ukuran dalam		



Skala : 1 : 2

Satuan : mm

Digambar : Ichros Sofri Mulbarok

NRP : 2114105080

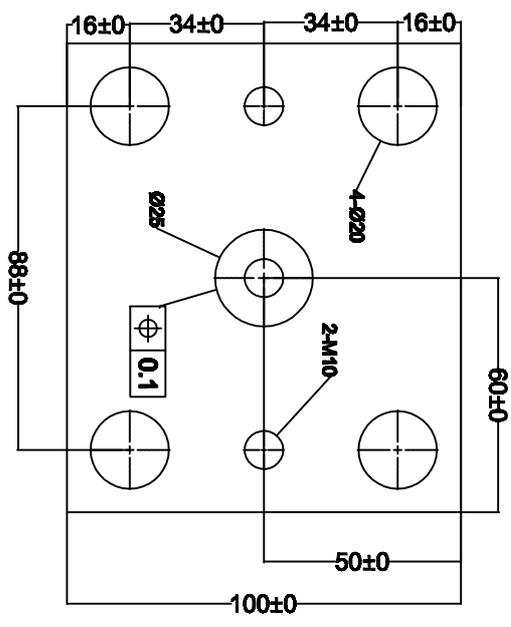
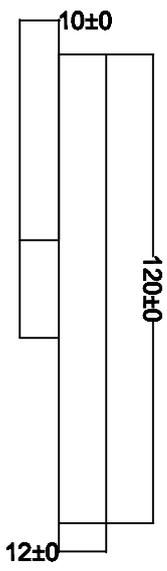
Dilihat :

ITS

Mesin Press Panas

A4

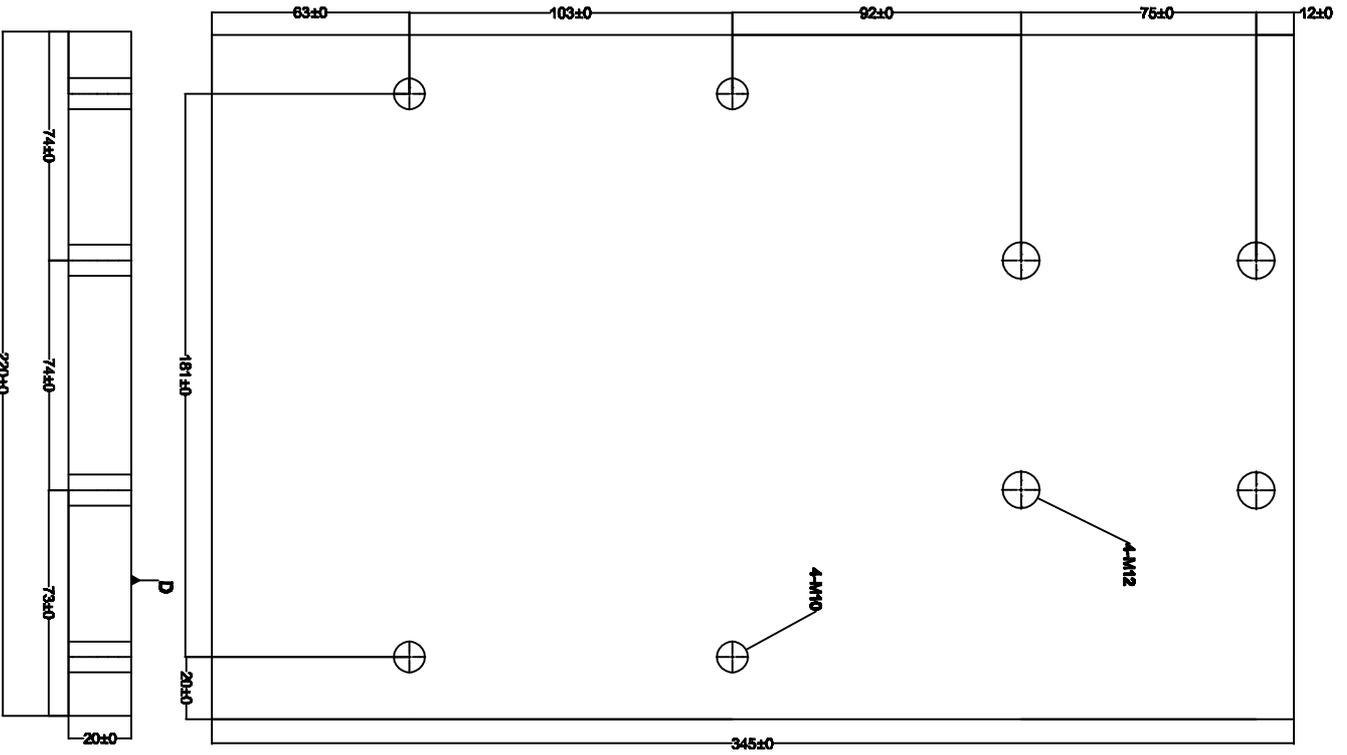
16



16	1	Sliding Plate	mild steel
No	Jml	Nama Bagian	Bahan
Kekasaran permukaan		Toleransi ukuran dalam	
Skala : 1:2		Digambar : Ichne Scott Mahard	
Seluan : mm		NRP : 2114100000	
Dilihat :			

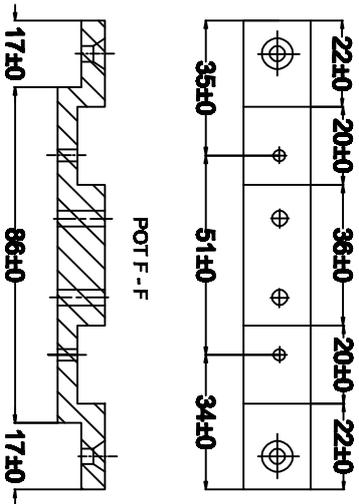


18

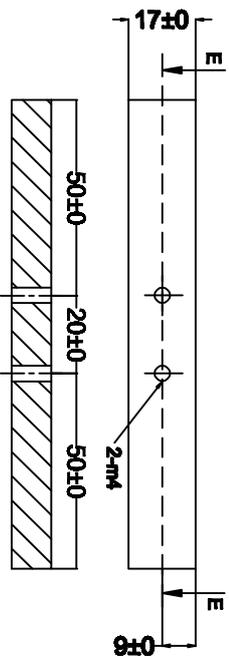


18	1	BASE PLATE	metal steel	
	No. Amd	Nama Bagian	Bahan	
	Keterangan permissaan		Toleransi ukuran dalam	
	Skala : 1:2		Dyambar : Ikhlas Scott Mulchand	
		Satuan : mm	NKP : 2144100000	
ITS		Mesin Press Panas		A4

13



9



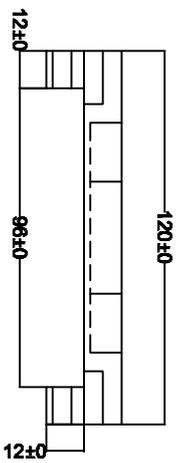
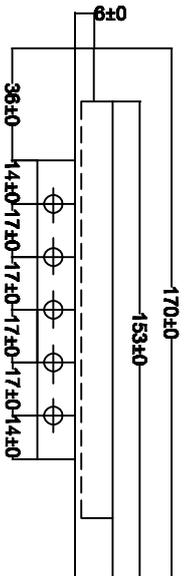
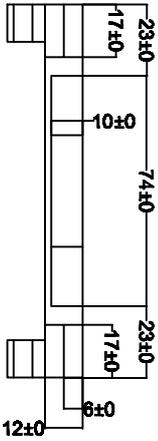
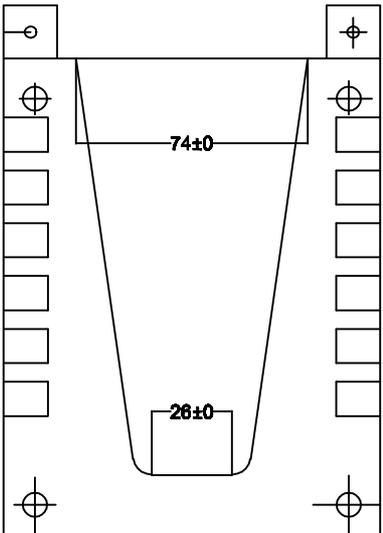
13	1	Isolator	Fiberglass		
9	1	Isolator Cover	Fiberglass		
No	Jml	Nama Bagian	Bahan	Standarisasi	Keterangan
Ketebalan permukaan		Toleransi ukuran dalam			
		Skala : 1 : 1	Dygambar : Ichros S.M		
		Satuan : mm	NRP : 2114105000		
		Tanggal :	Dilihat :		

ITS

Mesin Press Panas

A4

10



10	1	TOP HEATER COVER	nickel steel
No	And	Nama Bagian	Bahan
Kedudukan permukaan		Toleransi ukuran dalam	
		Skala : 1:2	Dygambar : Ichros Sofifi Muhandaz
		Satuan : mm	NRP : 2114105060
ITS		Mesin Press Panas	
		A4	





# ASTM A36 Mild/Low Carbon Steel

Written by AZoM

Jul 5 2012

## Topics Covered

Introduction  
Chemical Composition  
Physical Properties  
Mechanical Properties  
Machining  
Welding  
Heat Treatment  
Applications

## Introduction

ASTM A36 is the most commonly used mild and hot-rolled steel. It has excellent welding properties and is suitable for grinding, punching, tapping, drilling and machining processes. Yield strength of ASTM A36 is less than that of cold roll C1018, thus enabling ASTM A36 to bend more readily than C1018. Normally, larger diameters in ASTM A36 are not produced since C1018 hot roll rounds are used.

ASTM A36 is usually available in the following forms:

- Rectangle bar
- Square bar
- Circular rod
- Steel shapes such as channels, angles, H-beams and I-beams.

## Chemical Composition

Element	Content
Carbon, C	0.25 - 0.290 %
Copper, Cu	0.20 %
Iron, Fe	98.0 %
Manganese, Mn	1.03 %
Phosphorous, P	0.040 %
Silicon, Si	0.280 %

Sulfur, S	0.050 %
-----------	---------

## Physical Properties

Physical Properties	Metric	Imperial
Density	7.85 g/cm <sup>3</sup>	0.284 lb/in <sup>3</sup>

## Mechanical Properties

Mechanical Properties	Metric	Imperial
Tensile Strength, Ultimate	400 - 550 MPa	58000 - 79800 psi
Tensile Strength, Yield	250 MPa	36300 psi
Elongation at Break (in 200 mm)	20.0 %	20.0 %
Elongation at Break (in 50 mm)	23.0 %	23.0 %
Modulus of Elasticity	200 GPa	29000 ksi
Bulk Modulus (typical for steel)	140 GPa	20300 ksi
Poissons Ratio	0.260	0.260
Shear Modulus	79.3 GPa	11500 ksi

## Machining

The machinability rate of ASTM A36 is estimated to be 72%, and the average surface cutting feed of ASTM A36 is 120 ft/min. Machining of ASTM A36 steel is not as easy as that of AISI 1018 steel.

## Welding

ASTM A36 steel is easy to weld using any type of welding methods, and the welds and joints so formed are of excellent quality.

## Heat Treatment

Any standard carburizing and hardening methods of AISI 1018 steel is suitable for ASTM A36.

ASTM A36 is subjected to the following processes:

- Normalizing at 899°C – 954°C (1650°F-1750°F)
- Annealing at 843°C – 871°C(1550°F-1600°F)
- Stress relieving at 677°C – 927°C(1250°F-1700°F)
- Carburizing at 899°C – 927°C (1650°F-1700°F)
- Hardening at 788°C – 816°C(1450°F-1500°F)

## Applications

ASTM A36 steel has the following applications:

- It is used in bolted, riveted or welded construction of bridges, buildings and oil rigs.
- It is used in forming tanks, bins, bearing plates, fixtures, rings, templates, jigs, sprockets, cams, gears, base plates, forgings, ornamental works, stakes, brackets, automotive and agricultural equipment, frames, machinery parts.
- It is used for various parts obtained by flame cutting such as in parking garages, walkways, boat landing ramps and trenches.

# Beryllium Copper UNS C17200

Written by AZoM

Sep 11 2012

## Topics Covered

- Introduction
- Chemical Composition
- Physical Properties
- Mechanical Properties
- Other Designations
- Fabrication and Heat Treatment
- Machinability
- Welding
- Forging
- Hot Working
- Cold Working
- Annealing
- Applications

## Introduction

UNS C17200 beryllium copper alloys are ductile and produced in mill hardened and heat treatable tempers. These alloys are used for all applications, which require high strength, stiffness and good conductivity. The tensile strength of C17200 copper is over 1380 MPa (200 ksi).

The following datasheet will explain about UNS C17200 beryllium copper alloys.

## Chemical Composition

The following table shows the chemical composition of UNS C17200 copper.

Element	Content (%)
Cu	97.9
Be	1.9
Co	0.20

## Physical Properties

The physical properties of UNS C17200 copper are given in the following table.

Properties	Metric	Imperial
Density (during age hardening, 2% max. decrease in length and 6% max. increase in density)	8.25 g/cm <sup>3</sup>	0.298 lb/in <sup>3</sup>
Melting point	866°C	1590°F

## Mechanical Properties

The mechanical properties of UNS C17200 copper are tabulated below.

Properties	Metric	Imperial
Hardness, Rockwell B	80.0 - 85.0	80.0 - 85.0
Tensile strength, ultimate	1280 - 1480 MPa	186000 - 215000 psi
Tensile strength, yield	965 - 1205 MPa	140000 - 174800 psi
Elongation at break	15.0 - 30.0%	15.0 - 30.0%
Modulus of elasticity	125 - 130 GPa	18100 - 18900 ksi
Poissons ratio	0.300	0.300
Machinability (UNS C36000 (free-cutting brass) = 100%)	20%	20%
Shear modulus	50.0 GPa	7250 ksi

## Other Designations

Other designations that are equivalent to UNS C17200 copper include:

- AMS 4651
- AMS 4725
- ASTM B194
- ASTM B196
- ASTM B197
- ASTM B570
- MIL C-21657
- SAE J461
- SAE J463

## Fabrication and Heat Treatment

## Machinability

The machinability rate of C17200 copper alloys is 20%.

## Welding

Welding procedures such as butt welding, seam welding, spot welding, coated metal arc welding, gas shielded arc welding, brazing and soldering are recommended for C17200 copper alloys. For this type of alloys, oxyacetylene welding is not recommended.

## Forging

Forging of C17200 copper alloys is carried out at temperature ranging from 649 to 816°C (1200 to 1500°F).

## Hot Working

C17200 copper alloys have good hot working property.

## Cold Working

C17200 copper alloys have excellent cold working property.

## Annealing

C17200 copper alloys are annealed at temperature ranging from 774 to 802°C (1425 to 1475°F).

## Applications

The following are the major applications of the UNS C17200 copper:

- Electrical/electronic connectors
- Current-carrying springs
- Precision screw machined parts
- Welding electrodes
- Bearings
- Plastic molds

- Corrosion resistant components

## BIODATA PENULIS



Penulis merupakan anak pertama dari tiga bersaudara yang dilahirkan pada tanggal 20 agustus 1992 di Kediri, Provinsi Jawa Timur. Pendidikan formal yang pernah ditempuh meliputi SDN GADUNGAN 4, SMPN 2 PARE, dan MAN KANDANGAN. Setelah itu penulis meneruskan pendidikan tingkat perguruan tinggi di Program Studi D3 Teknik Mesin dan mengambil bidang studi Manufaktur di Institut Teknologi Sepuluh Nopember pada tahun 2011. Pada tahun 2014 penulis melanjutkan kuliah ke jenjang lintas jalur tingkat sarjana di jurusan teknik mesin ITS. Selama masa pendidikan baik di perkuliahan penulis aktif di beberapa kegiatan, seperti, mengikuti pelatihan – pelatihan tingkat kampus. Menjadi panitia kegiatan seminar, pelatihan dan organisasi kemahasiswaan, serta mengikuti penelitian – penelitian tentang mekatronika. Pada masa berorganisasi, penulis pernah menjabat sebagai Staff Humas himpunan mahasiswa D3 teknik mesin FTI-ITS. Penulis pernah melakukan kerja praktek di PT. Gudang Garam Tbk, Jawa Timur. Bagi pembaca yang ingin lebih mengenal penulis dan ingin berdiskusi lebih luas lagi dapat menghubungi E-mail : [Ichrossofilmubarot@gmail.com](mailto:Ichrossofilmubarot@gmail.com) dan no. telp : 081372828086.