



TUGAS AKHIR - TM 184835

ANALISA TEGANGAN VON MISES DAN SAFETY FACTOR PIN BUCKET EXCAVATOR DENGAN PENDEKATAN METODE ELEMEN HINGGA

CHINDY AMELIA BERLIANA

NRP 02111640000016

Dosen Pembimbing
Ir. Julendra B. Ariatedja, MT.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya 2020



TUGAS AKHIR - TM 184835

ANALISA TEGANGAN VON MISES DAN SAFETY FACTOR PIN BUCKET EXCAVATOR DENGAN PENDEKATAN METODE ELEMEN HINGGA

CHINDY AMELIA BERLIANA

NRP 0211164000016

Dosen Pembimbing
Ir. Julendra B. Ariatedja, MT.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2020



FINAL PROJECT - TM 184835

VON MISES STRESS ANALYSIS AND SAFETY FACTOR PIN BUCKET EXCAVATOR USING FINITE ELEMENT METHOD

CHINDY AMELIA BERLIANA

NRP 0211164000016

Supervisor:

Ir. Julendra B. Ariatedja, MT.

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT

Faculty of Industrial Technology and System Engineering

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya 2020

HALAMAN PENGESAHAN

ANALISA TEGANGAN VON MISES DAN SAFETY FACTOR PIN BUCKET EXCAVATOR DENGAN PENDEKATAN METODE ELEMEN HINGGA

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Chindy Amelia Berliana

NRP. 02111640000016

Disetujui oleh:

1. **Ir. Julendra B. Ariatedia, MT** (Pembimbing)
NIP. 196807061999031004
2. **Agus Sigit Pramono, Ir. Dr. DEA** (Penguji 1)
NIP. 196508101991021001
3. **Yusuf Kaelani, Ir. M.Sc.E** (Penguji 2)
NIP. 196511031990021001
4. **Alief Wikarta, ST, M.Sc Eng, PhD** (Penguji 3)
NIP. 198202102006031002

SURABAYA
AGUSTUS 2020

ANALISA TEGANGAN VON MISES DAN SAFETY FACTOR PIN BUCKET EXCAVATOR DENGAN PENDEKATAN METODE ELEMEN HINGGA

Nama : Chindy Amelia Berliana
NRP : 0211164000016
Departemen : Teknik Mesin / FTIRS-ITS
Pembimbing : Ir. Julendra B. Ariatedja, MT

ABSTRAK

Excavator adalah alat berat yang dipergunakan untuk melaksanakan proyek-proyek yang besar seperti pembangunan jalan-jalan tol, gedung pencakar langit, gorong-gorong, dan lain-lain sebagai alat penggalian, pengangkutan, peralatan dan lain-lain dalam waktu yang singkat. *Excavator* memiliki beberapa bagaian yaitu *upperstructure*, *front attachment*, dan *undercarriage*. Penggunaan *front attachment* ini sangat krusial dalam melakukan pekerjaan yang dilakukan oleh *excavator*. Kerusakan alat berat terutama *excavator* sering terjadi pada bagian lengan *excavator* (bucket, arm, dan boom), Kerusakan pada bagian pin *bucket* dikarenakan beban yang diangkat dan dibawa oleh *excavator* terlalu berlebihan. Beban terlalu tinggi saat proses penggalian mengakibatkan kerusakan terhadap *bucket* yang menyebabkan kerusakan pada bagian *bucket excavator* dan juga kerusakan pada pin *bucket excavator* yang menjadi penghubung antara *bucket* dan *arm*.

Pada penelitian ini dilakukan analisa pada *pin bucket excavator* sehingga hasil simulasi mendekati kondisi operasi. Dimana pembebanan operasi ini ditinjau dari *boom*, *arm* dan berujung pada *bucket* dari *excavator* yang dimodelkan menggunakan *software 3D Modelling*, kemudian di *assembly*

dengan *3D model Excavator*. Setelah itu, hasil perhitungan pembebanan kinematis akan disimulasikan dengan FEM untuk mengetahui kegagalan akibat pembebanan operasi pada *pin bucket excavator*. Dalam penelitian kali ini, *pin bucket excavator* (*pin* penghubung *bucket* dan *arm*) lengan boom, arm, dan bucket excavator akan dikondisikan dalam dua kondisi maksimum. Untuk kondisi pertama, $\theta_2 = 61,64^\circ$. $\theta_3 = 266,32^\circ$ dan kondisi kedua $\theta_2 = 356,28^\circ$; $\theta_3 = 333,2333^\circ$ dengan variasi θ_4 sebesar 30° ; 10° ; $351,05^\circ$; $331,56^\circ$; $292,57^\circ$; $273,07^\circ$; dan $253,58^\circ$.

Hasil dari penelitian adalah pada kedua kondisi pengujian yang dilakukan pada variasi θ_4 sebesar 30° memiliki nilai tahanan *von mises* terbesar yaitu 413,97 MPa pada kondisi pertama dan untuk kondisi kedua sebesar 413,39 MPa dan untuk tegangan *von mises* terendah pada variasi sudut θ_4 sebesar $292,57^\circ$ yaitu 33,596 MPa pada kondisi pertama dan 44,877 MPa pada kondisi kedua. Dari setiap kondisi yang diuji, terdapat empat posisi yang dimana dinyatakan aman untuk dilakukan pengoperasian excavator terhadap tanah hard clay yaitu saat kondisi satu yang dimana sudut θ_2 sebesar $61,6^\circ$ dan sudut θ_3 sebesar $266,32^\circ$ dengan sudut θ_4 sebesar $292,57^\circ$ dan $273,07^\circ$ dengan saat kondisi dua yang dimana sudut θ_2 sebesar $356,28^\circ$ dan sudut θ_3 sebesar $333,2333^\circ$ dengan sudut θ_4 sebesar $292,57^\circ$ dan $273,07^\circ$.

Kata Kunci : *Pin, Bucket, Excavator, Tegangan Von Mises, Safety Factor*

VON MISES STRESS ANALYSIS AND SAFETY FACTOR PIN BUCKET EXCAVATOR USING FINITE ELEMENT METHOD

Student's name : Chindy Amelia Berliana
Student's number : 0211164000016
Department : Teknik Mesin / FTIRS-ITS
Advisor : Ir. Julendra B. Ariatedja, MT

ABSTRACT

Excavators are heavy equipment that are used to carry out large projects such as the construction of toll roads, skyscrapers, culverts, etc. as a means of excavation, transportation, equipment and others in a short time. The excavator has several parts: the upperstructure, front attachment and undercarriage. The use of the front attachment is very crucial in doing the work done by the excavator. Heavy equipment damage, especially excavators, often occurs in the excavator arm (bucket, arm, and boom). Damage to the bucket pins is due to the excessive load being lifted and carried by the excavator. Too high a load during the excavation process results in damage to the bucket which causes damage to the excavator bucket and also damage to the excavator bucket pin that connects the bucket and arm.

In this study, an analysis was carried out on the excavator bucket pins so that the simulation results were operating conditions. Where this operating loading is viewed from the boom, arm and ends on the bucket from the excavator which is modeled using 3D Modeling software, then assembled with the Excavator 3D model. After that, the results of the kinematic loading calculation will be simulated by FEM to see the failure due to loading on the excavator bucket pin. In this research, the excavator bucket pin (bucket and arm connecting pin) boom arm, arm and excavator bucket will be conditioned in maximum condition. For first condition, $\theta_2 = 61,64^\circ$. $\theta_3 = 266,32^\circ$, and the second condition

is $\theta_2 = 356,28^\circ$; $\theta_3 = 333,2333^\circ$ with variation on θ_4 are : 30° ; 10° ; $351,05^\circ$; $331,56^\circ$; $292,57^\circ$; $273,07^\circ$; dan $253,58^\circ$.

The results of this research are that the two test conditions carried out at the variation of the theta4 angle of 30 have the greatest von mises stress value, namely 413,97 MPa in the first condition and for the second condition 413,39 MPa and for the lowest von mises stress at the variation of the angle of θ_4 is 292.57, namely 33.596 MPa in the first condition and 44.877 MPa in the second condition. From each condition tested, there are four positions which are declared safe to do excavator operation on hard clay soil, that are when the condition one which angle θ_2 is $61,6^\circ$ and angle θ_3 is $266,32^\circ$ with angle θ_4 is $292,57^\circ$ and $273,07^\circ$ and then when the condition two angle θ_2 is $356,28^\circ$ and angle θ_3 is $333,2333^\circ$ with angle θ_4 is $292,57^\circ$ and $273,07^\circ$.

Keywords : Pin, Bucket, Excavator, Tegangan Von Mises, Safety Factor

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan ke hadirat Allah SWT yang telah memberikan rahmat dan hidayahNya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir kali ini. Dalam pengerjaan tugas akhir ini, banyak sekali pihak yang membantu penulis untuk menyelesaikannya. Untuk itu penulis mengucapkan banyak terima kasih, khususnya kepada:

1. Bapak Moch. Noto dan Ibu Sugiarsi selaku kedua orang tua serta kedua kakak penulis Dennis Batara P. dan Chandra Gabreilla M. dan kakak ipar penulis Luluk Zubaidah dan Yeni serta keponakan Nadia, Nazwa, Shaqueena, dan Faeyza selalu memberikan doa dan dukungan yang tak terhingga. Suasana rumah yang selalu penulis dapatkan dirumah Sidoarjo ataupun dirumah Jombang yang membuat penulis selalu ingin cepat bertemu dan berkumpul.
2. Dosen pembimbing tugas akhir ini, Ir. Julendra Bambang Ariatedja, M.T.yang dengan sabarnya membantu dan membimbing penulis dalam penyusunan tugas akhir dan memberikan banyak informasi untuk kehidupan selanjutnya.
3. Para dosen penguji Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA. Ir. Yusuf Kaelani, M.Sc. dan Alief Wikarta, S.T., M.Sc.Eng. Ph.D yang telah memberikan banyak ilmu dan masukan sehingga tugas akhir dapat ditulis dengan sebaik-baiknya.
4. Arif Wahjudi, S.T., M.T., Ph.D. selaku dosen wali penulis yang selalu memberikan saran dan motivasi penulis selama menjalankan studinya
5. Ciwi Anti Drama sahabat terbaik yang penulis temukan selama belajar di Mesin (Alfa, Tri, dan Shafira) yang selalu ada untuk penulis disaat senang ataupun sedih yang sudah melebihi pasangan hidup, selalu menemani penulis kapanpun dan dimanapun penulis membutuhkan tempat singgah saat di Surabaya. Kos mereka sebagai rumah kedua dari penulis.
6. Riznaldy yang telah menyemangati dan sebagai tempat curhat penulis.

7. Teddy, Mas Fajri, Fatir yang telah membantu dalam penyelesaian simulasi penulis.
8. Kunep, Dedy, Gohok, Inggit konco plek seperjuangan penulis dari kecil yang selalu ada untuk penulis.
9. Teman-teman Departemen Kewirausahaan (Bursa Mesin)
10. Seluruh anggota Sarekat Perpan Barbar (Favian, Syifa, DuoKenny, Albert, Ajie, Raihan, Sumihar, Rozi, Richap, Fayyadh, Alex, Haris, Mbak Mitha, Fafa) yang selama pandemi sudah tidak bertemu lagi.
11. Mas Thoriq yang telah membantu dalam penyelesaian tugas akhir penulis.
12. Teman-teman angkatan M59 sebagai tim penyemangat pengerjaan tugas akhir.

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN.....	ii
ABSTRAK.....	ii
ABSTRACT.....	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR.....	x
DAFTAR TABEL.....	xv
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan Penelitian.....	3
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1 <i>Excavator</i>	5
2.2 <i>Backhoe Excavator</i>	6
2.3 Gaya Menggali Excavator.....	9
2.4 Perhitungan Gaya saat Silinder Arm Aktif.....	11
2.5 Analisa Gaya Statis <i>Bucket</i>	13
2.6 Analisa Gaya Statis Arm.....	15
2.7 Analisa Gaya Statis <i>Boom</i>	18
2.8 Gaya Resistif Berdasarkan Model Mkeys.....	20
2.9 Gaya pembebanan pada <i>excavator</i>	23
2.10 <i>Design Factor</i> dan <i>Factor of Safety</i>	26
2.11 Material Arm.....	27
2.12 Bagian-bagian <i>Arm Excavator</i>	29
2.13 Link dan Pin Joint <i>Arm Excavator</i>	30
2.13.1 Link.....	31
2.13.2 Pin.....	31

2.13.3 Material Pin <i>Arm Excavator</i>	34
2.13.4 Mekanisme Kegagalan	36
2. 14 <i>Finite Element Analysis</i>	45
2.14.1 Elemen Satu Dimensi.....	46
2.14.2 Elemen Dua Dimensi	46
2.14.3 Elemen Tiga Dimensi.....	47
2.15 Teori Tegangan Von Mises	48
2.16 Penelitian Terdahulu.....	51
“Halaman ini sengaja dikosongkan”	54
BAB III METODE PENELITIAN.....	55
3.1 Diagram Alir Penelitian	55
3. 2 Studi Literatur dan Data Penelitian	57
3. 3 Pembuatan 3D Model.....	57
3.4 Kondisi maksimum pada <i>excavator</i>	59
3.5 Perhitungan Kinematis	60
3. 6 Perhitungan Gaya Resistif	63
3.7 Gaya Pembebanan pada <i>pin bucket excavator</i>	65
3.8 Meshing pada pin	69
3.9 Uji Konvergensi.....	70
3.10 Simulasi	72
“Halaman ini sengaja dikosongkan”	74
BAB IV.....	75
4. 1 Hasil Simulasi <i>Pin Bucket Excavator</i> pada kondisi 1 ..	75
4. 2 Hasil Simulasi <i>Pin Bucket Excavator</i> pada kondisi 2 .	79
4. 3 <i>Equivalent Von Mises</i>	83
4. 4 Safety Factor	85
BAB V	87
5. 1 KESIMPULAN	87
5. 2 SARAN.....	88
DAFTAR PUSTAKA.....	89
LAMPIRAN.....	91

BIODATA PENULIS.....95

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 <i>Excavator</i>	6
Gambar 2.2 <i>Backhoe Excavator dan bagian-bagiannya</i>	7
Gambar 2. 3 <i>Ketentuan Gaya Penetrasi</i>	9
Gambar 2.4 <i>Parameter Geometri Backhoe</i>	13
Gambar 2.5 <i>Free Body Diagram pada Bucket</i>	14
Gambar 2.6 <i>Free Body Diagram pada Arm (a) Dimensi (b) Gaya-gaya</i>	16
Gambar 2.7 <i>Free Body Diagram pada boom (a) Dimensi (b) Gaya-gaya</i>	19
Gambar 2.8 <i>Pemodelan gaya resistif sesuai model mckey's</i>	22
Gambar 2.9 <i>Letak gaya resistif</i>	23
Gambar 2.10 <i>Elemen F2 pada vektor pembebanan</i>	25
Gambar 2.11 <i>Elemen (a) F3 dan (b) F4 pada vektor pembebanan</i>	26
Gambar 2.12 <i>Bagian-bagian Arm Excavator</i>	29
Gambar 2. 13 <i>Kerusakan pada link pin joint arm excavator</i>	30
Gambar 2. 14 <i>Desain Link H dan Link I</i>	31
Gambar 2. 15 <i>Jenis pin yang digunakan</i>	32
Gambar 2.16 <i>Beberapa model pin</i>	32
Gambar 2.17 <i>3D Modelling Lengan Excavator</i>	34
Gambar 2.18 <i>Pin penghubung bucket dan arm</i>	35
Gambar 2.19 <i>Adhesi antara dua partikel</i>	40
Gambar 2. 20 <i>Prinsip abrasi</i>	41
Gambar 2.21 <i>Kekasaran Permukaan</i>	42
Gambar 2. 22 <i>Stribeck curve visualizing lubrication regimes</i> ...	43
Gambar 2.23 <i>Elemen satu dimensi</i>	46
Gambar 2.24 <i>Elemen dua dimensi segitiga dan segiempat</i>	47
Gambar 2.25 <i>Elemen tiga dimensi tetrahedron dan balok</i>	47
Gambar 2. 26 <i>Diagram uji tarik</i>	48
Gambar 2. 27 <i>Tegangan yang terjadi (3sumbu)</i>	50
Gambar 2.28 <i>a). Gambar arm dengan safety factor 1.59</i>	52

Gambar 2. 29 Grafik Hasil Perbandingan Torsi pada dua kondisi	53
Gambar 3.1 Diagram alir penelitian <i>pin bucket</i>	56
Gambar 3.2 <i>3D Modelling pin excavator</i>	58
Gambar 3. 3 <i>Assembly 3D model excavator</i>	58
Gambar 3. 4 <i>Pin bucket</i>	59
Gambar 3.5 Letak Sudut pada <i>Excavator</i>	60
Gambar 3.6 <i>Kondisi 1 variasi 1 pin bucket</i>	60
Gambar 3.7 <i>Kondisi 2 variasi 1 pin bucket</i>	60
Gambar 3.8 Perbandingan antara sudut β dan gaya resistif	65
Gambar 3. 9 <i>Meshing Pin Excavator</i>	70
Gambar 3. 10 Tabel Hasil Uji Konvegensi	72
Gambar 3.11 <i>Boundary Condition pada pin bucket</i>	73
Gambar 4. 1 Hasil <i>Finite Element Method</i> kondisi 1	77
Gambar 4. 2 Hasil <i>Safety Factor</i>	77
Gambar 4.3 <i>Grafik Perbandingan Equivalent Von Mises dengan Max Shear Stress</i>	78
Gambar 4. 4 Hasil <i>Finite Element Method</i> Kondisi 2	81
Gambar 4. 5 Hasil <i>Safety Factor</i>	82
Gambar 4. 6 <i>Grafik Perbandingan Equivalent Von Mises dengan Max Shear Stress</i>	82
Gambar 4.7 <i>Equivalent Stress 2 Kondisi</i>	84

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 <i>Factor of safety</i>	27
Tabel 2.2 <i>Properti Material A 283 grade B Carbon Steel (Makeitform,2018)</i>	28
Tabel 2.3 <i>Material pin penghubung arm excavator ASTM 4340 steel normalized</i>	35
Tabel 2. 4 <i>Kegagalan secara umum yang terjadi dilapangan</i>	36
Tabel 3. 1 <i>Data model excavator penelitian patel (Patel,2012)</i> . ..	60
Tabel 3.2 <i>Data tanah dan geometri bucket excavator</i>	63
Tabel 3.3 <i>Nilai Ft dan Fn setiap sudut dan setiap kondisi</i>	66
Tabel 3. 4 <i>Nilai F2, F3, dan F4 pada kondisi 1</i>	66
Tabel 3. 5 <i>Nilai F2, F3, dan F4 pada kondisi 2</i>	68
Tabel 4. 1 <i>Hasil Tegangan Geser Maksimum, Von Mises, dan Besar Gaya untuk kondisi 1</i>	75
Tabel 4. 2 <i>Hasil Ansys (MPa) / Safety Factor</i>	79
Tabel 4. 3 <i>Hasil Tegangan Geser Maksimum, Von Mises, dan Besar Gaya untuk kondisi 2</i>	80
Tabel 4. 4 <i>Hasil Ansys (MPa) / Safety Factor</i>	83
Tabel 4. 5 <i>Safety Factor</i>	86

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Excavator adalah alat berat yang dipergunakan untuk melaksanakan proyek-proyek yang besar seperti pembangunan jalan-jalan tol, gedung pencakar langit, gorong-gorong, dan lain-lain sebagai alat penggalian, pengangkutan, peralatan dan lain-lain dalam waktu yang singkat. *Excavator* memiliki banyak jenis dan kegunaan yang berbeda-beda seperti pada bidang *infrastruktur*, pertambangan, konstruksi, dan lain-lain.

Excavator memiliki beberapa bagaian yaitu *upperstructure*, *front attachment*, dan *undercarriage*. Salah satu bagian utama dari *excavator* adalah *front attachment* yang terdiri dari *boom*, *arm*, dan *bucket*. Penggunaan *front attachment* ini sangat krusial dalam melakukan pekerjaan yang dilakukan oleh *excavator*. Operator harus mengetahui cara yang benar dalam mengoperasikan *excavator* agar *excavator* tidak mudah mengalami kerusakan.

Penggunaan atau pengoperasian alat berat yang terlalu tinggi membuat alat berat sering mengalami masalah yang akan mengakibatkan kurang maksimalnya performa yang dihasilkan. Perawatan, pemeliharaan alat pun sangat perlu dilakukan agar alat berat dapat digunakan dengan baik sesuai dengan kebutuhan industri ataupun perusahaan yang membutuhkan adanya alat berat. Kerusakan alat berat terutama *excavator* sering terjadi pada bagian lengan *excavator* (*bucket*, *arm*, dan *boom*), beban terlalu tinggi saat proses penggalian mengakibatkan kerusakan terhadap arm yang menyebabkan *crack* pada bagian *arm excavator* dan juga kerusakan pada *pin bucket excavator* yang menjadi penghubung antara *bucket* dan *arm*. Kerusakan pada bagian *pin bucket* dikarenakan beban yang diangkat dan dibawa oleh *excavator* terlalu berlebihan.

Penelitian ini terdapat beberapa penelitian terdahulu yang diambil sebagai acuan adalah yang pertama, penelitian **Lia Pongsapan (2016)** ini tentang pengaruh pembebanan *overload bucket* terhadap kekuatan material komponen *arm* pada *excavator volvo EC700B*. Yang kedua, **Ahmet Erklig (2013)** melakukan penelitian tentang *The Improvements of the Backhoe-Loader Arms* untuk menganalisa dan mensimulasikan kekuatan dari bagian atas dan bawah dari *arm excavator*. Yang ketiga adalah peneliti **Muhammad Thoriq Aziz (2019)** melakukan penelitian tentang Analisa kekuatan *bucket excavator* akibat pembebanan operasi yang dilakukan adalah menghitung dan mensimulasikan kekuatan dari *bucket excavator*. Dimana pembebanan kinematis operasi ini akan ditinjau dari boom, arm dan berujung pada bucket dari excavator yang akan dimodelkan menggunakan *software 3D Modelling*, kemudian di *assembly* dengan 3D Model *Excavator*. Setelah itu, hasil perhitungan pembebanan kinematis akan disimulasikan dengan metode elemen hingga guna untuk mengetahui kekuatan akibat pembebanan pada *bucket excavator* yang ditinjau dari *factor of safety*.

Penelitian terdahulu banyak dilakukan dengan pembebanan statis, akan tetapi kondisi kinematis juga sangat berpengaruh pada kondisi *excavator* menggali tanah, ataupun menyentuh bidang yang akan dikerjakan. Oleh karena itu, penelitian ini akan melakukan analisa dengan metode kinetik dalam pembebanan yang terjadi pada *arm excavator* agar hasil mendekati kondisi yang nyata. Excavator yang diuji pada penelitian kali ini adalah *excavator* dari suatu perusahaan ternama yang berada di daerah Jawa Timur.

1.2 Rumusan Masalah

Dalam penelitian tugas akhir kali ini, terdapat beberapa rumusan masalah yang antara lain sebagai berikut :

1. Bagaimana pengaruh pembebanan operasi yang terjadi pada *pin arm excavator* saat proses penggalian.

2. Bagaimana kegagalan material *pin arm* terhadap pembebanan yang diberikan terhadap *excavator* dengan menggunakan metode elemen hingga?

1.3 Tujuan Penelitian

Dalam penelitian tugas akhir kali ini, terdapat beberapa tujuan yang ingin dicapai antara lain sebagai berikut :

1. Untuk mengetahui pengaruh pembebanan operasi yang terjadi pada *pin arm excavator* saat proses penggalian.
2. Untuk mengetahui kegagalan material *pin arm* terhadap pembebanan yang diberikan terhadap *excavator* dengan menggunakan metode elemen hingga?

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah dalam tugas akhir kali ini antara lain dapat dilihat sebagai berikut :

1. Benda yang diuji dalam penelitian kali ini adalah *excavator*
2. Penelitian kali ini hanya meneliti bagian *pin bucket*
3. Kecepatan linier adalah konstan.

1.5 Manfaat Penelitian

Dalam penelitian tugas akhir kali ini, terdapat beberapa manfaat yang antara lain sebagai berikut :

1. Hasil penelitian dari tugas akhir ini dapat dijadikan referensi untuk pengoperasian yang lebih baik dalam pengoperasian *Excavator* di Indonesia.
2. Hasil penelitian dari tugas akhir ini dapat dijadikan referensi untuk penelitian di bidang *Excavator* selanjutnya di Departemen Teknik Mesin ITS.
3. Hasil penelitian dari tugas akhir ini dapat membantu pemahaman mahasiswa dalam bidang perancangan dan pengembangan alat berat khususnya *excavator*.

1.6 Sistematika Penulisan

Pada penyusunan penelitian tugas akhir kali ini memiliki sistematika penulisan sebagai berikut ini :

Bab I Pendahuluan

Bab ini menjelaskan mengenai latar belakang, rumusan masalah, tujuan penelitian, manfaat penelitian, batasan masalah, dan sistematika penulisan.

Bab II Tinjauan Pustaka

Bab ini menjelaskan mengenai teori, temuan, referensi, dan bahan penelitian lain yang digunakan dalam penyusunan penelitian tugas akhir kali ini.

Bab III Metodologi

Bab ini menjelaskan mengenai prosedur dalam menjalankan pengujian, pengambilan data serta menjelaskan bagaimana prosedur analisa data tersebut.

Bab IV Hasil dan Pembahasan

Bab ini menjelaskan mengenai hasil perhitungan, hasil simulasi dan pembahasan mengenai penelitian yang dilakukan.

Bab V Kesimpulan dan Saran

Bab ini menjelaskan mengenai kesimpulan dari pembahasan hasil penelitian yang dilakukan serta berisi saran untuk penelitian selanjutnya.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Excavator

Excavator merupakan alat konstruksi berat yang terdiri dari beberapa bagian yaitu *revolving unit*, *travel unit*, dan *attachment unit*. *Revolving unit* adalah bagian atas yang dapat berputar mendatar, *travel unit* adalah bagian yang bergerak maju, mundur, dan jalan yang dapat berupa *crawler* (rantai) atau *wheel mounted* (roda karet), sedangkan *attachment unit* adalah bagian yang dapat diganti sesuai kebutuhan seperti boom, arm, dan bucket. Pengendalian attachment unit excavator dapat dibedakan dua cara yaitu pengendalian dengan *Cable controlled*, dan pengendalian dengan *hydraulic controlled*. Dalam penulisan tugas akhir kali ini disajikan *hydraulic backhoe excavator*. Namun demikian yang akan disajikan dalam tugas akhir ini adalah bagian lengannya.

Fungsi *excavator* secara umum adalah :

1. Mengerjakan kegiatan pertambangan
2. Pembukaan lahan hutan untuk lahan pertanian
3. Pembuatan jalan perintis
4. Pembuatan parit dan saluran irigasi
5. Mengerjakan kegiatan kehutanan

Beberapa jenis dari excavator antara lain *backhoe*, *clam shell* dan *dragline*. *Backhoe* adalah alat berat yang digunakan untuk penggalian material keras dengan sistem hidrolis karena *bucket* digerakkan secara hidrolis. Sistem hidrolis ini selain menggerakkan bucket juga menggerakkan *boom* dan *arm*. Untuk *clamshell* berfungsi sebagai pengangkut material dan pengeduk jepit bentuk *bucket* pada *clamshell* seperti penjepit capit kepiting. Begitupun dengan *dragline* yang membedakan hanya mengganti *bucketnya* saja, biasanya digunakan untuk

pengerukan dasar atau bagian tepi sungai. *Dragline* dan *clamshell* sama-sama termasuk alat gali yang termasuk dalam alat penggali sistem kabel, sistem kabel ini dipasangkan pada *boom* yang berupa rangka baja atau *lattice boom*.



Gambar 2.1 *Excavator*

2.2 *Backhoe Excavator*

Backhoe adalah alat berat yang digunakan untuk melakukan pekerjaan penggalian yang letaknya di bawah kedudukan backhoe itu sendiri. Fungsi *backhoe* sama seperti *dragline* dan *clamshell*, namun *backhoe* dapat menggali dengan kedalaman yang jauh lebih teliti, juga bisa digunakan sebagai alat pemuat. Fungsi umum *Backhoe Loader* adalah melakukan penggalian, pembuatan parit, penimbunan kembali, dan penanganan material. Alat berat ini biasa digunakan pada:

1. Konstruksi Umum
2. Penghancuran dan Penggalian
3. Pembuatan Lanskap
4. Pemecahan Aspal dan Pengerasan Jalan

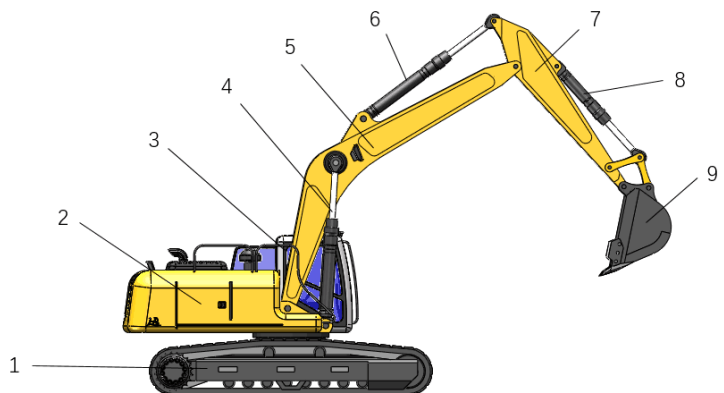
Pada umumnya jenis *backhoe* dibedakan menurut kendalinya adalah:

1. Dengan kabel controlled
2. Dengan hydraulic controlled

Gerakan *backhoe* dalam beroperasi terdiri dari empat:

1. Mengisi *bucket*
2. Mengayun.
3. Membongkar beban.
4. Mengayun balik.

Empat gerakan dasar tersebut menentukan lama waktu siklus, tetapi waktu siklus ini juga tergantung dari ukuran *backhoe*. *Backhoe* yang kecil waktu siklusnya akan lebih cepat daripada *backhoe* yang besar, dan tentu saja juga menentukan kondisi kerja seperti penggalian tanah yang ulet atau penggalian parit. (Rahma,2016)



Gambar 2.2 *Backhoe Excavator dan bagian-bagiannya*

(CV. Manunggal Jaya Abadi,2010)

Bagian-bagian dari *backhoe* excavator adalah :

1. *Walking device* adalah bagian yang berfungsi untuk melakukan gerak travel diatas permukaan
2. *Upper frame* adalah kontruksi excavator bagian atas yang mampu berputar 360 derajat
3. *Driving room* adalah bagian yang digunakan sebagai pusat utama *operation* untuk menggerakkan excavator
4. *Boom cyclinder* adalah bagian yang digunakan sebagai penggerak boom
5. *Boom* adalah bagian yang digunakan sebagai tuas utama yang digunakan untuk menggerakkan *arm* naik dan turun
6. *Arm cyclinder* digunakan untuk menggerakkan *arm*
7. *Arm* adalah bagian yang digunakan sebagai menaikkan dan menurunkan *bucket*
8. *Bucket cyclinder*
9. *Bucket*

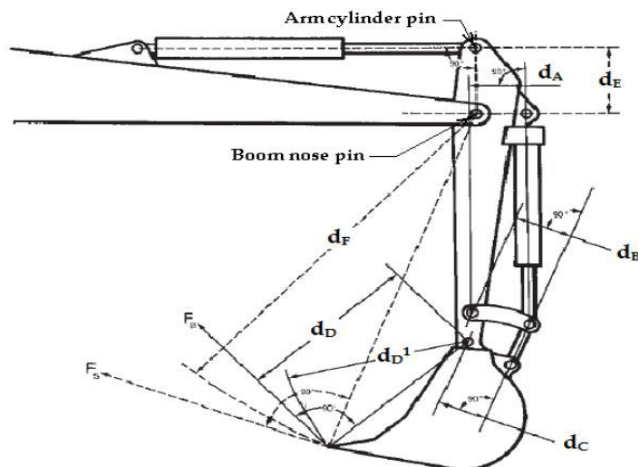
Ada enam gerakan dasar *backhoe* yang mencakup gerakan-gerakan pada masing-masing bagian, yaitu :

1. Gerakan *Boom*, yaitu gerakan pada *boom* yang mengarahkan bucket menuju tempat yang digali.
2. Gerakan *Bucket* menggali, yaitu gerakan *bucket* saat menggali material.
3. Gerakan *Bucket* membongkar, yaitu gerakan *bucket* yang arahnya berlawanan dengan saat menggali.
4. Gerakan lengan, yaitu gerakan mengangkat lengan dengan sudut hingga 100°.
5. Gerakan *Slewing ring*, yaitu gerakan pada as yang bertujuan agar bagian atas *backhoe* dapat berputar 360°.

Gerakan struktur bawah, yaitu gerakan yang dipakai untuk berpindah tempat jika area telah selesai digali. (Rostiyanti,2008)

2.3 Gaya Menggali Excavator

Penetrasi *bucket* menuju material dicapai dengan *bucket curling force* (F_b) dan *arm crowd force* (F_s). Gaya-gaya penggalian ini adalah gaya yang dapat diberikan pada titik potong terluar, yaitu pada ujung dari gigi *bucket*.



Gambar 2. 3 Ketentuan Gaya Penetrasi

(B. Prahladbai Patel, 2012)

Hal lain pada gambar, d_A , d_B , d_C , d_D , d_D^1 , d_E , dan d_F memperlihatkan jarak seperti yang diperlihatkan di gambar 2.3.

Berdasarkan SAE J1179, Gaya radial maksimum pada gigi yang disebabkan silinder *bucket* (*bucket curling force*) F_B adalah gaya penggalian yang dihasilkan oleh silinder *bucket* dan garis singgung dengan busur jari-jari d_D^1 . F_B disebut juga

breakout force. F_B menjadi maksimum ketika jarak d_A mencapai maksimum, karena sisa dari jarak pada persamaan 2.4 dibawah ini.

$$F_b = \frac{\text{Bucket cylinder force} \left(\frac{d_A \times d_C}{d_B} \right)}{d_D} \quad (2.1)$$

$$F_b = \frac{p \times \left(\frac{\pi}{4} \right) D_B^2 \left(\frac{d_A \times d_C}{d_B} \right)}{d_D} \quad (2.2)$$

Dimana, D_B = diameter ujung silinder *bucket* (mm)

p = Tekanan kerja (MPa)

Gaya radial maksimum yang disebabkan silinder *arm* F_s adalah gaya penggalian yang dihasilkan oleh silinder *arm* dan garis singgung dengan busur jari-jari d_f . F_s disebut juga *digging force*. Gaya maksimum F_s terjadi saat arah kerja sumbu pada silinder *arm* berada pada sudut yang tepat terhadap garis penghubung pin silinder *arm* dan pin *boom nose* seperti yang digambar 2.3.

$$F_s = \frac{p \times \left(\frac{\pi}{4} \right) D_A^2 \times d_E}{d_F} \quad (2.3)$$

Dimana, d_F = *bucket tip radius* (d_D) + *arm link length*

D_A = diameter ujung silinder *arm*.

Kombinasi dari *bucket curling force* (F_b) dan *arm crowd force* (F_s) memberikan konfigurasi mesin gaya penetrasi

bucket per mm dari *bucket cutting edge* daripada yang tersedia dengan tipe mesin lain seperti *wheel* dan *track loader*.

Sebagai hasil dari gaya penetrasi yang tinggi, *bucket* di *backhoe excavator* relative lebih mudah dimuat. Dan juga, gaya *breakout* yang tinggi mengizinkan aplikasi dari *backhoe excavator* bias lebih diperluas hingga ke tanah yang lebih keras (koral, *shale*, *limestone*) sebelum peledakan atau perobekan dibutuhkan. (Patel,2012)

2.4 Perhitungan Gaya saat Silinder Arm Aktif

Gaya yang dibuat dari silinder arm A_7A_8 (panjang silinder *arm*) adalah $F_{A_7A_8}$ bisa didapatkan dari menggunakan diameter silinder akhir dari panjangnya dan tekanan kerjanya.

$$F_{A_7A_8} = p \times (\pi/4)D_A^2 \quad (2.4)$$

Sebagaimana yang bisa dilihat gambar 2.4 dibawah ini, *digging force* dari silinder *arm* F_{Arm} (terjadi pada gigi di *bucket* di arah tangensial jari-jari A_2A_4) akan didapatkan dari momen yang dibuat oleh silinder *arm* M_{Arm} dibagi jarak A_2A_4 . Ini bisa dituliskan sebagai berikut :

$$F_{Arm} = \frac{M_{Arm}}{A_2A_4} \quad (2.5)$$

Moment yang dibuat M_{Arm} didapat dari gaya yang dibuat oleh silinder *arm* $F_{A_7A_8}$ dan jarak tegak lurus ke silinder, sehingga M_{Arm} bisa dituliskan seperti ini :

$$M_{Arm} = (A_2A_8) \sin(\angle A_7A_8A_2)F_{A_7A_8} \quad (2.6)$$

$$\tan^{-1} \left[\frac{\angle A_7 A_8 A_2 = \left\{ 4(A_7 A_8)^2 (A_2 A_8)^2 - [(A_7 A_8)^2 + (A_2 A_8)^2 - (A_2 A_7)^2]^2 \right\}^{1/2}}{(A_7 A_8)^2 + (A_2 A_8)^2 - (A_2 A_7)^2} \right] \quad (2.7)$$

$$\begin{aligned} (A_7 A_8)^2 &= (A_2 A_7)^2 + (A_2 A_8)^2 - \\ 2(A_2 A_7)(A_2 A_8) \cos(3\pi - \delta_1 - \delta_2 - \theta_3) \end{aligned} \quad (2.8)$$

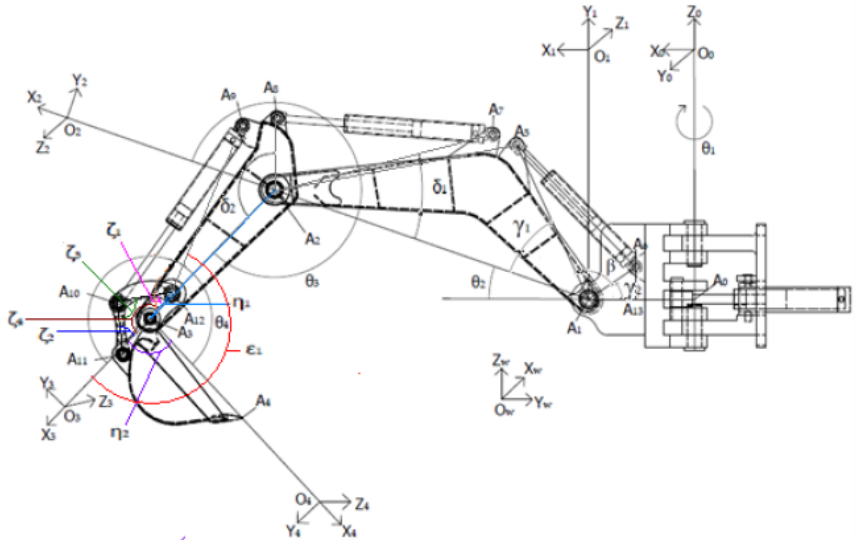
Dan untuk mencari panjang $A_2 A_4$ didapatkan menggunakan rumus ini,

$$\begin{aligned} (A_2 A_4)^2 &= (A_2 A_3)^2 + (A_3 A_4)^2 - \\ 2(A_2 A_3)(A_3 A_4) \cos(\theta_4 - \pi) \end{aligned} \quad (2.9)$$

$$\zeta_1 = 2\pi - \varepsilon_1 - \tan^{-1} \left[\frac{\left\{ 4(A_9 A_{12})^2 (A_{10} A_{12})^2 - [(A_9 A_{12})^2 + (A_{10} A_{12})^2 - (A_9 A_{10})^2]^2 \right\}^{1/2}}{(A_9 A_{12})^2 + (A_{10} A_{12})^2 - (A_9 A_{10})^2} \right] \quad (2.10)$$

$$\begin{aligned} (A_3 A_{12})^2 + (A_{10} A_{12})^2 - \\ 2(A_3 A_{12})(A_{10} A_{12}) \cos(\zeta_1) = \\ (A_3 A_{11})^2 + (A_{10} A_{11})^2 - \\ 2(A_3 A_{11})(A_{10} A_{11}) \cos(\zeta_2) \end{aligned} \quad (2.11)$$

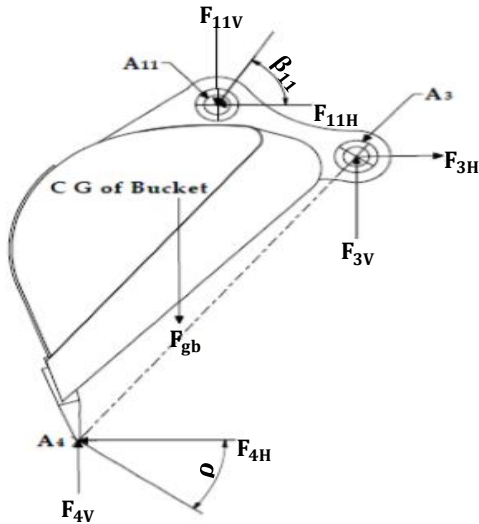
$$\theta_4 = \zeta_1 + \zeta_2 + \pi - \eta_1 - \eta_2 + \zeta_3 \quad (2.12)$$



Gambar 2.4 *Parameter Geometri Backhoe*
(B. Prahladbai Patel, 2012)

Dimana, $\eta_1 = \angle A_{12}A_3A_2$, $\eta_2 = \angle A_4A_3A_{11}$, dan ζ_3 didapat dari geometri yang konstan didapat dari excavator. Dengan menggunakan persamaan-persamaan yang diatas, maka *digging force* ketika silinder *arm* aktif F_{Arm} bisa diketahui. (Patel,2012)

2.5 Analisa Gaya Statis *Bucket*



Gambar 2.5 Free Body Diagram pada Bucket

Gaya statis pada sambungan dapat dihitung dengan mempertimbangkan penjumlahan gaya harus sama dengan nol ($\Sigma F = 0$) dan penjumlahan momen sama dengan nol ($\Sigma M = 0$) untuk kondisi kesetimbangan masing-masing *bucket*, *arm*, dan *boom*.

Gaya reaksi yang bekerja pada gigi bucket (pada titik A_4) diselesaikan dalam arah horizontal (X) dan vertikal (Y) dengan menggunakan persamaan sebagai berikut.

$$F_{4H} = F_B \cdot \cos(\rho) \quad (2.13)$$

$$F_{4V} = F_B \cdot \sin(\rho) \quad (2.14)$$

Dimana, ρ adalah sudut antara gaya *breakout bucket* dan permukaan tanah. Dengan mempertimbangkan *bucket* dalam kondisi kesetimbangan ($\Sigma M = 0$), pengambilan momen *bucket* pada titik engsel mengarah ke A_3 .

$$F_4 \cdot l_4 - F_{gb} \cdot l_{gb} = F_{11} \cdot l_{11} \quad (2.15)$$

Dimana, F_4 adalah gaya yang bekerja pada ujung alat *bucket* ketika *bucket* mendekati tanah dalam kondisi gaya *breakout* maksimum, yang setara dengan gaya *breakout bucket* F_B . l_4 adalah jarak ujung alat *bucket* dari titik engsel *bucket*, l_{gb} adalah jarak antara C.G. dari *bucket* ke titik engsel *bucket*, l_{11} adalah jarak dari titik engsel *bucket* ke titik engsel *idler link* pada *bucket*, F_{gb} adalah gaya gravitasi yang bekerja pada *bucket*, dan F_{11} adalah gaya yang bekerja pada titik engsel *idler link* pada *bucket* yang dapat ditemukan dengan menggunakan persamaan (2.15). Gaya F_{11} dapat diselesaikan dalam arah horizontal (X) dan vertikal (Y) dengan menggunakan persamaan berikut.

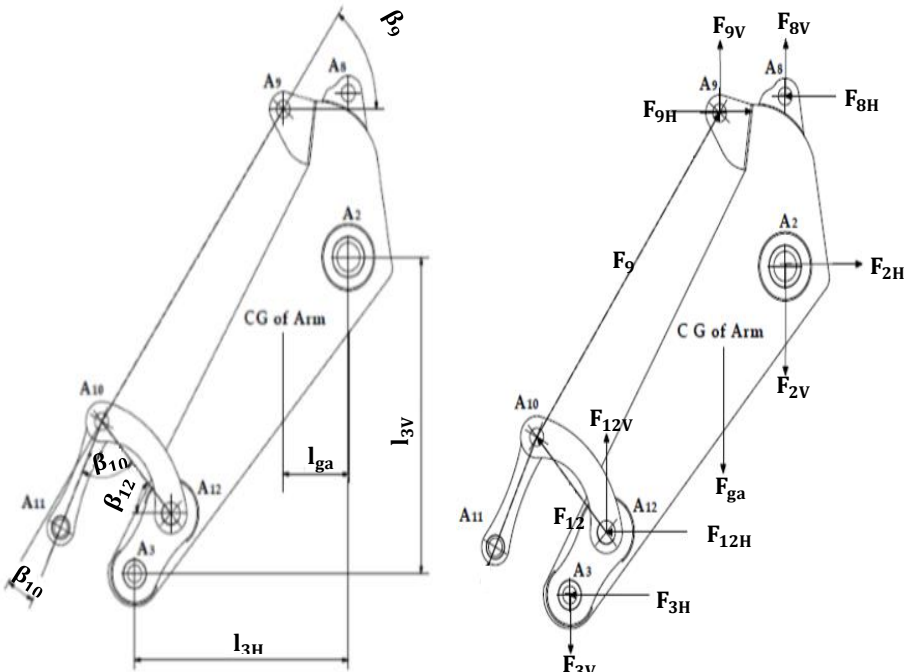
$$F_{11H} = F_{11} \cdot \cos(\beta_{11}) \quad (2.16)$$

$$F_{11V} = F_{11} \cdot \sin(\beta_{11}) \quad (2.17)$$

2.6 Analisa Gaya Statis Arm

Pada gambar 2.6 menunjukkan gaya statis yang bekerja pada titik yang berbeda pada *arm*. Gaya F_{12} adalah gaya yang bekerja pada *intermediate link* ($A_{10}A_{12}$) dari *idler link* ($A_{11}A_{10}$) pada sudut β_{10} .

$$F_{12} = F_{11} \cdot \cos(\beta_{10}) \quad (2.18)$$



Gambar 2.6 Free Body Diagram pada Arm (a) Dimensi (b) Gaya-gaya

Gaya F_9 bekerja pada arm melalui silinder bucket, pada sudut β_{10a} seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.6 (a).

$$F_9 = F_{11} \cdot \cos(\beta_{10a}) \quad (2.19)$$

Gaya F_{12} dapat diselesaikan dalam arah horizontal (X) dan vertikal (Y) dengan menggunakan persamaan (2.20) dan (2.21). β_{12} adalah sudut yang dibuat oleh *intermediate link* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.6 (a).

$$F_{12H} = F_{12} \cdot \cos(\beta_{12}) \quad (2.20)$$

$$F_{12V} = F_{12} \cdot \sin(\beta_{12}) \quad (2.21)$$

Gaya F_9 dapat diselesaikan dalam arah horizontal (X) dan vertikal (Y) dengan menggunakan persamaan (2.22) dan (2.23). β_9 adalah sudut yang dibuat dengan gaya pada *arm* melalui silinder *bucket* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.6 (a).

$$F_{9H} = F_9 \cdot \cos(\beta_9) \quad (2.22)$$

$$F_{9V} = F_9 \cdot \sin(\beta_9) \quad (2.23)$$

Dengan mempertimbangkan *arm* dalam kondisi kesetimbangan $\Sigma M = 0$ dan pengambilan momen pada *arm* ke titik engsel *boom* (A2) mengarah ke:

$$F_8 \cdot l_8 = (F_{3V} \cdot l_{3H}) + (F_{ga} \cdot l_{ga}) - (F_{3H} \cdot l_{3V}) - (F_{12} \cdot l_{12}) - (F_9 \cdot l_9) \quad (2.24)$$

Dimana, F_8 adalah gaya yang bekerja pada titik engsel ujung depan silinder *arm* (A_8) yang dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (2.24). Di sini, l_8 adalah jarak antara titik engsel *arm* (A_2) dan titik engsel ujung depan silinder *arm* (A_8) dalam kondisi gaya *breakout* maksimum, F_{3V} adalah komponen gaya vertikal yang bekerja pada titik engsel *bucket* (F_3), l_{3H} adalah jarak horizontal antara titik engsel *bucket* (A_3)

dan titik engsel *arm* (A_2), F_{ga} adalah gaya gravitasi pada *arm* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.6 (b), l_{ga} adalah jarak antara C.G. *arm* dan titik engsel *arm* (A_2), F_{3H} adalah komponen gaya horizontal yang bekerja pada titik engsel *bucket* (A_3), l_{3V} adalah jarak vertikal antara titik engsel *bucket* (A_3) dan titik engsel *arm* (A_2), F_{12} adalah gaya yang bekerja pada *intermediate link* karena *idler link*, l_{12} adalah jarak antara titik engsel *arm* (A_2) dan titik engsel *intermediate link* pada *arm* (A_{12}), F_9 adalah gaya yang bekerja pada *arm* melalui silinder *bucket*, dan l_9 adalah jarak antara titik engsel *arm* (A_2) dan titik engsel ujung silinder *bucket* (A_9). Dengan mempertimbangkan $\Sigma F = 0$, maka gaya pada *arm* ke titik engsel *boom* A_2 dapat ditemukan.

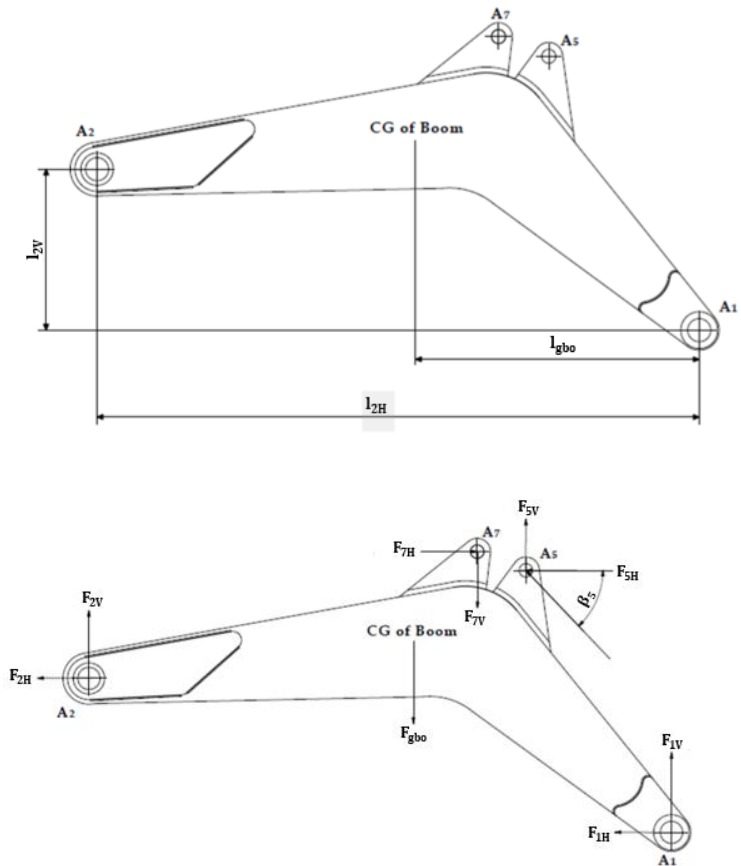
2.7 Analisa Gaya Statis Boom

Pada Gambar 2.7 menunjukkan *free body diagram* dari *boom*, dimana Gambar 2.7 menunjukkan gaya statis yang bekerja pada titik yang berbeda pada *boom*. Gaya F_7 adalah gaya yang bekerja dari *arm* pada titik A_7 melalui silinder *arm* yang sama dengan gaya F_8 tetapi arahnya berlawanan.

Gaya F_7 dapat diselesaikan dalam arah horizontal (X) dan vertikal (Y) dengan menggunakan persamaan berikut (2.25) dan (2.26). β_7 adalah sudut yang dibuat dari gaya pada *boom* melalui silinder *arm* dengan referensi horizontal pada titik A_7 .

$$F_{7H} = F_7 \cdot \cos(\beta_7) \quad (2.25)$$

$$F_{7V} = F_7 \cdot \sin(\beta_7) \quad (2.26)$$



Gambar 2.7 Free Body Diagram pada boom (a) Dimensi (b) Gaya-gaya

Dengan mempertimbangkan *boom* dalam kondisi kesetimbangan $\Sigma M = 0$ dan pengambilan momen terhadap arm pada titik engsel *boom* (A_1) mengarah ke :

$$F_5 \cdot l_5 = (F_{2H} \cdot l_{2V}) + (F_{gbo} \cdot l_{gbo}) - (F_{2V} \cdot l_{2H}) - (F_7 \cdot l_7)$$

(2.27)

Dimana, gaya F_5 bekerja pada titik A_5 melalui silinder *boom* yang bekerja pada sudut β_5 pada titik A_5 . l_5 adalah jarak antara titik engsel *boom* dan titik engsel ujung silinder *boom* pada swing link. F_{2H} dan F_{2V} adalah komponen horizontal dan vertikal dari gaya yang bekerja pada titik A_2 . l_{2H} dan l_{2V} adalah jarak horizontal dan vertikal pada titik A_2 dari titik engsel *boom* A_1 . F_{gbo} adalah gaya gravitasi yang bekerja pada *boom*, dan l_{gbo} adalah jarak horizontal antara C.G. *boom* dan titik engsel *boom* A_1 . l_7 adalah jarak vertikal antara titik engsel ujung silinder *arm* A_7 dan titik engsel *boom* A_1 . Gaya F_5 dapat diselesaikan dalam arah horizontal (X) dan vertikal (Y) dengan menggunakan persamaan berikut (2.28) dan (2.29). Dengan mempertimbangkan $\Sigma F = 0$, maka gaya pada titik engsel *boom* A_1 dan gaya pada masing-masing *boom* dapat ditemukan.

$$F_{5H} = F_5 \cdot \cos(\beta_5) \quad (2.28)$$

$$F_{5V} = F_5 \cdot \sin(\beta_5) \quad (2.29)$$

2.8 Gaya Resistif Berdasarkan Model Mkeys

Proses setelah proses penetrasi adalah proses pengerukan atau pemotongan. Pada proses ini dihasilkan gaya resistif yang biasa disebut *soil cutting force*. Gaya resistif adalah gaya yang diperlukan oleh *bucket teeth* ketika memotong atau memecah tanah pada saat proses penggalan. Besar total *resistif force* (P/Fr) seperti berikut.

$$P = \frac{W+Q+cd[1+\cot\beta \cot(\beta+\theta)]+c_a d[1-\cot\alpha \cot(\beta+\theta)]}{\cos(\alpha+\delta)+\sin(\alpha+\delta) \cot(\beta+\theta)} \quad (2.30)$$

dimana hasil untuk W dan Q (berat per unit panjang dari *failure wedge* (N/M)) didapatkan dari

$$W = \gamma g \frac{d^2}{2} (\cot \alpha + \cot \beta) \quad (2.31)$$

$$Q = qd(\cot \alpha + \cot \beta) \quad (2.32)$$

Ketika persamaan gaya resistif ditulis kedalam persamaan *Fundamental Equation of Earthmoving* maka persamaan 2.30 menjadi seperti berikut.

$$P = (\gamma g d^2 N_y + cdN_c + qdN_q + c_a dN_{c_a})w \quad (2.33)$$

dimana w adalah lebar dari *bucket* (m) dan factor N dapat diperoleh dari persamaan berikut.

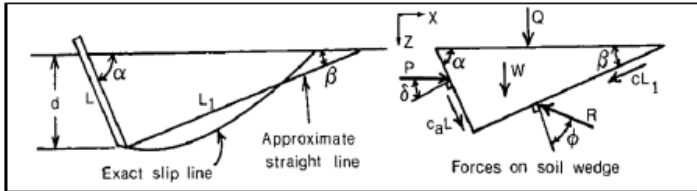
$$N_y = \frac{\cot \alpha + \cot \beta}{2[\cos(\alpha + \delta) + \sin(\alpha + \delta) \cot(\beta + \phi)]} \quad (2.34)$$

$$N_c = \frac{[1 + \cot \beta \cot(\beta + \phi)]}{[\cos(\alpha + \delta) + \sin(\alpha + \delta) \cot(\beta + \phi)]} \quad (2.35)$$

$$N_q = 2N_y \quad (2.36)$$

$$N_{c_a} = \frac{[1 - \cot \alpha \cot(\beta + \phi)]}{[\cos(\alpha + \delta) + \sin(\alpha + \delta) \cot(\beta + \phi)]} \quad (2.37)$$

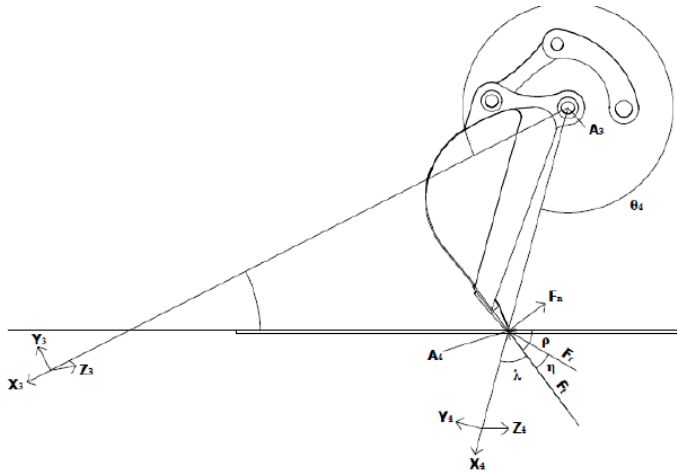
Untuk menemukan sudut *failure wedge* (β) menggunakan nilai dari sudut β_{cr} . Sudut β_{cr} diperoleh dengan mencoba besar sudut β dari 0 hingga 90° yang dimasukkan kedalam persamaan 2.33. Nilai sudut β_{cr} ditentukan dengan nilai Fr/P yang terbesar. (Suryo et al, 2017)



Gambar 2.8 Pemodelan gaya resistif sesuai *model mckey's*

Gambar 2.8 menunjukkan dari permodelan Mckey's. Dimana keterangan yang tertera pada gambar adalah $\alpha =$ Rake Angle, $\phi =$ Angle of internal shearing resistance, $\delta =$ Soil to metal friction angle, $\beta =$ Angle of the soil failure wedge, $\gamma =$ Soil density (Kg/m^3), $g =$ percepatan gravitasi bumi (m/s^2), $c =$ kohesi tanah (N/m^2), $d =$ kedalaman alat operasi (m), $q =$ tekanan tambahan tanah (N/m^2), $c_a =$ Soil to metal adhesion (N/m^2), $L =$ panjang dari alat (m), $W_b =$ berat dari alat (N), $w =$ lebar dari alat (m). Perhitungan dari gaya resistive akan dikodekan pada matlab. (Prajapati et al,2011).

2.9 Gaya pembebanan pada *excavator*



Gambar 2.9 Letak gaya resistif

Gaya pembebanan pada excavator $F_{Load}(F_t, F_n)$

dimana nilai F_t dan F_n didapat dari

$$F_t = F_r \cos(\eta) \quad (2.38)$$

$$F_n = F_r \sin(\eta) \quad (2.39)$$

Gambar 2.9 menunjukkan gaya F_t dan F_n terhadap gaya resistif. Nilai η adalah sudut yang terbentuk oleh gaya resistif yang terjadi pada gigi *bucket* dengan bidang pelat bawah dari

bucket. Nilai η menurut (A.J. Koivo et al., 1996) mempunyai besaran adalah 0.1.

Vektor pembebanan adalah hasil dari gaya interaktif terhadap interaktif tanah dan elemennya bisa didapat dari

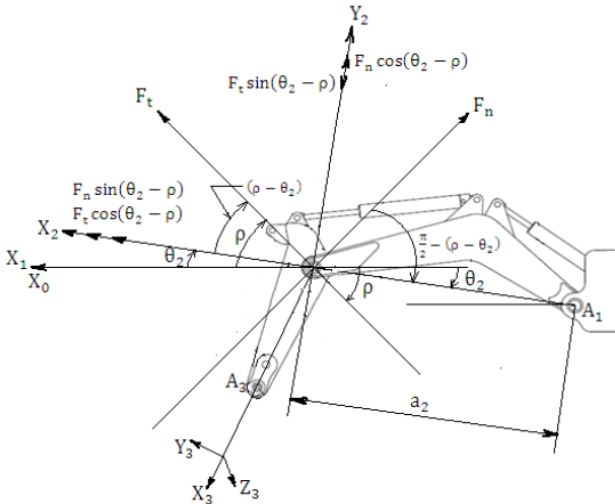
$$F_{Load}(F_t, F_n) = \begin{Bmatrix} F_2 \\ F_3 \\ F_4 \end{Bmatrix} \quad (2.40)$$

dimana elemen dari vektor pembebanan didapat dari

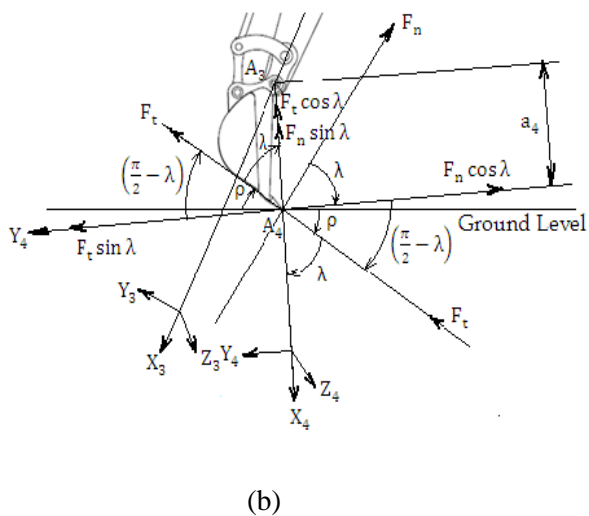
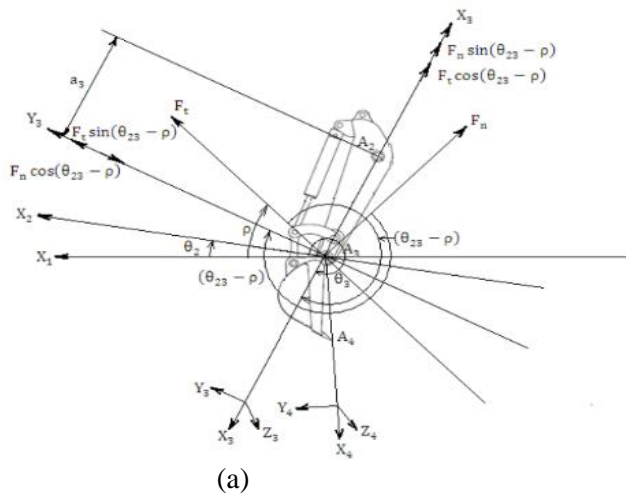
$$F_2 = a_2[F_t \sin(\theta_2 - \rho) - F_n \cos(\theta_2 - \rho)] \quad (2.41)$$

$$F_3 = a_3[F_t \sin(\theta_{23} - \rho) - F_n \cos(\theta_{23} - \rho)] \quad (2.42)$$

$$F_4 = a_4[-F_t \sin(\lambda) + F_n \cos(\lambda)] \quad (2.43)$$



Gambar 2.10 Elemen F2 pada vektor pembebanan



Gambar 2.11 Elemen (a) F3 dan (b) F4 pada vektor pembebanan

Gambar 2.10 dan Gambar 2.11 menunjukkan elemen-elemen yang ada di elemen pembebanan F_2 , F_3 , dan F_4 . F_2 terjadi pada *boom excavator*. F_3 terjadi pada *arm excavator*. F_4 terjadi pada *bucket excavator*. (Patel,2012)

2.10 Design Factor dan Factor of Safety

Salah satu cara umum untuk permasalahan beban yang diijinkan-beban diluar fungsinya adalah metode *design factor*. Persamaan dasarnya adalah dibawah ini.

$$Allowable\ load = \frac{Loss\ of\ function\ load}{n_d} \quad (2.44)$$

dimana n_d adalah *design factor*. *Factor of safety* mempunyai definisi yang sama seperti *design factor* tetapi memiliki perbedaan secara angka tergantung kesimpulan yang disebabkan dari penggunaan ukuran standar dan dari komponennya sendiri. *Allowable load* adalah tegangan yang diizinkan atau dalam karakteristik material dilihat dari besar *yield strength*. *Loss-of-function load* adalah tegangan yang dihasilkan dari percobaan simulasi pada penelitian ini atau tegangan nyata yang terjadi pada benda yang ditinjau.

Tabel 2.1 menawarkan saran berdasarkan pengalaman hingga 1948. (Shigley et al,2001). *Factor of Safety* yang digunakan pada penelitian ini minimal sebesar 2 sesuai dengan ciri-ciri yang ada. Ciri-ciri yang ada pada penelitian ini adalah pengetahuan beban ditentukan mudah, pengetahuan tegangan ditentukan mudah, pengetahuan lingkungan cukup konstan dan

pengetahuan material lebih dikenal. *Factor of Safety* yang digunakan pada tabel 2.1 berada pada nomor tiga.

Tabel 2.1 *Factor of safety*

No.	Pengetahuan Beban	Pengetahuan Tegangan	Pengetahuan Lingkungan	Pengetahuan Material	<i>Factor of Safety</i>
1	Ditentukan akurat	Ditentukan akurat	Kondisi Terkontrol	Terkenal	1.25-1.5
2	Ditentukan mudah	Ditentukan mudah	Cukup konstan	Terkenal	1.5-2.0
3	Bisa diketahui	Bisa diketahui	Biasa	Rata-rata	2.0-2.5
4	Rata-rata	Rata-rata	Rata-rata	Kurang diuji, atau rapuh	2.5-3.0
5	Rata-rata	Rata-rata	Rata-rata	Tidak pernah dicoba	3.0-4.0
6	Tidak Pasti	Tidak Pasti	Tidak Pasti	Lebih dikenal	3.0-4.0

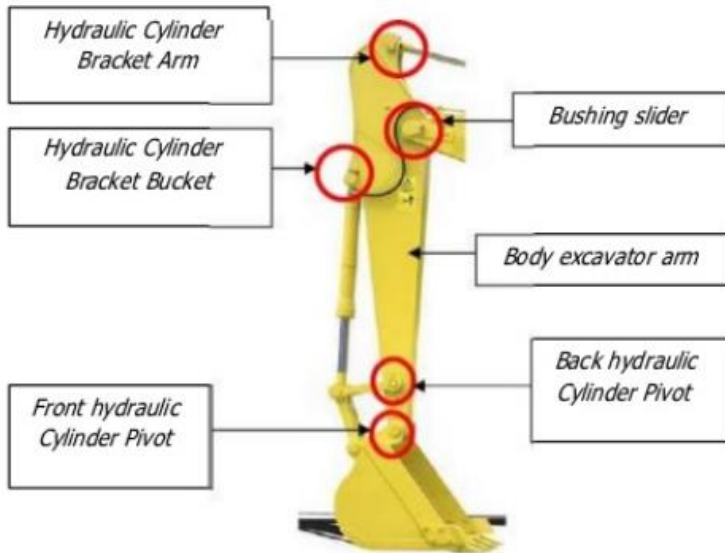
2.11 Material Arm

Material yang digunakan pada *arm excavator* adalah *mild steel* atau *low carbon* dengan *type A 283 grade B* karena *body arm excavator* harus bisa menahan beban keseluruhan dari *arm excavator*, *bucket excavator* beserta isi maksimum dari *bucketnya*, harus memiliki sifat tahan kejut, mampu las baik, ulet, mudah diproses, dan dianggap memiliki *property* yang baik dan biasa digunakan untuk pembuatan *arm excavator*.

***Tabel 2.2 Properti Material A 283 grade B Carbon Steel
(Makeitform,2018)***

Properties	Metric	Imperial
Density	7.9 g/cm ³	490 lb/ft ³
Melting Point	1420 °C	2590 °F
Tensile Strength: Ultimate (UTS)	400 MPa	58x10 ³ psi
Tensile Strength: Yield (Proof)	210 MPa	31x10 ³ psi
Elastic (Young's, Tensile) Modulus	190 GPa	27x10 ⁶ psi
Shear Modulus	73 GPa	11x10 ⁶ psi
Shear Strength	260 MPa	38x10 ³ psi
Poisson's Ratio	0.29	0.29
Elongation at Break	32%	32%
Fatigue Strength	170 MPa	24x10 ³ psi
Brinell Hardness	110	190

2.12 Bagian-bagian *Arm Excavator*



Gambar 2.12 Bagian-bagian *Arm Excavator*

Excavator Arm terdiri dari beberapa *part* yang dirakit menjadi satu kesatuan. Masing-masing *part* mempunyai peranan yang berbeda-beda. Konstruksi dari *excavator arm* seluruhnya bertumpu pada *body excavator arm*, baik itu *bracket* untuk *hydraulic cylinder*, *excavator arm pivot*, dan *excavator bucket*. Berdasarkan desainnya a *body excavator arm* harus bisa menahan beban keseluruhan *excavator arm* dan *excavator bucket* beserta isi maksimum dari *bucketnya*. Proses *joining* pada *excavator arm* menggunakan proses las (*welding*) oleh karena itu material yang diperlukan harus mempunyai sifat mampu las yang baik.

2.13 Link dan Pin Joint Arm Excavator

Link dan Pin Joint Arm Excavator adalah bagian yang sangat penting dalam pengoperasian *excavator*, karena *excavator* memiliki tingkat produktivitas yang tinggi dan memicu terjadinya kegagalan material. Kegagalan sering terjadi pada *pin joint link H* yang mengalami patah dibawah waktu pemakaian yang seharusnya. Beberapa faktor yang dapat menyebabkan patahnya steel pin joint yaitu cacat desain, kesalahan *manufacturing*, beban yang berlebih (*overload*), lingkungan kerja, perawatan yang tidak sesuai, material penyusun pin yang tidak sesuai dengan standar menjadi salah satu penyebab terjadinya patahan dan kesalahan dalam

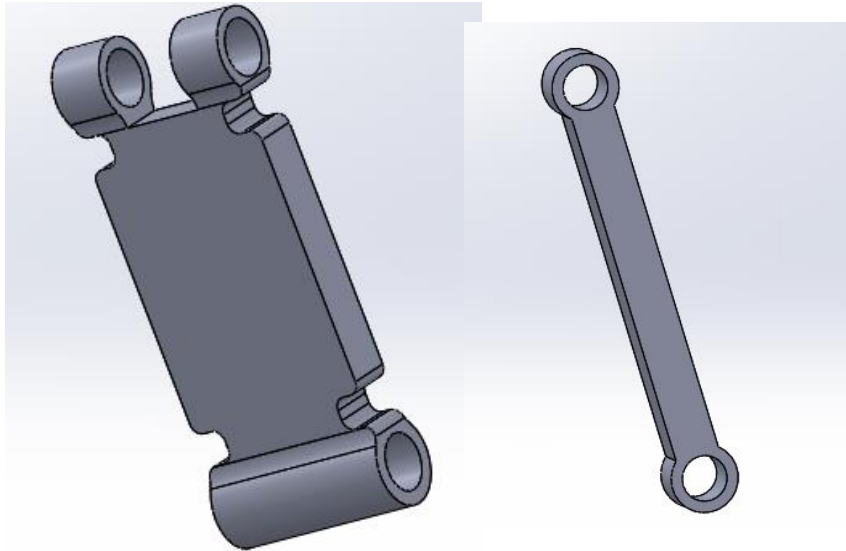


pengoperasian.

Gambar 2. 13 Kerusakan pada *link pin joint arm excavator*

2.13.1 Link

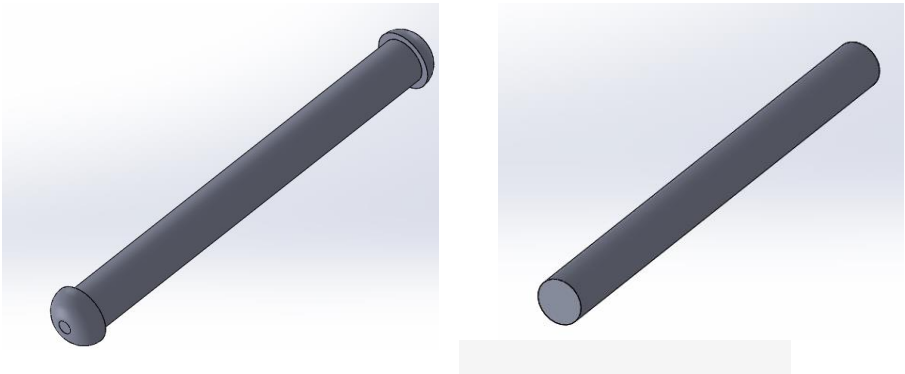
Link pada *excavator* berfungsi sebagai penunpu berat unit ke landasan, tempat persinggungan, penghubungan antar *part* satu dengan yang lainnya. Berikut adalah jenis *link* yang digunakan pada penelitian kali ini.



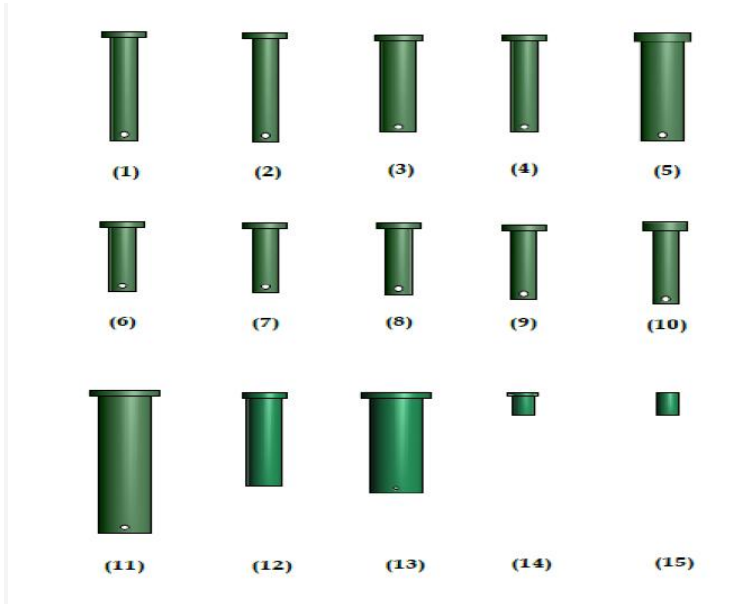
Gambar 2. 14 Desain Link H dan Link I

2.13.2 Pin

Pin pada lengan *excavator* berfungsi untuk menghubungkan dan memutuskan antar link. Seperti halnya link, pin juga terdiri dari dua tipe, yaitu master (pin) dan reguler (pin). Master pin dan reguler pin mempunyai diameter yang sama, permukaan yang sama-sama rata tetapi pada master pin terdapat chamfered dan *center bore* untuk mempermudah dalam identifikasi.



Gambar 2.15 Jenis pin yang digunakan

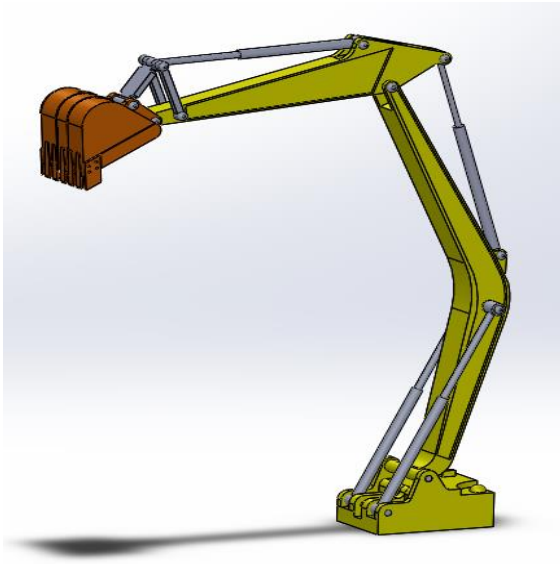


Gambar 2.16 Beberapa model pin

Keterangan gambar 2.16:

No	Name of pin
1	<i>Bucket to idler link pin</i>
2	<i>Bucket to arm pin (bucket pin)</i>
3	<i>Arm to intermediate pin</i>
4	<i>Idler link to bucket cylinder pin</i>
5	<i>Arm to boom pin (arm pin)</i>
6	<i>Bucket cylinder to arm pin</i>
7	<i>Arm to arm cylinder pin</i>
8	<i>Arm cylinder to boom pin</i>
9	<i>Boom to boom cylinder pin</i>
10	<i>Boom cylinder to swing link pin</i>
11	<i>Boom to swing link pin (boom pin)</i>
12	<i>Swing link to swing link cylinder pin</i>
13	<i>Swing link to fixed pin</i>
14	<i>Swing cylinder pins at top</i>
15	<i>Swing cylinder pins at bottom</i>

Berikut adalah letak *link* dan *pin* pada *excavator*



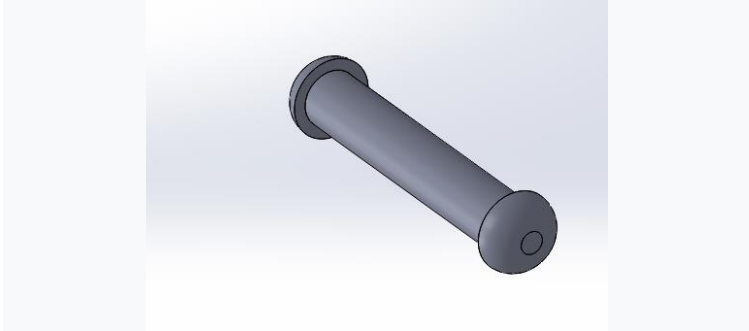
Gambar 2.17 3D Modelling Lengan Excavator

Penggunaan pin joint pada lengan *excavator* sering mengalami kegagalan sambungan pin meliputi: kehilangan pelumas, perebutan pin, kebisingan dan getaran di bagian pin joint, melonggarkan sendi, dan pengembangan alur dipermukaan ujung bushing. Alasan utama kehilangan pelumas pada sambungan pin adalah keausan seal, dan juga disebabkan karena *abrasive*. Kegagalan mungkin disebabkan oleh pemuatan yang berlebihan, puing-puing keausan internal, dan logam-logam kontak, tekanan kontak lokal yang berlebihan.

2.13.3 Material Pin Arm Excavator

Pada bagian *arm excavator*, pin penyambung antara bagian *arm* dan *bucket* adalah jenis pin seperti dibawah dengan material ASTM 4340 *steel normalized*. Untuk bagian

penyambung antara *arm* dan *boom* menggunakan material yang sama yaitu ASTM 4340 *steel normalized*.



Gambar 2.18 Pin penghubung bucket dan arm

Tabel 2.3 Material pin penghubung arm excavator ASTM 4340 steel normalized

Properties	Metric	Imperial
Density	7.8 g/cm ³	490 lb/ft ³
Melting Point	1420 °C	2590 °F
Tensile Strength: Ultimate (UTS)	1280 MPa	190x10 ³ psi
Tensile Strength: Yield (Proof)	860 MPa	120x10 ³ psi
Elastic (Young's, Tensile) Modulus	190 GPa	27x10 ⁶ psi
Shear Modulus	73 GPa	11x10 ⁶ psi
Shear Strength	770 MPa	110x10 ³ psi
Poisson's Ratio	0.29	0.29
Fatigue Strength	540 MPa	78x10 ³ psi
Brinell Hardness	360	360
Elongation at Break	12%	12%

2.13.4 Mekanisme Kegagalan

Pada kekuatan pin akan menerima beban puntir (twisting moment), beban lentur (bending moment) ataupun gabungan antara beban puntir dan lentur. Dalam perancangan poros perlu memperhatikan beberapa faktor, misalnya : kelelahan, tumbukan dan pengaruh konsentrasi tegangan. Pin dirancang harus cukup aman untuk menahan beban-beban tersebut.

Mekanisme kegagalan ini menurut standar ANSI/API 689. Berikut adalah tabelnya :

Tabel 2. 4 Kegagalan secara umum yang terjadi dilapangan

Mekanik		
Kode	Notasi	Uraian
1.0	Umum	Kegagalan berhubungan dengan cacat mesin tetapi tidak diketahui secara jelas
1.1	Kebocoran (pecah pada pipa)	Kebocoran bagian dalam dan luar baik cair ataupun gas, jika kegagalan dalam tingkat ini disebut "bocor", lebih cocok digolongkan dalam kegagalan teknik
1.2	Getaran	Getaran tidak normal: jika kegagalan dalam tingkat getaran, dimana lebih cocok digolongkan pada kegagalan, mekanis, penyebab kegagalan (root cause) harus dicatat
1.3	Kegagalan perakitan/pemasangan	Kegagalan disebabkan oleh kesalahan perakitan/pemasangan
1.4	Deformasi	Distortion, bending, buckling, denting, yielding, shrinking, blistering, creeping, dll

1.5	Hilang	Tidak sesuai, kehilangan item
1.6	Pelapisan	Pelapisan, seizure, gangguan yang disebabkan oleh deformasi atau kegagalan perakitan/pemasangan
Material		
2.0	Umum	Kegagalan berhubungan dengan cacat material tetapi tidak diketahui secara jelas
2.1	Kavitasi (celah)	Cocok untuk peralatan seperti pompa dan katup (valves)
2.2	Korosi	Semua jenis korosi, baik basah (elektrokimia) dan kering (kimia)
2.3	Erosi	Aus erosi
2.4	Aus	Keausan abrasi dan adhesi, seperti scoring, galling, scuffing, fretting
2.5	Patah	Patah, putus, retak
2.6	Fatik (lelah)	Gunakan kode ini jika penyebab patah disebabkan oleh fatik
2.7	Kelebihan panas (Overheating)	Kerusakan material disebabkan karena kelebihan panas/terbakar
2.8	Meledak (pecah)	Komponen yang meledak, ledakan, ledakan besar, imploded, dll
Peralatan		
3.0	Umum	Komponen yang meledak, ledakan, ledakan besar, imploded, dll
3.1	Kegagalan control	Tidak ada atau kesalahan alam peraturan
3.2	Tidak ada tanda/indikasi/alarm	Tidak ada tanda/indikasi/alarm ketika terjadi
3.3	Kesalahan tanda/indikasi/alarm	Kesalahan tanda/indikasi/alarm dalam kenyataan. Dapat berupa tanda palsu, sebentar-sebentar, korslet, berubah-ubah
3.4	Kesalahan perbaikan	Kesalahan kalibrasi, salah parameter
3.5	Kegagalan perangkat lunak	Kesalahan atau tidak adanya control/monitor/operasi yang menyebabkan kegagalan perangkat lunak
3.6	Penyebab umum/jenis kegagalan	Beberapa penyebab kegagalan simultan seperti: deteksi api dan gas, juga penyebab kegagalan berhubungan pada penyebab umum

Listrik		
4.0	Umum	Beberapa penyebab kegagalan simultan seperti: deteksi api dan gas, juga penyebab kegagalan berhubungan pada penyebab umum
4.1	Arus pendek	Arus pendek
4.2	Arus terbuka	Tidak nyambung, gangguan, kerusakan kawat/kabel
4.3	Tidak ada arus/tegangan	Kehilangan atau tidak ada arus
4.4	Kesalahan arus/tegangan	Kesalahan arus listrik seperti: kelebihan tegangan
4.5	Kesalahan isolator	Kesalahan isolator, rendahnya tahanan listrik
Pengaruh Luar		
5.0	Umum	Kegagalan disebabkan oleh beberapa factor luar tetapi tidak secara jelas
5.1	Rintangan/hambatan	Kegagalan disebabkan oleh beberapa factor luar tetapi tidak secara jelas
5.2	Kontaminasi	Fluida yang terkontaminasi/gas/ permukaan seperti: pelumas oli yang terkontaminasi, gas yang terkontaminasi
5.3	Macam-macam pengaruh dari luar	Pengaruh system tetangga dalam bentuk seperti: benda asing, dll
Lainnya		
6.0	Umum	Pengaruh sistem tetangga dalam bentuk seperti: benda asing, dll
6.1	Tidak ada penyebab yang ditemukan	Pengaruh sistem tetangga dalam bentuk seperti: benda asing, dll
6.2	Bermacam penyebab	Beberapa penyebab jika terdapat satu penyebab kegagalan yang dominan harus diberi tanda
6.3	Lain-lain	Tidak ada tanda aplikasi: gunakan tanda beda
6.4	Tidak diketahui	Tidak ada informasi yang diketahui

Kegagalan material adalah penyebab utama suatu kerusakan pada bagian *pin joint*. Beberapa penyebab kerusakan:

1. *Adhesion*
2. *Abrasion*
3. *Surface Roughness*

4. *Friction in sliding contacts*
5. *Corrosive*
6. *Lubricants*

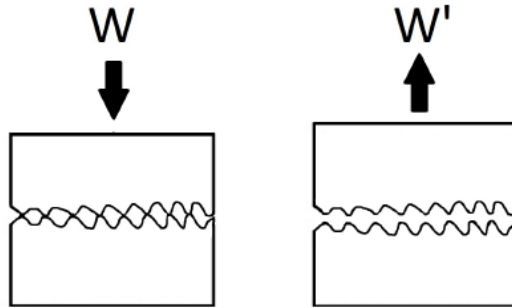
2.13.4.1 Adhesion

Adhesi adalah gaya tarik menarik antara partikel-partikel yang tidak sejenis. Gaya adhesi mengakibatkan dua zat akan saling melekat bila dicampurkan. Kedua bahan dapat berbeda atau bahkan identik dan kekuatan bisa menjadi kekuatan normal (W). misal beban atau kombinasi gaya normal dan geser. Normal gaya tarik (W') memisahkan permukaan. Rasio antara gaya sering disebut sebagai koefisien adhesi μ . Rasio yang diberikan terlihat pada :

$$\mu' = \frac{W'}{W}$$

(2.45)

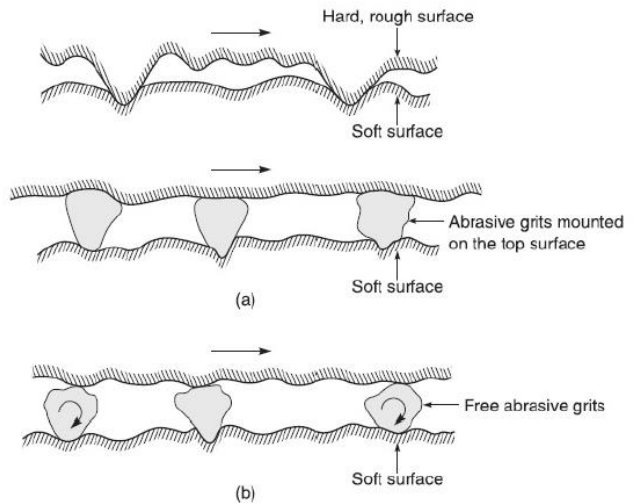
W' biasanya meningkat secara proporsional dengan peningkatan W . μ dipengaruhi oleh durasi kontak statis dan tingkat pemisahan. Jika permukaannya bersih, artinya tidak ada lapisan oksida atau film kimia, itu tarik-menarik antara permukaan yang kuat, menghasilkan adhesi parah di antara keduanya. Adhesi terjadi pada banyak aplikasi mekanis, lebih sering pada aplikasi sliding, dan terutama tidak diinginkan. Untuk mengurangi gaya adhesi, pelumasan dapat dimasukkan dan memisahkan permukaan, sehingga menurunkan ikatan adhesi. Adhesi dapat ditemukan melalui keausan dan gesekan.



Gambar 2.19 Adhesi antara dua partikel

2.13.4.2 Abrasion

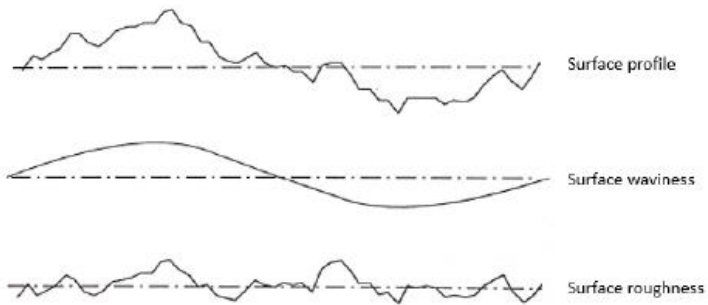
Jika dua permukaan geser memiliki perbedaan besar dalam kekerasan dan memiliki permukaan kasar, permukaan yang lebih keras mungkin meluncur dan menyapu permukaan yang lebih lembut. Puing aus baik tetap terjebak dalam kontak dan meningkatkan keausan menilainya, atau menjadi copot dari kontak. Seperti gambar dibawah



Gambar 2. 20 Prinsip abrasi

2.13.4.3 *Surface Roughness*

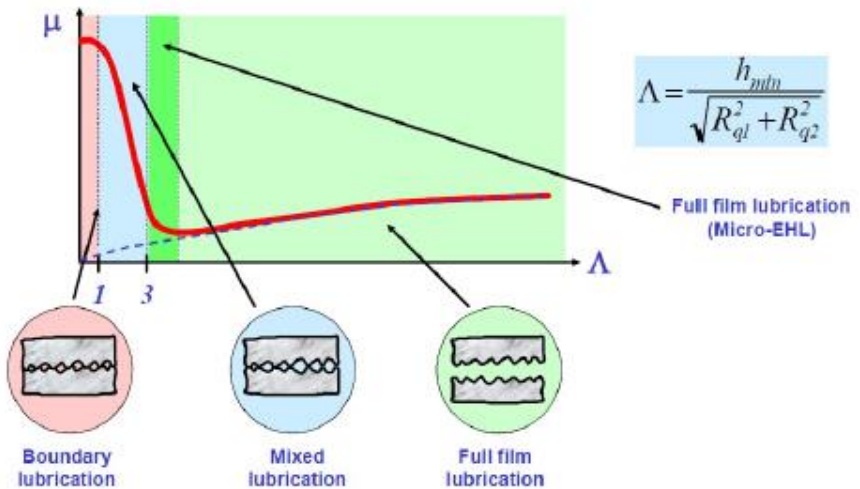
Kekasaran permukaan adalah setiap permukaan yang telah mengalami proses permesinan akan mengalami kekasaran permukaan tertentu, misalnya mengkilap, halus maupun kasar. Proses permesinan ini akan menentukan kekasaran permukaan pada level tertentu. Untuk bagian perencanaan kerja, bagian perhitungan biaya, maupun operator, harus mengetahui tingkat kekasaran permukaan, yang harus dicapai pada benda kerja.



Gambar 2.21 Kekasaran Permukaan

2.13.4.4 *Friction in sliding contacts*

Fenomena gesekan dalam kontak geser terjadi ketika satu permukaan meluncur di atas yang lain, menyebabkan permukaan harus dikenai gaya tarik tinggi. Sehingga menciptakan ikatan adhesi yang cukup besar, yang mengarah ke kerugian gesekan yang tinggi. Gesekan dalam kontak geser dapat dikurangi dengan memisahkan permukaan dari masing-masing lain. Tingkat pemisahan dapat dibagi menjadi rezim pelumasan dan transisi di antara mereka dijelaskan dengan kurva Stribeck², lihat Gambar 2.22. Batas rezim didefinisikan oleh Hersey number. L yang mencakup ketebalan film minimum, h_{min} , dan kekasaran RMS untuk kedua permukaan, Rq_1 dan Rq_2



Gambar 2. 22 *Stribeck curve visualizing lubrication regimes*

2.13.4.5 Corrosive

Korosif (Kimia) adalah kondisi dimana lingkungan korosif dapat menciptakan keausan korosif pada permukaan, yang dapat disebabkan oleh cairan dan gas. Jenis korosi yang paling umum ditemukan dalam aplikasi mekanis adalah oksidasi. Proses oksidasi menciptakan lapisan oksida pada permukaan yang mengurangi proses korosif. Namun, saat meluncur lapisan oksida tipis aus dan logam yang tidak terlindungi sekali lagi rentan terhadap korosi, ini proses ini terus menerus diulang. Laju oksidasi semakin ditingkatkan pada suhu tinggi

2.13.4.6 Lubricants

Pelumas memungkinkan pemisahan permukaan untuk mengurangi gesekan dan keausan. Teknik pelumasan telah diimplementasikan selama ribuan tahun. Para peneliti telah

menemukan jejak-jejak sabun kalsium pada as roda kereta dari 1400 SM dan batu bangunan yang diselipkan di kayu yang diimpregnasi minyak untuk mengurangi gesekan selama konstruksi piramida.

A) *Oil*

Pelumasan oli cocok untuk beban tinggi dikombinasikan dengan kecepatan tinggi atau operasi terus menerus. Itu bisa masuk cara yang efektif menyebarkan panas melalui konveksi. Namun, pelumas oli cenderung mengalami kebocoran viskositas rendah, yang akan membutuhkan segel. Pada suhu di atas 70 C tingkat oksidasi minyak dengan cepat meningkat. Minyak sintetis memiliki stabilitas oksidasi yang unggul tetapi umumnya lebih mahal.

B) *Grease*

Minyak dasar (grease) terdiri dari minyak yang telah dikentalkan dengan bahan pengikat. Sangat cocok untuk bataspelumasan di mana kontaminasi oleh partikel adalah suatu kemungkinan dan pelumasan terus menerus tidak dimungkinkan. Itu juga bermanfaat karena disimpan di tempat karena viskositasnya yang relatif tinggi. Minyak biasanya ditemukan di aplikasi kecepatan rendah dan beresilasi di mana pelumas melumasi permukaan melalui geser sementara penjarangan. Bantalan umumnya dilumasi dengan minyak dalam jumlah besar, yang sangat sering tidak perlu. Volume gemuk yang berlebihan biasanya berfungsi sebagai alat untuk mencegah kontaminan dan kotoran yang kemudian, sayangnya, berakhir di alam.

C) *Solid*

Pelumas padat umumnya berlaku dalam situasi di mana sulit untuk mempertahankan ketebalan film selama tekanan ekstrem atau ketika itu tidak cocok karena berbagai alasan. Pelumas padat umumnya sudah berlapis struktur dengan ikatan molekul yang lemah antara lapisan, sehingga memungkinkan mereka untuk mudah dicukur. Pelumas padat sebagian besar adalah Graphite, Molybdenum Disulfide (MoS₂) dan Polytetrafluoroethylene (PTFE)

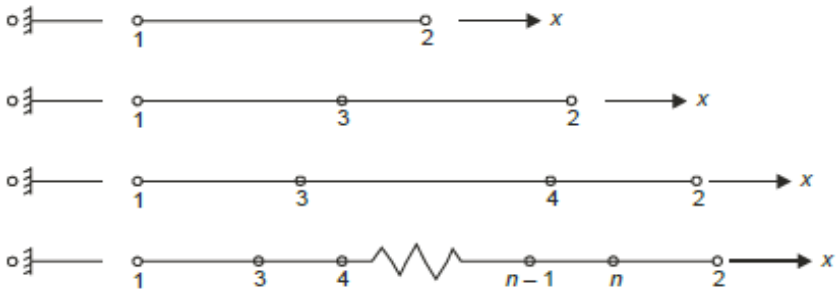
2. 14 *Finite Element Analysis*

Metode Elemen Hingga (*Finite Element Method*) adalah salah satu metode numerik untuk menyelesaikan berbagai *problem* rekayasa. *Problem* rekayasa seperti mekanika struktur, mekanika tanah, mekanika batuan, mekanika fluida, hidrodinamika, aerodinamika, medan magnet, perpindahan panas, dinamika struktur, mekanika nuklir, akustik, mekanika kedokteran dan sebagainya. Solusi yang diberikan oleh FEA (*Finite Element Analysis*) merupakan perkiraan dari solusi permasalahan tersebut.

Dasar dari metode elemen hingga adalah membagi benda kerja menjadi elemen-elemen kecil yang jumlahnya berhingga sehingga dapat menghitung reaksi akibat beban (*load*) pada kondisi batas (*boundary condition*) yang diberikan. Dari elemen-elemen tersebut dapat disusun persamaan-persamaan matriks yang bisa diselesaikan secara numerik dan hasilnya menjadi jawaban dari kondisi beban yang diberikan pada benda kerja tersebut. Secara sederhana beberapa persamaan aljabar tersebut dapat disimbolkan dengan matriks $K \cdot D = R$, dimana D adalah matriks *vector* dari nilai yang tidak diketahui, R adalah matriks *vector* dari beban yang diberikan, dan K adalah matriks dari konstanta yang diketahui. Dalam analisa tegangan K disebut sebagai “matriks kekakuan”. (Cook,1995)

2.14.1 Elemen Satu Dimensi

Elemen satu dimensi terdiri dari garis (*line*). Tipe elemen ini yang paling sederhana. Tipe elemen ini memiliki dua titik nodal, masing-masing pada ujungnya, disebut elemen garis linier seperti yang dapat dilihat pada gambar 2.23.

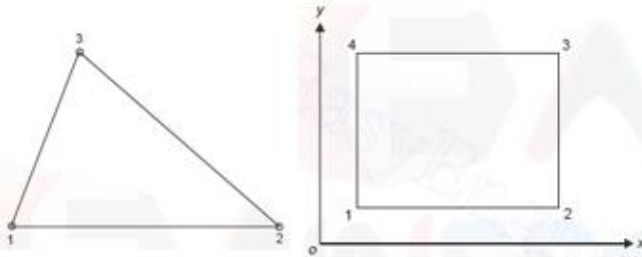


Gambar 2.23 Elemen satu dimensi

Gambar 2.23 menunjukkan bentuk dari elemen satu dimensi. Dua elemen lainnya dengan orde yang lebih tinggi. Elemen yang umum digunakan adalah elemen garis kuadrat dengan tiga titik nodal dan elemen garis kubik dengan empat buah titik nodal seperti pada gambar 2.23.

2.14.2 Elemen Dua Dimensi

Elemen dua dimensi terdiri dari elemen segitiga (*triangle*) dan elemen segiempat (*quadrilateral*). Elemen ini memiliki sisi lebih dari dua. Bentuk dari elemen dua dimensi terlihat pada gambar dibawah ini.

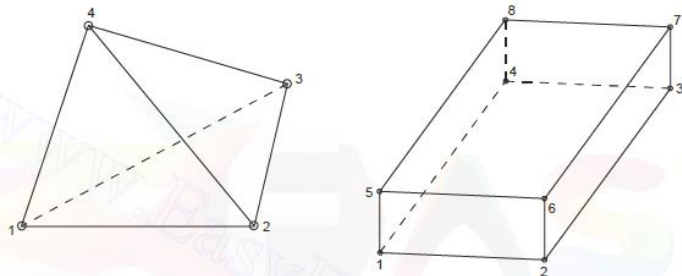


Gambar 2.24 Elemen dua dimensi segitiga dan segiempat

Gambar 2.24 menunjukkan bentuk dari elemen dua dimensi. Domain elemen dua dimensi adalah fungsi dari x dan y . Elemen linear pada tiap jenis mempunyai sisi yang lurus, tetapi elemen order yang lebih tinggi, kuadratik dan kubik, dapat mempunyai sisi lurus atau melengkung atau keduanya.

2.14.3 Elemen Tiga Dimensi

Elemen tiga dimensi terdiri dari elemen tetrahedron dan elemen balok. Untuk keduanya, elemen linear terbatas pada sisi lurus (bidang) sementara order elemen yang lebih tinggi dapat mempunyai permukaan melengkung pada sisinya. Bentuk dari elemen tiga dimensi terlihat pada gambar dibawah ini.

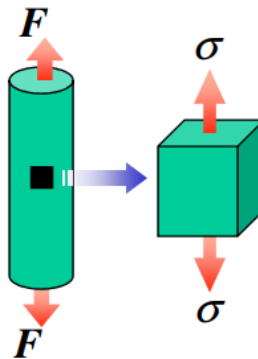


Gambar 2.25 Elemen tiga dimensi tetrahedron dan balok

Gambar 2.25 menunjukkan elemen tiga dimensi. Domain elemen dua dimensi adalah fungsi dari x , y , dan z . Elemen tetrahedron adalah elemen yang paling mudah untuk dibentuk dalam suatu modal matematika.

2.15 Teori Tegangan Von Mises

Kriteria luluh untuk pembebanan satu sumbu (uniaxial) seperti uji tarik “Perubahan bentuk permanen/deformasi plastis bila tegangan yang diberikan mencapai tegangan alir material (tegangan yang terjadi > tegangan luluh, $\sigma > \sigma_y$ (tegangan yang terjadi > tegangan luluh, $\sigma > \sigma_y$)



Gambar 2. 26 Diagram uji tarik

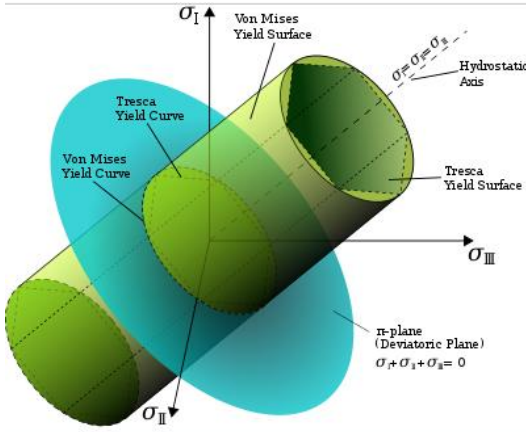
Von mises (1913) menyatakan bahwa akan terjadi luluh bilamana invarian kedua deviator tegangan J_2 melampaui harga kritis tertentu. Dengan kata lain luluh akan terjadi pada saat energi distorsi atau energi regangan geser dari material mencapai suatu nilai kritis tertentu. Secara sederhana dapat dikatakan bahwa energi distorsi adalah bagian dari energi regangan total per unit volume yang terlibat di dalam perubahan bentuk.

$$J_2 = k^2 \quad (2.45)$$

Dalam ilmu material dan teknik, kriteria luluh von Mises dapat juga diformulasikan dalam *Von Mises Stress* atau *equivalent tensile stress*, σ_v , nilai tegangan scalar dapat dihitung dari tensor tegangan. Dalam kasus ini, material dikatakan mulai luluh ketika tegangan *Von Mises* mencapai nilai kritis yang diketahui sebagai *yield strength*. Tegangan Von Mises digunakan untuk meprediksi tingkat keluluhan material terhadap kondisi pembebanan dari hasil pengujian tarik simple uniaksial. Untuk *Tegangan Von Mises* material akan terdeformasi plastis bila energi distorsi maksimum akibat pembebanan mencapai harga kritisnya. Kriteria *yield* dari *Von Mises* menunjukkan bahwa pencapaian batas kekuatan bahan dimulai ketika invariasi (resultan) tegangan deviatorik kedua J_2 mencapai nilai kritis k .

Dalam ilmu rekayasa material, kriteria yield von Mises dapat juga diformulasikan dalam bentuk tegangan von Mises atau stress tarik equivalent (σ_v), nilai skalar stress yang dapat dihitung dari tensor stress. Dalam hal ini, material dikatakan untuk memulai batas yield ketika tegangan von Mises mencapai nilai kritis yang dikenal sebagai kekuatan luluh, (σ_y). Von Mises stress digunakan untuk memprediksi batas kekuatan bahan dalam setiap kondisi pembebanan dari hasil tes sederhana tarik uniaksial. Tegangan von Mises memenuhi keadaan yang menyatakan dua arah tegangan dengan energi distorsi yang sama telah menyamai stres von Mises. (Johannes, 2011) Dengan mensubstitusikan J_2 dari prinsip tegangan ke dalam persamaan kriteria Von Mises maka hasilnya:

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 = 6k^2 = 2\sigma_y^2 \quad (2.46)$$



Gambar 2. 27 Tegangan yang terjadi (3sumbu)

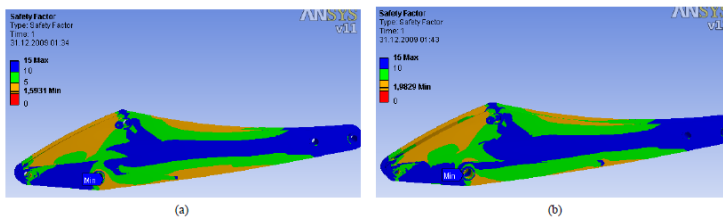
Tegangan ekstrem dapat dinyatakan dalam 3 bentuk yaitu tegangan maksimum prinsipal, tegangan geser maksimum, dan tegangan ekuivalen (tegangan von Mises). Teori tegangan maksimum prinsipal menyatakan bahwa kegagalan material akibat *tension* dan *compression*. Dimana tegangan ini cocok digunakan pada material getas yang relatif tahan tegangan geser namun lemah terhadap tegangan tarik maupun tekan. Dan teori tegangan geser maksimum menyatakan bahwa kegagalan material akibat tegangan geser maksimum dan tegangan ini cocok untuk digunakan mendesain komponen mesin dari baja (*steel*) yang bersifat ulet. Sedangkan tegangan ekuivalen (tegangan Von Mises) berusaha membandingkan antara distorsi komponen mesin (elemen yang

diamati) dengan distorsi energi ketika terjadi kegagalan pada spesimen uji, sehingga pada penelitian ini dipilih tegangan Von Mises. Von Mises merupakan tegangan tarik unaksial yang dapat menghasilkan energi distorsi yang sama dengan yang dihasilkan oleh kombinasi tegangan yang bekerja. Von Mises digunakan sebagai kriteria dalam menentukan timbulnya kegagalan pada material ulet. Untuk mendapatkan desain yang aman, hasil tegangan Von Mises harus kurang dari *allowable stress* atau nilai yang diijinkan. Nilai ijin tersebut didapatkan dari *yield strength* material yang digunakan dengan *safety factor*. Dimana *yield strength* material yang digunakan sebesar 860 MPa dengan *safety factor* sebesar 2 maka desain dikatakan aman jika nilai Von Mises di bawah 430 MPa.

2.16 Penelitian Terdahulu

Pada penelitian kali ini peneliti mengacu pada penelitian milik **Lia Pongsapan** pada tahun 2016 tentang *arm* pada *Excavator backhoe* yang berjudul “Pengaruh Pembebanan *Overload Bucket* Terhadap Kekuatan Material Komponen *Arm* Pada *Excavator Volvo EC700B Tipe Crawler*”. Tujuan penelitiannya adalah untuk menganalisa kekuatan komponen *arm* ketika menahan *bucket* pada kondisi kerja *overload*. Hasil penelitian menunjukkan kenaikan nilai gaya dan tegangan komponen *arm* pada kondisi pembebanan *overload* sebesar 28-32% dari kondisi pembebanan normal. Tegangan maksimum terjadi pada *hydraulic cylinder bracket arm* yaitu sebesar 150,4 N/mm². Nilai tegangan tersebut lebih kecil dari tegangan ijin material, sehingga material pada komponen *arm* telah sesuai dengan standar kelayakan dan dinyatakan aman.

Pada tahun 2013 **Ahmet Erklig** melakukan penelitian tentang *The Improvements of the Backhoe-Loader Arms* yang bertujuan menganalisa dan mensimulasikan kekuatan dari bagian atas dan bawah dari *arm excavator*. Hasil penelitian menunjukkan pada saat bagian belakang dan lengan depan diberikan beban maksimum perlu adanya perbaikan untuk meningkatkan kekuatan *arm excavator*. Dengan peningkatan *safety factor* dari 1.59 menjadi 1.98 agar kekuatan meningkat menjadi 24.5% untuk bagian lengan belakang. Untuk lengan depan *safety factor* ditingkatkan dari 1.94 menjadi 2.18 agar kekuatan meningkat 12.37%. Berikut adalah hasil peningkatan



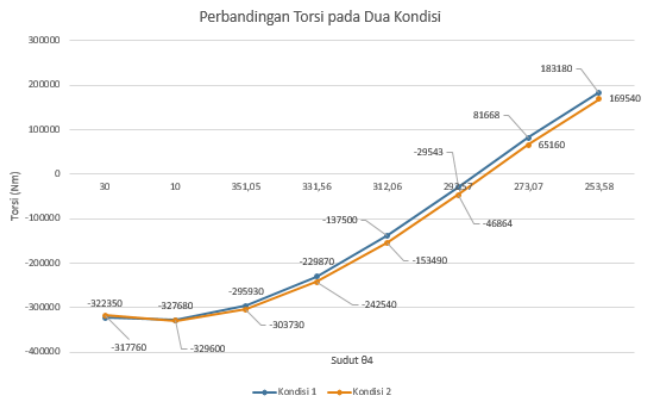
safety factor terhadap *arm excavator*.

Gambar 2.28 a). Gambar *arm* dengan *safety factor* 1.59

b). *Arm* dengan *safety factor* 1.98

Pada penelitian yang dilakukan **Muhammad Thoriq Aziz** pada tahun 2019 melakukan penelitian tentang Analisa kekuatan *bucket excavator* akibat pembebanan operasi yang dilakukan adalah menghitung dan mensimulasikan kekuatan dari *bucket excavator*. Dimana pembebanan kinematis operasi ini akan ditinjau dari boom, arm dan berujung pada bucket dari excavator yang akan dimodelkan menggunakan *software 3D Modelling*, kemudian di *assembly* dengan *3D Model Excavator*. Setelah itu, hasil perhitungan pembebanan kinematis

akan disimulasikan dengan metode elemen hingga guna untuk mengetahui kekuatan akibat pembebanan kinematis pada *bucket excavator* yang ditinjau dari *factor of safety*. Terdapat dua kondisi dalam penelitian ini yang pertama kondisi teta₂ 61,64° dan teta₃ = 266,32°. Dengan kondisi kedua besar teta₂=356,28° dan teta₃= 333,233°. Hasil dari penelitian ini adalah Torsi yang dihasilkan pada kondisi dua lebih besar daripada torsi yang dihasilkan pada kondisi satu. Torsi yang dihasilkan pada kondisi satu hanya lebih besar daripada torsi yang dihasilkan pada kondisi dua pada saat sudut θ_4 sebesar 10°. Anomali arah torsi yang dihasilkan pada dua kondisi ini terletak pada sudut θ_4 273,07° dan 253,8° yang dimana arah dari torsi ini berkebalikan dengan torsi yang dihasilkan pada sudut θ_4 yang lainnya.



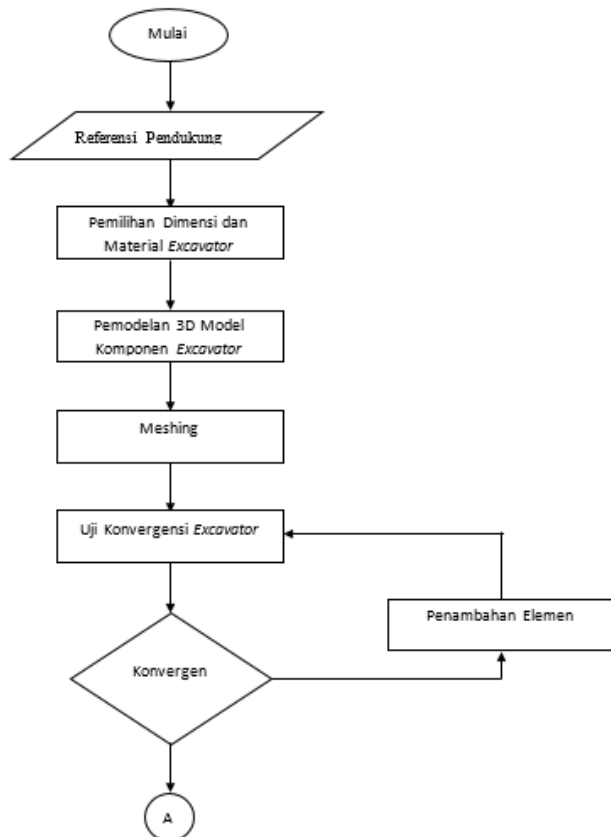
Gambar 2. 29 Grafik Hasil Perbandingan Torsi pada dua kondisi

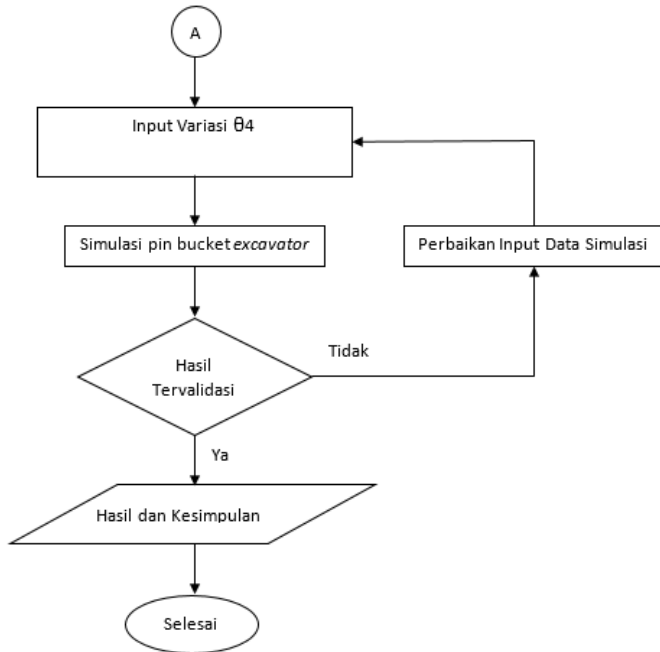
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III METODE PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Penelitian

Pada penelitian kali ini terdapat beberapatahapan yang harus dilakukan. Tahapan ini dapat digambarkan ke dalam diagram alir seperti yang digambarkan pada gambar dibawah ini.





Gambar 3.1 Diagram alir penelitian *pin bucket*

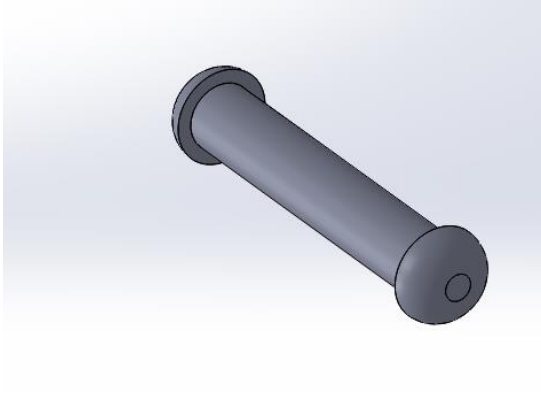
Gambar 3.1 merupakan langkah-langkah penelitian yang dilakukan pada penelitian ini. Penelitian ini diawali dengan melakukan studi literature dan pengumpulan data teknis terkait penelitian yang akan dilakukan. Kemudian swing, boom, arm, dan bucket excavator dimodelkan 3D model dalam software 3D Model. Selanjutnya penelitian dilanjutkan dengan melakukan meshing pada model dan melakukan uji konvergensi. Setelah hasil *meshing* dinyatakan konvergen, maka simulasi dilakukan pada *software* Simulasi. Sehingga pada akhirnya akan keluar kesimpulan dari hasil tersebut.

3. 2 Studi Literatur dan Data Penelitian

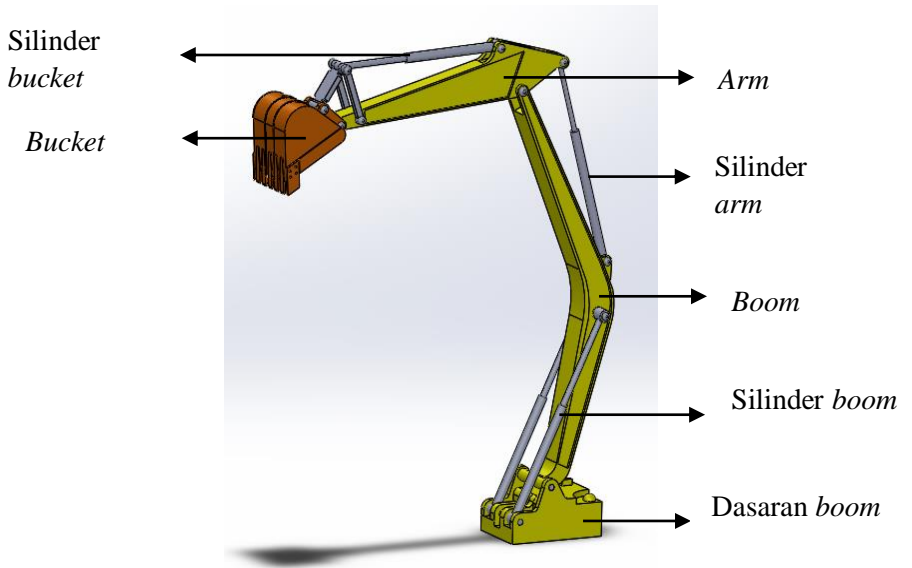
Pada tugas akhir kali ini, langkah pertama yang harus dilakukan adalah studi literatur. Studi literatur dilakukan penulis dengan cara mengumpulkan data yang dapat menunjang tugas akhir kali ini. Pengumpulan data ini dilakukan melalui buku literature dan jurnal-jurnal yang berhubungan dengan tugas akhir ini. Data yang dibutuhkan dalam tugas akhir kali ini meliputi *excavator*, *backhoe Excavator*, gaya-gaya yang terjadi pada *excavator*, Torsi yang terjadi pada *excavator*, kecepatan pada silinder *boom*, *arm*, *bucket*, *pin arm* itu sendiri, kecepatan dan percepatan sudut, *design factor* dan *factor of safety*, dan penelitian-penelitian sebelumnya yang menjadi rujukan penelitian kali ini. Kemudian pada tugas akhir kali ini pengujian dilakukan dengan melakukan uji beban statis pada dua kondisi untuk pin bucket. Untuk *pin bucket* yang dimana kondisi pertama saat $\theta_2 = 61,64^\circ$. $\theta_3 = 266,32^\circ$ dan kondisi kedua saat $\theta_2 = 356,28^\circ$; $\theta_3 = 333,233^\circ$ dan variasi θ_4 dengan bantuan *software* ANSYS Workbench 18.0. Dimana dari hasil pengujian tersebut akan didapat, yaitu tegangan maksimum pada setiap kondisi, dan *factor of safety* dari *excavator*.

3. 3 Pembuatan 3D Model

Pada penelitian kali ini, pembuatan 3D model dari *excavator* menggunakan *software CAD (Computer Aid Design)* Solidworks 2016. Pemodelan digunakan untuk mempermudah perhitungan dan proses simulasi. Untuk *pin bucket* dimodelkan dengan ukuran sebenarnya guna dimasukkan ke *software* simulasi ANSYS Workbench 18.0. Gambar 3.2 merupakan desain *pin bucket excavator*, gambar 3.3 merupakan *assembly* dari model *excavator* yang akan digunakan pada penelitian kali ini.



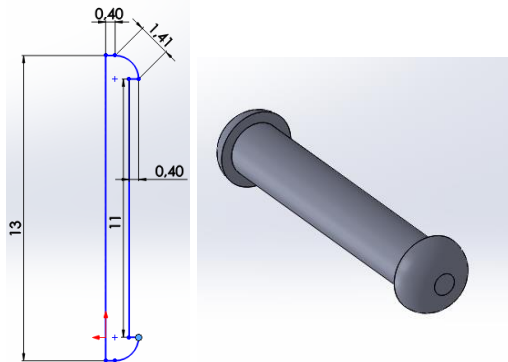
Gambar 3.2 *3D Modelling pin excavator*



Gambar 3. 3 *Assembly 3D model excavator*

(Thoriq Aziz, 2019)

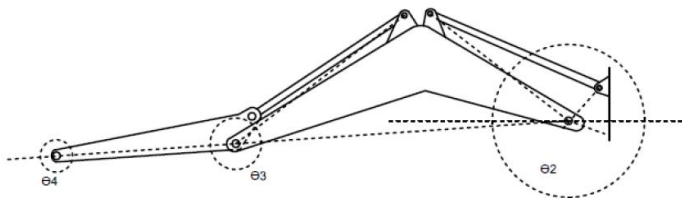
Desain 3D *modelling* pada bagian pin penghubung antara *bucket* dan *arm* dan juga pin penghubung *arm* dan *boom* dalam penelitian kali ini adalah sebagai berikut :



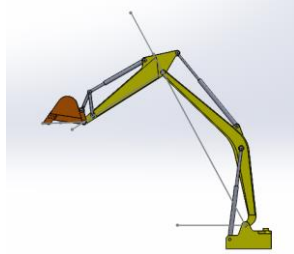
Gambar 3. 4 Pin bucket

3.4 Kondisi maksimum pada *excavator*

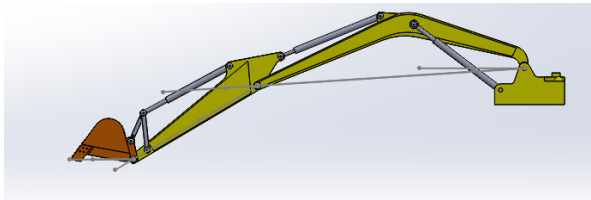
Dalam penelitian kali ini, pin bucket, lengan *boom*, *arm*, dan *bucket excavator* akan dikondisikan dalam dua kondisi maksimum. Untuk kondisi pertama, $\theta_2 = 61,64^\circ$. $\theta_3 = 266,32^\circ$ dan kondisi kedua $\theta_2 = 356,28^\circ$; $\theta_3 = 333,2333^\circ$ dengan variasi θ_4 sebesar 30° ; 10° ; $351,05^\circ$; $331,56^\circ$; $292,57^\circ$; $273,07^\circ$; dan $253,58^\circ$



Gambar 3.5 Letak Sudut pada *Excavator*



Gambar 3.6 Kondisi 1 variasi 1 pin bucket



Gambar 3.7 Kondisi 2 variasi 1 pin bucket

3.5 Perhitungan Kinematis

Perhitungan ini memakai data model excavator yang tercantum pada penelitian “*Design And Structural Optimization Of Backhoe Attachment of Mini Hydraulic Excavator For Construction Work*” yang ditulis oleh Patel Bhaveshkumar Prahladbai. Data yang didapatkan berdasarkan penelitian tersebut akan dicantumkan pada tabel 3.1.

Tabel 3. 1 Data model excavator penelitian patel (*Patel,2012*)

Description	Symbol	Value	Units
	a1	0.43	m
	a2	1.34658	

Description	Symbol	Value	Units
Swing link length, boom link length, arm link length, and bucket link length respectively	a3	0.72296	
	a4	0.547	
Geometry constant angles	α	52.72	Degree
	γ_1	46.23	
	γ_2	28.53	
	δ_1	33.23	
	δ_2	139.54	
	ε_1	197.79	
	η_1	3.32	
	η_2	80.14	
Geometry constant distances	ζ_3	67.43	m
	A1A5	0.67461	
	A1A6	0.21783	
	A2A7	0.91102	
	A2A8	0.28480	
	A9A12	0.74341	
	A10A12	0.220	
	A3A12	0.13254	
	A3A11	0.18103	
A10A11	0.205		
Moment of inertia of link 2 (boom), link 3 (arm), and link (4) bucket with respect to z axis of the frame {2}, {3}, and {4} respectively	Izz2	8.809856	Kg·m ²
	Izz3	5.875598	
	Izz4	2.343296	
Mass of link 2 (boom), link 3 (arm), and link 4 (bucket)	m2	51.664	Kg
	m3	32.450	

Description	Symbol	Value	Units
	m4	22.007	
The distance of centre of mass of boom from the origin of frame {2} in X2, Y2, and Z2 directions	x2	0.566861	m
	y2	0.375865	
	z2	0.000000	
The distance of centre of mass of arm from the origin of frame {3} in X3, Y3, and Z3 directions	x3	0.312503	m
	y3	0.264238	
	z3	0.000000	
The distance of centre of mass of bucket from the origin of frame {4} in X4, Y4, and Z4 directions	x4	0.400734	m
	y4	0.150509	
	z4	0.000000	
Acceleration due to the gravity of the earth	g	9.81	m/s ²
Joint angle velocities for joint 2, joint 3, and joint 4	$\dot{\theta}_2$	0.3156	rad/sec
	$\dot{\theta}_3$	0.2402	
	$\dot{\theta}_4$	0.3442	
Joint angle accelerations for joint 2, joint 3, and joint 4	$\ddot{\theta}_2$	0.0223	rad/sec ²
	$\ddot{\theta}_3$	-0.0552	
	$\ddot{\theta}_4$	-0.1543	
The resistive force	Fr	7626	N
The digging angle	ρ	75.82	degree
The angle between the bucket bottom plate plane and the positive X4 axis	$\lambda = \theta_{234} - 3\pi - \rho$	54.63	degree

Pada perhitungan kali ini, akan dikondisikan 2 kondisi untuk bagian *pin bucket* dengan 2 kondisi yaitu kondisi pertama saat $\theta_2 = 61,64^\circ$. $\theta_3 = 266,32^\circ$ dengan variasi pada θ_4 sebesar 30° ; 10° ; $351,05^\circ$; $331,56^\circ$; $292,57^\circ$; $273,07^\circ$; dan $253,58^\circ$ dan

kondisi kedua saat $\theta_2 = 356,28^\circ$; $\theta_3 = 333,233^\circ$ dengan variasi pada θ_4 sebesar 30° ; 10° ; $351,05^\circ$; $331,56^\circ$; $292,57^\circ$; $273,07^\circ$; dan $253,58^\circ$. Perhitungan akan menganggap bahwa kecepatan sudut dan percepatan sudut adalah ditiadakan.

3. 6 Perhitungan Gaya Resistif

Dalam perhitungan kali ini, sangat penting untuk mengetahui gaya resistif yang terjadi pada *bucket*. Perhitungan gaya resistif dalam penelitian ini menggunakan model Mckeys. Perhitungan gaya resistif yang dihasilkan ketika menggali seperti yang dijelaskan pada bagian 2.8. Parameter yang dibutuhkan untuk mengetahui gaya resistif adalah *rake angle*, *angle of internal shearing resistance*, *soil to metal friction angle*, densitas tanah, percepatan gravitasi, kohesi tanah, tekanan tambahan tanah, adhesi tanah ke metal, massa *bucket* dan lebar *bucket*. Data tanah dan geometri *bucket* yang dibutuhkan untuk menghitung gaya resistif ditunjukkan pada tabel 3.2

Tabel 3.2 Data tanah dan geometri *bucket excavator*

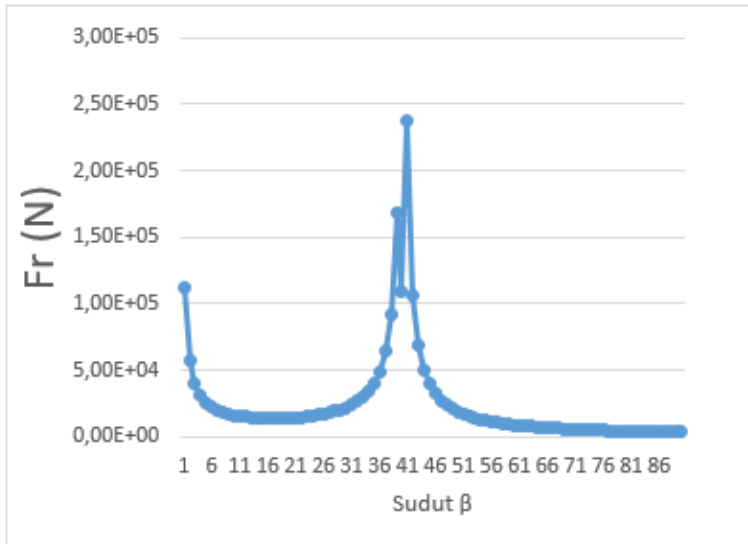
Deskripsi	Symbol	Nilai	Unit
Rake Angle	α	75.82	Deg
Angle of internal shearing resistance	ϕ	44	Deg
Soil to metal friction angle	δ	20	Deg
Soil Density	γ	2855.2054 ; 28000	Kg/m ³ ; N/m ³
Acceleration due to the gravity of the earth	g	9,81	m/s ²
Soil Cohesion	c	25000	N/m ²
Operating Tool Depth	d	0.10824	m
Soil Surcharge Pressure	q	10	N/m ²
Soil to metal adhesion	c_a	24466.81286	N/m ²
Weight of bucket	W_b	6209,73	N

$$P = (\gamma g d^2 N_y + c d N_c + q d N_q + c_a d N_{c_a}) w$$

$$N_y = \frac{\cot \alpha + \cot \beta}{2[\cos(\alpha + \delta) + \sin(\alpha + \delta) \cot(\beta + \phi)]}$$

$$N_c = \frac{[1 + \cot \beta \cot(\beta + \phi)]}{[\cos(\alpha + \delta) + \sin(\alpha + \delta) \cot(\beta + \phi)]}$$

$$N_{c_a} = \frac{[1 - \cot \alpha \cot(\beta + \phi)]}{[\cos(\alpha + \delta) + \sin(\alpha + \delta) \cot(\beta + \phi)]}$$



Gambar 3.8 Perbandingan antara sudut β dan gaya resistif

Gambar 3.8 menunjukkan nilai sudut β kritis (β_{cr}) berada di sudut 41° . Perhitungan gaya resistif dilakukan menggunakan microsoft excel . Sudut β yang digunakan adalah sudut β kritis yang dimana sudut diambil dari sudut 1° hingga sudut 90° dan didapatkan nilai gaya yang paling besar diantara sudut β tersebut.

3.7 Gaya Pembebanan pada *pin bucket excavator*

Seperti pada sub.bab 2.9 dimana pembebanan pada *pin bucket excavator* adalah sebagai berikut :

$$F_{Load}(F_t, F_n)$$

$$F_t = F_r \cos(\eta)$$

$$F_n = F_r \sin(\eta)$$

$$F_2 = a_2[F_t \sin(\theta_2 - \rho) - F_n \cos(\theta_2 - \rho)]$$

$$F_3 = a_3[F_t \sin(\theta_{23} - \rho) - F_n \cos(\theta_{23} - \rho)]$$

$$F_4 = a_4[-F_t \sin(\lambda) + F_n \cos(\lambda)]$$

Tabel 3.3 Nilai Ft dan Fn setiap sudut dan setiap kondisi

Sudut	Ft	Fn
30	238199.6372 N	415.7372168 N
10	238199.6372 N	415.7372168 N
351,05	238199.6372 N	415.7372168 N
331,56	238199.6372 N	415.7372168 N
312,06	238199.6372 N	415.7372168 N
292,57	238199.6372 N	415.7372168 N
273,07	238199.6372 N	415.7372168 N
253,58	238199.6372 N	415.7372168 N

Nilai F2, F3, dan F4 dalam perhitungan menggunakan MATLAB adalah sebagai berikut :

Tabel 3. 4 Nilai F2, F3, dan F4 pada kondisi 1

Sudut	F2	F3	F4
-------	----	----	----

30	- 328438,1 582	- 682044,9 14	- 306459,0 471
10	- 328438,1 582	- 682044,9 148	- 310332,9 489
351,05	- 328438,1 582	- 682044,9 148	- 279421,8 806
331,56	- 328438,1 582	- 682044,9 148	- 216093,7 322
312,06	- 328438,1 582	- 682044,9 148	- 127951,2 073
292,57	- 328438,1 582	- 682044,9 148	- 25185
273,07	- 328438,1 582	- 682044,9 148	80520
253,58	- 328438,1 582	- 682044,9 148	176943

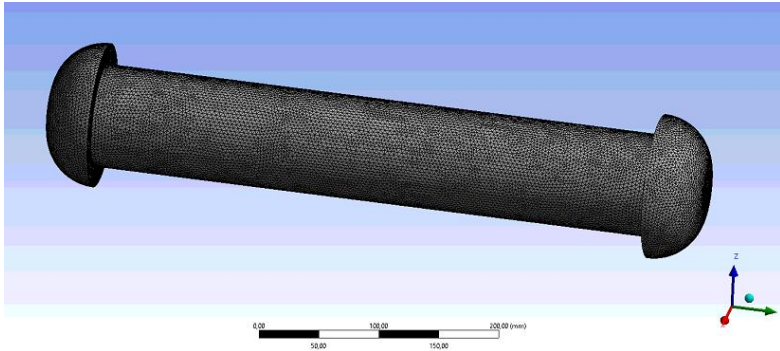
Tabel 3. 5 Nilai F2, F3, dan F4 pada kondisi 2

Sudut	F2	F3	F4
30	- 1309830, 279	- 687787,1 754	- 304574,6 348
10	- 1309830, 279	- 687787,1 754	- 311395
351,05	- 1309830, 279	- 687787,1 754	- 283233
331,56	- 1309830, 279	- 687787,1 754	- 222165
312,06	- 1309830, 279	- 687787,1 754	- 135657
292,57	- 1309830, 279	- 687787,1 754	- 33642
273,07	- 328438,1 582	- 682044,9 148	72281

253,58	- 328438,1 582	- 682044,9 148	169868
--------	----------------------	----------------------	--------

3.8 Meshing pada pin

Meshing atau diskritisasi merupakan proses membagi suatu model menjadi elemen-elemen kecil yang memiliki jumlah terbatas. *Meshing* memiliki pengaruh besar pada hasil yang akan didapat dari simulasi pada *software* berbasis FEM. Terdapat 2 tipe *Meshing*, yaitu *Structured Meshing* dan *Unstructured Meshing*, pada penelitian ini akan menggunakan tipe *Unstructured Meshing* karena bentuk 3D Model yang kompleks sehingga tidak memungkinkan apabila ingin menggunakan *Structured Meshing*. Pada proses *meshing* perlu diperhatikan pemilihan jenis dan jumlah elemen yang akan digunakan dengan cara mendapatkan hasil *meshing* yang konvergen untuk dapat mempresentasikan model. Gambar 3.14 merupakan *meshing* yang dilakukan terhadap *pin excavator*. Pada simulasi tugas akhir kali ini, model didiskritisasikan dengan menggunakan tipe *solid mesh*. Di mana simulasi ini menggunakan pengaturan *sizing* pada *transition* yaitu *fast* dan pada *span angle center* yaitu *fine*.

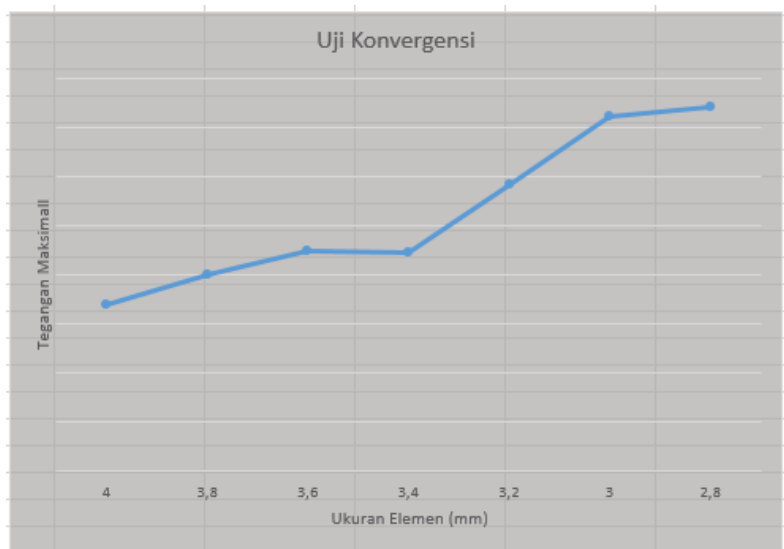
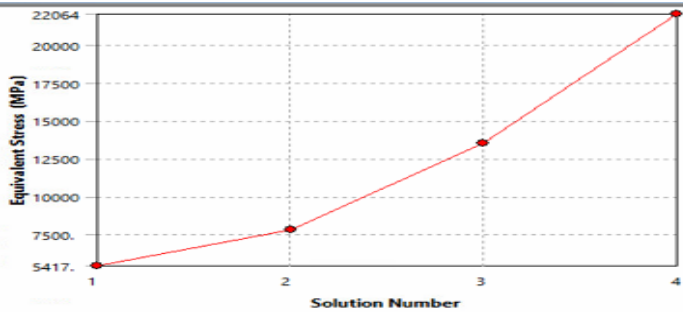


Gambar 3. 9 *Meshing Pin Excavator*

3.9 Uji Konvergensi

Uji konvergensi merupakan suatu proses untuk menguji apakah kualitas *meshing* baik dari pemilihan jenis *mesh* maupun dari ukuran *mesh* telah memiliki kualitas yang baik. *Mesh* yang baik adalah *mesh* tidak mempengaruhi hasil yang didapatkan dari simulasi. Dalam uji konvergensi ini diharapkan hasil dari proses *meshing* memberikan hasil yang konvergen. **Robert David Cook (1995)** pada bukunya yang berjudul *Finite Element Modeling for Stress Analysis* mengatakan suatu proses diskritisasi atau *meshing* dari model permasalahan sudah bisa dianggap konvergen jika perbedaan hasil uji tes konvergensi sebesar kurang lebih 5% dan semakin halus proses diskritisasi atau *meshing* maka semakin baik pula hasil yang didapatkan. Kemudian besar parameter yang akan dipakai pada penelitian akan dilihat nilainya seiring dengan perubahan jumlah elemen *mesh*. Setelah itu jika perbedaan antara hasil parameter pada jumlah elemen *mesh* kurang dari 5% maka model bisa dikatakan konvergen. Pada penelitian kali ini uji konvergensi akan dilakukan dengan mengubah *body sizing* dari *mesh* di model dengan ukuran yang semakin kecil dengan

interval pengecilan *sizing* 0,2 mm sampai dicapai model yang konvergen.



Ukuran Elemen (mm)	4	3,8	3,6	3,4	3,2	3	2,8
Jumlah Elemen	468898	546018	643842	763041	914758	1108307	1360547

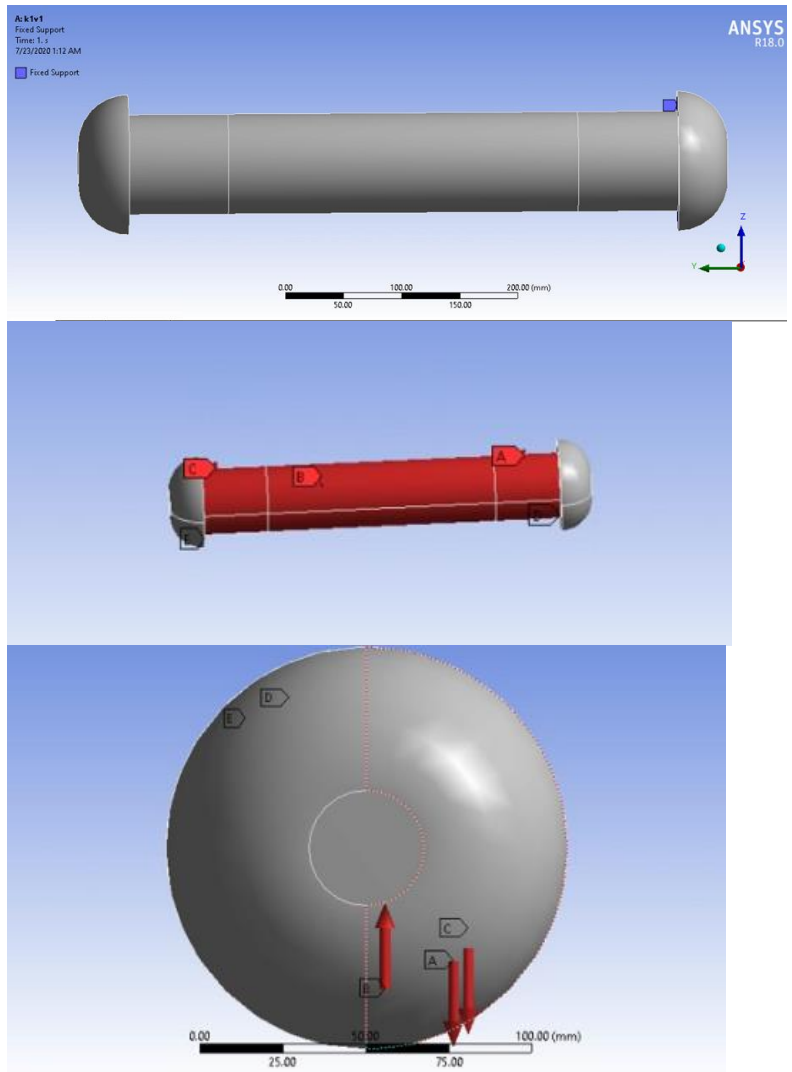
Error		15,38%	10,78%	0,45%	23,47%	19,46%	2,50%
-------	--	--------	--------	-------	--------	--------	-------

Gambar 3. 10 Tabel Hasil Uji Konvergensi

Gambar 3.10 adalah gambar yang menunjukkan hasil dari uji konvergen. Gambar 3.9 berisi ukuran meshing, jumlah elemen, dan hasil maximum dari *equivalent stress* dari setiap ukuran yang diujikan. Ukuran meshing yang digunakan dari ukuran 4 mm dengan perbedaan 0,2 mm hingga mendapatkan hasil yang konvergen. Dalam ukuran *meshing* 2,8 mm sudah menunjukkan nilai *error* yang sudah dibawah 5% dengan ukuran 3 mm dan dengan ukuran 2,8mm. Hasil meshing ukuran 3 mm lebih halus dari hasil meshing ukuran 3,4 yang dimana juga telah terjadi nilai *error* dibawah 5%. Maka dari itu, ukuran *meshing* yang digunakan di penelitian ini sebesar 3 mm.

3.10 Simulasi

Simulasi pada penelitian kali ini akan dilaksanakan dengan bantuan *software* ANSYS Workbench 18.0. Setelah memasukkan data material di *Engineering Data*. Kemudian memodelkan dan mendiskritisasi model tersebut. Maka simulasi dilanjutkan dengan memberikan gaya yang akan diterima oleh pin bucket *excavator*. Pada proses simulasi tahap ini dapat dibagi pada beberapa tahapan, yaitu penentuan *boundary condition*, pemberian gaya eksternal pada model pin *excavator* dan menentukan *solution* yang ingin didapatkan dari hasil simulasi. Ujung kedua pin diberikan sebagai fix support. Pembebanan dan gaya yang diberikan pada *pin* excavator adalah torsi yang dihasilkan dari operasi dan gaya yang berada pada titik A3 dari setiap kondisi yang diuji dalam penelitian ini. Dari simulasi ini dipilih *solution* berupa tegangan Von Mises, Momen Reaction , safety factor dan *Force Reaction* pada simulasi *pin excavator*.



Gambar 3.11 Boundary Condition pada *pin bucket* Excavator

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

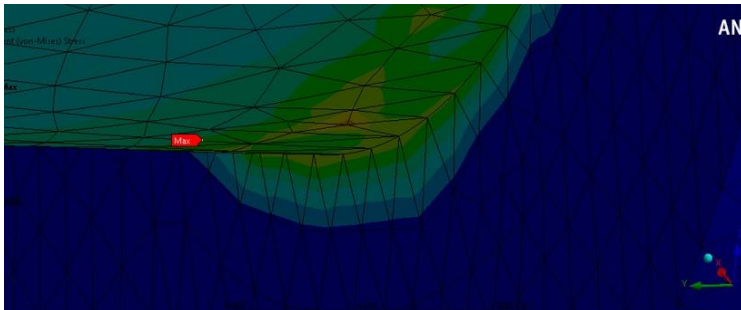
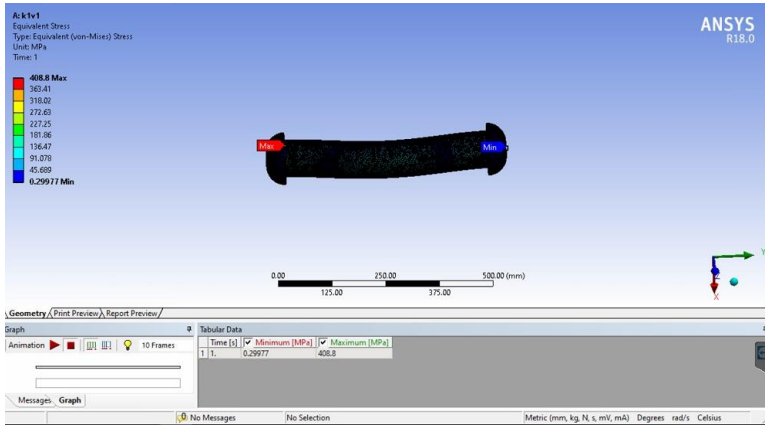
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

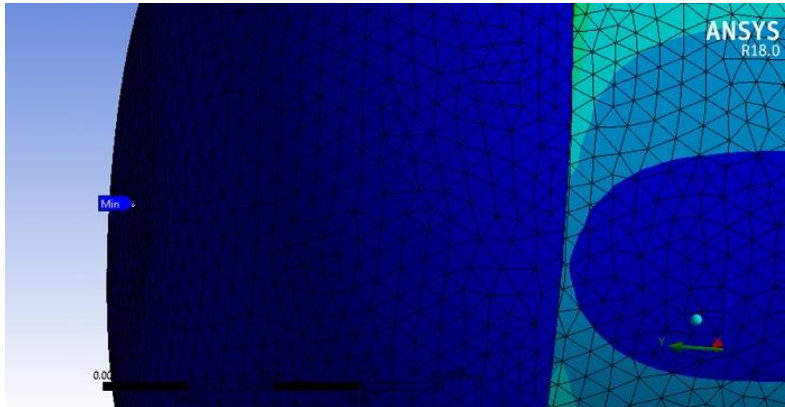
4. 1 Hasil Simulasi *Pin Bucket Excavator* pada kondisi 1

Pada simulasi *pin bucket excavator* menggunakan *finite element method*, dapat digunakan untuk mengetahui distribusi *equivalent von mises*, tegangan geser maksimum yang terjadi pada *pin bucket excavator*. Untuk Kondisi 1 dimana :

Tabel 4. 1 Hasil Tegangan Geser Maksimum, *Von Mises*, dan Besar Gaya untuk kondisi 1

Variasi Sudut	Equivalent Von Mises (MPa)	Max. Shear Stress (Mpa)	Fo
30	408,8	230,24	306459
10	413,97	233,15	310332
351,05	372,73	209,92	279421
331,56	288,26	162,35	216093
312,06	170,68	96,128	127951
292,57	33,596	18,921	25185
273,07	107,41	60,493	-80520
253,58	236,03	132,94	-176943

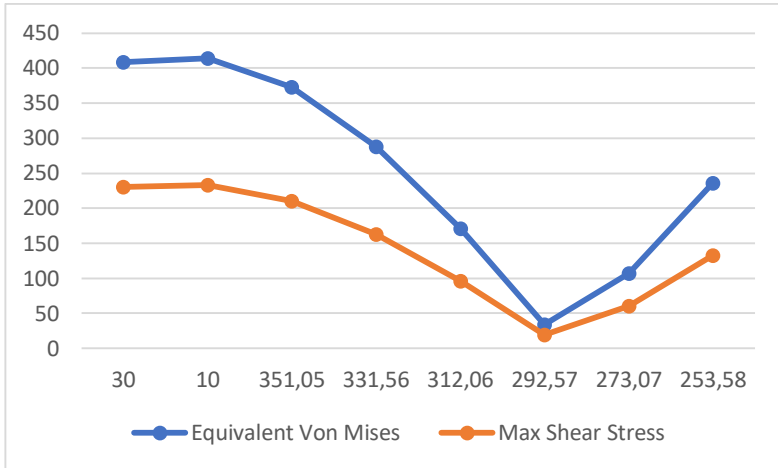




Gambar 4. 1 Hasil *Finite Element Method* kondisi 1

Safety Factor Simulasi	
0,61154	Tidak Aman
0,60391	Tidak Aman
0,67072	Tidak Aman
0,86728	Tidak Aman
1,4647	Tidak Aman
7,4415	Aman
2,3275	Aman
1,0592	Tidak Aman

Gambar 4. 2 Hasil *Safety Factor*



Gambar 4.3 Grafik Perbandingan *Equivalent Von Mises* dengan *Max Shear Stress*

Pada gambar 4.1 terlihat letak maksimum dan minimum *Equivalent Von Mises* dimana untuk maximum nya berada pada ujung dalam pin, dan untuk minimum terletak di luar dari bagian pin itu sendiri. Untuk nilai perbandingan besar tegangan antara *equivalent von mises* dengan *maximum shear stress* adalah seperti gambar 4.3 dimana nilai dari kedua tegangan itu sangat kecil pada sudut $\theta_4 = 292,57$. Untuk hasil safety factor didapat 2 kondisi aman pada simulasi yaitu pada sudut 292,57 dengan 273,07.

Tabel 4. 2 Hasil Ansys (MPa) / Safety Factor

Variasi Sudut	Hasil Ansys (MPa) / Safety Factor
30	668,4763057
10	685,4829362
351,05	555,7162452
331,56	332,3724749
312,06	116,528982
292,57	4,51468118
273,07	46,14822771
253,58	222,8379909

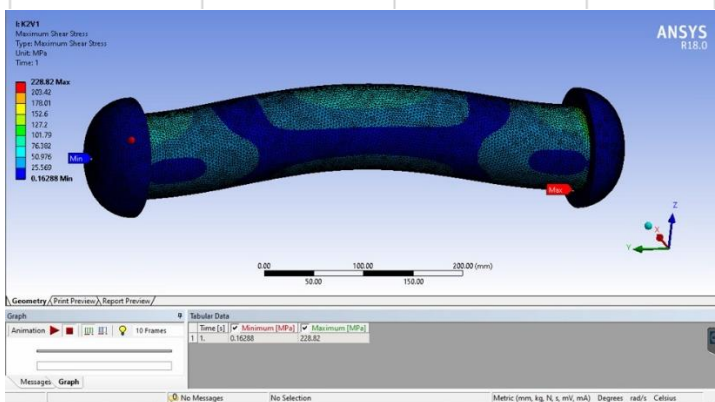
Data Perhitungan untuk mengetahui kegagalan pin bucket excavator, data dilakukan untuk mencari nilai *Safety factor*, tegangan perhitungan manual, dan tegangan hasil simulasi dibagi dengan *safety factor*. Seperti pada Tabel 4.2 dapat dilihat bahwa pada variasi sudut $\theta_4 = 30$ memiliki nilai kegagalan yang cukup besar, akan tetapi tidak melebihi nilai dari yield strength dari material, yang menyebabkan material masi dapat digunakan dan dapat beroperasi dengan jenis *hard clay soil*.

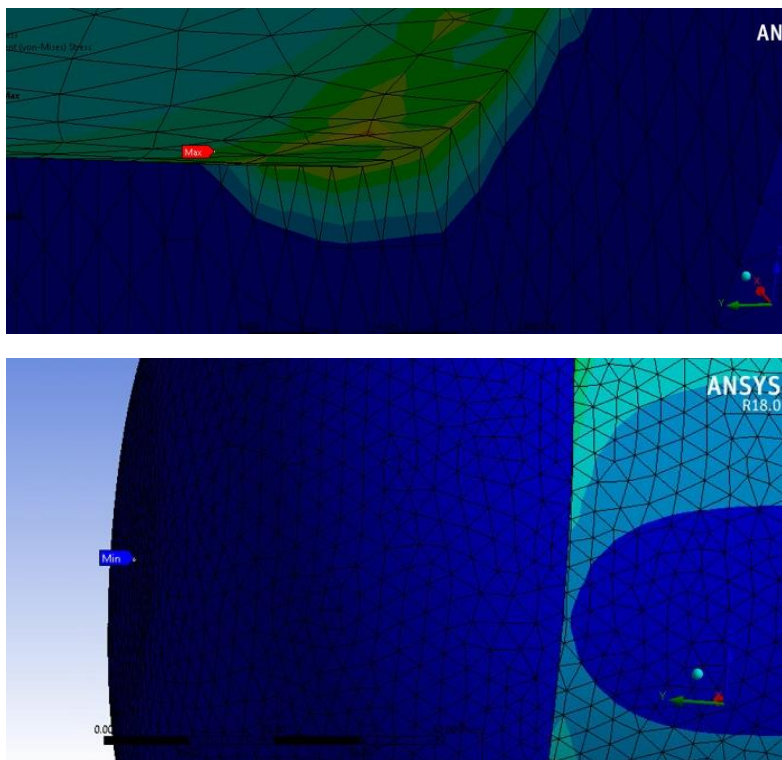
4. 2 Hasil Simulasi Pin Bucket Excavator pada kondisi 2

Pada simulasi pin bucket excavator menggunakan finite element method, untuk kondisi 2 dimana :

Tabel 4. 3 Hasil Tegangan Geser Maksimum, Von Mises, dan Besar Gaya untuk kondisi 2

Variasi Sudut	Equivalent Von Mises (MPa)	Max. Shear Stress (Mpa)	Fo
30	406,29	228,82	304574
10	413,39	233,95	311395
351,05	377,82	212,79	283233
331,56	296,36	166,91	222165
312,06	180,96	101,92	135657
292,57	44,877	25,275	33642
273,07	96,42	54,304	36140
253,58	226,6	127,62	-169868

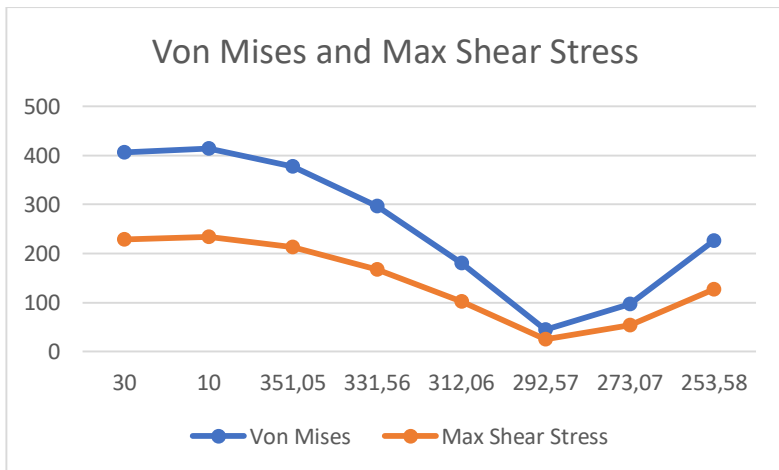




Gambar 4. 4 Hasil *Finite Element Method* Kondisi 2

Variasi Sudut	Safety Factor Simulasi	
30	0,61533	Tidak Aman
10	0,60185	Tidak Aman
351,05	0,66169	Tidak Aman
331,56	0,84358	Tidak Aman
312,06	1,3815	Tidak Aman
292,57	5,5708	Aman
273,07	2,5928	Aman
253,58	1,1033	Tidak Aman

Gambar 4. 5 Hasil *Safety Factor*



Gambar 4. 6 Grafik Perbandingan *Equivalent Von Mises* dengan *Max Shear Stress*

Pada gambar 4.4 terlihat letak *maximum* dan *minimum Equivalent Von Mises* dimana untuk *maximum*nya berada pada ujung dalam pin, dan untuk *minimum* terletak di luar dari

bagian pin itu sendiri. Untuk nilai perbandingan besar tegangan antara equivalent von mises dengan maksimum shear stress adalah seperti gambar 4.6 dimana nilai dari kedua tegangan itu sangat kecil pada sudut $\theta_4 = 292,57$. Untuk nilai *safety factor* didapat seperti pada gambar 4.5

Tabel 4. 4 Hasil Ansys (MPa) / *Safety Factor*

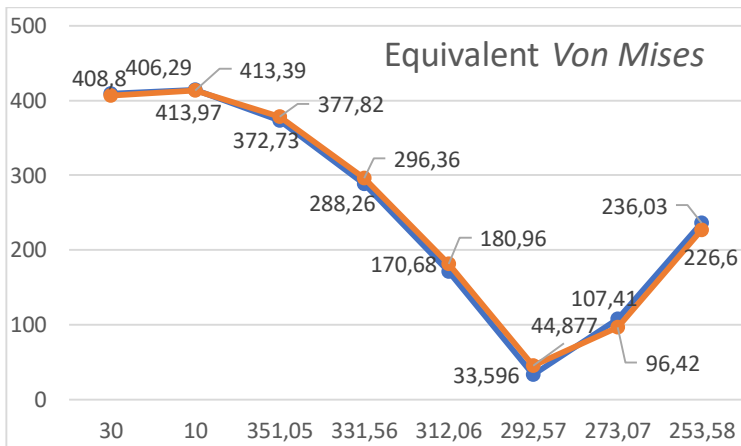
Variasi Sudut	Hasil Ansys (MPa) / Safety Factor
30	660,2798498
10	686,865498
351,05	570,9924587
331,56	351,3122644
312,06	130,9880565
292,57	8,055755008
273,07	37,18759642
253,58	205,3838485

Pada Tabel 4.4 dapat diketahui untuk nilai kegagalan dari pin bucket excavator, dalam data didapat dari nilai *von mises* dibagi dengan nilai *safety factor*. Pada kondisi 2 diatas untuk variasi $\theta_4 = 30$ memiliki nilai kegagalan yang cukup tinggi tetapi masih dibawah nilai yield strength dari material pin yaitu ASTM 4340 Steel Normalized. Sehingga material masih dapat digunakan dan beroperasi pada jenis tanah hard clay.

4. 3 *Equivalent Von Mises*

Hasil simulasi yang dilakukan pada kondisi satu dan kondisi dua pada excavator. Besaran *equivalent Von Mises* maksimum dipilih dibandingkan *Equivalent Von Mises* minimum karena penguji ingin mengetahui tekanan yang paling besar yang terjadi pada *bucket* excavator yang nantinya akan

berpengaruh pada batas kekuatan *bucket* ekskavator tersebut. *Equivalent Von Mises* yang terbesar pada kondisi satu dan dua terletak pada sudut θ_4 10° . Nilai *Equivalent Von Mises* tersebut sebesar 413,97 MPa untuk kondisi excavator satu dan 413,39 MPa untuk kondisi dua. Sedangkan nilai *equivalent Von Mises* terkecil yang terjadi pada dua kondisi ini terletak pada sudut θ_4 $292,57^\circ$ yang dimana pada kondisi satu sebesar 33,596 MPa dan pada kondisi dua sebesar 44,877 MPa.



Gambar 4.7 Equivalent Stress 2 Kondisi

Gambar 4.7 menunjukkan besaran *Equivalent Von Mises* maksimum yang dihasilkan oleh dua kondisi tersebut. *Equivalent stress* pada penelitian ini sesuai dengan kondisi satu yang dimana sudut θ_2 sebesar $61,6^\circ$ dan sudut θ_3 sebesar $266,32^\circ$ dan kondisi dua yang dimana sudut θ_2 sebesar $356,28^\circ$ dan sudut θ_3 sebesar $333,2333^\circ$ dengan variasi pada sudut θ_4 adalah 30° ; 10° ; $351,05^\circ$; $331,56^\circ$; $312,06^\circ$; $292,57^\circ$; $273,07^\circ$ dan $253,8^\circ$.

4. 4 Safety Factor

Safety factor terkecil dari kondisi satu dan kondisi dua terletak saat sudut θ_4 sebesar 10° . Nilai *safety factor* terkecil dari dua kondisi tersebut sebesar 0,60391 untuk kondisi satu dan 0,60185 untuk kondisi dua. Dari setiap kondisi yang diuji, terdapat empat posisi yang dimana aman untuk dilakukan pengoperasian ekskavator terhadap tanah *hard clay* yaitu saat kondisi satu yang dimana sudut θ_2 sebesar $61,6^\circ$ dan sudut θ_3 sebesar $266,32^\circ$ dengan sudut θ_4 sebesar $292,57^\circ$ dan $273,07^\circ$ dan saat kondisi dua yang dimana sudut θ_2 sebesar $356,28^\circ$ dan sudut θ_3 sebesar $333,2333^\circ$ dengan sudut θ_4 sebesar $292,57^\circ$ dan $273,07^\circ$. Ini dikarenakan memiliki nilai *safety factor* yang lebih dari dua. Nilai *safety factor* untuk kondisi yang diuji lainnya dinyatakan tidak aman karena memiliki nilai yang dibawah dua.

Tabel 4.5 menunjukkan *safety factor* dari setiap kondisi yang diuji pada penelitian ini. *Safety factor* pada penelitian ini sesuai dengan kondisi satu yang dimana sudut θ_2 sebesar $61,6^\circ$ dan sudut θ_3 sebesar $266,32^\circ$ dan kondisi dua yang dimana sudut θ_2 sebesar $356,28^\circ$ dan sudut θ_3 sebesar $333,2333^\circ$ dengan variasi pada sudut θ_4 adalah 30° ; 10° ; $351,05^\circ$; $331,56^\circ$; $312,06^\circ$; $292,57^\circ$; $273,07^\circ$ dan $253,8^\circ$. *Safety factor* dalam penelitian ini berdasarkan simulasi pada Ansys Workbench 18.0. Dan juga *safety factor* minimal yang ditetapkan pada penelitian ini untuk menentukan suatu kondisi aman atau tidak sesuai sub bab 2.10 yaitu sebesar dua.

Tabel 4. 5 Safety Factor

Safety Factor				
θ 4	Kondisi I saat θ2 = 61,64 dan θ3 = 266,32		Kondisi II saat θ2 = 356,28 dan θ3 = 333,2333	
	Safety Factor	Safety	Safety Factor	Safety
30	0,61154	Tidak Aman	0,61533	Tidak Aman
10	0,60391	Tidak Aman	0,60185	Tidak Aman
351,05	0,67072	Tidak Aman	0,66169	Tidak Aman
331,56	0,86728	Tidak Aman	0,84358	Tidak Aman
312,06	1,4647	Tidak Aman	1,3815	Tidak Aman
292,57	7,4415	Aman	5,5708	Aman
273,07	2,3275	Aman	2,5928	Aman
253,58	1,0592	Tidak Aman	1,1033	Tidak Aman

BAB V

5. 1 KESIMPULAN

Pada penelitian kali ini, mengenai analisis kegagalan pin bucket excavator dengan pendekatan Metode Elemen Hingga didapat hasil bahwa:

1. Didapatkan beberapa nilai diantaranya adalah safety factor, tegangan geser maksimum, dan von mises pada 2 kondisi yang telah diambil oleh penulis.
2. Dengan menggunakan simulasi ANSYS Workbench 18.0 dapat diketahui kekuatan dari material pin untuk menahan pembebanan saat operasi untuk 2 kondisi maksimum pada penggunaan excavator. Pada kedua kondisi pengujian yang dilakukan pada variasi θ_4 sebesar 10 memiliki nilai tahanan *von mises* yang paling besar yaitu 413,97 MPa pada kondisi pertama dan untuk kondisi kedua sebesar 413,39 MPa dan untuk tegangan *von mises* terendah pada variasi sudut θ_4 sebesar 292,57 yaitu 33,596 MPa pada kondisi pertama dan 44,877 MPa pada kondisi kedua.

5. 2 SARAN

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, saran untuk pengembangan dalam penelitian *excavator* selanjutnya adalah :

1. Disarankan untuk penelitian selanjutnya mengenai *pin* pengubung *arm* dengan *boom*
2. Disarankan untuk menganalisa *pin bucket* secara analisa *fatigue*.

DAFTAR PUSTAKA

Patel, B. P., 2012. ***“Design And Structural Optimization Of Backhoe Attachment of Mini Hydraulic Ekskavator For Construction Work”***, Disertasi, Tidak Diterbitkan, Rajasthan: *Shri Jagdishprasad Jhabarmal Tibrewala University*.

Pongsapan, L., 2016. ***“Pengaruh Pembebanan Overload Bucket Terhadap Kekuatan Material Komponen Arm Pada Ekskavator Volvo EC700B Tipe Crawler”***, Tugas Akhir, Balikpapan: Universitas Balikpapan.

Prajapati, J. M., Patel, B. P., Gadhvi, B. J., 2011. ***“An Excavation Force Calculations And Applications: An Analytical Approach”***, Jurnal, Chennai: International Journal of Engineering Science and Technology (IJEST)

Aziz, Muhammad Thoriq., 2019. ***“Analisa Kegagalan Bucket Ekskavator Akibat Pembebanan Operasi”***. Tugas Akhir, Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Patel, B. P., 2012. ***“Design And Structural Optimization Of Backhoe Attachment of Mini Hydraulic Ekskavator For Construction Work”***. Disertasi, Tidak Diterbitkan, Rajasthan: *Shri Jagdishprasad Jhabarmal Tibrewala University*.

Society of Automotive Engineer, 1990. ***“SAE J1179 : Hydraulic Ekskavator and Backhoe Digging Force”***. Warrendale: SAE International.

Ahmet Erklig, 2013. ***“The Improvements of the Backhoe-Loader Arms”***. Journal, Turkey: University of Gaziantep.

Cook, R. D., 1995. "*Finite Element Modeling for Stress Analysis*". Madison: John Wiley & Sons

LAMPIRAN

Data <i>Work Order Activity Crack</i> pada Arm Excavator CV. LANCAR JAYA								
1 Juli - 31 Desember 2019								
No	WO Number	Date	Serial Number	Shift	Category Breakdown	Proses Breakdown	Description	Activity
124	2115	11.07.19	10120007	Shift 1	Breakdown Underschedule	Process Repaire	Arm Crack	Ganti arm spare
125	2123	11.07.19	10140011	Shift 1	Breakdown Underschedule	Process Welding	Arm Crack	Repair Welding
126	2133	30.07.19	10140006	Shift 1	Breakdown Underschedule	Process Welding	Arm Crack	Repair Welding
127	2147	15.08.19	10140006	Shift 1	Breakdown Underschedule	Process Repaire	Arm Crack	Ganti arm assy
128	2165	04.10.19	10175005	Shift 1	Breakdown Underschedule	Process Repaire	Arm Crack	Ganti arm spare





	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
brz1	12039,034245 kg m2	12039,034245 kg m2	12039,034245 kg m2	12039,034245 kg m2	12039,034245 kg m2	12039,034245 kg m2	12039,034245 kg m2	12039,034245 kg m2	12039,034245 kg m2	12039,034245 kg m2
brz2	2875,108962 kg m2	2875,108962 kg m2	2875,108962 kg m2	2875,108962 kg m2	2875,108962 kg m2	2875,108962 kg m2	2875,108962 kg m2	2875,108962 kg m2	2875,108962 kg m2	2875,108962 kg m2
brz3	438,432028 kg m2	438,432028 kg m2	438,432028 kg m2	438,432028 kg m2	438,432028 kg m2	438,432028 kg m2	438,432028 kg m2	438,432028 kg m2	438,432028 kg m2	438,432028 kg m2
m2	5640,43819 kg	5640,43819 kg	5640,43819 kg	5640,43819 kg	5640,43819 kg	5640,43819 kg	5640,43819 kg	5640,43819 kg	5640,43819 kg	5640,43819 kg
m3	2950,206312 kg	2950,206312 kg	2950,206312 kg	2950,206312 kg	2950,206312 kg	2950,206312 kg	2950,206312 kg	2950,206312 kg	2950,206312 kg	2950,206312 kg
m4	1286,303742 kg	1286,303742 kg	1286,303742 kg	1286,303742 kg	1286,303742 kg	1286,303742 kg	1286,303742 kg	1286,303742 kg	1286,303742 kg	1286,303742 kg
x2	0,005002 m	0,005002 m	0,005002 m	0,005002 m	0,005002 m	0,005002 m	0,005002 m	0,005002 m	0,005002 m	0,005002 m
y2	0,000058 m	0,000058 m	0,000058 m	0,000058 m	0,000058 m	0,000058 m	0,000058 m	0,000058 m	0,000058 m	0,000058 m
z2	0,000005 m	0,000005 m	0,000005 m	0,000005 m	0,000005 m	0,000005 m	0,000005 m	0,000005 m	0,000005 m	0,000005 m
x3	0,000350 m	0,000350 m	0,000350 m	0,000350 m	0,000350 m	0,000350 m	0,000350 m	0,000350 m	0,000350 m	0,000350 m
y3	0,002239 m	0,002239 m	0,002239 m	0,002239 m	0,002239 m	0,002239 m	0,002239 m	0,002239 m	0,002239 m	0,002239 m
z3	0,000171 m	0,000171 m	0,000171 m	0,000171 m	0,000171 m	0,000171 m	0,000171 m	0,000171 m	0,000171 m	0,000171 m
x4	0,000864 m	0,000864 m	0,000864 m	0,000864 m	0,000864 m	0,000864 m	0,000864 m	0,000864 m	0,000864 m	0,000864 m
y4	0,000000 m	0,000000 m	0,000000 m	0,000000 m	0,000000 m	0,000000 m	0,000000 m	0,000000 m	0,000000 m	0,000000 m
z4	0,587932 m	0,587932 m	0,587932 m	0,587932 m	0,587932 m	0,587932 m	0,587932 m	0,587932 m	0,587932 m	0,587932 m
x5	5950 mm	5950 mm	5950 mm	5950 mm	5950 mm	5950 mm	5950 mm	5950 mm	5950 mm	5950 mm
y5	3010 mm	3010 mm	3010 mm	3010 mm	3010 mm	3010 mm	3010 mm	3010 mm	3010 mm	3010 mm
z5	1315,50 mm	1315,50 mm	1315,50 mm	1315,50 mm	1315,50 mm	1315,50 mm	1315,50 mm	1315,50 mm	1315,50 mm	1315,50 mm
netax2	356,28	356,28	356,28	356,28	356,28	356,28	356,28	356,28	356,28	356,28
netay3	333,2333	333,2333	333,2333	333,2333	333,2333	333,2333	333,2333	333,2333	333,2333	333,2333
netaz4	30	30	251,05	251,05	251,05	251,05	251,05	251,05	251,05	251,05
netax5	0,5462 rad/s	0,5462 rad/s	0,5462 rad/s	0,5462 rad/s	0,5462 rad/s	0,5462 rad/s	0,5462 rad/s	0,5462 rad/s	0,5462 rad/s	0,5462 rad/s
netay5	1,0995 rad/s	1,0995 rad/s	1,0995 rad/s	1,0995 rad/s	1,0995 rad/s	1,0995 rad/s	1,0995 rad/s	1,0995 rad/s	1,0995 rad/s	1,0995 rad/s
netaz6	1,1439 rad/s	0,8986 rad/s	0,7182 rad/s	0,6772 rad/s	0,6774 rad/s	0,7225 rad/s	0,8079 rad/s	0,9345 rad/s	0,9345 rad/s	0,9345 rad/s
netax6	0,1474 rad/s ²	0,1474 rad/s ²	0,1474 rad/s ²	0,1474 rad/s ²	0,1474 rad/s ²	0,1474 rad/s ²	0,1474 rad/s ²	0,1474 rad/s ²	0,1474 rad/s ²	0,1474 rad/s ²
netay6	2,8877 rad/s ²	2,8877 rad/s ²	2,8877 rad/s ²	2,8877 rad/s ²	2,8877 rad/s ²	2,8877 rad/s ²	2,8877 rad/s ²	2,8877 rad/s ²	2,8877 rad/s ²	2,8877 rad/s ²
netaz7	0,6643 rad/s ²	0,2703 rad/s ²	0,1270 rad/s ²	0,0294 rad/s ²	0,0630 rad/s ²	0,1774 rad/s ²	0,3429 rad/s ²	0,6033 rad/s ²	0,6033 rad/s ²	0,6033 rad/s ²
subta3 bp	56,73	39,23	42,74	11,07	1,34	22,46	22,27	36,74	36,74	36,74
ff	2,3820*10 ⁻¹⁰ N	2,3820*10 ⁻¹⁰ N	2,3820*10 ⁻¹⁰ N	2,3820*10 ⁻¹⁰ N	2,3820*10 ⁻¹⁰ N	2,3820*10 ⁻¹⁰ N	2,3820*10 ⁻¹⁰ N	2,3820*10 ⁻¹⁰ N	2,3820*10 ⁻¹⁰ N	2,3820*10 ⁻¹⁰ N
ff	239199,8377 N	239199,8377 N	239199,8377 N	239199,8377 N	239199,8377 N	239199,8377 N	239199,8377 N	239199,8377 N	239199,8377 N	239199,8377 N
fn	415,7372168 N	415,7372168 N	415,7372168 N	415,7372168 N	415,7372168 N	415,7372168 N	415,7372168 N	415,7372168 N	415,7372168 N	415,7372168 N
fn	804503,00318 N	804503,00318 N	804503,00318 N	804503,00318 N	804503,00318 N	804503,00318 N	804503,00318 N	804503,00318 N	804503,00318 N	804503,00318 N
fnh (N)	441316,1718	521053,1963	705652,6632	789819,8959	104262,9919	703348,4465	744461,7148	859466,8381	859466,8381	859466,8381
fnv (N)	672460,7076	310337,6198	336685,4096	144451,1122	106131,5276	171077,981	304951,8492	613216,1451	613216,1451	613216,1451
rho	73,82	73,82	73,82	73,82	73,82	73,82	73,82	73,82	73,82	73,82
lambda	103,6933	83,6933	424,7733	405,2333	385,7333	346,2633	346,7633	327,2733	327,2733	327,2733

		Equivalent Von Mises		Max. Shear Stress		Safety Factor	
		Min	Max	Min	Max	Min	Max
4	306459 K1V1	0,29977	408,8	0,16389	230,24		0,61154
5	310332 K1V2	0,30356	413,97	0,16596	233,15		0,60391
6	279421 K1V3	0,27332	372,73	0,14943	209,92		0,67072
7	2116093 K1V4	0,21138	288,26	0,11556	162,35		0,86728
8	127951 K1V5	0,12516	170,68	0,068	96,128		1,4647
9	25185 K1V6	0,0246	33,596	0,013	18,921		7,4415
10	-80520 K1V7	0,0787	107,41	0,043	60,493		2,3275
11	-176943 K1V8	0,173	236,03	0,094	132,94		1,0592
12							
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							

Hasil Torsi K2 PADA MATLAB Masuk TA Perhitungan BAB 4

BIODATA PENULIS



Chindy Amelia Berliana lahir di Jombang, 30 April 1998, merupakan anak ketiga dari tiga bersaudara dari pasangan Moch. Noto dan Sugiarsi. Penulis mengawali pendidikan non formal di TK Trisula V Ngoro Jombang dan dilanjutkan dengan pendidikan formal di SDN Kauman 1 Ngoro Jombang pada tahun 2004-2010, Pendidikan dilanjutkan pada SMPN 1 Ngoro Jombang pada tahun 2010-2013, Penulis melanjutkan pendidikan di SMAN 3 Jombang pada tahun 2013-2016 . Setelah itu penulis melanjutkan pendidikan di perguruan tinggi negeri di Surabaya pada tahun 2016, di Departemen Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan NRP 02111640000016.

Pada masa perkuliahan, penulis banyak aktif pada beberapa kegiatan organisasi kampus, dan kegiatan non akademik yang kampus selenggarakan. Penulis mendapat amanah sebagai Kepala Biro Internal Departemen Kewirausahaan Himpunan Mahasiswa Mesin periode 2018-2019, penulis juga aktif dalam pertandingan bola voli sebagai salah satu perwakilan pemain dari tim regu Departemen Teknik Mesin, sebagai asisten praktikum mata kuliah Mekanika Fluida Dasar 1 dan Mekanika Fluida Dasar 2. Penulis berharap tugas akhir kali ini dapat bermanfaat untuk banyak orang. Penulis sangat menerima kritik dan saran dari penelitian kali ini. Dapat menghubungi penulis melalui surat elektronik: chindyab30@gmail.com

