



TUGAS AKHIR - TM184835

ANALISIS KEGAGALAN *BUCKET* EKSKAVATOR AKIBAT PEMBEBANAN OPERASI

Muhammad Thoriq Aziz
02111440000171

Dosen Pembimbing:
Ir. Julendra B. Ariatedja, MT.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2019



TUGAS AKHIR - TM184835

**ANALISIS KEGAGALAN *BUCKET*
EKSKAVATOR AKIBAT PEMBEBANAN
OPERASI**

Muhammad Thoriq Aziz
02111440000171

Dosen Pembimbing :
Ir. Julendra B. Ariatedja, MT.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA - 2019

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”



FINAL PROJECT - TM184835

***FAILURE ANALYSIS OF EXCAVATOR'S
BUCKET DUE TO OPERATIONAL LOADING***

Muhammad Thoriq Aziz
02111440000171

Supervisor:
Ir. Julendra B. Ariatedja, MT.

***DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial and System Engineering
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA - 2019***

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

**ANALISIS KEGAGALAN *BUCKET* EKSKAVATOR
AKIBAT PEMBEBANAN OPERASI**

TUGAS AKHIR

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

Oleh :

Muhammad Thoriq Aziz

NRP. 02111440000171

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Ir. Julendra B. Ariatedja, MT (Pembimbing)
NIP. 196807061999031004
2. Achmad Syaifudin, ST, M Eng, PhD (Penguji 1)
NIP. 197909262005011001
3. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA (Penguji 2)
NIP. 196508101991021001
4. Dr. Eng Unggul Wasriwito, ST, M Eng, Sg (Penguji 3)
NIP. 197805112001121001

**SURABAYA
DESEMBER, 2019**

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

ANALISIS KEGAGALAN *BUCKET* EKSKAVATOR AKIBAT PEMBEBANAN OPERASI

Nama : Muhammad Thoriq Aziz
NRP : 02111440000171
Departemen : Teknik Mesin/FTIRS-ITS
Pembimbing : Ir. Julendra B. Ariatedja, MT

ABSTRAK

Bucket adalah bagian ekskavator yang sering mengalami kerusakan langsung dalam pengoperasian yang disebabkan kontak langsung terhadap bidang kerja. Kerusakan bucket dari ekskavator yang sering terjadi terdapat pada bagian flange link, bagian bucket link yang menyambungkan antara bucket dan arm dan juga bagian bucket tooth. Salah satu penyebab kerusakan ini adalah dari cara penggunaan ekskavator tersebut.

Penelitian ini telah melakukan analisa kegagalan dalam pembebanan operasi dengan analisa kinematis yang terjadi pada bucket ekskavator. Peninjauan dalam pembebanan operasi ini menunjukkan pengaruh operasi dalam penggunaan pada bucket ekskavator. Dimana pembebanan kinetik operasi ini ditinjau dari boom, arm dan berujung pada bucket dari ekskavator yang dimodelkan menggunakan software 3D Modelling, kemudian di assembly dengan 3D Model Ekskavator. Kondisi yang diuji dalam penelitian ini adalah 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 $253,8^\circ$. Boundary condition untuk bucket ekskavator adalah support pin pada bucket link dan ujung pada teeth bucket ekskavator, gaya yang terjadi pada flange link yang diletakkan pada titik bucket link dan torsi yang dihasilkan oleh bucket ekskavator. Setelah itu, hasil perhitungan pembebanan

kinetik disimulasikan dengan metode elemen hingga guna untuk mengetahui kegagalan akibat pembebanan operasi pada bucket ekskavator yang ditinjau dari tegangan ekuivalen dan factor of safety.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa nilai tegangan ekuivalen yang terjadi pada kondisi dua yang dimana sudut θ_2 sebesar $356,28^\circ$ dan sudut θ_3 sebesar $333,2333^\circ$ lebih besar daripada nilai equivalent stress yang terjadi pada kondisi satu yang dimana sudut θ_2 sebesar $61,6^\circ$ dan sudut θ_3 sebesar $266,32^\circ$. Dari setiap kondisi yang diuji, terdapat dua posisi yang dimana dinyatakan 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 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 $292,57^\circ$.

Kata kunci : bucket, boom, arm, ekskavator, overload, kegagalan, pembebanan, operasi, kinetic, factor of safety, 3D Modelling, equivalent stress

FAILURE ANALYSIS OF EXCAVATOR'S BUCKET DUE TO OPERATIONAL LOADING

Name : Muhammad Thoriq Aziz
NRP : 02111440000171
Department : *Mechanical Engineering/FTIRS-ITS*
Academic Supervisor : Ir. Julendra B. Ariatedja, MT

ABSTRACT

The Bucket is the excavator's part that often experiences direct damage during the operation of the excavator. This is because the bucket of an excavator experiences direct contact with field that carried out. The damage of excavator's bucket that often occurs is in the flange link, bucket link that connects bucket and arm, and also in the bucket tooth. One cause of this damage is from the way that ekskavator is used.

This research analyze the failure in work operations with a kinematic analysis that occurs in excavator's bucket. This review in work operations show the effect of operation in use on excavator's bucket. The kinetics work of this operation is reviewed from the boom, arm, and ends in the bucket from excavator which modelled using 3D Modeling software, and then assembly with 3D Model Excavator. The conditions that tested in this research are the condition one which angle θ_2 is $61,6^\circ$ and angle θ_3 is $266,32^\circ$ and the condition two which angle θ_2 is $356,28^\circ$ and angle θ_3 is $333,2333^\circ$ with the variations in angle θ_4 are 30° ; 10° ; $351,05^\circ$; $331,56^\circ$; $312,06^\circ$; $292,57^\circ$; $273,07^\circ$ and $253,8^\circ$. The boundary condition for this excavator's bucket are pin support in bucket link and at the end of excavator's bucket teeth, the force that happens in the flange link which is put on bucket link point and torque produced by excavator's bucket. After that, the calculation result of work kinetic simulated with the finite element method in order to

determine the strength due to work operations on excavator's bucket that reviewed from equivalent stress and safety factor.

The research result shows that the equivalent stress that happens in the condition two which angle θ_2 is $356,28^\circ$ and angle θ_3 is $333,2333^\circ$ is bigger than the equivalent stress that happens in condition one which angle θ_2 is $61,6^\circ$ and angle θ_3 is $266,32^\circ$. From each condition tested, there are two 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 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 $292,57^\circ$.

Keyword : *bucket, boom, arm, excavator, overload, failure, work, operation, kinetic, factor of safety, 3D Modelling, equivalent stress*

KATA PENGANTAR

Puji syukur yang sebesar-besarnya penulis panjatkan atas kehadiran dan rahmat Allah SWT yang telah melimpahkan kasih, pertolongan, dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir dengan judul : “**Analisis Kegagalan Bucket Ekskavator Akibat Pembebanan Operasi**”. Tugas akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana Teknik S-1 di Departemen Mesin, Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Dalam kesempatan ini, secara khusus penulis ingin menyampaikan terima kasih kepada :

1. Allah SWT yang telah melimpahkan segala anugerah dan ridho kepada penulis hingga di tahap ini. Rasulullah Muhammad SAW yang telah menjadi panutan hidup bagi seluruh makhluk di semesta alam.
2. Bapak Alm. Rahmat Wahjudi Mardjojo dan Ibu Heni Susanti, Papa dan Mama yang selalu sayang, sabar, merawat, mendidik, memberikan doa, dukungan, dan mendengarkan segala keluh kesah penulis.
3. Atthahira Amalia Hafiiizha dan Muhammad Hashfi Nazhari, adik-adik penulis yang selalu memberikan semangat dan doa kepada penulis.
4. Seluruh Keluarga Besar Mohammad Moestadji dan Keluarga Besar Sarifah yang telah memberikan dukungan dan doa kepada penulis.
5. Ibu Aida Annisa Amin Daman ST., MT. selaku dosen wali penulis yang telah memberikan bimbingan selama masa perkuliahan.
6. Bapak Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT. selaku dosen pembimbing yang telah senantiasa membantu dan membimbing dalam proses pembuatan dan penyusunan tugas akhir ini.
7. Bapak Achmad Syaifudin, ST, M.Eng., Ph.D., Bapak Dr.Ir.Agus Sigit Pramono, DEA, dan Bapak Dr.Eng Unggul

Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc., selaku dosen penguji tugas akhir yang telah memberikan saran untuk menyempurnakan penulisan tugas akhir ini.

8. Seluruh Dosen dan Karyawan Teknik Mesin ITS. Terima kasih yang tidak terkira.
9. Kekasih tercinta, Anadya Restiana, yang telah memberi dukungan dan menemani penulis dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
10. M-57. Angkatan penulis yang akan selalu dihati penulis.
11. Norman Seno Prabowo dan Zharfan Fathurrahman. yang sudah menemani penulis mulai KP yang penuh tawa hingga nanti.
12. Zharfan Fathurrahman, Rahadian Akmal Wildanum, Randi Perdana, Antonius Hadi, Andri Billikita, Arsha Dwiparizka, dan Wied Kukuh Prasetyo. Yang sudah menemani penulis dan mendengarkan omongan penulis yang terkadang melewati batas dan diluar nalar manusia normal.
13. Teman-teman JABS 57 yang telah menemani dan memberikan tawa kepada penulis.
14. Senior-Senior M53, M54, M55, M56 terutama untuk telah membantu penulis untuk berkembang di kampus merah Teknik Mesin ini, Terima kasih.
15. BPH Himpunan Mahasiswa Mesin ITS 2016/2017, Satrio Haryo Prakoso, Rozina Azizah, Izdada Rotaal Khamda, Billy Firmansyah, Ahmad Hafizh Abdussalam, Andreas Ryan, Hanif Perwira Utama, Juliandito Adzani, Faizal Ramadhan, Fauzy Nur Shodiq, Windhu Priya Nugraha, dan Glory Andre Mega yang telah memberikan pelajaran dan kerja sama selama penulis menjabat.
16. Pengurus KWU Himpunan Mahasiswa Mesin 2016/2017, Nira Asfarina, Maslakhatuz Zahro, Jasmi Aprilia Rustam, Fandy Septian, Narendro Bawono, Andri Setyadi, Muhammad Rizal Fadillah, Imaniar Fitri Aisyah, Salsabila Andara Putri, dan Boris Simanjorang, yang telah memberikan dukungan hingga seperti keluarga kedua bagi penulis.

17. Seluruh Pengurus Himpunan Mahasiswa Mesin 2016/2017 yang telah memberikan pelajaran yang sangat berarti bagi penulis.
18. Teman-teman Laboratorium Mekanika Benda Padat yang memberikan semangat kepada penulis.
19. Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Almamater tercinta, semoga kejayaan selalu menyertai.
20. Semua Ilmuwan yang menciptakan penemuan sehingga membantu mempermudah untuk menggali ilmu.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, 3 Desember 2019
Penulis

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

DAFTAR ISI

HALAMAN PENGESAHAN	vii
ABSTRAK	ix
ABSTRACT	xi
KATA PENGANTAR	xiii
DAFTAR ISI	xvii
DAFTAR GAMBAR	xxiii
DAFTAR TABEL	xxvii
BAB I	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian	3
1.4 Manfaat Penelitian	3
1.5 Batasan Masalah	3
1.6 Sistematika Penulisan	4
BAB II	5
2.1 Ekskavator	5
2.2 <i>Backhoe</i> Ekskavator	6
2.3 Kapasitas Bucket	7
2.4 Gaya Menggali <i>Backhoe</i> Berdasarkan Standar SAE J1179	9
2.5 Perhitungan Gaya saat Silinder <i>Arm</i> Aktif	11
2.6 Perhitungan Gaya saat Silinder <i>Bucket</i> Aktif	13

2.7 Gaya Resistif Berdasarkan Model Mkeys	14
2.8 Torsi yang Terjadi Pada Ekskavator pada Saat Menggali	15
2.9 Kecepatan dan Percepatan Sudut	21
2.10 Kecepatan dan Percepatan Sudut pada <i>Backhoe</i> Ekskavator	22
2.11 <i>Design Factor</i> dan <i>Factor of Safety</i>	26
2.12 <i>Material Bucket</i>	27
2.13 Sifat Teknik Tanah.....	28
2.14 <i>Finite Element Analysis</i>	29
2.14.1 Elemen Satu Dimensi.....	30
2.14.2 Elemen Dua Dimensi	31
2.14.3 Elemen Tiga Dimensi.....	31
2.15 Penelitian Terdahulu.....	32
BAB III	35
3.1 Diagram Alir Penelitian	35
3.2 Studi Literatur dan Data Penelitian	36
3.3 Pembuatan 3D Model.....	36
3.4 Kondisi Maksimum Pada Ekskavator.....	38
3.5 Perhitungan Torsi Dimensi Kondisi Maksimum	39
3.5.1 Perhitungan Torsi pada Kondisi 1	40
3.5.2 Perhitungan Torsi pada Kondisi 2	44
3.6 Perhitungan Kinematis	48
3.6.1 Perhitungan Kecepatan Sudut dan Percepatan Sudut θ_2	48

3.6.2 Perhitungan Kecepatan Sudut dan Percepatan Sudut θ_3	50
3.6.3 Perhitungan Kecepatan Sudut dan Percepatan Sudut θ_4	52
3.6.4 Perhitungan Gaya Resistif	56
3.6.5 Perhitungan Torsi yang Terjadi pada Ekskavator pada Saat Menggali	58
3.6.6 Perhitungan Gaya yang Berada pada titik A11	61
3.7 Meshing pada Model 3D	63
3.7.1 Uji Konvergensi	64
3.8 Simulasi	66
3.9 Validasi	68
BAB IV	73
4.1 Hasil Simulasi <i>Bucket</i> Ekskavator dengan Kondisi 1 Variasi Sudut θ_4 Sebesar 10°	73
4.2 Hasil Simulasi <i>Bucket</i> Ekskavator dengan Kondisi 1 Variasi Sudut θ_4 Sebesar $292,57^\circ$	76
4.3 Hasil Simulasi <i>Bucket</i> Ekskavator dengan Kondisi 2 Variasi Sudut θ_4 Sebesar 10°	79
4.4 Hasil Simulasi <i>Bucket</i> Ekskavator dengan Kondisi 2 Variasi Sudut θ_4 Sebesar $292,57^\circ$	82
4.5 Torsi	84
4.6 <i>Equivalent Stress</i>	86
4.7 <i>Safety Factor</i>	88
4.8 <i>Improvement</i> pada <i>Bucket</i> Ekskavator	89

4.8.1	<i>Improvement</i> pada <i>Bucket</i> ekskavator dengan Material <i>Carbon Steel</i> dengan Penambahan 5% Magnesium.....	89
4.8.2	<i>Improvement</i> pada <i>Bucket</i> Ekskavator dengan Properti Material Minimal.....	92
BAB V	95
5.1	Kesimpulan.....	95
5.2	Rekomendasi.....	96
DAFTAR PUSTAKA	97
LAMPIRAN	101
A.	Kode Matlab Perhitungan Kinematis.....	101
A.1	Kode Matlab Perhitungan Kecepatan Sudut θ_2	101
A.2	Kode Matlab Perhitungan Kecepatan Sudut θ_3	101
A.3	Kode Matlab Perhitungan Kecepatan Sudut θ_4	102
A.4	Kode Matlab Perhitungan Percepatan Sudut.....	103
A.5	Kode Matlab Perhitungan Gaya Resistif.....	105
A.6	Kode Matlab Perhitungan Torsi.....	106
A.7	Kode Matlab Panjang Silinder Kondisi I.....	112
A.8	Kode Matlab Panjang Silinder Kondisi II.....	113
B.	<i>Working Range</i> Ekskavator.....	115
C.	Data Kerusakan <i>Bucket</i> Ekskavator.....	118
D.	Data Model Ekskavator Penelitian Patel.....	125
E.	Data perhitungan torsi sudut θ_4	127
E.1	Data perhitungan torsi sudut θ_4 kondisi 1 pada ekskavator.....	127

E.2 Data perhitungan torsi sudut 04 kondisi 2 pada ekskavator	132
BIODATA PENULIS.....	137

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1	Backhoe ekskavator dan bagian-bagiannya ...	6
Gambar 2. 2	Bucket struck dan heaped capacity	7
Gambar 2. 3	Bucket capacity standard (a) SAE dan (b) CECE	8
Gambar 2. 4	Ketentuan gaya penetrasi berdasarkan standar SAE J1179	9
Gambar 2. 5	Parameter geometri backhoe.....	11
Gambar 2. 6	Pemodelan gaya resistif sesuai model mckeyes	15
Gambar 2. 7	Letak gaya resistif.....	16
Gambar 2. 8	Elemen F2 pada vektor pembebanan	20
Gambar 2. 9	Elemen (a) F3 dan (b) F3 pada vektor pembebanan	21
Gambar 2. 10	Geometri pada boom ekskavator	23
Gambar 2. 11	Geometri pada bagian arm	24
Gambar 2. 12	Geometri pada bucket (a) full dan (b) diperbesar	25
Gambar 2. 13	Elemen satu dimensi	30
Gambar 2. 14	Elemen dua dimensi segitiga dan segiempat	31
Gambar 2. 15	Elemen tiga dimensi tetrahedron dan balok	32
Gambar 2. 16	Diagram perbandingan nilai gaya komponen- komponen arm	33
Gambar 2. 17	Tegangan von mises pada bucket teeth pada eksavator untuk baja karbon dengan 5% Mg	34
Gambar 3. 1	Diagram alir penelitian	35

Gambar 3. 2	Assembly 3D model ekskavator	37
Gambar 3. 3	Kondisi maksimum 1	38
Gambar 3. 4	Kondisi maksimum 2	39
Gambar 3. 5	Kondisi boom, arm, dan bucket saat torsi mengalami maksimum pada kondisi satu	43
Gambar 3. 6	Torsi terhadap variasi sudut 4 pada kondisi maksimum 1	43
Gambar 3. 7	Kondisi boom, arm, dan bucket saat torsi mengalami maksimum pada kondisi 2.....	46
Gambar 3. 8	Torsi terhadap variasi sudut 4 pada kondisi maksimum 2.....	47
Gambar 3. 9	Geometri boom ekskavator	48
Gambar 3. 10	Geometri arm ekskavator.....	50
Gambar 3. 11	Geometri bucket ekskavator (a) full dan (b) diperbesar	53
Gambar 3. 12	Perbandingan antara sudut β dan gaya resistif	58
Gambar 3. 13	Gaya reaksi pada bucket ekskavator.....	61
Gambar 3. 14	Contoh meshing pada 3D bucket ekskavator	63
Gambar 3. 15	Boundary condition pada pembebanan bucket ekskavator (a) tampak penuh dan (b) tampak samping	67
Gambar 3. 16	Free body diagram bucket ekskavator	69
Gambar 4. 1	Hasil simulasi equivalent stress pada bucket ekskavator kondisi 1 dengan variasi θ_4 sebesar 10° (a) tampak penuh dan (b) tampak belakang.....	74
Gambar 4. 2	Hasil simulasi safety factor pada bucket ekskavator kondisi 1 dengan variasi θ_4 sebesar	

	10° (a) tampak penuh dan (b) tampak belakang	75
Gambar 4. 3	Hasil simulasi equivalent stress pada bucket ekskavator kondisi 1 dengan variasi $\theta 4$ sebesar 292,57° (a) tampak penuh dan (b) tampak belakang	77
Gambar 4. 4	Hasil simulasi safety factor pada bucket ekskavator kondisi 1 dengan variasi $\theta 4$ sebesar 292,57° (a) tampak penuh dan (b) tampak belakang	78
Gambar 4. 5	Hasil simulasi equivalent stress pada bucket ekskavator kondisi 2 dengan variasi $\theta 4$ sebesar 10° (a) tampak penuh dan (b) tampak belakang	80
Gambar 4. 6	Hasil simulasi safety factor pada bucket ekskavator kondisi 2 dengan variasi $\theta 4$ sebesar 10° (a) tampak penuh dan (b) tampak belakang	81
Gambar 4. 7	Hasil simulasi equivalent stress pada bucket ekskavator kondisi 2 dengan variasi $\theta 4$ Sebesar 292,57° (a) tampak penuh dan (b) tampak belakang	83
Gambar 4. 8	Hasil simulasi safety factor pada bucket ekskavator kondisi 2 dengan variasi $\theta 4$ sebesar 292,57° (a) tampak penuh dan (b) tampak belakang	84
Gambar 4. 9	Perbandingan torsi pada kedua kondisi	85
Gambar 4. 10	Perbandingan equivalent stress pada kedua kondisi.....	87

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Factor of safety (Shigley et al, 2001).....	27
Tabel 2. 2 Properti material S460N Steel (Makeitform,2019)	28
Tabel 2. 3 Sifat teknik tanah dan dimensi bucket ekskavator	29
Tabel 3. 1 Hasil perhitungan silinder pada bucket eks kavator kondisi 1	42
Tabel 3. 2 Hasil perhitungan silinder pada bucket eks kavator kondisi 2	46
Tabel 3. 3 Data untuk kecepatan sudut dan percepatan sudut θ_2	49
Tabel 3. 4 Hasil kecepatan sudut dan percepatan sudut θ_2	50
Tabel 3. 5 Data untuk kecepatan sudut dan percepatan sudut θ_3	51
Tabel 3. 6 Hasil kecepatan sudut dan percepatan sudut θ_3	52
Tabel 3. 7 Data untuk kecepatan sudut dan percepatan sudut θ_4	53
Tabel 3. 8 Hasil kecepatan sudut dan percepatan sudut θ_4	55
Tabel 3. 9 Data tanah dan geometri bucket ekskavator	56
Tabel 3. 10 Hasil torsi sudut θ_4 kondisi 1	60
Tabel 3. 11 Hasil torsi sudut θ_4 kondisi 2	60
Tabel 3. 12 Hasil dari F11h dan F11v setiap kondisi	62
Tabel 3. 13 Hasil uji konvergen dari bucket ekskavator ...	65
Tabel 3. 14 Hasil perbandingan gaya reaksi perhitungan dan simulasi kondisi 1	70

Tabel 3. 15 Hasil perbandingan gaya reaksi perhitungan dan simulasi kondisi 2	71
Tabel 4. 1 Safety Factor ditiap kondisi.....	89
Tabel 4. 2 Properti material bucket carbon steel + 5% Mg ⁹⁰	
Tabel 4. 3 Hasil safety factor pada improvement bucket ekskavator carbon steel + 5% Mg.....	91
Tabel 4. 4 Properti material dengan yield tensile strength minimal	92
Tabel 4. 5 Hasil safety factor pada improvement bucket ekskavator dengan yield tensile strength minimal	93

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Ekskavator merupakan salah satu alat berat yang digunakan untuk memindahkan material dari satu tempat ke tempat yang lain. Tujuan penggunaan ekskavator adalah untuk membantu melakukan pekerjaan pemindahan material sehingga dapat menghemat waktu, ekskavator digunakan untuk mengangkat dan memindahkan material, meratakan permukaan tanah, mengeruk sungai, penghancuran gedung, pertambangan, menggali parit, lubang dan pondasi. Beberapa bidang dan industri yang menggunakan ekskavator antara lain konstruksi, pertambangan, infrastruktur dan sebagainya. Dilihat dari strukturnya, ekskavator terdiri dari tiga bagian, yaitu : *upperstructure*, *front attachment*, dan *undercarriage*.

Salah satu bagian utama dari *ekskavator* adalah *front attachment* yang terdiri dari *boom*, *arm*, dan *bucket*. Penggunaan *front attachment* ini sangat krusial dalam melakukan pekerjaan yang dilakukan oleh ekskavator. Operator harus mengetahui cara pengoperasian ekskavator agar ekskavator tidak mudah mengalami kerusakan.

Jam operasi alat berat untuk operasi tambang yang tinggi dan faktor-faktor yang lain ini membuat alat berat sering mengalami trouble yang mengakibatkan unit alat berat tidak maksimal performanya atau bahkan dapat mengakibatkan breakdown unit. Alat berat ini membutuhkan sebuah perawatan yang baik dan terjadwal agar dapat digunakan dengan efektif dan efisien untuk memperkecil terjadinya breakdown. Selain itu, pemeliharaan yang baik akan dapat menekan biaya operasional yang dibutuhkan oleh sebuah industri ataupun perusahaan yang memakai alat berat.

Bucket adalah bagian yang sering mengalami kerusakan langsung dalam masa pengoperasian ekskavator tersebut. Ini dikarenakan *bucket* dari ekskavator adalah bagian yang mengalami kontak langsung terhadap bidang yang dilakukan pengerjaan. Kerusakan *bucket* dari ekskavator yang sering terjadi terdapat pada bagian *flange link*, bagian *bucket link* yang menyambungkan antara *bucket* dan *arm* dan juga bagian *bucket tooth*. Salah satu penyebab kerusakan yang terjadi pada *bucket* ini adalah dari cara penggunaan ekskavator tersebut.

Pada penelitian ini terdapat beberapa penelitian terdahulu yang diambil sebagai acuan adalah yang pertama, penelitian **Lia Pongsapan (2016)** ini tentang *arm* pada ekskavator *backhoe* yang dianalisa kekuatan komponen *arm* ketika menahan *bucket* pada kondisi kerja *overload*. Yang kedua, **V. Chandran et al (2017)** melakukan penelitian tentang *bucket teeth* pada ekskavator untuk membuat dan menganalisa *bucket teeth* pada ekskavator dengan baja karbon dalam proporsi magnesium yang berbeda dan juga membandingkan performa dengan *teeth* pada ekskavator yang sudah ada.

Penelitian-penelitian terdahulu masih dilakukan dengan pembebanan statis dengan standar SAE J1179. Padahal kondisi saat kinematis sangat mempengaruhi pembebanan awal saat akan mengeruk atau menyentuh bidang yang akan dikerjakan. Oleh karena itu, penelitian ini akan melakukan analisa dengan metode kinetik dalam pembebanan yang terjadi pada *bucket* ekskavator agar hasil mendekati kondisi yang nyata dan analisa keamanan dari setiap kondisi yang diuji. Ekskavator yang diuji pada penelitian kali ini adalah ekskavator dari suatu perusahaan ternama yang berada di daerah DKI Jakarta.

1.2 Rumusan Masalah

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

1. Bagaimana mencari beban operasi dan pengaruh pembebanan operasi dengan analisa kinematis yang terjadi pada *bucket* ekskavator saat proses penggalian?
2. Bagaimana penyebab kegagalan yang terjadi pada *bucket* ekskavator pada setiap kondisi yang diuji pada penelitian ini?

1.3 Tujuan Penelitian

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

1. Mengetahui beban operasi dan pengaruh pembebanan yang terjadi pada *bucket* ekskavator saat proses penggalian.
2. Mengetahui penyebab kegagalan yang terjadi pada *bucket* ekskavator pada setiap kondisi yang diuji pada penelitian ini.

1.4 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 ekskavator di Indonesia.
2. Hasil penelitian dari tugas akhir ini dapat dijadikan referensi untuk penelitian di bidang ekskavator 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 ekskavator.

1.5 Batasan Masalah

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

1. Benda yang diuji dalam penelitian kali ini adalah ekskavator

2. Penelitian kali ini hanya meneliti bagian *bucket*, *arm*, dan *boom*
3. Tanah yang diuji pada penelitian ini adalah *hard clay soil*.
4. Tanah bersifat rata
5. Kecepatan linier adalah konstan
6. Gaya Gesek yang terjadi pada *bucket*, *arm*, dan *boom* diabaikan.
7. Gaya Gesek yang terjadi pada tanah diabaikan
8. Kontak antara bucket dan tanah dikondisikan pin *support*.

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 Ekskavator

Ekskavator dibuat agar dapat berfungsi sebagai penggali, pengangkat, maupun pemuat tanpa harus berpindah tempat menggunakan tenaga *power take off* dari mesin yang dimiliki. Secara anatomis, bagian utama dari ekskavator adalah

- a. Bagian atas (dapat berputar) disebut “*revolving unit*”.
- b. Bagian bawah (untuk gerak maju, mundur dan jalan) disebut “*travel unit*”.
- c. *Attachment unit* adalah perlengkapan yang diganti sesuai kebutuhan.

Bagian *traveling unit* dari ekskavator dapat berupa *crawler* (rantai) atau *wheel mounted* (roda karet) yang digunakan untuk berjalan. Khusus pada ekskavator *wheel mounted* dimaksudkan agar memiliki kecepatan gerak atau berpindah dari satu tempat ketempat lain relative lebih cepat dibandingkan menggunakan *crawler* ekskavator, sehingga *wheel* ekskavator memiliki dua mesin penggerak, pertama sebagai mesin penggerak *traveling unit* kendaraannya (*truck*) dan lainnya merupakan mesin penggerak alat ekskavator seperti *revolving unit* maupun penggerak *attachment unit* dalam melakukan fungsinya sebagai alat penggali, pengangkat maupun pemuat. Dan bagian *revolving unit* merupakan bagian untuk berputar mendatar.

Pengendalian *attachment unit* ekskavator dapat dibedakan dua cara sebagai berikut.

- a. Pengendalian dengan *Cable controlled*.
- b. Pengendalian dengan *Hydraulic controlled*.

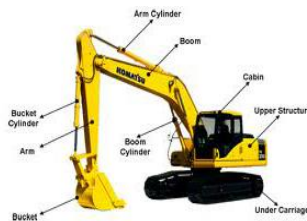
Prinsip kerja kedua sistem kontrol ini hampir sama, namun sistem *hydraulic controlled* memiliki keterbatasan penggantian pada bagian *attachment* dibandingkan sistem yang dikendalikan dengan *cable controlled*.(Soemardikatmodjo,2003)

Backhoe dan *power shovel* disebut alat penggali dengan sistem hidrolik karena *bucket* digerakkan secara hidrolis. Sistem hidrolis ini selain menggerakkan *bucket* juga menggerakkan *boom* dan *arm*. Sedangkan *clamshell* dan *dragline* merupakan alat-alat dengan sistem kabel. Sistem kabel ini dipasangkan pada *boom* yang berupa rangka baja atau *lattice boom*.

Pemilihan alat tergantung dari kemampuan alat tersebut pada suatu kondisi lapangan tertentu. Perbedaan setiap alat gali adalah pada benda yang dipasang di bagian depan, akan tetapi semua alat tersebut mempunyai kesamaan pada alat penggerak yaitu roda ban atau *crawler*. Alat beroda *crawler* umumnya dipilih jika alat tersebut akan digunakan pada permukaan kasar atau kurang padat. Selain itu juga karena alat tersebut dalam pengoperasiannya tidak perlu melakukan banyak gerak. (Rostiyanti,2008)

2.2 *Backhoe* Ekskavator

Pengoperasian *backhoe* umumnya untuk penggalian saluran, terowongan, atau basement. *Backhoe* beroda ban biasanya tidak digunakan untuk penggalian, tetapi lebih sering digunakan untuk pekerjaan umum lainnya. *Backhoe* digunakan pada pekerjaan penggalian dibawah permukaan serta untuk penggalian material keras. Dengan menggunakan *backhoe* maka akan didapatkan hasil galian yang rata. Pemilihan kapasitas *bucket backhoe* harus sesuai dengan pekerjaan yang akan dilakukan.



Gambar 2. 1 *Backhoe* ekskavator dan bagian-bagiannya
(CV. Manunggal Jaya Abadi,2010)

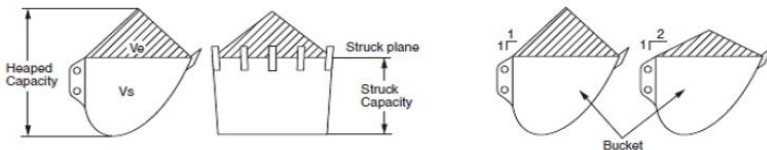
Pada gambar 2.1 ditunjukkan bagian-bagian dari *Backhoe* ekskavator. *Attachment unit* pada *Backhoe* Ekskavator yaitu *boom*, *boom cylinder*, *arm*, *arm cylinder*, dan *bucket*. Ada enam gerakan dasar *backhoe* yang mencakup gerakan-gerakan pada masing-masing bagian, yaitu

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 Kapasitas Bucket

Kapasitas *bucket* adalah ukuran volume maksimum material yang bisa ditampung didalam *bucket* ekskavator *backhoe*. Kapasitas *bucket* bisa diukur dalam *struck capacity* atau *heaped capacity*. Ukuran kapasitas *bucket* dijelaskan pada gambar dibawah ini.

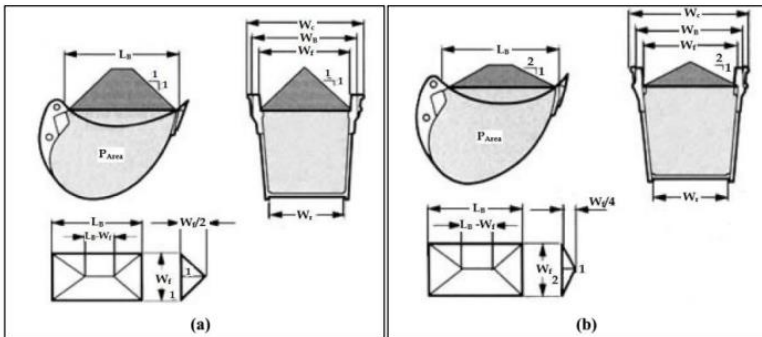


Gambar 2. 2 *Bucket struck* dan *heaped capacity*
(B. Prahladbai Patel, 2012)

Gambar 2.2 menunjukkan *heaped capacity* dan *struck capacity*. *Struck capacity* didefinisikan sebagai kapasitas volume *bucket* setelah *bucket* digunakan untuk memuat material menggunakan bidang *struck* sedangkan *heaped capacity* didefinisikan sebagai jumlah kapasitas *struck* ditambah volume bahan berlebih yang tertumpuk pada ember seperti yang tampak pada gambar diatas. Sehingga dapat dirumuskan sebagai berikut.

$$V_h = V_s + V_e \quad (2.1)$$

dimana : V_h : *heaped volume*, V_s : *struck volume*, V_e : *excess volume*



Gambar 2.3 *Bucket capacity standard* (a) SAE dan (b) CECE
(B. Prahladbai Patel, 2012)

Gambar 2.3 menunjukkan standar kapasitas bucket sesuai standar SAE (*Society of Automotive Engineers*) dan sesuai standar CECE (*Committee for European Construction Equipment*). V_s bias didapatkan dari *shop manual* ekskavator sedangkan V_e dihitung dengan rumus sesuai standar baik SAE maupun CECE

- *Excess material capacity* (V_e) untuk *angle of repose* 1:1 berdasarkan SAE J296

$$V_e = \left(\frac{L_b \cdot W_f^2}{4} - \frac{W_f^3}{12} \right) \quad (2.2)$$

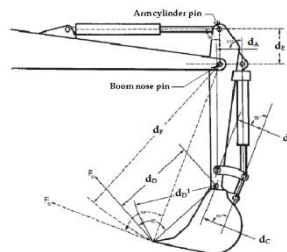
- *Excess material capacity* (V_e) untuk *angle of repose* 1:2 berdasarkan standar CECE *section VI*

$$V_e = \left(\frac{L_b \cdot W_f^2}{8} - \frac{W_f^3}{24} \right) \quad (2.3)$$

dimana L_b adalah *Bucket opening*, diukur dari *cutting edge* sampai pangkal *bucket base rear plate*. W_f adalah *Inside width front*, diukur pada *cutting edge* atau *side protectors*. W_r adalah *Inside width rear*, diukur pada pangkal paling tersempit di belakang *bucket*. (Patel,2012)

2.4 Gaya Menggali *Backhoe* Berdasarkan Standar SAE J1179

Penetrasi *bucket* menuju material dicapai dengan *bucket curling force* (F_b) dan *arm crowd force* (F_s). Gaya-gaya penggalian ini diatur dalam standar SAE J1179. Gaya-gaya penggalian ini adalah gaya yang dapat diberikan pada titik potong terluar, yaitu pada ujung dari gigi *bucket*.



Gambar 2. 4 Ketentuan gaya penetrasi berdasarkan standar SAE J1179
(B. Prahladbai Patel, 2012)

Gambar 2.4 menunjukkan parameter-parameter dari *bucket curling force* F_b , *arm crowd force* F_s . 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 2.4. Parameter-parameter ini sangat berpengaruh untuk mengetahui nilai dari F_b dan F_s .

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.

$$F_b = \frac{\text{Bucket cylinder force} \left(\frac{d_A \times d_C}{d_B} \right)}{d_D} \quad (2.4)$$

$$F_b = \frac{p \times (\pi/4) D_B^2 \left(\frac{d_A \times d_C}{d_B} \right)}{d_D} \quad (2.5)$$

dimana D_B adalah diameter ujung silinder *bucket* (mm), p adalah 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 2.4.

$$F_s = \frac{p \times (\pi/4) D_A^2 \times d_E}{d_F} \quad (2.6)$$

dimana d_F adalah *bucket tip radius* (d_D) + *arm link length*, D_A adalah diameter ujung silinder *arm*.

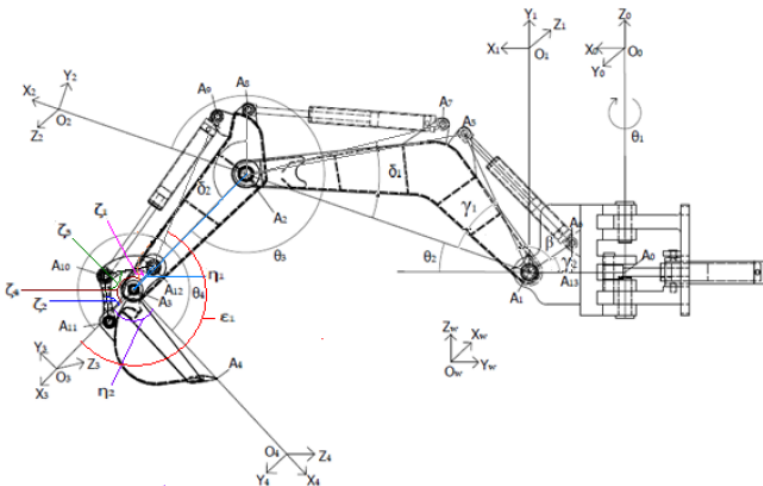
Kombinasi dari *bucket curling force* (F_b) dan *arm crowd force* (F_s) memberikan konfigurasi mesin gaya penetrasi bucket per mm dari *bucket cutting edge* daripada yang tersedia dengan tipe mesin lain seperti *wheel* dan *track loader*. Sebagai hasil dari gaya penetrasi yang tinggi, *bucket* di *backhoe* ekskavator relatif lebih

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

2.5 Perhitungan Gaya saat Silinder Arm Aktif

Gaya yang dibuat dari silinder arm A_7A_8 (panjang silinder *arm*) adalah $F_{A_7A_8}$. Gaya ini bisa didapatkan dari menggunakan panjang silinder akhir dari silinder *arm* dan tekanan kerjanya. Gaya tersebut didapatkan dengan persamaan dibawah ini.

$$F_{A_7A_8} = p \times (\pi/4)D_A^2 \quad (2.7)$$



Gambar 2.5 Parameter geometri *backhoe*
(B. Prahladbai Patel, 2012)

Sebagaimana yang bisa dilihat gambar 2.5 diatas 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.

$$F_{Arm} = \frac{M_{Arm}}{A_2A_4} \quad (2.8)$$

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

$$M_{Arm} = (A_2A_8) \sin(\angle A_7A_8A_2) F_{A_7A_8} \quad (2.9)$$

$$\angle A_7A_8A_2 =$$

$$\tan^{-1} \left[\frac{\left\{ 4(A_7A_8)^2(A_2A_8)^2 - [(A_7A_8)^2 + (A_2A_8)^2 - (A_2A_7)^2]^2 \right\}^{1/2}}{(A_7A_8)^2 + (A_2A_8)^2 - (A_2A_7)^2} \right] \quad (2.10)$$

$$\begin{aligned} (A_7A_8)^2 &= (A_2A_7)^2 + (A_2A_8)^2 - \\ &2(A_2A_7)(A_2A_8) \cos(3\pi - \delta_1 - \delta_2 - \theta_3) \end{aligned} \quad (2.11)$$

dan untuk mencari panjang A_2A_4 didapatkan menggunakan rumus dibawah ini.

$$(A_2A_4)^2 = (A_2A_3)^2 + (A_3A_4)^2 - 2(A_2A_3)(A_3A_4) \cos(\theta_4 - \pi) \quad (2.12)$$

$$\zeta_1 = 2\pi - \varepsilon_1 -$$

$$\tan^{-1} \left[\frac{\left\{ 4(A_9A_{12})^2(A_{10}A_{12})^2 - [(A_9A_{12})^2 + (A_{10}A_{12})^2 - (A_9A_{10})^2]^2 \right\}^{1/2}}{(A_9A_{12})^2 + (A_{10}A_{12})^2 - (A_9A_{10})^2} \right] \quad (2.13)$$

$$\begin{aligned} (A_3A_{12})^2 + (A_{10}A_{12})^2 - 2(A_3A_{12})(A_{10}A_{12}) \cos(\zeta_1) &= \\ (A_3A_{11})^2 + (A_{10}A_{11})^2 - 2(A_3A_{11})(A_{10}A_{11}) \cos(\zeta_2) & \\ (2.14) \end{aligned}$$

$$\theta_4 = \zeta_1 + \zeta_2 + \pi - \eta_1 - \eta_2 + \zeta_3 \quad (2.15)$$

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 ekskavator. Dengan menggunakan persamaan-persamaan yang diatas, maka *digging force* ketika silinder *arm* aktif F_{Arm} bisa diketahui. (Patel,2012)

2.6 Perhitungan Gaya saat Silinder *Bucket* Aktif

Gaya yang dihasilkan oleh silinder *bucket* A_9A_{10} (panjang silinder *bucket*) adalah $F_{A_9A_{10}}$ bisa dicari menggunakan diameter silinder akhir dari panjangnya dan tekanan kerja.

$$F_{A_7A_8} = p \times (\pi/4)D_B^2 \quad (2.16)$$

Sebagaimana yang terlihat pada gambar 2.5, *breakout force* dari bucket cylinder F_{bucket} (terjadi pada gigi *bucket* di arah tangensial dari jari-jari A_3A_4) akan didapatkan dari momen yang dibuat oleh silinder *bucket* M_{Bucket} dibagi jarak A_3A_4 . Ini bisa dituliskan sebagai berikut.

$$F_{Bucket} = \frac{M_{Bucket}}{A_3A_4} \quad (2.17)$$

Moment yang dibuat M_{Bucket} didapat dari gaya yang dibuat oleh silinder *bucket* $F_{A_9A_{10}}$ dan jarak tegak lurus ke silinder, sehingga M_{Bucket} bisa dituliskan seperti ini.

$$M_{Bucket} = (A_{10}A_{12}) \sin(\angle A_9A_{10}A_{12})F_{A_9A_{10}} \quad (2.18)$$

$$\angle A_9A_{10}A_{12} = \tan^{-1} \left[\frac{\{4(A_9A_{10})^2(A_{10}A_{12})^2 - [(A_9A_{10})^2 + (A_{10}A_{12})^2 - (A_9A_{12})^2]^2\}^{1/2}}{(A_9A_{10})^2 + (A_{10}A_{12})^2 - (A_9A_{12})^2} \right] \quad (2.19)$$

Persamaan 2.8 dan persamaan 2.18 memberikan *digging* dan *breakout forces* keseluruhan sebagai fungsi waktu (dynamic). Generalisasi model gaya menggali akan dimasukkan dalam bentuk kode pada matlab. (Patel,2012)

2.7 Gaya Resistif Berdasarkan Model Mkeys

Proses setelah proses penetrasi adalah proses pengerukan/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 penggalian. Besar total *resistif force* (P/Fr) seperti berikut.

$$P = \frac{W+Q+cd[1+\cot\beta \cot(\beta+\phi)]+c_a d[1-\cot\alpha \cot(\beta+\phi)]}{\cos(\alpha+\delta)+\sin(\alpha+\delta) \cot(\beta+\phi)} \quad (2.20)$$

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

$$W = \gamma g \frac{d^2}{2} (\cot\alpha + \cot\beta), \text{ dan } Q = qd(\cot\alpha + \cot\beta) \quad (2.21 \text{ dan } 2.22)$$

Ketika persamaan gaya resistif ditulis kedalam persamaan *Fundamental Equation of Earthmoving* maka persamaan 2.21 menjadi seperti berikut.

$$P = (\gamma g d^2 N_y + cdN_c + qdN_q + c_a dN_{c_a})w \quad (2.23)$$

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

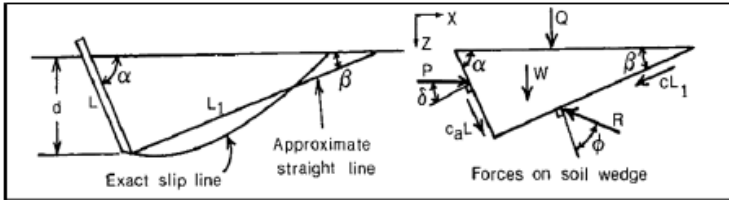
$$N_y = \frac{\cot\alpha + \cot\beta}{2[\cos(\alpha+\delta) + \sin(\alpha+\delta) \cot(\beta+\phi)]} \quad (2.24)$$

$$N_c = \frac{[1 + \cot\beta \cot(\beta+\phi)]}{[\cos(\alpha+\delta) + \sin(\alpha+\delta) \cot(\beta+\phi)]} \quad (2.25)$$

$$N_q = 2N_y \quad (2.26)$$

$$N_{c_a} = \frac{[1 - \cot\alpha \cot(\beta+\phi)]}{[\cos(\alpha+\delta) + \sin(\alpha+\delta) \cot(\beta+\phi)]} \quad (2.27)$$

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 2.25. Nilai sudut β_{cr} ditentukan dengan nilai Fr/P yang terbesar. (Suryo et al, 2017)



Gambar 2. 6 Pemodelan gaya resistif sesuai model mckey's (Mckey's,1985)

Gambar 2.6 menunjukkan dari permodelan Mckey's. Dimana keterangan yang tertera pada gambar adalah $\alpha = \text{Rake Angle}$, $\phi = \text{Angle of internal shearing resistance}$, $\delta = \text{Soil to metal friction angle}$, $\beta = \text{Angle of the soil failure wedge}$, $\gamma = \text{Soil density (Kg/m}^3\text{)}$, $g = \text{percepatan gravitasi bumi (m/s}^2\text{)}$, $c = \text{kohesi tanah (N/m}^2\text{)}$, $d = \text{kedalaman alat operasi (m)}$, $q = \text{tekanan tambahan tanah (N/m}^2\text{)}$, $c_a = \text{Soil to metal adhesion (N/m}^2\text{)}$, $L = \text{panjang dari alat (m)}$, $W_b = \text{berat dari alat (N)}$, $w = \text{lebar dari alat (m)}$. Perhitungan dari gaya resistive akan dikodekan pada matlab. (Prajapati et al,2011)

2.8 Torsi yang Terjadi Pada Ekskavator pada Saat Menggali

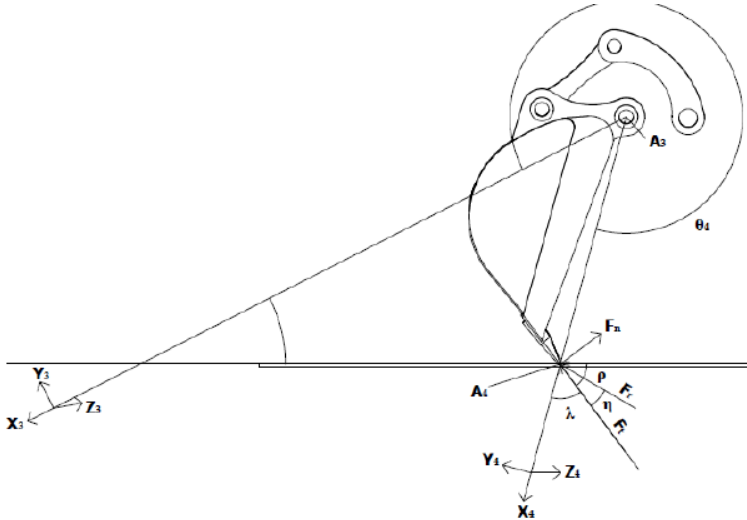
Perhitungan torsi ekskavator pada saat menggali menggunakan metode Lagrange-Euler yang telah diturunkan menjadi persamaan gerak. Untuk bentuk akhir dari persamaan gerak (atau model dinamis) pada ekskavator adalah

$$\tau_i = M(\theta)\ddot{\theta} + H(\theta, \dot{\theta})\dot{\theta} + G(\theta) + F_{Load}(F_t, F_n) \quad (2.28)$$

dimana nilai F_t dan F_n didapat dari

$$F_t = F_r \cos(\eta) \quad (2.29)$$

$$F_n = F_r \sin(\eta) \quad (2.30)$$



Gambar 2. 7 Letak gaya resistif
(B. Prahladbai Patel, 2012)

Gambar 2.7 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.

Matriks inersia dan elemennya diberikan sebagai berikut.

$$M(\theta) = \begin{bmatrix} M_{22} & M_{23} & M_{24} \\ M_{32} & M_{33} & M_{34} \\ M_{42} & M_{43} & M_{44} \end{bmatrix} \quad (2.31)$$

dimana elemen matriks inersia didapatkan dari seperti yang dibawah ini.

$$\begin{aligned}
M_{22} = & I_{ZZ_2} + I_{ZZ_3} + I_{ZZ_4} + m_2[(2\bar{x}_2 a_2) + (a_2)^2] + \\
& m_3[\bar{x}_3(2a_3 + 2a_2 c_3) - \bar{y}_3(2a_2 s_3) + a_2^2 + a_3^2 + 2a_2 a_3 c_3] + \\
& m_4[\bar{x}_4(2a_4 + 2a_2 c_{34} + 2a_3 c_4) - \bar{y}_4(2a_2 s_{34} + 2a_3 s_4) + a_2^2 + \\
& a_3^2 + a_4^2 + 2a_2 a_3 c_3 + 2a_3 a_4 c_4 + 2a_2 a_4 c_{34}] \quad (2.32)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
M_{23} = M_{32} = & I_{ZZ_3} + I_{ZZ_4} + m_3[\bar{x}_3(2a_3 + 2a_2 c_3) - \\
& \bar{y}_3(2a_2 s_3) + a_3^2 + 2a_2 a_3 c_3] + m_4[\bar{x}_4(2a_4 + 2a_2 c_{34} + \\
& 2a_3 c_4) - \bar{y}_4(2a_2 s_{34} + 2a_3 s_4) + a_3^2 + a_4^2 + a_2 a_3 c_3 + \\
& 2a_3 a_4 c_4 + a_2 a_4 c_{34}] \quad (2.33)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
M_{24} = M_{42} = & I_{ZZ_4} + m_4[\bar{x}_4(2a_4 + 2a_2 c_{34} + 2a_3 c_4) - \\
& \bar{y}_4(2a_2 s_{34} + 2a_3 s_4) + a_4^2 + a_3 a_4 c_4 + a_2 a_4 c_{34}] \quad (2.34)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
M_{33} = & I_{ZZ_3} + I_{ZZ_4} + m_3[(2\bar{x}_3 a_3) + (a_3)^2] + m_4[\bar{x}_4(2a_4 + \\
& 2a_3 c_4) - \bar{y}_4(2a_3 s_4) + a_3^2 + a_4^2 + 2a_3 a_4 c_4] \quad (2.35)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
M_{34} = M_{43} = & I_{ZZ_4} + m_4[\bar{x}_4(2a_4 + a_3 c_4) - \bar{y}_4(a_3 s_4) + a_4^2 + \\
& a_3 a_4 c_4] \quad (2.36)
\end{aligned}$$

$$M_{44} = I_{ZZ_4} + m_4[(2\bar{x}_4 a_4) + (a_4)^2] \quad (2.37)$$

dimana matriks kolom Percepatan sambungan bisa ditulis seperti pada dibawah ini.

$$\ddot{\theta} = \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{\theta}_3 \\ \ddot{\theta}_4 \end{bmatrix} \quad (2.38)$$

Matriks torsi yang diinduksi kecepatan atau matrik sentripetal dan torsi koriolis dan elemen-elemennya diberikan pada dibawah ini.

$$H(\theta, \dot{\theta}) = \begin{bmatrix} H_{22} & H_{23} & H_{24} \\ H_{32} & H_{33} & H_{34} \\ H_{42} & H_{43} & H_{44} \end{bmatrix} \quad (2.39)$$

dimana elemen dari torsi yang diinduksi kecepatan didapat dari persamaan dibawah ini.

$$H_{22} = (0)(\dot{\theta}_2) - (m_3\bar{x}_3(a_2s_3) + m_3\bar{y}_3(a_2c_3) + m_3(a_2a_3s_3) + m_4\bar{x}_4(a_2s_{34}) + m_4\bar{y}_4(a_2c_{34}) + m_4(a_2a_3s_3 + a_2a_4s_{34}))(\dot{\theta}_3) - (m_4\bar{x}_4(a_2s_{34} + a_3s_4) + m_4\bar{y}_4(a_2c_{34} + a_3c_4) + m_4(a_3a_4s_4 + a_2a_4s_{34}))(\dot{\theta}_4) \quad (2.40)$$

$$H_{23} = -(m_3\bar{x}_3(a_2s_3) + m_3\bar{y}_3(a_2c_3) + m_3(a_2a_3s_3) + m_4\bar{x}_4(a_2s_{34}) + m_4\bar{y}_4(a_2c_{34}) + m_4(a_2a_3s_3 + a_2a_4s_{34}))(\dot{\theta}_2) - (m_3\bar{x}_3(a_2s_3) + m_3\bar{y}_3(a_2c_3) + m_3(a_2a_3s_3) + m_4\bar{x}_4(a_2s_{34}) + m_4\bar{y}_4(a_2c_{34}) + m_4(a_2a_3s_3 + a_2a_4s_{34}))(\dot{\theta}_3) - (m_4\bar{x}_4(a_2s_{34} + a_3s_4) + m_4\bar{y}_4(a_2c_{34} + a_3c_4) + m_4(a_3a_4s_4 + a_2a_4s_{34}))(\dot{\theta}_4) \quad (2.41)$$

$$H_{24} = -(m_4\bar{x}_4(a_2s_{34} + a_3s_4) + m_4\bar{y}_4(a_2c_{34} + a_3c_4) + m_4(a_3a_4s_4 + a_2a_4s_{34}))(\dot{\theta}_2) - (m_4\bar{x}_4(a_2s_{34} + a_3s_4) + m_4\bar{y}_4(a_2c_{34} + a_3c_4) + m_4(a_3a_4s_4 + a_2a_4s_{34}))(\dot{\theta}_3) - (m_4\bar{x}_4(a_2s_{34} + a_3s_4) + m_4\bar{y}_4(a_2c_{34} + a_3c_4) + m_4(a_3a_4s_4 + a_2a_4s_{34}))(\dot{\theta}_4) \quad (2.42)$$

$$H_{32} = (m_3\bar{x}_3(a_2s_3) + m_3\bar{y}_3(a_2c_3) + m_3(a_2a_3s_3) + m_4\bar{x}_4(a_2s_{34}) + m_4\bar{y}_4(a_2c_{34}) + m_4(a_2a_3s_3 + a_2a_4s_{34}))(\dot{\theta}_2) + 0(\dot{\theta}_3) - (m_4\bar{x}_4(a_3s_4) + m_4\bar{y}_4(a_3c_4) + m_4(a_3a_4s_4))(\dot{\theta}_4) \quad (2.43)$$

$$H_{33} = 0(\dot{\theta}_2) + 0(\dot{\theta}_3) - (m_4\bar{x}_4(a_3s_4) + m_4\bar{y}_4(a_3c_4) + m_4(a_3a_4s_4))(\dot{\theta}_4) \quad (2.44)$$

$$H_{34} = -(m_4\bar{x}_4(a_3s_4) + m_4\bar{y}_4(a_3c_4) + m_4(a_3a_4s_4))(\dot{\theta}_2) - (m_4\bar{x}_4(a_3s_4) + m_4\bar{y}_4(a_3c_4) + m_4(a_3a_4s_4))(\dot{\theta}_3) - (m_4\bar{x}_4(a_3s_4) + m_4\bar{y}_4(a_3c_4) + m_4(a_3a_4s_4))(\dot{\theta}_4) \quad (2.45)$$

$$H_{42} = (m_4\bar{x}_4(a_2s_{34} + a_3s_4) + m_4\bar{y}_4(a_2c_{34} + a_3c_4) + m_4(a_3a_4s_4 + a_2a_4s_{34}))(\dot{\theta}_2) + (m_4\bar{x}_4(a_3s_4) + m_4\bar{y}_4(a_3c_4) + m_4(a_3a_4s_4))(\dot{\theta}_3) + 0(\dot{\theta}_4) \quad (2.46)$$

$$H_{43} = (m_4\bar{x}_4(a_3s_4) + m_4\bar{y}_4(a_3c_4) + m_4(a_3a_4s_4))(\dot{\theta}_2) + (m_4\bar{x}_4(a_3s_4) + m_4\bar{y}_4(a_3c_4) + m_4(a_3a_4s_4))(\dot{\theta}_3) + 0(\dot{\theta}_4) \quad (2.47)$$

$$H_{44} = (0)(\dot{\theta}_2) + 0(\dot{\theta}_3) + 0(\dot{\theta}_4) \quad (2.48)$$

dimana matriks kolom kecepatan sambungan bisa dituliskan seperti dibawah ini.

$$\dot{\theta} = \begin{bmatrix} \dot{\theta}_2 \\ \dot{\theta}_3 \\ \dot{\theta}_4 \end{bmatrix} \quad (2.49)$$

Vektor torsi gravitasi dan elemennya didapat dari persamaan dibawah ini.

$$G(\theta) = \begin{Bmatrix} G_2 \\ G_3 \\ G_4 \end{Bmatrix} \quad (2.50)$$

dimana elemen dari vektor torsi gravitasi diberikan dari persamaan dibawah ini.

$$G_2 = -(m_2g[c_2\bar{x}_2 - s_2\bar{y}_2 + a_2c_2] + m_3g[c_{23}\bar{x}_3 - s_{23}\bar{y}_3 + a_2c_2 + a_3c_{23}] + m_4g[c_{234}\bar{x}_4 - s_{234}\bar{y}_4 + a_2c_2 + a_3c_{23} + a_4c_{234}]) \quad (2.51)$$

$$G_3 = -(m_3g[c_{23}\bar{x}_3 - s_{23}\bar{y}_3 + a_3c_{23}] + m_4g[c_{234}\bar{x}_4 - s_{234}\bar{y}_4 + a_3c_{23} + a_4c_{234}]) \quad (2.52)$$

$$G_4 = -(m_4g[c_{234}\bar{x}_4 - s_{234}\bar{y}_4 + a_4c_{234}]) \quad (2.53)$$

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

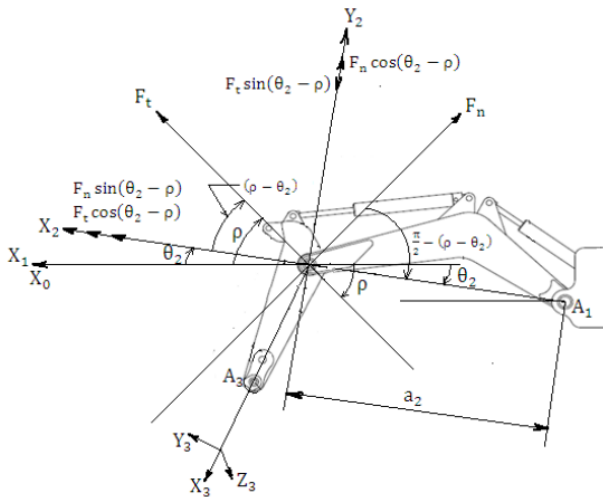
$$F_{Load}(F_t, F_n) = \begin{Bmatrix} F_2 \\ F_3 \\ F_4 \end{Bmatrix} \quad (2.54)$$

dimana elemen dari vektor pembebanan didapat dari

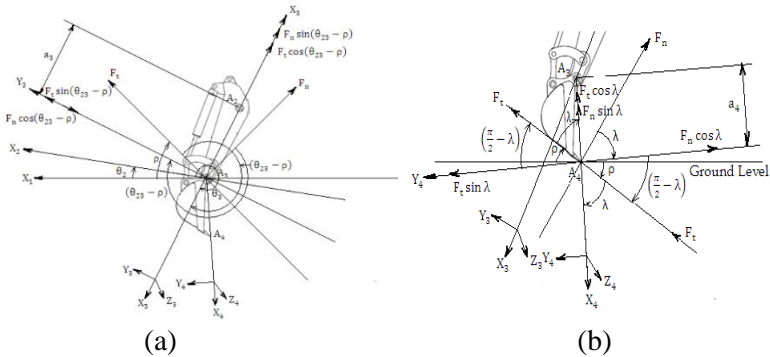
$$F_2 = a_2[F_t \sin(\theta_2 - \rho) - F_n \cos(\theta_2 - \rho)] \quad (2.55)$$

$$F_3 = a_3[F_t \sin(\theta_{23} - \rho) - F_n \cos(\theta_{23} - \rho)] \quad (2.56)$$

$$F_4 = a_4[-F_t \sin(\lambda) + F_n \cos(\lambda)] \quad (2.57)$$



Gambar 2. 8 Elemen F2 pada vektor pembebanan
(B. Prahladbai Patel, 2012)



Gambar 2. 9 Elemen (a) F3 dan (b) F3 pada vektor pembebanan
(B. Prahladbai Patel, 2012)

Gambar 2.8 dan Gambar 2.9 menunjukkan elemen-elemen yang ada di elemen pembebanan F_2 , F_3 , dan F_4 . F_2 terjadi pada *boom* ekskavator. F_3 terjadi pada *arm* ekskavator. F_4 terjadi pada *bucket* ekskavator. Semua perhitungan torsi ini akan dikodekan dalam bentuk kode di matlab. (Patel,2012)

2.9 Kecepatan dan Percepatan Sudut

Beberapa titik pada sebuah *link* bisa mempunyai kecepatan linier yang berbeda secara drastic. Secara umum, pergerakan dari sebuah *link* bisa agak rumit seperti berjalannya (translasi) dan berputar. Meskipun beberapa titik bisa mempunyai kecepatan linier yang berbeda, keseluruhan *link* mempunyai kecepatan angular / kecepatan sudut yang sama pada *rigid body*. Kecepatan sudut, ω , dari sebuah *link* adalah perpindahan sudut dari *link* tersebut per satuan waktu. Secara matematika, kecepatan sudut dari sebuah *link* dapat dituliskan seperti dibawah ini.

$$\omega = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \theta}{\Delta t} = \frac{d\theta}{dt} \quad (2.58)$$

Dan untuk periode waktu yang singkat, atau saat kecepatan bisa diasumsikan linear, kecepatan sudut dapat dituliskan seperti dibawah ini.

$$\omega \cong \frac{\Delta\theta}{\Delta t} \quad (2.59)$$

Arah dari kecepatan sudut adalah arah dari pergerakan *link*. Dalam analisa planar, ini dapat dideskripsikan dengan menentukan searah jarum jam atau berlawanan arah jarum jam. Unit yang umum digunakan untuk kecepatan sudut adalah *revolution per minute* (rpm), *degree per second* (deg/s), atau *radians per second* (rad/s atau rps).

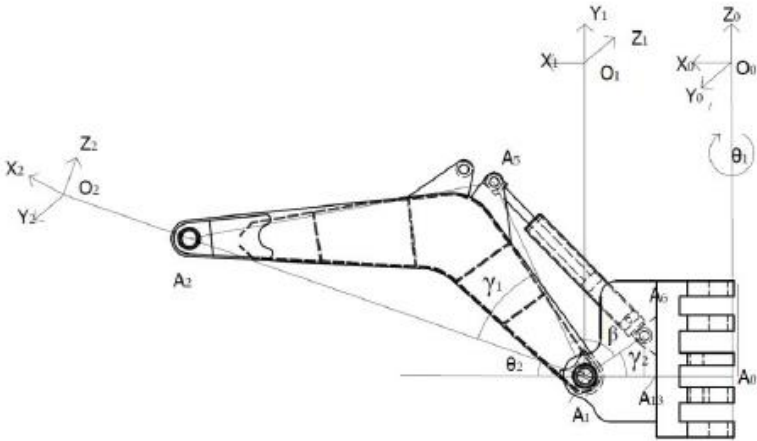
Percepatan sudut, α , dari sebuah *link* adalah kecepatan sudut dari *link* tersebut per satuan waktu. Percepatan sudut untuk periode waktu jangka pendek atau saat percepatan sudut diasumsikan menjadi linear, persamaan kecepatan sudut dapat ditulis seperti dibawah ini.

$$\alpha \cong \frac{\Delta\omega}{\Delta t} \quad (2.60)$$

Arah dari percepatan sudut adalah arah gerak saat kecepatan sudut bertambah atau *link* mengalami percepatan. Unit yang umum digunakan untuk percepatan sudut adalah *degree per squared second* (deg/s²), *revolutions per squared second* (rev/s²), atau *radians per squared second* (rad/s²). (Myszka, 2012)

2.10 Kecepatan dan Percepatan Sudut pada *Backhoe* Ekskavator

Kecepatan dan percepatan sudut pada *backhoe* ekskavator didapatkan dari peninjauan dari *boom*, *arm*, dan *bucket* ekskavator. Kecepatan dan percepatan sudut berada pada θ_2 , θ_3 , dan θ_4 . Perhitungan kecepatan dan percepatan akan dikodekan dalam bentuk kode di matlab.



Gambar 2. 10 Geometri pada *boom* ekskavator
(B. Prahladbai Patel, 2012)

Gambar 2.10 menunjukkan bentuk geometri pada *boom* ekskavator yang dimana perhitungan kecepatan sudut dan percepatan sudut pada θ_2 dibagian *boom* membutuhkan parameter yang terdapat pada gambar 2.10. Kecepatan sudut dan percepatan sudut pada bagian θ_2 didapat dari persamaan dibawah ini.

$$\dot{\theta}_2 = \frac{V_{A_5 A_6} (A_5 A_6)}{-(A_1 A_5)(A_1 A_6) \sin(\pi - \gamma_1 - \gamma_2 - \theta_2)} \quad (2.61)$$

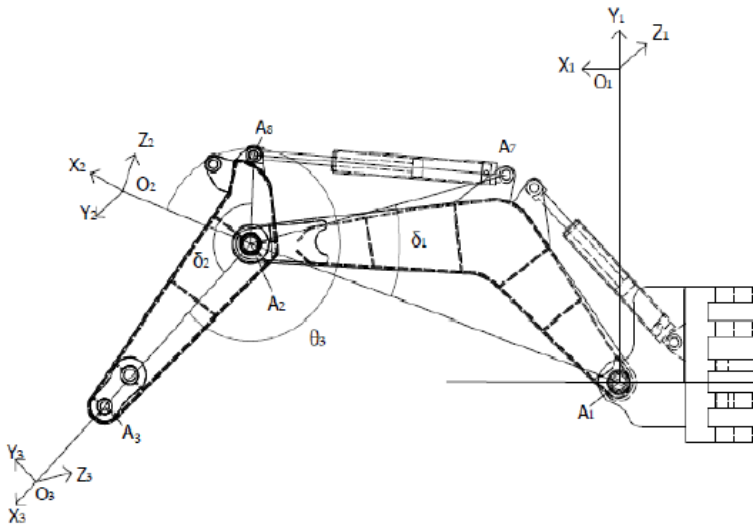
$$\ddot{\theta}_2 = \frac{(A_5 A_6) [(\cos(\pi - \gamma_1 - \gamma_2 - \theta_2) \dot{\theta}_2 V_{A_5 A_6}) - (\sin(\pi - \gamma_1 - \gamma_2 - \theta_2) a_{A_5 A_6})]}{(A_1 A_5)(A_1 A_6) (\sin(\pi - \gamma_1 - \gamma_2 - \theta_2))^2} \quad (2.62)$$

Gambar 2.11 menunjukkan bentuk geometri pada *arm* ekskavator yang dimana perhitungan kecepatan sudut dan percepatan sudut pada θ_3 dibagian *arm* membutuhkan parameter

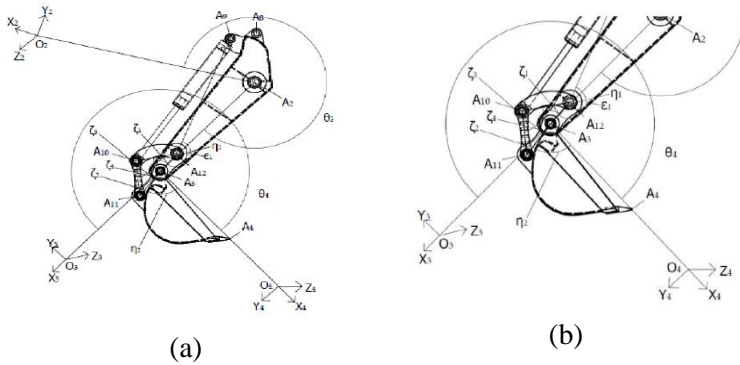
yang terdapat pada gambar 2.11. Kecepatan sudut dan percepatan sudut pada bagian θ_3 didapat dari persamaan dibawah ini.

$$\dot{\theta}_3 = \frac{V_{A_7A_8}(A_7A_8)}{-(A_2A_7)(A_2A_8)\sin(3\pi-\delta_1-\delta_2-\theta_3)} \quad (2.63)$$

$$\ddot{\theta}_3 = \frac{(A_7A_8)[(\cos(3\pi-\delta_1-\delta_2-\theta_3)\dot{\theta}_3V_{A_7A_8})-(\sin(3\pi-\delta_1-\delta_2-\theta_3)a_{A_7A_8})]}{(A_2A_7)(A_2A_8)(\sin(3\pi-\delta_1-\delta_2-\theta_3))^2} \quad (2.64)$$



Gambar 2. 11 Geometri pada bagian *arm*
(B. Prahladbai Patel, 2012)



Gambar 2.12 Geometri pada *bucket* (a) full dan (b) diperbesar
(B. Prahladbai Patel, 2012)

Gambar 2.12 menunjukkan bentuk geometri pada *arm* ekskavator yang dimana perhitungan kecepatan sudut dan percepatan sudut pada θ_4 dibagian *arm* membutuhkan parameter yang terdapat pada gambar 2.12. Semua perhitungan kecepatan dan percepatan akan dikodekan dalam bentuk kode di matlab. Kecepatan sudut dan percepatan sudut pada bagian θ_4 didapat dari persamaan dibawah ini.

$$\dot{\theta}_4 = \left[\frac{V_{A_9 A_{10}} (A_9 A_{10}) \left(1 + \frac{(A_3 A_{12})(A_{10} A_{12}) \sin \zeta_1}{(A_3 A_{11})(A_{10} A_{11}) \sin \zeta_2} \right)}{-(A_9 A_{12})(A_{10} A_{12}) \sin(2\pi - \varepsilon_1 - \zeta_1)} \right] + \dot{\zeta}_3 \quad (2.65)$$

$$\ddot{\theta}_4 = \left[\frac{\dot{\zeta}_1 \left\{ (A_3 A_{12})(A_{10} A_{12}) (\sin(\zeta_2) \cos(\zeta_1) (\dot{\zeta}_1)) - \left\{ (A_3 A_{12})(A_{10} A_{12}) (\sin(\zeta_2) \cos(\zeta_1) (\dot{\zeta}_2)) \right\} \right\}}{(A_3 A_{11})(A_{10} A_{11}) (\sin \zeta_2)^2} \right] + \left[\ddot{\zeta}_1 \left(1 + \frac{(A_3 A_{12})(A_{10} A_{12}) \sin \zeta_1}{(A_3 A_{11})(A_{10} A_{11}) \sin \zeta_2} \right) \right] + \ddot{\zeta}_3 \quad (2.66)$$

$$\dot{\zeta}_1 = - \frac{(A_9 A_{10}) V_{A_9 A_{10}}}{(A_9 A_{12})(A_{10} A_{12}) \sin(2\pi - \varepsilon_1 - \zeta_1)} \quad (2.67)$$

$$\dot{\zeta}_2 = \frac{\{\zeta_1(A_3A_{12})(A_{10}A_{12})\sin(\zeta_1)\}}{\{(A_3A_{11})(A_{10}A_{11})\sin(\zeta_2)\}} \quad (2.68)$$

$$\ddot{\zeta}_1 = \frac{[\{ (A_9A_{10}) \cos(2\pi - \varepsilon_1 - \zeta_1) \zeta_1 V_{A_9A_{10}} \} - \{ (A_9A_{10}) \sin(2\pi - \varepsilon_1 - \zeta_1) a_{A_9A_{10}} \}]}{(A_9A_{12})(A_{10}A_{12})(\sin(2\pi - \varepsilon_1 - \zeta_1))^2} \quad (2.69)$$

2.11 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.

$$Allowable\ load = \frac{Loss-of-function\ load}{n_d} \quad (2.79)$$

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 standard 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 berdasarkan hingga 1948. (Shigley et al,2001). *Factor of Safety* yang digunakan pada penelitian ini minimal sebesar 3 sesuai dengan ciri-ciri yang ada. Ciri-ciri yang ada pada penelitian ini adalah pengetahuan beban tidak pasti, pengetahuan tegangan tidak pasti, pengetahuan lingkungan tidak pasti dan pengetahuan material lebih dikenal. *Factor of Safety* yang digunakan pada tabel 2.1 berada pada nomor enam.

Tabel 2. 1 *Factor of safety (Shigley et al, 2001)*

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

2.12 Material *Bucket*

Material yang digunakan pada *bucket* Ekskavator adalah *alloy steel* khususnya *S460N Steel*. Material dianggap memiliki *property* yang baik dan biasa digunakan untuk pembuatan *bucket* Ekskavator. Properti material dari *S460N Steel* dijelaskan pada tabel 2.2.

Tabel 2. 2 Properti material S460N Steel (Makeitform,2019)

Properties	Metric	Imperial
Density	7.8 g/cm ³	490 lb/ft ³
Melting Point	1420 °C	2580 °F
Tensile Strength: Ultimate (UTS)	630 MPa	91x10 ³ psi
Tensile Strength: Yield (Proof)	490 MPa	71x10 ³ psi
Elastic (Young's, Tensile) Modulus	190 GPa	27x10 ⁶ psi
Shear Modulus	73 GPa	11x10 ⁶ psi
Shear Strength	390 MPa	57x10 ³ psi
Poisson's Ratio	0.29	0.29
Elongation at Break	19%	19%
Fatigue Strength	340 MPa	49x10 ³ psi
Impact Strength: V-Notched Charpy	58 J	43 ft-lb
Brinell Hardness	190	190

2.13 Sifat Teknik Tanah

Tanah yang menjadi bagian uji dalam penelitian ini adalah *Hard clay Soil*. Jenis Tanah ini digunakan karena jenis tanah ini merupakan tanah yang punya kondisi terburuk untuk digunakan (Patel,2012). Sifat Teknik Tanah dan dimensi *Bucket Ekskavator* yang diuji dijelaskan pada tabel 2.3.

Tabel 2. 3 Sifat teknik tanah dan dimensi bucket ekskavator

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	ca	24466.81286	N/m ²
Weight of bucket	Wb	6209,73	N
Width of bucket	w	0,59	m

2.14 *Finite Element Analysis*

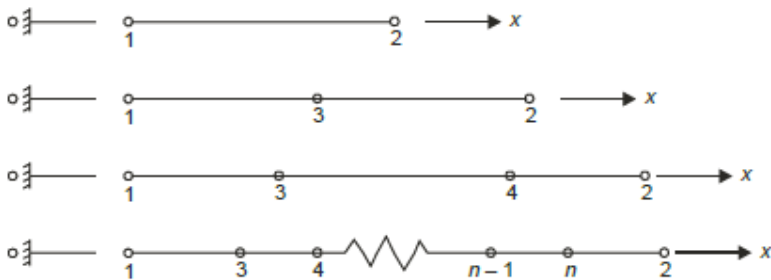
Metode Elemen Hingga (*Finite Element Method*) adalah salah satu metode numerik untuk menyelesaikan berbagai problem rekayasa. Problem rekayasa seperti mekanika struktur, mekanika tanah, mekanika batuan, mekanika fluida, hidrodinamika, aerodinamika, medan magnet, perpindahan panas, dinamika struktur, 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 matrik 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 2.13.

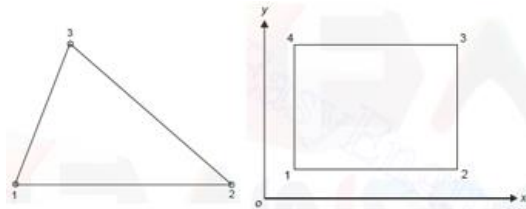


Gambar 2. 13 Elemen satu dimensi
(Bhavikatti,2005)

Gambar 2.13 menunjukkan bentuk dari elemen satu dimensi. Dua elemen lainnya dengan orde yang lebih tinggi. Elemen yang umum digunakan adalah elemen garis kuadratik dengan tiga titik nodal dan elemen garis kubik dengan empat buah titik nodal seperti pada gambar 2.13.

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.

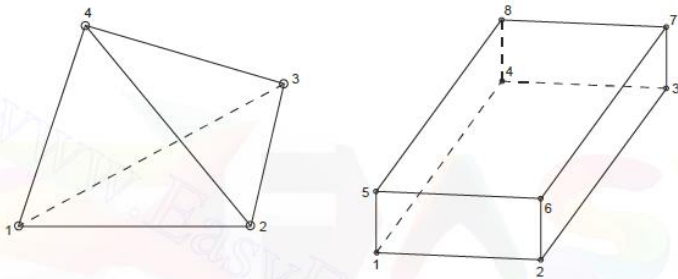


Gambar 2. 14 Elemen dua dimensi segitiga dan segiempat
(Bhavikatti,2005)

Gambar 2.14 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.



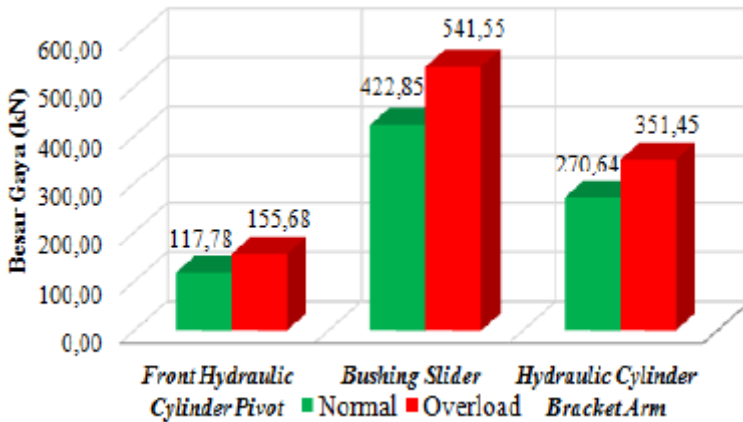
Gambar 2. 15 Elemen tiga dimensi tetrahedron dan balok
(Bhavikatti,2005)

Gambar 2.15 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 Penelitian Terdahulu

Pada tahun 2016 **Lia Pongsapan** melakukan penelitian tentang *arm* pada *Ekskavator backhoe*. 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.

Gambar 2.16 dibawah menunjukkan perbandingan nilai gaya disetiap komponen *arm*. Tegangan maksimum terjadi pada *hydraulic cylinder bracket arm* yaitu sebesar $150,4 \text{ N/mm}^2$. Nilai tegangan tersebut lebih kecil dari tegangan ijin material, sehingga material pada komponen *arm* telah sesuai dengan standar kelayakan dan dinyatakan aman. Berikut perbandingan tegangan pada kondisi pembebanan normal dan pembebanan *overload*.

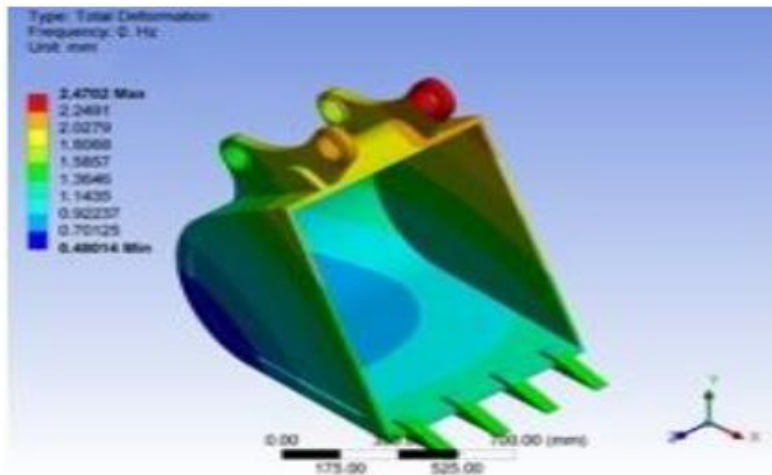


Gambar 2. 16 Diagram perbandingan nilai gaya komponen-komponen *arm*
(Lia Pongsapan,2016)

Pada Tahun 2017 **V. Chandran et al** melakukan penelitian tentang *bucket teeth* pada *ekskavator*. Tujuan penelitiannya adalah untuk membuat dan menganalisa *bucket teeth* pada *ekskavator* dengan baja karbon dalam proporsi magnesium yang berbeda dan juga membandingkan performa dengan *teeth* pada *ekskavator* yang sudah ada. Hasil penelitiannya adalah penggunaan magnesium dengan paduan komposit baja karbon menyebabkan peningkatan dipropertinya.

Gambar 2.17 dibawah menunjukkan kontur dari *bucket* terhadap tegangan von mises. Kesimpulan dari hasil penelitian ini adalah *Tensile strength* dan *Tensile modulus* meningkat secara bertahap dengan penambahan Mg dan dengan komposit baja karbon *alloy*, Kekuatan *bending* dan kekerasan meningkat dengan menambahkan penambahan

Mg, Tegangan von mises dan regangan von mises adalah minimum pada *bucket teeth* yang terbuat dari magnesium alloy dengan 4% SiC, Penggunaan dari besi baja dengan 4% Magnesium meminimalkan kegagalan dari *bucket teeth* dan meningkatkan performa menggali dan *ground levelling*. Berikut hasil analisa tegangan von mises pada *bucket teeth* pada ekskavator untuk baja karbon dengan 5% magnesium.

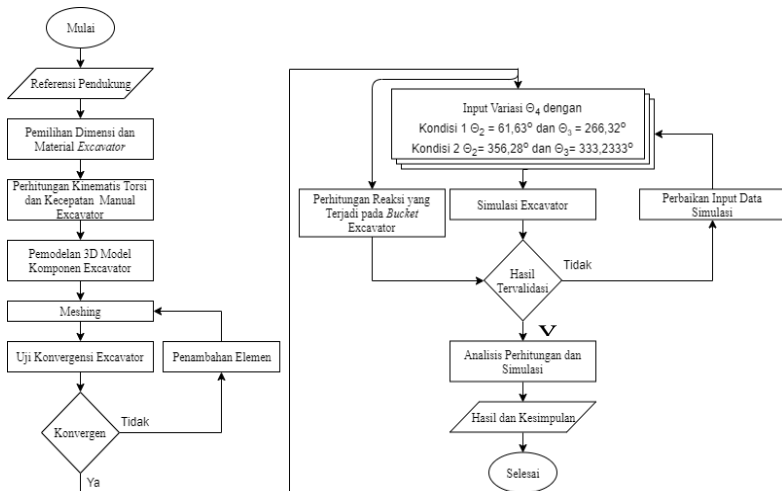


Gambar 2. 17 Tegangan von mises pada *bucket teeth* pada ekskavator untuk baja karbon dengan 5% Mg
(V.Chandran et al,2017)

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Penelitian

Dalam penelitian kali ini terdapat tahapan-tahapan yang harus dilakukan untuk dapat mencapai tujuan penelitian. Diagram alir penelitian dibuat untuk memberikan tahapan-tahapan penelitian secara runtut dan jelas. Tahapan ini dapat digambarkan ke dalam diagram alir seperti yang digambarkan pada gambar dibawah ini.



Gambar 3. 1 Diagram alir penelitian

Gambar 3.1 menunjukkan langkah-langkah penelitian yang dilakukan pada penelitian ini. Penelitian ini diawali dengan melakukan studi literatur dan pengumpulan data teknis terkait penelitian yang akan dilakukan. Kemudian *swing*, *boom*, *arm*, dan *bucket ekskavator* 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. Hasil simulasi tersebut kemudian divalidasi dan diverifikasi. Jika hasil simulasi telah terverifikasi atau tervalidasi maka data hasil simulasi akan dianalisa dan dievaluasi. Sehingga pada akhirnya akan keluar kesimpulan dari hasil tersebut.

3.2 Studi Literatur dan Data Penelitian

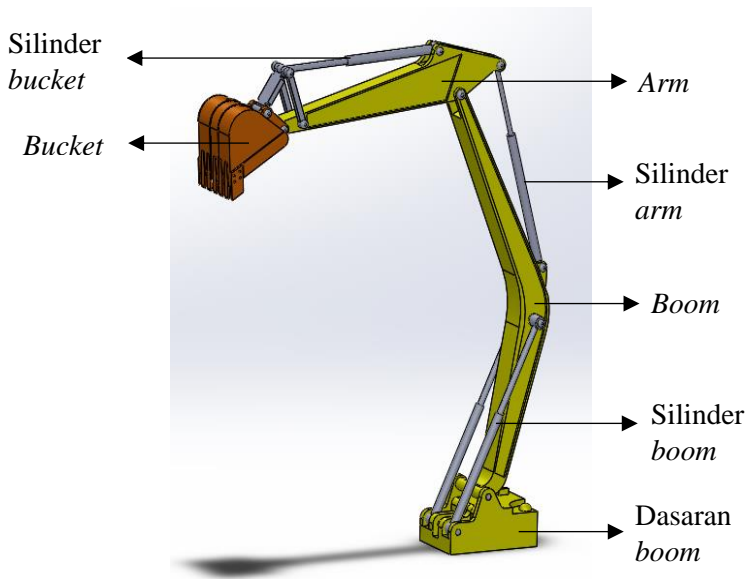
Pada tugas akhir kali ini, Langkah pertama yang harus dilakukan adalah studi literatur. Saat melakukan studi literatur, penulis mengumpulkan data-data yang dapat menunjang tugas akhir kali ini. Data-data yang didapat nantinya akan dituliskan dalam kajian pustaka. Pengumpulan data-data ini dilakukan melalui buku literature dan jurnal-jurnal yang berhubungan dengan tugas akhir ini. Data-data yang dibutuhkan dalam tugas akhir kali ini meliputi *ekskavator*, *backhoe Ekskavator*, gaya-gaya yang terjadi pada *ekskavator*, Torsi yang terjadi pada *ekskavator*, panjang silinder *boom*, *arm*, dan *bucket*, kecepatan pada silinder *boom*, *arm*, *bucket*, dan *bucket* itu sendiri, kecepatan dan percepatan sudut, *design factor* dan *factor of safety*, dan penelitian-penelitian sebelumnya yang menjadi rujukan penelitian kali ini.

Dan juga dibutuhkan data *operation manual* yang didapatkan dari PT. United Tractors Semen Gresik untuk spesifikasi *ekskavator* yang akan diuji pada penelitian kali yang dapat dilihat pada batasan masalah. Kemudian pada tugas akhir kali ini pengujian dilakukan dengan melakukan uji beban statis pada dua kondisi yang dimana kondisi pertama saat $\theta_2 = 61,63^\circ$; $\theta_3 = 266,32^\circ$ dan kondisi kedua saat $\theta_2 = 356,28^\circ$; $\theta_3 = 333,2333^\circ$ dan variasi θ_4 dengan bantuan *software* ANSYS Workbench 18.1. Dimana dari hasil pengujian tersebut akan didapat, yaitu torsi maksimum pada disetiap kondisi, dan *factor of safety* dari *ekskavator*.

3.3 Pembuatan 3D Model

Pembuatan 3D model *ekskavator* merupakan penggambaran tiga dimensi dari *ekskavator* menggunakan *software* CAD

(*Computer Aid Design*) Solidworks 2016. Pada penelitian ini 3D model meliputi dasaran *Boom*, *Boom*, *Arm*, *Bucket*, *Bucket Cylinder*, *Arm Cylinder*, *Boom Cylinder*, *Pin*, *Link I*, *Link H*. Pemodelan ini dilakukan untuk mengetahui panjang tiap silinder yang terjadi saat pengondisian pada penelitian ini. Untuk *bucket*, dimodelkan juga dengan ukuran sebenarnya karena *bucket* ini yang akan dimasukkan ke *software* simulasi ANSYS Workbench 18.1.

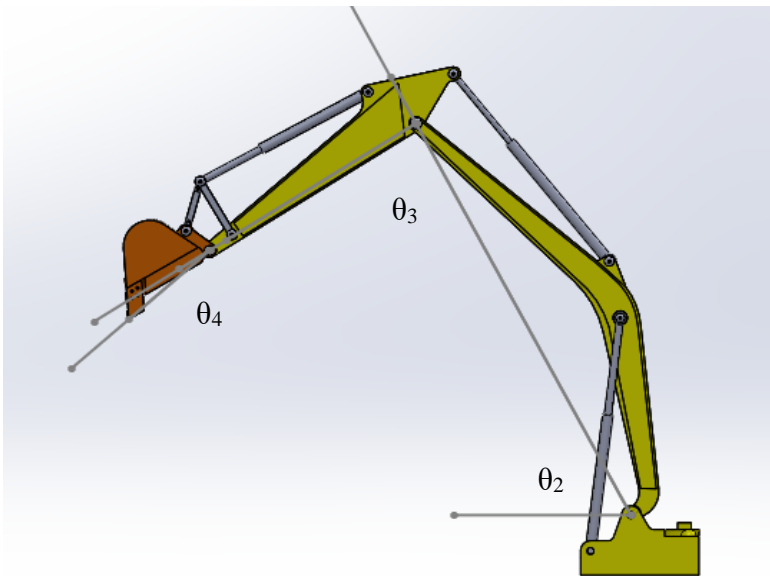


Gambar 3. 2 *Assembly* 3D model ekskavator

Gambar 3.17 menunjukkan gambar *assembly* dari ekskavator yang terdiri dari *boom*, *arm*, dan *bucket*. Referensi ekskavator ini peneliti dapat dari salah satu perusahaan ekskavator ternama yang berada di DKI Jakarta. Jenis ekskavator disamarkan karena sesuai dengan permintaan perusahaan tersebut untuk tidak mencantumkan jenis ekskavator yang menjadi referensi pada penelitian ini.

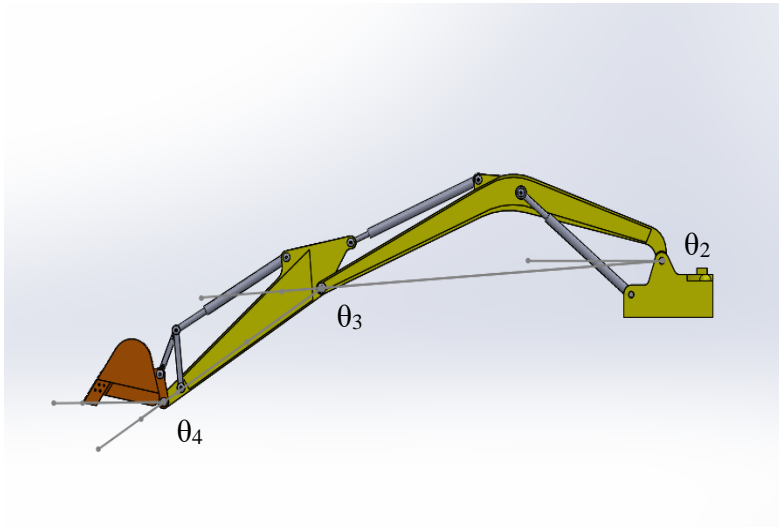
3.4 Kondisi Maksimum Pada Ekskavator

Dalam penelitian ini, kondisi dari *boom*, *arm*, dan *bucket* ekskavator akan dikondisikan dalam dua kondisi maksimum. Untuk kondisi yang pertama, θ_2 yang terletak pada pangkal bawah dari *boom* akan dikondisikan sebesar $61,64^\circ$ dan θ_3 yang terletak pada sambungan antara *boom* dan *arm* akan dikondisikan sebesar $266,32^\circ$. Untuk kondisi yang kedua, θ_2 akan dikondisikan sebesar $356,28^\circ$ dan θ_3 akan dikondisikan sebesar $333,2333^\circ$.



Gambar 3. 3 Kondisi maksimum 1

Pada gambar 3.3 diatas ini ditunjukkan secara lanjut kondisi *boom* dan *arm* yang terjadi pada kondisi maksimum satu. Pada kondisi maksimum satu, panjang silinder *boom* dan silinder *arm* adalah panjang silinder minimal pada pengoperasian. Pada gambar 3.4 dibawah ini dijelaskan secara lanjut kondisi *boom* dan *arm* yang terjadi pada kondisi maksimum dua.



Gambar 3. 4 Kondisi maksimum 2

Gambar 3.4 menggambarkan posisi θ_2 , θ_3 , dan θ_4 . Pada kondisi maksimum dua, panjang silinder *boom* dan silinder *arm* adalah panjang silinder maksimal pada pengoperasian. Untuk variasi terdapat pada θ_4 yang terletak pada sambungan antara *arm* dan *bucket*. Variasi θ_4 tersebut sebesar 30° ; 10° ; $351,05^\circ$; $331,56^\circ$; $312,06^\circ$; $292,57^\circ$; $273,07^\circ$; $253,58^\circ$.

3.5 Perhitungan Torsi Dimensi Kondisi Maksimum

Perhitungan ini memakai data model ekskavator yang tercantum pada penelitian “*Design And Structural Optimization Of*

Backhoe Attachment of Mini Hydraulic Ekskavator For Construction Work” yang ditulis oleh Patel Bhaveshkumar Prahladbai. Ekskavator yang digunakan sesuai dengan data penelitian tersebut. Data yang didapatkan berdasarkan penelitian tersebut akan dicantumkan pada lampiran D.

Perhitungan akan dikondisikan dengan dua kondisi. Kondisi yang pertama saat θ_2 sebesar $61,64^\circ$ dan θ_3 sebesar $266,32^\circ$. Kondisi yang kedua saat θ_2 sebesar $356,28^\circ$ dan θ_3 sebesar 0° . Untuk variasi terletak pada θ_4 yang dimana variasi tersebut sebesar 30° ; 10° ; $351,05^\circ$; $331,56^\circ$; $312,06^\circ$; $292,57^\circ$; $273,07^\circ$; $253,58^\circ$; $234,08^\circ$; dan $214,59^\circ$. Perhitungan akan menganggap bahwa kecepatan sudut dan percepatan sudut adalah ditiadakan.

3.5.1 Perhitungan Torsi pada Kondisi 1

Perhitungan yang akan dilakukan pertama kali yaitu menghitung panjang silinder yang ada pada *boom*. Dan selanjutnya, perhitungan akan menghitung panjang silinder dari *arm*. Perhitungan panjang silinder *boom* (Y) dan panjang silinder *arm* (X) seperti dibawah ini.

$$\theta_2 = \pi - \gamma_1 - \gamma_2 - \tan^{-1}[V]$$

$$61.64^\circ = 180^\circ - 46.23^\circ - 28.53^\circ - \tan^{-1}[V]$$

$$\tan^{-1}[V] = 180^\circ - 46.23^\circ - 28.53^\circ - 61.64^\circ$$

$$\tan^{-1}[V] = 43.6^\circ$$

$$V = 0.9522871302 \text{ m}$$

$$\frac{((4 \times (0.67461)^2 \times (0.21783)^2) - C^2)^{\frac{1}{2}}}{C} = 0.9522871302 \text{ m}$$

$$0.08637755833 - C^2 = (0.9522871302 \times C)^2$$

$$0.08637755833 - C^2 = 0.9068507783 \times C^2$$

$$0.08637755833 = 1.9068507783 \times C^2$$

$$C^2 = \frac{0.08637755833}{1.9068507783}$$

$$C = 0.2128345392 \text{ m}$$

$$(0.67461)^2 + (0.21783)^2 - Y^2 = 0.2128345392 \text{ m}$$

$$0.502548561 - Y^2 = 0.2128345392 \text{ m}$$

$$Y^2 = 0.2897140218$$

$$\text{Panjan Silinder Boom} = Y = 0.5382508911 \text{ m}$$

$$\theta_3 = 3\pi - \delta_1 - \delta_2 - \tan^{-1}(Z)$$

$$266.32^\circ = 540^\circ - 33.23^\circ - 139.54^\circ - \tan^{-1}(Z)$$

$$\tan^{-1}(Z) = 540^\circ - 33.23^\circ - 139.54^\circ - 266.32^\circ$$

$$\tan^{-1}(Z) = 103.91^\circ$$

$$Z = 4.037790315 \text{ m}$$

$$\frac{[(4 \times (0.91102)^2 \times (0.28480)^2) - B^2]^{\frac{1}{2}}}{B} = 4.037790315 \text{ m}$$

$$0.2692728446 - B^2 = (4.037790315 \times B)^2$$

$$0.2692728446 - B^2 = 16.30375063 \times B^2$$

$$0.2692728446 = 17.30375063 \times B^2$$

$$B^2 = 0.01556164616$$

$$B = 0.1247463272$$

$$(0.91102)^2 + (0.28480)^2 - X^2 = 0.1247463272$$

$$0.9110684804 - X^2 = 0.1247463272$$

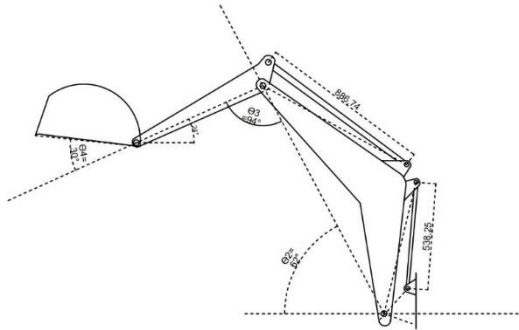
$$X^2 = 0.7863221532$$

$$\text{Panjang Silinder Arm} = X = 0.8867480776 \text{ m}$$

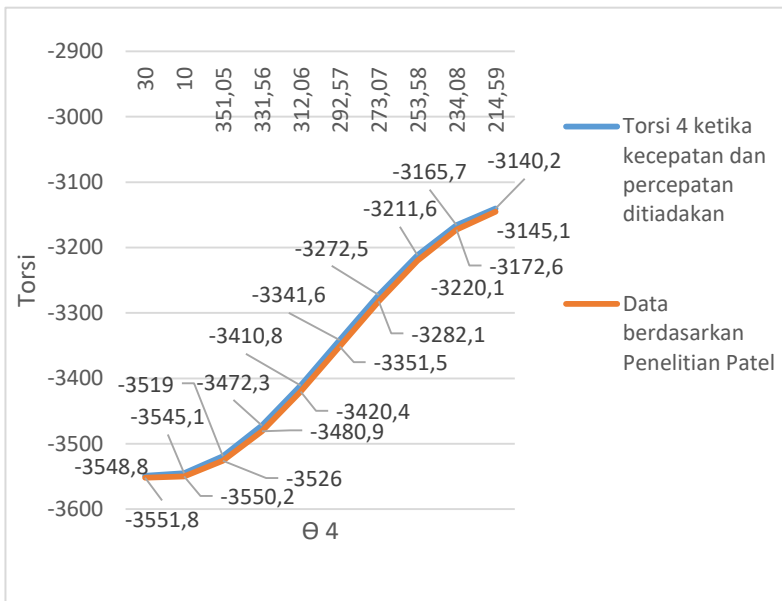
Selanjutnya, peneliti menghitung panjang silinder dari *bucket* yang ditunjukkan seperti pada perhitungan dengan program pada matlab yang dilampirkan pada lampiran A.7. Setelah mendapatkan panjang silinder *boom*, *arm*, dan *bucket*, perhitungan selanjutnya mencari mencari nilai torsi pada bucket sesuai variasi pada θ_4 . Perhitungan torsi menggunakan program matlab pada lampiran A.6 yang dimana menggunakan data yang sudah ada pada tabel 3.1. Berikut hasil dari perhitungan torsi yang sudah dilakukan.

Tabel 3. 1 Hasil perhitungan silinder pada *bucket* ekskavator kondisi 1

θ_4	Panjang Silinder (m)
30	0.5987
10	0.6382
351,05	0.6781
331,56	0.7198
312,06	0.7610
292,57	0.8005
273,07	0.8375
253,58	0.8713
234,08	0.9014
214,59	0.9276



Gambar 3. 5 Kondisi boom, arm, dan bucket saat torsi mengalami maksimum pada kondisi satu



Gambar 3. 6 Torsi terhadap variasi sudut 4 pada kondisi maksimum 1

Hasil dari perhitungan panjang silinder *bucket* pada variasi θ_4 ditunjukkan pada tabel 3.1. Gambar 3.5 memperlihatkan kondisi *boom*, *arm* dan *bucket* pada kondisi torsi maksimal pada kondisi satu. Gambar 3.6 memperlihatkan torsi maksimal pada kondisi satu terjadi pada saat θ_4 sebesar 30° .

3.5.2 Perhitungan Torsi pada Kondisi 2

Perhitungan yang akan dilakukan pertama kali yaitu menghitung panjang silinder yang ada pada *boom*. Dan selanjutnya, perhitungan akan menghitung panjang silinder dari *arm*. Perhitungan panjang silinder *boom* (Y) dan panjang silinder *arm* (X) seperti dibawah ini.

$$\begin{aligned}\theta_2 &= \pi - \gamma_1 - \gamma_2 - \tan^{-1}[V] \\ -3.72^\circ &= 180^\circ - 46.23^\circ - 28.53^\circ - \tan^{-1}[V]\end{aligned}$$

$$\tan^{-1}[V] = 180^\circ - 46.23^\circ - 28.53^\circ + 3.72^\circ$$

$$\tan^{-1}[V] = 108.96^\circ$$

$$V = 2.910810742 \text{ m}$$

$$\frac{[(4 \times (0.67461)^2 \times (0.21783)^2) - C^2]^{\frac{1}{2}}}{C} = 2.910810742 \text{ m}$$

$$0.08637755833 - C^2 = (2.910810742 \times C)^2$$

$$0.08637755833 - C^2 = 8.472819176 \times C^2$$

$$9.472819176 \times C^2 = 0.08637755833$$

$$C = 0.09549064748 \text{ m}$$

$$(0.67461)^2 + (0.21783)^2 - Y^2 = 0.09549064748 \text{ m}$$

$$0.502548561 - Y^2 = 0.09549064748 \text{ m}$$

$$Y^2 = 0.4070579135$$

$$\text{Panjang Silinder Boom} = Y = 0.6380109039 \text{ m}$$

$$\theta_3 = 3\pi - \delta_1 - \delta_2 - \tan^{-1}(Z)$$

$$360^\circ = 540^\circ - 33.23^\circ - 139.54^\circ - \tan^{-1}(Z)$$

$$\tan^{-1}(Z) = 540^\circ - 33.23^\circ - 139.54^\circ - 360^\circ$$

$$\tan^{-1}(Z) = 7.23^\circ$$

$$Z = 0.1268613686 \text{ m}$$

$$\frac{[(4 \times 0.91102^2 \times 0.28480^2) - B^2]^{\frac{1}{2}}}{B} = 0.1268613686 \text{ m}$$

$$0.2692748446 - B^2 = (0.1268613686 \times B)^2$$

$$0.2692748446 - B^2 = 0.01609380684 \times B^2$$

$$1.01609380684 \times B^2 = 0.2692748446$$

$$B = 0.5147910524 \text{ m}$$

$$0.91102^2 + 0.28480^2 - X^2 = 0.5147910524 \text{ m}$$

$$0.9110684804 - X^2 = 0.5147910524 \text{ m}$$

$$X^2 = 0.396277428$$

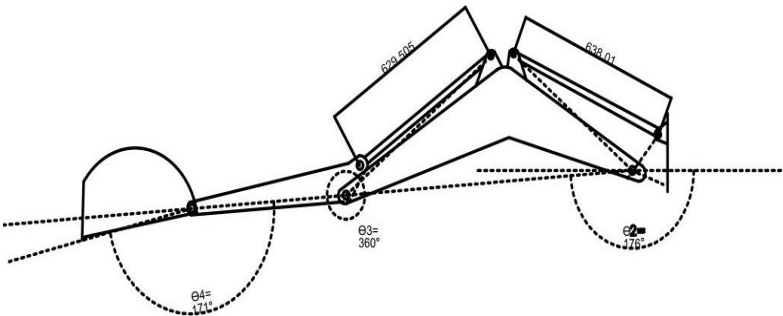
$$\text{Panjang Silinder Arm} = X = 0.6295057013 \text{ m}$$

Selanjutnya, peneliti menghitung panjang silinder dari *bucket* yang ditunjukkan seperti pada perhitungan dengan program pada matlab yang dilampirkan pada lampiran A.7. Setelah perhitungan mendapatkan panjang silinder *boom*, *arm*, dan *bucket*, perhitungan selanjutnya mencari mencari nilai torsi pada *bucket* sesuai variasi

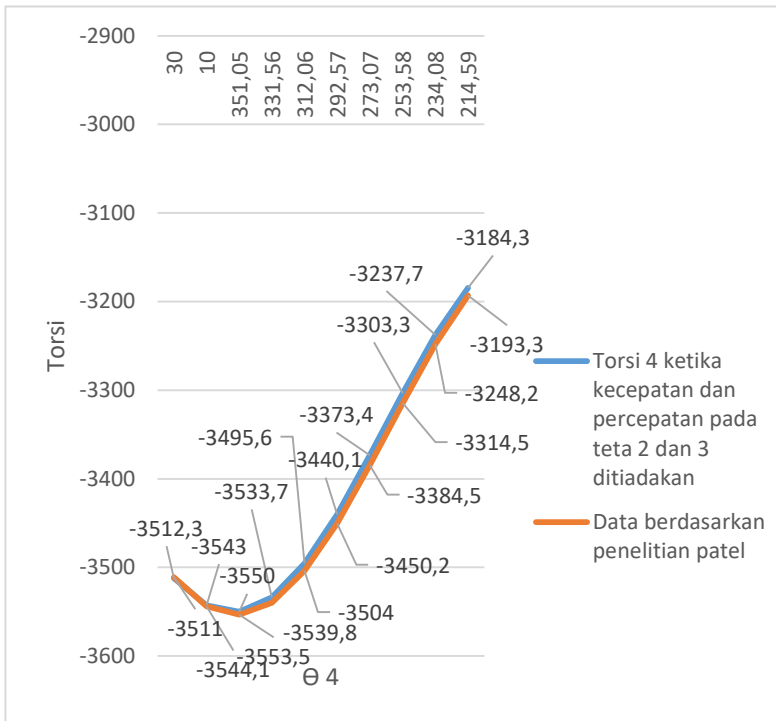
pada θ_4 . Perhitungan torsi menggunakan program matlab sesuai pada lampiran A.6 yang dimana menggunakan data yang sudah ada pada tabel 3.2. Berikut hasil dari perhitungan torsi yang sudah dilakukan.

Tabel 3. 2 Hasil perhitungan silinder pada *bucket* ekskavator kondisi 2

θ_4	Panjang Silinder (m)
30	0.5987
10	0.6382
351,05	0.6781
331,56	0.7198
312,06	0.7610
292,57	0.8005
273,07	0.8375
253,58	0.8713
234,08	0.9014
214,59	0.9276



Gambar 3. 7 Kondisi *boom*, *arm*, dan *bucket* saat torsi mengalami maksimum pada kondisi 2



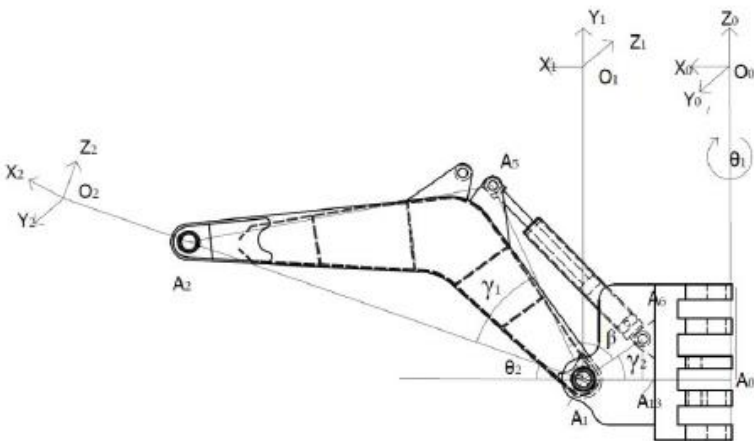
Gambar 3. 8 Torsi terhadap variasi sudut 4 pada kondisi maksimum 2

Hasil dari perhitungan panjang silinder *bucket* ditunjukkan pada tabel 3.2. Gambar 3.7 memperlihatkan kondisi *boom*, *arm* dan *bucket* pada kondisi torsi maksimal pada kondisi dua. Gambar 3.8 memperlihatkan torsi maksimal pada kondisi satu terjadi pada saat θ_4 sebesar 351.05°.

3.6 Perhitungan Kinematis

3.6.1 Perhitungan Kecepatan Sudut dan Percepatan Sudut θ_2

Perhitungan kecepatan sudut dan percepatan sudut pada sudut θ_2 dijelaskan pada sub bab ini. Kecepatan dan percepatan sudut pada sudut θ_2 berpengaruh pada torsi ekskavator. Letak-letak parameter yang digunakan dalam perhitungan ini dijelaskan pada gambar dibawah ini.



Gambar 3. 9 Geometri *boom* ekskavator
(B. Prahladbai Patel, 2012)

Gambar 3.9 merupakan geometri dari *boom* Ekskavator. Gambar 2.9 berisi parameter yang dibutuhkan untuk mengetahui kecepatan sudut dan percepatan sudut θ_2 . Parameter-parameter ini diaplikasikan kedalam geometri ekskavator yang menjadi objek penelitian ini.

Tabel 3. 3 Data untuk kecepatan sudut dan percepatan sudut θ_2

	Kondisi 1	Kondisi 2
Va5a6	0,36067 m/s	0,36067 m/s
a5a6	2953,31 mm	2265,47 mm
a1a5	2483,90 mm	2483,90 mm
a1a6	673,46 mm	673,46 mm
phi	180	180
gamma1	25.3	25.3
gamma2	42.04	42.04
teta2	61.64	356.08

Tabel 3.3 menjelaskan parameter-parameter yang berada pada *boom* ekskavator dalam dua kondisi yang ada. Setelah mendapatkan parameter-parameter yang dibutuhkan untuk menghitung kecepatan sudut dan percepatan sudut, parameter-parameter tersebut dimasukkan kedalam rumus yang ada terdapat di sub bab 2.10. Rumus untuk menghitung kecepatan sudut dan percepatan sudut θ_2 dibawah ini.

$$\dot{\theta}_2 = \frac{V_{A_5A_6}(A_5A_6)}{-(A_1A_5)(A_1A_6) \sin(\pi - \gamma_1 - \gamma_2 - \theta_2)}$$

$$\ddot{\theta}_2 = \frac{(A_5A_6)[(\cos(\pi - \gamma_1 - \gamma_2 - \theta_2)\dot{\theta}_2 V_{A_5A_6}) - (\sin(\pi - \gamma_1 - \gamma_2 - \theta_2)a_{A_5A_6})]}{(A_1A_5)(A_1A_6)(\sin(\pi - \gamma_1 - \gamma_2 - \theta_2))^2}$$

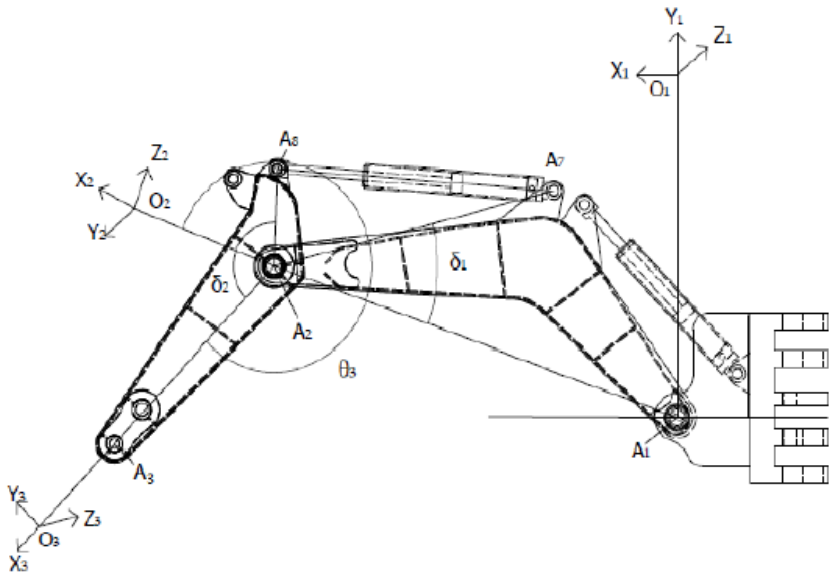
Perhitungan kecepatan Sudut dan percepatan sudut akan dilakukan dalam bentuk kode di *software* matlab. Kode perhitungan kecepatan sudut dan percepatan sudut akan dilampirkan dibagian lampiran A.1 dan A.4 pada penelitian ini. Hasil dari perhitungan kecepatan sudut dan percepatan sudut θ_2 akan ditunjukkan pada tabel 3.4.

Tabel 3. 4 Hasil kecepatan sudut dan percepatan sudut θ_2

	Kondisi 1	Kondisi 2
$\dot{\theta}_2$	0.8191 rad/s	0,5462 rad/s
$\ddot{\theta}_2$	-0.5429 rad/s ²	0.1474 rad/s ²

3.6.2 Perhitungan Kecepatan Sudut dan Percepatan Sudut θ_3

Perhitungan kecepatan sudut dan percepatan sudut pada sudut θ_3 dijelaskan pada sub bab ini. Kecepatan dan percepatan sudut pada sudut θ_3 berpengaruh pada torsi ekskavator. Letak-letak parameter yang digunakan dalam perhitungan ini dijelaskan pada gambar dibawah ini.



Gambar 3. 10 Geometri *arm* ekskavator
(B. Prahladbai Patel, 2012)

Gambar 3.10 merupakan geometri dari *arm* Ekskavator. Gambar 3.10 berisi parameter yang dibutuhkan untuk mengetahui kecepatan sudut dan percepatan sudut θ_3 . Parameter-parameter ini diaplikasikan kedalam geometri ekskavator yang menjadi objek penelitian ini. Parameter yang dibutuhkan perhitungan kecepatan sudut dan percepatan sudut θ_3 adalah kecepatan silinder arm (V_{a7a8}), panjang silinder *arm* (a_{7a8}), jarak antara titik A2 dan titik A7 (A_2A_7), jarak antara titik A2 dan A8 (A_2A_8), sudut δ_1 , sudut δ_2 , dan sudut yang terbentuk antara *boom* dan *arm* (θ_3).

Tabel 3. 5 Data untuk kecepatan sudut dan percepatan sudut θ_3

	Kondisi 1	Kondisi 2
V_{a7a8}	0,42571 m/s	0,42571 m/s
a_{7a8}	3042,72 mm	2254,62 mm
a_{2a7}	2949,75 mm	2949,75 mm
a_{2a8}	774 mm	774 mm
ϕ	180	180
δ_1	25.68	25.68
δ_2	158.52	158.52
θ_3	266.32	333.233

Tabel 3.5 menunjukkan parameter-parameter yang berada pada *arm* ekskavator dalam dua kondisi yang ada. Setelah mendapatkan parameter-parameter yang dibutuhkan untuk menghitung kecepatan sudut dan percepatan sudut, parameter-parameter tersebut dimasukkan kedalam rumus yang ada terdapat di sub bab 2.10. Rumus untuk menghitung kecepatan sudut dan percepatan sudut θ_3 dibawah ini.

$$\dot{\theta}_3 = \frac{V_{A_7A_8}(A_7A_8)}{-(A_2A_7)(A_2A_8)\sin(3\pi - \delta_1 - \delta_2 - \theta_3)}$$

$$\ddot{\theta}_3 = \frac{(A_7A_8)[(\cos(3\pi - \delta_1 - \delta_2 - \theta_3)\dot{\theta}_3 V_{A_7A_8}) - (\sin(3\pi - \delta_1 - \delta_2 - \theta_3)a_{A_7A_8})]}{(A_2A_7)(A_2A_8)(\sin(3\pi - \delta_1 - \delta_2 - \theta_3))^2}$$

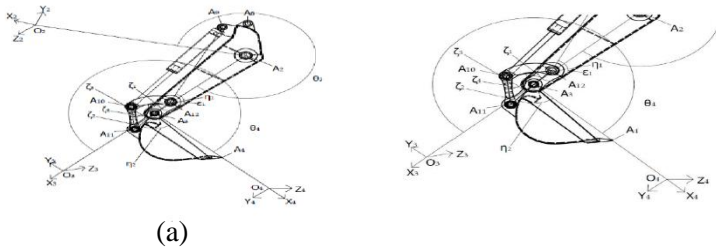
Perhitungan kecepatan Sudut dan percepatan sudut akan dilakukan dalam bentuk kode di *software* matlab. Kode perhitungan kecepatan sudut dan percepatan sudut akan dilampirkan dibagian lampiran A.2 dan A.4 pada penelitian ini. Hasil dari perhitungan kecepatan sudut dan percepatan sudut θ_3 akan ditunjukkan pada tabel 3.6.

Tabel 3. 6 Hasil kecepatan sudut dan percepatan sudut θ_3

	Kondisi 1	Kondisi 2
$\dot{\theta}_3$	0.5674 rad/s	1.0955 rad/s
$\ddot{\theta}_3$	-0.0029 rad/s ²	-2.8877 rad/s ²

3.6.3 Perhitungan Kecepatan Sudut dan Percepatan Sudut θ_4

Perhitungan kecepatan sudut dan percepatan sudut pada sudut θ_4 dijelaskan pada sub bab ini. Kecepatan dan percepatan sudut pada sudut θ_4 berpengaruh pada torsi ekskavator. Parameter yang dibutuhkan untuk perhitungan ini adalah kecepatan silinder *bucket* (V_{a9a10}), panjang silinder *bucket* (A_9A_{10}), jarak antara titik A3 dan A12 (A_3A_{12}), jarak A3 dan A11 (A_3A_{11}), Link H ($A_{10A_{11}}$), Link I ($A_{10A_{12}}$), jarak antara titik A9 dan titik A12 (A_9A_{12}), sudut ε_1 , sudut ζ_1 , sudut ζ_2 , dan percepatan sudut ζ_3 . Letak-letak parameter yang digunakan dalam perhitungan ini dijelaskan pada gambar dibawah ini.



Gambar 3. 11 Geometri *bucket* ekskavator (a) full dan (b) diperbesar

(B. Prahladbai Patel, 2012)

Gambar 3.11 merupakan geometri dari *bucket* Ekskavator. Gambar 3.11 berisi parameter yang dibutuhkan untuk mengetahui kecepatan sudut dan percepatan sudut θ_4 . Parameter-parameter ini diaplikasikan kedalam geometri ekskavator yang menjadi objek penelitian ini.

Tabel 3. 7 Data untuk kecepatan sudut dan percepatan sudut θ_4

θ_4	30	10	351.05	331.56
Va9a10	0,3393939 m/s	0,3393939 m/s	0,3393939 m/s	0,3393939 m/s
a9a10	2055,77 mm	2204,74 mm	2360,43 mm	2519,85 mm
a3a12	344 mm	344 mm	344 mm	344 mm
a3a11	378,83 mm	378,83 mm	378,83 mm	378,83 mm
a10a11	645 mm	645 mm	645 mm	645 mm
a10a12	774 mm	774 mm	774 mm	774 mm
a9a12	2456.76	2456.76	2456.76	2456.76
epsilon1	191.21	191.21	191.21	191.21
zeta1	118.08	106.4	95.02	83.09
zeta2	146.73	129.37	114.74	101.07
zetad3	0,159 rad/s	0,206 rad/s	0,245 rad/s	0,277 rad/s

θ_4	312.06	292.57	273.07	253.58
Va9a10	0,3393939 m/s	0,3393939 m/s	0,3393939 m/s	0,3393939 m/s
a9a10	2668,27 mm	2799,4 mm	2910,82 mm	3002.45
a3a12	344 mm	344 mm	344 mm	344 mm
a3a11	378,83 mm	378,83 mm	378,83 mm	378,83 mm
a10a11	645 mm	645 mm	645 mm	645 mm
a10a12	774 mm	774 mm	774 mm	774 mm
a9a12	2456.76	2456.76	2456.76	2456.76
epsilon1	191.21	191.21	191.21	191.21
zeta1	71.46	60.37	49.89	40.05
zeta2	88.66	77.54	67.73	59.26
zetad3	0,301 rad/s	0,315 rad/s	0,320 rad/s	0,313 rad/s

Tabel 3.7 menunjukkan parameter-parameter yang berada pada *bucket* ekskavator dalam delapan kondisi yang ada. Setelah mendapatkan parameter-parameter yang dibutuhkan untuk menghitung kecepatan sudut dan percepatan sudut, parameter-parameter tersebut dimasukkan kedalam rumus yang ada terdapat di sub bab 2.10. Rumus untuk menghitung kecepatan sudut dan percepatan sudut θ_4 dibawah ini.

$$\dot{\theta}_4 = \left[\frac{V_{A_9 A_{10}} (A_9 A_{10}) \left\langle 1 + \frac{\{(A_3 A_{12})(A_{10} A_{12}) \sin \zeta_1\}}{\{(A_3 A_{11})(A_{10} A_{11}) \sin \zeta_2\}} \right\rangle}{-(A_9 A_{12})(A_{10} A_{12}) \sin(2\pi - \varepsilon_1 - \zeta_1)} \right] + \dot{\zeta}_3$$

$$\ddot{\theta}_4 = \left[\frac{\dot{\zeta}_1 \{ (A_3 A_{12})(A_{10} A_{12})(\sin(\zeta_2) \cos(\zeta_1) (\dot{\zeta}_1)) - \{ (A_3 A_{12})(A_{10} A_{12})(\sin(\zeta_2) \cos(\zeta_1) (\dot{\zeta}_2)) \}}}{(A_3 A_{11})(A_{10} A_{11})(\sin \zeta_2)^2} \right] + \left[\dot{\zeta}_1 \left\langle 1 + \frac{\{ (A_3 A_{12})(A_{10} A_{12}) \sin \zeta_1 \}}{\{ (A_3 A_{11})(A_{10} A_{11}) \sin \zeta_2 \}} \right\rangle \right] + \ddot{\zeta}_3$$

$$\dot{\zeta}_1 = - \frac{(A_9 A_{10}) V_{A_9 A_{10}}}{(A_9 A_{12})(A_{10} A_{12}) \sin(2\pi - \varepsilon_1 - \zeta_1)}$$

$$\dot{\zeta}_2 = \frac{\{ \dot{\zeta}_1 (A_3 A_{12})(A_{10} A_{12}) \sin(\zeta_1) \}}{\{ (A_3 A_{11})(A_{10} A_{11}) \sin(\zeta_2) \}}$$

$$\ddot{\zeta}_1 = \frac{[\{ (A_9 A_{10}) \cos(2\pi - \varepsilon_1 - \zeta_1) \dot{\zeta}_1 V_{A_9 A_{10}} \} - \{ (A_9 A_{10}) \sin(2\pi - \varepsilon_1 - \zeta_1) a_{A_9 A_{10}} \}]}{(A_9 A_{12})(A_{10} A_{12})(\sin(2\pi - \varepsilon_1 - \zeta_1))^2}$$

Perhitungan kecepatan Sudut dan percepatan sudut akan dilakukan dalam bentuk kode di *software* matlab. Kode perhitungan kecepatan sudut dan percepatan sudut akan dilampirkan dibagian lampiran A.3 dan A.4 pada penelitian ini. Hasil dari perhitungan kecepatan sudut dan percepatan sudut θ_4 akan dijelaskan pada tabel 3.8.

Tabel 3. 8 Hasil kecepatan sudut dan percepatan sudut θ_4

θ_4	30	10	351.05	331.56
$\dot{\theta}_4$	1.1459 rad/s	0.8386 rad/s	0.7182 rad/s	0.6712 rad/s
$\ddot{\theta}_4$	0.6643 rad/s ²	0.2703 rad/s ²	0.1270 rad/s ²	0.0294 rad/s ²

θ_4	312.06	292.57	273.07	253.58
$\dot{\theta}_4$	0.6754 rad/s	0.7225 rad/s	0.8079 rad/s	0.9345 rad/s
$\ddot{\theta}_4$	-0.0630 rad/s ²	-0.1774 rad/s ²	-0.3429 rad/s ²	-0.6033 rad/s ²

3.6.4 Perhitungan Gaya Resistif

Dalam menghitung torsi, 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 sudah dijelaskan pada bagian 2.7. Data yang digunakan dalam perhitungan gaya resistif penelitian ini menggunakan tanah *hard clay soil* yang dimana tanah ini adalah tanah yang terburuk untuk digunakan dalam pengoperasian ekskavator. 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*.

Tabel 3. 9 Data tanah dan geometri *bucket* ekskavator

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	ca	24466.81286	N/m ²
Weight of bucket	Wb	6209,73	N

Tabel 3.9 menunjukkan data tanah dan geometri bucket yang dimasukkan kedalam perhitungan gaya resistif dalam penelitian ini. Setelah mendapatkan parameter-parameter yang dibutuhkan untuk menghitung gaya resistif, parameter-parameter tersebut dimasukan kedalam persamaan yang ada terdapat di sub bab 2.7. Persamaan untuk menghitung gaya resistif dibawah ini.

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

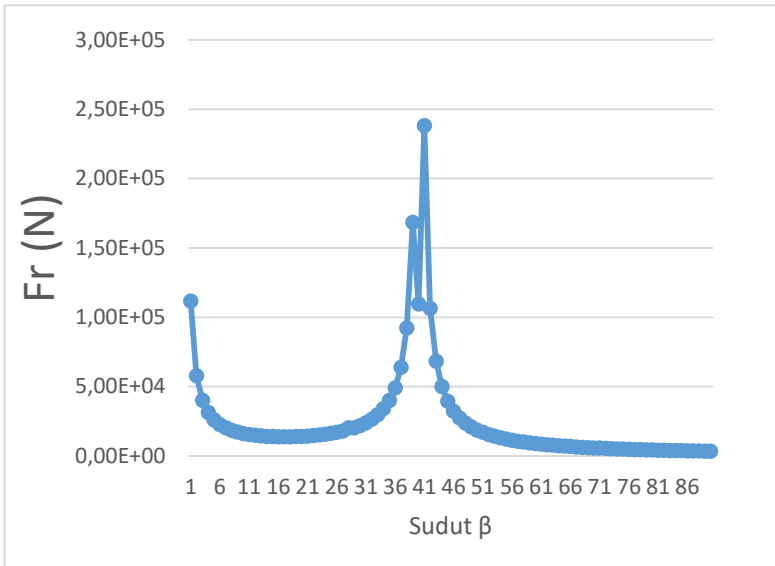
$$N_y = \frac{\cot \alpha + \cot \beta}{2[\cos(\alpha + \delta) + \sin(\alpha + \delta) \cot(\beta + \phi)]}$$

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

$$N_q = 2N_y$$

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

dimana w adalah lebar dari *bucket* (m), α = *Rake Angle*, ϕ = *Angle of internal shearing resistance*, δ = *Soil to metal friction angle*, β = *Angle of the soil failure wedge*, γ = *Soil density (Kg/m³)*, g = percepatan gravitasi bumi (m/s²), c = kohesi tanah (N/m²), d = kedalaman alat operasi (m), q = tekanan tambahan tanah (N/m²), c_a = *Soil to metal adhesion* (N/m²).



Gambar 3.12 Perbandingan antara sudut β dan gaya resistif

Gambar 3.12 menunjukkan nilai sudut β kritis (β_{cr}) berada di sudut 43° dengan nilai gaya resistif yang didapatkan sebesar $2.3820 \cdot 10^5$ N. Perhitungan gaya resistif dilakukan dalam bentuk kode di *software* matlab. Kode perhitungan gaya resistif akan dilampirkan dibagian lampiran A.5 pada penelitian ini. 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.

3.6.5 Perhitungan Torsi yang Terjadi pada Ekskavator pada Saat Menggali

Perhitungan torsi ekskavator pada saat menggali menggunakan metode Lagrange-Euler yang dimana ini dimodelkan dalam bentuk dinamis. Parameter yang dibutuhkan

untuk mengetahui torsi yang terjadi pada θ_4 adalah inersia arah zz (I_{zz2}, I_{zz3} , dan I_{zz4}), massa *boom* (m_2), massa *arm* (m_3), massa *bucket* (m_3), *centre of gravity* ($x_2, x_3, x_4, y_2, y_3, y_4, z_2, z_3$, dan z_4), panjang *boom*, *arm*, dan *bucket* (a_2, a_3 , dan a_4), kecepatan dan percepatan sudut, gaya resistif. Data yang dibutuhkan untuk mengetahui torsi yang terjadi pada θ_4 berada dalam lampiran E pada penelitian ini.

Setelah mendapatkan parameter-parameter yang dibutuhkan untuk menghitung torsi pada sudut θ_4 , parameter-parameter tersebut dimasukan kedalam persamaan yang ada terdapat di sub bab 2.8. Persamaan untuk menghitung torsi pada sudut θ_4 dibawah ini.

$$\tau_i = M(\theta)\ddot{\theta} + H(\theta, \dot{\theta})\dot{\theta} + G(\theta) + F_{Load}(F_t, F_n)$$

dimana

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

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

Untuk nilai M (momen inersia), H (torsi yang diinduksi kecepatan), G (torsi gravitasi) dan F_{Load} (pembebanan) didapatkan sesuai seperti yang sudah dijelaskan pada bagian 2.8 pada bab 2. Perhitungan ini akan dimasukkan pada kode matlab yang akan dilampirkan pada lampiran A.6 laporan ini. Hasil torsi pada sudut θ_4 pada masing-masing kondisi dijelaskan pada tabel 3.10 dan 3.11.

Tabel 3. 10 Hasil torsi sudut θ_4 kondisi 1

Kondisi I saat $\theta_2 = 61,64$ dan $\theta_3 = 266,32$	
θ_4	Torsi θ_4
30	$-3,2235 \cdot 10^5$ Nm
10	$-3.2768 \cdot 10^5$ Nm
351,05	$-2.9593 \cdot 10^5$ Nm
331,56	$-2.2987 \cdot 10^5$ Nm
312,06	$-1.3750 \cdot 10^5$ Nm
292,57	$-2.9543 \cdot 10^4$ Nm
273,07	$8.1668 \cdot 10^4$ Nm
253,58	$1.8318 \cdot 10^5$ Nm

Tabel 3. 11 Hasil torsi sudut θ_4 kondisi 2

Kondisi II saat $\theta_2 = 356,28$ dan $\theta_3 = 333,2333$	
θ_4	Torsi θ_4
30	$-3.1776 \cdot 10^5$ Nm
10	$-3.2960 \cdot 10^5$ Nm
351,05	$-3.0373 \cdot 10^5$ Nm
331,56	$-2.4254 \cdot 10^5$ Nm
312,06	$-1.5349 \cdot 10^5$ Nm
292,57	$-4.6864 \cdot 10^4$ Nm
273,07	$6.5160 \cdot 10^4$ Nm
253,58	$1.6954 \cdot 10^5$ Nm

3.6.6 Perhitungan Gaya yang Berada pada titik A11

Perhitungan gaya yang terjadi pada titik A11 yang dimana akan dijelaskan pada gambar 3.13 yang dimana tumpuan berada di titik A3. Perhitungan gaya pada titik A11 (F_{11}) didapat dari persamaan berikut dibawah ini.

$$\sum \tau + \sum M_{A3} = 0$$

$$W_{gb} \cdot (cgA3) + F_{11} \cdot (A11A3) - Fr \cdot (A4A3) = 0$$

$$F_{11} \cdot (A11A3) = Fr \cdot (A4A3) - W_{gb} \cdot (cgA3)$$

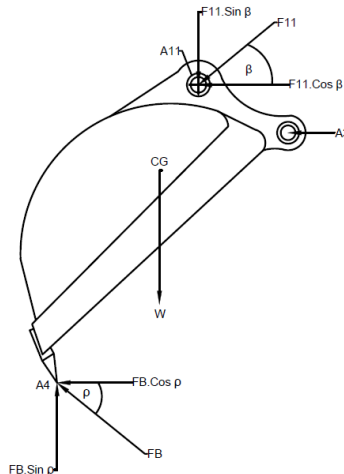
$$F_{11} \cdot 0,377883 \text{ m}$$

$$= 2,3820 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot 1,3155 \text{ m}$$

$$- 12637,9287 \text{ N} \cdot 0,679085 \text{ m}$$

$$F_{11} \cdot 0,377883 \text{ m} = 313352,1 \text{ Nm} - 8582,227811 \text{ Nm}$$

$$F_{11} = 804503,0018 \text{ Nm}$$



Gambar 3. 13 Gaya reaksi pada bucket ekskavator

Gambar 3.13 menunjukkan gaya-gaya yang terjadi pada *bucket* ekskavator. Untuk FB pada gambar 3.13 adalah gaya resistif yang terjadi pada tanah (F_r). Sudut ρ adalah sudut penggalian yang sebesar $75,82^\circ$. $cgA3$ adalah jarak antara titik *center of gravity* dan titik A3. $A4A3$ adalah jarak antara titik A4 dan titik A3. $A11A3$ adalah jarak antara titik A11 dan titik A3. Sudut β adalah sudut gaya terhadap gaya F_{11} dengan gaya F_{11h} . Untuk variasi-variasi yang terjadi pada sudut θ_4 juga akan berpengaruh terhadap sudut β . Nilai F_{11h} dan F_{11v} diperoleh dari persamaan dibawah ini.

$$F_{11h} = F_{11} \cdot \cos(\beta)$$

$$F_{11v} = F_{11} \cdot \sin(\beta)$$

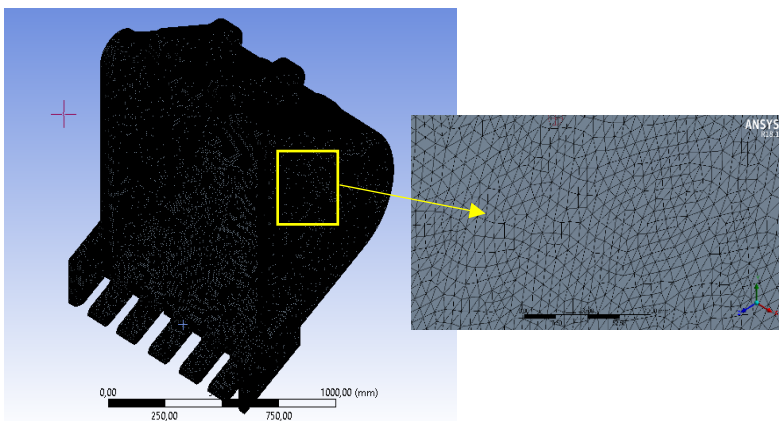
Tabel 3. 12 Hasil dari F_{11h} dan F_{11v} setiap kondisi

	Teta 4 =30 ⁰	Teta 4 =10 ⁰	Teta 4 =351 ,05 ⁰	Teta 4 =331 ,56 ⁰	Teta 4 =312, 06 ⁰	Teta 4 =292 ,57 ⁰	Teta 4 =273 ,07 ⁰	Teta 4 =253 ,58 ⁰
β	56,7 3 ⁰	39,3 7 ⁰	24,7 4 ⁰	11,0 7 ⁰	1,34 ⁰	12,4 6 ⁰	22,2 7 ⁰	30,7 4 ⁰
F_{11} (N)	- 4413 38,4	- 6219 33,8	- 7306 62,7	- 7895 33,9	- 8042 82,99	- 7855 54,4	- 7444 93,7	- 6914 66,8
F_{11} (N)	6726 40,7	5103 17	3366 85,5	1544 71,1	1881 3,5	1735 77,9	3048 83,8	4112 16,1

Nilai dari F_{11h} dan F_{11v} didapat sesuai dengan sudut β dari masing-masing variasi yang terjadi pada sudut θ_4 . Tabel 3.12 menunjukkan hasil-hasil dari setiap nilai dari F_{11h} dan F_{11v} dari masing-masing variasi yang terjadi pada sudut θ_4 . Nilai F_{11} sebagai gaya yang dihasilkan oleh silinder *bucket*.

3.7 Meshing pada Model 3D

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 MEH. 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 Contoh *meshing* pada 3D *bucket* ekskavator

Gambar 3.14 merupakan *meshing* yang dilakukan terhadap *bucket* ekskavator. Pada simulasi tugas akhir kali ini, model didiskritisasi dengan menggunakan tipe *solid mesh*. Model *chassis* akan didiskritisasi menggunakan elemen *tetrahedral* 10 menggunakan metode *tetrahedral patch conforming*. Elemen ini memiliki 10 node didalamnya. Di mana simulasi ini menggunakan

pengaturan *sizing* pada *transition* yaitu *fast* dan pada *span angle center* yaitu *fine*.

3.7.1 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.

Pada pengujian konvergensi di tugas akhir kali ini, kualitas *meshing* akan diuji dengan pembebanan sesuai simulasi penelitian yaitu saat kondisi 2 dengan variasi sudut θ_4 sebesar $331,54^\circ$. 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* 0,5 mm sampai dicapai model yang konvergen.

Tabel 3. 13 Hasil uji konvergen dari bucket ekskavator

Maximum Stres	405,66	431,06	418,83	467,8	408,58	469,22	479,43	462,44	448,63
Ukuran Elemen	15mm	14,5mm	14mm	13,5mm	13mm	12,5mm	12mm	11,5mm	11mm
Jumlah Elemen	435920	479933	533333	597646	671595	754882	846461	959938	1096411
Error		6,26%	2,84%	11,69%	12,66%	14,84%	2,18%	3,54%	2,99%

Maximum Stres	748,35	530,55	786,51	524,16	535,44	606,7	584,37	595,49
Ukuran Elemen	10,5mm	10mm	9,5mm	9mm	8,5mm	8mm	7,5mm	7mm
Jumlah Elemen	1256117	1449325	1691250	1986777	2348499	2819028	3417362	4189973
Error	66,81%	29,10%	48,24%	33,36%	2,15%	13,32%	3,69%	1,90%

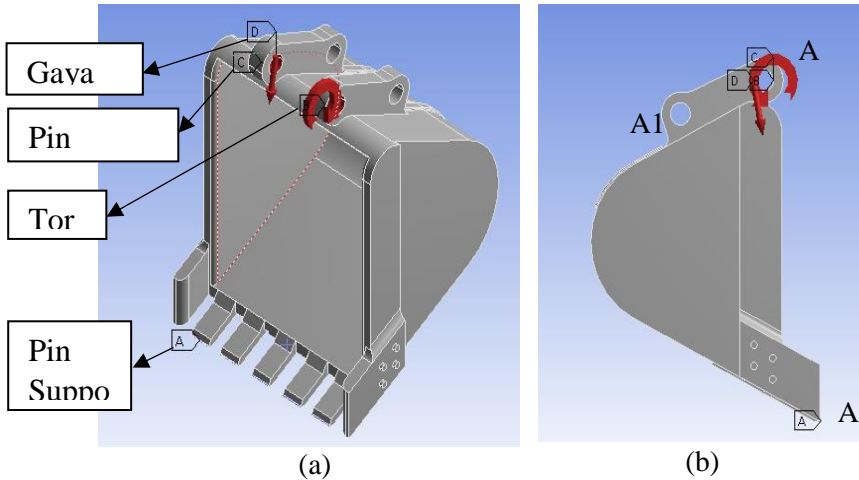
Tabel 3.13 adalah tabel yang menunjukkan hasil dari uji konvergen. Tabel 3.13 berisi ukuran meshing, jumlah elemen, dan hasil maximum dari *equivalent stress* dari setiap ukuran yang diujikan. Ukuran meshing yang digunakan dari ukuran 15 mm dengan perbedaan 0,5 mm hingga mendapatkan hasil yang konvergen. Dalam ukuran *meshing* 7,5 mm sudah menunjukkan nilai *error* yang sudah dibawah 5% dengan ukuran 8 mm dan dengan ukuran 7mm. Hasil meshing ukuran 8mm lebih halus dari hasil meshing ukuran 12,5% yang dimana juga telah terjadi nilai *error* dibawah 5%. Maka dari itu, ukuran *meshing* yang digunakan di penelitian ini sebesar 8 mm.

3.8 Simulasi

Simulasi pada penelitian kali ini akan dilaksanakan dengan bantuan *software* ANSYS Workbench 18.1. Setelah memasukkan data material di *Engineering Data*. Kemudian memodelkan dan mendiskritisasi model tersebut. Maka simulasi dilanjutkan dengan memberikan beban yang akan diterima *bucket* ekskavator. Pada proses simulasi tahap ini dapat dibagi pada beberapa tahapan, yaitu penentuan *boundary condition*, pemberian beban pada model *bucket* ekskavator, dan menentukan *solution* yang ingin didapatkan dari hasil simulasi.

Pembebanan yang diberikan pada *bucket* ekskavator adalah torsi yang dihasilkan dari operasi dan gaya F11 yang diproyeksi ke titik A3 dari setiap kondisi yang diuji dalam penelitian ini. *Support* yang ditetapkan dalam *bucket* ekskavator ini berupa pin yang berada pada titik A4 yang dimana berada pada *teeth bucket* dan pin yang berada pada titik A3 yang dimana berada pada tempat penghubung antara *bucket* dan *arm* ekskavator (*bucket link*). Dari simulasi ini dipilih *solution* berupa tegangan Von Misses, *Total Deformation*, *Safety Factor*, dan *Force Reaction* dari setiap pin yang berada pada simulasi *bucket* ekskavator. *Force Reaction* dari setiap pin yang berada pada simulasi *bucket* ekskavator dipilih karena akan digunakan untuk validasi dari simulasi dalam penelitian ini. Letak pembebanan yang diberikan pada *bucket*

ekskavator dan *support* berupa pin ditunjukkan pada gambar dibawah ini.



Gambar 3. 15 Boundary condition pada pembebanan *bucket* ekskavator (a) tampak penuh dan (b) tampak samping

Gambar 3.16 menunjukkan letak pembebanan dan support yang terjadi pada *bucket* ekskavator. Dari simulasi ini dipilih *solution* berupa tegangan Von Misses, *Total Deformation*, *Safety Factor*, dan *Force Reaction* dari setiap pin yang berada pada simulasi *bucket* ekskavator. Tegangan Von Misses, *Total Deformation*, dan *Safety Factor* dipilih karena dapat mempresentasikan kekuatan dan memperlihatkan deformasi yang terjadi pada *bucket* ekskavator yang terjadi di setiap kondisi yang diuji dalam penelitian ini. Analisa simulasi ini akan dibahas pada bab empat pada penelitian ini.

3.9 Validasi

Validasi pada penelitian ini dijelaskan pada sub bab ini. Validasi dilakukan dengan cara membandingkan antara hasil simulasi yang telah dilakukan dengan perhitungan manual yang dilakukan oleh peneliti. Hasil tervalidasi apabila *error* yang terjadi tidak melebihi 10%. Untuk validasi dalam simulasi di penelitian ini, peneliti menggunakan *free body diagram* seperti pada gambar 3.18 untuk persamaan dibawah ini.

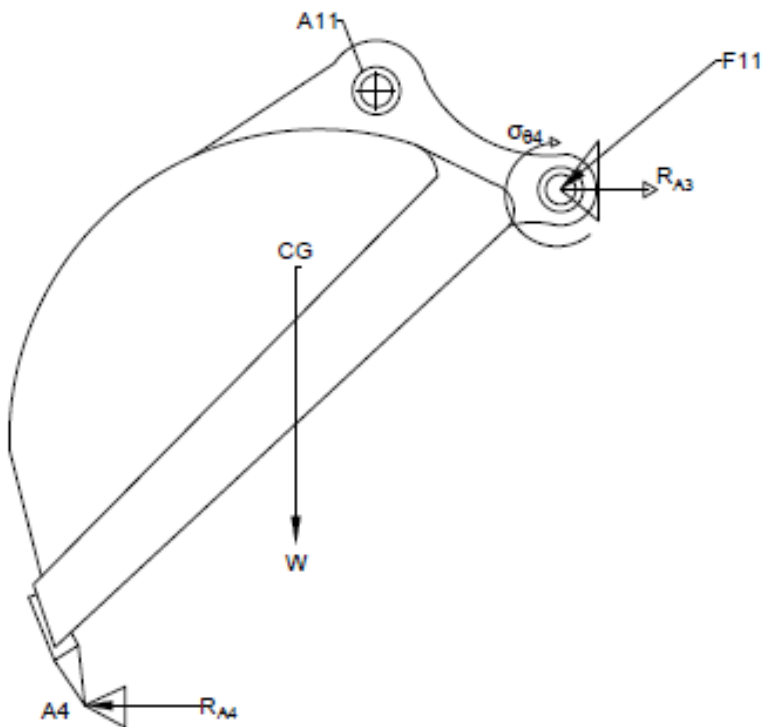
$$\begin{aligned} \uparrow + \sum M_{A3} &= 0 \\ R_{A4} \cdot (A4A3) - Wb. (cgA3) + \sigma &= 0 \\ R_{A4} \cdot (A4A3) &= Wb. (cgA3) - \sigma \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \uparrow + \sum M_{A4} &= 0 \\ R_{A3} \cdot (A4A3) - Wb. (cgA4) - F_{11} \cdot (A3A4) + \sigma &= 0 \\ R_{A3} \cdot (A4A3) &= Wb. (cgA4) + F_{11} \cdot (A3A4) - \sigma \end{aligned}$$

Dari persamaan diatas maka didapat nilai gaya reaksi yang berada di titik A3 dan A4. Contoh perhitungan nilai gaya reaksi yang berada di titik A3 dan A4 memakai kondisi 1 yang dimana dengan variasi θ_4 sebesar $292,57^0$. Contoh perhitungan berada di persamaan dibawah ini.

$$\begin{aligned} R_{A3} \cdot m &= 12637,9287N. (0,848434m) \\ &+ 804503,0018N. (1,3155m) \\ &- 2,9543. 10^5 Nm \\ R_{A3} \cdot (1,3155m) &= 1039503,147Nm \\ R_{A3} &= 790196,2351 N \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{A4} \cdot (1,3155m) &= 12637,9287N. (0,679085m) \\ &- (-2,9543. 10^5 Nm) \\ R_{A4} \cdot (1,3155m) &= 38125,22781Nm \\ R_{A4} &= 32981,54908 N \end{aligned}$$



Gambar 3. 16 *Free body diagram bucket ekskavator*

Tabel 3. 14 Hasil perbandingan gaya reaksi perhitungan dan simulasi kondisi 1

$\theta 2 = 61,64$; $\theta 3 = 266,32$	$\theta 4 = 30$	$\theta 4 = 10$	$\theta 4 = 35$ 1,0 5	$\theta 4 = 33$ 1,5 6	$\theta 4 = 31$ 2,0 6	$\theta 4 = 29$ 2,5 7	$\theta 4 = 273,07$	$\theta 4 = 25$ 3,5 8
RA3 Simulasi	5,1 384 e+0 05 N	5,1 035 e+0 05 N	5,9 336 e+0 05 N	6,0 503 e+0 05 N	7,0 748 e+0 05 N	7,8 746 e+0 05 N	8,4265 e+005 N	8,7 449 e+0 05 N
RA3 Perhitungan	5,6 761 3 e+0 05 N	5,6 356 2 e+0 05 N	5,8 769 8 e+0 05 N	6,3 791 4 e+0 05 N	7,0 813 1 e+0 05 N	7,9 019 6 e+0 05 N	8,7473 5 e+005 N	9,5 190 1 e+0 05 N
RA4 Simulasi	2,9 825 e+0 05 N	3,0 485 e+0 05 N	2,6 564 e+0 05 N	2,8 404 e+0 05 N	1,6 994 e+0 05 N	365 87 N	1,0079 e+005 N	2,2 619 e+0 05 N
RA4 Perhitungan	2,7 156 4 e+0 05 N	2,7 561 6 e+0 05 N	2,3 148 e+0 05 N	2,3 358 6 e+0 05 N	1,5 104 7 e+0 05 N	329 81, 6 N	95557, 5 N	1,4 204 6 e+0 05

Tabel 3. 15 Hasil perbandingan gaya reaksi perhitungan dan simulasi kondisi 2

$\theta 2 = 356,28$; $\theta 3 = 333,23$ 33	$\theta 4 = 30$	$\theta 4 = 10$	$\theta 4 = 35$ 1,05	$\theta 4 = 33$ 1,56	$\theta 4 = 31$ 2,06	$\theta 4 = 29$ 2,57	$\theta 4 = 27$ 3,07	$\theta 4 = 25$ 3,58
RA3 Simulasi	5,19 3 e+0 05 N	5,08 1 e+0 05 N	5,86 19 e+0 05 N	5,96 04 e+0 05 N	6,98 03 e+0 05 N	7,78 16 e+0 05 N	8,34 08 e+0 05 N	8,67 44 e+0 05 N
RA3 Perhitungan	5,71 103 e+0 05 N	5,61 03 e+0 05 N	5,81 768 e+0 05 N	6,28 283 e+0 05 N	6,95 975 e+0 05 N	7,77 029 e+0 05 N	8,62 186 e+0 05 N	9,01 533 e+0 05 N
RA4 Simulasi	2,92 58 e+0 05 N	3,07 22 e+0 05 N	2,75 28 e+0 05 N	2,99 69 e+0 05 N	1,89 7 e+0 05 N	579 82 N	804 01 N	1,69 34 e+0 05 N
RA4 Perhitungan	2,68 075 e+0 05 N	2,77 075 e+0 05 N	2,37 41 e+0 05 N	2,34 338 e+0 05 N	1,73 202 e+0 05 N	521 48,4 N	730 08,6 N	1,52 354 e+0 05

Gambar 3.17 *free body diagram* dari bucket ekskavator saat simulasi. Tabel 3.14 dan tabel 3.15 menunjukkan perbandingan hasil dari gaya reaksi yang didapat melalui simulasi dan gaya reaksi yang didapat melalui perhitungan dari setiap kondisi penelitian yang diuji. Hasil gaya reaksi perhitungan dan simulasi dalam

penelitian ini sudah tervalidasi. Ini dikarenakan *error* yang terjadi tidak lebih sama dengan 10%.

BAB IV

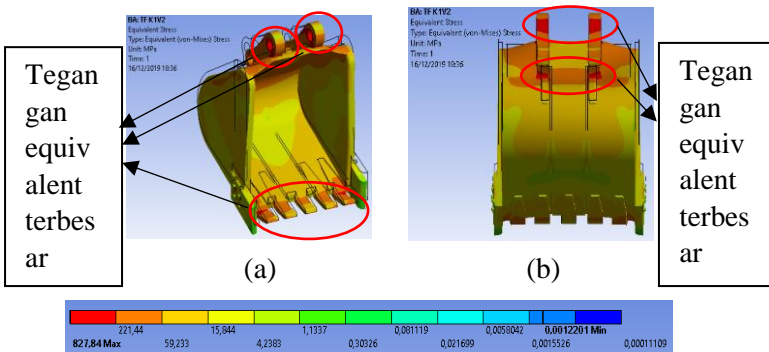
HASIL DAN PEMBAHASAN

Bab ini berisi hasil dan pembahasan dari hasil simulasi *bucket* ekskavator dalam *software* ANSYS Workbench 18.1. Dalam sub bab 4.1 hingga 4.4 akan menjelaskan karakteristik maksimum dan minimum yang dihasilkan dari simulasi setiap variasi sesuai sub bab 3.4 yang dimana kondisi yang diuji pada kondisi satu adalah saat sudut θ_2 sebesar $61,6^\circ$ dan sudut θ_3 sebesar $266,32^\circ$ dan kondisi dua adalah saat sudut θ_2 sebesar $356,28^\circ$ dan sudut θ_3 sebesar $333,2333^\circ$ dengan variasi sudut θ_4 adalah 30° ; 10° ; $351,05^\circ$; $331,56^\circ$; $312,06^\circ$; $292,57^\circ$; $273,07^\circ$ dan $253,8^\circ$. *Working range* untuk kondisi satu dan dua bisa dilihat di lampiran di penelitian ini. Bab ini diakhiri dengan membahas torsi, *equivalent stress*, *safety factor* dan *improvement material bucket* yang terjadi pada penelitian ini.

4.1 Hasil Simulasi *Bucket* Ekskavator dengan Kondisi 1 Variasi Sudut θ_4 Sebesar 10°

Hasil dari simulasi pada kondisi satu dengan variasi sudut θ_4 sebesar 10° dijelaskan pada subbab ini. Kondisi satu dengan variasi sudut θ_4 sebesar 10° adalah kondisi yang menghasilkan nilai torsi dan *equivalent stress* tertinggi. Dalam kondisi ini, nilai kecepatan sudut, percepatan sudut, gaya resistif dan torsi didapat menggunakan perhitungan yang sudah dilakukan dalam bab 3. Kecepatan sudut θ_2 sebesar $0,8191$ rad/s. Kecepatan sudut θ_3 yang dihasilkan sebesar $0,5674$ rad/s. Kecepatan sudut θ_4 yang didapat sebesar $0,8386$ rad/s. Percepatan sudut yang terjadi pada sudut θ_2 sebesar $-0,5429$ rad/s². Percepatan sudut pada sudut θ_3 sebesar $-0,0029$ rad/s². Dan untuk percepatan sudut yang terjadi pada sudut θ_4 sebesar $0,2703$ rad/s². Untuk gaya resistif yang dihasilkan dari tanah *hard clay* sebesar $2,3820 \times 10^5$ N. Untuk nilai torsi yang dihasilkan oleh kondisi ini sebesar $3,2768 \times 10^5$ Nm dengan arah yang berlawanan dengan arah jarum jam. Nilai torsi ini akan dimasukkan kedalam simulasi *bucket* ekskavator pada kondisi ini.

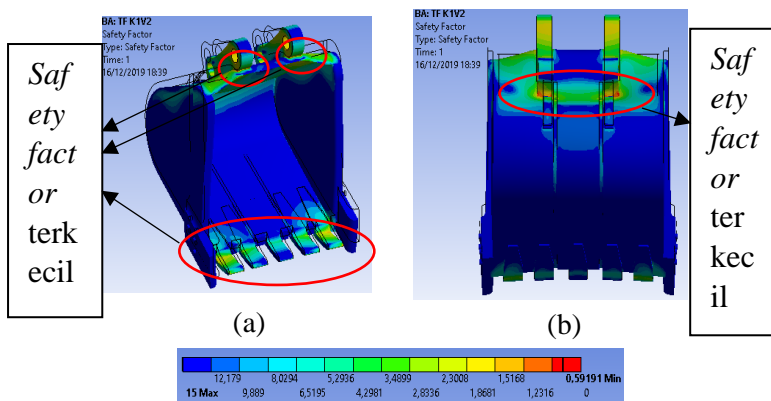
Posisi beban dan *support* yang diterapkan pada simulasi *bucket* ekskavator ditunjukkan pada gambar 3.16 pada bab 3. Beban yang diterapkan pada simulasi adalah torsi yang terjadi pada sudut θ_4 yang sebesar $3,2768 \times 10^5$ Nm dengan arah yang berlawanan dengan arah jarum jam dan gaya F_{11} yang sebesar 804503,0018 Nm. Gaya F_{11} dengan arah y sebesar -621933,7661 N dan gaya F_{11} dengan arah z sebesar 510317,0294 N. Beban pada simulasi ini diletakan pada kedua titik A3 yang dimana terletak pada konektor antara *bucket* dan *arm*. *Support* yang diterapkan pada simulasi adalah *support* pin yang berada ditiap *tooth bucket* ekskavator dan *support* pin yang berada pada tiap lubang di titik A3 (*bucket link*).



Gambar 4. 1 Hasil simulasi *equivalent stress* pada *bucket* ekskavator kondisi 1 dengan variasi θ_4 sebesar 10° (a) tampak penuh dan (b) tampak belakang

Gambar 4.1 menunjukkan hasil simulasi *equivalent stress* (Von Mises) pada *bucket* ekskavator saat kondisi satu dengan variasi sudut θ_4 sebesar 10° . *Equivalent stress* (Von Mises) terbesar pada *bucket* ekskavator pada simulasi ini sebesar 827,84 MPa. Letak yang mengalami *equivalent stress* terbesar ini berada pada bagian depan kedua sambungan yang terdapat antara *bucket* dan titik A3 (*bucket link*), pada bagian belakang kedua sambungan yang

terdapat antara *bucket* dan titik A11 (*Flange link*), pada bagian atas belakang titik A3 (*bucket link*), pada kedua lingkaran pada titik A3 (*bucket link*), pada *teeth* ekskavator, pada bagian atas dalam *bucket* ekskavator dan juga terdapat pada kedua lingkaran pada titik A11 (*Flange link*). Dan *equivalent stress* (Von Misses) yang paling minimum terletak pada tengah belakang *bucket*, kedua tengah samping *bucket* ekskavator dan juga terdapat pada kedua *side cutter* ekskavator. *Equivalent stress* (Von Misses) yang paling minimum sebesar 0,32826 MPa.



Gambar 4. 2 Hasil simulasi *safety factor* pada *bucket* ekskavator kondisi 1 dengan variasi θ_4 sebesar 10° (a) tampak penuh dan (b) tampak belakang

Gambar 4.2 menunjukkan hasil simulasi *safety factor* yang berada pada *bucket* ekskavator saat kondisi satu dengan variasi sudut θ_4 sebesar 10° . Nilai yang paling minimum dari *safety factor* dari simulasi *bucket* ekskavator dari kondisi ini sebesar 0,59191. Nilai yang paling minimum ini berada pada bagian depan kedua sambungan yang terdapat antara *bucket* dan titik A3 (*bucket link*), pada bagian belakang kedua sambungan yang terdapat antara *bucket* dan titik A11 (*Flange link*), dan juga berada di ujung *tooth bucket* ekskavator. *Safety factor* minimal yang ditentukan dalam

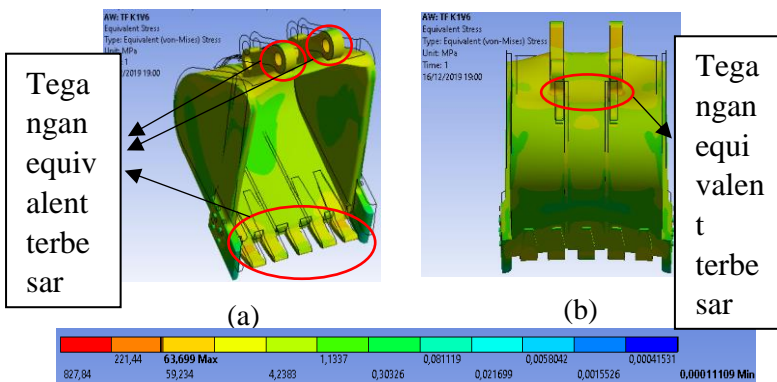
penelitian ini adalah sebesar tiga sesuai dengan penjelasan pada sub bab 2.11. Maka dari itu, kondisi satu yang dimana θ_2 sebesar $61,6^\circ$ dan θ_3 sebesar $266,32^\circ$ dengan variasi θ_4 sebesar 10° tidak aman dalam pengoperasian ekskavator karena memiliki nilai *safety factor* minimal sebesar 0,59191.

4.2 Hasil Simulasi *Bucket* Ekskavator dengan Kondisi 1 Variasi Sudut θ_4 Sebesar $292,57^\circ$

Hasil dari simulasi pada kondisi satu dengan variasi sudut θ_4 sebesar 10° dijelaskan pada subbab ini. Kondisi satu dengan variasi sudut θ_4 sebesar 10° adalah kondisi yang menghasilkan nilai torsi dan *equivalent stress* terendah. Untuk *working range* dari kondisi ini dilampirkan dalam lampiran pada penelitian ini. Dalam kondisi ini, nilai kecepatan sudut, percepatan sudut, gaya resistif dan torsi didapat menggunakan perhitungan yang sudah dilakukan dalam bab 3. Kecepatan sudut θ_2 sebesar 0,8191 rad/s. Kecepatan sudut θ_3 yang dihasilkan sebesar 0,5674 rad/s. Kecepatan sudut θ_4 yang didapat sebesar 0,7225 rad/s. Percepatan sudut yang terjadi pada sudut θ_2 sebesar $-0,5429 \text{ rad/s}^2$. Percepatan sudut pada sudut θ_3 sebesar $-0,0029 \text{ rad/s}^2$. Dan untuk percepatan sudut yang terjadi pada sudut θ_4 sebesar $-0,1774 \text{ rad/s}^2$. Untuk gaya resistif yang dihasilkan dari tanah *hard clay* sebesar $2,3820 \times 10^5 \text{ N}$. Perhitungan gaya penetrasi sudah dijelaskan pada sub bab 3.6.4. Setelah mendapatkan nilai kecepatan sudut, percepatan sudut, dan gaya resistif, maka torsi yang dihasilkan pada sudut θ_4 dapat kita ketahui. Untuk nilai torsi yang dihasilkan oleh kondisi ini sebesar $2,9543 \times 10^4 \text{ Nm}$ dengan arah yang berlawanan dengan arah jarum jam. Nilai torsi ini akan dimasukkan kedalam simulasi *bucket* ekskavator pada kondisi ini.

Posisi beban dan *support* yang diterapkan pada simulasi *bucket* ekskavator ditunjukkan pada gambar 3.16 pada bab 3. Beban yang diterapkan pada simulasi adalah torsi yang terjadi pada sudut θ_4 yang sebesar $2,9543 \times 10^4 \text{ Nm}$ dengan arah yang berlawanan dengan arah jarum jam dan gaya F_{11} yang sebesar 804503,0018 Nm. Gaya F_{11} dengan arah y sebesar -785554,4401

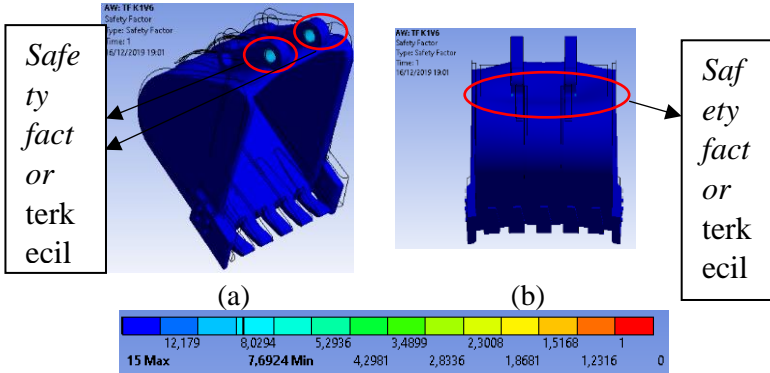
N dan gaya F_{11} dengan arah z sebesar $-173577,941$ N. Beban pada simulasi ini diletakkan pada kedua titik A3 yang dimana terletak pada konektor antara *bucket* dan *arm*. *Support* yang diterapkan pada simulasi adalah *support* pin yang berada ditiap *tooth bucket* ekskavator dan *support* pin yang berada pada tiap lubang di titik A3 (*bucket link*). *Support* pin yang berada ditiap *tooth bucket* ekskavator bertujuan menahan ketika *bucket* ekskavator menyentuh dengan tanah.



Gambar 4.3 Hasil simulasi *equivalent stress* pada *bucket* ekskavator kondisi 1 dengan variasi θ_4 sebesar $292,57^\circ$ (a) tampak penuh dan (b) tampak belakang

Pada gambar 4.3 menunjukkan hasil simulasi *equivalent stress* (Von Misses) pada *bucket* ekskavator saat kondisi satu dengan variasi sudut θ_4 sebesar $292,57^\circ$. Nilai maksimal dari *equivalent stress* di simulasi *bucket* ekskavator kondisi ini sebesar 63,699 MPa. Nilai maksimal dari *equivalent stress* di simulasi *bucket* ekskavator kondisi ini berada pada bagian belakang kedua sambungan yang terdapat antara *bucket* dan titik A11 (*Flange link*), pada bagian atas dalam *bucket* ekskavator, pada kedua lingkaran pada titik A3 (*bucket link*), pada bagian depan kedua sambungan yang terdapat antara *bucket* dan titik A3 (*bucket link*), pada *teeth*

ekskavator, pada bagian atas belakang titik A3 (*bucket link*), dan juga berada pada kedua lingkaran pada titik A11 (*Flange link*).



Gambar 4. 4 Hasil simulasi *safety factor* pada *bucket* ekskavator kondisi 1 dengan variasi θ_4 sebesar $292,57^\circ$ (a) tampak penuh dan (b) tampak belakang

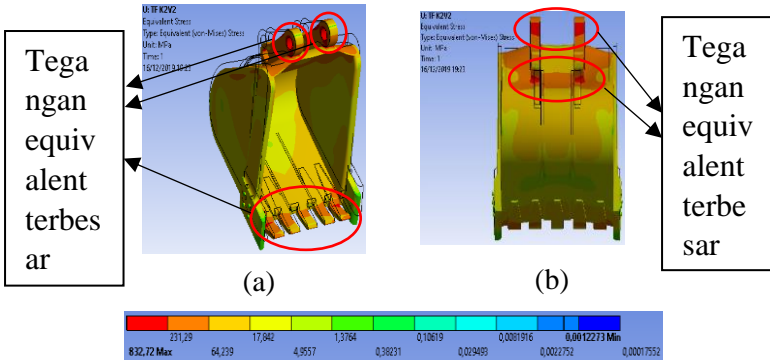
Pada gambar 4.4 memperlihatkan hasil simulasi *safety factor* yang berada pada *bucket* ekskavator saat kondisi satu dengan variasi sudut θ_4 sebesar $292,57^\circ$. Nilai yang paling minimum dari *safety factor* dari simulasi *bucket* ekskavator dari kondisi ini sebesar 7,6924. Nilai yang paling minimum ini berada pada bagian depan kedua sambungan yang terdapat antara *bucket* dan titik A3 (*bucket link*), pada setiap lingkaran di titik A3 (*bucket link*), dan juga terdapat dibagian sambungan antara bucket dan titik A11 (*flange link*). *Safety factor* minimal yang ditentukan dalam penelitian ini adalah sebesar tiga sesuai dengan penjelasan pada sub bab 2.11. Maka dari itu, kondisi satu yang dimana θ_2 sebesar $61,6^\circ$ dan θ_3 sebesar $266,32^\circ$ dengan variasi θ_4 sebesar $292,57^\circ$ aman dalam pengoperasian ekskavator karena memiliki nilai *safety factor* minimal sebesar 7,6924.

4.3 Hasil Simulasi *Bucket* Ekskavator dengan Kondisi 2 Variasi Sudut θ_4 Sebesar 10°

Hasil dari simulasi pada kondisi dua dengan variasi sudut θ_4 sebesar 10° dijelaskan pada subbab ini. Kondisi dua dengan variasi sudut θ_4 sebesar 10° adalah kondisi yang menghasilkan nilai torsi dan *equivalent stress* tertinggi. Posisi kondisi yang tertinggi pada kondisi dua yang dimana θ_2 sebesar $356,28^\circ$ dan θ_3 sebesar $333,2333^\circ$ sama dengan posisi kondisi yang tertinggi pada kondisi satu yang dimana θ_2 sebesar $61,6^\circ$ dan θ_3 sebesar $266,32^\circ$. Untuk *working range* dari kondisi ini dilampirkan dalam lampiran pada penelitian ini. Dalam kondisi ini, nilai kecepatan sudut, percepatan sudut, gaya resistif dan torsi didapat menggunakan perhitungan yang sudah dilakukan dalam bab 3. Kecepatan sudut θ_2 sebesar $0,5462$ rad/s. Kecepatan sudut θ_3 yang dihasilkan sebesar $1,0955$ rad/s. Kecepatan sudut θ_4 yang didapat sebesar $0,8386$ rad/s. Percepatan sudut yang terjadi pada sudut θ_2 sebesar $0,1474$ rad/s². Percepatan sudut pada sudut θ_3 sebesar $-2,8877$ rad/s². Dan untuk percepatan sudut yang terjadi pada sudut θ_4 sebesar $0,2703$ rad/s². Untuk gaya resistif yang dihasilkan dari tanah *hard clay* sebesar $2,3820 \times 10^5$ N. Untuk nilai torsi yang dihasilkan oleh kondisi ini sebesar $3,2960 \times 10^5$ Nm dengan arah yang berlawanan dengan arah jarum jam. Nilai torsi ini akan dimasukkan kedalam simulasi *bucket* ekskavator pada kondisi ini.

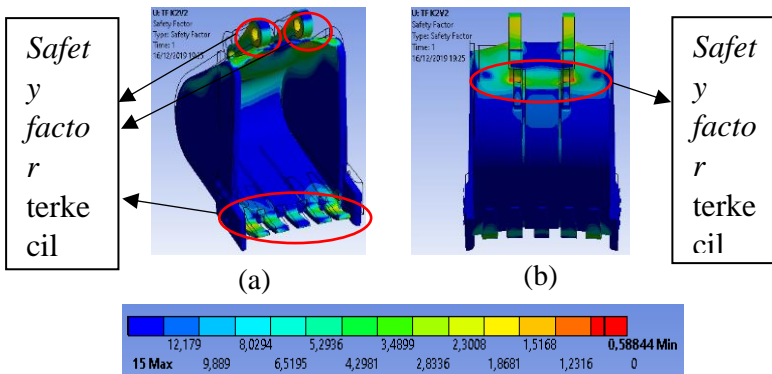
Posisi beban dan *support* yang diterapkan pada simulasi *bucket* ekskavator ditunjukkan pada gambar 3.16 pada bab 3. Beban yang diterapkan pada simulasi adalah torsi yang terjadi pada sudut θ_4 yang sebesar $3,2960 \times 10^5$ Nm dengan arah yang berlawanan dengan arah jarum jam dan gaya F_{11} yang sebesar $804503,0018$ Nm. Gaya F_{11} dengan arah y sebesar $-621933,7661$ N dan gaya F_{11} dengan arah z sebesar $510317,0294$ N. Beban pada simulasi ini diletakan pada kedua titik A3 yang dimana terletak pada konektor antara *bucket* dan *arm*. *Support* yang diterapkan pada simulasi adalah *support* pin yang berada di tiap *tooth bucket*

ekskavator dan *support* pin yang berada pada tiap lubang di titik A3 (*bucket link*).



Gambar 4.5 Hasil simulasi *equivalent stress* pada *bucket* ekskavator kondisi 2 dengan variasi θ_4 sebesar 10° (a) tampak penuh dan (b) tampak belakang

Gambar 4.5 menunjukkan hasil simulasi *equivalent stress* (Von Mises) pada *bucket* ekskavator saat kondisi dua dengan variasi sudut θ_4 sebesar 10° . *Equivalent stress* (Von Mises) terbesar pada *bucket* ekskavator pada simulasi ini sebesar 832,72 MPa. Letak yang mengalami *equivalent stress* terbesar ini berada pada bagian depan kedua sambungan yang terdapat antara *bucket* dan titik A3 (*bucket link*), pada bagian belakang kedua sambungan yang terdapat antara *bucket* dan titik A11 (*Flange link*), pada bagian atas belakang titik A3 (*bucket link*), pada kedua lingkaran pada titik A3 (*bucket link*), pada *teeth* ekskavator, pada bagian atas dalam *bucket* ekskavator dan juga terdapat pada kedua lingkaran pada titik A11 (*Flange link*). Dan *equivalent stress* (Von Mises) yang paling minimum terletak pada tengah belakang *bucket*, kedua tengah samping *bucket* ekskavator dan juga terdapat pada kedua *side cutter* ekskavator. *Equivalent stress* (Von Mises) yang paling minimum sebesar 0,33018 MPa.



Gambar 4. 6 Hasil simulasi *safety factor* pada *bucket* ekskavator kondisi 2 dengan variasi θ_4 sebesar 10° (a) tampak penuh dan (b) tampak belakang

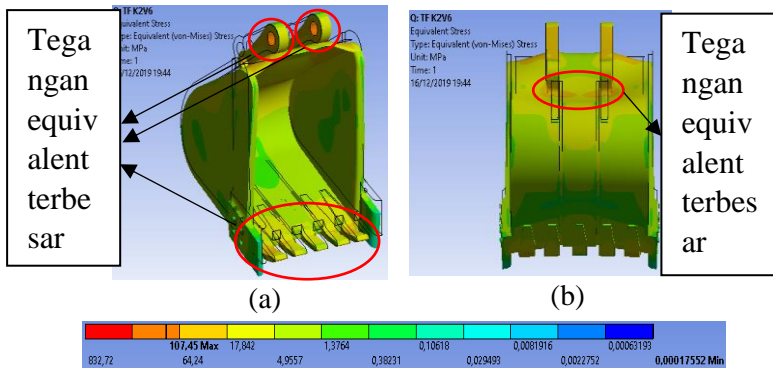
Gambar 4.6 memperlihatkan hasil simulasi *safety factor* yang berada pada *bucket* ekskavator saat kondisi dua dengan variasi sudut θ_4 sebesar 10° . Nilai yang paling minimum dari *safety factor* dari simulasi *bucket* ekskavator dari kondisi ini sebesar 0,58844. Nilai yang paling minimum ini berada pada bagian depan kedua sambungan yang terdapat antara *bucket* dan titik A3 (*bucket link*), pada bagian belakang kedua sambungan yang terdapat antara *bucket* dan titik A11 (*Flange link*), dan juga berada di ujung *tooth bucket* ekskavator. *Safety factor* minimal yang ditentukan dalam penelitian ini adalah sebesar tiga sesuai dengan penjelasan pada sub bab 2.11. Maka dari itu, kondisi satu yang dimana θ_2 sebesar $356,28^\circ$ dan θ_3 sebesar $333,2333^\circ$ dengan variasi θ_4 sebesar 10° tidak aman dalam pengoperasian ekskavator karena memiliki nilai *safety factor* minimal sebesar 0,58844.

4.4 Hasil Simulasi *Bucket* Ekskavator dengan Kondisi 2 Variasi Sudut θ_4 Sebesar $292,57^\circ$

Hasil dari simulasi pada kondisi dua dengan variasi sudut θ_4 sebesar $292,57^\circ$ dijelaskan pada subbab ini. Kondisi dua dengan variasi sudut θ_4 sebesar $292,57^\circ$ adalah kondisi yang menghasilkan nilai torsi dan *equivalent stress* terendah. Posisi kondisi yang terendah pada kondisi dua yang dimana θ_2 sebesar $356,28^\circ$ dan θ_3 sebesar $333,2333^\circ$ sama dengan posisi kondisi yang tertinggi pada kondisi satu yang dimana θ_2 sebesar $61,6^\circ$ dan θ_3 sebesar $266,32^\circ$. Untuk *working range* dari kondisi ini dilampirkan dalam lampiran pada penelitian ini. Dalam kondisi ini, nilai kecepatan sudut, percepatan sudut, gaya resistif dan torsi didapat menggunakan perhitungan yang sudah dilakukan dalam bab 3. Kecepatan sudut θ_2 sebesar $0,5462$ rad/s. Kecepatan sudut θ_3 yang dihasilkan sebesar $1,0955$ rad/s. Kecepatan sudut θ_4 yang didapat sebesar $0,7225$ rad/s. Percepatan sudut yang terjadi pada sudut θ_2 sebesar $0,1474$ rad/s². Percepatan sudut pada sudut θ_3 sebesar $-2,8877$ rad/s². Dan untuk percepatan sudut yang terjadi pada sudut θ_4 sebesar $-0,1774$ rad/s². Untuk gaya resistif yang dihasilkan dari tanah *hard clay* sebesar $2,3820 \times 10^5$ N. Perhitungan gaya penetrasi sudah dijelaskan pada sub bab 3.6.4. Setelah mendapatkan nilai kecepatan sudut, percepatan sudut, dan gaya resistif, maka torsi yang dihasilkan pada sudut θ_4 dapat kita ketahui. Untuk nilai torsi yang dihasilkan oleh kondisi ini sebesar $4,6864 \times 10^4$ Nm dengan arah yang berlawanan dengan arah jarum jam. Nilai torsi ini akan dimasukkan kedalam simulasi *bucket* ekskavator pada kondisi ini.

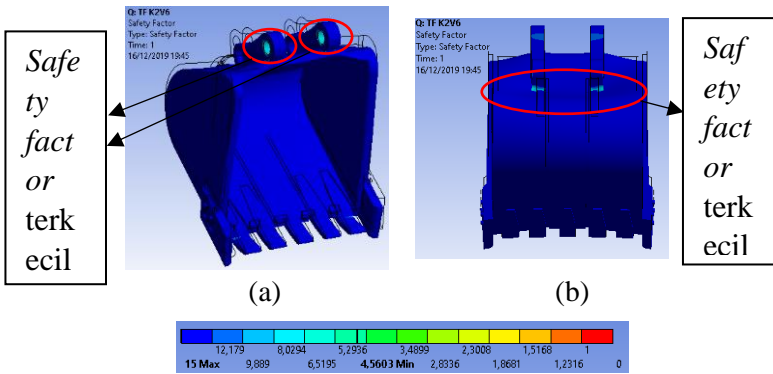
Posisi beban dan *support* yang diterapkan pada simulasi *bucket* ekskavator ditunjukkan pada gambar 3.16 pada bab 3. Beban yang diterapkan pada simulasi adalah torsi yang terjadi pada sudut θ_4 yang sebesar $4,6864 \times 10^4$ Nm dengan arah yang berlawanan dengan arah jarum jam dan gaya F_{11} yang sebesar $804503,0018$ Nm. Gaya F_{11} dengan arah y sebesar $-785554,4401$ N dan gaya F_{11} dengan arah z sebesar $-173577,941$ N. Beban pada simulasi ini diletakan pada kedua titik A3 yang dimana terletak pada konektor antara *bucket* dan *arm*. *Support* yang diterapkan

pada simulasi adalah *support* pin yang berada di tiap *tooth bucket* ekskavator dan *support* pin yang berada pada tiap lubang di titik A3 (*bucket link*). *Support* pin yang berada di tiap *tooth bucket* ekskavator bertujuan menahan ketika *bucket* ekskavator menyentuh dengan tanah.



Gambar 4. 7 Hasil simulasi *equivalent stress* pada *bucket* ekskavator kondisi 2 dengan variasi θ_4 Sebesar $292,57^\circ$ (a) tampak penuh dan (b) tampak belakang

Pada gambar 4.7 menunjukkan hasil simulasi *equivalent stress* (Von Misses) pada *bucket* ekskavator saat kondisi dua dengan variasi sudut θ_4 sebesar $292,57^\circ$. Nilai maksimal dari *equivalent stress* di simulasi *bucket* ekskavator kondisi ini sebesar 107,45 MPa. Nilai maksimal dari *equivalent stress* di simulasi *bucket* ekskavator kondisi ini berada pada bagian belakang kedua sambungan yang terdapat antara *bucket* dan titik A11 (*Flange link*), pada bagian atas dalam *bucket* ekskavator, pada kedua lingkaran pada titik A3 (*bucket link*), pada bagian depan kedua sambungan yang terdapat antara *bucket* dan titik A3 (*bucket link*), pada *teeth* ekskavator, pada bagian atas belakang titik A3 (*bucket link*), dan juga berada pada kedua lingkaran pada titik A11 (*Flange link*).



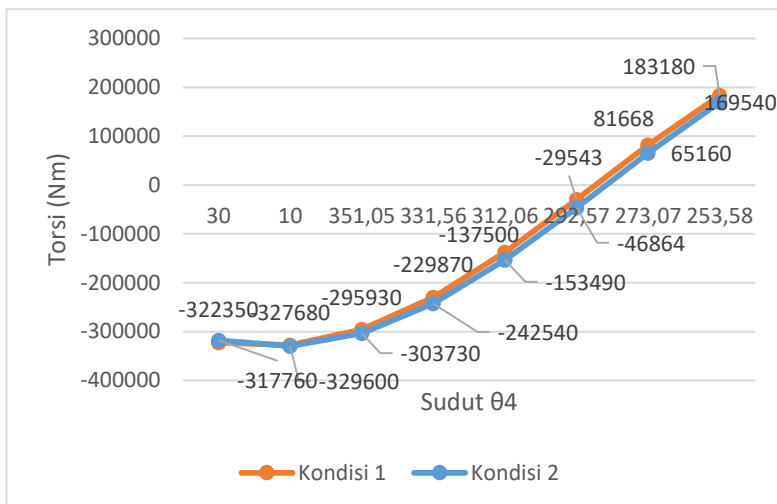
Gambar 4. 8 Hasil simulasi *safety factor* pada *bucket* ekskavator kondisi 2 dengan variasi θ_4 sebesar $292,57^\circ$ (a) tampak penuh dan (b) tampak belakang

Pada gambar 4.8 diatas menunjukkan hasil simulasi *safety factor* yang berada pada *bucket* ekskavator saat kondisi dua dengan variasi sudut θ_4 sebesar $292,57^\circ$. Nilai yang paling minimum dari *safety factor* dari simulasi *bucket* ekskavator dari kondisi ini sebesar 4,5603. Nilai yang paling minimum ini berada pada bagian depan kedua sambungan yang terdapat antara *bucket* dan titik A3 (*bucket link*), pada setiap lingkaran di titik A3 (*bucket link*), dan juga terdapat dibagian sambungan antara bucket dan titik A11 (*flange link*). *Safety factor* minimal yang ditentukan dalam penelitian ini adalah sebesar tiga sesuai dengan penjelasan pada sub bab 2.11. Maka dari itu, kondisi satu yang dimana θ_2 sebesar $356,28^\circ$ dan θ_3 sebesar $333,2333^\circ$ dengan variasi θ_4 sebesar $292,57^\circ$ aman dalam pengoperasian ekskavator karena memiliki nilai *safety factor* minimal sebesar 4,5603.

4.5 Torsi

Hasil simulasi torsi yang dilakukan pada kondisi satu dan kondisi dua pada ekskavator dibahas pada sub bab ini. Pada kondisi satu dan dua, torsi yang terbesar terletak pada saat sudut θ_4 sebesar

10°. Nilai torsi tersebut sebesar 327680 Nm untuk kondisi ekskavator keadaan satu dan 329600 Nm untuk kondisi exactor keadaan dua yang bernilai negatif yang menentukan arah torsi berlawanan dengan arah jarum jam. Sedangkan, torsi yang terkecil pada kondisi ini terjadi pada saat sudut θ_4 sebesar $292,57^\circ$ yang dimana pada kondisi satu sebesar 29543 Nm dan pada kondisi dua sebesar 46864 Nm yang bernilai negatif yang menentukan arah torsi berlawanan dengan arah jarum jam. Hal ini berbeda dengan apa yang penguji uji dengan data penelitian terdahulu yang pernah dilakukan dikarenakan perbedaan kondisi tanah yang diuji pada penelitian ini dimana pada penelitian terdahulu menggunakan *sandy loam* sedangkan pada penelitian ini menggunakan tanah *hard clay*. Tetapi, trendline dari torsi yang dihasilkan pada kondisi ini dengan variasi sudut θ_4 tersebut menyerupai dengan penelitian terdahulu.



Gambar 4. 9 Perbandingan torsi pada kedua kondisi

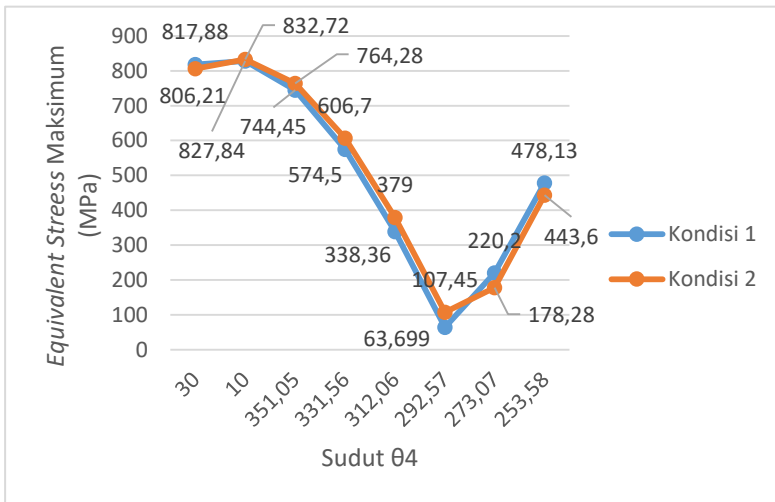
Gambar 4.9 menunjukkan besaran torsi yang dihasilkan oleh dua kondisi tersebut. Torsi yang terjadi pada penelitian ini sesuai

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 $253,8^\circ$. 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° . Ini dikarenakan adanya perbedaan pada sudut θ_2 dan sudut θ_3 yang dimana pada kondisi dua, sudut θ_2 dan sudut θ_3 yang mendekati sudut 360° akan sangat berpengaruh dalam perhitungan torsi dan membuat hasil torsi lebih besar daripada kondisi satu yang dimana sudut θ_2 dan sudut θ_3 mendekati 270° atau 90° . Anomali arah torsi yang dihasilkan pada dua kondisi ini terletak pada sudut θ_4 $273,07^\circ$ dan $253,8^\circ$ yang dimana arah dari torsi ini berkebalikan dengan torsi yang dihasilkan pada sudut θ_4 yang lainnya.

4.6 Equivalent Stress

Hasil simulasi torsi yang dilakukan pada kondisi satu dan kondisi dua pada ekskavator dibahas pada sub bab ini. Besaran *equivalent stress* maksimum dipilih dibandingkan *equivalent stress* minimum karena pengujian ingin mengetahui tekanan yang paling besar yang terjadi pada *bucket* ekskavator yang nantinya akan berpengaruh pada batas kekuatan *bucket* ekskavator tersebut. *Equivalent stress* yang terbesar pada kondisi satu dan dua terletak pada sudut θ_4 10° . Nilai *equivalent stress* tersebut sebesar $827,84$ MPa untuk kondisi ekskavator satu dan $832,72$ MPa untuk kondisi ekskavator dua. Sedangkan nilai *equivalent stress* terkecil yang terjadi pada dua kondisi ekskavator ini terletak pada sudut θ_4 $292,57^\circ$ yang dimana pada kondisi satu sebesar $63,699$ MPa dan pada kondisi dua sebesar $107,45$ MPa. Nilai *equivalent stress* yang terjadi pada kondisi dua yang dimana sudut θ_2 sebesar $356,28^\circ$ dan sudut θ_3 sebesar $333,2333^\circ$ lebih besar daripada nilai *equivalent stress* yang terjadi pada kondisi satu yang dimana sudut θ_2 sebesar $61,6^\circ$ dan sudut θ_3 sebesar $266,32^\circ$. Nilai *equivalent stress* pada

kondisi satu yang lebih besar dari kondisi dua terjadi pada sudut 30° , $273,07^\circ$, $253,8^\circ$. Hal ini membuat mayoritas nilai *equivalent stress* berbanding lurus dengan dengan nilai torsi yang dihasilkan pada kondisi satu dan dua.



Gambar 4. 10 Perbandingan *equivalent stress* pada kedua kondisi

Gambar 4.10 menunjukkan besaran *equivalent stress* 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 $253,8^\circ$. *Equivalent stress* maksimum pada *bucket* ekskavator mayoritas terjadi pada bagian depan kedua sambungan yang terdapat antara *bucket* dan titik A3 (*bucket link*), pada bagian belakang kedua sambungan yang terdapat antara *bucket* dan titik A11 (*Flange link*), pada bagian atas belakang titik A3 (*bucket link*), pada kedua lingkaran pada titik A3

(*bucket link*), pada *teeth* ekskavator, pada bagian atas dalam *bucket* ekskavator dan juga terdapat pada kedua lingkaran pada titik A11 (*Flange link*). Letak *Equivalent stress* maksimum pada *bucket* ekskavator sesuai dengan keadaan yang ada pada kondisi di lapangan.

4.7 Safety Factor

Hasil simulasi torsi yang dilakukan pada kondisi satu dan kondisi dua pada ekskavator dibahas pada sub bab ini. *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 0,59191 untuk kondisi satu dan 0,58844 untuk kondisi dua. Dari setiap kondisi yang diuji, terdapat dua 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 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 $292,57^\circ$. Ini dikarenakan memiliki nilai *safety factor* yang lebih dari tiga. Nilai *safety factor* untuk kondisi yang diuji lainnya dinyatakan tidak aman karena memiliki nilai yang dibawah tiga.

Tabel 4.1 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 18.1. Dan juga *safety factor* minimal yang ditetapkan pada penelitian ini untuk menentukan suatu kondisi aman atau tidak sesuai sub bab 2.11 yaitu sebesar tiga.

Tabel 4. 1 *Safety Factor* ditiap kondisi

Safety Factor				
Ø 4	Kondisi I saat Ø2 = 61,64 dan Ø3 = 266,32		Kondisi II saat Ø2 = 356,28 dan Ø3 = 333,2333	
	Safety Factor	Safety	Safety Factor	Safety
30	0,59911	Tidak Aman	0,60778	Tidak Aman
10	0,59191	Tidak Aman	0,58844	Tidak Aman
351,05	0,6582	Tidak Aman	0,64113	Tidak Aman
331,56	0,85292	Tidak Aman	0,80765	Tidak Aman
312,06	1,4481	Tidak Aman	1,2929	Tidak Aman
292,57	7,6924	Aman	4,5603	Aman
273,07	2,2252	Tidak Aman	2,7484	Tidak Aman
253,58	1,0248	Tidak Aman	1,1049	Tidak Aman

4.8 *Improvement* pada *Bucket* Ekskavator

4.8.1 *Improvement* pada *Bucket* ekskavator dengan Material *Carbon Steel* dengan Penambahan 5% Magnesium

Improvement yang dilakukan pada *bucket* ekskavator dibahas pada sub bab ini. *Improvement* yang dilakukan pada *bucket* ekskavator yaitu pergantian material *bucket* ekskavator. Berikut tabel properti material yang digunakan dalam *improvement* pada *bucket* ekskavator.

Tabel 4. 2 Properti material *bucket carbon steel + 5% Mg*

Properti	Carbon steel +5%Mg
Bending strength (Mpa)	426
Hardness (BHN)	243
Tensile Strength (Mpa)	687
Young's Modulus (Gpa)	82.0

Tabel 4.2 menunjukkan properti material yang digunakan pada *improvement* pada *bucket* ekskavator. Material yang digunakan adalah baja karbon dengan penambahan 5% magnesium. Material ini berdasarkan referensi penelitian terdahulu yang dilakukan oleh V.Chandran et al yang berjudul “*Effect of Different Proportions of Magnesium Reinforced Carbon Steel For Ekskavator Bucket Teeth*”.

Properti material ini dimasukkan pada Ansys Workbench 18.1 dan selanjutnya simulasi dilanjutkan dengan *boundary condition* yang diterapkan pada penelitian ini. Kondisi yang disimulasikan sama dengan penelitian ini yaitu kondisi pertama yang dimana θ_2 terletak pada pangkal bawah dari *boom* akan dikondisikan sebesar $61,64^\circ$ dan θ_3 terletak pada sambungan antara *boom* dan *arm* akan dikondisikan sebesar $266,32^\circ$ dan kondisi kedua yang dimana θ_2 akan dikondisikan sebesar $356,28^\circ$ dan θ_3 akan dikondisikan sebesar $333,2333^\circ$. Variasi pada θ_4 yang terletak pada sambungan antara *arm* dan *bucket* sebesar 30° ; 10° ; $351,05^\circ$; $331,56^\circ$; $312,06^\circ$; $292,57^\circ$; $273,07^\circ$; $253,58^\circ$. Berikut hasil *safety factor* yang dihasilkan pada simulasi *improvement* pada *bucket* ekskavator.

Tabel 4.3 menunjukkan hasil *safety factor* yang dihasilkan pada simulasi *improvement* pada *bucket* ekskavator dengan penambahan 5% magnesium. Hasil *safety factor* dari dua kondisi yaitu yaitu kondisi pertama yang dimana θ_2 terletak pada pangkal bawah dari *boom* akan dikondisikan sebesar $61,64^\circ$ dan θ_3 terletak pada sambungan antara *boom* dan *arm* akan dikondisikan sebesar $266,32^\circ$ dan kondisi kedua yang dimana θ_2 akan dikondisikan sebesar $356,28^\circ$ dan θ_3 akan dikondisikan sebesar $333,2333^\circ$ telah

dinyatakan aman saat kondisi θ_4 sebesar $292,57^\circ$ dengan nilai *safety factor* 10,785 saat kondisi satu dan 6,3937 saat kondisi dua dan kondisi θ_4 sebesar $273,07^\circ$ dengan nilai *safety factor* 3,1198 saat kondisi satu dan 3,8534 saat kondisi dua. *Improvement* ini telah membuat dua kondisi θ_4 dinyatakan aman yaitu pada sudut sebesar $292,57^\circ$ dan $273,07^\circ$. Sedangkan *bucket* ekskavator dengan material sebelumnya hanya satu kondisi θ_4 yang dinyatakan aman yaitu pada sudut sebesar $292,57^\circ$.

Tabel 4. 3 Hasil *safety factor* pada *improvement bucket* ekskavator *carbon steel + 5% Mg*

Safety Factor				
θ_4	Kondisi I saat $\theta_2 = 61,64$ dan $\theta_3 = 266,32$		Kondisi II saat $\theta_2 = 356,28$ dan $\theta_3 = 333,2333$	
	Safety Factor	Safety	Safety Factor	Safety
30	0,83998	Tidak Aman	0,85213	Tidak Aman
10	0,82988	Tidak Aman	0,82501	Tidak Aman
351,05	0,92283	Tidak Aman	0,89888	Tidak Aman
331,56	1,1958	Tidak Aman	1,1324	Tidak Aman
312,06	2,0304	Tidak Aman	1,8127	Tidak Aman
292,57	10,785	Aman	6,3937	Aman
273,07	3,1198	Aman	3,8534	Aman
253,58	1,4368	Tidak Aman	1,5492	Tidak Aman

4.8.2 *Improvement* pada *Bucket* Ekskavator dengan Properti Material Minimal

Improvement yang dilakukan pada *bucket* ekskavator dibahas pada sub bab ini. *Improvement* yang dilakukan pada *bucket* ekskavator yaitu pergantian material *bucket* ekskavator dengan property material minimal agar *bucket* aman pada kondisi ini. Berikut tabel properti material yang digunakan dalam *improvement* pada *bucket* ekskavator ini.

Tabel 4. 4 Properti material dengan *yield tensile strength* minimal

Properti	Besaran
Ultimate Tensile Strength (Mpa)	2503,412
Yield Tensile Strength (Mpa)	2499

Tabel 4.4 menunjukkan properti material yang digunakan pada *improvement* pada *bucket* ekskavator dengan *yield tensile strength* minimal. Properti material ini dimasukkan pada Ansys Workbench 18.1 dan selanjutnya simulasi dilanjutkan dengan *boundary condition* yang diterapkan pada penelitian ini. Kondisi yang disimulasikan sama dengan penelitian ini yaitu kondisi pertama yang dimana θ_2 terletak pada pangkal bawah dari *boom* akan dikondisikan sebesar $61,64^\circ$ dan θ_3 terletak pada sambungan antara *boom* dan *arm* akan dikondisikan sebesar $266,32^\circ$ dan kondisi kedua yang dimana θ_2 akan dikondisikan sebesar $356,28^\circ$ dan θ_3 akan dikondisikan sebesar $333,2333^\circ$. Variasi pada θ_4 yang terletak pada sambungan antara *arm* dan *bucket* sebesar 30° ; 10° ; $351,05^\circ$; $331,56^\circ$; $312,06^\circ$; $292,57^\circ$; $273,07^\circ$; $253,58^\circ$. Berikut hasil *safety factor* yang dihasilkan pada simulasi *improvement* pada *bucket* ekskavator.

Tabel 4. 5 Hasil *safety factor* pada improvement bucket ekskavator dengan *yield tensile strength* minimal

Safety Factor				
θ_4	Kondisi I saat $\theta_2 = 61,64$ dan $\theta_3 = 266,32$		Kondisi II saat $\theta_2 = 356,28$ dan $\theta_3 = 333,2333$	
	Safety Factor	Safety	Safety Factor	Safety
30	3,0555	Aman	3,0997	Aman
10	3,0187	Aman	3,001	Aman
351,05	3,3568	Aman	3,2697	Aman
331,56	4,3499	Aman	4,119	Aman
312,06	7,3855	Aman	6,5937	Aman
292,57	15	Aman	15	Aman
273,07	11,349	Aman	14,017	Aman
253,58	5,2266	Aman	5,6754	Aman

Tabel 4.5 menunjukkan hasil *safety factor* yang dihasilkan pada simulasi *improvement* pada *bucket* ekskavator dengan material yang memiliki *yield tensile strength* sebesar 2499 MPa. Hasil *safety factor* dari dua kondisi yaitu yaitu kondisi pertama yang dimana θ_2 terletak pada pangkal bawah dari *boom* akan dikondisikan sebesar $61,64^\circ$ dan θ_3 terletak pada sambungan antara *boom* dan *arm* akan dikondisikan sebesar $266,32^\circ$ dan kondisi kedua yang dimana θ_2 akan dikondisikan sebesar $356,28^\circ$ dan θ_3 akan dikondisikan sebesar $333,2333^\circ$ telah dinyatakan aman pada semua kondisi θ_4 . Kesimpulan dari *improvement* ini adalah pemilihan material *bucket* untuk kondisi tanah *hard clay* harus minimal memiliki property material *yield tensile strength* sebesar 2499 MPa sehingga bisa dinyatakan aman karena memiliki angka faktor keamanan minimal tiga.

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

BAB V KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Pada simulasi setiap kondisi yang diuji pada kondisi satu adalah saat sudut θ_2 sebesar $61,6^\circ$ dan sudut θ_3 sebesar $266,32^\circ$ dan kondisi dua adalah saat sudut θ_2 sebesar $356,28^\circ$ dan sudut θ_3 sebesar $333,2333^\circ$ dengan variasi sudut θ_4 adalah 30° ; 10° ; $351,05^\circ$; $331,56^\circ$; $312,06^\circ$; $292,57^\circ$; $273,07^\circ$ dan $253,8^\circ$ dapat disimpulkan bahwa :

1. 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 30° , $273,07^\circ$, dan $253,8^\circ$. Anomali arah torsi yang dihasilkan pada dua kondisi ini terletak pada sudut θ_4 $273,07^\circ$ dan $253,8^\circ$ yang dimana arah dari torsi ini berkebalikan dengan torsi yang dihasilkan pada sudut θ_4 yang lainnya. *Equivalent stress* yang terbesar pada kondisi satu dan dua terletak pada sudut θ_4 10° . Nilai *equivalent stress* yang terjadi pada kondisi dua yang dimana sudut θ_2 sebesar $356,28^\circ$ dan sudut θ_3 sebesar $333,2333^\circ$ lebih besar daripada nilai *equivalent stress* yang terjadi pada kondisi satu yang dimana sudut θ_2 sebesar $61,6^\circ$ dan sudut θ_3 sebesar $266,32^\circ$. Nilai *equivalent stress* pada kondisi satu yang lebih besar dari kondisi dua terjadi pada sudut 30° , $273,07^\circ$, $253,8^\circ$. *Equivalent stress* maksimum pada *bucket* ekskavator mayoritas terjadi pada bagian depan kedua sambungan yang terdapat antara *bucket* dan titik A3 (*bucket link*), pada bagian belakang kedua sambungan yang terdapat antara *bucket* dan titik A11 (*Flange link*), pada bagian atas belakang titik A3 (*bucket link*), pada kedua lingkaran pada titik A3 (*bucket link*), pada *teeth* ekskavator, pada bagian atas dalam *bucket* ekskavator dan juga terdapat pada kedua lingkaran pada titik A11 (*Flange link*).

2. *Safety factor* terkecil dari kondisi satu dan kondisi dua terletak saat sudut θ_4 sebesar 10° . Dari setiap kondisi yang diuji, terdapat dua posisi yang dimana dinyatakan 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 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 $292,57^\circ$. Ini dikarenakan memiliki nilai *safety factor* yang lebih dari tiga. Nilai *safety factor* untuk kondisi yang diuji lainnya dinyatakan tidak aman karena memiliki nilai yang dibawah tiga.

5.2 Rekomendasi

Adapun rekomendasi yang dapat diberikan untuk penelitian tentang ekskavator selanjutnya adalah :

1. Diperlukan studi lanjut kekuatan pada *arm* dan *boom* ekskavator
2. Diperlukan studi lanjut *improvement* pada *bucket* ekskavator.
3. Diperlukan pertimbangan pergantian material hingga mencapai angka keamanan lebih besar sama dengan 1,5.

DAFTAR PUSTAKA

Arshad, F. A., Chandran, V., Mahendhar, J. P., Kumar., A. S. M., Ashfaque, S. M., Ramsai, A., 2017. ***“Effect of Different Proportions of Magnesium reinforced Carbon Steel for Ekskavator Bucket Teeth”***, Tesis, Chennai: Velammal Engineering College.

Bhavikatti, S. S., 2005, ***“Finite Element Analysis”***, New Delhi: New Age International (P) Ltd.

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

CV. Manunggal Jaya Abadi, 2010. ***“Bagian-Bagian Ekskavator”***. [Online]
Available at: <http://www.manunggaljayaabadi.co.id/bagian-bagian-ekskavator.html>

Koivo, A. J., Thoma, M., Kocaoglan, E., Andrade-cetto, J., 1996. ***“Modeling and Control of Ekskavator Dynamics during Digging Operation”***, Reston: American Society of Civil Engineering (ASCE).

Makeitform, 2019. ***“EN 1.8901 (S460N) Steel”***. [Online]
Available at: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/EN-1.8901-S460N-Steel>

McKyes, E., 1985. ***“Developments in Agricultural Engineering 7 Soil Cutting and Tillage”***, Amsterdam : Elsevier Science Publishers

Myszka, David H., 2012. ***“Machines & Mechanisms Applied Kinematic Analysis Fourth Edition”***, New Jersey: Pearson Education, Inc.

Jones, J. P., 1986. ***“Foundation & Earth Structures”***, Virginia: Naval Facilities Engineering Command.

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).

Prajapati, J. M., Patel, B. P., Gadhvi, B. J., 2012. ***“Evaluation of Resistive Force using Principle of Soil Mechanics for Mini Hydraulic Backhoe Ekskavator”***, Jurnal, Ghujarat: International Journal of Machine Learning and Computing.

Rostiyanti, S. F., 2008. ***“Alat Berat Untuk Proyek Kontruksi”***, Jakarta: Rineka Cipta.

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

Shigley, J. E. & Mischke, C. R., 2001. "***Mechanical Engineering Design***", New York: The McGraw-Hill Companies, Inc.

Soemardikatmojo, I., 2003. "***Alat-Alat Berat***", Jakarta.

Suryo, S. H., Hadijaya, H. S., Fahrizal, M. F., 2017. "***Analisis Pengaruh Rake Angle Terhadap Distribusi Tegangan Pada Ekskavator Bucket Teeth Menggunakan Metode Elemen Hingga***", Tugas Akhir, Tidak Diterbitkan, Semarang: Universitas Diponegoro.

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

LAMPIRAN

A. Kode Matlab Perhitungan Kinematis

A.1 Kode Matlab Perhitungan Kecepatan Sudut θ_2

```
clear all
clc
%data yang dibutuhkan
%Kecepatan
%Vef=Va5a6
Vef = _;

%Panjang Yang dibutuhkan
% AE=A1A5 , AF=A1A6, EF=A5A6
AE = _;
AF = _;
EF = _;

%Sudut Yang dibutuhkan
p = 180*pi/180 ;
gamma1 = ( )*pi/180 ;
gamma2 = ( )*pi/180 ;
theta2 = ( )*pi/180 ;

%mencari kecepatan sudut 2 (thetad2)
thetad2 = -(EF*Vef)/(AE*AF*sin(p-gamma1-
gamma2-theta2)) ;
```

A.2 Kode Matlab Perhitungan Kecepatan Sudut θ_3

```
clear all
clc
%data yang dibutuhkan
%Kecepatan
%Vgh=Va7a8
Vgh = _;
```

```

%Panjang Yang dibutuhkan
% BG=A2A7 , BH=A2A8, GH=A7A8
BG = _ ;
BH = _ ;
GH = _ ;

%Sudut Yang dibutuhkan
p = (180)*pi/180 ;
delta1 = (_)*pi/180 ;
delta2 = (_)*pi/180 ;
theta3 = (_)*pi/180 ;

%mencari kecepatan sudut 2 (thetad2)
thetad3 = -(GH*Vgh) / (BG*BH*sin((3*p)-delta1-
delta2-theta3)) ;

```

A.3 Kode Matlab Perhitungan Kecepatan Sudut θ_4

```

clear all
clc
%data yang dibutuhkan
%Kecepatan
%Vij=Va9a10
Vij = _ ;

%Panjang Yang dibutuhkan
% CL=A3A12 , CK=A3A11, IJ=A9A10, JL=A10A12 ,
JK=A10A11, IL=A9A12
CL = _ ;
CK = _ ;
IJ = _ ;
JL = _ ;
JK = _ ;
IL = _ ;

%Sudut Yang dibutuhkan
p = (180)*pi/180 ;

```

```

epsilon1 = (_) * pi / 180 ;
zeta1 = (_) * pi / 180 ;
zeta2 = (_) * pi / 180 ;
zetad3 = _;

% Mencari kecepatan sudut 4 (thetad4)
thetad4 = (-
((IJ * Vij) * (1 + ((CL * JL * sin(zeta1)) / (CK * JK * sin(
zeta2)))))) / (IL * JL * sin((2 * p) - epsilon1 -
zeta1))) + (zetad3) ;

```

A.4 Kode Matlab Perhitungan Percepatan Sudut

```

clear all
clc
% Joint acceleration vector thetadd can be
determined from the following equations
% AE=A1A5 , AF=A1A6 , EF=A5A6 , BG=A2A7 ,
BH=A2A8 , GH=A7A8 , CL=A3A12 , CK=A3A11,
IJ=A9A10 , JL=A10A12 , JK=A10A11, IL=A9A12
AE = _;
AF = _;
EF = _;
BG = _;
BH = _;
GH = _;
IL = _;
JL = _;
IJ = _;
CL = _;
CK = _;
JK = _;
zeta3 = (_) * pi / 180;
zeta3d = _;
zeta3dd = 0;
thetal = 0;
gamma1 = (_) * pi / 180;

```

```

gamma2 = ( ) * pi / 180;
delta1 = ( ) * pi / 180;
delta2 = ( ) * pi / 180;
epsilon1 = ( ) * pi / 180;
Vef = _;
Vgh = _;
Vij = _;
Aef = 0;
Agh = 0;
Aij = 0;
theta2 = ( ) * pi / 180;
theta3 = ( ) * pi / 180;
zeta1 = ( ) * pi / 180;
zeta2 = ( ) * pi / 180;
theta4 = ( ) * pi / 180;
theta2d = -(EF * Vef) / (AE * AF * sin(pi - gamma1 -
gamma2 - theta2));
theta3d = -(GH * Vgh) / (BG * BH * sin((3 * pi) -
delta1 - delta2 - theta3));
zeta1d = -(IJ * Vij) / (IL * JL * sin((2 * pi) -
epsilon1 - zeta1));
theta4d =
(zeta1d * (1 + ((CL * JL * sin(zeta1)) / (CK * JK * sin(zeta2)))) + (zeta3d));
theta2dd = (EF * (cos(pi - gamma1 - gamma2 -
theta2) * theta2d * Vef - sin(pi - gamma1 - gamma2 -
theta2) * Aef)) / (AE * AF * (sin(pi - gamma1 - gamma2 -
theta2))^2);
theta3dd = (GH * (cos((3 * pi) - delta1 - delta2 -
theta3) * theta3d * Vgh - sin((3 * pi) - delta1 -
delta2 - theta3) * Agh)) / (BG * BH * (sin((3 * pi) -
delta1 - delta2 - theta3))^2);
zeta2d =
(zeta1d * CL * JL * sin(zeta1)) / (CK * JK * sin(zeta2))
;

```

```

zeta1dd = -(IJ*cos((2*pi)-epsilon1-
zeta1)*zeta1d*Vij-IJ*sin((2*pi)-epsilon1-
zeta1)*Aij)/(IL*JL*(sin((2*pi)-epsilon1-
zeta1))^2);
theta4dd =
(zeta1d*((CL*JL*(sin(zeta2)*cos(zeta1)*zeta
1d))-
(CL*JL*sin(zeta2)*cos(zeta1)*zeta2d))/((CK*J
K*(sin(zeta2))^2))+zeta1dd*(1+(CL*JL*s
in(zeta1))/(CK*JK*sin(zeta2))))+(zeta3dd) ;

```

A.5 Kode Matlab Perhitungan Gaya Resistif

```

clear all
clc
%Enter the values of soil and tool
parameters
alpha =(_) *pi/180;
phi = ( ) *pi/180;
delta = ( ) *pi/180;
gama = _;
g = _;
d = _;
c = _;
q = _;
Ca = _;
w = _;
for beta = 1:90
    Nr(1,beta) = ((0.5*(cot(alpha)+cot(
beta*pi/180)))/(cos(alpha+delta)+
sin(alpha+delta)*cot((beta*pi/180)+phi)));
end
Nrm = min(Nr);
%Plot Nr vs beta and find beta critical =
betac for minimum value of Nr
plot(Nr);

```

```

%Take this betac instead of beta for rest of
the calculations
betac = (_) * pi / 180;
Nc =
(1 + (cot(betac) * cot(betac + phi))) / (cos(alpha + delta) + (sin(alpha + delta) * cot(betac + phi)));
Nq = 2 * Nrm;
Nca = (1 -
(cot(alpha) * cot(betac + phi))) / (cos(alpha + delta) + (sin(alpha + delta) * cot(betac + phi)));
Force =
((gamma * g * (d^2) * Nrm) + (c * d * Nc) + (q * d * Nq) + (Ca * d *
Nca)) * w ;

```

A.6 Kode Matlab Perhitungan Torsi

```

clear all
clc
%Enter the moment of inertia for boom link
(Izz2), arm link (Izz3),
%bucket link (Izz4) in Kg*m^(2) with respect
to coordinate zi axis of
%reference frame {2},{3}, and {4}
respectively;
Izz2 = _;
Izz3 = _;
Izz4 = _;
%Enter the mass of boom (m2), arm (m3), and
bucket (m4) in Kg;
m2 = _;
m3 = _;
m4 = _;
%Enter the center of mass (centroid) vector
of body from body's
%coordinate frame origin: r2 for boom, r3
for arm in m, and r4 for
%bucket;

```

```
x2 = _;  
y2 = _;  
z2 = _;  
x3 = _;  
y3 = _;  
z3 = _;  
x4 = _;  
y4 = _;  
z4 = _;  
r2 = [x2;y2;z2;1];  
r3 = [x3;y3;z3;1];  
r4 = [x4;y4;z4;1];  
%Enter the link lengths for boom, arm and  
bucket as a2, a3, and a4 in m  
%respectively;  
a2 = _;  
a3 = _;  
a4 = _;  
%Enter the joint displacement, joint  
velocity, and joint acceleration  
%profiles as a function of time;  
theta2 = (_) * pi / 180;  
theta3 = (_) * pi / 180;  
theta4 = (_) * pi / 180;  
theta2d = _;  
theta3d = _;  
theta4d = _;  
theta2dd = _;  
theta3dd = _;  
theta4dd = _;  
%Enter the value of acceleration due to  
gravity of earth g;  
g = _;  
%Enter the required values for load vector  
constants tangential  
%resistive
```

```

%Enter the two components of the resistive
force: tangential force Ft,
%normal resistive force Fn, and angles: rho,
and lambda;
Ft = _;
Fn = _;
rho = (_) * pi / 180;
lambda = (_) * pi / 180;
%Determination of the elements of the
inertia matrix;
M22
=Izz2+Izz3+Izz4+(2*m2*x2*a2)+(m2*((a2)^(2)))
+(m3*x3*(2*a3+2*a2*cos(theta3)))-
(2*m3*y3*a2*sin(theta3))+(m3*((a2)^2+(a3)^2+
2*a2*a3*cos(theta3)))+(m4*x4*(2*a4+2*a2*cos(
theta3+theta4)+2*a3*cos(theta4)))-
(m4*y4*(2*a2*sin(theta3+theta4)+2*a3*sin(the
ta4)))+m4*((a2)^2+(a3)^2+(a4)^2+2*a2*a3*cos(
theta3)+2*a3*a4*cos(theta4)+2*a2*a4*cos(thet
a3+theta4));
M23 = Izz3+Izz4+m3*x3*(2*a3+a2*cos(theta3))-
m3*y3*a2*sin(theta3)+m3*((a3)^2+a2*a3*cos(th
eta3))+m4*x4*(2*a4+2*a3*cos(theta4)+a2*cos(t
heta3+theta4))-
m4*y4*(2*a3*sin(theta4)+a2*sin(theta3+theta4
))+m4*((a3)^2+(a4)^2+2*a3*a4*cos(theta4)+a2*
a3*cos(theta3)+a2*a4*cos(theta3+theta4));
M32 = M23;
M24 =
Izz4+m4*x4*(2*a4+a3*cos(theta4)+a2*cos(theta
3+theta4))-
m4*y4*(a3*sin(theta4)+a2*sin(theta3+theta4))
+m4*((a4)^2+a3*a4*cos(theta4)+a2*a4*cos(thet
a3+theta4));
M42 = M24;

```



```

M33 =
Izz3+Izz4+2*m3*x3*a3+m3*(a3)^2+m4*x4*(2*a4+2
*a3*cos(theta4))-
m4*y4*2*a3*sin(theta4)+m4*((a3)^2+(a4)^2+2*a
3*a4*cos(theta4));
M34 = Izz4+m4*x4*(2*a3+a3*cos(theta4))-
m4*y4*(2*a3*sin(theta4))+m4*((a4)^2+a3*a4*co
s(theta4));
M43 = M34;
M44 = Izz4 + 2*m4*x4*a4+m4*(a4)^2;
%Determination of the elements of the
velocity induced torque matrix;
H22 = 0*theta2d-
(m3*x3*a2*sin(theta3)+m3*y3*a2*cos(theta3)+m
3*a2*a3*sin(theta3)+m4*x4*a2*sin(theta3+thet
a4)+m4*y4*a2*cos(theta3+theta4)+m4*(a2*a3*si
n(theta3)+a2*a4*sin(theta3+theta4)))*theta3d
-
(m4*x4*(a2*sin(theta3+theta4)+a3*sin(theta4)
)+m4*y4*(a2*cos(theta3+theta4)+a3*cos(theta4)
)+m4*(a3*a4*sin(theta4)+a2*a4*sin(theta3+th
eta4)))*theta4d;
H23 = -
(m3*x3*a2*sin(theta3)+m3*y3*a2*cos(theta3)+m
3*a2*a3*sin(theta3)+m4*x4*a2*sin(theta3+thet
a4)+m4*y4*a2*cos(theta3+theta4)+m4*(a2*a3*si
n(theta3)+a2*a4*sin(theta3+theta4)))*theta2d
-
(m3*x3*a2*sin(theta3)+m3*y3*a2*cos(theta3)+m
3*a2*a3*sin(theta3)+m4*x4*a2*sin(theta3+thet
a4)+m4*y4*a2*cos(theta3+theta4)+m4*(a2*a3*si
n(theta3)+a2*a4*sin(theta3+theta4)))*theta3d
-
(m4*x4*(a2*sin(theta3+theta4)+a3*sin(theta4)
)+m4*y4*(a2*cos(theta3+theta4)+a3*cos(theta4)

```

$$)) + m_4 * (a_3 * a_4 * \sin(\theta_4) + a_2 * a_4 * \sin(\theta_3 + \theta_4)) * \theta_4 d;$$

$$H_{24} = -$$

$$(m_4 * x_4 * (a_2 * \sin(\theta_3 + \theta_4) + a_3 * \sin(\theta_4)) + m_4 * y_4 * (a_2 * \cos(\theta_3 + \theta_4) + a_3 * \cos(\theta_4)) + m_4 * (a_3 * a_4 * \sin(\theta_4) + a_2 * a_4 * \sin(\theta_3 + \theta_4))) * \theta_2 d -$$

$$(m_4 * x_4 * (a_2 * \sin(\theta_3 + \theta_4) + a_3 * \sin(\theta_4)) + m_4 * y_4 * (a_2 * \cos(\theta_3 + \theta_4) + a_3 * \cos(\theta_4)) + m_4 * (a_3 * a_4 * \sin(\theta_4) + a_2 * a_4 * \sin(\theta_3 + \theta_4))) * \theta_3 d -$$

$$(m_4 * x_4 * (a_2 * \sin(\theta_3 + \theta_4) + a_3 * \sin(\theta_4)) + m_4 * y_4 * (a_2 * \cos(\theta_3 + \theta_4) + a_3 * \cos(\theta_4)) + m_4 * (a_3 * a_4 * \sin(\theta_4) + a_2 * a_4 * \sin(\theta_3 + \theta_4))) * \theta_4 d;$$

$$H_{32}$$

$$= (m_3 * x_3 * a_2 * \sin(\theta_3) + m_3 * y_3 * a_2 * \cos(\theta_3) + m_3 * a_2 * a_3 * \sin(\theta_3) + m_4 * x_4 * a_2 * \sin(\theta_3 + \theta_4) + m_4 * y_4 * a_2 * \cos(\theta_3 + \theta_4) + m_4 * (a_2 * a_3 * \sin(\theta_3) + a_2 * a_4 * \sin(\theta_3 + \theta_4))) * \theta_2 d + 0 * \theta_3 d -$$

$$(m_4 * x_4 * a_3 * \sin(\theta_4) + m_4 * y_4 * a_3 * \cos(\theta_4) + m_4 * a_3 * a_4 * \sin(\theta_4)) * \theta_4 d;$$

$$H_{33} = 0 * \theta_2 d + 0 * \theta_3 d -$$

$$(m_4 * x_4 * a_3 * \sin(\theta_4) + m_4 * y_4 * a_3 * \cos(\theta_4) + m_4 * a_3 * a_4 * \sin(\theta_4)) * \theta_4 d;$$

$$H_{34} = -$$

$$(m_4 * x_4 * a_3 * \sin(\theta_4) + m_4 * y_4 * a_3 * \cos(\theta_4) + m_4 * a_3 * a_4 * \sin(\theta_4)) * \theta_2 d -$$

$$(m_4 * x_4 * a_3 * \sin(\theta_4) + m_4 * y_4 * a_3 * \cos(\theta_4) + m_4 * a_3 * a_4 * \sin(\theta_4)) * \theta_3 d -$$

$$(m_4 * x_4 * a_3 * \sin(\theta_4) + m_4 * y_4 * a_3 * \cos(\theta_4) + m_4 * a_3 * a_4 * \sin(\theta_4)) * \theta_4 d;$$

$$H_{42}$$

$$= (m_4 * x_4 * (a_2 * \sin(\theta_3 + \theta_4) + a_3 * \sin(\theta_4)) + m_4 * y_4 * (a_2 * \cos(\theta_3 + \theta_4) + a_3 * \cos(\theta_4)))$$

```
4) )+m4*(a3*a4*sin(theta4)+a2*a4*sin(theta3+t
heta4)))*theta2d+(m4*x4*a3*sin(theta4)+m4*y4
*a3*cos(theta4)+m4*a3*a4*sin(theta4))*theta3
d+0*theta4d;
```

```
H43
```

```
=(m4*x4*a3*sin(theta4)+m4*y4*a3*cos(theta4)+
m4*a3*a4*sin(theta4))*theta2d+(m4*x4*a3*sin(
theta4)+m4*y4*a3*cos(theta4)+m4*a3*a4*sin(th
eta4))*theta3d+0*theta4d;
```

```
H44 = 0*theta2d+0*theta3d+0*theta4d;
```

```
%Determination of the elements of the
gravity loading vector;
```

```
G2 = -m2*g*(x2*cos(theta2)-
y2*sin(theta2)+a2*cos(theta2))-
m3*g*(x3*cos(theta2+theta3)-
y3*sin(theta2+theta3)+a3*cos(theta2+theta3)+
a2*cos(theta2))-
m4*g*(x4*cos(theta2+theta3+theta4)-
y4*sin(theta2+theta3+theta4)+a4*cos(theta2+t
heta3+theta4)+a3*cos(theta2+theta3)+a2*cos(t
heta2));
```

```
G3 = -m3*g*(x3*cos(theta2+theta3)-
y3*sin(theta2+theta3)+a3*cos(theta2+theta3))
-m4*g*(x4*cos(theta2+theta3+theta4)-
y4*sin(theta2+theta3+theta4)+a4*cos(theta2+t
heta3+theta4)+a3*cos(theta2+theta3));
```

```
G4 = -m4*g*(x4*cos(theta2+theta3+theta4)-
y4*sin(theta2+theta3+theta4)+a4*cos(theta2+t
heta3+theta4));
```

```
%Determination of the elements of the Load
vector;
```

```
F2 = a2*(Ft*sin(theta2-rho)-Fn*cos(theta2-
rho));
```

```
F3 = a3*(Ft*sin(theta2+theta3-rho)-
Fn*cos(theta2+theta3-rho));
```

```
F4 = a4*(-Ft*sin(lambda)+Fn*cos(lambda));
```

```

%Determination of joint torques by
multiplication of matrices;
Mij = [M22 M23 M24;M32 M33 M34;M42 M43 M44];
Hij = [H22 H23 H24;H32 H33 H34;H42 H43 H44];
Gi = [G2;G3;G4];
Fload = [F2;F3;F4];
Thetad = [theta2d;theta3d;theta4d];
Thetadd = [theta2dd;theta3dd;theta4dd];
Mij*Thetadd;
Hij*Thetad;
Gi;
Fload;
Ti = Mij*Thetadd+Hij*Thetad+Gi+Fload;

```

A.7 Kode Matlab Panjang Silinder Kondisi I

```

clear all
clc
%data yang dibutuhkan
%derajat
p = 180*pi/180 ;
eta1 = 3.32*pi/180 ;
eta2 = 80.14*pi/180 ;
zeta3 = 67.43*pi/180 ;
epsilon1 = 197.79*pi/180;
theta4 = 30*pi/180 ;

%panjang yang dibutuhkan
CL = 0.13254 ;
JL = 0.220 ;
CK = 0.18103 ;
JK = 0.205 ;
IL = 0.74341 ;

%mencari zeta 5, x2, zeta 1, dan IJ
(A9A10)
zeta5 = -p+eta1+eta2+theta4-zeta3 ;

```

```

X2 = (JK^2)+(CK^2)-(JL^2)-(CL^2) ;
y1 =
atan2((JK*CK*sin(zeta5)),((JK*CK*cos(z
eta5))-(JL*CL)));
y2 =
atan2(((4*(JK^2)*(CK^2)*((sin(zeta5))^
2))+4*((JK*CK*cos(zeta5))-
(JL*CL))^2)-(X2^2)^(1/2),(X2)) ;
zeta1 = y1-y2 ;
IJ = ((IL^2)+(JL^2)-
(2*IL*JL*cos((2*p)-epsilon1-
zeta1)))^(1/2) ;

```

Keterangan

CL = A3A12

JL = A10A12

IL = A9A12

CK = A3A11

JK = A10A11

IJ= A9A10 (Panjang silinder bucket)

P = π Eta1 = η_1 Eta2 = η_2 Epsilon1 = ϵ_1 Zeta3 = ζ_3 **A.8 Kode Matlab Panjang Silinder Kondisi II**

```

clear all
clc
%data yang dibutuhkan
%derajat
p = 180*pi/180 ;
eta1 = 3.32*pi/180 ;
eta2 = 80.14*pi/180 ;
zeta3 = 67.43*pi/180 ;
epsilon1 = 197.79*pi/180;

```

```

theta4 = 30*pi/180 ;

%panjang yang dibutuhkan
CL = 0.13254 ;
JL = 0.220 ;
CK = 0.18103 ;
JK = 0.205 ;
IL = 0.74341 ;

% Mencari zeta 5, x2, zeta 1, dan IJ
(A9A10)
zeta5 = -p+eta1+eta2+theta4-zeta3 ;
X2 = (JK^2)+(CK^2)-(JL^2)-(CL^2) ;
y1 =
atan2((JK*CK*sin(zeta5)),((JK*CK*cos(z
eta5))-(JL*CL)));
y2 =
atan2(((4*(JK^2)*(CK^2)*((sin(zeta5))^
2))+4*((JK*CK*cos(zeta5))-
(JL*CL))^2)-(X2^2))^(1/2),(X2)) ;
zeta1 = y1-y2 ;
IJ = ((IL^2)+(JL^2)-
(2*IL*JL*cos((2*p)-epsilon1-
zeta1)))^(1/2) ;

```

Keterangan

CL = A3A12

JL = A10A12

IL = A9A12

CK = A3A11

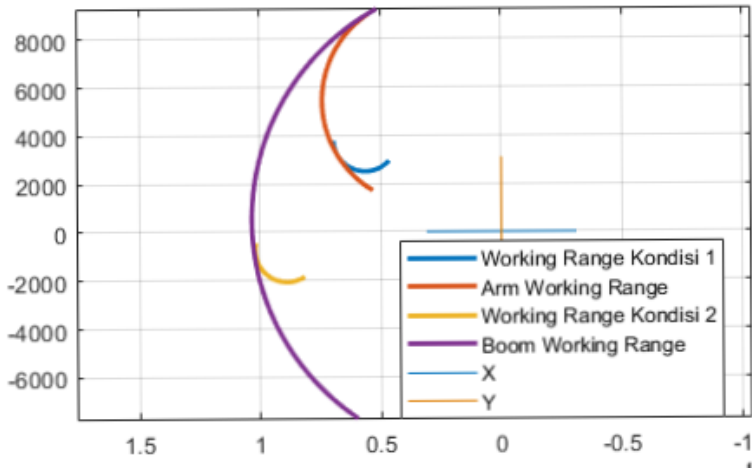
JK = A10A11

IJ= A9A10 (Panjang silinder bucket)

P = π Eta1 = η_1 Eta2 = η_2

Epsilon1 = ϵ_1
 Zeta3 = ζ_3

B. Working Range Ekskavator



```
clear all
clc
%Following are the values of link lengths of
the backhoe ekskavator
% Boom link length a2 = ___ mm;
% Arm link length a3 = ___ mm;
% Bucket link length a4 = ___ mm;
% Joint angle variation within -180 to +180
Degree as below
% FIRST JOINT theta2 = ___ to ___;
% SECOND JOINT theta3 = ___ to ___;
% THIRD JOINT theta4 = ___ to ___;
```

```

% Program can find the following kinematic
working ranges
% Maximum digging height " A "
% Maximum dumping height " B "
% Maximum digging depth " C "
% Max vertical wall digging depth " D "
% Maximum digging reach " E "
%Enter the values of link lengths of the
backhoe ekskavator
a2 = 5590;
a3 = 3010;
a4 = 1315.50;
% To find Maximum digging height " A " and
Maximum dumping height " B "
theta4 = linspace(-106.4211,30.04,136.4611);
theta2 = 61.64;
theta3 = -93.6833;
p = theta2;
q = theta2+theta3;
r = theta2+theta3+theta4;
AB1 =
a2*cos(pi*p/180)+a3*cos(pi*q/180)+a4*cos(pi*
r/180)+430;
AB2 =
(a2*sin(pi*p/180)+a3*sin(pi*q/180)+a4*sin(pi
*r/180)+500);
% To find Maximum digging depth " C "
theta3 = linspace(0,-120.45,120.45);
theta4 = 0;
theta2 = 61.64;
p = theta2;
q = theta2+theta3;
r = theta2+theta3+theta4;
C1 =
a2*cos(pi*p/180)+a3*cos(pi*q/180)+a4*cos(pi*
r/180)+430;

```



```

C2 =(
a2*sin(pi*p/180)+a3*sin(pi*q/180)+a4*sin(pi*
r/180)+500);
% To find Maximum vertical wall digging
depth " D "
theta3 = -13.3833;
theta4 =linspace(-106.4211,30.04,136.4611);
theta2 = -3.7156;
p = theta2;
q = theta2+theta3;
r = theta2+theta3+theta4;
D1 =
a2*cos(pi*p/180)+a3*cos(pi*q/180)+a4*cos(pi*
r/180)+430;
D2 =
(a2*sin(pi*p/180)+a3*sin(pi*q/180)+a4*sin(pi
*r/180)+500);
% To find Maximum digging reach on ground
level " E "
theta2 = linspace(61.64,-56,117.64);
theta3 = 0;
theta4 = 0;
p = theta2;
q = theta2+theta3;
r = theta2+theta3+theta4;
E1 =
a2*cos(pi*p/180)+a3*cos(pi*q/180)+a4*cos(pi*
r/180)+430;
E2 =
(a2*sin(pi*p/180)+a3*sin(pi*q/180)+a4*sin(pi
*r/180)+500);
% To plot all the data points
plot(AB1,AB2,C1,C2,D1,D2,E1,E2,'LineWidth',2
)
% To Draw X-axis and Y-axis
line([-3100 3100],[0 0]);

```

```

line([0 0],[ -3100 3100]);
set(gca,'XDir','reverse')
axis equal
grid on

```

C. Data Kerusakan *Bucket* Ekskavator

N o	WO_ Num ber	Da te	Seri al Nu mber	S hi ft	Cate gory _BD	Pros es_B D	Kode_ Kerus akan	Desc ription	Activ ity
34 4	4413 5	13. 01. 17	101 200 7	S hi ft I	Brea kdow n Unsc hedul e	BU2 Pros. Weld ing	ATT Attach ment	<i>Buc ket crack</i>	Rem ove <i>bucke ,weldi ng & instal l</i>
35 7	4414 7	13. 01. 17	101 400 11	S hi ft I	Brea kdow n Unsc hedul e	BU1 Pros. Repa ire	ATT Attach ment	<i>Buc ket crack</i>	ganti <i>bucke t ex spare</i>
40 2	4417 8	13. 01. 17	101 400 6	S hi ft I	Brea kdow n Unsc	BU1 Pros. Repa ire	ATT Attach ment	<i>Buc ket Cra ck</i>	repla ce <i>Buck et</i>

No	WO_ Number	Date	Serial Number	Shift	Category_BD hedule	Pros_BD	Kode_Kerusakan	Description	Activity
614	44389	19.01.17	1014006	Shift I	Breakdown Unshedule	BU1 Pros. Repair	ATT Attachment	<i>bucket</i> crack	Repair welding
804	44524	23.01.17	1014009	Shift I	Breakdown Unshedule	BU1 Pros. Repair	ATT Attachment	<i>Bucket</i> Crack	Ganti <i>Bucket</i> Assy
808	44528	23.01.17	1017505	Shift II	Breakdown Unshedule	BU1 Pros. Repair	ATT Attachment	<i>Bucket</i> crack	replace & install bucket + Greasing
1367	44964	03.02.17	1017505	Shift I	Breakdown Unsc	BS1 Pros. Repair	Rekon & Fabrik	Link I Crack	Welding link I

No	WO_ Number	Date	Serial Number	Shift	Category_BD hedule	Pros_BD	Kode_Kerusakan	Description	Activity
2085	45540	28.02.17	1014006	Shift I	Breakdown Unshedule	BU1 Pros. Repair	ATT Attachment	Bucket crack	ganti bucket (canibal 10140009)
2094	45549	28.02.17	1014008	Shift II	Breakdown Unshedule	BU1 Pros. Repair	ATT Attachment	Bucket crack	ganti bucket (canibal 10140016)
20999	45554	28.02.17	10140012	Shift I	Breakdown Unshedule	BU1 Pros. Repair	ATT Attachment	Bucket crack wiper mati	ganti bucket (ex 10140010)

No	WO_ Number	Date	Serial Number	Shift	Category_BD	Pros_BD	Kode_Kerusakan	Description	Activity
2550	45951	14.03.17	10140011	Shift I	Breakdown Unschedule	BS2 Pros. Welding	Rekon & Fabrik	Link Hcrack	Welding link H
2709	46095	16.03.17	10140010	Shift I	Breakdown Unschedule	BU1 Pros. Repair	ATT Attachment	Bucket crack	Replace bucket
2714	46100	16.03.17	1013009	Shift II	Breakdown Unschedule	BU1 Pros. Repair	ATT Attachment	Bucket patah	Replace bucket
2998	46334	24.03.17	1014008	Shift II	Breakdown Unschedule	BU1 Pros. Repair	ATT Attachment	Bucket crack	Ganti bucket ex spare

No	WO_ Number	Date	Serial Number	Shift	Category_BD	Pros_BD	Kode_Kerusakan	Description	Activity
3007	46343	24.03.17	10140015	Shift I	Breakdown Unschedule	BU2 Pros. Welding	ATT Attachment	Link Hretak	Welding link H
3404	46682	06.04.17	1014006	Shift I	Breakdown Unschedule	BU1 Pros. Repair	ATT Attachment	Bucket crack	Replace bucket spare
3416	46694	06.04.17	1014008	Shift II	Breakdown Unschedule	BU1 Pros. Repair	ATT Attachment	Bucket crack	ganti bucket ex repair Ut
3429	46703	06.04.17	10140010	Shift II	Breakdown Unsc	BU1 Pros. Repair	ATT Attachment	Bucket crack	ganti bucket ex 10140015

No	WO_ Number	Date	Serial Number	Shift	Category_BD chedule	Pros_BD	Kode_Kerusakan	Description	Activity , welding link H
34 48	4672 2	06. 04. 17	101 400 5	S hift II	Brea kdow n Unsc hedul e	BU1 Pros. Repa ire	ATT Attach ment	<i>Buc ket crac k</i>	ganti <i>bucke t</i> ex spare
35 51	4681 3	09. 04. 17	101 300 11	S hift I	Brea kdow n Unsc hedul e	BS2 Pros. Weld ing	Rekon & Fabrik	<i>Buc ket crac k</i>	Repl ace <i>bucke t</i> & fabri kasi lock pin boom
35 56	4681 8	09. 04. 17	101 400 9	S hift I	Brea kdow n Unsc hedul e	BU1 Pros. Repa ire	ATT Attach ment	<i>Buc ket crac k & hyd pum p</i>	Repl ace <i>bucke t</i> ex repai r

No	WO_ Number	Date	Serial Number	Shift	Category_BD	Pros_BD	Kode_Kerusakan	Description	Activity
4189	47401	03.05.17	10140012	Shift II	Breakdown Unscheduled	BU2 Pros. Welding	ATT Attachment	<i>Bucket</i> & link H crack	Welding link H & Replace bucket ex repair
4969	48165	30.05.17	1017504	Shift I	Breakdown Unscheduled	BU2 Pros. Welding	ATT Attachment	<i>Bucket</i> crack	Fabrikasi crack
5495	48679	15.06.17	1013005	Shift I	Breakdown Unscheduled	BU2 Pros. Welding	ATT Attachment	Link H crack	Replace link H new

D. Data Model Ekskavator Penelitian Patel

Description	Symbol	Value	Units
Swing link length, boom link length, arm link length, and bucket link length respectively	a1	0.43	m
	a2	1.34658	
	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	A1A5	0.67461	m
	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	Izz2	8.809856	Kg·m ²
	Izz3	5.875598	
	Izz4	2.343296	

Description	Symbol	Value	Units
axis of the frame {2}, {3}, and {4} respectively			
Mass of link 2 (boom), link 3 (arm), and link 4 (bucket)	m2	51.664	Kg
	m3	32.450	
	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

	Data Kondisi 1							
	$\theta_2 = 61,64$; $\theta_3 = 266,32$							
	θ_4 =30°	θ_4 =10°	θ_4 =351 ,05°	θ_4 =331 ,56°	θ_4 =312 ,06°	θ_4 =292 ,57°	θ_4 =273 ,07°	θ_4 =253 ,58°
$\dot{\theta}_3$	0.56 74 rad/ s	0.56 74 rad/ s	0.56 74 rad/ s	0.56 74 rad/ s	0.56 74 rad/ s	0.56 74 rad/ s	0.56 74 rad/ s	0.56 74 rad/ s
$\dot{\theta}_4$	1.14 59 rad/ s	0.83 86 rad/ s	0.71 82 rad/ s	0.67 12 rad/ s	0.67 54 rad/ s	0.72 25 rad/ s	0.80 79 rad/ s	0.93 45 rad/ s
$\ddot{\theta}_2$	- 0.54 29 rad/ s ²	- 0.54 29 rad/ s ²	- 0.54 29 rad/ s ²	- 0.54 29 rad/ s ²	- 0.54 29 rad/ s ²	- 0.54 29 rad/ s ²	- 0.54 29 rad/ s ²	- 0.54 29 rad/ s ²
$\ddot{\theta}_3$	- 0.00 29 rad/ s ²	- 0.00 29 rad/ s ²	- 0.00 29 rad/ s ²	- 0.00 29 rad/ s ²	- 0.00 29 rad/ s ²	- 0.00 29 rad/ s ²	- 0.00 29 rad/ s ²	- 0.00 29 rad/ s ²
$\ddot{\theta}_4$	0.66 43 rad/ s ²	0.27 03 rad/ s ²	0.12 70 rad/ s ²	0.02 94 rad/ s ²	- 0.06 30 rad/ s ²	- 0.17 74 rad/ s ²	- 0.34 29 rad/ s ²	- 0.60 33 rad/ s ²
β	56,7 3	39,3 7	24,7 4	11,0 7	1,34	12,4 6	22,2 7	30,7 4

	Data Kondisi 2							
	$\theta_2 = 356,28 ; \theta_3 = 333,2333$							
	$\theta_4 = 30^\circ$	$\theta_4 = 10^\circ$	$\theta_4 = 351,05^\circ$	$\theta_4 = 331,56^\circ$	$\theta_4 = 312,06^\circ$	$\theta_4 = 292,57^\circ$	$\theta_4 = 273,07^\circ$	$\theta_4 = 253,58^\circ$
Fr	2.38 20*1 0^5 N	2.38 20*1 0^5 N	2.38 20*1 0^5 N	2.38 20*1 0^5 N	2.38 20*1 0^5 N	2.38 20*1 0^5 N	2.38 20*1 0^5 N	2.38 20*1 0^5 N
Ft	2381 99.6 372 N	2381 99.6 372 N	2381 99.6 372 N	2381 99.6 372 N	2381 99.6 372 N	2381 99.6 372 N	2381 99.6 372 N	2381 99.6 372 N
Fn	415. 7372 168 N	415. 7372 168 N	415. 7372 168 N	415. 7372 168 N	415. 7372 168 N	415. 7372 168 N	415. 7372 168 N	415. 7372 168 N
Fh	8045 03,0 018 N	8045 03,0 018 N	8045 03,0 018 N	8045 03,0 018 N	8045 03,0 018 N	8045 03,0 018 N	8045 03,0 018 N	8045 03,0 018 N
F ₁₁₁ (N)	4413 38,4	6219 33,8	7306 62,7	7895 33,9	8042 83	7855 54,4	7444 93,7	6914 66,8
F _{11v} (N)	6726 40,7	5103 17	3366 85,5	1544 71,1	1881 3,53	1735 77,9	3048 83,8	4112 16,1
rho	75.8 2	75.8 2	75.8 2	75.8 2	75.8 2	75.8 2	75.8 2	75.8 2
lama banda	103, 6933	83,6 933	424, 7733	405, 2533	385, 7533	366, 2633	346, 7633	327, 2733

BIODATA PENULIS



Muhammad Thoriq Aziz lahir di Bekasi, 26 Agustus 1996, merupakan anak pertama dari tiga bersaudara dari pasangan Alm. Rahmat Wahjudi Mardjojo dan Heni Susanti. Penulis mengawali pendidikan formal di TK Al-Aziz, Bogor dan melanjutkan jenjang pendidikan dasar di SDS Angkasa IX Halim PK, DKI Jakarta pada tahun 2002-2008. Pendidikan menengah penulis diambil di SMPN 49 Kramat Jati, DKI Jakarta pada tahun 2008-2011 dan dilanjutkan ke SMAN 8 Jakarta pada tahun 2011-2014. Penulis kemudian melanjutkan pendidikan perguruan tinggi pada tahun 2014 di Departemen Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.

Pada masa perkuliahan, penulis banyak aktif di kegiatan organisasi kampus. Penulis mendapat amanah sebagai staff departemen kewirausahaan Himpunan Mahasiswa Mesin periode 2015-2016. Kemudian penulis menjabat sebagai kepala departemen kewirausahaan Himpunan Mahasiswa Mesin periode 2016-2017. Pengalaman menyenangkan dan menantang menempa karakter penulis menjadi manusia yang jauh lebih baik selama di Himpunan Mahasiswa Mesin maupun saat aktif di laboratorium mekanika benda padat. Penulis berharap tugas akhir ini dapat menjadi kebermanfaatannya bagi banyak orang. Untuk informasi, saran, dan kepentingan sehubungan dengan penelitian, penulis dapat dihubungi melalui surat elektronik: thor.5714@gmail.com