



**TUGAS AKHIR – TL184834**

**OPTIMASI DESAIN DAN SIMULASI KEGAGALAN BUCKLING  
PADA DIE MESIN KOMPAKSI DENGAN METODE ELEMEN  
HINGGA**

**NADYA PUTRI YAHYA  
NRP. 0251164000046**

**Dosen Pembimbing  
Dr. Widyastuti, S.Si., M.Si.  
Dr. Eng. Hosta Ardhyanta, S.T., M.Sc.**

**DEPARTEMEN TEKNIK MATERIAL DAN METALURGI  
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2020**





**TUGAS AKHIR – TL 184834**

**OPTIMASI DESAIN DAN SIMULASI KEGAGALAN  
BUCKLING PADA DIE MESIN KOMPAKSI DENGAN  
METODE ELEMEN HINGGA**

NADYA PUTRI YAHYA  
NRP. 02511640000046

Dosen Pembimbing  
Dr. Widyastuti, S.Si., M.Si.  
Dr. Eng. Hosta Ardhyanta, S.T., M.Sc.

DEPARTEMEN TEKNIK MATERIAL DAN METALURGI  
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2020

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*





**FINAL PROJECT – TL 184834**

**DESIGN OPTIMIZATION AND SIMULATION OF  
BUCKLING FAILURE IN DIE COMPACTION MACHINE  
WITH FINITE ELEMENT METHODS**

NADYA PUTRI YAHYA  
NRP. 02511640000046

Supervisors

Dr. Widyastuti, S.Si., M.Si.

Dr. Eng. Hosta Ardhyanta, S.T., M.Sc.

MATERIALS AND METALLURGICAL ENGINEERING DEPARTMENT  
Faculty of Industrial Technology and System Engineering  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2020

*(This page is intentionally left blank)*

**OPTIMASI DESAIN DAN SIMULASI KEGAGALAN  
BUCKLING PADA DIE MESIN KOMPAKSI DENGAN  
METODE ELEMEN HINGGA**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Material dan Metalurgi  
Fakultas Teknologi Industri dan Rekaya Sistem  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**NADYA PUTRI YAHYA**  
NRP 0251164000046

Disetujui Oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Widyastuti, S.Si., M.Si..... (Pembimbing I)
2. Dr. Eng. Hosta Ardhyana, S.T., M.Sc..... (Pembimbing II)



*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

# OPTIMASI DESAIN DAN SIMULASI KEGAGALAN BUCKLING PADA DIE MESIN KOMPAKSI DENGAN METODE ELEMEN HINGGA

**Nama** : Nadya Putri Yahya  
**NRP** : 0251164000046  
**Departemen** : Teknik Material dan Metalurgi  
**Pembimbing I** : Dr. Widyastuti, S.Si., M.Si.  
**Pembimbing II** : Dr. Eng. Hosta Ardhyananta, S.T., M.Sc.

## Abstrak

*Proyektil frangible adalah jenis amunisi yang didesain untuk hancur ketika membentur permukaan yang keras. Dalam proses manufaktur proyektil frangible menggunakan metode metalurgi serbuk. Salah satu tahapannya yaitu kompaksi. Kompaksi memiliki peran penting dikarenakan akan membentuk serbuk sesuai desain yang diinginkan dengan pembebanan aksial. Pembebanan aksial yang diberikan pada die akan didistribusikan ke seluruh penampang benda structural yang kemudian disebut stress. Komponen penting yang menunjang proses kompaksi salah satunya adalah die. Ketika struktur bekerja di bawah beban aksial, tiba-tiba membelok tidak stabil dan kehilangan kapasitasnya untuk terus menahan beban aksial disebut fenomena buckling. Oleh karena itu optimasi desain die memiliki peran penting untuk menghindari kemungkinan terjadinya kegagalan dan memperpanjang usia pakai. Maka dilakukan simulasi dengan software ANSYS Workbench 17.1 pengaruh diameter die dengan variasi 40, 50, 60 dan 70 mm dan variasi tekanan 250, 350, 400 dan 700 MPa terhadap nonlinear buckling dan localized stress. Hasil simulasi eigenvalue buckling berupa load multiplier yang kemudian dikalikan dengan beban yang diterapkan maka hasil ini merupakan buckling load. Nilai diameter optimum pada top die, bottom die, upper punch dan lower punch masing – masing yaitu dengan diameter 70, 70, 40 dan 40 mm. Nilai tekanan optimum*

*pada top die, bottom die, upper punch dan lower punch masing – masing yaitu 250, 400 250 dan 400 MPa.*

**Kata Kunci:** *Desain die, Non Linear Buckling, Simulasi, Stress.*

# DESIGN OPTIMIZATION AND SIMULATION OF BUCKLING FAILURE IN DIE COMPACTION MACHINE WITH FINITE ELEMENT METHODS

**Student Name** : Nadya Putri Yahya  
**NRP** : 0251164000046  
**Department** : Materials and Metallurgical Engineering  
**Supervisor** : Dr. Widyastuti, S.Si., M.Si.  
**Co – Supervisor** : Dr. Eng. Hosta Ardhyananta, S.T., M.Sc.

## **Abstract**

*Projectile frangible is projectile that are designed to break when hitting hard surface. In the projectile frangible manufacturing process using powder metallurgy method. One of the process is compacting. Compaction has an important role because it will form a powder to the desired design with axial loading. Axial loading given to the die will distributed to all cross section which is called stress. The important component that supports the compacting process is the die. When the die works under axial load, it suddenly turn unstable and loses it's capacity to withstand axial loads called the buckling phenomenon. Therefore optimization of the die design has an important role to avoid the possibility of failure. Simulation done used ANSYS Workbench 17.1. A finite element method is developed to predict influence of die diameter with variation of 40, 50, 60 and 70 mm and pressure variation of 250, 350, 400 and 700 MPa against non linear buckling and localized stress. Eigenvalue buckling results is value of load multiplier. The value of multiplying load multiplier by the applied load called buckling load. The optimum diameter value of top die, bottom die, upper punch and lower punch are 70, 70, 40 and 40 mm respectively. The optimum pressure value of the top die, bottom die, upper punch and lower punch are 250, 400, 250 and 400 MPa. respectively*

**Keywords:** *Die, Nonlinear Buckling, Simulation, Stress*

*(This page is intentionally left blank)*



## KATA PENGANTAR

Puji Syukur kehadiran Allah SWT yang telah memberikan berkat, rahmat dan hidayah sehingga penulis mampu menyelesaikan laporan Tugas Akhir dengan judul “**Optimasi Desain dan Simulasi Kegagalan Buckling pada Die Mesin Kompaksi dengan Metode Elemen Hingga**”. Laporan ini dibuat dengan tujuan melengkapi mata kuliah Tugas Akhir yang menjadi salah satu syarat kelulusan di Departemen Teknik Material, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Ibu Dr. Widyastuti, S.Si., M.Si dan Bapak Dr. Eng. Hosta Ardhyanta, S.T., M.Sc selaku dosen pembimbing pertama Tugas Akhir yang telah memberikan pelajaran dan bimbingan
2. Bapak Dr. Sigit Tri Wicaksono, S.Si., M.Si selaku Kepala Departemen Teknik Material dan Metalurgi FTIRS ITS.
3. Bapak Haniffudin, S.T., M.T selaku dosen wali yang telah membimbing dan memberi nasihat selama perkuliahan
4. Seluruh dosen dan karyawan Departemen Teknik Material dan Metalurgi FTIRS ITS.

Penulis berharap laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat kepada pembaca. Penulis menyadari masih ada kekurangan, sehingga penulis menerima kritik dan saran yang bersifat membangun.

Surabaya, 16 Januari 2020  
Penulis

Nadya Putri Yahya

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL</b> .....	<b>i</b>
<b>LEMBAR PENGESAHAN</b> .....Error! Bookmark not defined.	
<b>ABSTRAK</b> .....	<b>vii</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>ix</b>
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	<b>xi</b>
<b>DAFTAR ISI</b> .....	<b>xiii</b>
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	<b>xvii</b>
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	<b>xxiii</b>
<b>1BAB I PENDAHULUAN</b>	
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Tujuan Penelitian.....	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	3
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA</b>	
2.1 Projektil <i>Frangible</i> .....	5
2.1.1 Karakteristik Projektil <i>Frangible</i> .....	6
2.1.2 Komposit Cu-Sn dan Karakteristik.....	7
2.2 Metalurgi Serbuk.....	8
2.2.1 Preparasi Serbuk Logam atau Paduan.....	9
2.2.2 <i>Mixing</i> .....	10
2.2.3 Kompaksi.....	10
2.2.4 <i>Sintering</i> .....	11
2.3 Proses Kompaksi.....	12
2.3.1 Mekanisme Kompaksi.....	13
2.3.2 Konfigurasi Proses Kompaksi.....	18
2.3.3 Parameter pada Proses Kompaksi.....	20
2.3.4 Mesin Kompaksi.....	22
2.4 <i>Die Compaction</i> .....	24
2.4.1 Pedoman Geometri.....	25
2.4.2 <i>Advanced System Tool Motion</i> .....	27
2.4.3 Pemilihan Material.....	27
2.4.4 Proses Fabrikasi <i>Die</i> .....	28

2.5	Metode Elemen Hingga .....	30
2.6	<i>Localized Stress</i> .....	31
2.7	<i>Buckling</i> .....	31
2.8	<i>Theories of Failure</i> .....	35
2.8.1	Maximum <i>Principal Stress</i> (Rankine <i>Theory</i> ) .....	36
2.8.2	Maximum <i>Principal Strain</i> (St Venant <i>Theory</i> ) .....	37
2.8.3	Maximum <i>Shear Stress</i> ( <i>Tresca Theory</i> ).....	37
2.8.4	Maximum <i>Distortion Energy</i> (Von Mises <i>Theory</i> ) .....	38
2.9	Penelitian Sebelumnya.....	38
<b>BAB III METODOLOGI PENELITIAN</b>		
3.1	Diagram Alir .....	49
3.2	Desain Penelitian .....	50
3.2.1	Variabel Konstan.....	50
3.2.2	Variabel Proses.....	51
3.2.3	Variabel Respon .....	51
3.3	Pemodelan dengan ANSYS Workbench 17.1.....	52
3.3.1	Geometri dan Properti <i>Die</i> dan <i>Punch</i> .....	54
3.3.2	Meshing .....	58
3.3.3	<i>Boundary Condition</i> .....	59
3.4	Melakukan Validasi Analisis Perhitungan Manual .....	59
<b>4 BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN .....</b>		
4.1	Proses Pemodelan .....	61
4.2	Desain <i>Die Compaction</i> .....	62
4.2.1	Desain <i>Top die</i> .....	62
4.2.2	Desain <i>Bottom die</i> .....	63
4.2.3	Desain <i>Upper punch</i> .....	64
4.2.4	Desain <i>Lower punch</i> .....	65
4.3	Hasil Simulasi Pengaruh Diameter Luar dan Tekanan terhadap <i>Buckling</i> .....	66
4.3.1	Hasil Simulasi <i>Buckling</i> pada <i>Top Die</i> .....	67
4.3.2	Hasil Simulasi <i>Buckling</i> pada <i>Bottom Die</i> .....	71

4.3.3	Hasil Simulasi <i>Buckling</i> pada <i>Upper Punch</i> ...	75
4.3.4	Hasil Simulasi <i>Buckling</i> pada <i>Lower Punch</i> ...	79
4.4	Pengaruh Diameter Luar dan Tekanan terhadap <i>Load Multiplier</i> .....	83
4.5	Pengaruh Diameter Luar dan Tekanan terhadap <i>Buckling Load</i> .....	86
4.6	Pengaruh Diameter Luar dan Tekanan terhadap Jalur Kesetimbangan Sekunder dari <i>Buckling</i> .....	89
4.7	Hasil Simulasi Pengaruh Diameter Luar dan Tekanan terhadap Stress .....	90
4.7.1	Hasil Simulasi Stress pada <i>Top Die</i> .....	90
4.7.2	Hasil Simulasi Stress pada <i>Bottom Die</i> .....	97
4.7.3	Hasil Simulasi Stress pada <i>Upper Punch</i> .....	103
4.7.4	Hasil Simulasi Stress pada <i>Lower Punch</i> .....	109
4.8	Pengaruh Diameter Luar dan Tekanan terhadap Distribusi Stress .....	115
<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN</b>		
5.1	Kesimpulan .....	117
5.2	Saran .....	118
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>		<b>119</b>
<b>LAMPIRAN.....</b>		<b>123</b>
<b>UCAPAN TERIMA KASIH.....</b>		<b>133</b>
<b>BIODATA PENULIS.....</b>		<b>135</b>

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2.1</b>	Peluru <i>frangible</i> (Cu) kaliber 9 mm .....	5
<b>Gambar 2.2</b>	Proses manufaktur metalurgi serbuk .....	9
<b>Gambar 2.3</b>	Ilustrasi proses kompaksi serbuk.....	11
<b>Gambar 2.4</b>	Proses kompaksi single action.....	11
<b>Gambar 2.5</b>	Skema proses sintering serbuk .....	12
<b>Gambar 2.6</b>	Part classification of P/M .....	13
<b>Gambar 2.7</b>	Pembentukan jembatan saat mengisi serbuk (Höganäs, 2013) .....	14
<b>Gambar 2.8</b>	Pengisian serbuk ke dalam die (Upadhyaya G S, 2002).....	15
<b>Gambar 2.9</b>	Skema tahapan densifikasi serbuk.....	16
<b>Gambar 2.10</b>	Keseimbangan gaya selama kompaksi .....	16
<b>Gambar 2.11</b>	Pergerakan punch bawah saat proses ejection.....	18
<b>Gambar 2.12</b>	Mekanisme kompaksi single action dan double action .....	19
<b>Gambar 2.13</b>	Perbandingan green density single action dan double action .....	20
<b>Gambar 2.14</b>	Pengaruh senyawa lubricant terhadap (a) Flowability dan (b) Apparent density partikel.....	22
<b>Gambar 2.15</b>	Pengaruh senyawa lubricant terhadap (a) Density dan (b) Green strength partikel .....	22
<b>Gambar 2.16</b>	Die compaction.....	24
<b>Gambar 2.17</b>	Penampang <i>die</i> .....	26
<b>Gambar 2.18</b>	<i>Countersink standard</i> .....	27
<b>Gambar 2.19</b>	Proses fabrikasi EDM.....	29
<b>Gambar 2.20</b>	<i>Stable equilibrium</i> .....	32
<b>Gambar 2.21</b>	<i>Neutral equilibrium</i> .....	32
<b>Gambar 2.22</b>	<i>Unstable equilibrium</i> .....	33
<b>Gambar 2.23</b>	Penentuan <i>buckling</i> untuk kolom dengan satu ujung tetap dan satu ujung bebas.....	33
<b>Gambar 2.24</b>	Faktor perhitungan berdasarkan <i>end</i> <i>condition</i> .....	35

<b>Gambar 2.25</b>	<i>Failure envelope of maximum principal stress</i> .....	36
<b>Gambar 2.26</b>	<i>Failure envelope of maimum shear stress</i> .....	38
<b>Gambar 2.27</b>	Representasi aksisimetri dari proses pemadatan dengan lintasan dan posisi pahat selama proses pemadatan. (a) Langkah 1 dimulai, (b) Akhir langkah 20 dan (c) Akhir langkah 40.....	40
<b>Gambar 2.28</b>	Geometri Awal dan Kondisi Batas Komponen Sederhana.....	41
<b>Gambar 2.29</b>	Kontur kerapatan pada ukuran elemen yang berbeda.....	42
<b>Gambar 2.30</b>	Desain die .....	43
<b>Gambar 2.31</b>	Desain punch .....	43
<b>Gambar 2.32</b>	Kurva <i>load-deflection</i> pada silinder C5.....	45
<b>Gambar 2.33</b>	Kurva <i>load-deflection</i> pada silinder C8.....	45
<b>Gambar 2.34</b>	Spesifikasi peluru AMMO 4.....	47
<b>Gambar 3.1</b>	Diagram alir penelitian .....	50
<b>Gambar 3.2</b>	Software yang digunakan (a) <i>Autodesk Inventor Professional 2019</i> dan (b) <i>ANSYS Workbench 17.1</i> .....	52
<b>Gambar 3.3</b>	Diagram alir pemodelan nonlinear <i>buckling</i> .....	53
<b>Gambar 3.4</b>	Gambar teknik <i>top die</i> dengan diameter luar 40 mm .....	54
<b>Gambar 3.5</b>	Gambar teknik <i>bottom die</i> dengan diameter luar 40 mm.....	55
<b>Gambar 3.6</b>	Gambar teknik <i>upper punch</i> dengan diameter luar 40 mm.....	56
<b>Gambar 3.7</b>	Gambar teknik <i>lower punch</i> dengan diameter luar 40 mm.....	56
<b>Gambar 3.8</b>	Tampilan pengaturan <i>meshing</i> untuk <i>upper punch</i> dan <i>lower punch</i> (a) <i>Meshing method</i> (b) <i>Body sizing</i> (c) <i>Face sizing</i> .....	58



<b>Gambar 3.9</b>	Tampilan pengaturan <i>meshing</i> untuk <i>top die</i> dan <i>bottom die</i> (a) <i>Meshing method</i> (b) <i>Body sizing</i> .....	59
<b>Gambar 4.1</b>	Tampilan skematik <i>project</i> dalam ANSYS Workbench 17.1 .....	62
<b>Gambar 4.2</b>	Geometri <i>top die</i> diameter luar 40 mm.....	63
<b>Gambar 4.3</b>	Geometri <i>bottom die</i> diameter luar 40 mm.....	64
<b>Gambar 4.4</b>	Geometri <i>upper punch</i> diameter luar 40 mm.....	65
<b>Gambar 4.5</b>	Geometri <i>lower punch</i> diameter luar 40 mm.....	66
<b>Gambar 4.6</b>	Grafik <i>total deformation</i> terhadap <i>equivalent stress</i> pada <i>top die</i> dengan variasi diameter luar (a) 40 mm (b) 50 mm (c) 60 mm (c) 70 mm.....	69
<b>Gambar 4.7</b>	Grafik <i>total deformation</i> terhadap <i>equivalent stress</i> pada <i>top die</i> dengan variasi <i>pressure</i> (a) 250 Mpa (b) 350 Mpa (c) 400 Mpa (d) 700 MPa .....	70
<b>Gambar 4.8</b>	Grafik <i>total deformation</i> terhadap <i>equivalent stress</i> pada <i>bottom die</i> dengan variasi diameter (a) 40 mm (b) 50 mm (c) 60 mm (c) 70 mm.....	73
<b>Gambar 4.9</b>	Grafik <i>total deformation</i> terhadap <i>equivalent stress</i> pada <i>bottom die</i> dengan variasi <i>pressure</i> (a) 250 Mpa (b) 350 Mpa (c) 400 Mpa (d) 700 MPa.....	74
<b>Gambar 4.10</b>	Grafik <i>total deformation</i> terhadap <i>equivalent stress</i> pada <i>upper punch</i> dengan variasi diameter luar (a) 40 mm (b) 50 mm (c) 60 mm (c) 70 mm .....	77
<b>Gambar 4.11</b>	Grafik <i>total deformation</i> terhadap <i>equivalent stress</i> pada <i>upper punch</i> dengan variasi <i>pressure</i> (a) 250 Mpa (b) 350 Mpa (c) 400 Mpa (d) 700 MPa.....	78
<b>Gambar 4.12</b>	Grafik <i>total deformation</i> terhadap <i>equivalent stress</i> pada <i>lower punch</i> dengan variasi	

	diameter luar (a) 40 mm (b) 50 mm (c) 60 mm (d) 70 mm .....	81
<b>Gambar 4.13</b>	Grafik <i>total deformation</i> terhadap <i>equivalent stress</i> pada <i>lower punch</i> dengan variasi <i>pressure</i> (a) 250 Mpa (b) 350 Mpa (c) 400 Mpa (d) 700 MPa.....	82
<b>Gambar 4.14</b>	Grafik perbandingan <i>load multiplier</i> pada geometri <i>top die</i> .....	83
<b>Gambar 4.15</b>	Grafik perbandingan <i>load multiplier</i> pada geometri <i>bottom die</i> .....	84
<b>Gambar 4.16</b>	Grafik perbandingan <i>load multiplier</i> pada geometri <i>upper punch</i> .....	85
<b>Gambar 4.17</b>	Grafik perbandingan <i>load multiplier</i> pada geometri <i>lower punch</i> .....	86
<b>Gambar 4.18</b>	Grafik perbandingan <i>buckling load</i> pada geometri (a) <i>Top die</i> (b) <i>Bottom die</i> (c) <i>Upper punch</i> (d) <i>Lower punch</i> .....	88
<b>Gambar 4.19</b>	Visualisasi perbandingan <i>total deformation</i> pada <i>top die</i> dengan variasi diameter luar (a) 40 mm (b) 50 mm (c) 60 mm (d) 70 mm.....	94
<b>Gambar 4.20</b>	Visualisasi perbandingan <i>equivalent stress</i> pada <i>top die</i> dengan variasi diameter luar (a) 40 mm (b) 50 mm (c) 60 mm (d) 70 mm.....	96
<b>Gambar 4.21</b>	Visualisasi perbandingan <i>total deformation</i> pada <i>bottom die</i> dengan variasi diameter luar (a) 40 mm (b) 50 mm (c) 60 mm (d) 70 mm .....	100
<b>Gambar 4.22</b>	Visualisasi perbandingan <i>equivalent stress</i> pada <i>bottom die</i> dengan variasi diameter luar (a) 40 mm (b) 50 mm (c) 60 mm (d) 70 mm .....	102
<b>Gambar 4.23</b>	Visualisasi perbandingan <i>total deformation</i> pada <i>upper punch</i> dengan variasi diameter luar (a) 40 mm (b) 50 mm (c) 60 mm (d) 70 mm .....	106
<b>Gambar 4.24</b>	Visualisasi perbandingan <i>equivalent stress</i> pada <i>upper punch</i> dengan variasi diameter	

	luar (a) 40 mm (b) 50 mm (c) 60 mm (d) 70 mm.....	108
<b>Gambar 4.25</b>	Visualisasi perbandingan <i>total deformation</i> pada <i>lower punch</i> dengan variasi diameter luar (a) 40 mm (b) 50 mm (c) 60 mm (d) 70 mm.....	112
<b>Gambar 4.26</b>	Visualisasi perbandingan <i>equivalent stress</i> pada <i>lower punch</i> dengan variasi diameter luar (a) 40 mm (b) 50 mm (c) 60 mm (d) 70 mm.....	114

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 2.1</b>	Karakteristik pada peluru <i>frangible</i> .....	6
<b>Tabel 2.2</b>	Perbandingan temperatur kerja kompaksi.....	21
<b>Tabel 2.3</b>	Perbandingan senyawa <i>lubricant</i> berdasarkan ukuran partikel .....	21
<b>Tabel 2.4</b>	Perbandingan mesin kompaksi hidrolik dengan mekanik.....	23
<b>Tabel 2.5</b>	Perbandingan material .....	28
<b>Tabel 2.6</b>	Hasil penelitian sebelumnya .....	39
<b>Tabel 2.7</b>	Variasi L/D pada silinder .....	44
<b>Tabel 2.8</b>	Spesifikasi peluru <i>frangible</i> AMMO 4 .....	46
<b>Tabel 3.1</b>	Perbandingan material .....	57
<b>Tabel 4.1</b>	Geometri <i>top die</i> .....	63
<b>Tabel 4.2</b>	Gometri <i>bottom die</i> .....	64
<b>Tabel 4.3</b>	Gometri <i>upper punch</i> .....	65
<b>Tabel 4.4</b>	Gometri <i>lower punch</i> .....	66
<b>Tabel 4.5</b>	Hasil simulasi pengaruh diameter luar dan tekanan terhadap <i>buckling</i> pada <i>top die</i> .....	67
<b>Tabel 4.6</b>	Hasil simulasi pengaruh diameter luar dan tekanan terhadap <i>buckling</i> pada <i>bottom die</i> .....	71
<b>Tabel 4.7</b>	Hasil simulasi pengaruh diameter luar dan tekanan terhadap <i>buckling</i> pada <i>upper punch</i> .....	75
<b>Tabel 4.8</b>	Hasil simulasi pengaruh diameter luar dan tekanan terhadap <i>buckling</i> pada <i>lower punch</i> .....	79
<b>Tabel 4.9</b>	Hasil simulasi pengaruh diameter luar dan tekanan terhadap <i>equivalent stress</i> pada <i>top die</i> .....	91
<b>Tabel 4.10</b>	Hasil simulasi pengaruh diameter luar dan tekanan terhadap <i>equivalent stress</i> pada <i>bottom die</i> .....	97
<b>Tabel 4.11</b>	Hasil simulasi pengaruh diameter luar dan tekanan terhadap <i>equivalent stress</i> pada <i>upper punch</i> .....	103

**Tabel 4.12** Hasil simulasi pengaruh diameter luar dan tekanan terhadap *equivalent stress* pada *lower punch* ..... 109

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Proyektil *frangible* didefinisikan sebagai proyektil yang didesain dapat hancur menjadi serpihan kecil saat membentur permukaan yang keras, sehingga meminimalisir kemungkinan terjadinya *ricochet* atau *splashback* yang dapat berbahaya bagi penembak dan sekitarnya (Mullins, 2001). Dalam proses manufaktur proyektil *frangible* menggunakan metode metalurgi serbuk. Tahapan dalam metalurgi serbuk yaitu mixing, kompaksi, dan sintering. Tahapan kompaksi memiliki peran penting dikarenakan akan membentuk serbuk dengan desain yang diinginkan dengan pembebanan sehingga meningkatkan densitas dan mengurangi porositas. Proses kompaksi akan memberikan karakteristik pada serbuk sehingga memiliki kekuatan untuk diproses sintering. Komponen penting yang menunjang proses kompaksi salah satunya adalah *die* atau cetakan. menurut (Chenglong Shang, 2012), kata "*Die*" jika diartikan dalam pengertian umum, berarti seluruh alat pres dengan semua komponen disatukan. Ketika diartikan dengan cara yang lebih terbatas, ini mengacu pada komponen yang digunakan untuk menerima bagian yang kosong, yang dibedakan dari komponen yang disebut *punch*.

Ada banyak fenomena yang terjadi selama proses pemadatan yang berhubungan dengan mekanisme pemadatan serbuk. Menurut (ASM Handbook Volume 7) pemadatan *powder* yang terjadi akibat pemberian beban axial sehingga akan menimbulkan compressive stress pada *punch* dan *die*. *Stress* ini harus di bawah nilai *yield strength* material *die* dan *punch*. Efek gaya aksial yaitu terjadi tubular pada *punch*, yang mana artinya *punch* mengalami tekanan internal. Penelitian yang dilakukan oleh (R. B Phadatare, 2014) menjelaskan bahwa kegagalan berulang pada alat pemadat selama proses kompaksi sering ditemukan dikarenakan pemilihan bahan kompaksi yang tidak

tepat sehingga alat mengalami keausan cepat, kesalahan pertimbangan desain yang buruk sehingga menyebabkan fatigue, stress concentration dan *buckling* dan kesalahan manusia pada saat manufaktur dan perakitan. (Maulanan Mohit Assudani, 2011-2012) desain die memiliki peran penting dikarenakan dapat menghindari kemungkinan terjadinya kegagalan berupa *stress localized*. Pada penelitian yang dilakukan oleh (Ahmed Farhan Kadhum, 2018) menjelaskan pengaruh rasio diameter dengan panjang terhadap *buckling*. Semakin besar rasio maka akan terjadi *buckling*. Besarnya tekanan kompaksi berpengaruh terhadap nilai kekuatan, densitas, *shape definition* dan kontrol dimensi. Selain itu tekanan pada metal menyebabkan partikel serbuk secara mekanik terkunci dan melebur dalam keadaan dingin menjadi bentuk dan desain *final component*. Ketika beban pemadatan diterapkan, beban punch bawah juga mengalami *deflection*. Besaran defleksi linear proporsional terhadap jumlah *force* yang diberikan.

Agar mendapatkan hasil desain die yang optimal maka perlu dikembangkan hasil penelitian sebelumnya yang telah dilakukan. Penelitian ini hanya difokuskan pada pengaruh diameter luar *die* dan tekanan yang diberikan terhadap *localized stress, buckling*. Penelitian ini menggunakan metode simulasi untuk menentukan parameter optimal desain *die* untuk pemadatan serbuk.

## 1.2 Perumusan Masalah

Sehingga perumusan masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana pengaruh diameter luar *die* dan tekanan terhadap hasil simulasi *buckling*?
2. Bagaimana pengaruh diameter luar *die* dan tekanan terhadap hasil simulasi *localized stress*?



---

### 1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah digunakan untuk mendapatkan hasil yang sesuai dengan tujuan penelitian, maka penelitian ini diberikan beberapa batasan masalah, yaitu :

1. Desain, spesifikasi dan manufaktur proyektil *frangible* VECTOR 4 dianggap optimum.
2. Gesekan yang timbul antar partikel serbuk dengan dinding die dianggap seragam.
3. Pengaruh fisik eksternal (temperatur, korosi,dll) dianggap tidak ada.

### 1.4 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan pada penelitian ini diantaranya :

1. Menganalisis pengaruh diameter luar *die* dan tekanan terhadap hasil simulasi *buckling*.
2. Menganalisis pengaruh diameter luar *die* dan tekanan terhadap hasil simulasi *localized stress*

### 1.5 Manfaat Penelitian

Penelitian ini dimaksudkan dapat mendesain *die* yang optimal untuk aplikasi *frangible* proyektil dan menunjukkan analisis *localized stress* dan *buckling* yang terjadi pada die yang telah didesain menggunakan metode simulasi ANSYS. Dengan demikian mampu mengoptimalkan desain die yang sesuai. Selain itu, penelitian ini diharapkan mampu menambah pengetahuan mengenai desain *die* yang optimal dan dapat dikembangkan dalam produksi proyektil *frangible*

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Projektil *Frangible*

Projektil *frangible* didefinisikan sebagai projektil yang didesain dapat hancur menjadi serpihan kecil saat membentur permukaan yang keras, sehingga meminimalisir kemungkinan terjadinya *ricochet* atau *splashback* yang dapat berbahaya bagi penembak dan sekitarnya (Mullins, 2001). Ilustrasi projektil ini ditunjukkan Gambar 2.1



**Gambar 2.1** Peluru *frangible* (Cu) kaliber 9 mm (Komenda, 2013)

Projektil peluru *frangible* dalam penelitian ini terbentuk dari serbuk logam Cu dan Sn dengan komposisi berat Cu 90% dan Sn 10%. Tembaga digunakan dalam projektil *frangible* karena tidak beracun dan bersifat ulet. Pemberian unsur timah dalam kadar tertentu dapat meningkatkan kekuatan dari matriks tembaga sehingga mempengaruhi nilai modulus elastisitas komposit Cu-Sn. Timah juga memiliki titik lebur yang rendah sehingga dapat digunakan sebagai *filler* agar lebih mudah mengikat serbuk tembaga. Kemudian ditambahkan *zinc stearate*

sebagai pelumas untuk memudahkan proses kompaksi dan pelarut ethanol untuk memudahkan proses pencampuran.

### 2.1.1 Karakteristik Proyektil *Frangible*

Menurut Hansen, 2006 menjelaskan secara umum, nilai densitas dari peluru *frangible* berkisar  $1,75 - 8,25 \text{ g/cm}^3$  Sedangkan nilai densitas peluru *frangible* berdasarkan karakteristik uji tembak berkisar  $7,1-8,5 \text{ g/cm}^3$ . Penelitian yang dilakukan oleh Kruachaturrat, 2009 menjelaskan bahwa nilai *compressive strength* yang harus dimiliki oleh peluru *frangible* berkisar  $31 - 310 \text{ MPa}$  dan nilai kekerasan permukaan pada kisaran  $54 - 119 \text{ HV}$ . Tabel 2.1 menunjukkan data karakteristik peluru *frangible* dari *Sinterfire* dan *SR*

**Tabel 2.1** Karakteristik pada peluru *frangible* (Rydlo, 2010)

Karakteristik Peluru <i>Frangible</i>	Sinterfire	SR
Kaliber d (m)	0,009	0,009
Panjang peluru $l_s$ (m)	0,0161	0.01435
Massa peluru $m_s$ (kg)	0,00648	0,0055
Densitas peluru $\rho_s$ ( $\text{kg.m}^{-3}$ )	7443	6763
Modulus elastisitas saat penekanan $K_s$ (MPa)	10597	3999
Tekanan relatif maksimal peluru $\epsilon_{sx, \text{lim}}$ (1)	0,01172	0,01255
Batas velositas peluru $v_{s, \text{lim}}$ ( $\text{m.s}^{-1}$ )	69,4	32,9
Batas energi kinetik peluru $E_{ks, \text{lim}}$ (J)	15,6	2,9
Energi kinetik peluru jarak 2 m dari laras $E_{k2}$ (J)	470,3	366,4
Faktor <i>frangibility</i> peluru FF	30,1	126,3

### 2.1.2 Komposit Cu-Sn dan Karakteristik

Cu-Sn dapat diaplikasikan sebagai komposit dengan matrik metal. Dalam aplikasi metalurgi serbuk, Cu sebagai *bulk of material* yang ditambahkan Sn sebagai *minor component*. Tembaga (Cu) digunakan untuk material proyektil karena memiliki syarat densitas cukup tinggi serta memiliki *high green strength* sehingga sesuai dengan kebutuhan produk peluru *frangible*. Tembaga (Cu) dapat digunakan sebagai pengganti Timbal (Pb) yang selama ini digunakan karena timbal memiliki sifat *toxic*, sedangkan tembaga tidak (Nadkarni,2003).

Sifat Timah (Sn) yang memiliki *melting point* rendah, sehingga digunakan sebagai pengikat (binder). Timah cair cenderung lebih mudah masuk diantara partikel tembaga. Hal ini akan mampu meningkatkan *frangibility*. Untuk mengetahui sifat komposit dapat dilakukan dengan *Rule of Mixture* (ROM) yang dituliskan Persamaan 2.1

$$\rho_c = \rho_m \cdot V_m + \rho_f \cdot V_f \quad (2.1)$$

Dimana

$\rho_c$  = densitas komposit

$\rho_m$  = densitas matriks

$\rho_f$  = densitas filler

$V_m$  = fraksi volume matriks

$V_f$  = fraksi volume filler

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (2.2)$$

Dimana :

$\rho$  = densitas

$m$  = massa

$V$  = volume

Dengan menggunakan rumus densitas yang ditunjukkan Persamaan 2.2 maka dapat diperoleh fraksi massa dengan Persamaan 2.3 berikut

$$m_m = a \cdot m_c \text{ dan } m_f = b \cdot m_c \quad (2.3)$$

Dimana :

$m_m$  = massa pada matrik

$m_c$  = massa pada komposit

$m_f$  = massa pada filler

$a$  = fraksi massa pada matrik

$b$  = fraksi massa pada filler

Massa serbuk yang terdiri dari massa matrik dan massa filler dibutuhkan untuk pembuatan komposit. Massa pada matrik dan filler dapat dicari dengan Persamaan 2.4 dan Persamaan 2.5

$$m_m = a \cdot \frac{\rho_m \cdot \rho_f}{a \cdot \rho_f + b \cdot \rho_m} \cdot V_c \quad (2.4)$$

$$m_f = b \cdot \frac{\rho_m \cdot \rho_f}{a \cdot \rho_f + b \cdot \rho_m} \cdot V_c \quad (2.5)$$

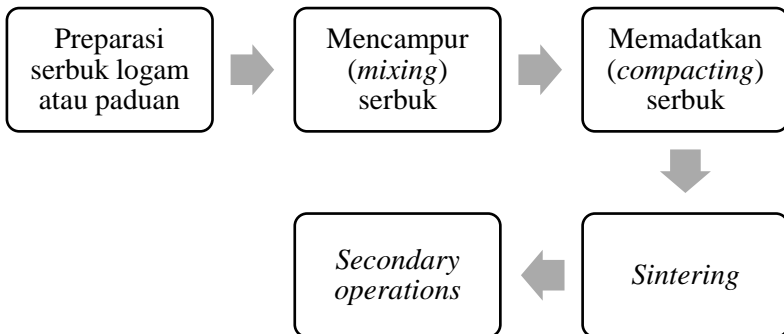
## 2.2 Metalurgi Serbuk

Metalurgi serbuk merupakan salah satu *mechanical treatment* yang mengakibatkan terjadinya perubahan bentuk dengan menggunakan serbuk sebagai material awal. Proses produksi proyektil *frangible* pada studi ini menggunakan metode metalurgi serbuk. Prinsip dasar dalam pembentukannya adalah memadatkan serbuk dengan memberikan tekanan tinggi sehingga membentuk pola yang ditentukan kemudian memanaskannya di bawah temperatur leleh sehingga partikel logam akan mengalami fenomena transfer massa akibat mekanisme difusi atom antar permukaan partikel seperti Gambar 2.2 (Shabudeen, Syed P.S , 2010).

Kelebihan dari metalurgi serbuk antara lain :

1. Laju produksi yang tinggi
2. Dapat digunakan untuk manufaktur benda yang memiliki bentuk kompleks
3. Menghasilkan produk yang memiliki akurasi dimensi tinggi
4. Memiliki bentuk finishing permukaan baik

5. Relatif bebas dari cacat permukaan seperti porositas
6. Efisiensi pemakaian bahan yang tinggi
7. Mudah dalam proses manufaktur produk yang terbuat dari paduan khusus yang susah dibuat dengan metode pengecoran
8. Cocok untuk pembuatan logam dan non logam dengan proporsi berapapun



**Gambar 2.2** Proses manufaktur metalurgi serbuk (Shabudeen, Syed P.S , 2010)

### 2.2.1 Preparasi Serbuk Logam atau Paduan

Berdasarkan (Shabudeen, Syed P.S , 2010) ukuran partikel pada aplikasi metalurgi serbuk berkisar antara 10 hingga 100 mikron. Ukuran dan bentuk partikel serbuk sangat mempengaruhi densitas hasil kompaksi. Metode preparasi serbuk ada beragam, antara lain *mechanical pulverization* atau *comminution*, atomisasi, deposisi elektrolit, metode kimia (reduksi, dekomposisi dan kondensasi).

1. *Mechanical pulverization* atau *comminution*, pembuatan serbuk dengan cara memecah material dengan piranti *ball milling* atau *rotary hammer*.
2. Atomisasi, logam cair dapat dijadikan serbuk dengan cara mengalirkan melalui *nozzle* yang dialiri udara bertekanan dan kemudian didinginkan sehingga membentuk serbuk

halus. Metode ini umumnya digunakan untuk logam yang memiliki titik leleh rendah.

3. Deposisi elektrolit, prinsip dalam metode ini mirip dengan elektroplating atau elektrolisis. Dimana deposit serbuk dihasilkan pada katoda kemudian dicuci, dikeringkan dan kemudian dihaluskan lebih lanjut dengan ukuran yang diinginkan
4. Metode kimia, metode yang dilakukan seperti reduksi, kondensasi dan dekomposisi

### 2.2.2 *Mixing*

Mixing dapat diartikan sebagai proses pencampuran yang memiliki tujuan untuk mendapatkan distribusi serbuk campuran berbagai bahan yang merata. Mekanisme dalam proses pencampuran yaitu difusi, konveksi dan shear. Proses pencampuran difusi terjadi karena adanya gerakan dari tiap partikel masuk ke permukaan serbuk lainnya di dalam bejana yang berputar. Proses pencampuran konveksi terjadi karena perpindahan serbuk yang berdekatan dari satu lokasi ke lokasi lainnya dalam pengaduk berulir. Proses pencampuran *shear* terjadi karena adanya aliran serbuk dari perputaran bidang datar dalam *blade mixer* (German,1984).

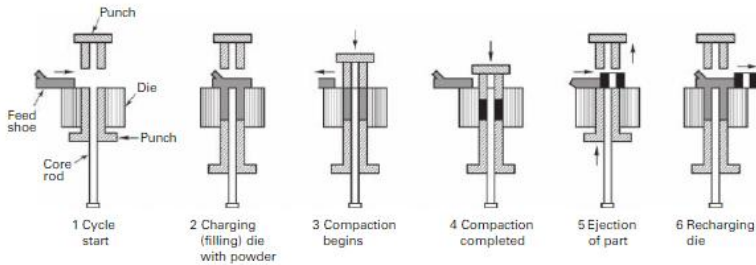
Dalam proses pembuatan proyektil peluru *frangible*, dibutuhkan tingkat homogenitas pencampuran yang tinggi untuk memperoleh hasil yang bagus. Proses pencampuran serbuk terbagi menjadi dua, yaitu *wet mixing* dan *dry mixing*. *Wet mixing* dilakukan dengan menambahkan pelarut polar seperti ethanol untuk logam yang mudah mengalami oksidasi seperti tembaga Cu (Anugrah & Widyastuti, 2015). Dalam proses pembuatan proyektil peluru *frangible*, komposisi yang digunakan adalah 90% Cu, 10% Sn, dan tambahan 0,5% zinc stearate

### 2.2.3 *Kompaksi*

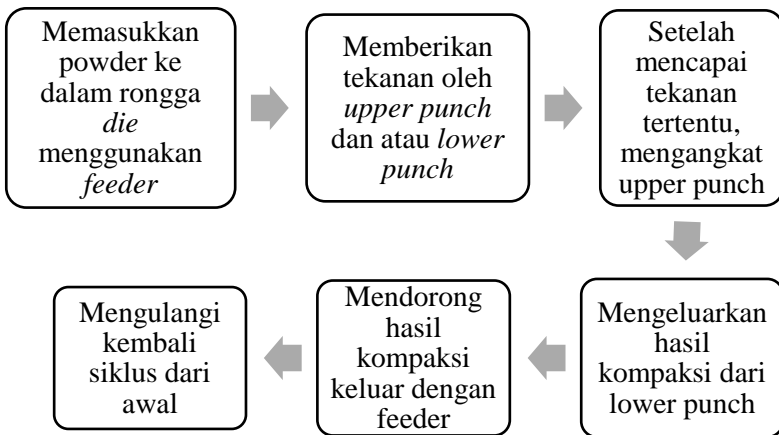
Kompaksi adalah proses pemadatan serbuk dengan tekanan tinggi dalam suatu cetakan agar mempunyai bentuk yang diinginkan dan memiliki kekuatan untuk diproses sintering.



Serbuk yang telah dipadatkan akan memiliki densitas tinggi dan mengurangi porositas. Ilustrasi proses kompaksi ditunjukkan Gambar 2.3 dan Gambar 2.4.



**Gambar 2.3** Ilustrasi proses kompaksi serbuk (Degarmo, 1988)

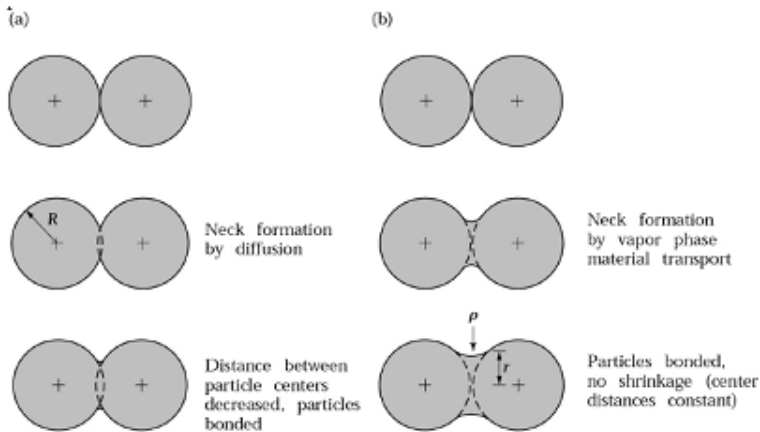


**Gambar 2.4** Proses kompaksi single action (Degarmo, 1988)

### 2.2.4 Sintering

Sintering didefinisikan sebagai proses pemanasan *green compact* pada temperatur tertentu sehingga terbentuk ikatan antar partikel - partikel melalui mekanisme difusi atom sehingga

kekuatan produk akan naik. Skema proses sintering ditunjukkan pada Gambar 2.5.



**Gambar 2.5** Skema proses sintering serbuk (Serope Kalpakjian, 2009)

### 2.3 Proses Kompaksi

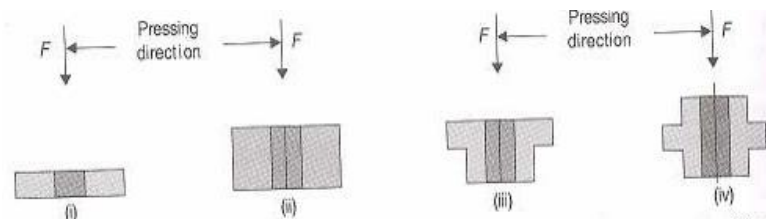
Proses utama dimana serbuk dipadatkan untuk mendapatkan green compaction dengan pemberian tekanan eksternal, yaitu :

1. Pressing powder menggunakan rigid dies
2. Isostatik press pada powder di flexible envelopes
3. Roll compaction pada powder sehingga terbentuk lembaran
4. Ekstrusi produk serbuk logam

Pada umumnya, proses kompaksi memiliki prinsip kerja yang sama. Serbuk logam diisi dengan *feeder* memanfaatkan gaya gravitasi ke dalam *die*. Kemudian dipadatkan dengan gaya aksial menggunakan *upper punch* dan atau *lower punch*. Sehingga membentuk objek yang bentuknya sesuai keinginan dan kepadatan yang cukup homogen. Hasil kompaksi digeser dari die menggunakan *feeder*.

*Powder metallurgy* biasanya diklasifikasi berdasarkan kompleksitas desain dengan *range* I, II, III, dan IV ditunjukkan Gambar 2.6.

1. *Class I* memiliki bentuk yang sederhana, memiliki ketebalan maksimum berkisar 7,3 mm (0,3 in). Biasanya menggunakan kompaksi *single-action* dengan mengaplikasikan gaya dari satu arah saja.
2. *Class II* memiliki bentuk yang sederhana, namun ketebalannya membutuhkan penekanan dari dua arah.
3. *Class III* memiliki desain dengan ketebalan yang berbeda sehingga membutuhkan penekanan dari dua arah.
4. *Class IV* memiliki beberapa tingkat ketebalan dan membutuhkan penekanan dari dua arah (ASM Handbook Volume 7).



**Gambar 2.6** Part classification of P/M (ASM Handbook Volume 7)

### 2.3.1 Mekanisme Kompaksi

Mekanisme yang terjadi ketika proses kompaksi adalah sebagai berikut

1. Pengisian Serbuk kedalam *Die*

Material serbuk akan jatuh atau mengalir oleh gravitasinya sendiri dari alat pengisi ke dalam rongga cetakan. *Die* yang memiliki penampang rongga lebar lebih mudah diisi dengan serbuk daripada penampang yang sempit. Dalam hal ini, tergantung pada ukuran serbuk tersebar. Pada umumnya, material serbuk komersial memiliki ukuran partikel berkisar 0,15 – 0,20 mm. Untuk memastikan aliran serbuk tanpa hambatan, maka

dimensi lateral terkecil penampang ringga die harus jauh lebih besar daripada partikel serbuk terbesar. Jika tidak, fenomena jembatan terbentuk di dalam die seperti pada Gambar 2.7



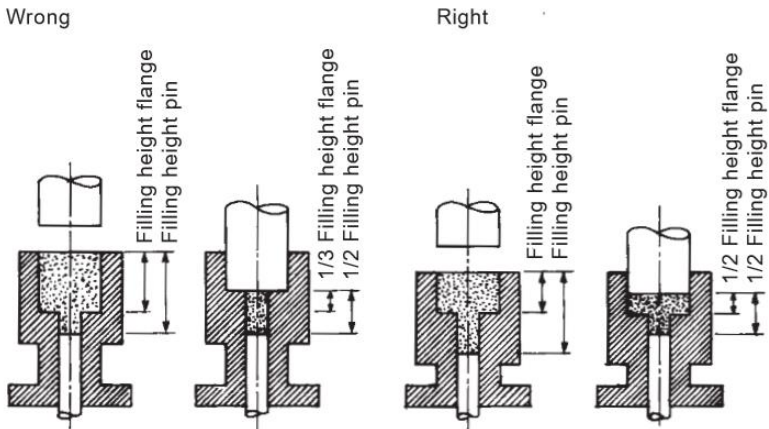
**Gambar 2.7** Pembentukan jembatan saat mengisi serbuk (Höganäs, 2013)

Berdasarkan (Höganäs, 2013), rongga die dapat diisi dengan sempurna jika dimensi lateral terkecilnya kira – kira lima kali lebih besar dari ukuran partikel serbuk terbesar. Sehingga bagian – bagian struktural yang memiliki dimensi lateral lebih kecil dari kira – kira 1 mm akan tidak cocok.

Namun untuk *die* yang terdiri bagian yang memiliki profil dan kedalaman yang berbeda, kepadatan pengisian bubuk di bagian ini dapat bervariasi. Hal ini terjadi bahwa kerapatan isian bagian sempit lebih rendah di bagian bawah daripada di bagian atas. Untuk mengkompensasi variasi kepadatan pengisian pada bagian berbeda dalam rongga die, kedalaman pengisian harus disesuaikan. Variasi dalam kepadatan pengisian seperti ini akan menghasilkan densitas kompaksi ya berbeda dan berdampak negatif pada *green strength*, akurasi ukuran dan sifat mekanik setelah *sintering*. Untuk menjamin kerapatan pengisian yang homogen pada dimensi lateral yang berbeda – beda, harus mengukur setidaknya 1/6 dari masing – masing ketinggian,

dirumuskan Persamaan 2.6 (Upadhyaya G S, 2002). Mekanisme pengisian serbuk ditunjukkan pada Gambar 2.8.

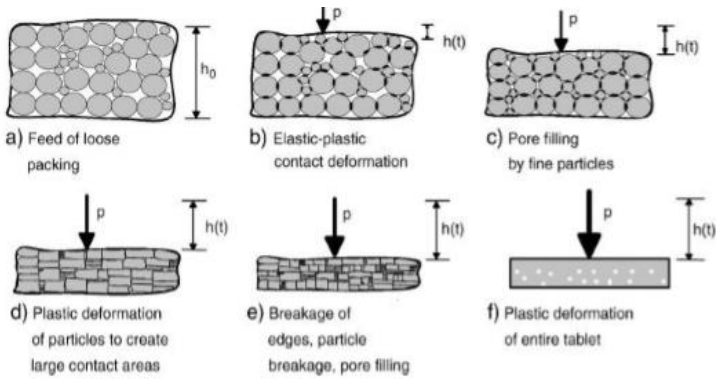
$$\frac{\text{Height of filling capacity}}{\text{Compact height}} = \frac{\text{Green density}}{\text{Apparent density}} \quad (2.6)$$



**Gambar 2.8** Pengisian serbuk ke dalam die (Upadhyaya G S, 2002)

## 2. Densifikasi Serbuk

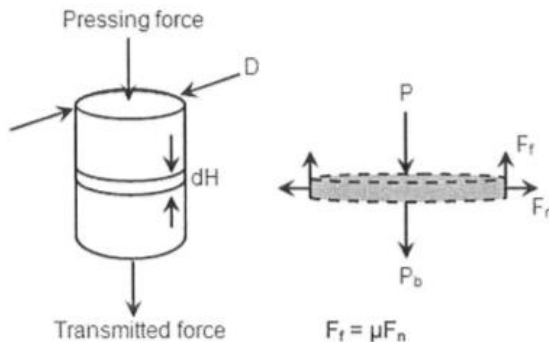
Ketika tekanan diberikan, partikel - partikel serbuk mulai menyusun kembali (*rearranged*) menjadi konfigurasi yang lebih padat sehingga mengurangi celah antar partikel. Partikel mulai terjadi deformasi elastis dan rongga diantara partikel akan diisi dengan partikel yang lebih halus. Semakin meningkatnya tekanan menyebabkan serbuk terdeformasi plastis secara homogen. Deformasi plastis terjadi pada bidang antar partikel, selanjutnya aliran plastis akan menyebar ke seluruh bagian partikel. Penghancuran partikel serbuk menjadi kepingan yang halus, akan menyebabkan peningkatan kekerasan akibat *work hardened*. Skema tahapan densifikasi serbuk ditunjukkan pada Gambar 2.9.



**Gambar 2.9** Skema tahapan densifikasi serbuk (Stasiak et al, 2010)

Kompaksi silinder dengan diameter ( $D$ ) dan tinggi ( $H$ ) seperti Gambar 2.10. Analisis bagian tipis tinggi  $dH$  dimana terdapat gaya tekan eksternal, menunjukkan bahwa tekanan pada bagian atas elemen  $P$  dan diteruskan melalui elemen bagian bawah  $P_b$  akan berbeda dengan gaya normal terhadap gesekan. Secara matematika, keseimbangan gaya dapat dituliskan Persamaan 2.7

$$\sum F = 0 = A(P - P_o) + u F_n \quad (2.7)$$



**Gambar 2.10** Keseimbangan gaya selama kompaksi (German,1984)

Dimana  $F_n$  adalah gaya normal,  $u$  adalah koefisien gesek yang timbul antara serbuk dengan dinding *die* dan  $A$  adalah luas penampang. Persamaan 2.8 gaya normal dapat diberikan dengan tekanan tertentu dengan konstanta proporsionalitas  $z$ . Faktor  $z$  mewakili rasio radial stress dan axial stress.

$$F_n = \pi z P D dH \quad (2.8)$$

Persamaan 2.9 gaya gesekan  $F_f$  dihitung langsung dari gaya normal dan koefisien gesekan seperti

$$F_f = u \pi z P D dH \quad (2.9)$$

Dengan menggabungkan Persamaan 2.8 dan Persamaan 2.9 memberikan selisih tekanan antara bagian atas dan bawah dari elemen serbuk dP ditunjukkan Persamaan 2.10

$$dP = P - P_b = -\frac{F_f}{A} = -\frac{4uzPdH}{D} \quad (2.10)$$

Penggabungan tekanan dengan ketinggian padatan menunjukkan bahwa tekanan pada posisi  $x$  dibawah punch diberikan dengan Persamaan 2.11

$$\frac{P_x}{P} = \exp \left[ -\frac{4uzx}{D} \right] \quad (2.11)$$

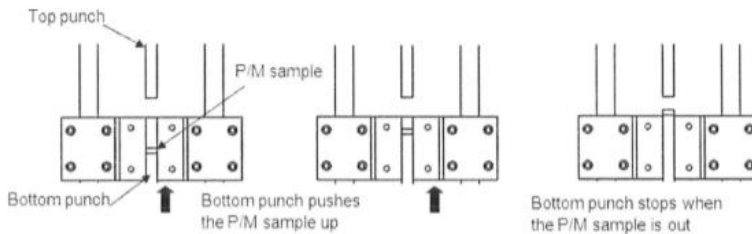
Persamaan 2.11 tepat digunakan pada pressing *single action*. Hal tersebut menunjukkan bahwa tekanan menurun dengan kedalaman padatan serbuk saat kompaksi. Gesekan dinding berkontribusi untuk menurunkan tekanan dengan kedalaman. Untuk *single-action* rata rata tegangan kompaksi diestimasi seperti Persamaan 2.12

$$\sigma = P \left( 1 - \frac{2uzH}{D} \right) \quad (2.12)$$

Tegangan rata-rata tergantung pada geometri ( $H/D$ ), gesekan interpartikel ( $z$ ) dan gesekan dinding cetakan ( $u$ ). Tegangan rata-rata tertinggi dicapai pada proses kompaksi, dengan diameter semakin besar dan penambahan pelumas dinding *die*. Pelumas dalam kompaksi membantu mengurangi gaya gesekan. Pengaruh gesekan dinding cetakan akan menurunkan efisien kompaksi. Akibatnya, padatan memiliki densitas yang tidak homogen, karena green density sangat tergantung pada tekanan yang diberikan. Dan juga ukuran dan bentuk padatan dapat mempengaruhi distribusi densitas.

### 3. Removing compact powder dari die

Selama proses pemadatan, *punch* akan berhenti memberikan gaya ketika mencapai jarak kompaksi, dan lama kompaksi yang telah ditentukan. Maka *punch* atas akan melepaskan gaya dan bergerak ke atas hingga gaya yang diberikan adalah nol. Setelah proses *unloading*, selanjutnya *compact powder* dikeluarkan dari *die*. Dalam proses eaksi, *punch* bawah bergerak ke atas untuk mendorongnya *compact powder* sampai keluar dari rongga *die* ditunjukkan Gambar 2.11 (Chenghao Zhao, 2009).



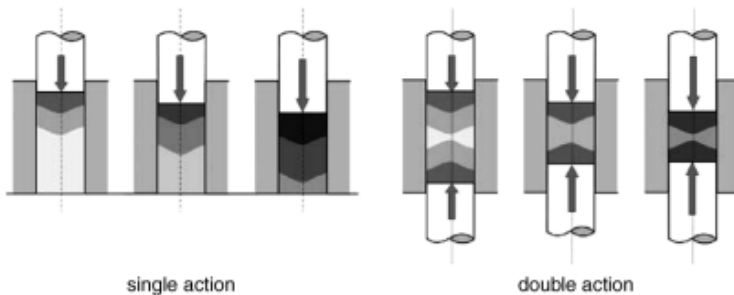
**Gambar 2.11** Pergerakan punch bawah saat proses ejection

### 2.3.2 Konfigurasi Proses Kompaksi

Pada pemadatan die uniaxial yang sederhana, terdapat dua konfigurasi utama yaitu *single-action* dan *double-action*. Pada konfigurasi *single-action*, hanya satu punch (*upper* atau *lower*) yang bergerak sedangkan yang lainnya diam. Pemadatan yang

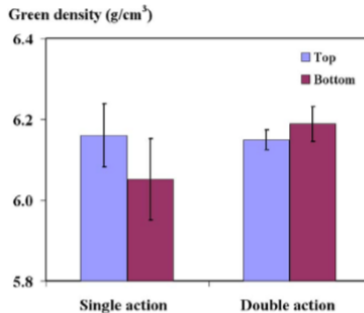


menggunakan single action akan menghasilkan gradien high-low density dari bagian yang mengenai tekanan langsung hingga ke bagian yang diam. Sedangkan pada double action akan menghasilkan hasil kerapatan yang “terpisah”, terjad pada lokasi di antara penekanan (Upadhyaya G S, 2002). Perbandingan mekanisme kompaksi single action dan double action ditunjukkan Gambar 2.12



**Gambar 2.12** Mekanisme kompaksi single action dan double action

Berdasarkan (R.Krattitong, 2005) melakukan penelitian untuk mengetahui pengaruh sistem kompaksi single-action dan double-action pada mesin kompaksi hidrolik. Pada penelitian yang dilakukan menggunakan serbuk 303L stainless steel. Dapat disimpulkan bahwa double-action pressing akan meminimalisasikan perbedaan green density pada objek, seperti yang ditunjukkan Gambar 2.13



**Gambar 2.13** Perbandingan green density single action dan double action

### 2.3.3 Parameter pada Proses Kompaksi

Berikut beberapa parameter pada proses kompaksi adalah sebagai berikut:

#### 1. Temperatur kerja

Menurut Babakhani Abolfazl, 2010 proses kompaksi dapat diklasifikasikan berdasarkan temperatur kerjanya yaitu *hot compaction* dan *cold compaction* ditunjukkan pada Tabel 2.2

##### a. *Hot Compaction*

Pada proses *hot* kompasi, baik serbuk maupun *die* dipanaskan sampai suhu tertentu selama pematatan. Teknik ini menghasilkan *compact powder* dengan *green strength* yang lebih tinggi dibandingkan dengan kompaksi pada temperatur tinggi. Hal ini disebabkan oleh perubahan morfologi pada serbuk, *lubricant* yang diberikan akan bermigrasi ke dinding *die* sehingga mengurangi jarak antar partikel dan menghasilkan kontak partikel yang lebih.

##### b. *Cold Compaction*

Pada proses *cold* kompaksi, terjadi proses pematatan atau penekanan yang dilakukan pada temperatur ruang (25°C). Metode ini digunakan ketika akan memadatkan material serbuk yang memiliki sifat mudah teroksidasi.

**Tabel 2.2** Perbandingan temperatur kerja kompaksi (Thummler, 1993)

Aspek yang dibandingkan	<i>Hot Compaction</i>	<i>Cold Compaction</i>
Temperatur kerja	100°C - 200°C	Temperature ruang
Kecepatan produksi	Cepat	Lambat
Densitas Akhir (pada tekanan 500 MPa)	8,144 g/cm <sup>3</sup>	8,1 g/cm <sup>3</sup>

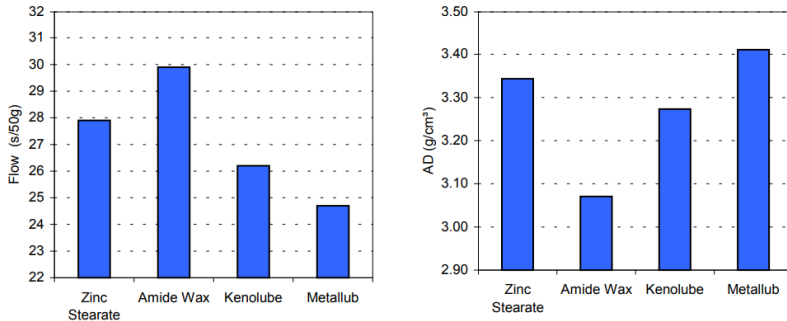
## 2. Penambahan pelumas

Penambahan *lubricant* atau pelumas pada saat proses kompaksi sangat berpengaruh. *Lubricant* memberikan efek akan mengurangi gesekan internal (gesekan yang terjadi antar partikel) dan mengurangi gesekan eksternal (gesekan yang terjadi antara partikel dengan dinding *die*). *Lubricant* memiliki sifat yang tidak mudah bereaksi dengan serbuk yang dikompaksi dan memiliki *melting point* rendah. Sehingga pada proses sintering, *lubricant* akan menguap.

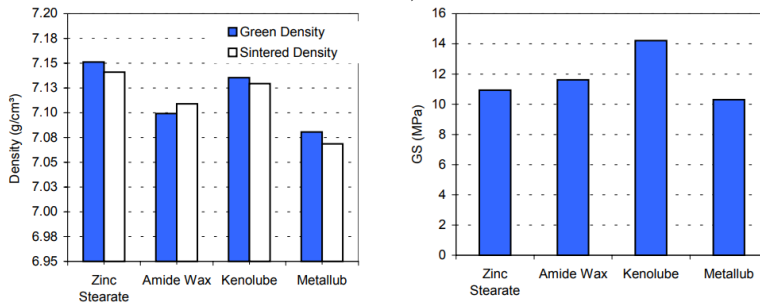
Terdapat dua metode pemberian *lubricant* pada proses kompaksi yaitu *internal lubricant compacting* (penambahan pelumas dengan mencampurkan pada material serbuk) dan *die-wall lubricant compacting* (penambahan pelumas pada dinding *die*). Senyawa yang biasa digunakan sebagai pelumas antara lain Zinc Stearate, Amide Wax, Kenolube dan Metallube (Larsson Mats, 2013). Perbandingan *lubricant* ditunjukkan pada Tabel 2.3, Gambar 2.14 dan Gambar 2.15

**Tabel 2.3** Perbandingan senyawa *lubricant* berdasarkan ukuran partikel (Larsson Mats, 2013)

Aspek	Zinc Stearate	Amide Wax	Metallube	Kenolube
Ukuran partikel	4 µm	7 µm	45 µm	20 µm



**Gambar 2.14** Pengaruh senyawa lubricant terhadap (a) Flowability dan (b) Apparent density partikel (Larsson Mats, 2013)



**Gambar 2.15** Pengaruh senyawa lubricant terhadap (a) Density dan (b) Green strength partikel (Larsson Mats, 2013)

### 2.3.4 Mesin Kompaksi

*Compacting press* yang digunakan untuk memadatkan serbuk memiliki dua jenis berdasarkan jenis penggerakannya yaitu mekanis atau hidrolis. Ada jenis yang lain yaitu sebagian hidrolis dan sebagian mekanis. Kecepatan operasi optimal ditentukan oleh ukuran dan kompleksitas *powder compact* yang akan dibuat. Mesin kompaksi hidrolis menghasilkan tenaga kerja yang menerapkan tekanan fluida pada piston melalui pompa, katup, *intensifiers* dan akumulator. Mesin ini memiliki kelebihan yaitu tonase yang dapat diatur pada berbagai tekanan hidrolis yang

dihasilkan. Selain itu mesin ini mampu mempertahankan tekanan konstan di seluruh tahapan proses (Upadhyaya G S, 2002). Mesin kompaksi hidrolik mampu memberikan kapasitas tekanan sebesar 445 – 11.100 kN (50 – 1250 tons). Maximum laju produksi pada mesin hidrolik dengan single part dalam satu gerakan engkol adalah 650 buah/jam. (ASM Handbook Vol 7).

Sedangkan pada mesin kompaksi mekanik memiliki flywheel yang dipasang pada poros berkecepatan tinggi dan berputar terus menerus yang digerakkan oleh motor listrik. Flywheel sebagai tempat penyimpanan sumber energi utama yang kemudian digunakan untuk *compacting* dan *ejecting* (Upadhyaya G S, 2002). Perbandingan mesin kompaksi hidrolik dan mekanik ditunjukkan pada Tabel 2.4

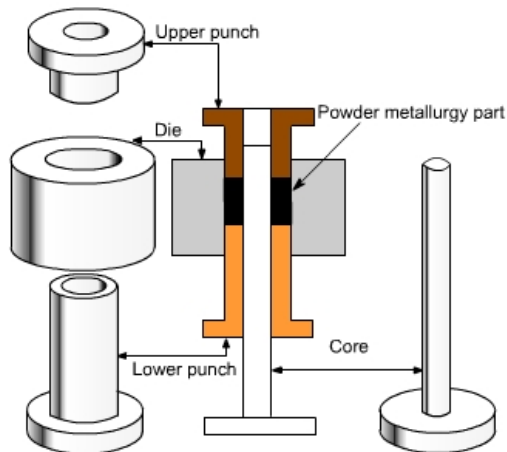
**Tabel 2.4** Perbandingan mesin kompaksi hidrolik dengan mekanik (ASM Handbook Vol 7)

Aspek yang dibandingkan	Mesin kompaksi Hidrolik	Mesin kompaksi Mekanik
Laju produksi	1	$\frac{1}{2}$ - 5
Biaya produksi	1 Memiliki operating cost yang lebih mahal dari mesin kompaksi mekanik dikarenakan. Membutuhkan daya besar.	$\frac{1}{2}$ Mesin ini memiliki efisiensi yang tinggi
Machine overload protection	Mesin kompaksi hidrolik tidak dapat menciptakan gaya yang lebih besar dari kapasitasnya. Sehingga, <i>machine overload</i> tidak mungkin terjadi.	Kesalahan operasi dapat menyebabkan mesin ini kelebihan beban dan dapat merusak mesin dan kegagalan perkakas.
Equipment cost	$\frac{1}{2}$ - $\frac{3}{4}$ Hal ini dikarenakan biaya fasilitas, pondasi, instalasi dan ruang lantai	1

## 2.4 Die Compaction

Die compaction adalah prosedur utama untuk mengkarakterisasi perilaku serbuk dan untuk memproduksi atau manufaktur *compact powder* untuk proses selanjutnya (Chenglong Shang, 2012). Teknologi dalam pemadatan *metal powder* mencakup dua teori dasar, yaitu pertama menyangkut mekanisme agregat serbuk. Hal ini berkaitan dengan tahap konsolidasi di mana bubuk logam diubah dari partikel granular yang mengalir bebas menjadi “*green*” atau *rigid solid* yang memiliki karakteristik. Dan yang kedua yaitu teori tentang konsolidasi yang berkaitan dengan konversi lebih lanjut agregat serbuk logam dari kondisi “*green*” yang lemah menjadi bahan yang koheren untuk melalui proses sintering.

Menurut (Hackel, 1961) pemadatan menggunakan *die* tertutup adalah penelitian yang paling representatif untuk mempelajari fenomena densifikasi atau kompresibilitas. *Die* tertutup mempunyai kelebihan yaitu memiliki struktur yang sederhana, tekanan diberikan dari atas dan atau bawah dan dapat mengukur besar *displacement*. *Die* merupakan sistem yang terdiri dari *die*, *upper punch* dan *lower punch* ditunjukkan Gambar 2.16



**Gambar 2.16** Die compaction

### 2.4.1 Pedoman Geometri

*Guidline* yang digunakan untuk membuat desai geometri *die compaction*

#### 1. Ketebalan dinding

Minimum ketebalan dinding *die* ditentukan oleh ukuran dan bentuk komponen yang akan dibentuk. Jika rasio antara panjang dengan tebal dinding adalah 8 : 1 atau lebih, maka perlu adanya pencegahan khusus untuk mencapai pengisian yang seragam. Untuk mendapatkan ketebalan dinding yang sesuai, maka digunakan persamaan Lamé yang dituliskan pada Persamaan 2.13 dan Persamaan 2.14

$$\text{Thickness, } t = \frac{d}{2} \left( \sqrt{\frac{\sigma+p}{\sigma-p}} - 1 \right) \quad (2.13)$$

$$\sigma = \frac{S}{\text{Factor of safety}} \quad (2.14)$$

Dimana :

d = diameter internal (mm)

P = *internal pressure* (Mpa atau N/mm<sup>2</sup>)

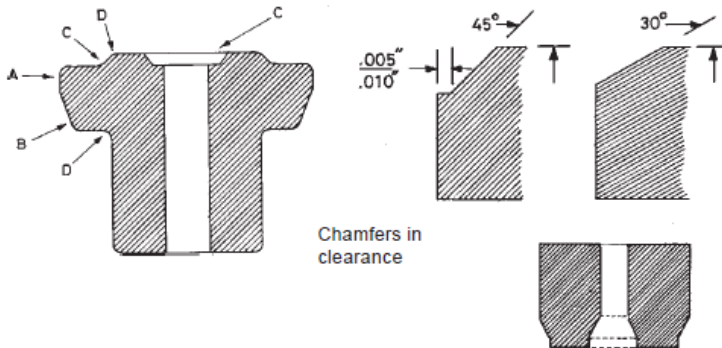
$\sigma$  = *tangential stress* (Mpa atau N/mm<sup>2</sup>)

S = *ultimate tensile stress*

Maka untuk nilai *Tangential Stress* > *Longitudinal Stress* > *Radial Stress*

#### 2. *Tapers and Drafts*

*Draft* pada umumnya tidak diperlukan pada produksi *powder metallurgy*. Bagian yang meruncing dibentuk dengan geometri yang lurus dan pendek untuk mencegah *upper punch* mengalir ke bagian yang runcing di dinding *die*. Jika hal itu terjadi maka akan terjadi pemusatan tegangan. *Draft* ditunjukkan Gambar 2.17.



**Gambar 2.17** Penampang *die* (Upadhyaya. G.S. 2002)

### 3. *Fillets and Radii*

Perkakas dengan filet seperti itu akan membuat desain lebih ekonomis, dikarenakan akan lebih tahan lama. Selain itu *fillet* akan membuat integritas struktural *die* lebih besar. penampang *fillets* ditunjukkan pada Gambar 2.17 bagian D.

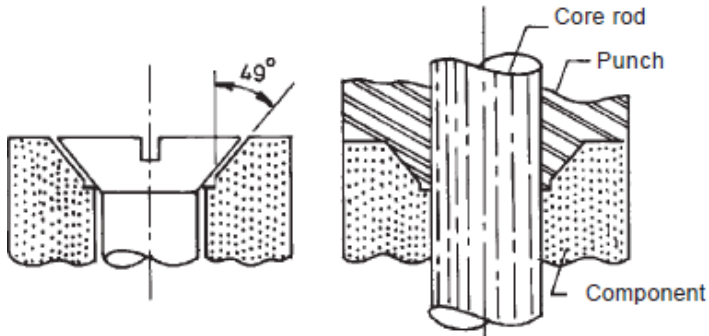
### 4. Chamfers and Bevels

Chamfers lebih disukai dibagian tepi daripada radii untuk solusi mencegah burring. Sudut  $45^\circ$  dan flat minimum 0,125 mm. Chamfers dengan sudut  $30^\circ$  dari radial adalah aling ekonomis untuk diproduksi dan meminimalisir terjadinya breaking pada punch. Chamfers dengan bentuk tidak beraturan lebih mahal daripada bentuk silinder.

### 5. Countersinks

Countersink adalah chamfer di sekitar lubang sekrup atau kepala baut. Flat sebesar 0,25 mm sangat penting untuk menghindari rapuh dan tajam pada tepi. Countersink ditunjukkan pada Gambar 2.18.





**Gambar 2.18** *Countersink standard* (Upadhyaya, G.S. 2002)

### 2.4.2 *Advanced System Tool Motion*

*System rigid* yang dikenal sebagai *split die* atau “*double die*” memungkinkan pemadatan bagian dengan bagian atas dan bawah yang asimetris dengan arah penekanannya. Sistem ini membutuhkan dua plat *die-holding* untuk menampung *die* atas dan *die* bawah. Masing masing pelat dikontrol dan dipindahkan secara independen

### 2.4.3 **Pemilihan Material**

Material yang digunakan untuk die yaitu AISI D2 Tool Steel dan punch yaitu AISI A2 Tool Steel. Karakteristik masing masing material ditunjukkan pada Tabel 2.5

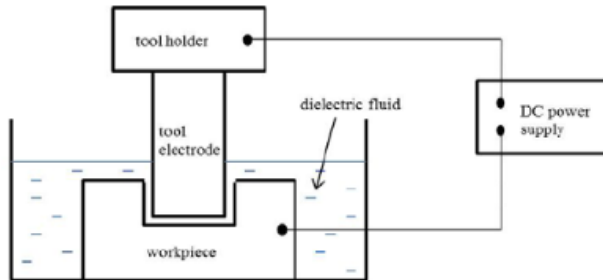
**Tabel 2.5** Perbandingan material <sup>[1]</sup>Kumar E Geethendra <sup>[2]</sup>  
ASTM B925-03

Aspek yang dibandingkan	AISI D2 Tool Steel <sup>[1]</sup>	AISI A2 Tool Steel <sup>[2]</sup>
Komposisi kimia	C 1,4 – 1,6 %	C 0,95 – 1,05 %
	Mn 0,6 %	Mn 1%
	Si 0,6%	Si 0,5%
	Co 1,0 %	Cr 4,75 – 5,5 %
	Cr 11 – 13 %	Ni 0,3%
	Ni 0,3%	Mo 0,9 – 1,4%
	Mo 0,7 – 1,2 %	V 0,15 – 0,5 %
	V 1,10%	Cu 0,25%
	Cu 0,25%	P 0,03 %
	P 0,03 %	S 0,03%
	S 0,03 %	Fe <i>Balance</i>
	Fe <i>Balance</i>	
Modulus Young	210 GPa	190 GPa
Densitas material	7,7 gram/cm <sup>3</sup>	7,86 gram/cm <sup>3</sup>
Poisson's ratio	0,277	0,27
Tensile Yield Strength	2200 MPa	1270 MPa
Ultimate Tensile Strength	2500 MPa	1860 MPa
Compressive Yield Strength	2150 MPa	1800 MPa
Ultimate Compressive Strength	2190 MPa	1900 MPa
Aplikasi	Material <i>die</i>	Material <i>punch</i>

Kelebihan material tersebut adalah proses fabrikasi yang muda, memiliki ketahanan abrasi yang tinggi, memiliki nilai hardness tinggi dengan ketangguhan yang baik.

#### 2.4.4 Proses Fabrikasi Die

*Electro discharge machining* (EDM) adalah proses pemesinan elektro non-konvensional dan non-kontak yang digunakan dalam industri untuk produk presisi tinggi terutama dalam industri manufaktur (Asfana Banu, 2016).



**Gambar 2.19** Proses fabrikasi EDM

Proses EDM ditunjukkan Gambar 2.19. Proses ini memanfaatkan energi termal yang dihasilkan dari percikan bunga api listrik pada celah diantara elektroda dan benda kerja secara berkala terhadap waktu. Percikan api akan menghasilkan panas yang mampu melelehkan benda kerja dan elektroda, yang kemudian terbawa oleh aliran fluida. Proses pemesinan EDM memiliki beberapa keunggulan, antara lain (Pandey dan Shan, 1980):

1. Tidak terjadi kontak fisik antara benda kerja dengan elektroda, sehingga benda kerja tidak mengalami *chatter* dan deformasi mekanik.
2. Dapat memmanufaktur benda kerja yang dilakukan pada mesin konvensional.
3. Menghasilkan produk yang memiliki nilai kepresisian tinggi dan kualitas permukaan yang halus.
4. Dapat mengerjakan benda kerja yang memiliki kekerasan dan kekuatan yang sangat tinggi
5. Mesin dijalankan secara otomatis, sehingga faktor kegagalan operator kecil.

Proses fabrikasi lainnya yaitu *Computer Numerical Control* (CNC). Pertama perlu membuat mendesain obyek menggunakan software berbasis *Computer Aided Design* (CAD) kemudian diexport ke dalam proses manufacturing menggunakan software berbasis *Computer Aided Manufacturing* (CAM). Kelebihan dari

penggunaan teknologi CNC adalah biaya produksi rendah, kualitas produksi tinggi dan dapat mengontrol produksi (Prianto E, 2017).

## 2.5 Metode Elemen Hingga

Metode elemen hingga adalah metode yang melakukan pendekatan numerikal, dimana akurasiya perlu untuk dinilai. Jika akurasiya tidak sesuai dengan kriteria, maka solusi numerikal tersebut harus diulang dengan parameter yang lebih halus (seperti, bentuk mesh yang halus) hingga akurasiya dianggap cukup sesuai dengan prosedur metode elemen hingga yang ditunjukkan oleh model matematika tertentu dan semua asumsi yang digunakan akan berpengaruh terhadap respon dihasilkan. Kita tidak dapat mengharap informasi lain dapat fenomena fisik yang diprediksi selain informasi yang dikandung didalam model matematikanya. Sehingga pemilihan model matematika yang tepat sangatlah penting karena dapat menjelaskan dengan tepat sesuai dengan kenyataan di lapangan. Pada Gambar 2.16 ditampilkan ilustrasi tahapan dalam analisa elemen hingga (Bathe, 1996). Langkah-langkah dasar yang terlibat dalam analisis elemen hingga terdiri dari hal-hal berikut:

1. Tahap Preprocessing
  - a. Membuat dan mendiskritkan domain solusi menjadi elemen hingga; yaitu dengan membagi masalah menjadi node dan elemen.
  - b. Mengasumsikan fungsi bentuk untuk mewakili perilaku fisik suatu elemen; artinya, perkiraan fungsi kontinu diasumsikan mewakili solusi suatu elemen.
  - c. Mengembangkan persamaan untuk sebuah elemen.
  - d. Menyusun elemen untuk menampilkan keseluruhan masalah. Membangun matriks kekakuan global.
  - e. Menerapkan *boundary condition*, *initial condition*, dan *loading*.

2. Tahap Solution  
Memecahkan satu set persamaan aljabar linear atau nonlinier secara simultan untuk mendapatkan hasil nodal.
3. Tahap Postprocessing  
Mendapatkan berbagai informasi penting

## 2.6 *Localized Stress*

Gaya internal yang diberikan pada suatu benda akan didistribusikan ke seluruh penampang benda struktural dalam bentuk stress dituliskan pada Persamaan 2.15. Ada dua jenis stress yaitu yang bertindak tegak lurus terhadap penampang disebut *direct stress* dan yang bertindak tangensial terhadap penampang disebut *shear stress*. Distribusi tegangan pada penampang elemen struktural tergantung pada sistem gaya internal dan geometri penampang. Bentuk sederhana dari direct stress adalah ketika benda diberi axial *load*, baik tarik maupun kompresi

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (2.15)$$

Beban yang diberikan akan mempengaruhi panjang baik bertambah maupun berkurang. Sehingga direct strain dapat didefinisikan Persamaan 2.16

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L_0} \quad (2.16)$$

Dimana  $L_0$  adalah panjang benda dalam keadaan tidak diberi beban mula – mula. Nilai  $\varepsilon$  akan positif ketika terjadi regangan tarik dan bernilai negatif ketika terjadi regangan tekan (Megson, 2000).

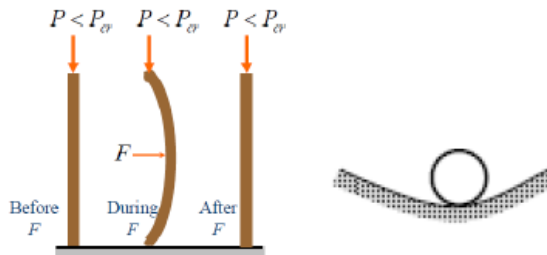
## 2.7 *Buckling*

*Buckling* adalah fenomena proses dimana struktur tidak dapat menahan bentuk aslinya ketika diberi beban, sehingga terjadi perubahan bentuk untuk menemukan konfigurasi

kesetimbangan baru. Umumnya *buckling* terjadi akibat adanya *compressive action* dan menyebabkan *displacement* dan bahkan plastisitas pada geometri. Perbedaan teori stabilitas pada *buckling* ada 3 jenis sehingga mampu mendefinisikan kondisi ketika diberi beban. Besarnya beban yang diberikan pada sistem struktural tidak lagi stabil dan mulai melengkung disebut *Critical Buckling Load* (Elso, 2012).

### 1. *Stable equilibrium*

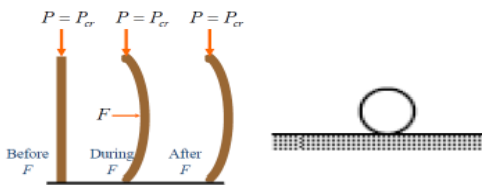
Tekanan (pressure) yang diberikan pada sistem tidak mencapai kritikal *load*. Sehingga ketika *load* dihilangkan maka benda akan kembali ke bentuk semula yang ditunjukkan pada Gambar 2.20.



**Gambar 2.20** *Stable equilibrium* (Elso, 2012)

### 2. *Neutral* atau *indifferent equilibrium*

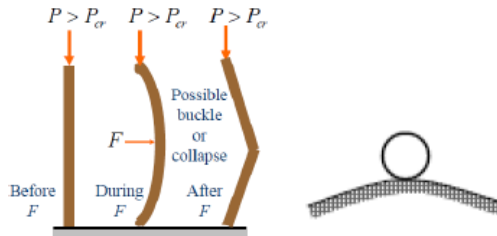
Tekanan (pressure) yang diberikan pada sistem tepat mencapai kritikal point dan gaya elastisitas tidak lagi mampu untuk mengembalikan ke bentuk yang semula yang ditunjukkan pada Gambar 2.21.



**Gambar 2.21** *Neutral equilibrium* (Elso, 2012)

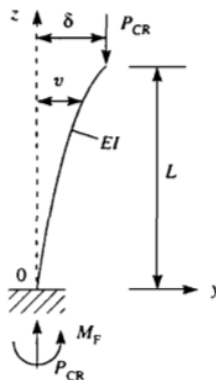
### 3. *Unstable equilibrium*

Jika sistem mengalami beban tekan melebihi kritikal *point*, maka benda akan melengkung dan dapat menyebabkan *fracture* yang ditunjukkan pada Gambar 2.22.



**Gambar 2.22** *Unstable equilibrium* (Elso, 2012)

Maka dari itu, perhitungan geometri harus diperhitungkan tidak hanya properties dari material saja. Semakin pendek benda maka diikuti semakin kecil dimensi penampang. Kemungkinan kegagalan dalam kompresi material bisa terjadi. Gambar 2.3 menunjukkan skema *buckling* dengan one free - one end.



**Gambar 2.23** Penentuan *buckling* untuk kolom dengan satu ujung tetap dan satu ujung bebas (Megson,2000)

Suatu column akan mengalami pemendekan tidak pengaruh berapa nilai P. Jika nilai P menghasilkan tegangan lebih besar dari

yield strength maka kegagalan akan terjadi. Pada Gambar 2.23 diasumsikan bahwa benda pada keadaan kesetimbangan netral yang diberi beban tekan aksial telah mencapai nilai kritisnya  $P_{CR}$ . Maka momen bendingnya dituliskan pada Persamaan 2.17 dan Persamaan 2.18.

$$M = P_{CR}v \quad (2.17)$$

$$\frac{d^2v}{dz^2} = \frac{P_{CR}}{EI} v = 0 \quad (2.18)$$

$$v = C_1 \cos \mu z + C_2 \sin \mu z \quad (2.19)$$

Persamaan 2.19  $C_1$  dan  $C_2$  adalah konstan dengan  $\mu^2 = P_{CR} / EI$ . dengan boundary conditions pada kasus ini adalah  $v = 0$  ketika  $z = 0$  dan  $z = L$ . Stage pertama yaitu ketika  $C_1 = 0$ . Sehingga dari dituliskan Persamaan 2.20

$$0 = C_2 \sin \mu L \quad (2.20)$$

Untuk solusi non-trival ( $v \neq 0$  dan  $C_2 \neq 0$ ) sehingga dituliskan Persamaan 2.21

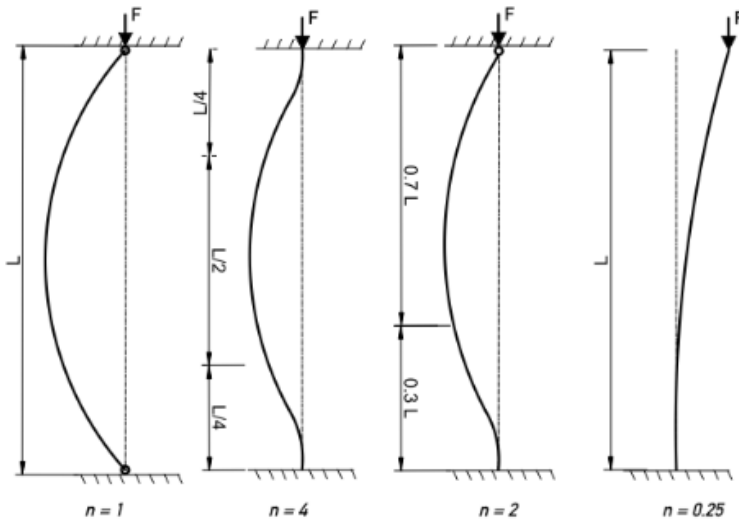
$$\sin \mu L = 0 \quad (2.21)$$

Sehingga  $\mu L = n\pi$ . Sehingga dituliskan Persamaan 2.22

$$\frac{P_{CR}}{EI} L^2 = n^2 \pi^2 \quad (2.22)$$

Untuk mengetahui nilai  $n$  dengan berbagai kondisi maka menentukan nilai  $k$  dengan Persamaan 2.3 dan Persamaan 2.4. Nilai  $n$  dapat dilihat pada Gambar 2.24





**Gambar 2.24** Faktor perhitungan berdasarkan *end condition* (Megson,2000)

$$k = \left(\frac{1}{n^2}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.23)$$

$$P_{CR} = \frac{\pi^2 EI}{kL^2} \quad (2.24)$$

Sehingga untuk kolom dengan satu ujung tetap dan satu ujung bebas dituliskan dengan Persamaan 2.25

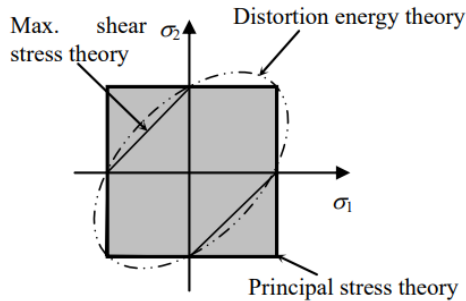
$$P_{CR} = \frac{\pi^2 EI}{4L^2} \quad (2.25)$$

## 2.8 Theories of Failure

Ketika elemen mesin mengalami sistem tekanan yang kompleks, penting untuk memprediksi mode kegagalan sehingga metodologi desain dapat didasarkan pada kriteria kegagalan tertentu. Teori kegagalan pada dasarnya adalah seperangkat

kriteria kegagalan yang dikembangkan untuk kemudahan desain. Dalam desain mesin, sebuah elemen dikatakan gagal jika tidak lagi menjalankan fungsinya.

Yield Criterion sering dinyatakan sebagai permukaan luluh adalah hipotesis mengenai batas elastisitas di bawah kombinasi tekanan apa pun. Ada dua interpretasi kriteria hasil: yang pertama adalah menggunakan matematika murni dalam mengambil pendekatan statistik. Kedua berusaha memodelkan untuk memberikan pembenaran berdasarkan prinsip-prinsip fisik. Perbandingan teori dapat dilihat pada Gambar 2.25



**Gambar 2.25** Failure envelope of maximum principal stress (Megson, 2000)

### 2.8.1 Maximum Principal Stress (Rankine Theory)

Kegagalan suatu bahan atau komponen akan terjadi ketika nilai maksimum tegangan melebihi nilai batas tegangan. Kriteria ini cocok untuk material getas. Berdasarkan hal ini  $\sigma_1$  adalah *maximum principal stress* dan  $\sigma_2$  adalah *minimum principal stress* dapat didapat dengan Persamaan 2.26 dan Persamaan 2.27.

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.26)$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.27)$$

---

### 2.8.2 Maximum Principal Strain (St Venant Theory)

Beban yang diberikan akan mempengaruhi panjang baik bertambah maupun berkurang. Nilai  $\varepsilon$  akan positif ketika terjadi regangan tarik dan bernilai negatif ketika terjadi regangan tekan. Sehingga *direct strain* dapat didefinisikan pada Persamaan 2.28

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L_0} \quad (2.28)$$

Menurut teori regangan utama maksimum, “Kegagalan suatu material atau komponen akan terjadi ketika nilai maksimum regangan utama yang diberikan melebihi nilai batas regangan *yield point*.” Oleh karena itu, untuk menghindari kondisi kegagalan komponen, nilai *maximum principal strain* harus dibawah nilai *strain* pada *yield point* (Megson, 2000). Berdasarkan hal ini  $\varepsilon_1$  adalah *maximum principal strain* dan  $\varepsilon_2$  adalah *minimum principal strain* dituliskan Persamaan 2.29 dan 2.30

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E}(\sigma_1 - \nu\sigma_2) \quad ; \quad |\sigma_1| \geq |\sigma_2| \quad (2.29)$$

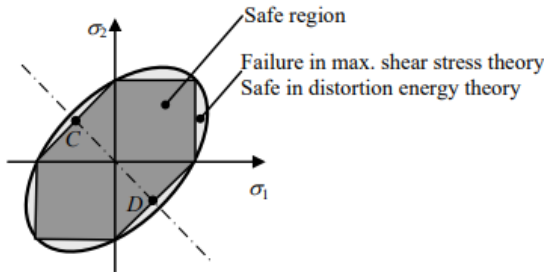
$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E}(\sigma_2 - \nu\sigma_1) \quad ; \quad |\sigma_2| \geq |\sigma_1| \quad (2.30)$$

### 2.8.3 Maximum Shear Stress (Tresca Theory)

Kriteria ini dijelaskan pertama kali oleh C.A Coulomb 1773 dan kemudian disempurnakan oleh H. Tresca 1864. Teori ini menyatakan bahwa kegagalan terjadi bila mencapai tegangan luluh geser dari material tersebut. Kriteria ini cocok untuk material ulet

Menurut (Megson, 2000) teori tegangan geser maksimum, material menghasilkan ketika tegangan geser maksimum pada suatu titik sama dengan nilai tegangan geser kritis untuk material tersebut. Dapat dirumuskan pada Persamaan 2.31 dan ditunjukkan pada Gambar 2.26

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \geq \tau_Y = \frac{\sigma_Y}{2} \quad (2.31)$$



**Gambar 2.26** Failure envelope of maximum shear stress (Megson, 2000)

### 2.8.4 Maximum Distortion Energy (Von Mises Theory)

Teori kegagalan ini dijelaskan pertama kali oleh Huber, 1904 dan kemudian disempurnakan oleh Von Mises dan Hencky. Teori kegagalan material ini menyatakan bahwa kegagalan muncul dalam kondisi beban tegangan bila energi distorsi sama atau melebihi energi distorsi per satuan volume material. Energi regangan akibat distorsi ( $U_o$ ) didefinisikan pada Persamaan 2.32.

$$U_o = \frac{1}{12G} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \quad (2.32)$$

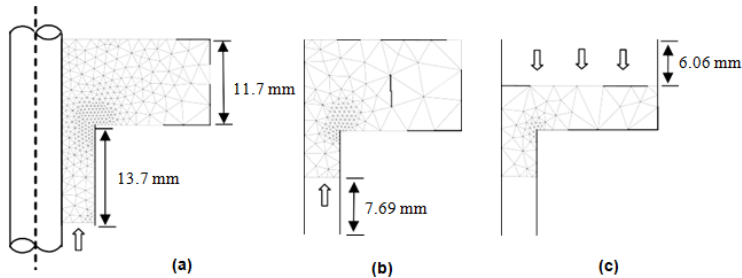
### 2.9 Penelitian Sebelumnya

Penelitian dan pengembangan tentang proyektil *frangible* telah dilakukan sejak 2009 di Laboratorium Fisika Material ITS. Berikut pada Tabel 2.6 adalah daftar hasil penelitian tersebut yang dapat menunjang penelitian ini:

**Tabel 2.6** Hasil penelitian sebelumnya

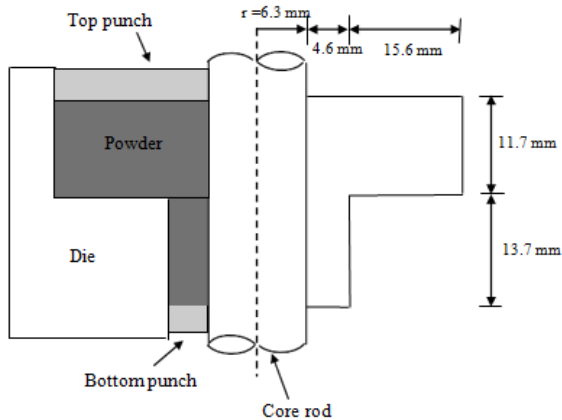
No	Peneliti	Metode	Hasil
1	Saiful, Dyah Sawitri (2012)	Perancangan Sistem Kompaksi hidrolik manual	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mesin kompaksi hidrolik manual</li> <li>• Kinerja yang dihasilkan dilihat dari serbuk kayu natrium kalium briket karbon dan kalsium menghasilkan bentuk cukup baik, namun kekuatan yang dihasilkan rendah karena masih rapuh.</li> </ul>
2	Anugraha dan Widyastuti (2014)	Komposisi 5, 10, 15% Sn P= 300, 400, 500 MPa T = 260 <sup>0</sup> C h = 30 menit	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Densitas 7,19-7,44 g/cm<sup>3</sup></li> <li>• Kekerasan 39-83 HRF</li> <li>• Kekuatan tekan 143,86 – 275,72 MPa</li> </ul>
3	Mia, Widyastuti dan Mas Irfan (2017)	Optimasi Parameter eksperimen dengan metode Taguchi & Neural Network pada desain eksperimen peluru <i>frangible</i>	Parameter optimum didapatkan pada kombinasi 5%Sn, tekanan kompaksi 200 MPa dan Temperatur sintering 250 <sup>0</sup> C dengan prediksi nilai FF Taguchi 20,40 dan NN nilai FF 20,07

Penelitian yang dilakukan oleh (SM Tahir, 2005) dengan topik “Fracture in Metal Powder Compaction”, menggunakan kriteria hasil Mohr – Coulomb dan bahasa pemrograman FORTRAN digunakan dalam mengembangkan prosedur elemen hingga untuk dapat mensimulasikan initial crack dan propagation. Langkah 1-20 merupakan pergerakan punch bawah dengan besar displacement 7.69 mm dan langkah 21-40 pergerakan punch atas dengan besar displacement 6.06 mm ditunjukkan pada Gambar 2.27.



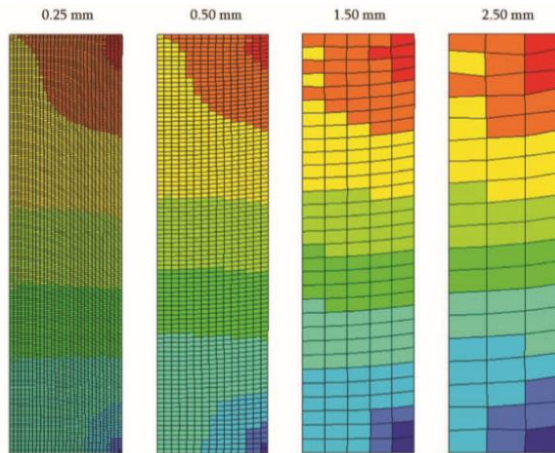
**Gambar 2.27** Representasi aksisimetri dari proses pemadatan dengan lintasan dan posisi pahat selama proses pemadatan. (a) Langkah 1 dimulai, (b) Akhir langkah 20 dan (c) Akhir langkah 40 (SM Tahir, 2005)

Saat pemadatan berlangsung, retakan merambat sebagai *shear crack* pada langkah 17 (+22.7883), 18 (+5.34889) dan 20 (+13.74237). Tidak ada lagi rambatan yang terjadi setelah langkah 20, sampai pemadatan selesai pada langkah 40. Hasil simulasi menjelaskan bahwa *shear crack* pada proses kompak dimulai di wilayah dengan *shear stress* tertinggi dan distribusi kerapatan relatif terendah. Saat proses pemadatan berlangsung, retakan menyebar dalam mode geser ke arah di mana *shear stress* dan kerapatan relatif jauh lebih tinggi. Pertumbuhan retakan ke arah wilayah dengan distribusi kerapatan relatif jauh lebih tinggi juga menyiratkan bahwa retakan tumbuh ke arah tekanan pemadatan yang lebih tinggi. Pertumbuhan retak di sudut bagian dalam komponen multi-level disebabkan konsentrasi tegangan tinggi dan gradien kepadatan tinggi di sekitar sudut. Desain yang digunakan ditunjukkan pada Gambar 2.28.



**Gambar 2.28** Geometri Awal dan Kondisi Batas Komponen Sederhana (SM Tahir, 2005)

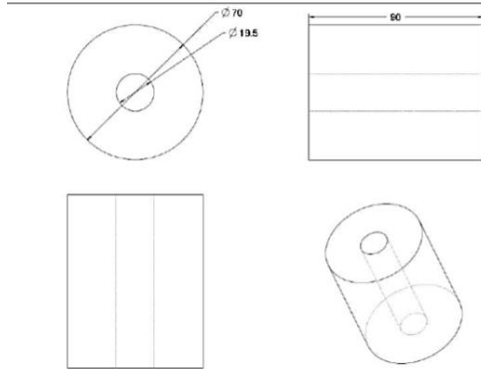
Penelitian yang dilakukan oleh Stanley Gerald Selig 2012 yang berjudul “Finite Element Simulation of the Compaction and Springback of an Aluminum Powder Metallurgy Alloy” mensimulasikan dengan metode elemen hingga gaya antarmuka antara die dengan powder, internal plastic strains, pressure transmission dengan metode continuum mechanics. Berikut adalah komparasi elemen size hasil simulasi bulk density yang dilakukan dengan beban 300 MPa single-action kompaksi ditunjukkan pada Gambar 2.29



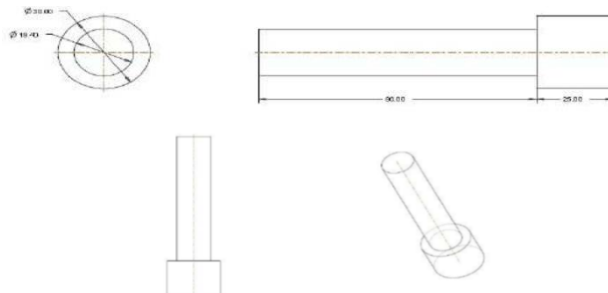
**Gambar 2.29** Kontur kerapatan pada ukuran elemen yang berbeda

Penelitian yang dilakukan oleh (Maulana Mohit Assudani, dkk 2011-2012) yang berjudul “Design and Fabrication of Die for Compaction of Metal Powder in Powder Metallurgy” menjelaskan bahwa die yang dirancang dapat digunakan untuk pemadatan serbuk Aluminium, paduan Aluminium dan serbuk Ferrous yang membutuhkan tekanan pemadatan sekitar 450 MPa. Desain die yang dibuat mampu menahan tekanan maksimum 500 MPa. Proses fabrikasi die yang dilakukan mencakup turning, drilling, boring dan quenching menggunakan oil dengan mempertimbangkan toleransi setiap dimensi. Desain die dan punch yang digunakan ditunjukkan pada Gambar 2.30 dan Gambar 2.31.





**Gambar 2.30** Desain die (Maulana Mohit Assudani, dkk 2011-2012)



**Gambar 2.31** Desain punch (Maulana Mohit Assudani, dkk 2011-2012)

Penelitian yang dilakukan oleh (Ahmed Farhan Kadhum, 2018) dengan topik “Effects of Length to the Diameter Ratio on the *Buckling* Behavior of Cylinder under Axial Load” memiliki 9 jenis spesimen dengan diskripsi seperti pada Tabel 2.7 di bawah

---

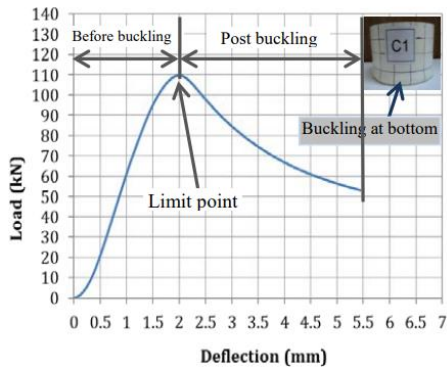
**Tabel 2.7** Variasi L/D pada silinder (Ahmed Farhan Kadhum, 2018)
 

---

Spesimen	Panjang (L) mm	Diameter (D) mm	Ketebalan (t) mm	L/D
C1	100	150	1,5	0,67
C2	150	150	1,5	1,00
C3	200	150	1,5	1,33
C4	250	150	1,5	1,66
C5	300	150	1,5	2,00
C6	350	150	1,5	2,33
C7	400	150	1,5	2,66
C8	450	150	1,5	3,00
C9	500	150	1,5	3,33

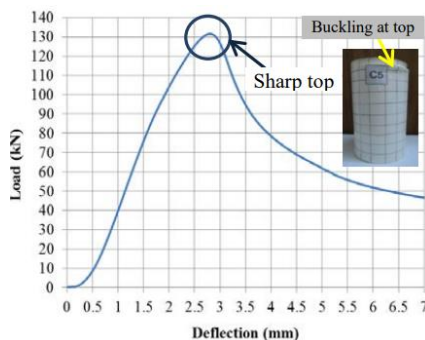
---

Kekuatan silinder C1 sampai C5 meningkat dengan peningkatan tinggi silinder dari 100 hingga 300 mm dengan rasio L / D mencapai 2. Sebuah *column* yang panjangnya lebih besar dari  $L_y$  (*Limit Yield Load*) akan mengalami kegagalan dikarenakan *buckling* dan disebut *column* panjang. Silinder C1 hingga C4 mengalami kegagalan *buckling* pada bagian bawah dikarenakan tekanannya dapat ditransmisikan dari atas di mana beban diterapkan sepanjang silinder ke dasar ditunjukkan pada Gambar 2.32



**Gambar 2.32** Kurva *load*-deflection pada silinder C5 (Ahmed Farhan Kadhum, 2018)

Sedangkan C5-C9 mengalami kegagalan *buckling* pada bagian bawah dikarenakan lebih banyak tekanannya masih kumulatif di atas tanpa bergerak turun ke pangkalan karena jalur transmisi panjang dari tekanan ini. *Buckling* yang terjadi pada C5, C6, dan C7 adalah *Inelastic Buckling*, sedangkan C8 dan C9 adalah *Elephant's Foot Buckling* yang ditunjukkan pada Gambar 2.33.

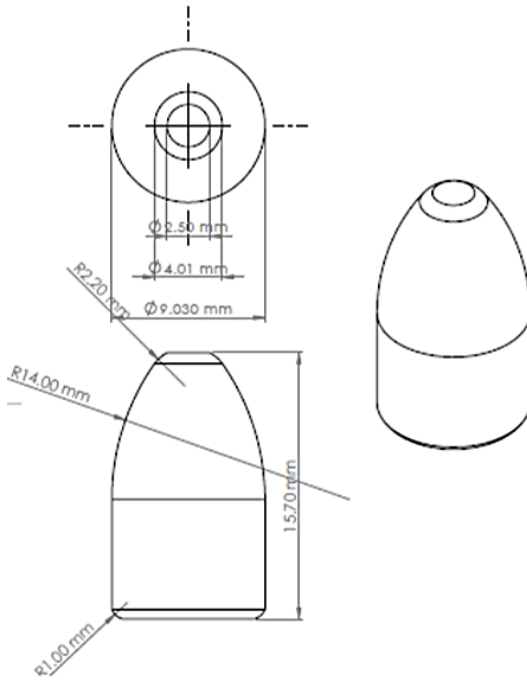


**Gambar 2.33** Kurva *load*-deflection pada silinder C8 (Ahmed Farhan Kadhum, 2018)

Penelitian yang dilakukan oleh Holly Indi (2019) dengan topik “Simulasi Frangibilitas dan Analisis Frangibility Factor Peluru *Frangible* dengan Metode Explicit Dynamics” menjelaskan bahwa nilai frangibility factor AMMO 4 sebesar 11,37 dengan error 1,09% dan hasil hamburan pelurunya lebih banyak fragmen yang terbentuk. Desain dan spesifikasi peluru *frangible* ditunjukkan pada Gambar 2.34 dan Tabel 2.8.

**Tabel 2.8** Spesifikasi peluru *frangible* AMMO 4

Spesifikasi	Peluru <i>frangible</i> AMMO 4
Material	Cu-10% Sn
Massa proyektil (gram)	5.23
Densitas proyektil (kg/m <sup>3</sup> )	6607.46
Modulus elastisitas (Mpa)	53331.63
Energi kinetik batas (Joule)	33.67
Frangibility factor	10.91
Energi kinetik pada jarak 2 meter di depan mulut laras (J)	267.33



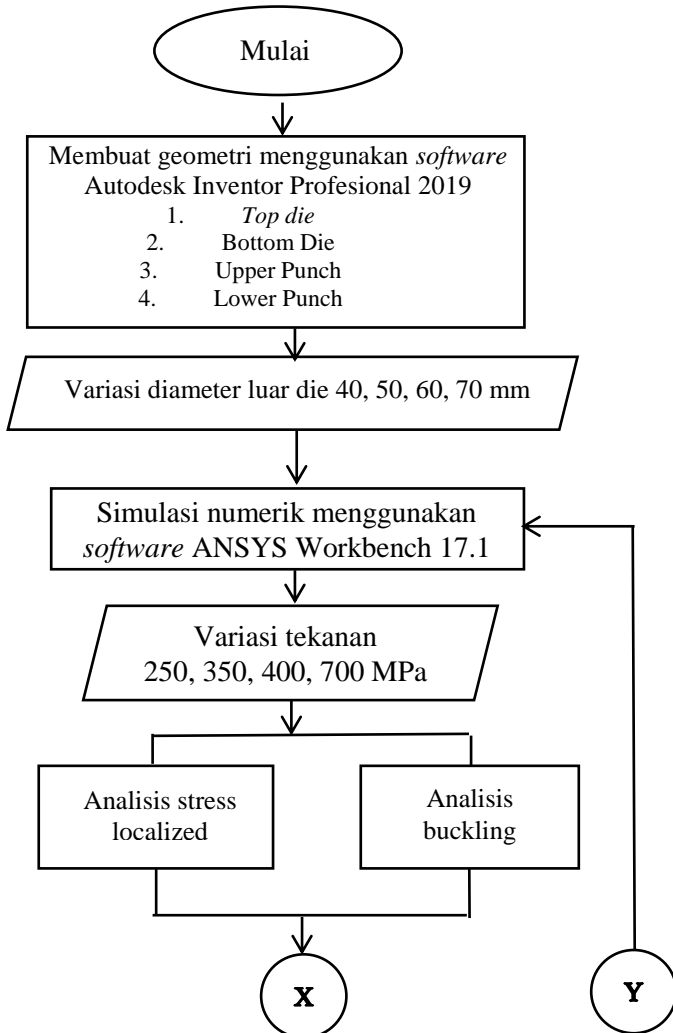
**Gambar 2.34** Spesifikasi peluru AMMO 4

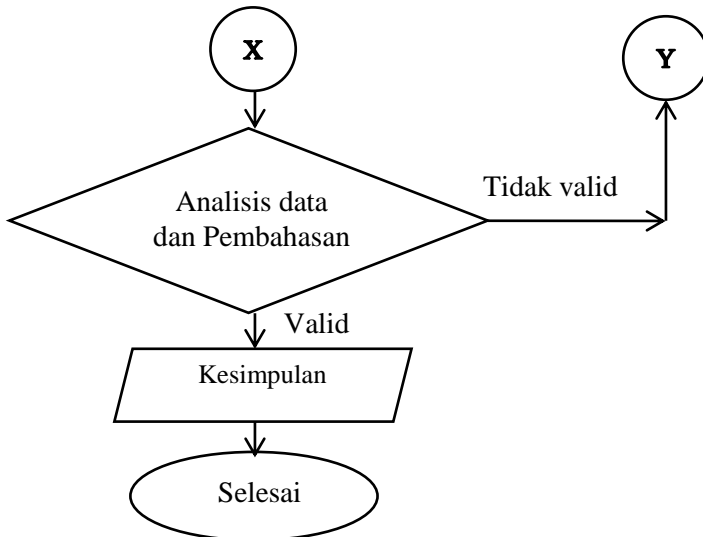
*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## BAB III METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 Diagram Alir

Diagram alir dari penelitian ini ditunjukkan pada Gambar 3.1 sebagai berikut:





**Gambar 3.1** Diagram alir penelitian

### 3.2 Desain Penelitian

Parameter yang digunakan pada variabel penelitian ini berdasarkan teori dan penelitian sebelumnya. Adapun penjabaran desain penelitian yang meliputi variabel respon dan proses

#### 3.2.1 Variabel Konstan

Variabel konstan adalah variabel yang parameternya dibuat seragam dan tidak dimodifikasi. Adapun variabel konstan pada penelitian ini adalah

1. Desain, spesifikasi dan manufaktur proyektil *frangible* VECTOR 4 dianggap optimum
2. Gesekan yang timbul antar partikel serbuk dengan dinding die dianggap seragam
3. Pengaruh fisik eksternal (temperatur, korosi,dll) dianggap tidak ada



---

### 3.2.2 Variabel Proses

Variabel proses adalah variabel yang parameternya ditentukan dan dimodifikasi dengan tujuan mendapatkan hasil dan analisis terhadap variabel respon. Adapun variabel proses pada penelitian ini adalah

1.  $X_1$ : Tekanan kompaksi

Besarnya tekanan kompaksi berpengaruh terhadap nilai kekuatan, densitas, *shape definition* dan kontrol dimensi. Selain itu tekanan pada metal menyebabkan partikel serbuk secara mekanik terkunci dan melebur dalam keadaan dingin menjadi bentuk dan desain *final component*. Menurut ASM Vol.7 hal 63 dan 735 disebutkan bahwa tekanan kompaksi bisa dilakukan pada *range* 350-700 MPa, dan untuk proses kompaksi dengan sistem dingin (*cold compaction*) menggunakan tekanan sebesar 450 MPa. Parameter optimum didapatkan pada kombinasi 5%Sn, tekanan kompaksi 200 MPa. Sehingga dalam penelitian ini digunakan 3 level dari tekanan kompaksi yaitu, 250, 350, 400 dan 700 MPa.

2.  $X_2$ : Diameter die

Besarnya ratio diameter dengan panjang sangat berpengaruh terhadap perilaku *buckling* (Ahmed Kadhun, 2018). Ketika ratio kurang dari nilai batas yield *load* maka *buckling* akan terjadi. Pada penelitian ini digunakan 4 level diameter die yaitu 40, 50, 60 dan 70 mm

### 3.2.3 Variabel Respon

Variabel proses adalah variabel yang dipengaruhi oleh modifikasi variabel proses, dimana hasilnya didapatkan setelah melakukan simulasi. Adapun variabel respon pada penelitian ini adalah

1. Analisis *stress localized*

Besaran nilai *stress localized* yang bergantung pada faktor geometri atau luas penampang yang menerima beban.

---

## 2. Analisis *buckling*

Kekuatan bergantung pada sifat – sifat kekuatan material dan pembuatannya. Benda struktural yang mengalami beban tekanan aksial akan mengalami kegagalan tergantung pada geometri. Benda yang kemudian diberi beban tekan aksial akan membungkuk dengan perpindahan lateral yang besar. Fenomena ini dikenal sebagai ketidakstabilan benda struktural yaitu *Buckling*. Untuk mengetahui perilaku post *buckling* maka perlu dilakukan analisis lanjutan yaitu non linear *buckling* (Megson,2000)

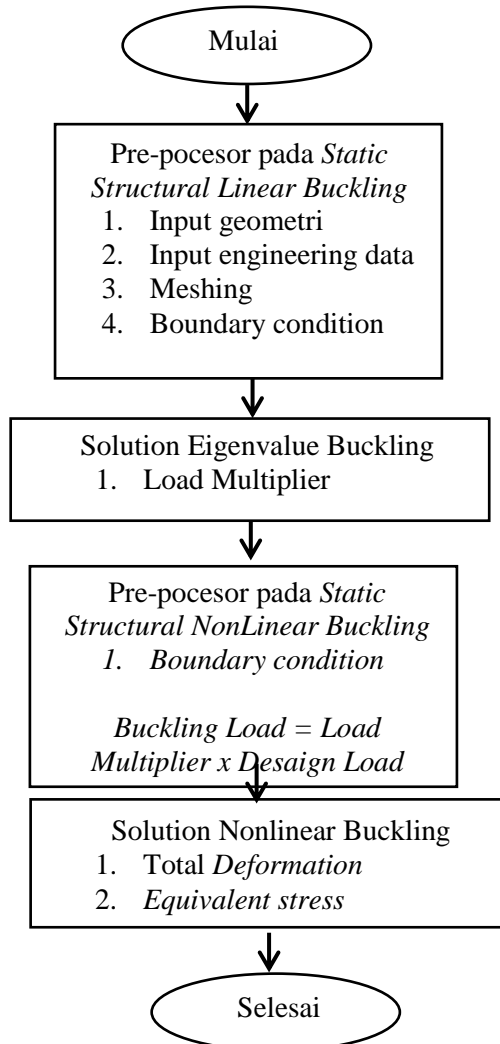
### 3.3 Pemodelan dengan ANSYS Workbench 17.1

Dalam menunjang simulasi dalam penelitian ini, maka perangkat lunak (*software*) yang digunakan yaitu *Autodesk Inventor Professional 2019* dan *ANSYS Workbench 17.1*. *Autodesk Inventor Professional 2019* digunakan untuk membuat desain geometri desain 3 dimensi dari proyektil *frangible* dan *die*. Hasil desain dari *Autodesk Inventor Professional 2019* akan di impor ke dalam *software* ANSYS. ANSYS adalah perangkat lunak yang digunakan untuk analisis simulasi dalam *structural*, *thermal*, *elektromagnetik* dan lain lain. Software yang digunakan ditunjukkan pada Gambar 3.2.



**Gambar 3.2** Software yang digunakan (a) *Autodesk Inventor Professional 2019* dan (b) *ANSYS Workbench 17.1*

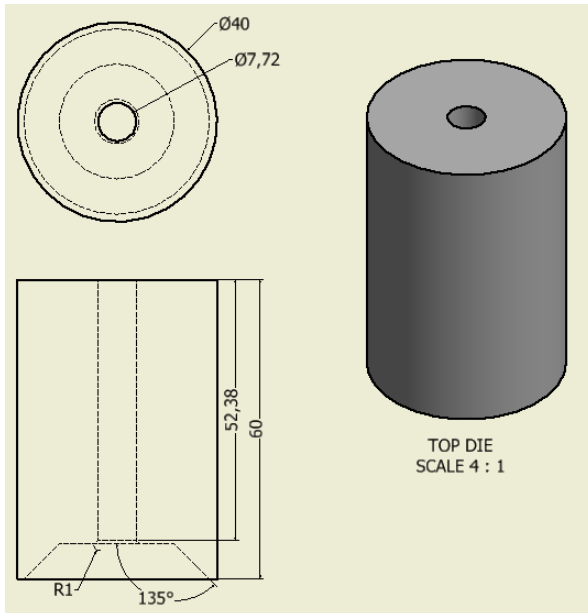
Diagram alir simulasi menggunakan ANSYS pada penelitian ini dapat dilihat pada Gambar 3.3



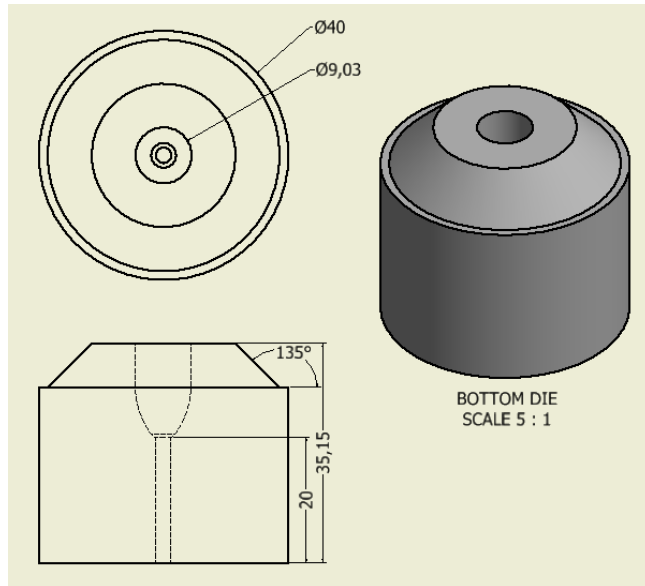
**Gambar 3.3** Diagram alir pemodelan nonlinear *buckling*

### 3.3.1 Geometri dan Properti *Die* dan *Punch*

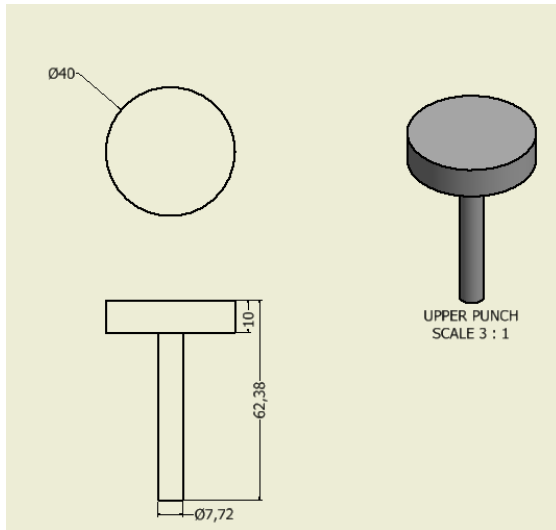
Berikut pada Gambar 3.4 ; Gambar 3.5 ; Gambar 3.6 dan Gambar 3.7 merupakan gambar teknik dari masing – masing bagian dengan menggunakan software Autodesk Inventor Profesional 2019



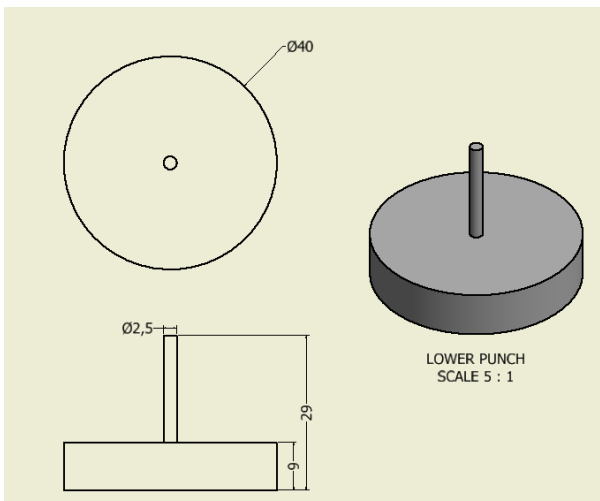
**Gambar 3.4** Gambar teknik *top die* dengan diameter luar 40 mm



**Gambar 3.5** Gambar teknik *bottom die* dengan diameter luar 40 mm



**Gambar 3.6** Gambar teknik *upper punch* dengan diameter luar 40 mm



**Gambar 3.7** Gambar teknik *lower punch* dengan diameter luar 40 mm

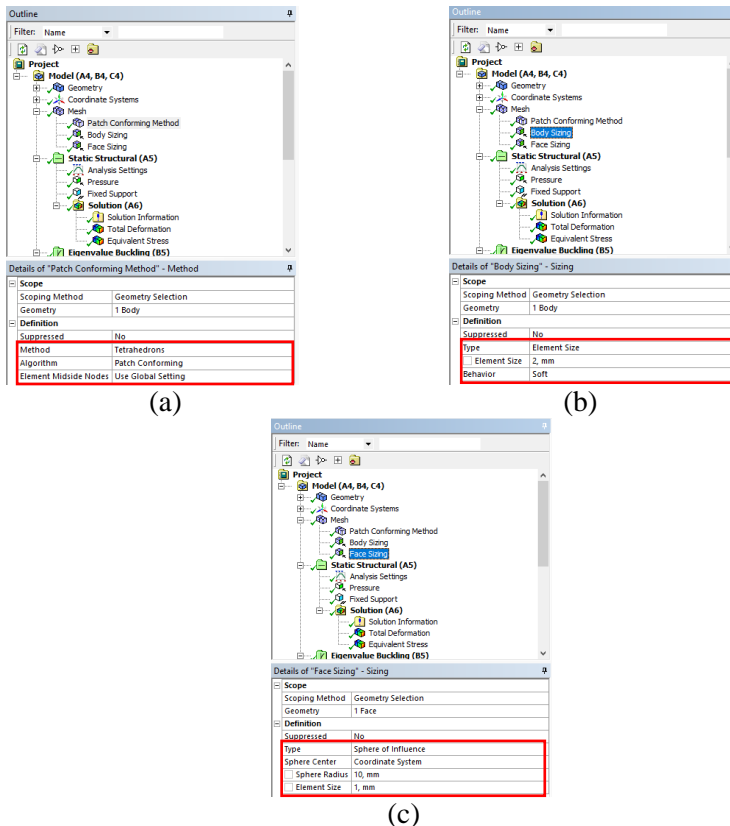
Material yang digunakan untuk *die* adalah AISI D-2 *Tool Steel (High Carbon High Chromium tool steel)* dikarenakan AISI D-2 mempunyai kelebihan mudah difabrikasi, memiliki ketahanan terhadap abrasi yang tinggi, memiliki kekerasan dengan ketangguhan yang baik. Sedangkan material yang digunakan untuk *punch* adalah AISI A-2 *Tool Steel*. Spesifikasi material ditunjukkan pada Tabel 3.1.

**Tabel 3.1** Perbandingan material <sup>[1]</sup>Kumar E Geethendra <sup>[2]</sup> ASTM B925-03

Aspek yang dibandingkan	AISI D2 Tool Steel <sup>[1]</sup>	AISI A2 Tool Steel <sup>[2]</sup>
Komposisi kimia	C 1,4 – 1,6 %	C 0,95 – 1,05 %
	Mn 0,6 %	Mn 1%
	Si 0,6%	Si 0,5%
	Cr 11 – 13 %	Cr 4,75 – 5,5 %
	Ni 0,3%	Ni 0,3%
	Mo 0,7 – 1,2 %	Mo 0,9 – 1,4%
	V 1,10%	V 0,15 – 0,5 %
	Cu 0,25%	Cu 0,25%
	P 0,03 %	P 0,03 %
	S 0,03 %	S 0,03%
	Fe Balance	Fe Balance
	Modulus Young	210 GPa
Densitas material	7,7 gram/cm <sup>3</sup>	7,86 gram/cm <sup>3</sup>
Poisson's ratio	0,277	0,27
Tensile Yield Strength	2200 MPa	1270 Mpa
Ultimate Tensile Strength	2500 Mpa	1860 MPa
Compressive Yield Strength	2150 Mpa	1800 Mpa
Ultimate Compressive Strength	2190 MPa	1900 Mpa
Aplikasi	Material die	Material punch

### 3.3.2 Meshing

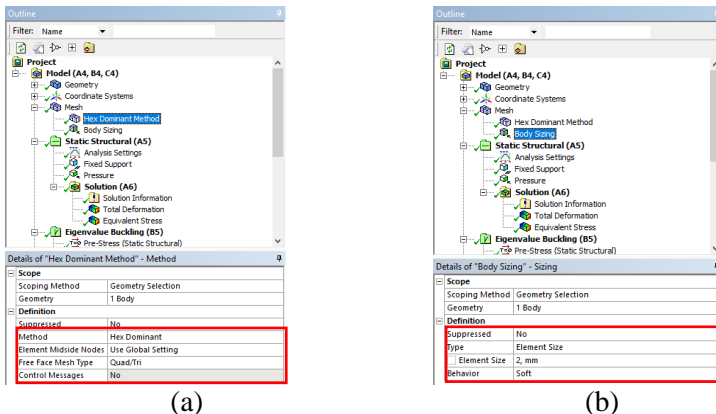
Melakukan proses *meshing* pada geometri *upper punch* dan *lower punch* dengan menambahkan *meshing method* : Tetrahedon, mengatur *meshing sizing* menjadi *body size* : 2 mm dan *face size* : 1 mm. Pengaturan meshing untuk punch ditunjukkan pada Gambar 3.8.



**Gambar 3.8** Tampilan pengaturan *meshing* untuk *upper punch* dan *lower punch* (a) *Meshing method* (b) *Body sizing* (c) *Face sizing*



Pada geometri *top die* dengan menambahkan *meshing method* : *Hex Dominant*, mengatur *meshing sizing* menjadi *body size* : 2 mm. Sedangkan pada geometri *bottom die* dengan menambahkan *meshing method* : *Automatic*, mengatur *meshing sizing* menjadi *body size* : 2,8 mm. Pengaturan *meshing* pada die ditunjukkan pada Gambar 3.9.



**Gambar 3.9** Tampilan pengaturan *meshing* untuk *top die* dan *bottom die* (a) *Meshing method* (b) *Body sizing*

### 3.3.3 Boundary Condition

Dalam penelitian ini, *load* yang diberikan berupa *pressure* yang diberikan pada bagian atas *punch* dan bagian atas *die* sebesar 250, 350, 400, 700 MPa. Untuk memodelkan *pressure* pada *die compaction* digunakan pembebanan axial pada sumbu y. Serta dilakukan *fixed support* pada arah berlawanan pembebanan.

## 3.4 Melakukan Validasi Analisis Perhitungan Manual

Pada penelitian ini, dilakukan perhitungan ratio maximum stress untuk melakukan perbandingan dan validasi terhadap stress localized yang terjadi, dengan pengaruh safety factor pada die. Ditunjukkan dengan Persamaan 3.1. Safety factor pada die yaitu sebesar 2 (Höganäs, 2013).

---

---

$$SF = \frac{\textit{maximum stress}}{\textit{design stress}} \dots\dots\dots (3.1)$$

Perhitungan yang digunakan untuk *critical buckling load* dengan Persamaan 3.2

$$P_{CR} = \frac{\pi^2 EI}{4L^2} \dots\dots\dots (3.2)$$

## BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Proses Pemodelan

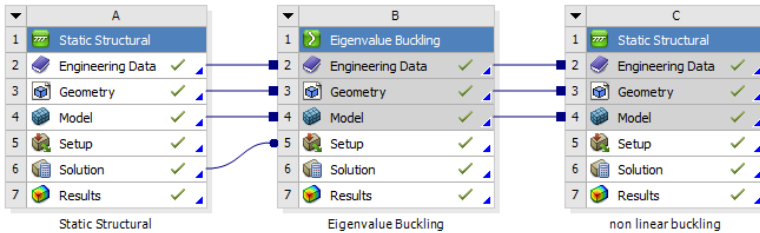
Simulasi yang dilakukan yaitu memodelkan proses kompaksi dan mendapatkan fenomena nonlinear *buckling* pada die compaction. Konfigurasi proses kompaksi yang digunakan yaitu single action. Pada konfigurasi single-action, hanya satu punch yang bergerak sedangkan yang lainnya diam. Suatu struktur yang diberikan beban tekan secara aksial dapat menjadi tidak stabil dan dapat menyebabkan kegagalan mendadak. Fenomena hilangnya stabilitas secara tiba – tiba dibawah beban tekan disebut *buckling*.

Proses simulasi pada penelitian ini dilakukan dengan cara memberi *pressure* pada bagian atas *punch* dan bagian atas *die* sebesar 250, 350, 400, 700 MPa pada sumbu y. Serta pemberian *fixed support* pada arah berlawanan pembebanan

Skematik *project* yang digunakan pada penelitian ini terdiri dari 3 yaitu, *static structural*, *eigenvalue buckling* dan *static structural*, seperti pada Gambar 4.1. Langkah pada *static structural* pertama diimplementasikan untuk mengecek model dan menyiapkan input yang digunakan untuk solusi *eigenvalue buckling*. Input yang digunakan adalah *mesh*, mekanika properti dan geometri yang sama akan digunakan hingga solusi akhir. Pada langkah ini, beban tipikal diterapkan. Ketidaklinearan geometris tidak perlu dibatasi pada tahap ini (parameter solusi “*Large deformation : OFF*”).

Langkah *eigenvalue buckling* selanjutnya dilakukan untuk membuat data ketidakefektifan awal yang nantinya akan digunakan untuk memicu *non linear buckling* pada langkah akhir. Analisis *buckling* menggunakan *eigenvalue* memprediksi kekuatan tekuk teoritis dari struktur elastis ideal. Namun dalam kehidupan nyata metode ini tidak disarankan untuk memprediksi nilai yang akurat. Sehingga memerlukan langkah selanjutnya untuk memprediksi perilaku post *buckling*.

Langkah *static structural* yang terakhir digunakan untuk memprediksi beban *buckling* secara nonlinear. Mode operasinya yaitu meningkatkan beban yang diterapkan sampai tingkat beban ditemukan dimana struktur menjadi tidak stabil. Ketidaklinearan geometris pada langkah ini diubah menjadi “*Large Deformation : ON*”. Skema yang pada ANSYS ditunjukkan pada Gambar 4.1.



**Gambar 4.1** Tampilan skematik *project* dalam ANSYS Workbench 17.1

## 4.2 Desain *Die Compaction*

Geometri *die compaction* yang digunakan pada penelitian ini terdiri dari 4 bagian yaitu *top die*, *bottom die*, *upper punch* dan *lower punch*. *Die compaction* adalah komponen utama dalam proses kompaksi. Fungsi dari *die compaction* adalah memadatkan serbuk hingga memiliki densitas dan bentuk yang diinginkan. *Die compaction* memiliki bentuk silinder agar mampu mendistribusikan beban yang diberikan oleh mesin hidraulik secara merata, sehingga mampu memproduksi *compact powder* dengan densitas yang diinginkan.

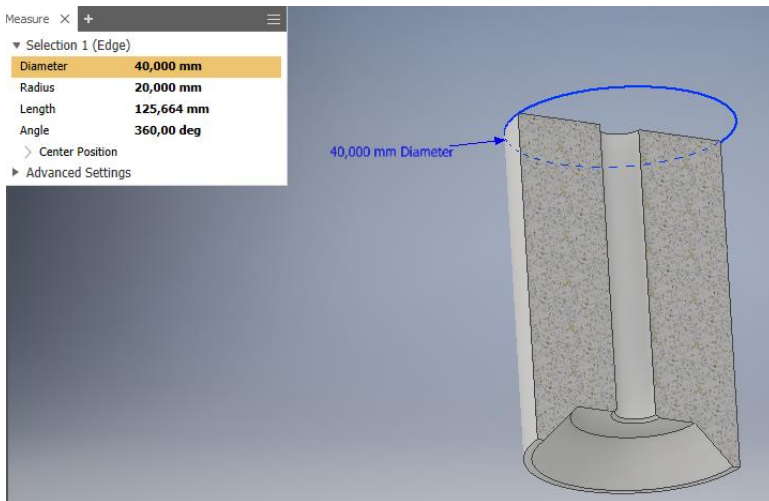
### 4.2.1 Desain *Top die*

*Top die* memiliki fungsi sebagai bagian pengisian serbuk dan memberikan profil peluru pada bagian ekor. Pembuatan desain *top die* dalam bentuk 3 dimensi dilakukan pada *software Autodesk Inventor Professional 2019*. Desain dilakukan dengan variasi diameter yaitu 40, 50, 60, 70 mm. Desain dan dimensi *top*

*die* dengan variasi diameter ditunjukkan pada Tabel 4.1 Dan Gambar 4.2

**Tabel 4.1** Geometri *top die*

Keterangan	Dimensi
Diameter Luar (mm)	40, 50, 60, 70
Tinggi Total (mm)	60
Diameter Draft (mm)	2
Sudut Tapper (°)	135
Diameter Filling (mm)	7,72
Tinggi Filling (mm)	52,38



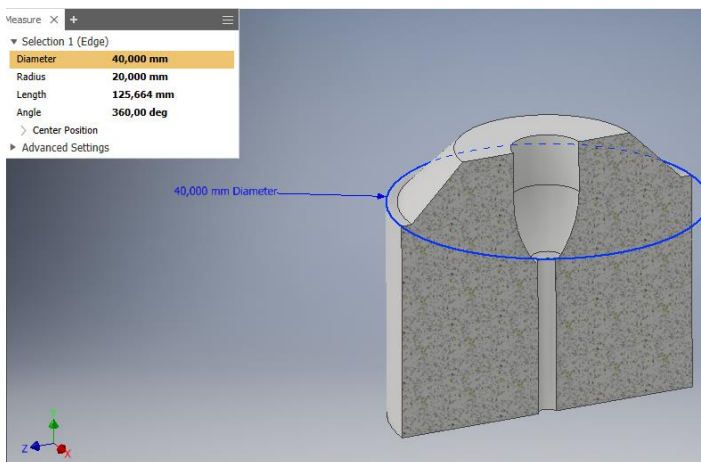
**Gambar 4.2** Geometri *top die* diameter luar 40 mm

#### 4.2.2 Desain *Bottom die*

*Bottom die* memiliki fungsi memberikan profil peluru pada bagian kepala. Pembuatan desain *bottom die* dalam bentuk 3 dimensi dilakukan pada *software Autodesk Inventor Professional* 2019. Desain dilakukan dengan variasi diameter yaitu 40, 50, 60, 70 mm. Desain dan dimensi *bottom die* dengan variasi diameter ditunjukkan pada Tabel 4.2 dan Gambar 4.3

**Tabel 4.2** Geometri *bottom die*

Keterangan	Dimensi
Diameter Luar (mm)	40, 50, 60, 70
Tinggi Total (mm)	35,151
Sudut Tapper (°)	135
Diameter Peluru (mm)	9,03
Diameter Punch Bawah (mm)	2,5
Tinggi Punch Bawah (mm)	20

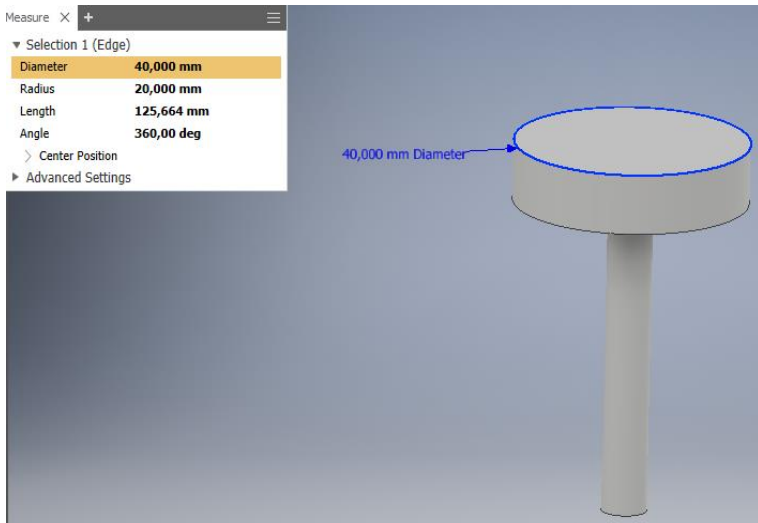
**Gambar 4.3** Geometri *bottom die* diameter luar 40 mm

### 4.2.3 Desain *Upper punch*

*Upper punch* memiliki fungsi untuk memberikan tekanan pada serbuk hingga menjadi padatan. Pembuatan desain *upper punch* dalam bentuk 3 dimensi dilakukan pada *software Autodesk Inventor Professional 2019*. Desain dilakukan dengan variasi diameter yaitu 40, 50, 60, 70 mm. Desain dan dimensi *upper punch* dengan variasi diameter ditunjukkan pada Tabel 4.3 dan Gambar 4.4

**Tabel 4.3** Geometri *upper punch*

Keterangan	Dimensi
Diameter Luar (mm)	40, 50, 60, 70
Tinggi Kepala (mm)	10
Diameter Punch (mm)	7,72
Tinggi Total (mm)	62,38



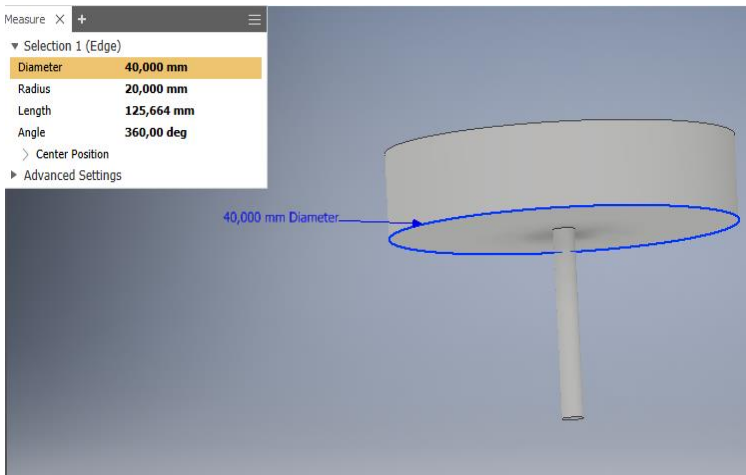
**Gambar 4.4** Geometri *upper punch* diameter luar 40 mm

#### 4.2.4 Desain *Lower punch*

*Lower punch* memiliki fungsi sebagai *ejection tool* saat serbuk telah menjadi padatan. Pembuatan desain *lower punch* dalam bentuk 3 dimensi dilakukan pada *software Autodesk Inventor Professional 2019*. Desain dilakukan dengan memvariasikan diameter yaitu 40, 50, 60, 70 mm. Hasil desain geometri dan dimensi *top die* dengan variasi diameter ditunjukkan pada Gambar 4.5 dan Tabel 4.4

**Tabel 4.4** Geometri *lower punch*

Keterangan	Dimensi
Diameter Luar (mm)	40, 50, 60, 70
Tinggi Kepala (mm)	9
Diameter Punch (mm)	2,5
Tinggi Total (mm)	29

**Gambar 4.5** Geometri *lower punch* diameter luar 40 mm

### 4.3 Hasil Simulasi Pengaruh Diameter Luar dan Tekanan terhadap *Buckling*

Ketika struktur bekerja di bawah beban aksial, beban akan meningkat secara linear hingga menyebabkan struktur mulai berubah bentuk secara stabil. Ketika beban mencapai titik kritis, keseimbangan berhenti dan ketidakstabilan dapat diatur. *Buckling* terjadi ketika struktur tiba-tiba membelok tidak stabil dan kehilangan kapasitasnya untuk terus menahan beban aksial.

Untuk mengetahui pengaruh diameter dan tekanan yang diberikan terhadap *nonlinear buckling*, maka dilakukan analisis menggunakan metode elemen hingga. Simulasi metode elemen hingga menggunakan *software ANSYS Workbench 17.1*.



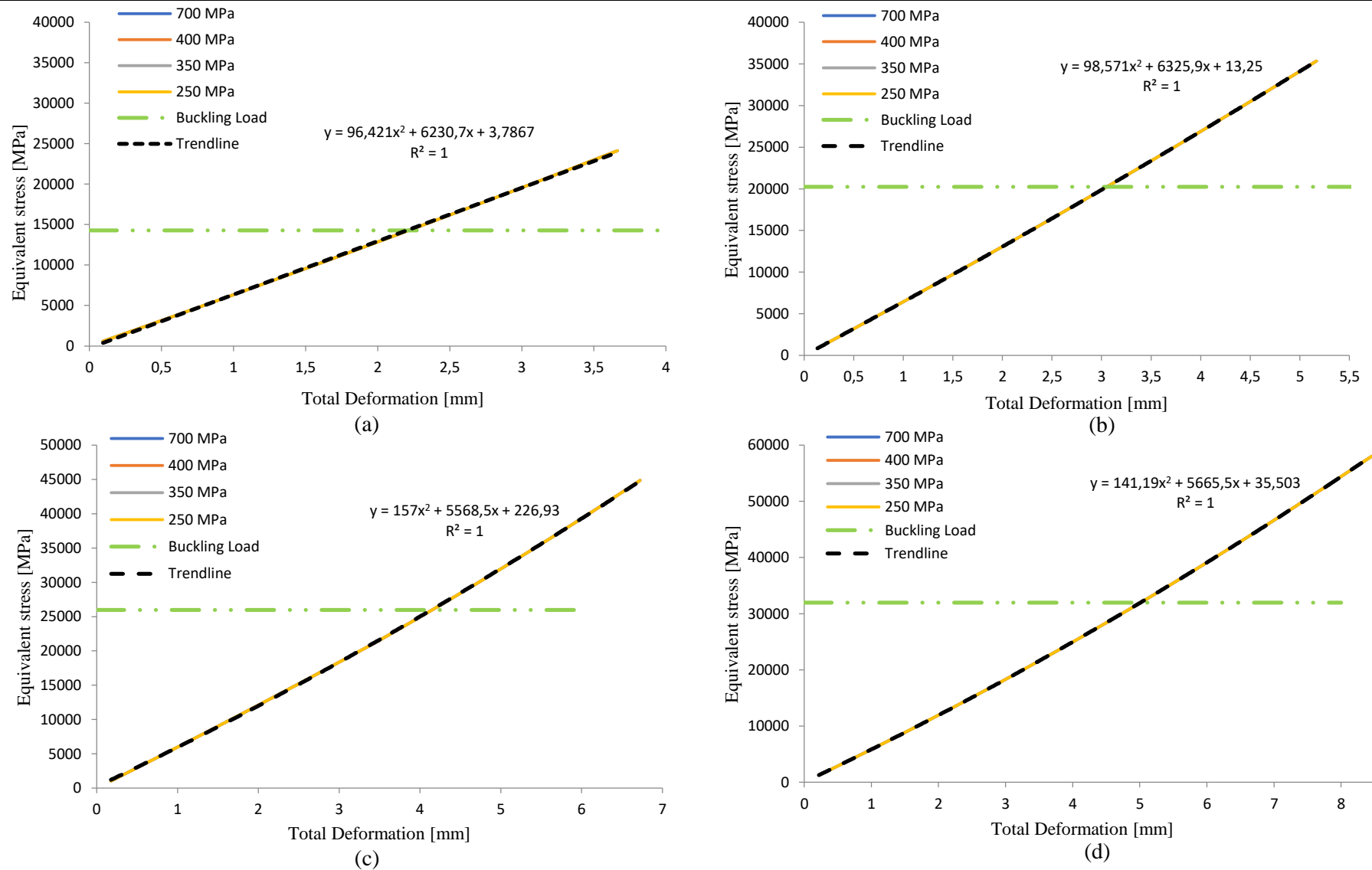
### 4.3.1 Hasil Simulasi *Buckling* pada *Top Die*

Berikut ini merupakan hasil simulasi *buckling* pada *top die* dengan variasi diameter luar 40, 50, 60 dan 70 mm dan tekanan 250, 350, 400 dan 700 MPa. Tabel 4.5 menunjukkan variasi diameter dan tekanan terhadap *load multiplier* dan *buckling load*. Pada geometri *top die* dilakukan pengkalian *load multiplier* dengan *applied load* untuk memperkiraan *buckling* yang terjadi. Gambar 4.6 dan 4.7 menunjukkan *trend* total deformasi dan stress yang terjadi. Dengan semakin meningkatnya diameter, semakin meningkat pula nilai *buckling load*.

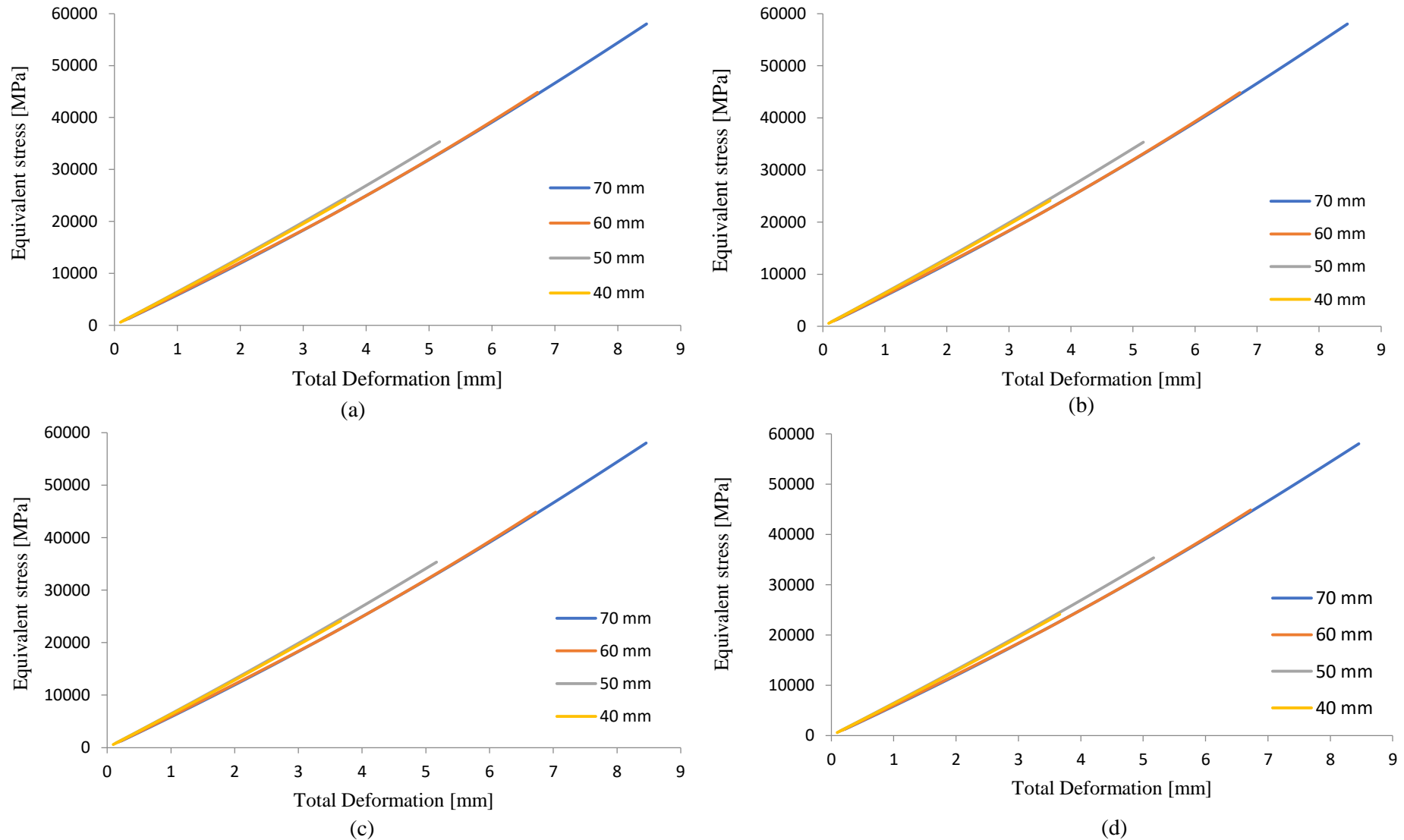
**Tabel 4.5** Hasil simulasi pengaruh diameter luar dan tekanan terhadap *buckling* pada *top die*

Diameter (mm)	Tekanan (MPa)	<i>Load Multiplier</i>	<i>Buckling Load</i> (MPa)	Total Deformation (mm)
40	250	57,112	14278	3,6629
	350	40,794	14277,9	3,6629
	400	35,695	14278	3,6629
	700	20,397	14278	3,6629
50	250	80,966	20241,5	5,1672
	350	47,203	20241,55	5,1672
	400	50,604	20241,6	5,1672
	700	28,916	20241,2	5,1672
60	250	103,88	25.970	6,7236
	350	74,201	25970,35	6,7237
	400	64,926	25970,4	6,7237
	700	37,1	25.970	6,7236
70	250	127,84	31.960	8,4572
	350	91,312	31959,2	8,457
	400	78,898	31959,2	8,457
	700	45,656	31959,2	8,457

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*



**Gambar 4.6** Grafik total deformation terhadap equivalent stress pada top die dengan variasi diameter luar (a) 40 mm (b) 50 mm (c) 60 mm (c) 70 mm



**Gambar 4.7** Grafik total deformation terhadap equivalent stress pada top die dengan variasi pressure (a) 250 Mpa (b) 350 Mpa (c) 400 Mpa (d) 700 MPa

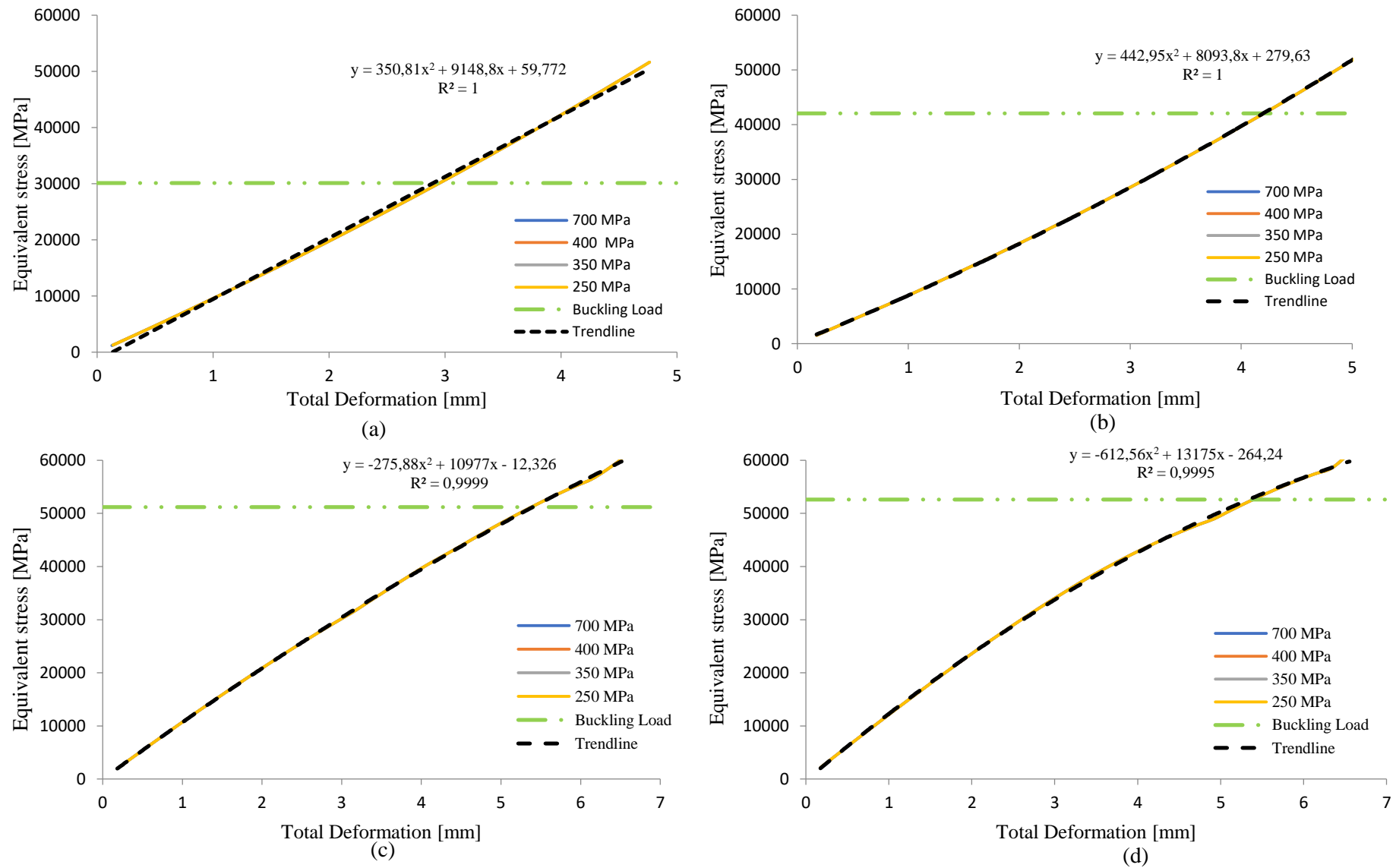
### 4.3.2 Hasil Simulasi *Buckling* pada *Bottom Die*

Berikut ini merupakan hasil simulasi *buckling* pada *bottom die* dengan variasi diameter luar 40, 50, 60 dan 70 mm dan tekanan 250, 350, 400 dan 700 MPa. Tabel 4.6 menunjukkan variasi diameter dan tekanan terhadap *load multiplier* dan *buckling load*. Pada geometri *bottom die* dilakukan pengkalian *load multiplier* dengan *applied load* untuk memperkirakan *buckling* yang terjadi. Gambar 4.8 dan 4.9 menunjukkan *trend* total deformasi dan stress yang terjadi. Dengan semakin meningkatnya diameter, semakin meningkat pula nilai *buckling load*.

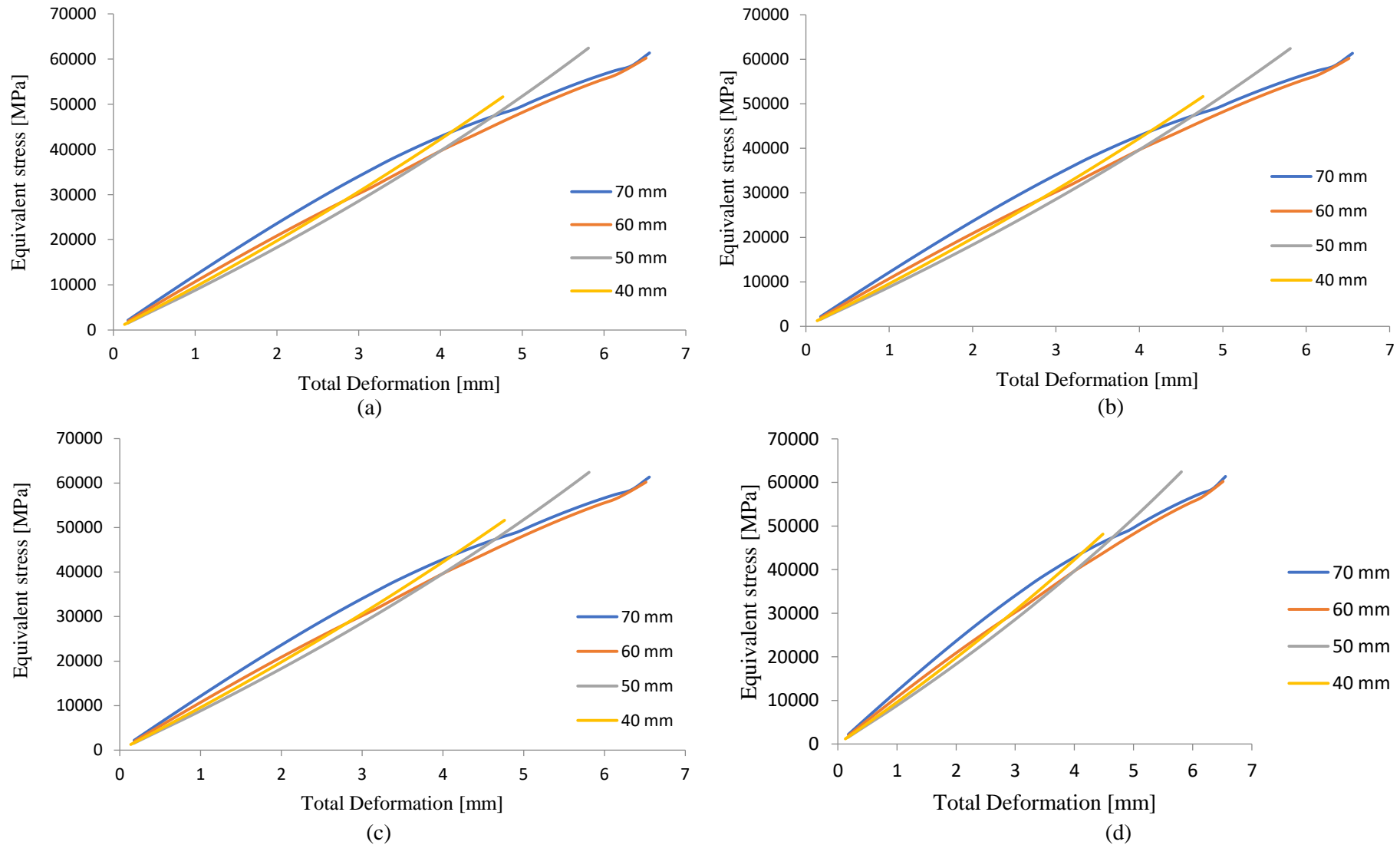
**Tabel 4.6** Hasil simulasi pengaruh diameter luar dan tekanan terhadap *buckling* pada *bottom die*

Diameter (mm)	Tekanan (MPa)	<i>Load Multiplier</i>	<i>Buckling Load</i> (MPa)	Total Deformation (mm)
40	250	120,45	30112,5	4,7713
	350	86,035	30112,25	4,7713
	400	75,281	30112,4	4,7713
	700	43,017	30111,9	4,7712
50	250	168,26	42.065	5,8096
	350	120,19	42066,5	5,8097
	400	105,16	42.064	5,8094
	700	60,093	42065,1	5,8096
60	250	204,75	51187,5	6,5138
	350	146,25	51187,5	6,5138
	400	127,97	51188	6,5138
	700	73,127	51188,9	6,5138
70	250	210,43	52607,5	6,5556
	350	150,308	52607,8	6,5558
	400	131,52	52608	6,5557
	700	75,154	52607,8	6,5556

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*



**Gambar 4.8** Grafik total deformation terhadap equivalent stress pada bottom die dengan variasi diameter (a) 40 mm (b) 50 mm (c) 60 mm (c) 70 mm



**Gambar 4.9** Grafik *total deformation* terhadap *equivalent stress* pada *bottom die* dengan variasi *pressure* (a) 250 Mpa (b) 350 Mpa (c) 400 Mpa (d) 700 MPa



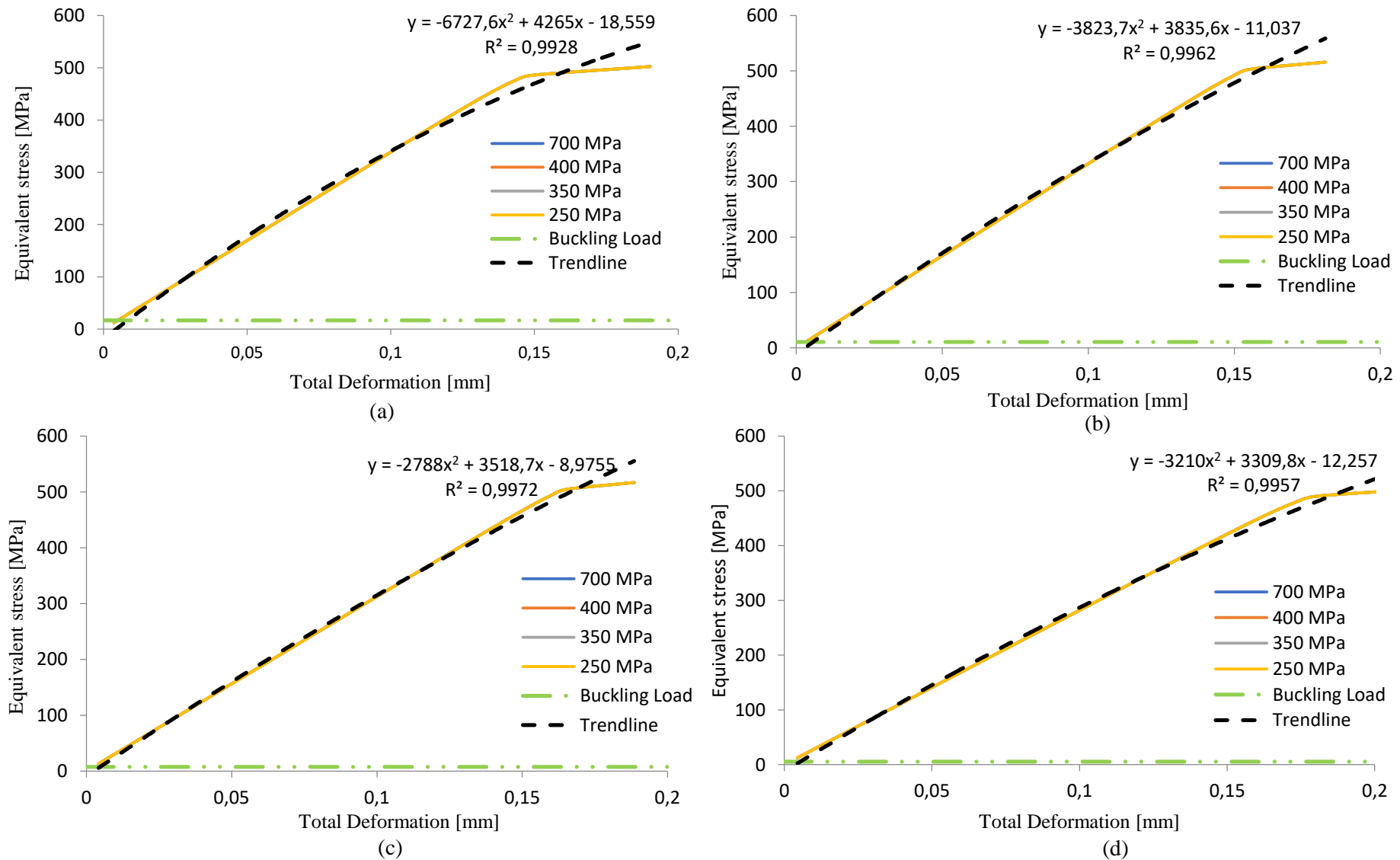
### 4.3.3 Hasil Simulasi *Buckling* pada *Upper Punch*

Berikut ini merupakan hasil simulasi *buckling* pada *upper punch* dengan variasi diameter luar 40, 50, 60, 70 mm dan tekanan 250, 350, 400, 700 MPa. Tabel 4.7 menunjukkan variasi diameter dan tekanan terhadap *load multiplier* dan *buckling load*. Gambar 4.10 dan 4.11 menunjukkan *trend* total deformasi dan stress yang terjadi.

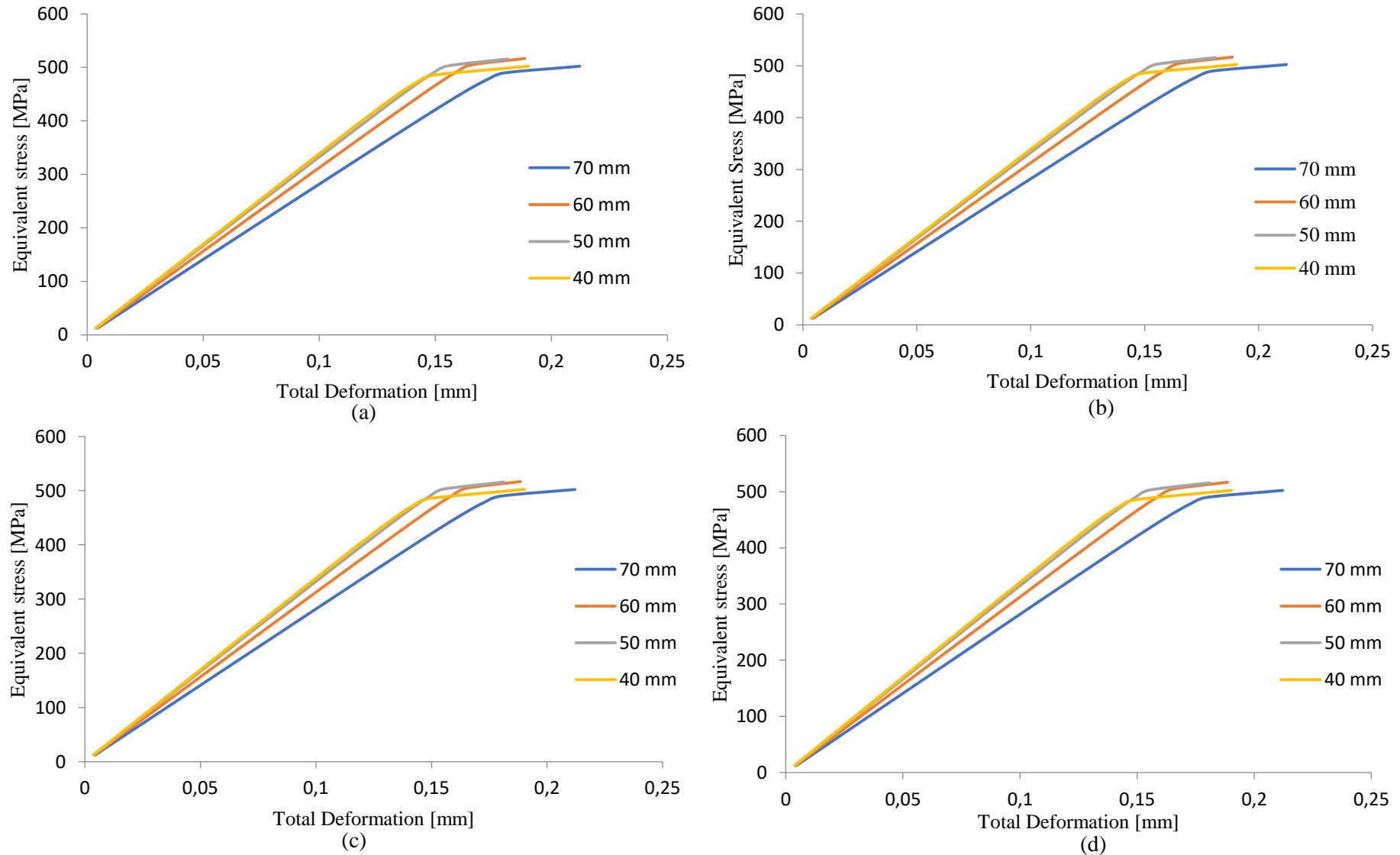
**Tabel 4.7** Hasil simulasi pengaruh diameter luar dan tekanan terhadap *buckling* pada *upper punch*

Diameter (mm)	Tekanan (MPa)	<i>Load Multiplier</i>	<i>Buckling Load</i> (MPa)	Total Deformation (mm)
40	250	0,0672	16,8028	0,19024
	350	0,048	16,8028	0,19024
	400	0,042	16,8028	0,19029
	700	0,024	16,8028	0,19029
50	250	0,043	10,7528	0,18116
	350	0,0307	10,7528	0,18113
	400	0,0269	10,7528	0,18118
	700	0,0154	10,7528	0,18113
60	250	0,0299	7,467	0,1885
	350	0,0213	7,4669	0,18845
	400	0,0187	7,4672	0,18862
	700	0,0107	7,4669	0,18845
70	250	0,0219	5,4858	0,21221
	350	0,0157	5,4856	0,21199
	400	0,0137	5,4856	0,21221
	700	0,00784	5,4857	0,21215

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*



**Gambar 4.10** Grafik total deformation terhadap equivalent stress pada upper punch dengan variasi diameter luar (a) 40 mm (b) 50 mm (c) 60 mm (c) 70 mm



**Gambar 4.11** Grafik total deformation terhadap equivalent stress pada upper punch dengan variasi pressure (a) 250 Mpa (b) 350 Mpa (c) 400 Mpa (d) 700 MPa

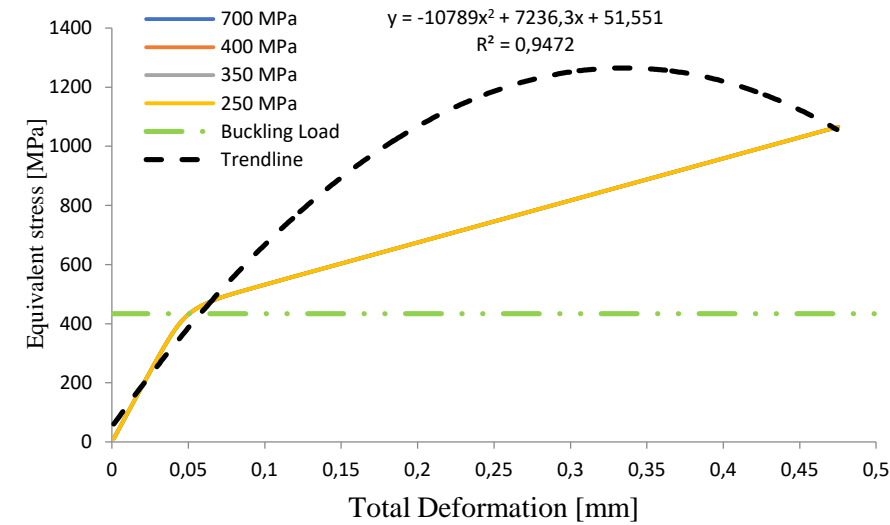
#### 4.3.4 Hasil Simulasi *Buckling* pada *Lower Punch*

Berikut ini merupakan hasil simulasi *buckling* pada *lower punch* dengan variasi diameter luar 40, 50, 60, 70 mm dan tekanan 250, 350, 400, 700 MPa. Tabel 4. 8 menunjukkan variasi diameter dan tekanan terhadap *load multiplier* dan *buckling load*. Pada geometri *lower punch* dilakukan pengkalian *load multiplier* dengan applied *load* untuk memperkiraan *buckling* yang terjadi. Gambar 4.12 dan 4.13 menunjukkan *trend* total deformasi dan *stress* yang terjadi.

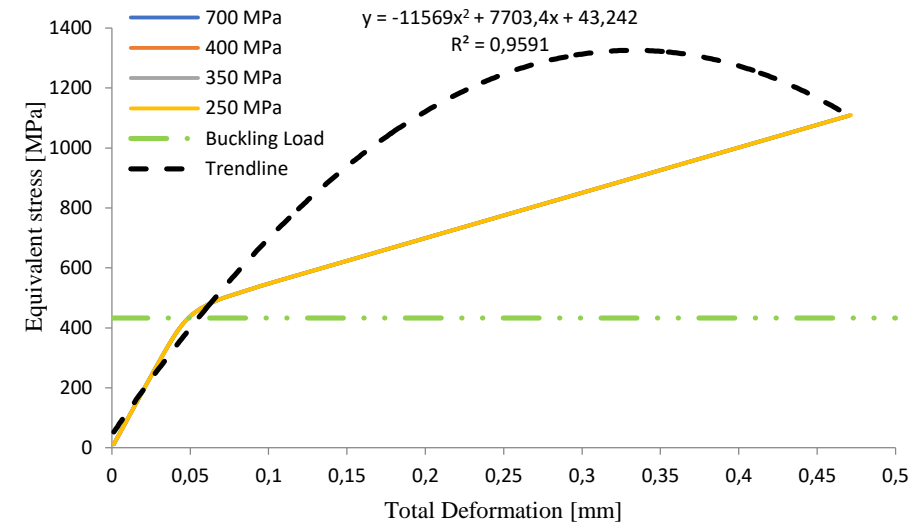
**Tabel 4.8** Hasil simulasi pengaruh diameter luar dan tekanan terhadap *buckling* pada *lower punch*

Diameter (mm)	Tekanan (MPa)	<i>Load Multiplier</i>	<i>Buckling Load</i> (MPa)	Total Deformation (mm)
40	250	1,735	433,75	0,47443
	350	1,2393	433,755	0,47486
	400	1,0844	433,76	0,47529
	700	0,6197	433,755	0,47486
50	250	1,7317	432,925	0,47165
	350	1,2369	432,915	0,47002
	400	1,0823	432,92	0,47065
	700	0,6185	432,922	0,47078
60	250	1,7338	433,45	0,49329
	350	1,2384	433,44	0,4933
	400	1,0836	433,44	0,4933
	700	0,6192	433,447	0,49374
70	250	1,7314	432,85	0,47652
	350	1,2367	432,845	0,47606
	400	1,0821	432,84	0,47606
	700	0,6184	432,859	0,47734

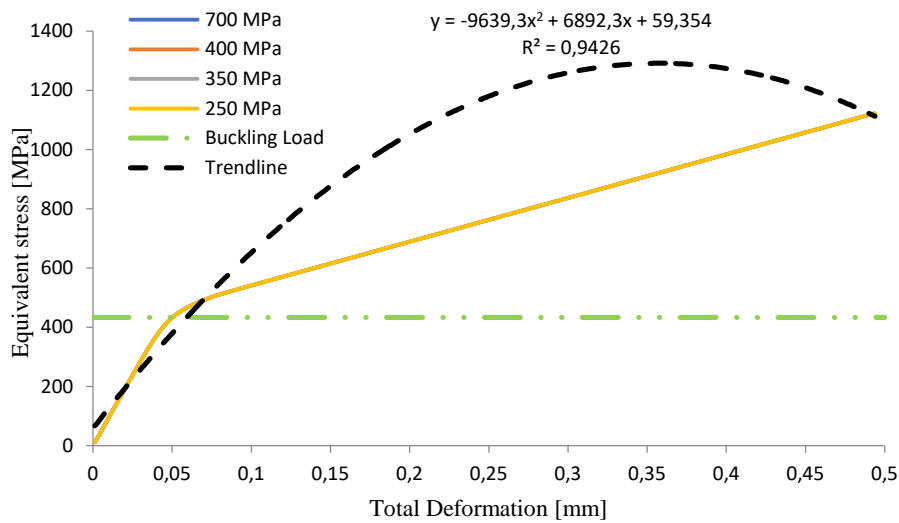
*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*



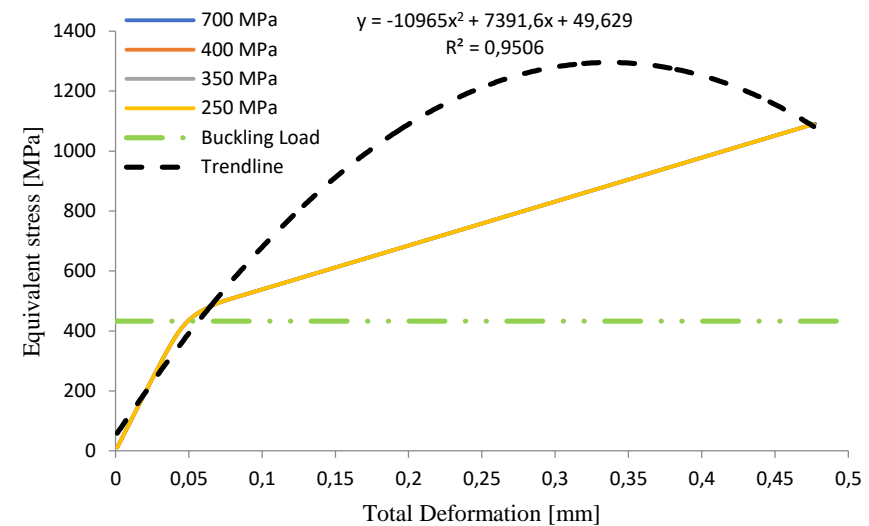
(a)



(b)

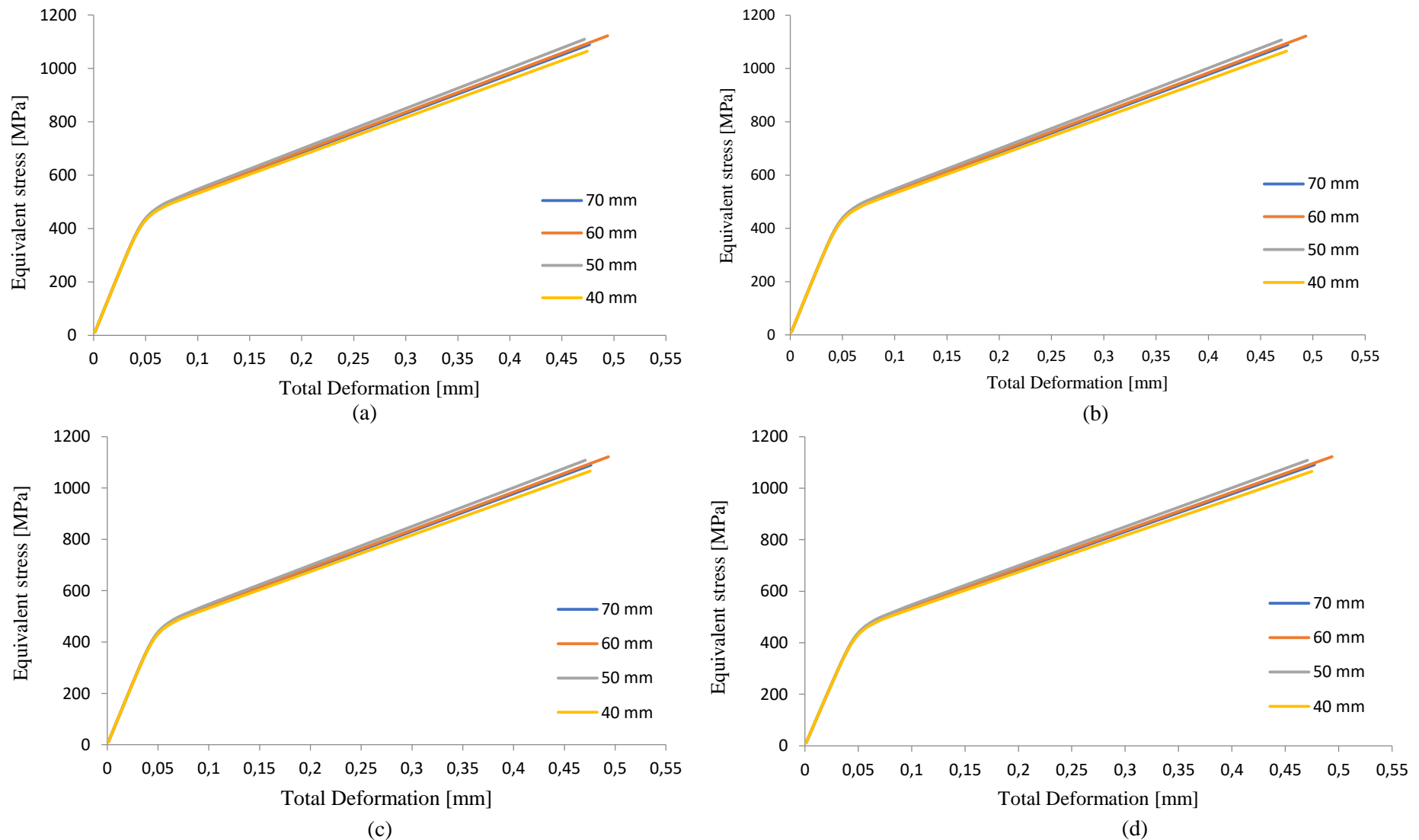


(c)



(d)

**Gambar 4.12** Grafik total deformation terhadap equivalent stress pada lower punch dengan variasi diameter luar (a) 40 mm (b) 50 mm (c) 60 mm (d) 70 mm



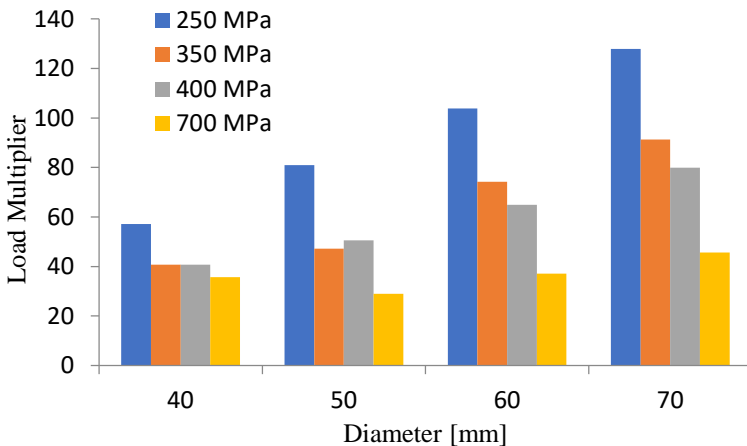
**Gambar 4.13** Grafik *total deformation* terhadap *equivalent stress* pada *lower punch* dengan variasi *pressure* (a) 250 MPa (b) 350 MPa (c) 400 MPa (d) 700 MPa



#### 4.4 Pengaruh Diameter Luar dan Tekanan terhadap *Load Multiplier*

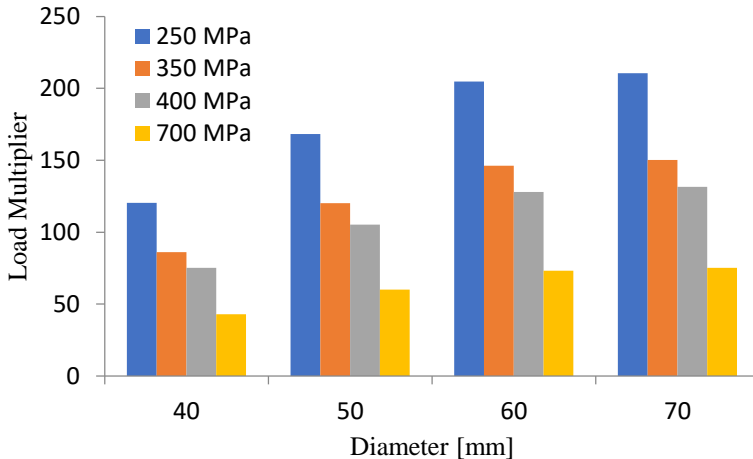
*Load multiplier* adalah faktor indikator keselamatan terhadap *buckling*. Bisa dikatakan sebagai rasio *buckling load* terhadap beban yang saat ini diterapkan. Sehingga membantu agar *struktur tidak* diberikan beban yang melebihi *buckling load*. Nilai *Load Multiplier* > 1 maka beban yang diterapkan kurang dari perkiraan beban kritis. Nilai *Load Multiplier* < 1 maka beban yang diterapkan melebihi perkiraan beban kritis (Akin J.E, 2009). Nilai *load multiplier* didapatkan dari solution eigenvalue *buckling*. Dengan mengetahui *load multiplier* maka akan mengetahui beban yang diterapkan dapat menyebabkan *buckling* atau tidak. Hal ini diperkuat dengan Persamaan 4.1

$$\text{Load Multiplier} = \frac{\text{Buckling Load } (P_{cr})}{\text{Design load } (P)} \dots\dots\dots (4.1)$$



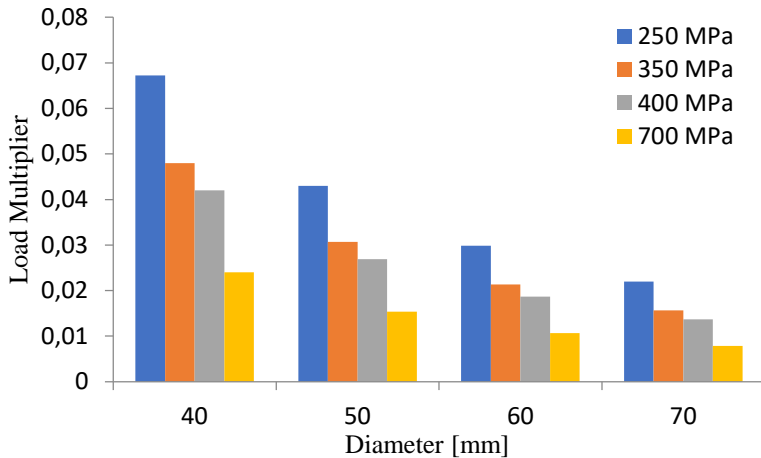
**Gambar 4.14** Grafik perbandingan *load multiplier* pada geometri *top die*

Berdasarkan Gambar 4.14 terlihat bahwa geometri *top die* memiliki *load multiplier* yang lebih dari 1. Maka dapat disimpulkan bahwa **geometri *top die* dengan geometri 40, 50, 60 dan 70** bila diberikan beban 250, 350, 400 dan 700 MPa tidak mengalami *buckling*.



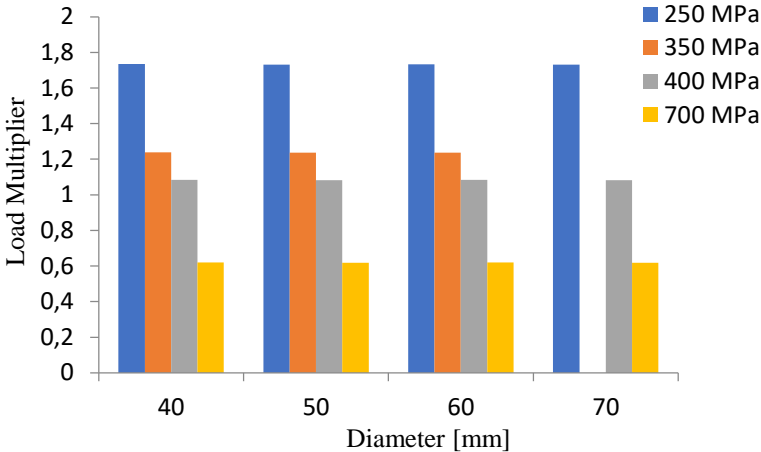
**Gambar 4.15** Grafik perbandingan *load multiplier* pada geometri *bottom die*

Berdasarkan Gambar 4.15 terlihat bahwa geometri *bottom die* memiliki *load multiplier* yang lebih dari 1. Maka dapat disimpulkan bahwa **geometri *bottom die* dengan geometri 40, 50, 60 dan 70** bila diberikan beban 250, 350, 400 dan 700 MPa tidak mengalami *buckling*.



**Gambar 4.16** Grafik perbandingan *load multiplier* pada geometri *upper punch*

Sedangkan Gambar 4.16 dengan geometri *upper punch* memiliki *load multiplier* yang kurang dari 1. Maka dapat disimpulkan bahwa geometri *upper punch* dalam kondisi keseimbangan yang tidak stabil. ***Upper punch* dengan diameter 40, 50, 60 dan 70 mm bila diberikan beban 250, 350, 400 dan 700 MPa akan mengalami *buckling*.**



**Gambar 4.17** Grafik perbandingan *load multiplier* pada geometri *lower punch*

Berdasarkan Gambar 4.17 terlihat bahwa geometri *lower punch* memiliki *load multiplier* yang lebih dari 1 dan kurang dari satu. Maka dapat disimpulkan bahwa **geometri *lower punch* dengan geometri 40, 50, 60 dan 70 dalam kondisi yang seimbang bila diberikan beban 250, 350, dan 400 MPa tidak mengalami *buckling*. Sedangkan bila diberikan beban 700 MPa akan mengalami *buckling*.**

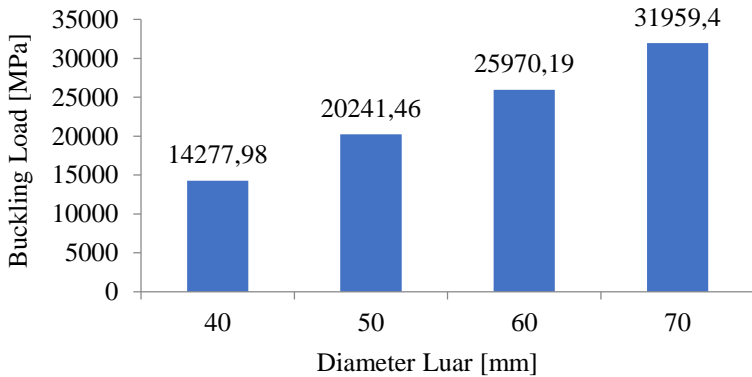
#### 4.5 Pengaruh Diameter Luar dan Tekanan terhadap *Buckling Load*

Istilah *buckling load* didefinisikan sebagai beban tekan maksimum yang dapat ditahan oleh suatu struktur sebelum *buckling* terjadi. Analisis *eigenvalue buckling* digunakan untuk memperkirakan beban kritis dari struktur ideal untuk *buckling*. Nilai *buckling load* akan digunakan untuk memperkirakan perilaku non *buckling* yang terjadi. Nilai *buckling load* didapatkan dengan cara mengalikan *load multiplier* pada solusi *eigenvalue buckling* dengan beban yang diterapkan, seperti pada Persamaan 4.2 (Silva Vitor Dias, 2006).

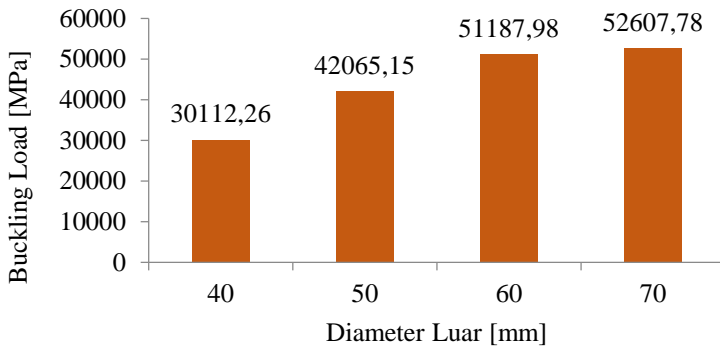
---

---

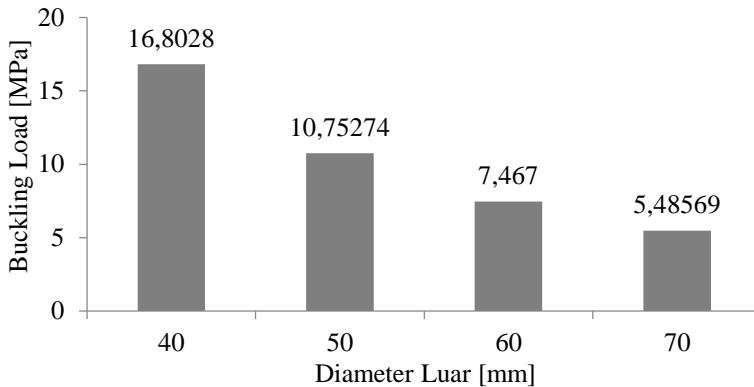
$$\text{Buckling load} = \text{Load Multiplier} \times \text{Applied load [MPa]} \dots\dots (4.2)$$



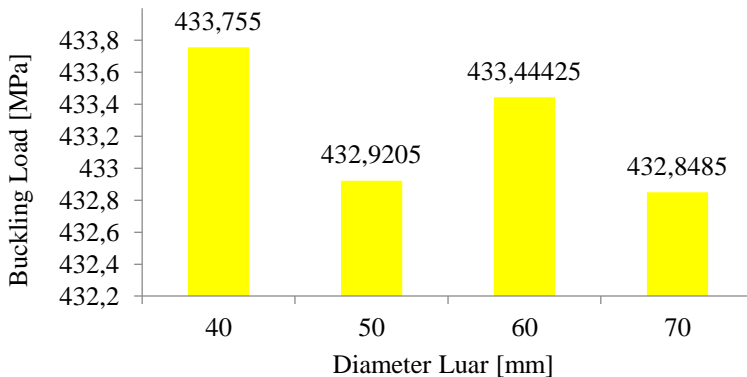
(a)



(b)



(c)



(d)

**Gambar 4.18** Grafik perbandingan *buckling load* pada geometri (a) *Top die* (b) *Bottom die* (c) *Upper punch* (d) *Lower punch*

Pada Gambar 4.18 ditunjukkan nilai *buckling load* pada masing masing bagian dengan diameter 40, 50, 60 dan 70 mm. Semakin besar diameter maka semakin besar *buckling load*nya. Hal ini dikarenakan suatu benda dengan geometri yang besar membutuhkan beban yang lebih besar untuk mengalami *buckling* (Moghaddam H, 2011).

Pada geometri *top die* dan *bottom die* memiliki nilai *buckling load* yang lebih besar dari beban yang diterapkan. **Maka tekanan yang diterapkan pada *top die* dan *bottom die* bila dihilangkan, akan kembali ke bentuk semula.**

Pada geometri *lower punch* yang diberi beban 700 MPa dan geometri *upper punch*, memiliki nilai *buckling load* lebih kecil dari beban yang diterapkan. **Maka struktur akan mengalami lokal *buckling*.**

#### **4.6 Pengaruh Diameter Luar dan Tekanan terhadap Jalur Kesetimbangan Sekunder dari *Buckling***

Suatu struktur yang terbuat dari metal diberikan *load* atau force maka akan mengalami deformasi baik kecil (elastis strain) dan besar (plastis strain). Atom pada struktur akan terkompresi, sehingga timbul gaya interatomic. Gaya ini yang akan digunakan atom untuk cenderung menyusun diri dalam pola geometri tertentu.

Menurut Chen Xiaolin, 2019 menunjukkan kurva hubungan deformasi dan stress, titik *bifurcation* pada struktur yang sempurna adalah titik dimana jalur kesetimbangan bercabang. Jalur sebelum melewati titik *bifurcation* disebut jalur primer (keseimbangan stabil), sedangkan setelah melewati titik ini pada mode deformasi nonlinear disebut *post-buckling* atau jalur sekunder (keseimbangan tidak stabil).

Pada Gambar 4.6 ; Gambar 4.8 ; Gambar 4.10 dan Gambar 4.12 menunjukkan *trendline* kurva total deformasi dan *equivalent stress* dengan membandingkan pengaruh tekanan. Kurva dengan diameter yang sama memiliki kurva yang berhimpitan dikarenakan mempunyai *buckling load* yang serupa. Jalur primer yang terbentuk memiliki derajat kemiringan yang menandakan nilai kekakuan (*stiffness*). Geometri *top die* memiliki *trendline* parabolik dengan kemiringan positif atau membuka ke atas dengan nilai  $R^2 = 1$ , ditunjukkan pada Gambar 4.6.

Geometri *bottom die* dengan diameter 40 dan 50 mm memiliki *trendline* parabolik dengan kemiringan positif atau membuka ke atas dengan nilai  $R^2 = 1$ , ditunjukkan pada Gambar

4.8 (a) dan (b). Sedangkan diameter *bottom die* 60 dan 70 mm memiliki *trendline* parabolik dengan kemiringan negatif atau membuka ke bawah dengan nilai  $R^2 = 0,999$ , ditunjukkan pada Gambar 4.8 (c) dan (d).

Geometri *upper punch* dan *lower punch* memiliki *trendline* yang sama yaitu parabolik dengan kemiringan negatif atau membuka ke bawah dengan nilai  $R^2$  masing – masing 0,99 dan 0,95. Kurva *upper punch* ditunjukkan pada Gambar 4.10 dan *lower punch* ditunjukkan pada Gambar 4.12.

Seperti yang dijelaskan oleh Aly Sherif Safar,1995 bahwa secara general ada tiga kemungkinan bentuk kurva setelah melewati *buckling load*. *Top die* dengan diameter 40, 50, 60 dan 70 mm serta *bottom die* dengan diameter 40 dan 50 mm memiliki *post buckling strength* dan struktur dalam keadaan kesetimbangan yang stabil. *Upper punch* dan *lower punch* dengan diameter 40, 50, 60 dan 70 mm serta *bottom die* dengan diameter 60 dan 70 mm dalam keadaan kesetimbangan yang tidak stabil dan sensitif terhadap *imperfection*.

#### **4.7 Hasil Simulasi Pengaruh Diameter Luar dan Tekanan terhadap Stress**

Analisis yang dilakukan untuk melihat stress akan membantu melihat perilaku material dan struktur yang dibuat bereaksi dibawah tekanan yang diberikan. Sehingga material dan struktur dapat beroperasi dalam jangka waktu yang panjang.

Untuk mengetahui pengaruh diameter dan tekanan yang diberikan terhadap *stress*, maka dilakukan analisis menggunakan metode elemen hingga. Simulasi metode elemen hingga menggunakan ANSYS *Workbench* 17.1..

##### **4.7.1 Hasil Simulasi Stress pada Top Die**

Berikut ini merupakan hasil simulasi stress pada *top die* dengan variasi diameter luar 40, 50, 60, 70 mm dan tekanan 250, 350, 400, 700 MPa. Tabel 4.9 menunjukkan variasi diameter dan tekanan terhadap *equivalent stress*. Gambar 4.19 dan Gambar

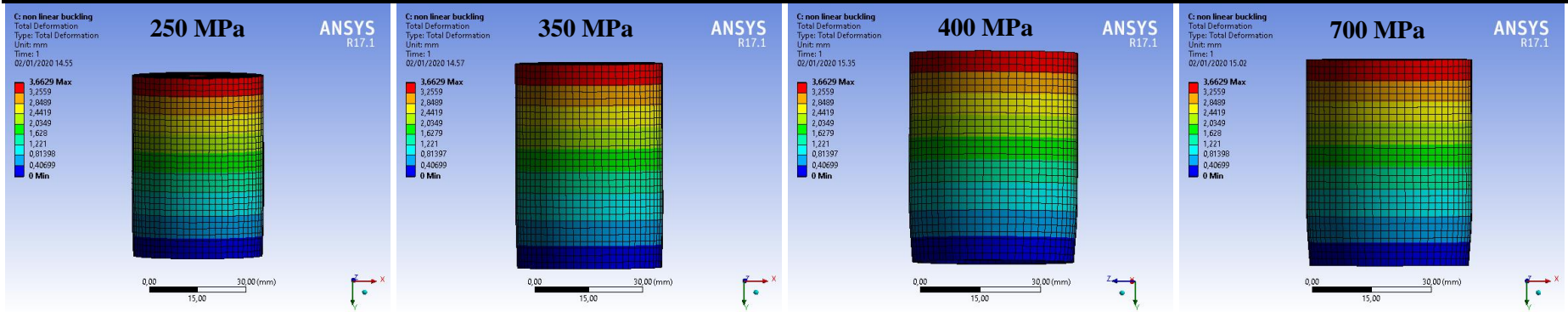


4.20 menunjukkan distribusi total deformasi dan stress ketika *buckling load* diterapkan..

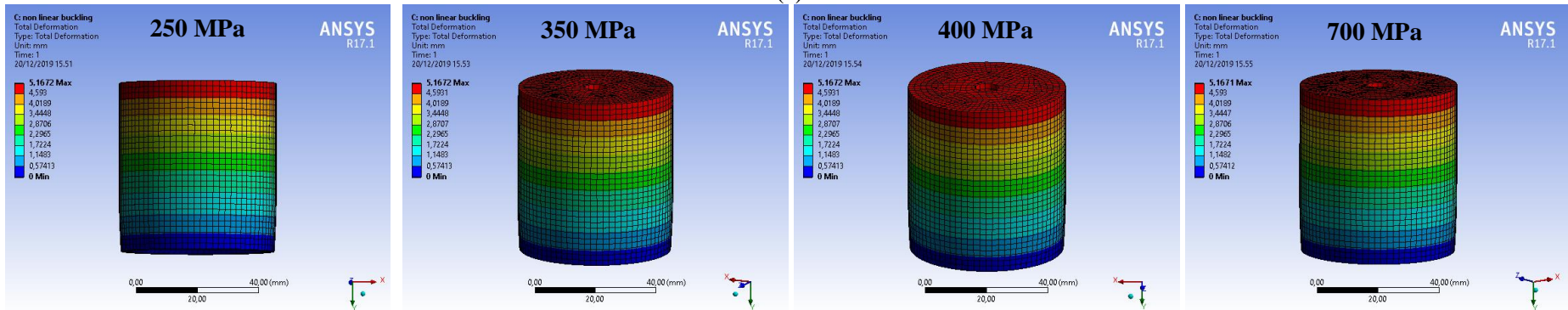
**Tabel 4.9** Hasil simulasi pengaruh diameter luar dan tekanan terhadap *equivalent stress* pada *top die*

Diameter (mm)	Tekanan (MPa)	<i>Buckling Load</i> (MPa)	<i>Equivalent stress</i> (MPa)
40	250	14278	24.119
	350	14277,9	24.119
	400	14278	24.119
	700	14278	24.119
50	250	20241,5	35.335
	350	20241,55	35.335
	400	20241,6	35.335
	700	20241,2	35.335
60	250	25.970	44.848
	350	25970,35	44.849
	400	25970,4	44.849
	700	25.970	44.848
70	250	31.960	58.021
	350	31959,2	58.019
	400	31959,2	58.019
	700	31959,2	58.019

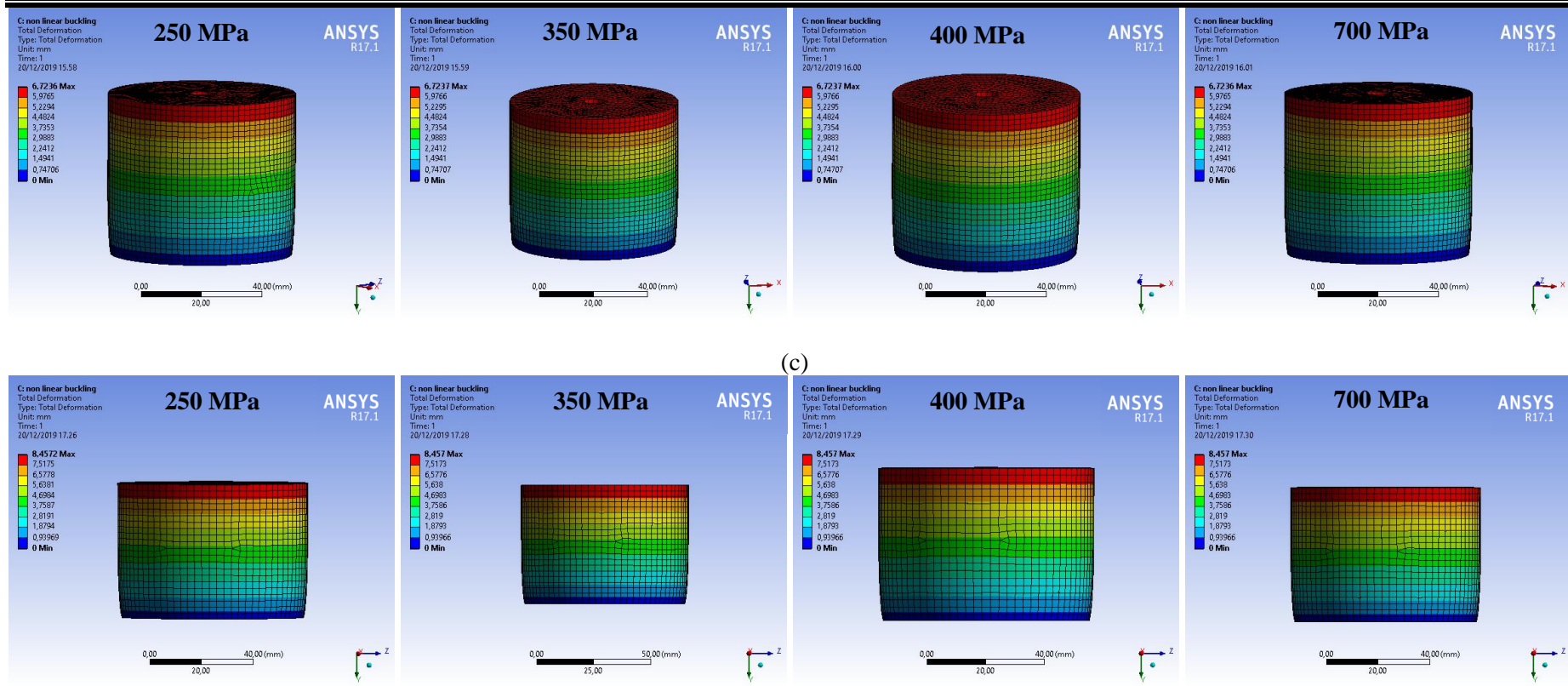
*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*



(a)



(b)

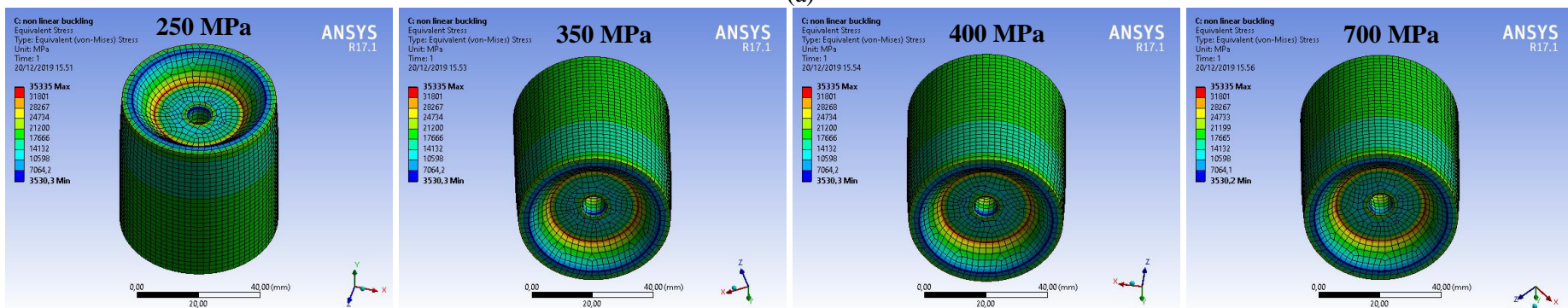
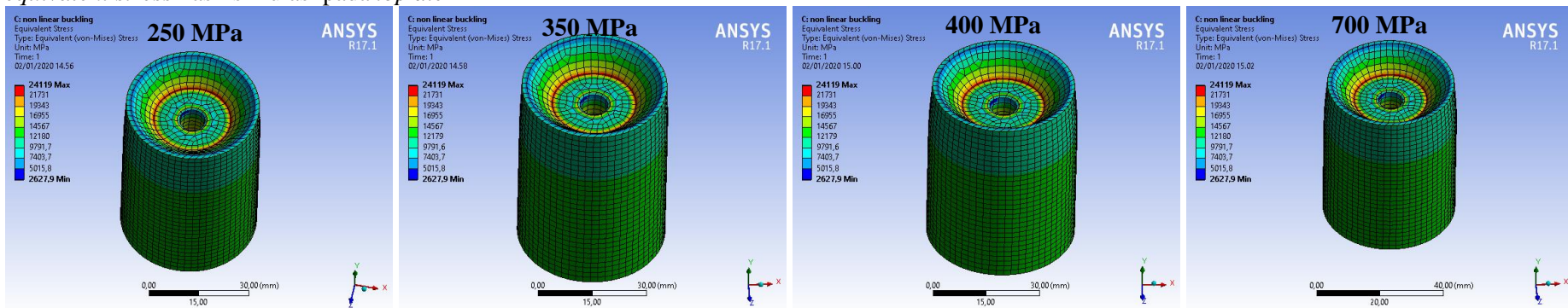


(c)

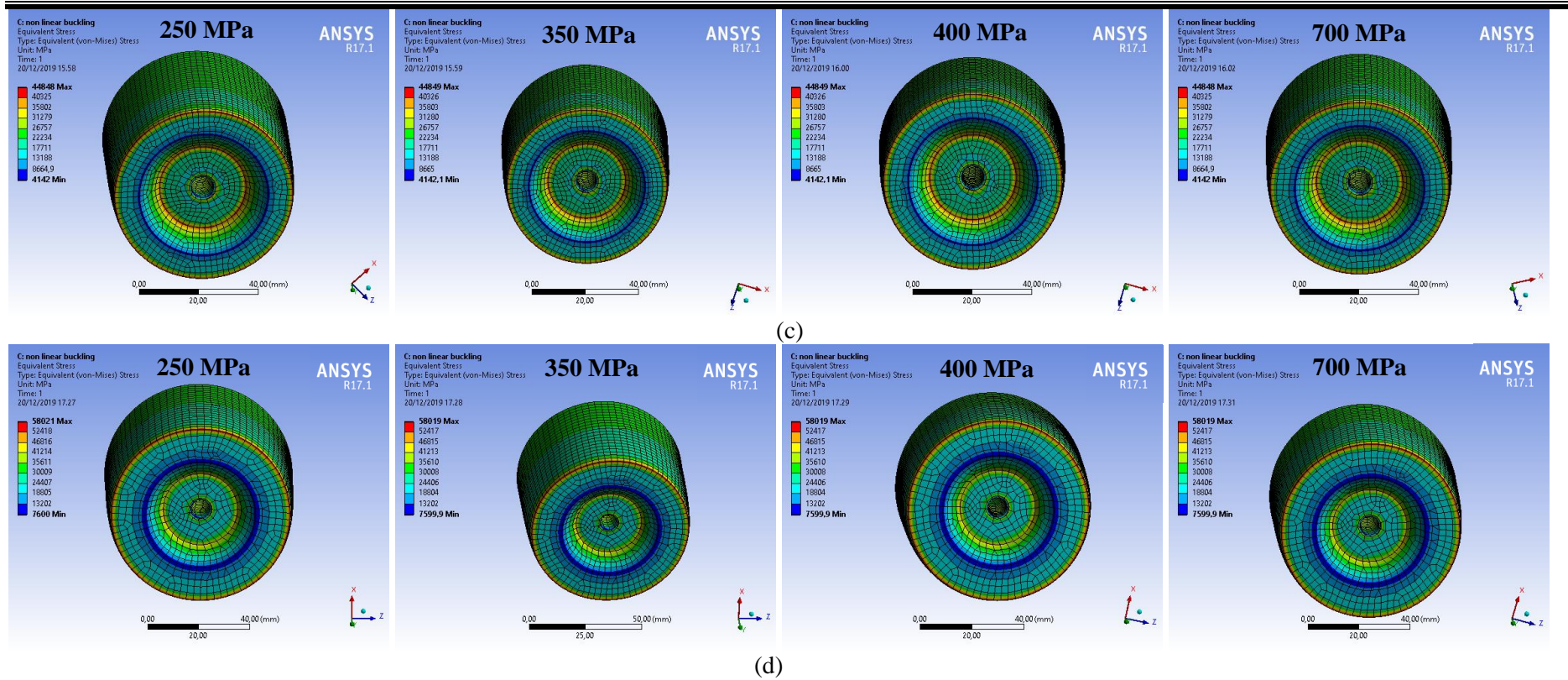
(d)

Gambar 4.19 Visualisasi perbandingan total deformation pada top die dengan variasi diameter luar (a) 40 mm (b) 50 mm (c) 60 mm (d) 70 mm

Hasil dari simulasi nonlinear *buckling* pada *top die* dapat menunjukkan distribusi *equivalent stress*. Berikut ini merupakan visualisasi distribusi *equivalent stress* hasil simulasi pada *top die*







**Gambar 4.20** Visualisasi perbandingan *equivalent stress* pada *top die* dengan variasi diameter luar (a) 40 mm (b) 50 mm (c) 60 mm (d) 70 mm

#### 4.7.2 Hasil Simulasi Stress pada *Bottom Die*

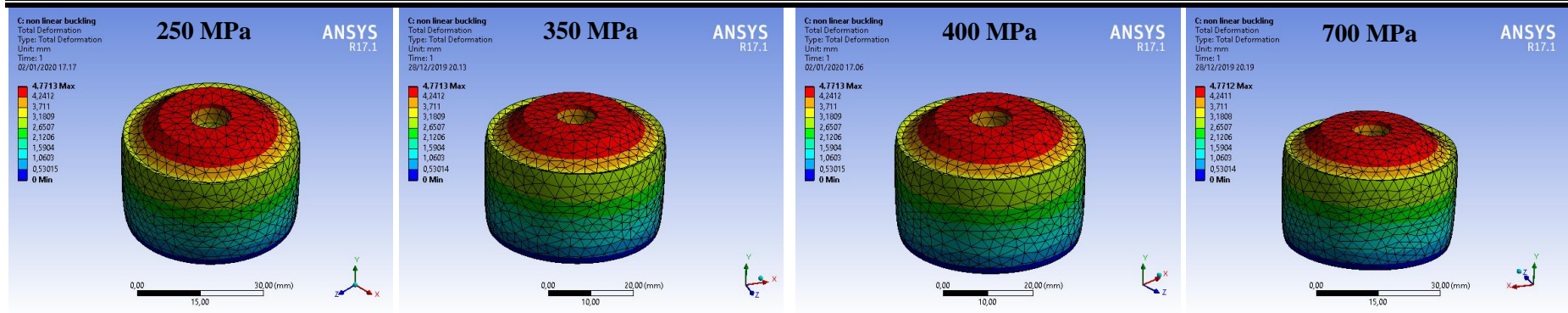
Berikut ini merupakan hasil simulasi stress pada *bottom die* dengan variasi diameter luar 40, 50, 60, 70 mm dan tekanan 250, 350, 400, 700 MPa. Tabel 4.10 menunjukkan variasi diameter dan tekanan terhadap *equivalent stress*. Gambar 4.21 dan Gambar 4.22 menunjukkan distribusi total deformasi dan *stress* ketika *buckling load* diterapkan.

**Tabel 4.10** Hasil simulasi pengaruh diameter luar dan tekanan terhadap *equivalent stress* pada *bottom die*

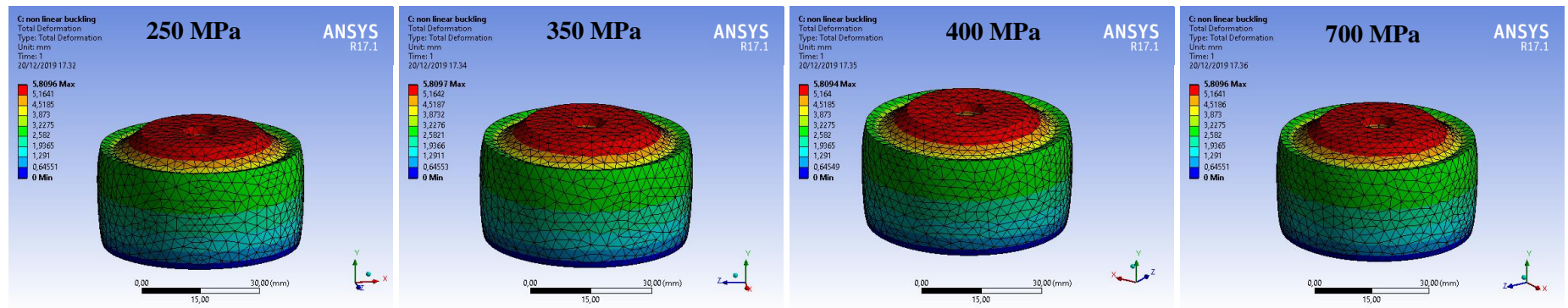
Diameter (mm)	Tekanan (MPa)	<i>Buckling Load</i> (MPa)	<i>Equivalent stress</i> (MPa)
40	250	30112,5	48.117
	350	30112,25	48.117
	400	30112,4	48.117
	700	30111,9	48.116
50	250	42.065	62.415
	350	42066,5	62.417
	400	42.064	62.413
	700	42065,1	62.415
60	250	51187,5	60.207
	350	51187,5	60.207
	400	51188	60.207
	700	51188,9	60.209
70	250	52607,5	61.343
	350	52607,8	61.346
	400	52608	61.343
	700	52607,8	61.343

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

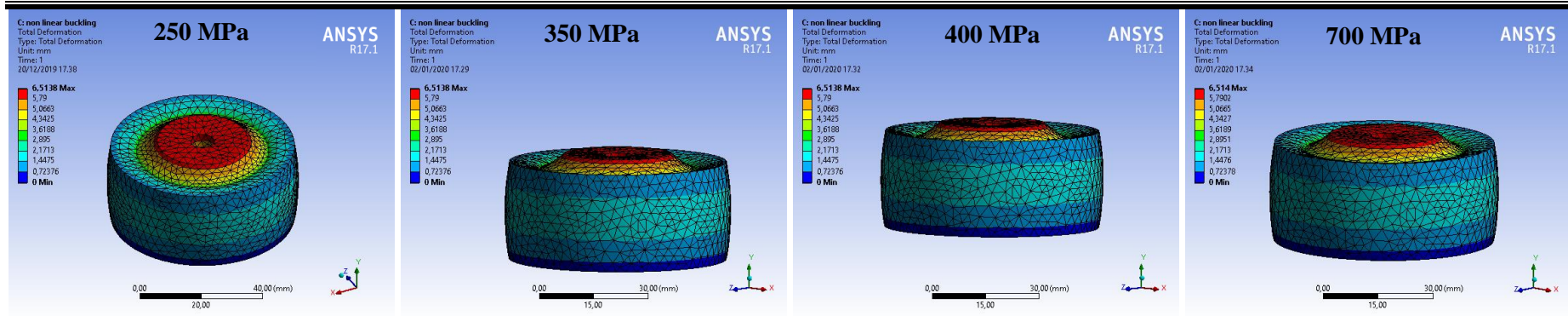




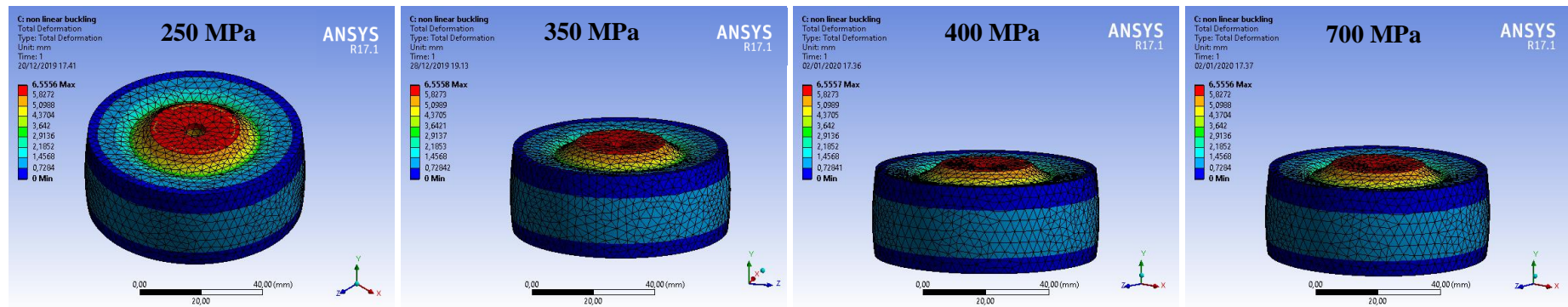
(a)



(b)



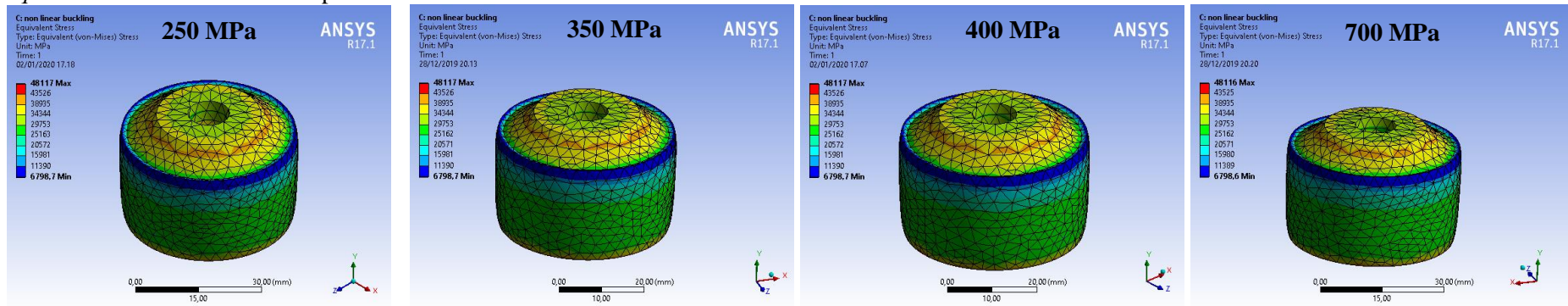
(c)



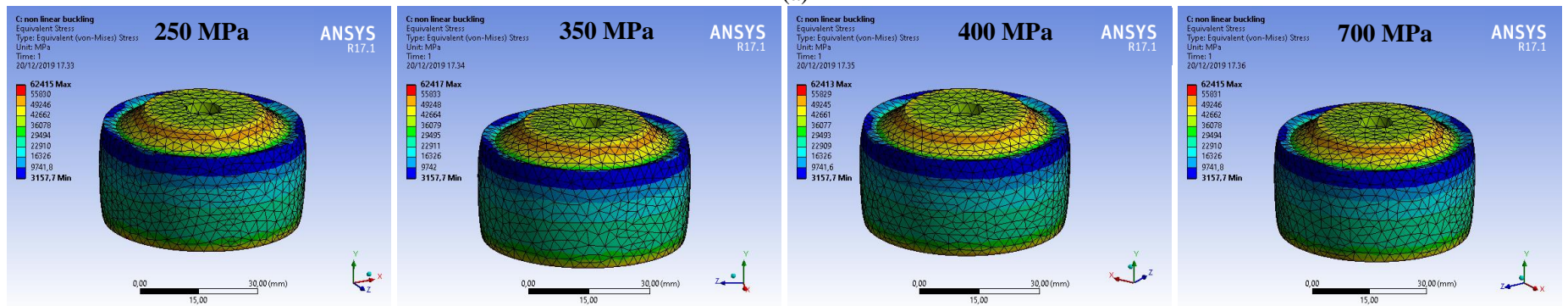
(d)

Gambar 4.21 Visualisasi perbandingan *total deformation* pada *bottom die* dengan variasi diameter luar (a) 40 mm (b) 50 mm (c) 60 mm (d) 70 mm

Hasil dari simulasi nonlinear *buckling* pada *bottom die* dapat menunjukkan distribusi *equivalent stress*. Berikut ini merupakan visualisasi distribusi *equivalent stress* hasil simulasi pada *bottom die*

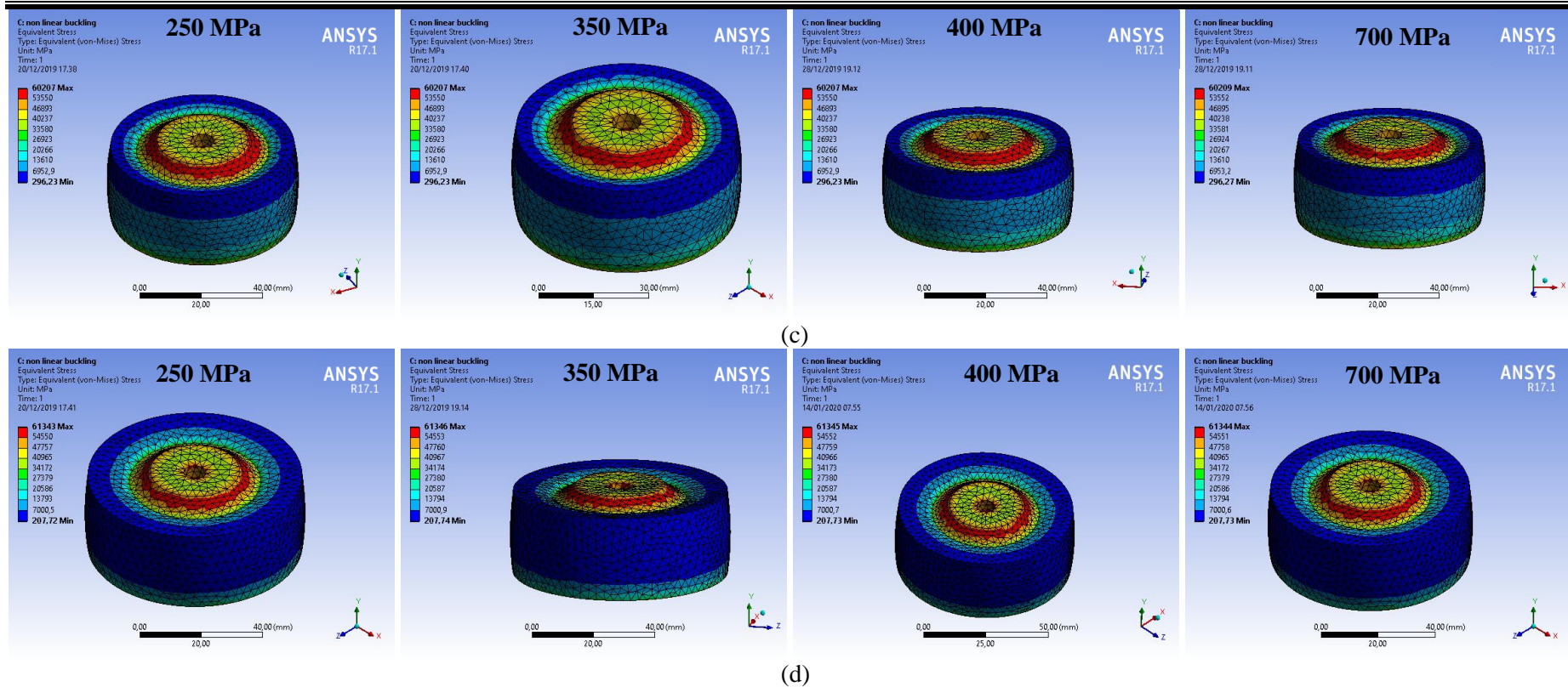


(a)



(b)





**Gambar 4.22** Visualisasi perbandingan *equivalent stress* pada *bottom die* dengan variasi diameter luar (a) 40 mm (b) 50 mm (c) 60 mm (d) 70 mm

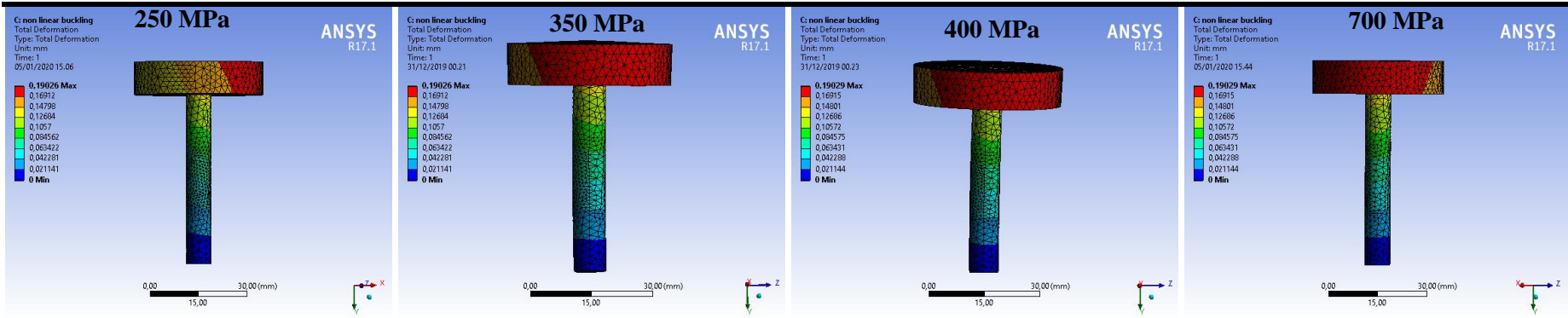
### 4.7.3 Hasil Simulasi Stress pada *Upper Punch*

Berikut ini merupakan hasil simulasi stress pada *upper punch* dengan variasi diameter luar 40, 50, 60, 70 mm dan tekanan 250, 350, 400, 700 MPa. Tabel 4.11 menunjukkan variasi diameter dan tekanan terhadap *equivalent stress*. Gambar 4.23 dan Gambar 4.24 menunjukkan distribusi total deformasi dan stress ketika *buckling load* diterapkan.

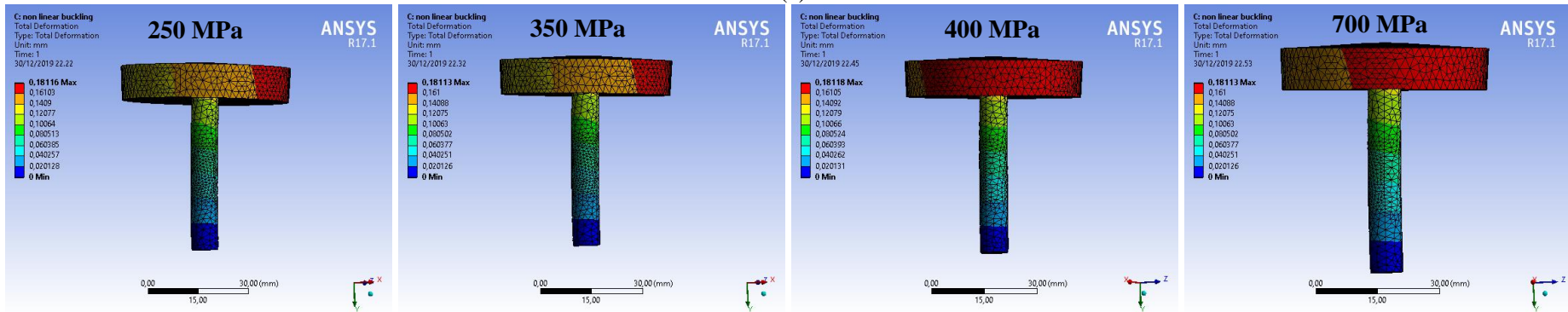
**Tabel 4.11** Hasil simulasi pengaruh diameter luar dan tekanan terhadap *equivalent stress* pada *upper punch*

Diameter (mm)	Tekanan (MPa)	<i>Buckling Load</i> (MPa)	<i>Equivalent stress</i> (MPa)
40	250	16,8028	502,25
	350	16,8028	502,26
	400	16,8028	502,26
	700	16,8028	502,26
50	250	10,7528	515,74
	350	10,7528	515,74
	400	10,7528	515,74
	700	10,7528	515,74
60	250	7,467	516,71
	350	7,4669	516,71
	400	7,4672	516,7
	700	7,4669	516,72
70	250	5,4858	502,19
	350	5,4856	502,19
	400	5,4856	502,18
	700	5,4857	502,19

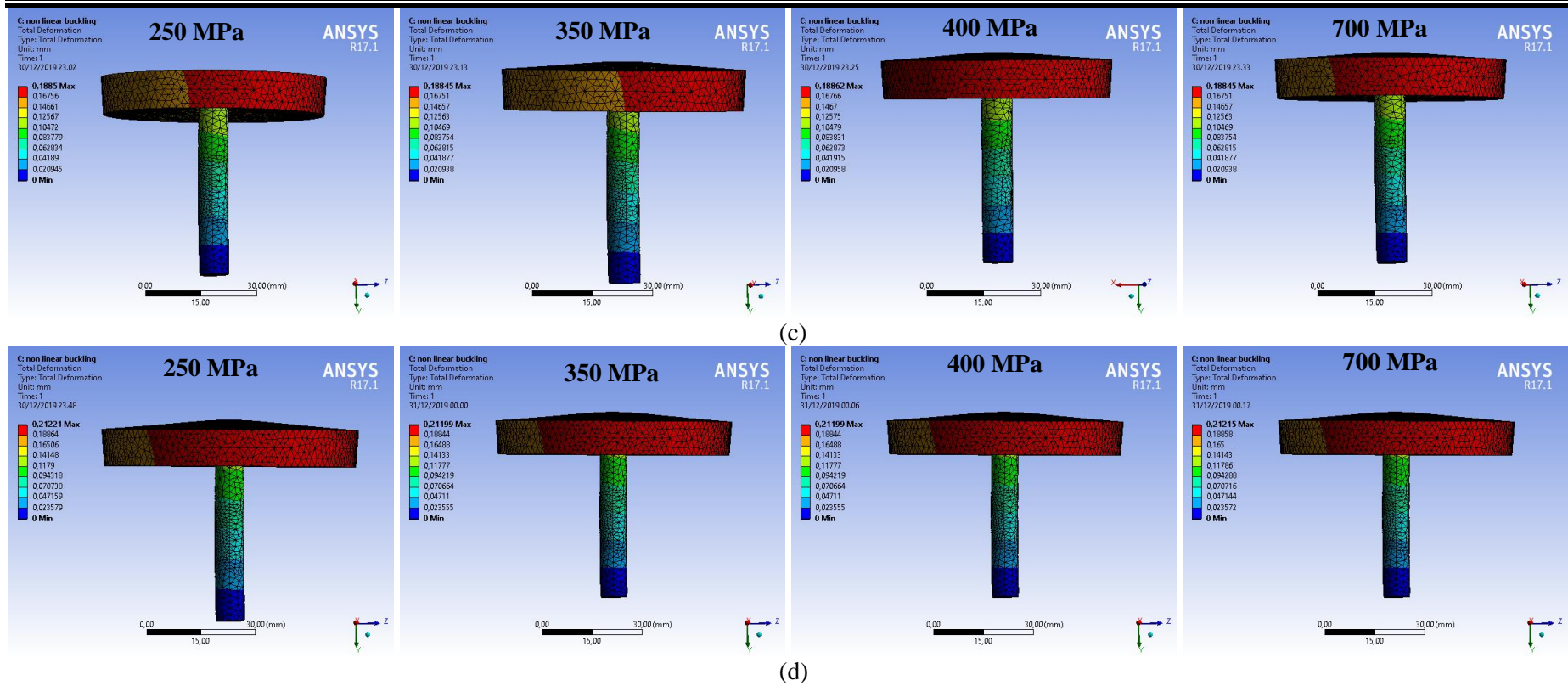
*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*



(a)



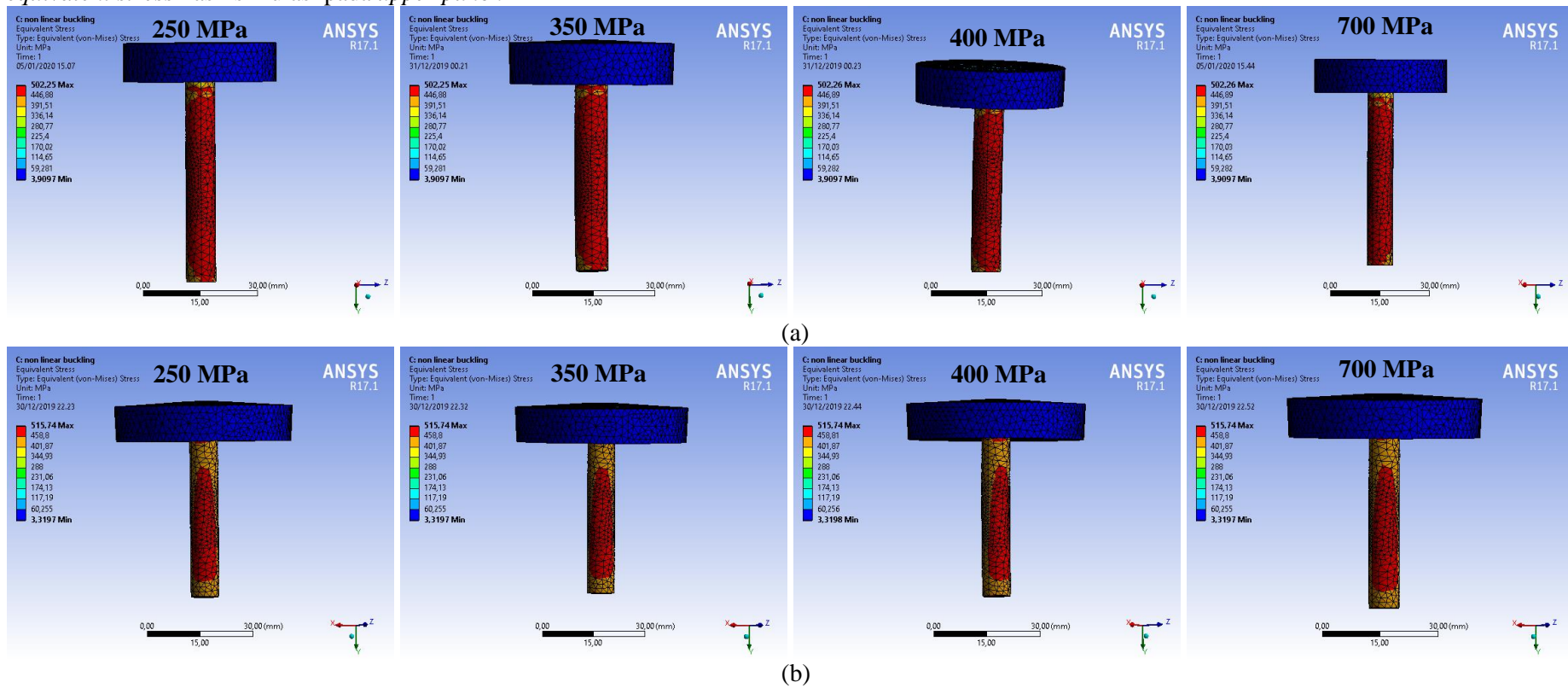
(b)

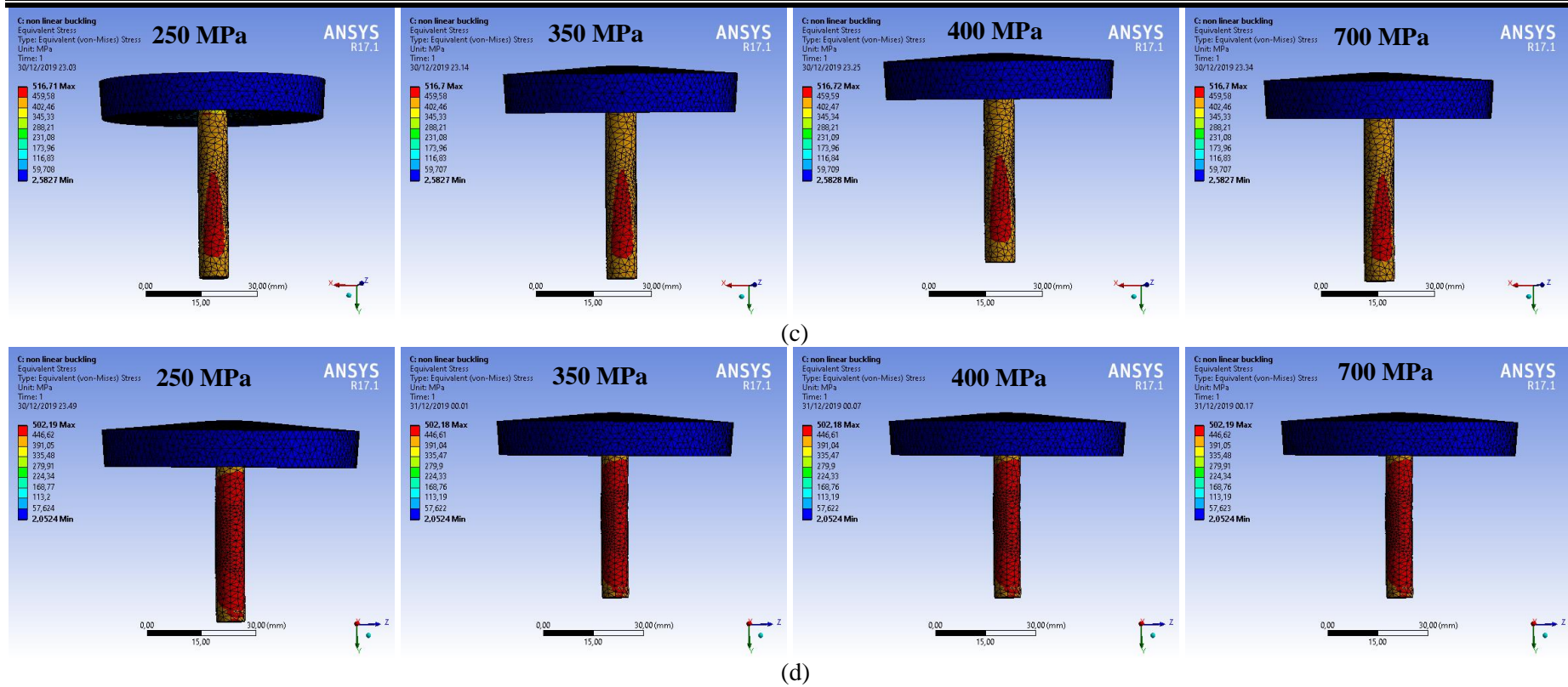


**Gambar 4.23** Visualisasi perbandingan *total deformation* pada *upper punch* dengan variasi diameter luar (a) 40 mm (b) 50 mm (c) 60 mm (d) 70 mm



Hasil dari simulasi nonlinear *buckling* pada *upper punch* dapat menunjukkan distribusi *equivalent stress*. Berikut ini merupakan visualisasi distribusi *equivalent stress* hasil simulasi pada *upper punch*





**Gambar 4.24** Visualisasi perbandingan *equivalent stress* pada *upper punch* dengan variasi diameter luar (a) 40 mm (b) 50 mm (c) 60 mm (d) 70 mm

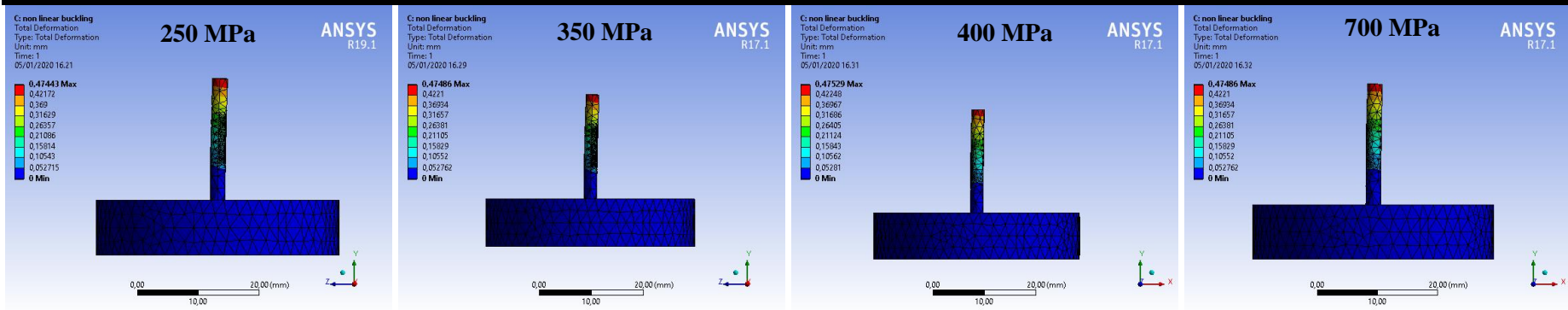
#### 4.7.4 Hasil Simulasi Stress pada *Lower Punch*

Berikut ini merupakan hasil simulasi stress pada *lower punch* dengan variasi diameter luar 40, 50, 60, 70 mm dan tekanan 250, 350, 400, 700 MPa. Tabel 4.12 menunjukkan variasi diameter dan tekanan terhadap *equivalent stress*. Gambar 4.25 dan Gambar 4.25 menunjukkan distribusi total deformasi dan stress ketika *buckling load* diterapkan.

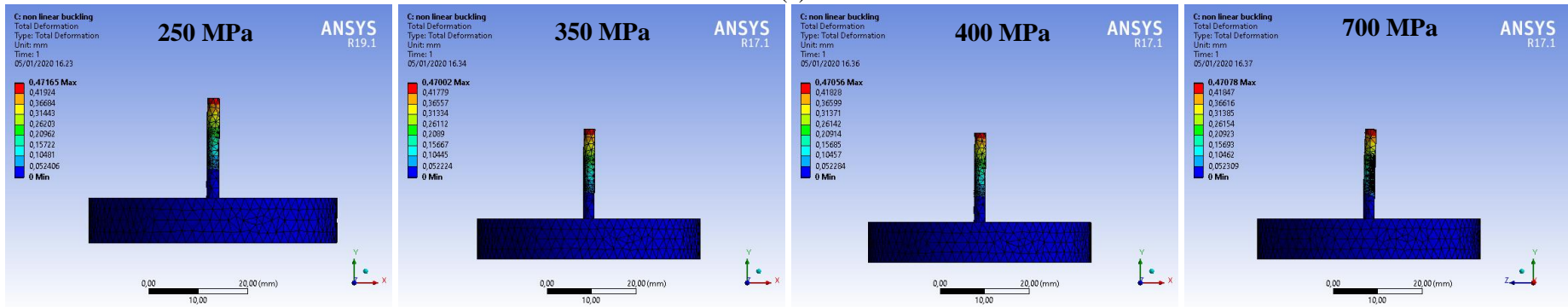
**Tabel 4.12** Hasil simulasi pengaruh diameter luar dan tekanan terhadap *equivalent stress* pada *lower punch*

Diameter (mm)	Tekanan (MPa)	<i>Buckling Load</i> (MPa)	<i>Equivalent stress</i> (MPa)
40	250	433,75	1064,7
	350	433,755	1065,3
	400	433,76	1065,9
	700	433,755	1065,3
50	250	432,925	1109,6
	350	432,915	1107,2
	400	432,92	1108
	700	432,922	1108,3
60	250	433,45	1122,5
	350	433,44	1121,6
	400	433,44	1121,6
	700	433,447	1122,3
70	250	432,85	1090
	350	432,845	1089,4
	400	432,84	1089,4
	700	432,859	1091,2

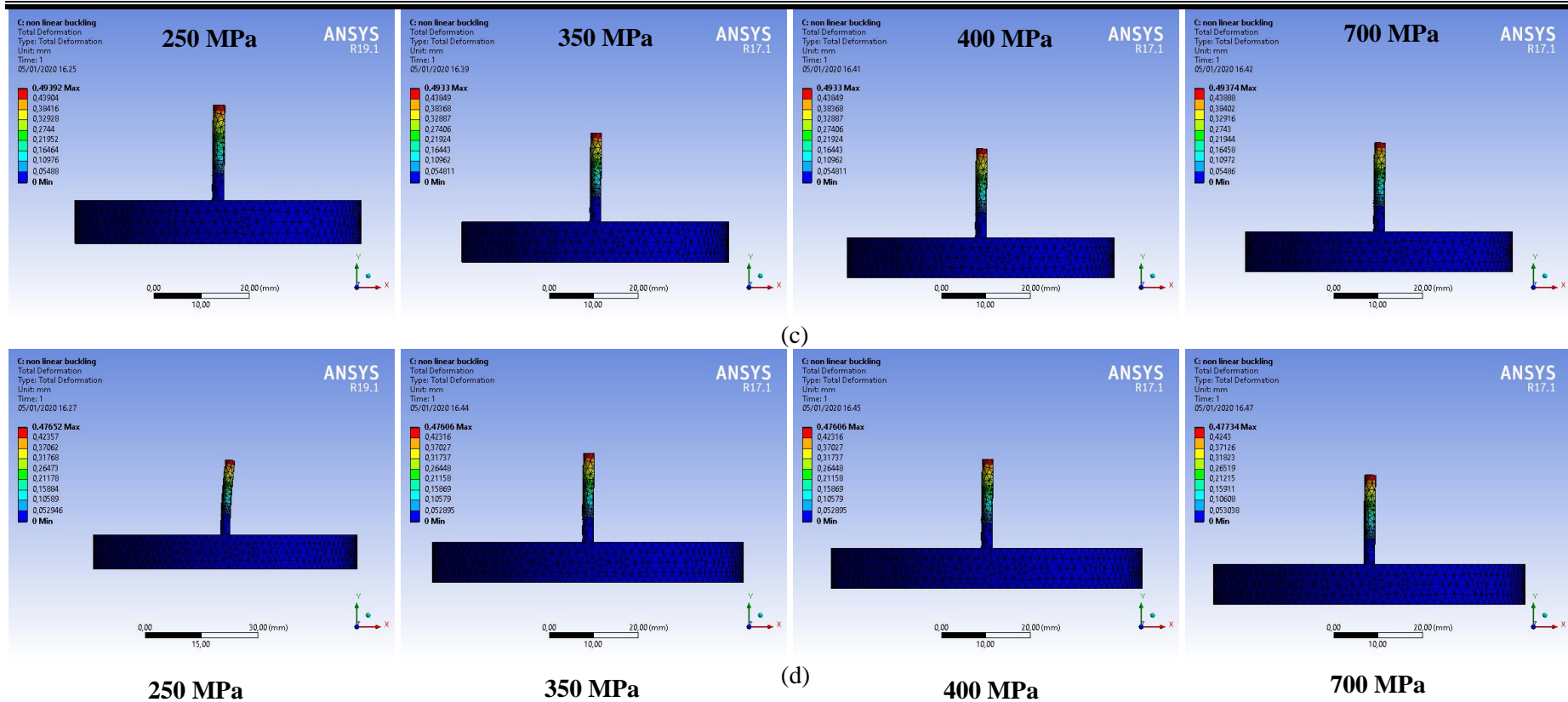
*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*



(a)

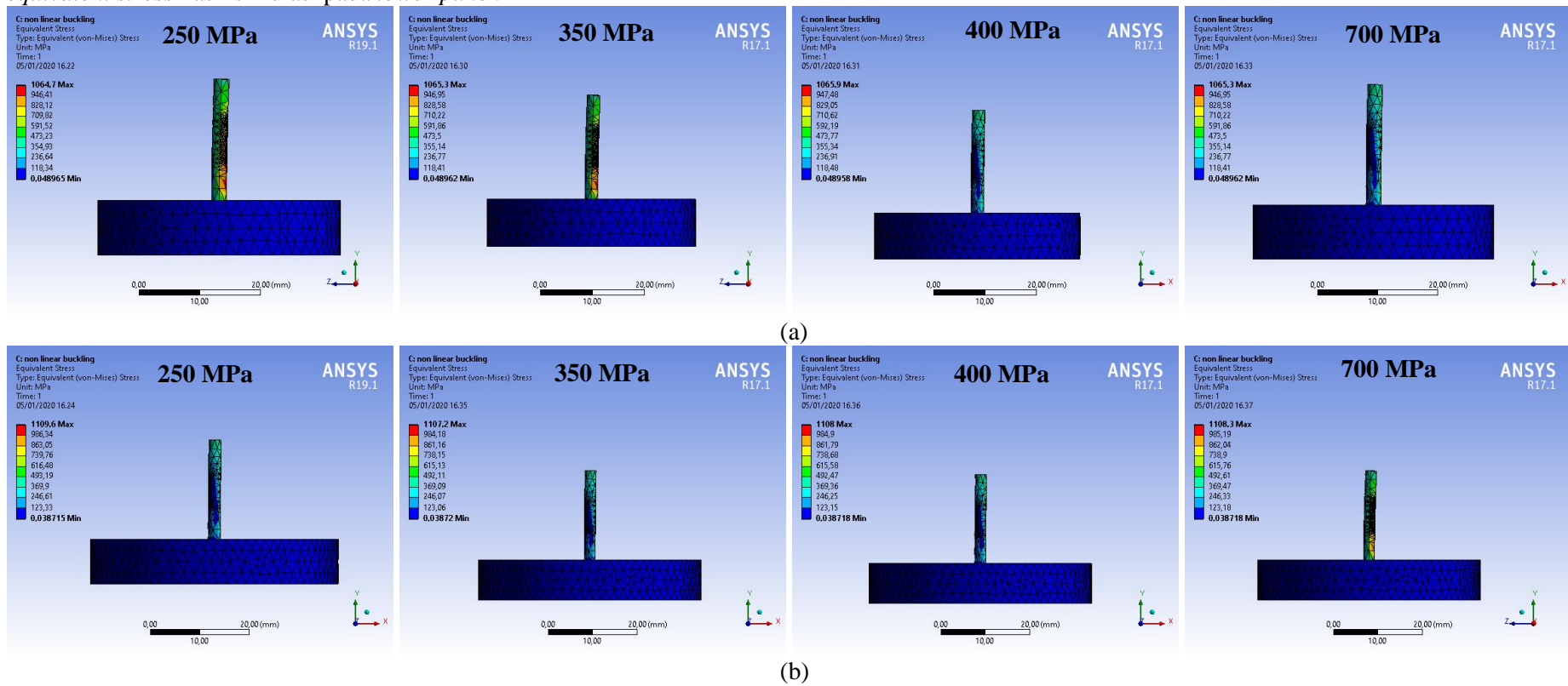


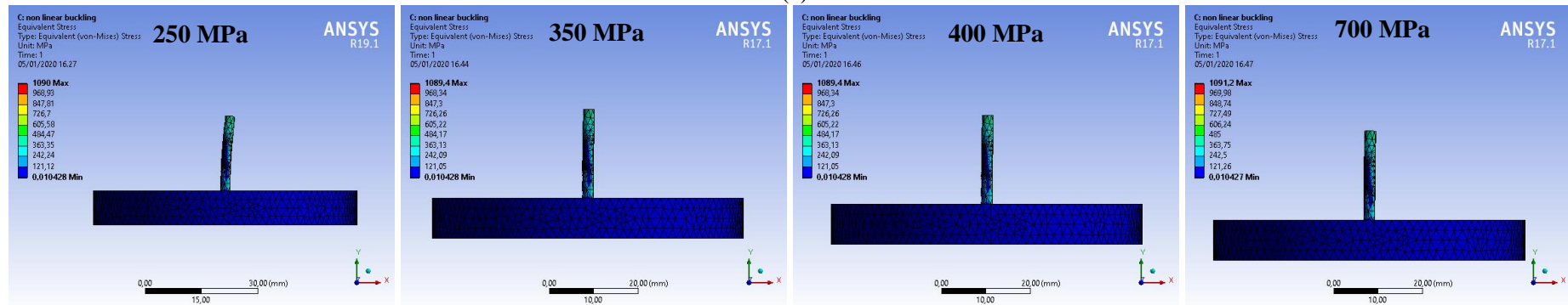
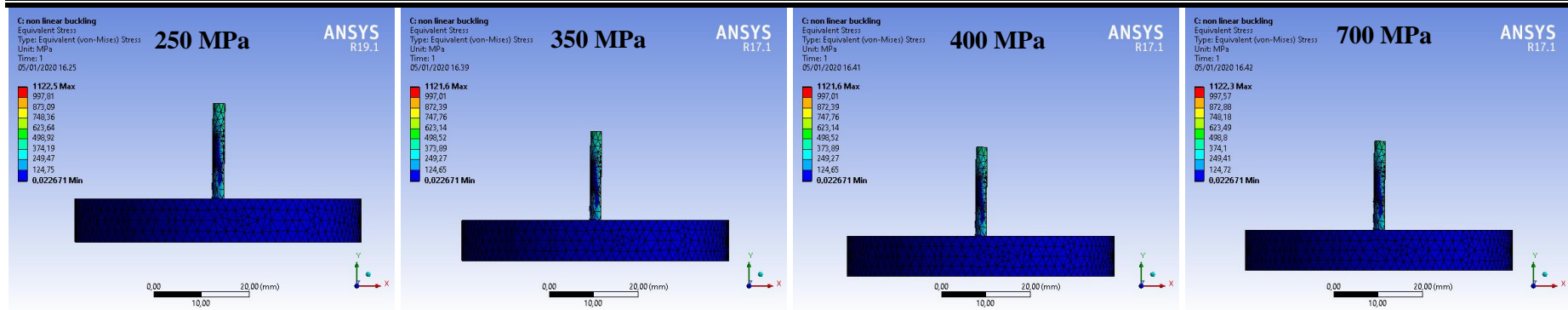
(b)



Gambar 4.25 Visualisasi perbandingan *total deformation* pada *lower punch* dengan variasi diameter luar (a) 40 mm (b) 50 mm (c) 60 mm (d) 70 mm

Hasil dari simulasi nonlinear *buckling* pada *lower punch* dapat menunjukkan distribusi *equivalent stress*. Berikut ini merupakan visualisasi distribusi *equivalent stress* hasil simulasi pada *lower punch*





**Gambar 4.26** Visualisasi perbandingan *equivalent stress* pada *lower punch* dengan variasi diameter luar (a) 40 mm (b) 50 mm (c) 60 mm (d) 70 mm



---

#### 4.8 Pengaruh Diameter Luar dan Tekanan terhadap Distribusi Stress

Analisis yang berkaitan dengan deformasi pada suatu desain struktur jelas penting untuk menghindari deformasi yang besar ketika diberikan suatu beban. Sehingga dapat menentukan nilai pembebanan yang sesuai sebagai bentuk pencegahan kerusakan pada struktur. Pada penelitian ini nilai total *deformation* didapatkan menggunakan software ANSYS *workbench* 17.1. Pada Gambar 4.15 ; Gambar 4.17 ; Gambar 4.19 dan Gambar 4.21 menunjukkan distribusi total deformasi pada masing – masing bagian dengan memvariasikan diameter dan tekanan. Dilihat secara kualitatif bahwa struktur yang mengalami deformasi paling tinggi pada permukaan yang menerima beban kompresif secara langsung.

Secara kuantitatif dengan membandingkan variasi diameter luar 40, 50, 60 dan 70 mm memiliki perbedaan nilai total deformasi. Pada Gambar 4.15 dengan geometri *top die*, didapatkan total deformasi senilai 3,6629 ; 5,1672 ; 6,72 ; 8,457 mm. Geometri *bottom die* pada Gambar 4.17 didapatkan total deformasi senilai 4,771 ; 5,809 mm ; 6,514 ; 6,555 mm. Geometri *upper punch* pada Gambar 4.19 didapatkan total deformasi senilai 0,190 ; 0,181 ; 0,189 ; 0,21 mm. Dan geometri *lower punch* pada Gambar 4.21 didapatkan total deformasi senilai sebesar 0,474 ; 0,471 ; 0,49 ; 0,498 mm.

Tegangan atau stress menunjukkan gaya atau beban total yang diberikan pada suatu benda akan didistribusikan ke seluruh penampang benda struktural .Pada penelitian ini nilai *equivalent stress* didapatkan menggunakan software ANSYS *workbench* 17.1. Pada Gambar 4.16 ; Gambar 4.18 ; Gambar 4.20 dan Gambar 4.22 menunjukkan distribusi *equivalent stress* pada masing – masing bagian dengan memvariasikan diameter dan tekanan.

Secara kuantitatif dengan membandingkan variasi diameter 40, 50, 60 dan 70 mm memiliki distribusi stress yang berbeda. Pada Gambar 4.16 dengan geometri *top die*, didapatkan

---

*equivalent stress* senilai 24119, 35335, 44848, 58021 MPa. Gambar 4.18 dengan geometri *bottom die*, didapatkan *equivalent stress* senilai 48117, 62415, 60207, 61343 MPa. Gambar 4.20 dengan geometri *upper punch*, didapatkan *equivalent stress* senilai 502,25 ; 515,74 ; 516,71 ; 502,19 MPa. Gambar 4.22 dengan geometri *lower punch*, didapatkan *equivalent stress* senilai 1065,7 ; 1108 ; 1121 ; 1089 MPa.

Secara teori *buckling* dengan panjang *top die* yang konstan, rasio panjang/diameter semakin kecil maka kapasitas kemampuan menahan axial *load* lebih signifikan. Dengan demikian **semakin besar diameter maka akan memiliki luas penampang yang lebih besar untuk menahan axial load yang diberikan**. Hal ini diperkuat dengan persamaan  $\sigma = \frac{F}{A}$  (Alhussainy Faez, 2017).

## BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan analisis yang telah dilakukan, maka kesimpulan dari penelitian tugas akhir ini adalah :

1. Hasil simulasi pada geometri *top die* dengan diameter luar 40, 50, 60 dan 70 mm yang diberi beban 250, 350, 400 dan 700 MPa tidak mengalami *buckling* dilihat dari nilai *load multiplier* yang lebih dari 1. *Top die* memiliki nilai *buckling load* dan *equivalent stress* yang meningkat dengan meningkatnya diameter. Nilai optimal berada pada diameter 70 mm dengan tekanan 250 MPa.
2. Hasil simulasi pada geometri *bottom die* dengan diameter luar 40, 50, 60 dan 70 mm yang diberi beban 250, 350, 400 dan 700 MPa tidak mengalami *buckling* dilihat dari nilai *load multiplier* yang lebih dari 1. *Bottom die* memiliki nilai *buckling load* yang meningkat dengan meningkatnya diameter. Nilai optimal berada pada diameter 70 mm dengan tekanan 400 MPa.
3. Hasil simulasi pada geometri *upper punch* dengan diameter luar 40, 50, 60 dan 700 mm yang diberi beban 250, 350, 400 dan 700 MPa akan mengalami *buckling* dilihat dari nilai *load multiplier* yang kurang dari 1. *Upper punch* memiliki nilai *buckling load* menurun dengan meningkatnya diameter. Nilai optimum berada pada diameter 40 mm dengan tekanan 250 MPa.
4. Hasil simulasi pada geometri *lower punch* dengan diameter luar 40, 50, 60 dan 70 mm yang diberi beban 250, 350 dan 400 MPa tidak mengalami *buckling*, sedangkan dengan pembebanan 700 MPa akan mengalami *buckling*. Nilai optimal berada pada diameter 40 mm dengan tekanan 400 MPa.

---

## 5.2 Saran

Adapun saran untuk penelitian berikutnya adalah :

1. Dilakukan penelitian lebih lanjut dengan simulasi dengan *assembly die compaction*.
2. Dilakukan penelitian lebih lanjut dengan simulasi pada punch atas dengan asumsi memberi tekanan pada peluru.
3. Dilakukan eksperimen secara langsung untuk mendapatkan properti material.

## DAFTAR PUSTAKA

- Ahmed Farhan Kadhum. 2017. "Effects of Length to the Diameter Ratio on the Buckling Behavior of Cylinders under Axial Load". Iraq : Al-Nahrain **Journal for Engineering Sciences (NJES)** Vol.21 No.2, 2018, pp.187-194
- Akin J.E . 2009 . **FEA Buckling Analysis** . Huston, US: Departement of Mechanical Engineering and Material Science, Rice University
- Alhussainy Faez, Sheikh Naez, Hadi. 2017. **Behaviour of Small Diameter Steel Tubes Under Axial Compression**. Wollongong-Australia : Repository University of Wollongong
- Aly Sherif Safar . 1995 . **Buckling Assessment of Axial Loaded Cylindrical Shells with Random Imperfection** . Ames-US : Digital Repository IOWA State University, Theses and Dissertation
- Anugraha, V. G., & Widyastuti. 2015. **Analisa Karakteristik Struktur Mikro dan Sifat Mekanik Komposit Cu-Sn terhadap Frangibilitas Peluru *Frangible* Cu-Sn**. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- Babakhani Abolfazl & Haerian Ali. 2010. "Effect of Die Temperature on Mechanical Properties of Hot Pressed P/M Parts". Iran : **Materials Science Forum Vol 638-642**
- Bathe, K.-J. 1996. **Finite Element Procedures**. Englewood Cliffs: Prentice Hall.
- Chen Xiaolin, Liu Yijun . 2019 . **Finite Element Modeling and Simulation with ANSYS Workbench** . Boca Raton : CRC Presss, Taylor & Francis Group
- Chenglong Shang. 2012. **Modelling Powder Compaction and Breakage of Compacts** : Department of Engineering, University of Leicester

- 
- Chenghao Zhao, B.Eng. 2009. **A Study of Iron Powder Compaction for Automobile Components Application**. Canada : McMaster University
- Degarmo, E.P., Black, J.T., & Kohser, A.R. 1988. **Materials and Processes in Manufacturing**. California: Macmillan Pub. Co
- Dr. T. H. G. Megson. 2000. **Structural and Stress Analysis** . Inggris :Senior Lecturer in Civil Engineering University of Leeds Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford
- Elso Myriam Iturgaiz. 2012. **Finite Element Method Studies on the Stability Behavior of Cylindrical Shells Under Axial and radial Uniform and non-uniform Load**. Krefeld : Departement of Mechanical and Process Engineering Hochschule Niederrhein
- Hansen, R. D. 2006. **United States Paten No. US7392746B2**.
- Höganäs. 2013. **Handbook for Sintered Components**. Sweden : Höganäs AB
- Kruachaturrat, S., Thanomsilp, C., & Wattanasiriwech, S. 2009. **Sintering Cu-Sn Materials for Frangible Bullets**. The 3rd Thailand Metallurgy Conference (TMETC-3).
- Kumar E Geethendra, Md Ahasan, K Venkatesh, K S B S V S Sastrya. 2018. “Design, fabrication of Powder Compaction Die and Sintered Behavior of Copper Matrix Hybrid Composite”. India : **International research Journal of Engineering and Technology ISSN : 2395-0056**.
- Larsson Mats & Ramstedt Maria. 2013. **Lubricants for Compaction of P/M Components**. Sweden : Höganäs AB.
- Megson. 2000. **Structural and Stress Analysis**. England : Butterworth-Heinemann
- Moghaddam dan Sangi . 2011 . Elephant’s Foot Buckling of Cylindrical Steel Storage Tanks . Semnan, Iran : **6th**
-

- 
- National Congress on Civil Engineering, Semnan University**
- Mullins, J. F. 2001. ***Frangible Ammunition: The New Wave in Firearms Ammunition***. Paladin Press.
- Nadkarni, Anil V., 2003. ***Lead-Free Frangible Bullets and Process for Making Same. Paten: US 6,536,352 B1***.
- P. Seshu. 2012. **Textbook of Finite Element Analysis** : Asoke K. Ghosh
- Richard Gordon. 2011. **Shigley's Mechanical Engineering Design, Ninth Edition** : McGraw-Hill
- Rydlo, M. 2010. "Theoretical Criterion for Evaluation of the Frangibility Factor". **Advances in Military Technology Vol.5, No. 2**.
- Serope Kalpakjian, S. R. (2009). **Manufacturing Engineering and Technology**. Singapore: Prentice Hall.
- Silva Vitor Dias . 2006 **Mechanics and Strength of Material** . Coimbra, Portugal : Springer
- SM Tahir. 2005. "Fracture in Metal Powder Compaction". **International Journal of Solids and Structures : Departement of mechanical and manufacture engineering**
- Stanley Gerald Selig. 2012. **Finite Element Simulation of The Compaction And Springback of an Aluminum Powder Metallurgy Alloy**. Canada : Dalhousie University Halifax, Nova Scotia
- Stasiak M., Tomas J., Molenda M., Rusinek R. and Mueller P., 2010. "Uniaxial Compaction Behaviour and Elasticity of Cohesive Powders". **Powder Technology. Vol. 203**
- Shabudeen, Syed P.S . 2010. **Engineering Chemistry II: Powder Metallurgy**. India : Kumaraguru Collage of Technology.
- Upadhyaya. G.S. 2002. **Powder Metallurgy Technology**. England: Cambridge International Science Publishing.
-

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*



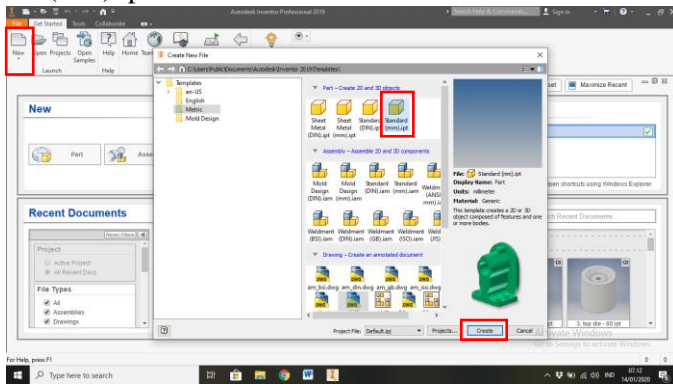
## LAMPIRAN

### Lampiran 1 Langkah – langkah Membuat Desain pada Autodesk Inventor Profesional 2019

Step 1 : Membuka software Autodesk Inventor Profesional

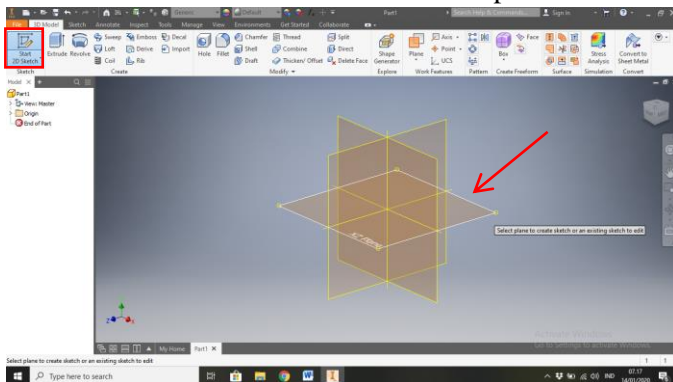
Step 2 : Membuat File Baru

Klik new pada tool box, lalu klik Create 2D Standard (mm).ipt dan klik create



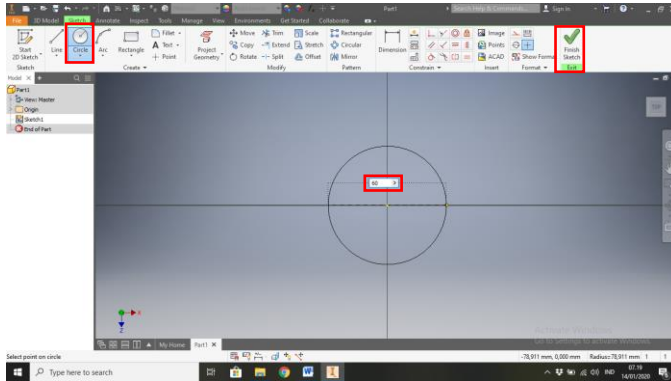
Step 3 : Menentukan Plane

Klik Start 2D sketch dan tentukan base plane.



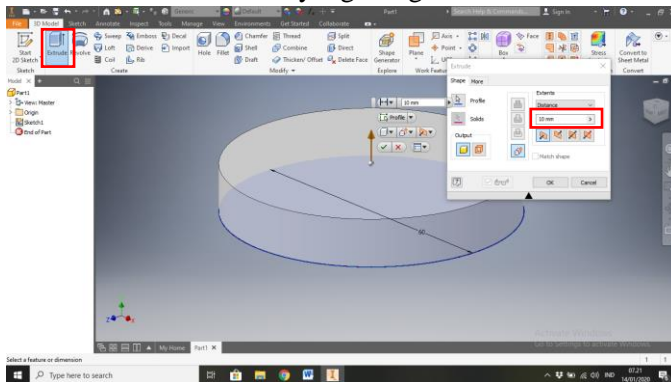
### Step 3 : Membuat Sketch

Klik Center Point Circle pada tool Box dan menggambar dari pusat koordinat, menulis diameter yang diinginkan dan klik Finish Sketch



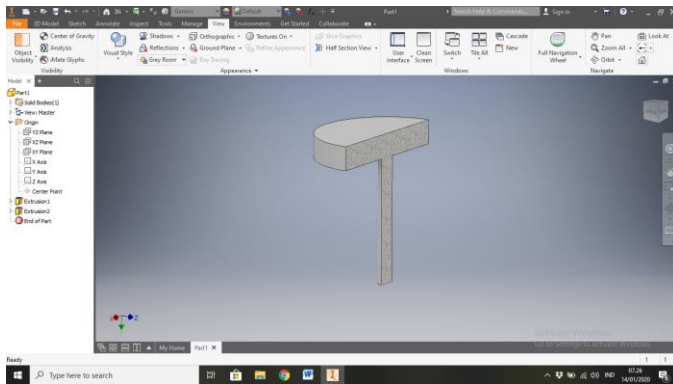
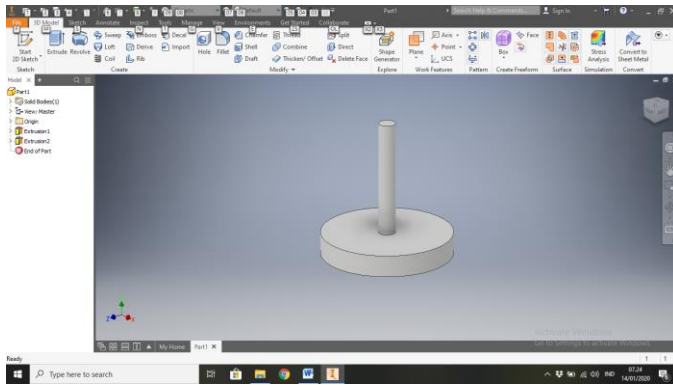
### Step 4 : Membuat Extrude

Klik Extrude pada tool Box dan pilih sketch 2 dimensi yang akan diextrude, menulis ketebalan yang diinginkan dan klik ok



### Step 5 : Membuat Silinder Kecil

Melakukan hal dimulai dari sketch 2 dimensi dan *extrude* untuk membuat desain silinder kecil

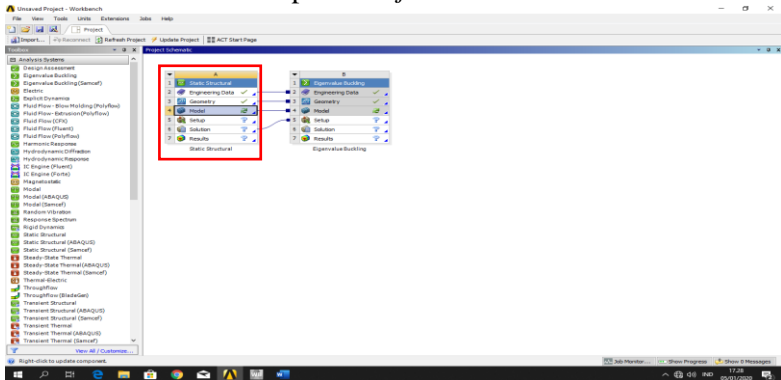


## Lampiran 2 : Langkah – langkah simulasi dengan ANSYS Workbench 17.1

Step 1 : Membuka ANSYS workbench project

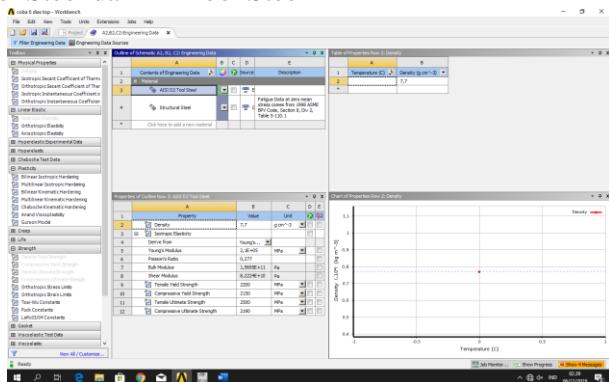
Step 2 : Membuat *Static Structural* Project.

Drag *Static Structural* icon dari *Analysis System* window dan meletakkan pada *Project Schematic*



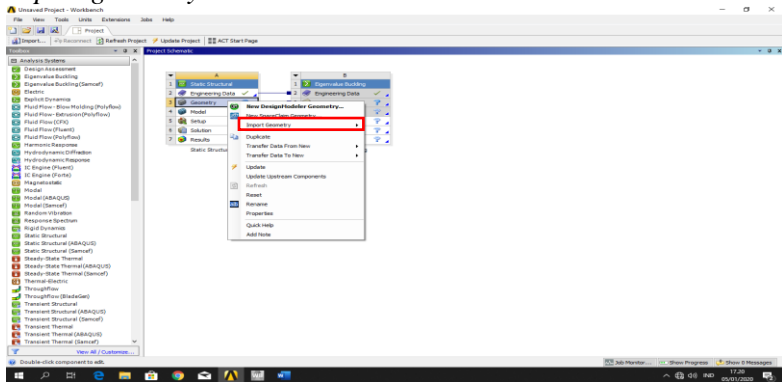
Step 3 : Membuka *Engineering Data*

Double klik pada *Engineering Data*, input properti material AISI D2 Tool Steel dan A2 Tool Steel



#### Step 4 : Input Geometry

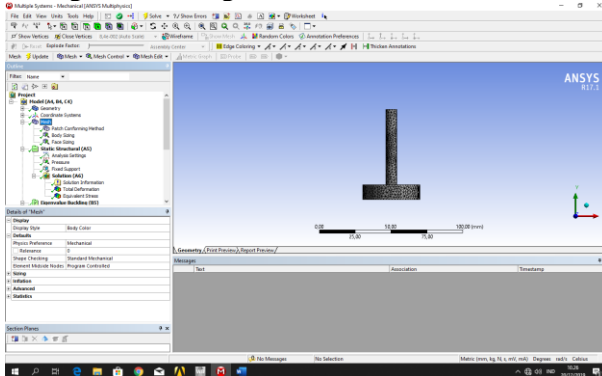
Klik kanan pada *Geometry* di *Static Structural* kemudian klik *import geometry*



#### Step 5 : Memunculkan Static Structural Program

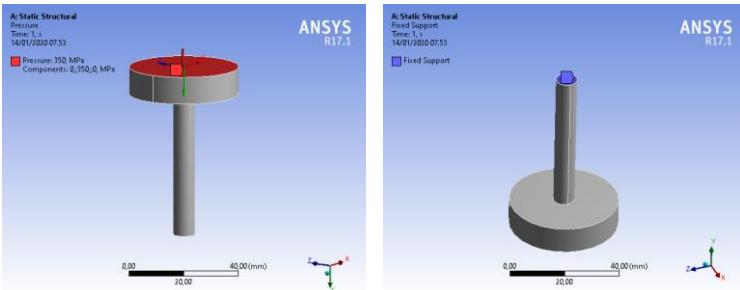
*Double* klik pada Model Cell untuk memunculkan Static Structural Program.

#### Step 6 : Mengatur meshing



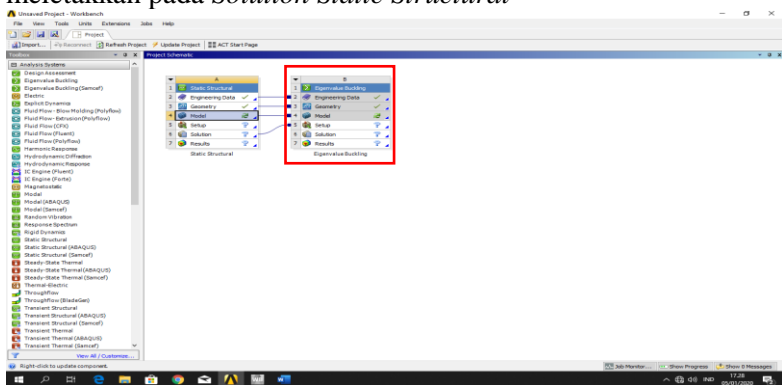
#### Step 7 : Boundary Condition

Menentukan fixed support dan load yang akan diberikan



Step 8 : Hasil Static Structural (A5)  
klik kanan pada Solution dan insert Total *Deformation* dan *Equivalent stress*. Dan klik kanan untuk Solve

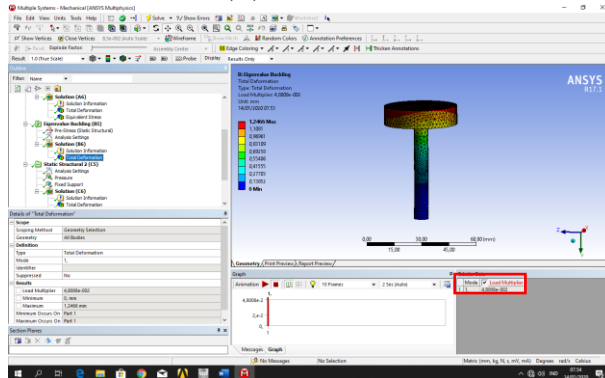
Step 9 : Membuat *Eigenvalue Buckling* Project.  
Drag *Eigenvalue Buckling* icon dari *Analysis System* window dan meletakkan pada *Solution Static Structural*



Step 10 : Membuat *Eigenvalue Buckling* Project.  
Click kanan Analysis Settings pada Eigenvalue Buckling (B5).  
Mengganti max mode pada analysis setting menjadi 1

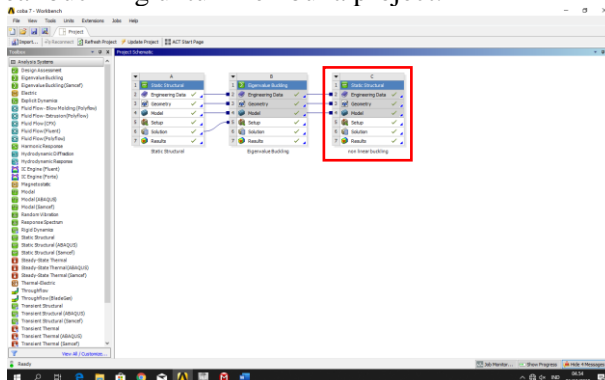
Step 11 : Hasil Eigenvalue Buckling (B5)

klik kanan pada Solution dan insert Total *Deformation*. Dan klik kanan untuk Solve. Perhatikan nilai load *multiplier*. Nilai ini akan dikalikan dengan beban yang diterapkan untuk diinput pada pressure Static Structural (C)



Step 12 : Membuat *Static Structural* Project.

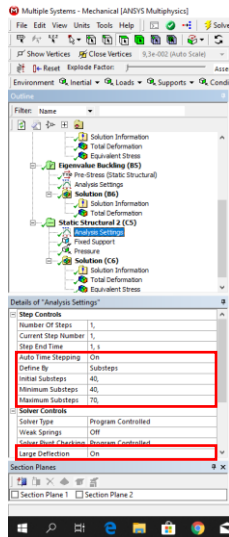
Drag *Static Structural* icon dari *Analysis System* window dan meletakkannya pada *Model Eigenvalue Buckling*. Memberi nama dengan non linear buckling. Kemudian double klik pada model non linear buckling untuk membuka project.



Step 13 : Boundary Condition

Menentukan fixed support dan load yang akan diberikan.

Step 14 :Mengatur Analysis Setting (C5)  
Mengubah Auto Time Stepping [ON], kemudian mengatur initial substep, minimum substeps dan maximum substep. Mengubah Large Deflection [ON]

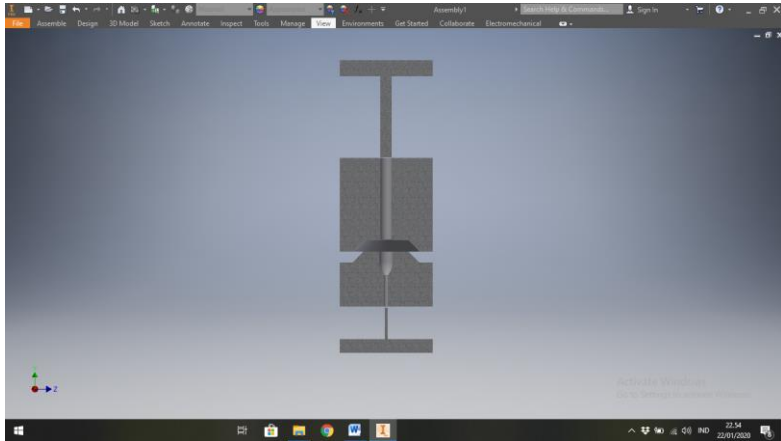


Step 15 : Hasil Non Linear Buckling (C5)  
klik kanan pada Solution dan insert Total *Deformation* dan *Equivalent stress*. Dan klik kanan untuk Solve



---

*Lampiran 3. Tampilan Assembly pada Die Compaction*



*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## UCAPAN TERIMA KASIH

Pada pembuatan laporan tugas akhir ini penulis mendapat banyak bantuan dan dukungan dari berbagai pihak, pada kesempatan ini penulis mengucapkan terima kasih kepada

1. Ayah, Ibu, Dek Lia dan Dek Alma yang selalu mendoakan, memberi semangat, motivasi dan dukungan.
2. Ibu Dr. Widyastuti, S.Si., M.Si selaku dosen pembimbing pertama Tugas Akhir yang telah memberikan pelajaran dan bimbingan dengan penuh kasih dan sayang.
3. Bapak Dr. Eng. Hosta Ardhyanta, S.T ., M.Sc selaku dosen pembimbing kedua Tugas Akhir yang telah memberikan bekal, pelajaran, bimbingan dan dukungan kepada penulis disela sela kesibukan beliau dengan penuh suka cita.
4. Bapak Wikan Jatimurti, S.T ., M.Sc dan Ibu Vania Mitha, S.T ., M.T selaku dosen penguji saat seminar proposal dan sidang tugas akhir yang telah memberikan masukan, kritik dan saran dengan sangat teliti dan cermat.
5. Teman – teman seperjuangan MT 18 yang telah menemani dari kaderisasi hingga sidang tugas akhir, telah menjadi rumah tempat kembali. Diingat tagline nya, **TOTALITAS, INTEGRITAS, BERKARAKTER!**
6. Teman – teman **fungsiaris PSDM HMMT 18/19** Bagas, Mirfa, Epong, Aden, Alief dan Radite yang telah mengisi 24 jamku semester 4-6 di sekre.
7. Sahabat terbaik Rosa Dewi Fitriana dan Luckyta Rizkivany yang telah menjadi *human diary*. *Love youu guyyss!!*
8. Tim Peluru *Frangible* ITS yang memberikan banyak wawasan.
9. Sahabat seperjuangan TA Lab Komputasi Mas Dimas, Bobby dan Cut yang telah menemani begadang di lab, teman diskusi yang luar biasa dan seperti pembimbing ketiga

10. Amy Reza Andrea, yang selalu ada, selalu menemani, selalu mendukung dan menghibur dikala keriwahan tugas akhir. Terimakasih atas perhatian serta semua ilmu metal yang masih diingat hingga saat ini.
11. Seluruh pihak yang belum bisa dituliskan satu persatu, terimakasih atas doa dan dukungannya
12. Dan yang terakhir terima kasih kepada **diri saya sendiri** yang telah melakukan segala sesuatunya dengan baik, telah berjuang dan kuat melewati ini, telah bertahan di situasi yang menguras banyak tenaga dan pikiran hingga akhir, sudah berani keluar dari zona nyaman dan sudah mencoba.



## BIODATA PENULIS

Penulis lahir di Lumajang pada 5 Juni 1998. Penulis merupakan anak pertama dari dua bersaudara dari pasangan M. Noor Yahya dan Tri Mei Karyawati. Riwayat pendidikan yang ditempuh oleh penulis yaitu SD Cendekia, SMPN 1 Sidoarjo, SMAN 1 Sidoarjo dan sekarang melanjutkan di Departemen Teknik Material dan Metalurgi, Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Selama berkuliah, penulis pernah mengikuti seminar, kerja praktik, pelatihan dan organisasi. Penulis pernah mengikuti pelatihan pemandu dan pernah menjabat menjadi Kabiro Pemetaan dan Pemantauan PSDM HMMT 2018/2019. Selain itu penulis pernah menjadi bagian dari Asisten Laboratorium Fisika Material dan menjadi bagian dari *Grader* mata kuliah Metalurgi.

Penulis memiliki Pengalaman kerja praktik di PT Badak NGL, Bontang-Kalimantan Timur yang dilaksanakan pada bulan Juni – Agustus 2019. Pada saat kerja praktik, penulis mendapatkan topik mengenai “*Remaining Useful Life Assessment of Fire Water Line in Train H*”. Sedangkan tugas akhir yang dikerjakan oleh penulis berjudul “Optimasi Desain dan Simulasi Kegagalan Buckling pada Die Mesin Kompaksi dengan Metode Elemen Hingga”.

Email : [nadyaputriyahya@gmail.com](mailto:nadyaputriyahya@gmail.com)