

BUKTI KORESPONDENSI

ARTIKEL JURNAL TERAKREDITASI-MOTOR BAKAR UM TANGERANG

Judul Artikel : **ANALISIS KEKUATAN STRUKTUR HOOK CRANE SWL 40 TON
DENGAN METODE ELEMEN HINGGA**

Nama Jurnal : *Motor Bakar: Jurnal Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Tangerang*,
Vol. 7, No. 2, Juli – Desember 2023, P-ISSN: 2549-5038, E-ISSN: 2580-4979

Penulis : **Solikin, ST MT¹, Ir. Anastas Rizaly, MT² and M. Mustaghfirin, ST³**

No	Korespondensi	Tanggal
1	Register Journal	5 Septemperi 2023
2	Submission Acknowledgement	6 September 2023
3	Review Journal	18 – 22 November 2023
4	Revisi Journal	24 November 2023
5	Journal Accepted & Publish	26 November 2023

1. Register Jurnal

05 September 2023

[MBJTM] Journal Registration > Kotak Masuk x

Rofiroh <jurnal@umt.ac.id>

5 Sep 2023, 09.41

kepada saya ▾

The following message is being delivered on behalf of Mekanika: Jurnal Teknik Mesin.

Assalamuálaikum solikin solikin

You have now been registered as a user with Motor Bakar : Jurnal Teknik Mesin. We have included your username and password in this email, which are needed for all work with this journal through its website. At any point, you can ask to be removed from the journal's list of users by contacting me.

Username: solikin

Password: solikin1975

Thank you,
Rofiroh

Motor Bakar : Jurnal Teknik Mesin

<http://jurnal.umt.ac.id/index.php/mjtm>

2. Submission Acknowledgement

06 September 2023

[MBJTM] Submission Acknowledgement > Kotak Masuk x

Rofiroh <jurnal@umt.ac.id>

6 Sep 2023, 09.40

kepada saya ▾

The following message is being delivered on behalf of Mekanika: Jurnal Teknik Mesin.

Assalamuálaikum solikin solikin:

Thank you for submitting the manuscript, "ANALISA KEKUATAN STRUKTUR HOOK CRANE SWL 40 TON DENGAN METODE ELEMEN HINGGA" to Motor Bakar : Jurnal Teknik Mesin. With the online journal management system that we are using, you will be able to track its progress through the editorial process by logging in to the journal web site:

Manuscript URL:

<https://jurnal.umt.ac.id/index.php/mjtm/author/submission/9603>

Username: solikin

If you have any questions, please contact me. Thank you for considering this journal as a venue for your work.

ANALISA KEKUATAN STRUKTUR HOOK CRANE SWL 40 TON DENGAN METODE ELEMEN HINGGA

Solikin, ST MT¹, Ir. Anastas Rizaly, MT² and M. Mustaghfirin, ST³

Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Surabaya
Jl. Raya Sutorejo No.59, Dukuh Sutorejo, Kec. Mulyorejo, Surabaya, Jawa Timur 60113
Email : Solikin@ft.um-surabaya.ac.id

Submitted Date: September 4, 2023

Reviewed Date: September , 2023

Revised Date: September 10, 2023

Accepted Date: September 20, 2023

Abstract

Hook Crane (hook) is a very important component of the crane, which functions as a means of attaching the load to the crane. The Hook Crane must not experience structural failure during lifting. Hook Cranes can experience structural failure, because the Hook Crane has entered its reject period. In ASME B30.10 1999, it is stated in detail the criteria for rejecting Hook Cranes.

Conduct structural static analysis to determine the difference in response between a standard Hook Crane (Model A) and a Hook Crane that has met the reject criteria (Model B) . Analysis using finite element software (ANSYS) to determine the value of Total Deformation, Equivalent (Von Mises) Stress, Fatigue Sensivity. The results of the comparison of the two Hook Crane models will be used as the basis for why the Hook Crane reject should not be used.

Simulation results using finite element software. At 100% loading of SWL 40 tons. Total deformation value for Model A 0.68454 mm, Model B 0.8128 mm. Equivalent Value (Von Mises) Stress Model A 267.92 Mpa, Model B 301 Mpa. The Fatigue Sensivity (Available Life) value for Model A is 20,000 lifts, Model B 9,000 lifts.

The simulation results show that the standard Model A Hook Crane has a better value than the Model B Hook Crane which has entered the reject period. This shows that the reject criteria provided by ASME greatly influence the structural strength of the Hook Crane. The Model B Hook Crane has the potential to experience structural failure, because the results from the Equivalent (Von Mises) Stress simulation of 301 MPa far exceed the Yield Strength Material value of 240 MPa.

Keywords: Hook, Static Structure, Finite Element.

Abstrak

Hook Crane (kait) adalah komponen yang sangat penting pada crane, yang berfungsi sebagai alat mengaitkan beban ke crane. Hook Crane tidak boleh mengalami kegagalan struktur pada saat melakukan pengangkatan. Hook Crane dapat mengalami kegagalan struktur disebabkan Hook Crane sudah memasuki masa reject. Pada ASME B30.10 1999, disebutkan dengan detail kriteria reject pada Hook Crane.

Melakukan analisa statik struktur untuk mengetahui perbedaan respon antara Hook Crane standard (Model A) dan Hook Crane yang sudah memasuki kriteria reject (Model B) . Analisa menggunakan batuan software elemen hingga (ANSYS) untuk mengetahui nilai Total Deformation, Equivalent (Von Mises) Stress, Fatigue Sensivity. Hasil perbandingan dua model Hook Crane akan digunakan sebagai dasar bahwa kenapa Hook Crane reject tidak boleh digunakan.

Hasil simulasi menggunakan software elemen hingga. Pada pembebanan 100% dari SWL 40 ton. Nilai Total deformation Model A 0.68454 mm, Model B 0.8128 mm. Nilai Equivalent (Von Mises) Stress Model A 267.92 Mpa, Model B 301 Mpa. Nilai Fatigue Sensivity (Avalaible Life) Model A 20,000 kali pengangkatan, Model B 9,000 kali pengangkatan.

Dari hasil simulasi menunjukkan bahwa Model A Hook Crane yang masih standard memiliki nilai yang lebih baik dari Hook Crane Model B yang sudah memasuki masa reject. Hal ini menunjukkan bahwa kriteria reject yang diberikan oleh ASME sangat mempengaruhi dari kekuatan struktur dari Hook Crane. Hook Crane Model B sangat berpotensi untuk mengalami kegagalan struktur, karena hasil dari simulasi Equivalent (Von Mises) Stress sebesar 301 Mpa jauh melebihi dari nilai Yield Strength Material yaitu 240 Mpa.

Kata Kunci : Kait (Hook), Statik Struktur, Elemen Hingga.

PENDAHULUAN

Crane adalah salah satu alat berat (*heavy equipment*) yang digunakan untuk mengangkat beban secara *vertical*. *Crane* mempunyai banyak jenis dan penggunaan yang berbeda. *Crane* tidak hanya digunakan pada *industry manufacture* saja, ada beberapa bidang pekerjaan yang juga menggunakannya.

Melihat begitu pentingnya peran *crane* dalam berbagai bidang pekerjaan sebagai alat bantu angkat, maka perlu dilakukan penelitian dan pengembangan terhadap *crane* itu sendiri guna meningkatkan kapasitas dan efektifitas dari kinerja *crane*. Selain pengembangan kapasitas dan efisiensi dari *crane*, juga tidak kalah penting untuk diperhatikan adalah *safety factor* dan *lifetime* setiap *equipment* dari *crane* agar dapat menghindari *fatality accident* pada saat penggunaan *crane*. Mengingat beban yang diangkat *crane* sangat besar dan memiliki potensi bahaya yang sangat tinggi bagi operator dan dapat merusak barang yang diangkat jika terjatuh akibat kegagalan *structure* dari *crane*.

Untuk itu sangatlah penting untuk mengetahui *fatigue sensifity*, *deformation*, *equivalent von mises* dari sebuah *equipment* yang sudah masuk pada kriteria *reject*. Badan standarisasi International seperti ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) hanya memberikan informasi kriteria *reject* tanpa menampilkan data tentang *fatigue sensifity*, *deformasi*, *equivalent von mises*. Di dunia *insustry*, *crane* yang banyak digunakan adalah *overhead crane*. *Overhead crane* sendiri mempunyai beberapa bagian diantaranya adalah *girder*, *endcarigge*, *hoist drum*, dan *buttom block*. Dalam *buttom block* ada pengait yang dinamakan *Hook Crane*. Bagian *crane* yang sangat penting dan harus mendapat perhatian adalah *Hook Crane*, karena jika *Hook Crane* mengalami kerusakan pada saat digunakan maka dapat mengakibatkan *fatality accident*. Oleh karena itu informasi tentang *fatigue sensifity*, *deformasi*, dan *equivalent von mises* dari *Hook Crane* sangat penting guna meminimalisir

fatality accident. Badan standarisasi dari amerika yaitu ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) telah menetapkan standar untuk *Hook Crane*. ASME B30.10-1999 menyatakan “*Any wear exceeding 10% (or as recommended by the manufacturer) of the original section dimension of the hook or its load pin*”. Dari standar ASME tersebut akan disimulasikan dengan metode elemen hingga, untuk mengetahui nilai *fatigue sensifity*, *deformasi*, *equivalent von mises* dari *Hook Crane* sebelum dan sesudah masuk pada kriteria *reject*.

Merujuk dari permasalahan di atas maka akan dilakukan simulasi menggunakan metode elemen hingga atau FEM untuk mendapatkan nilai *fatigue sensifity*, *equivalent stress von misses* dengan bantuan *software ANSYS Workbench*. Dipilihnya perhitungan menggunakan komputer ini untuk mendapatkan hasil yang lebih cepat dan murah. Perhitungan akan dilakukan pada dua model yang masing – masing adalah *Hook Crane standard* pabrikan dan yang kedua adalah *Hook Crane* yang sudah memasuki masa *reject* sesuai dari rekomendasi ASME. Pemodelan akan menggunakan *Software Solidwork* dari *Dessault System*.

TINJAUAN PUSTAKA

Crane adalah suatu alat pengangkat dan pemindah material yang bekerja dengan prinsip kerja tali, *crane* digunakan untuk angkat muatan secara *vertical* dan gerak kearah *horizontal* bergerak secara bersama dan menurunkan muatan ke tempat yang telah ditentukan dengan mekanisme pergerakan *crane* secara dua derajat kebebasan. Dengan mekanisme pengangkat (*lifting*), dan berjalan (*travelling*).

Jenis – Jenis *Crane*

Crane stasioner yang dapat diputar

Crane stasioner yang dapat diputar atau *crane* putar. *Crane* model ini hanya diam ditempat tanap dapat melakukan pergerakan, karena *crane* model ini ditempatkan pada sebuah tiang *vertical*. *Crane*

ini dapat melakukan pergerakan berputar pada sumbu tiang *vertical* tersebut. Ada tiga jenis pergerakan yang di miliki oleh *crane* jenis ini yaitu pengangkatan (*lifting*), Berputar (*Spinning*), gerakan *transversal* (*crane* memiliki *boom* di bagian atas untuk memungkinkan *crane* melaukan pergerakan *transversal*).

Crane yang bergerak pada rel

Crane yang bergerak pada rel umumnya terdiri dari *crane kantilever* dan *monorel* (baik yang berupa dapat diputar maupun tidak) yang bergerak lurus pada suatu jalur khusus. Contoh *Crane* yang bergerak pada rel, salah satunya adalah STS (*Ship to Shore Gantry Crane*) *crane*. STS biasa digunakan di pelabuhan untuk memindahkan container dari kapal ke dermaga/truck atau sebaliknya. STS *Crane* dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 1. Gantry Crane

Crane Tanpa Lintasan

Crane tanpa lintasan terdiri dari atas *crane* tiang yang dipasang diatas truk, mobil atau traktor agar dapat bergerak pada jalan berkapur, berbatu, dan beraspal. *Crane* jenis ini biasa disebut dengan *Mobile Crane*. *Crane* jenis ini biasa digunakan untuk pembangunan kontruksi jalan jembatan dan lain – lain. Sifatnya yang *mobile* sangat menguntungkan untuk digunakan pada proses kontruksi tersebut. *Mobile crane* dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 2. Mobile Crane

Hook Crane

Hook Crane / kait, adalah alat yang di gunakan untuk mengangkat beban atau menggantung beban pada *crane*. Secara umum *Hook Crane* mempunyai 2 jenis, yaitu *single hook* / kait tunggal dan kait ganda atau *double hook*. Adapun jenis *Hook Crane* yang lain di luar dua jenis *Hook Crane* di atas, karena *Hook Crane* menyesuaikan beban yang akan diangkat. Berikut adalah beberapa jenis dari *Hook Crane*.

Kait Tunggal (Single Hook)



Gambar 3. Kait Tunggal / Single Hook

Kait jenis ini adalah yang paling banyak digunakan. Untuk menghitung tegangan tariknya apabila pada keadaan $a = h$, dan bila $\frac{a}{h} = 1$ dan $\frac{b_1}{b_2} = n$, maka rumus yang digunakan adalah :

$$X = \frac{5n+7}{3(n+1)^2} [(1.5n - 0.5) 1,09861 - (n - 1)] - 1$$

Maka :

$$e_1 = \frac{n+2}{n+2} \frac{h}{3} \quad (1)$$

Momen lentur M diasumsikan bernilai positif, bila menyebabkan kelengkungan kait bertambah (jari-jarinya berkurang) dan bernilai negatif apabila kelengkungannya berkurang. Karena beban cenderung untuk membuka kait, momennya bernilai negatif.

$$M = -Qr = -Q (0.5a + e_1) \quad (2)$$

Tegangan tarik maksimum pada bagian terdalam pada penampang tersebut ialah :

$$\sigma_1 = \frac{Q}{F} \frac{1}{x} \frac{2e_1}{a} < \sigma \text{ aman} \quad (3)$$

Tegangan tekan satuan maksimum pada bagian terluar didapatkan dengan cara yang sama.

$$\sigma_{11} = \frac{Q}{F} \frac{1}{x} \frac{e_2}{\frac{a}{2}+h} \quad (4)$$

Dengan :

σ = Tegangan tarik maksimum (Pa)

Q = Beban pada kait (N)

F = Luas penampang kritis (m^2)

e_1 = Jarak bagian terdalam dengan garis nol (m)

a = Lingkaran luar (m)

x = Faktor yang tergantung dari bentuk penampang dan kelengkungan kait netral; jarak dari pusat kelengkungan ke sumbu netral akan bernilai negatif bila bagian itu terletak di antara pusat kelengkungan dan sumbu netral dan bernilai positif bila terletak pada bagian lain sumbu netral.

Kait Ganda (Double Hook)

Kait tanduk ganda didesain dengan dudukan yang lebih kecil daripada kait tunggal dengan kapasitas angkat yang sama. Dimensi pada bagian tangkai polos dan berulir hampir sama dengan kait tunggal dan bagian yang berulir diperiksa dengan metode perhitungan yang sama.



Gambar 4. Kait Ganda / Double Hook

Cara menghitung gaya normal pada penampang I-II adalah :

$$P_1 = \frac{2Q \sin (\alpha + \beta)}{3 \cos \alpha} \quad (5)$$

Dengan :

β = Sudut kemiringan penampang tersebut terhadap vertikal.

Dengan mengabaikan gaya geser, tegangan satuan pada bagian yang paling luar dan dalam akan menjadi :

$$\sigma_1 = \frac{P_1}{F} \frac{1}{x} \frac{2e_1}{a}$$

$$\sigma_{11} = - \frac{P_1}{F} \frac{1}{x} \frac{e_2}{e_1+e_2+\frac{a}{2}} \quad (6)$$

Dengan :

a = Diameter kait

e_1 dan e_2 = Jarak antara garis netral dengan bagian terluar dan terdalam.

F = Luas penampang daerah kritis.

Tegangan utama maksimum dapat ditentukan dengan cara :

$$P_t = \frac{Q}{2} \cos \beta$$

$$P_{sh} = \frac{Q}{2} \sin \beta$$

$$\sigma_1 = \frac{P_t}{F}$$

$$\tau_{sh} = \frac{P_{sh}}{F}$$

Tegangan lentur σ_{lentur} yang timbul dari momen adalah :

$$M_{lentur} = -P_t \left(\frac{a+b}{2} \right)$$

Akibatnya :

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{(\sigma_1 + \sigma_{lentur})^2 + 3\tau^2} \quad (8)$$

Jenis-Jenis Tegangan

Tegangan pada umumnya terbagi menjadi dua kelompok yaitu :

Tegangan Normal

Tegangan yang arah kerjanya dalam arah tegak lurus permukaan terpotong batang. Tegangan normal disebabkan oleh beberapa faktor yaitu :

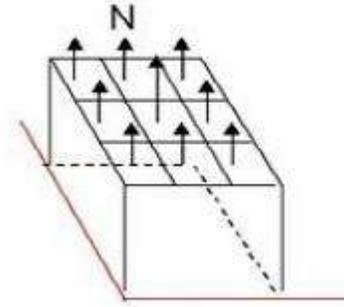
1. Gaya Normal

Tegangan normal terjadi akibat adanya reaksi yang diberikan pada benda. Jika gaya dalam diukur dalam N, sedangkan luas penampang dalam m^2 , maka satuan tegangan adalah N/m^2 .

$$\sigma_n = \frac{Fn}{A} = (N/m^2) \quad (9)$$

Dimana :

- σ_n = Tegangan normal (N/m^2)
- Fn = Gaya normal (N)
- A = Luas penampang (m^2)



Gambar 5. Tegangan Normal

2. Beban Tarik dan Tekan

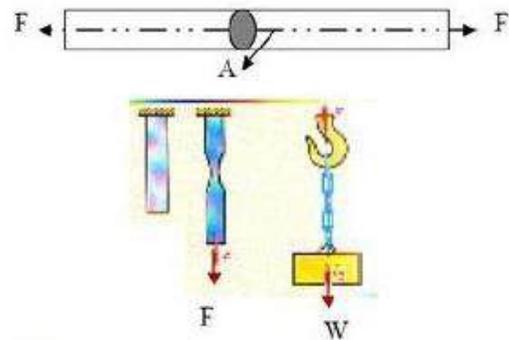
Apabila batang ditarik oleh gaya F seperti pada gambar 2.19 maka tegangan yang terjadi adalah tegangan tarik. Tegangan tarik dapat ditulis dengan persamaan.

$$\sigma_t = \frac{Ft}{A} = (N/m^2) \quad (9)$$

Dimana: σ_t = Tegangan tarik (N/m^2)

Ft = Gaya tarik (N)

A = Luas penampang (m^2)



Gambar 6. Tegangan Tarik

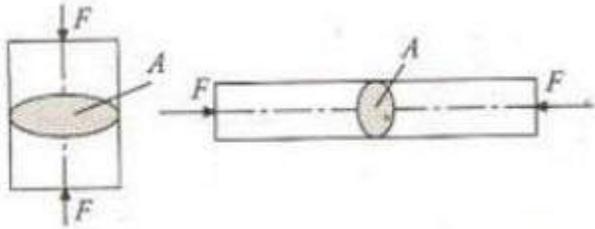
Sedangkan tegangan tekan terjadi bila suatu batang diberi gaya F yang saling berlawanan dan terletak dalam satu garis gaya. Tegangan tekan dapat ditulis.

$$\sigma_D = \frac{FD}{A} = (N/m^2) \quad (10)$$

Dimana: σ_D = Tegangan tekan (N/m^2)

FD = Gaya tekan (N)

A = Luas penampang (m^2)

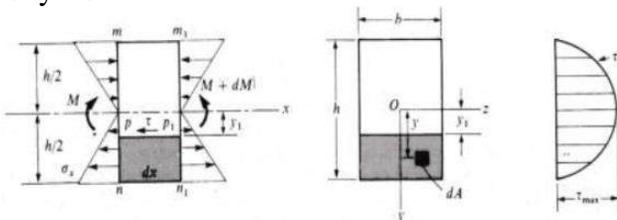


Gambar 7. Tegangan Tekan

Tegangan Geser

Tegangan geser terjadi jika suatu benda bekerja dengan dua gaya yang berlawanan arah, sejajar sumbu batang. Tegangan geser dapat disebabkan karena adanya beberapa pembebanan seperti :

1. Gaya Geser



Gambar 8. Gaya Geser

Untuk menentukan tegangan geser τ pada sembarang titik dalam penampang dapat menggunakan persamaan berikut :

$$\tau = \frac{VQ}{Ib} \quad (11)$$

Dimana :

τ = Tegangan (N/m^2)

V = Gaya Geser (N)

Q = Momen (m^3)

I = Momen Inersia (m^4)

b = Lebar Penampang (m)

2. Momen Lentur

Gaya geser dan momen lentur tersebut akan menyebabkan tegangan geser dan tegangan lentur. Besaran tegangan akibat lenturan pada balok dapat ditulis dengan formula sebagai berikut:

$$\sigma = M \cdot y / I$$

Dimana :

σ = Tegangan lentur (N/m^2) (12)

M = Momen lentur (N.m)

y = Jarak Terjauh dari sumbu (m)

I = Momen Inersia (m)

3. Beban Puntir (Torsi)

Torsi yang bekerja pada poros akan menghasilkan tegangan geser. Untuk mendapatkan tegangan puntir dapat menggunakan persamaan berikut :

$$t = \frac{Tr}{J} \quad (13)$$

Dimana :

t = Tegangan puntir

T = Momen puntir/torsi

Tr = Jari - jari (m)

J = Momen inersia (m^4)

Metode Elemen Hingga

Metode elemen hingga adalah metode yang digunakan untuk memecahkan permasalahan berupa persamaan dengan menggunakan rumus integral dalam sistem aljabar linear dan non linear dengan ketelitian yang cukup akurat. Keunggulan dari penggunaan metode elemen hingga adalah elemen – elemen yang terbentuk akan mendekati nilai elemen sebenarnya.

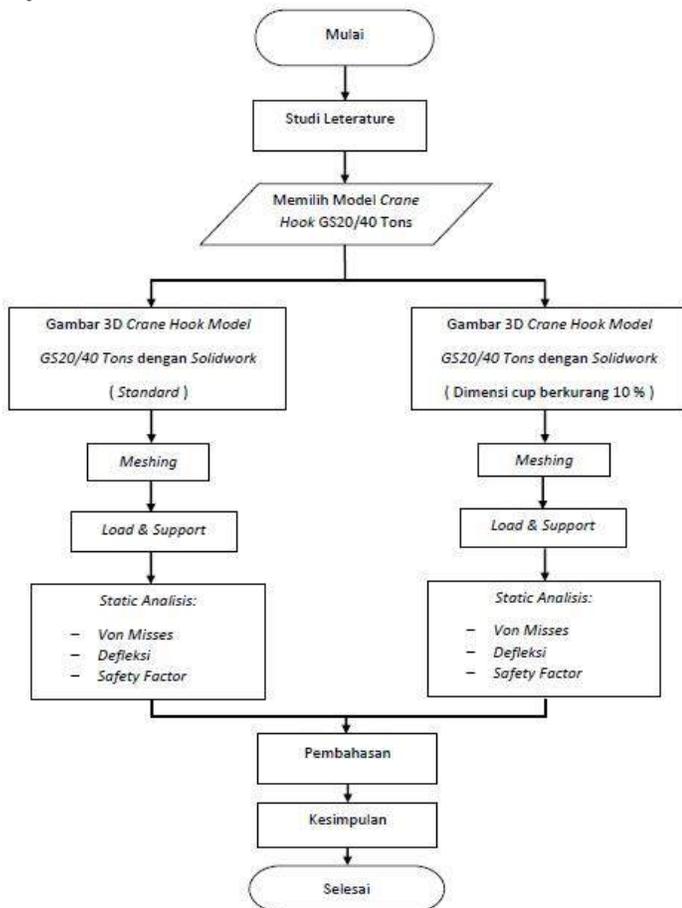
Terdapat dua pendekatan umum dalam metode elemen hingga, yaitu :

1. Metode fleksibilitas. Gaya dalam struktur digunakan sebagai variabel yang harus dicari dalam metode ini. Persamaan keseimbangan digunakan untuk mendapatkan persamaan pengatur. Kemudian persamaan lainnya didapat dengan memberikan syarat kompatibilitas.
2. Metode kekakuan/perpindahan. Perpindahan titik simpul digunakan sebagai variabel yang harus dicari dalam metode ini. Syarat kompatibilitas mengharuskan elemen yang berhubungan akan tetap berhubungan setelah mengalami deformasi.

Untuk keperluan komputasi, metode kekakuan lebih menguntungkan karena formulasi untuk masalah struktur lebih sederhana dari pada metode fleksibilitas.

METHODOLOGY

Pada Penelitian kali ini akan menggunakan Metode Elemen Hingga, dengan menggunakan bantuan *software* dalam pelaksanaannya. Ada beberapa *software* yang digunakan dalam penelitian ini antara lain adalah *Solid work* sebagai *software* yang digunakan untuk membuat model 3D dari objek yang akan dilakukan penelitian. Dan *software ANSYS* yang akan digunakan sebagai *software FEA*.



Gambar 9. Diagram Alir Penelitian

Dalam penelitian ini menggunakan *Hook Crane type GS 20/40 tons* dengan material *DIN class P*,

fine-grained carbon steel. St-E355/St-E420, similar to ASTM A573 Gr. 65. Yang akan ditekankan dalam penelitian ini adalah berapa persen kekuatan angkat maksimum dari *SWL* yang telah ditentukan, serta bagaimana respon dari *Hook Crane* apabila mendapat beban dari *SWL* yang telah ditentukan. Dan juga akan di simulasikan apa yang akan terjadi apabila cup pada *Hook Crane* berkurang 10% dari standarnya. Akan dilihat bagai mana respon dari *Hook Crane*.

Dalam penelitian ini akan dilihat *displacement, stresses* dan *safety factor* pada *design Hook Crane GS20/40tons*. Semua analisa akan dilakukan dengan menggunakan *software ANSYS Workbench 16*. Dengan beban terpusat pada *cup Hook Crane*

Menentukan Object Penelitian

Dalam penelitian ini akan dilakukan analisa *Hook Crane* jenis kait tunggal. Jenis *Hook Crane* kait tunggal adalah jenis yang paling sering digunakan pada *industry*. Dalam penelitian kali ini *Hook Crane* yang akan dianalisa adalah *Hook Crane* yang memiliki *swl* maksimum 40 Tons.

Dalam penelitian ini akan digunakan model *Hook Crane* dari *MILLER SINGLE HOOKS DIN 15401* dengan tipe *GS 20 Swl 40 tons. Material DIN class P, fine-grained carbon steel. St-E355/St-E420, similar to ASTM A573 Gr. 65.*

Material Properties

Material properties adalah data yang akan di masukkan dalam system sebagai salah satu parameter untuk melakukan simulasi dengan menggunakan *ansys. Material propertis* digunakan untuk memebri informasi tentang kekuatan material dan sifat – sifat material *DIN class P, fine-grained carbon steel. St-E355/St-E420, similar to ASTM A573 Gr. 65.* *Material properties* dapat di lihat dalam table 3.1 di bawah ini.

Tabel 1. Material Propertise

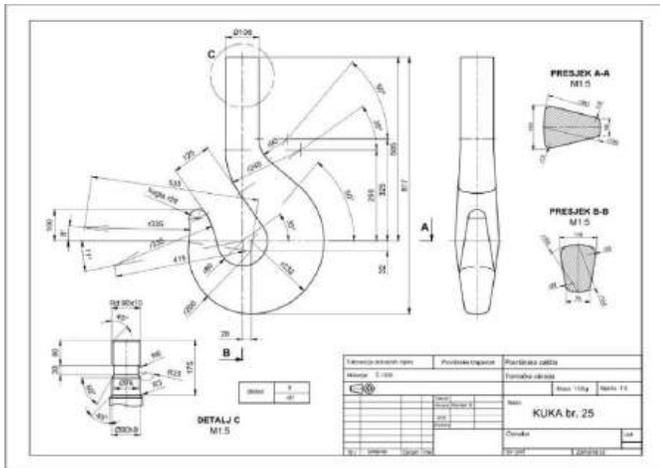
Physical Properties	Metric	English
Density	7.80 g/cc	0.282 lb/in ³

Menentukan Pembebanan

Pada simulasi ini *Hook Crane* akan diberikan 5 *variable* pembebanan yaitu (50%, 75%, 100%, 125%, 150%) pembebanan untuk mengetahui nilai dari *Equivalent (Von Mises) Stress*, dan *Total Deformation*, sedangkan untuk pengujian *fatigue sensivity Hook Crane* akan diberikan beban maksimum dari *SWL* yaitu 40 ton.

Pemodelan Geometry

Pemodelan dalam penelitian ini menggunakan *software Solidwork*. Pemodelan *Hook Crane* GS20/40 tons dilakukan 2 macam yaitu pemodelan dalam keadaan standard dan pemodelan dengan cup yang berkurang 10% dari standard. Pemodelan dibuat berdasarkan drawing yang di dapat dari katalog *Hook Crane model GS40/40 Tons*. Berikut adalah drawing dari *Hook Crane Model GS20/40 Tons*.

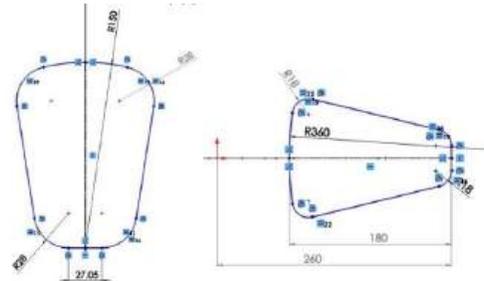


Gambar 10. *Drawing Hook Crane Model GS20/40 Tons.*

Berdasarkan *drawing* di atas akan di buat dua buah model yang pertama sesuai dengan *drawing* di atas. Yang kedua akan dibuat *cup holder* akan berkurang 10% dari *standard*. Berikut langkah permodelan 3D *Hook Crane*.

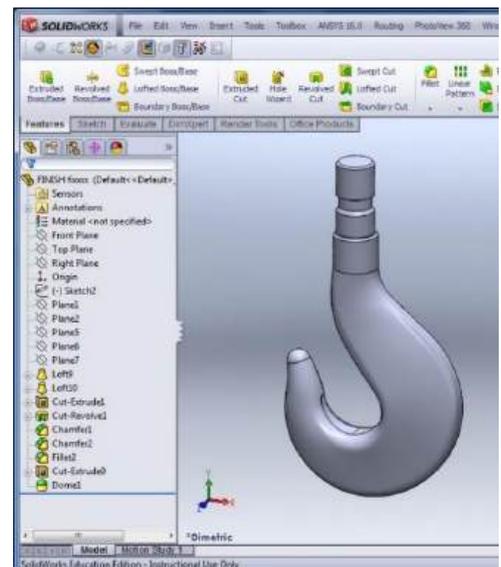
Pemodelan Geometry Standard (Model A) dengan Solid work.

Pemodelan *Hook Crane* yang pertama dibuat sesuai dengan dimensi *standard* tanpa mengurangi dimensi *holder cup*. Berikut adalah dimensi dari *Hook Crane*.



Gambar 11. *Sketch Gambar Hook Crane Standard*

Setelah dilakukan *sketch* di *Solidwork* selanjutnya dilakukan pemodelan 3D pada *sketch* yang telah dibuat. Berikut adalah hasil dari pemodelan 3D *Hook Crane*.

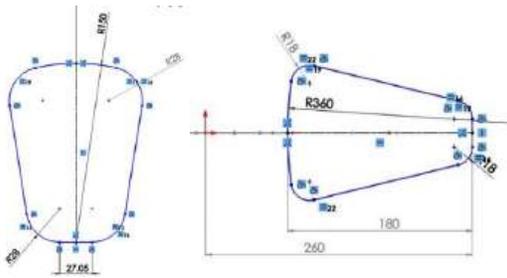


Gambar 12. *Pemodelan 3D Hook Crane Standard.*

Langkah – langkah pemodelan 3D dapat dilihat d dalam kolom *Feature Manager Design Tree* yang terletak di kolom sebelah kiri dari model.

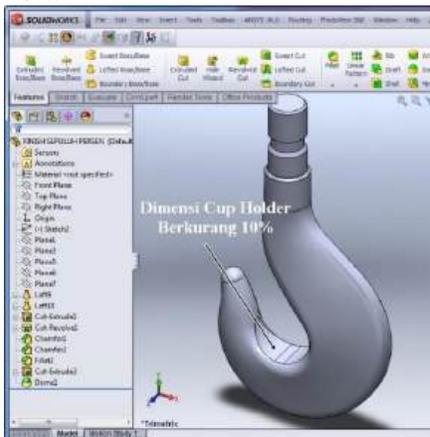
Pemodelan Geometry Cup Berkurang 10% (Model B) Solidwork.

Pemodelan *Hook Crane* yang kedua hampir sama dengan pemodelan pertama. Langkah pertama membuat *sketch* dengan dimensi sesuai *drawing*.



Gambar 13. Sketch Gambar Hook Crane Model B.

Sketch di buat sama dengan pemodelan pertama karena pengurang dimensi cup holder akan dilakukan pada saat pemodelan 3D. Berikut ada pemodelan 3D dengan mengurangi 10 % dimensi dari cup holder.



Gambar 14. Pemodelan 3D Hook Crane Cup Holder Berkurang 10%.

Simulasi dengan ANSYS

Simulasi menggunakan software ANSYS Workbench 16. Dalam penelitian ini akan dilakukan analisa *Static Structure*. Untuk melakukan analisa *Static Structure* ada beberapa langkah yang harus dilakukan diantaranya adalah *Input Engineering Data*, Pemodelan *Geometry*, Menentukan Model analisa, *Solution*.

Berikut adalah langkah memasukan *material properties* pada *engineering data*.

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Density	7850	kg m ⁻³		
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
6	Isotropic Elasticity				
16	Alternating Stress Mean Stress	Tabular			
20	Strain-Life Parameters				
28	Tensile Yield Strength	2.5E+08	Pa		
29	Compressive Yield Strength	2.5E+08	Pa		

Gambar 15. Input Engineering Data

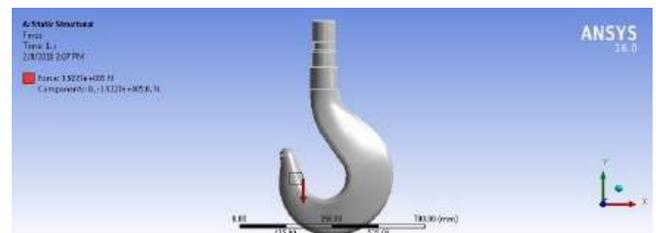
Pembebanan (Force)

Pada proses pembebanan, beban atau *force* dikenakan pada *cup holder* dari *Hook Crane* dengan *direction*.

Untuk melakukan pembebanan klik kanan pada *static structure* dan pilih *force*, selanjutnya *input* besaran dan *direction* dari *force*. Berikut adalah hasil dari pembebanan.

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	3 Faces
Definition	
Type	Force
Define By	Components
Coordinate System	Global Coordinate System
<input type="checkbox"/> X Component	0. N (ramped)
<input type="checkbox"/> Y Component	-3.9227e+005 N (ramped)
<input type="checkbox"/> Z Component	0. N (ramped)
Suppressed	No

Gambar 16. Besar Pembebanan dan Direction



Gambar 17. Pembebanan Hook Crane

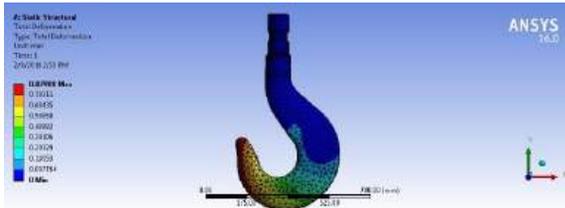
Solution

Dalam proses *solution* akan dilakukan propsep perhitungan analisa. Dan akan ditambahkan jenis analisa dari *geometry Hook*

Crane. Dalam penelitian kali ini akan di hitung *Deformasi Total*, *Equivalent stress*, dan yang terakhir adalah *fatigue analysis*.

Total Deformation

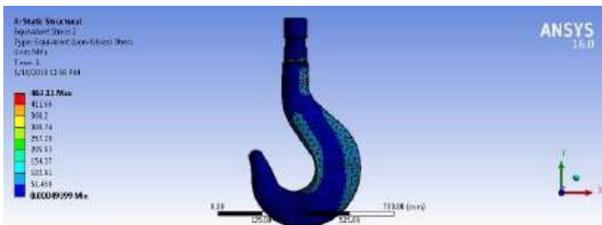
Total Deformation, analisa ini bertujuan untuk mengetahui berapa deformasi yang dialami *Hook Crane* ketika mendapatkan beban maksimum dari *swl* yang telah ditetapkan. Hasil analisa ini akan di bandingkan dengan *Hook Crane* yang memiliki dimensi *standard* dan *Hook Crane* yang berkurang 10% pada *cup holdernya*. Berikut adalah hasil dari analisa *Total Deformation*.



Gambar 17. Hasil Analisa Total Deformation

Equivalent (Von Mises) Stress

Equivalent (Von Mises) Stress, akan di ketahui berapa tegangan yang dialami oleh *Hook Crane* ketika mendapat pembebanan maksimum. Dan akan diketahui bagian yang paling besar mengalami stress dan besaran dari *stress* tersebut. Berikut adalah hasil dari analisa *stress von mises*.

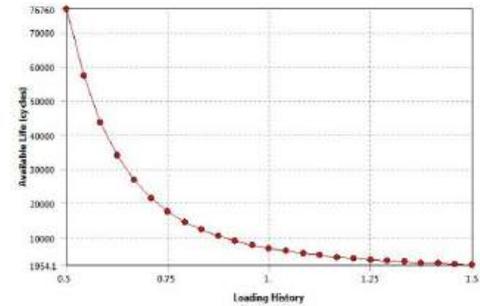


Gambar 18. Hasil Analisa Stress Von Mises

Fatigue Tool

Fatigue Tool digunakan untuk menghasilkan analisa tentang *safety factor*, *Demage*, *Life*, *Fatigue Sensivity*. Yang nantinya akan digunakan untuk mengetahui berapa umur kelayakan dari *Hook*

Crane. Berikut adalah contoh tabeh *Fatigue Sensivity*



Gambar 19. Grafik Fatigue Sensivity

HASIL DAN PEMBAHASAN

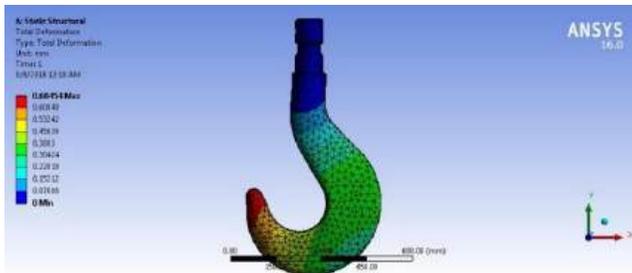
Hasil Penelitian

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui reaksi *Hook Crane* standard (Model A) dan *Hook Crane Reject* (Model B) dengan 5 *variable* pembebanan 50% ,75%, 100%, 125%, 150% dari *SWL* (*Safe working Load*) 40 ton. Dan dari penelitian ini akan diketahuai nilai *Total Deformation*, *Equivalent (Von mises) stress*, *Fatigue Sensivity*. Masing – masing data simulasi yang didapat akan dibandingkan untuk mengetahui perbedaan nilai dari kedua model *Hook Crane*. Sebagai data pembanding juga akan dilakukan simulasi *Hook Crane* dari fabrikasi lain yaitu *CM Hook Crane*. Data pembanding ini akan digunakan sebagai validasi hasil simulasi dari *Hook Crane standard* (Model A). Berikut adalah hasil penelitian dari masing – masing model, dan kemudian akan dibandingkan untuk mengetahui perbedaan hasil dari setiap model.

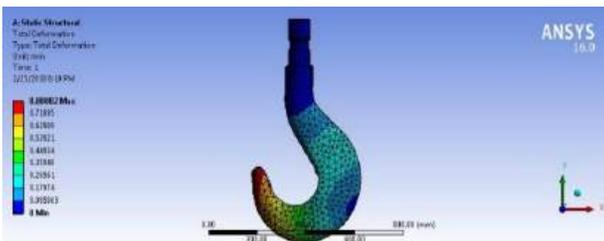
Total Deformation

Total Deformation adalah analisa untuk mengetahui *defleksi* ketika *Hook Crane* mengalami pembebanan yang telah ditentukan. Pada gambar di bawah ini diperlihatkan hasil dari simulasi *Total Deformation* dari masing – masing model. Warna

pada gambar menunjukkan nilai *Total Deformation*, warna merah menunjukkan nilai *Total deformation* yang paling tinggi yang dialami oleh *Hook Crane*. dan setiap bagian memiliki nilai yang berbeda karena deformasi yang dialami oleh *Hook Crane* tidak sama pada setiap bagian. Berikut adalah hasil dari analisa *Deformasi total* dari dua model *Hook Crane*.



Gambar 18. Total Deformasi *Crane Standard* (Model A)



Gambar 19. Total Deformasi *Hook Crane Cup Holder* Berkurang 10% (Model B).

Berikut adalah hasil dari hasil simulasi *total deformation*. Dimana dua model *Hook Crane* yaitu Model A dan Model B diberikan 5 *variable* pembebanan 50% ,75% 100%, 125%, 150% dari SWL 40 ton.

Tabel 4. *Total Deformation Hook Crane Model A*

No.	Variable Loading (%)	Total Deformation (mm)
-----	----------------------	--------------------------

1	50%	0.34227
2	75%	0.51341
3	100%	0.68454
4	125%	0.85568
5	150%	1.0268

Tabel 4.2 *Total Deformation Hook Crane Model B*

No.	Variable Loading (%)	Total Deformation (mm)
1	50%	0.4109
2	75%	0.61635
3	100%	0.8128
4	125%	1.0272
5	150%	1.2327

Dari hasil diatas menunjukkan bahwa Model B memiliki nilai *total deformation* yang lebih besar jika dibandingkan dengan model A. hal ini menunjukkan pengurangan dimensi *cup* dan *deformasi palstis* yang dialami oleh model B sangat mempengaruhi nilai dari *total deformation* dari setiap *variable* pembebanan. Dan semakin tinggi *variable* pembebanan yang diberikan maka semakin tinggi pula perbedaan nilai *total deformation* yang dihasilkan. Nilai *Total Deformation* Model A lebih baik karena menghasilkan nilai yang lebih rendah.

Dalam penelitian ini juga akan disimulasikan model *Hook Crane* yang sama dan *type* yang sama dari *fabrikasi* yang berbeda. *Hook Crane* Model A dan Model adalah *product* dari *miller*, sedangkan model ketiga sebagai data pembanding *product* dari *CM Hook Crane*. Data pembanding ini hanya akan dibandingkan dengan

Model A saja. Karena data pembandingan ini akan diambil pada kondisi *Hook Crane standard*.

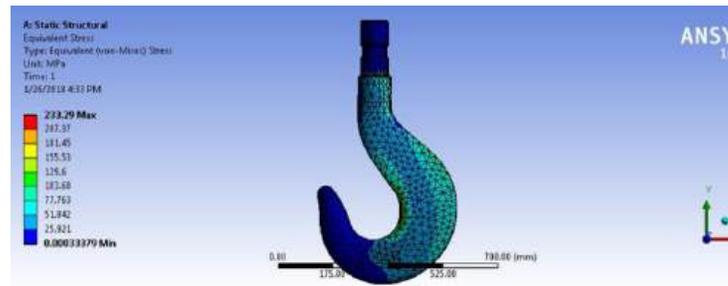
Perbedaan nilai *total deformation* Model A dan Model B pada setiap *variable* pembebanan ditunjukkan pada grafik di bawah ini. Dari grafik di bawah ini menunjukkan model A dan *Hook Crane* dari *CM Hook Crane* memiliki nilai yang hampir sama. Ini menunjukkan bahwa *Hook Crane standard* dari setiap fabrikasi memiliki nilai *total deformation* yang mendekati. Berbeda dengan model B yang memiliki nilai *total deformation* yang lebih besar dari kedua model *Hook Crane* lainnya. Hal ini menunjukkan bahwa keausan dan deformasi plastis yang dialami oleh *Hook Crane* model b sangat mempengaruhi nilai *total deformation*.

Grafik 4.1 Total Deformation Hook Crane Model A dan Model B

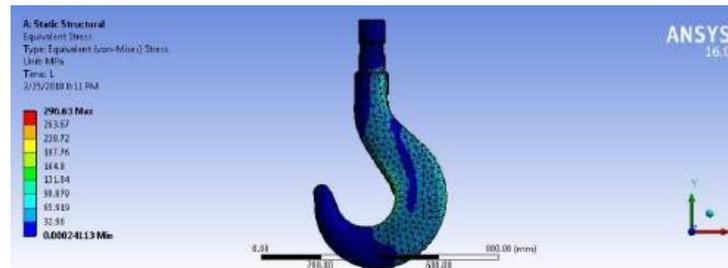


4.3 Equivalent (Von Mises) Stress

Equivalent (Von Mises) Stress digunakan untuk memprediksi tingkat keluluhan material terhadap kondisi pembebanan. Seperti halnya pengujian sebelumnya pembebanan juga akan dengan 5 variabel pembebanan. Dan hasil akan di bandingkan dengan nilai dari *tensile strength (yield)* dari material yang mempunyai nilai 240 Mpa. Serta juga akan dilakukan simulasi untuk model ketiga sebagai data pembandingan dari *crane standard (Model A)*. Berikut adalah hasil analisa dari dua model *Hook Crane*.



Gambar 20 Equivalent (von mises) Stress Hook Crane Standard (Model A)



Gambar 21. Equivalent (von mises) Stress Hook Crane Cup Holder Berkurang 10% (Model B)

Pada dua gambar di atas menunjukkan hasil dari simulasi, bagian yang berwarna merah menunjukkan nilai tegangan yang lebih besar dari bagian yang berwarna biru. Setiap bagian memiliki nilai tegangan yang berbeda. Pada bagian yang berwarna merah karena memiliki nilai tegangan yang lebih besar, pada titik itu pula yang mempunyai potensi kerusakan yang paling besar.

Berikut adalah tabel hasil dari simulasi 2 model *Hook Crane*, Model A dan Model B dari *Hook Crane* masing – masing diberikan 5 *variable* pembebanan. Pada hasil simulasi di bawah ini menunjukkan bahwa Model B mempunyai nilai tegangan yang lebih besar dari Model A. Hal ini menunjukkan bahwa pengurangan dimensi *cup holder* dan deformasi plastis sangat mempengaruhi nilai *Equivalent (von mises) Stress*.

Tabel 5. *Equivalent (Von Mises) Stress Hook Crane Model A*

No.	Variable Loading	Equivalent (Von Mises) Stress
-----	------------------	---------------------------------

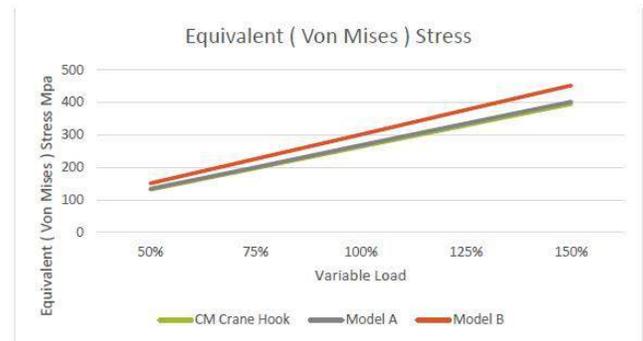
	(%)	(mpa)
1	50%	133.96
2	75%	200.05
3	100%	267.92
4	125%	334.9
5	150%	401.88

Tabel 6. *Equivalent (Von Mises) Stress Hook Crane Model B*

No.	Variable Loading (%)	Equivalent (Von Mises) Stress (mpa)
1	50%	150.7
2	75%	226.05
3	100%	301
4	125%	376.74
5	150%	452.09

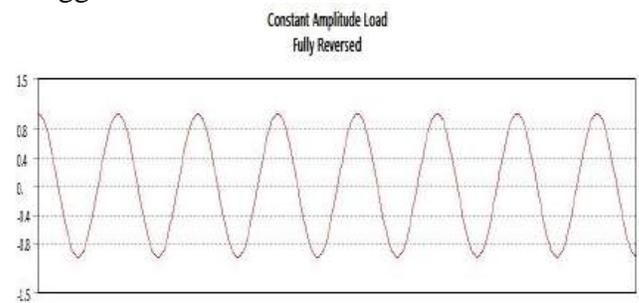
Hasil simulasi di atas menunjukkan bahwa pada variable load 100% nilai *Equivalent (Von Mises) Stress* yang dihasilkan oleh Model B 301 Mpa lebih besar dari nilai *tensile strength (yield)* 240Mpa. Hal ini menunjukkan pada variable load 100% *Hook Crane* model B mengalami deformasi plastis karena *Equivalent (Von Mises) Stress* yang dihasilkan melebihi titik luluh dari material. Setiap *variable load*, memiliki nilai yang berbeda antara Model A dan Model B. dan perbedaan semakin besar pada *variable load* yang lebih besar. Hal ini terlihat jelas pada grafik di bawah ini yang menunjukkan hasil simulasi *Equivalent (Von Mises) Stress*. Sedangkan hasil analisa dari model ketiga menunjukkan hasil yang tidak begitu jauh dari hasil yang didapatkan oleh model A. Berikut adalah grafik hasil simulasi *Equivalent (Von Mises) Stress*.

Grafik 4.2 *Equivalent (Von Mises) Stress Hook Crane Model A dan B.*



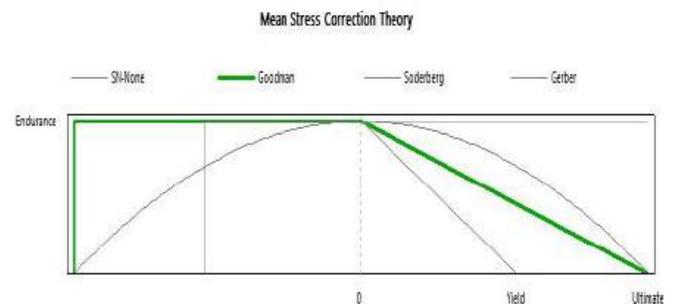
Analisa Kelelahan dan *Fatigue Sensivity*

Analisa Kelelahan menggunakan asumsi pembebanan konstan yang dapat digambarkan dalam gambar di bawah ini. Analisa ini menggunakan *ANSYS Workbench 16*.



Gambar 22. Siklus Pembebanan Konstan Saat Simulasi

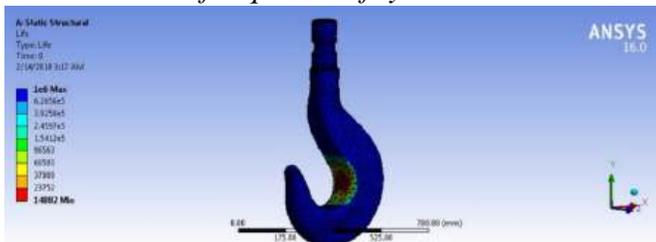
Analisa yang digunakan melalui pendekatan siklus tegangan hidup dengan menggunakan pendekatan *Mean Stress Theory Goodman* komponen tegangan yang dipakai adalah *Equivalent von mises*.



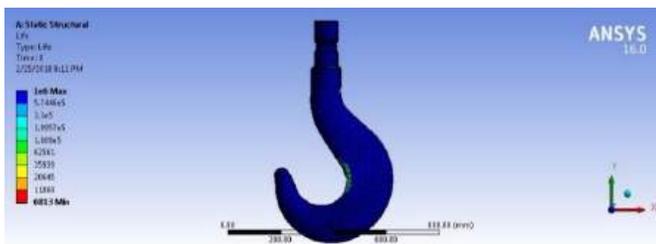
Gambar 4.6 *Mean Stress Theory metode Goodmans*

Dengan pendekatan *metode* tersebut dihasilkan data hasil analisa kelelahan. Hasil analisa ini mencakup batas leleh dari material dasar dan batas leleh dari masing – masing profil yang diuji pembebanan.

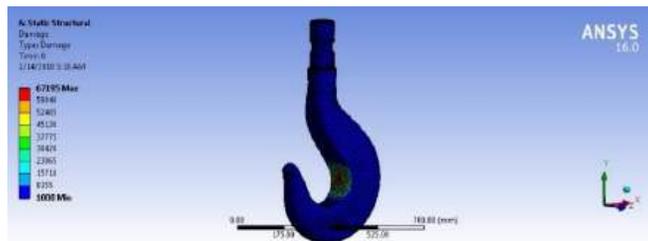
Berikut adalah hasil analisa kelelahan dari Hook Crane dengan menggunakan *fatigue tools*. Dalam analisa ini kan menghasilkan beberapa kontur yaitu *life, damage, safety factor*, dan yang terakhir adalah *fatigue sensifity*.



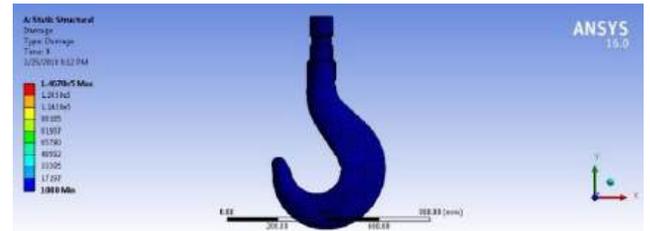
Gambar 23. Kontur *life* dari analisa *fatigue Hook Crane standard Model A*



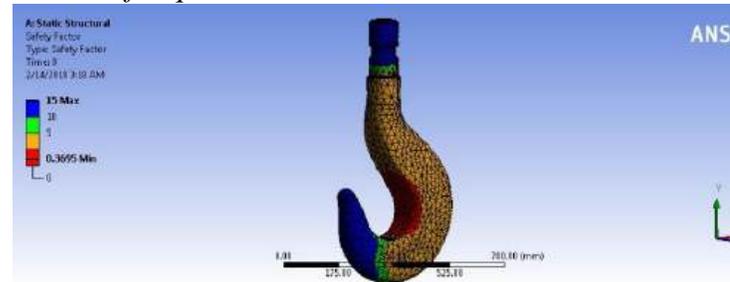
Gambar 24. Kontur *life* dari analisa *fatigue Hook Crane Model B*



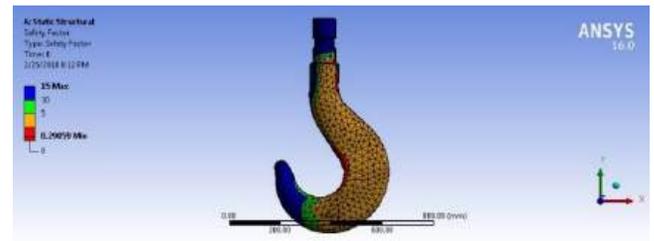
Gambar 25. Kontur *Damage* dari analisa *fatigue Hook Crane standard Model A*



Gambar 4.10 Kontur *Damage* dari analisa *fatigue Hook Crane Model B*



Gambar 25. Kontur *Safety Factor* dari analisa *fatigue Hook Crane standard Model A*



Gambar 26. Kontur *Safety Factor* dari analisa *Fatigue Hook Crane Model B*

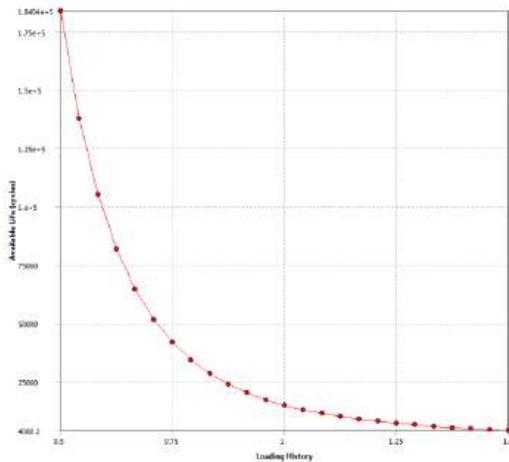
Tabel 4.5 Hasil Analisa Kelelahan.

NO	ITEM	Life		Damage		Safety Factor	
		Min	Max	Min	Max	Min	Max
1	Model A (Crane Hook Standard)	14882	1e6	1000	67195	0.3695	15
2	Model B (Hook Cup < 10%)	6813	1e6	1000	1.4678e5	0.29059	15

Dari 3 hasil simulasi diatas menunjukkan bahwa model A mendapatkan hasil yang lebih baik dari pada model B. Hal ini menunjukkan bahwa pengurangan dimensi cup dan deformasi plastis yang dialami oleh model B sangat berpengaruh terhadap hasil simulasi kelelahan.

Berikut adalah hasil simulasi *Fatigue Sensitivity*, grafik di bawah ini menunjukkan perbandingan antara *loading history* dengan

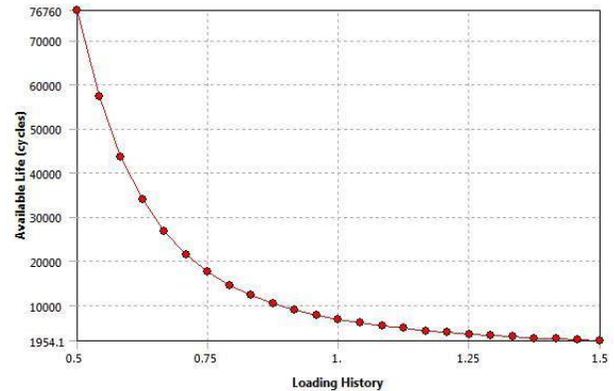
available life. Yang artinya kemampuan angkat Hook Crane dari berbagai loading history. Hasil analisa Fatigue sensitivity antar dua model Hook Crane akan dibandingkan untuk mengetahui pengaruh dari berkurangnya dimensi cup dan deformasi plastis yang dialami oleh model B.



Gambar 27. Fatigue Sensitivity dari analisa fatigue Hook Crane standard Model A

Tabel 4.6 Fatigue Sensitivity Model A (Hook Crane Standard).

No	Loading History (x . 100%)	Available Life (Cycles)
1.	50%	184 040
2.	75%	40 000
3.	100%	20 000
4.	125%	5 000
5.	150%	4 088



Gambar 28. Fatigue Sensitivity dari analisa Fatigue Hook Crane Model B

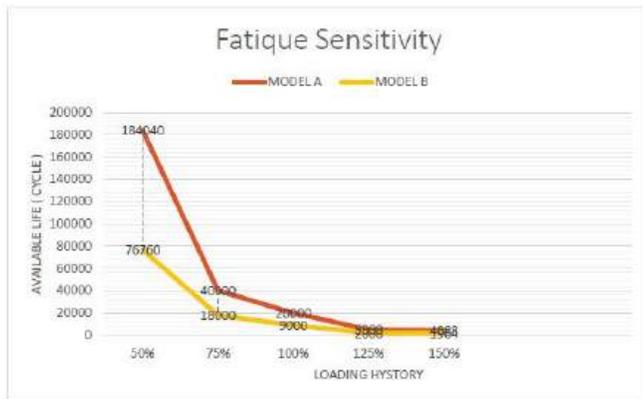
Tabel 4.7 Fatigue Sensitivity Fatigue Model B

No.	Loading History (x . 100%)	Available Life (Cycles)
1	50%	76 760
2	75%	18 000
3	100%	9 000
4	125%	2 000
5	150%	1964

Dari hasil analisa di atas menunjukkan bahwa nilai Available Life model A lebih baik dari model B. Hal ini membuktikan bahwa berkurangnya dimensi cup dan deformasi plastis sangat mempengaruhi kemampuan angkat dari Hook Crane Available Life.

Di bawah ini adalah perbandingan grafik yang menampilkan hasil simulasi fatigue sensitivity dengan pembebanan konstan. Grafik menunjukkan bahwa model B Hook Crane memiliki perbedaan nilai available life yang sangat jauh dari model A.

Grafik 4.3 Fatigue Sensitivity Hook Crane Model A dan B



Pada grafik di atas menunjukkan *Hook Crane* model A menghasilkan nilai *available life* yang lebih baik, dan perbedaan itu sangat jauh pada *variable loading* 50% dari SWL. Perbedaan semakin kecil pada *variable load* yang lebih besar.

KESIMPULAN DAN SARAN

Kesimpulan

Hasil Analisa Simulasi Total Deformation

Dari hasil simulasi yang dilakukan nilai *total deformation* dari model *Hook Crane* B (sudah memenuhi kriteria “*reject*”) memiliki nilai yang lebih besar di setiap *variable* pembebanan. Dan perbedaan nilai itu akan semakin besar pada nilai *variable* pembebanan yang lebih besar. Hal ini dapat dilihat pada pembebanan 50% (dari SWL) nilai *Total Deformation maximum* Model A = 0.34 mm, Model B = 0.41. Pada pembebanan 150% (dari SWL) nilai *Total Deformation maximum* Model A = 1.0268mm, Model B = 1.2327mm.

Jadi dapat disimpulkan bahwa pengurangan *cup* dan deformasi plastis yang dialami oleh *Hook Crane* model B sangat mempengaruhi nilai *Total Deformation* yang dihasilkan dari setiap *variable* pembebanan. Hal ini juga menunjukkan rekomendasi yang dikeluarkan asme sangat beralasan, karena *Hook Crane* yang mengalami hal seperti *Hook Crane* model B sangat berpotensi menyebabkan *vitality accident* yang diakibatkan oleh nilai *total deformation* yang lebih besar dari yang seharusnya.

Hasil Analisa Simulasi *Equivalent Von Mises (Stress)*.

Dari hasil simulasi menunjukkan bahwa Model B memiliki nilai *equivalent von mises* yang lebih besar dari Model A. Hal ini menunjukkan perubahan dimensi *cup* dan deformasi plastis yang dialami oleh Model B sangat mempengaruhi nilai dari *equivalent von mises stress* yang dihasilkan.

Jika dibandingkan dengan material properties dari material *Hook Crane*, nilai *equivalent (von mises) stress* yang dihasilkan Model B pada saat pembebanan 100% dari SWL yaitu 40 Ton menghasilkan nilai 301 Mpa, nilai ini sudah melampaui dari nilai *tesile strength (yield)* 240 Mpa. Yang artinya saat *Hook Crane* Model B mendapatkan pembebanan 100% dari swl dapat mengakibatkan *deformasi plastis*.

Jadi dapat disimpulkan bahwa pengurangan *cup* dan deformasi plastis yang dialami oleh *Hook Crane* model B sangat mempengaruhi nilai *Equivalent (Von Mises) Stress* yang dihasilkan dari setiap *variable* pembebanan. Hal ini juga menunjukkan rekomendasi yang dikeluarkan asme sangat beralasan, karena *Hook Crane* yang mengalami hal seperti *Hook Crane* model B sangat berpotensi menyebabkan *vitality accident* yang diakibatkan oleh nilai *Equivalent (Von Mises) Stress* yang lebih besar dari yang seharusnya.

Hasil Analisa Simulasi *Fatigue Sensitivity (Analisa Fatigue)*

Dari hasil analisa *fatigue sensivity* menunjukkan bahwa *Hook Crane* model A memiliki nilai *Available Life (Cycle)* yang lebih besar dari model B. Yang artinya berkurangnya dimensi *cup holder* dan deformasi plasitis yang dialami model B sangat mempengaruhi *Available Life* dari *Hook Crane*.

Saran

1. Dalam proses penggunaan *Hook Crane* sebisa mungkin pembebanan berada pada *cup hook*.

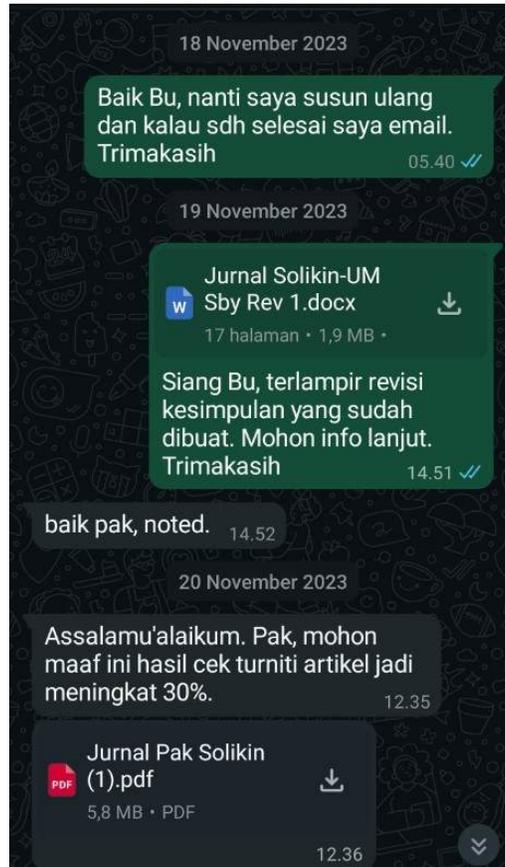
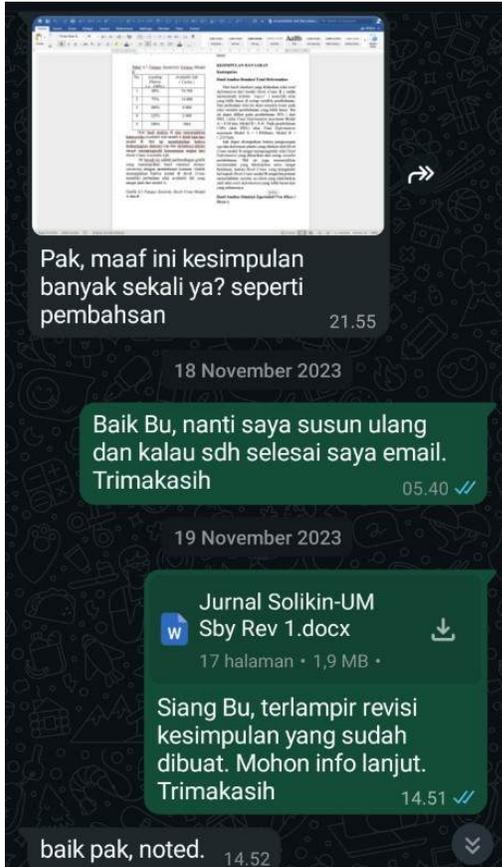
- Karena posisi pembebanan sangat berpengaruh pada kemampuan hook mengangkat beban.
2. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut untuk melihat respon *Hook Crane* ketika mendapatkan pembebanan pada ujung *hook*.
 3. Perlu dilakukan simulasi *Explicit Dynamic* untuk mengetahui kegaglan pada *Structure Hook Crane*.

DAFTAR PUSTAKA

- John E. Bringas (2004). *Handbook of Comparative World Steel Standard*. ASTM International Standard Worldwide.
- ASME B.30.10 (1999). *Hook An American National Standard*. The American Society of Mechanical Engineering.
- MacCrimmon R.A (2005). *Crane-Supporting Steel Structures Design Guide*. Canadian Of Steel Construction.
- Kurniawan Anggi (2004). *Analisa Kekuatan Struktur Hook Crane Dengan Perangkat Lunak Elemen Hingga Untuk Pembebanan 20 Ton*. Fakultas Teknik Universitas Bengkulu. Bengkulu.
- Allaire, Paul E.(1985). *Basics of The Finite Element Method*. Wm. C. Brown Publisher, Iowa.
- Gere, Timoshenko.(2000). *Mekanika Bahan*, jilid 1. Penerjemah. Bambang Suryoatmono, Ir, MSc,Phd. Edisi keempat. Erlangga, Jakarta.
- P. Vijay. (2009). *Design And Analysis of Hook Crane*. Saurashtra University. India.
- Rudenko, N. (1996). *Mesin Pengangkat*. Erlangga. Jakarta.

3. Review Journal

18-22 November 2023



Jurnal Pak Solikin

by Checking Similarity

Submission date: 31-Oct-2023 07:56PM (UTC-0700)

Submission ID: 2135312792

File name: Jurnal_Solikin-UM_Sby.docx (1.77M)

Word count: 5344

Character count: 29340

ANALISA KEKUATAN STRUKTUR HOOK CRANE SWL 40 TON DENGAN METODE ELEMEN HINGGA

¹² Solikin, ST MT¹, Ir. Anastas Rizaly, MT² and M. Mustaghfirin, ST³
Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Surabaya
Jl. Raya Sutorejo No.59, Dukuh Sutorejo, Kec. Mulyorejo, Surabaya, Jawa Timur 60113
Email : Solikin@ft.um-surabaya.ac.id

¹ Submitted Date: September 4, 2023
Revised Date: September 10, 2023

Reviewed Date: September , 2023
Accepted Date: September 20, 2023

Abstract

Hook Crane (hook) is a very important component of the crane, which functions as a means of attaching the load to the crane. The Hook Crane must not experience structural failure during lifting. Hook Cranes can experience structural failure, because the Hook Crane has entered its reject period. In ASME B30.10 1999, it is stated in detail the criteria for rejecting Hook Cranes.

Conduct structural static analysis to determine the difference in response between a standard Hook Crane (Model A) and a Hook Crane that has met the reject criteria (Model B) . Analysis using finite element software (ANSYS) to determine the value of Total Deformation, Equivalent (Von Mises) Stress, Fatigue Sensivity. The results of the comparison of the two Hook Crane models will be used as the basis for why the Hook Crane reject should not be used.

Simulation results using finite element software. At 100% loading of SWL 40 tons. Total deformation value for Model A 0.68454 mm, Model B 0.8128 mm. Equivalent Value (Von Mises) Stress Model A 267.92 Mpa, Model B 301 Mpa. The Fatigue Sensivity (Available Life) value for Model A is 20,000 lifts, Model B 9,000 lifts.

The simulation results show that the standard Model A Hook Crane has a better value than the Model B Hook Crane which has entered the reject period. This shows that the reject criteria provided by ASME greatly influence the structural strength of the Hook Crane. The Model B Hook Crane has the potential to experience structural failure, because the results from the Equivalent (Von Mises) Stress simulation of 301 MPa far exceed the Yield Strength Material value of 240 MPa.

Keywords: Hook, Static Structure, Finite Element.

Abstrak

Hook Crane (kait) adalah komponen yang sangat penting pada crane, yang berfungsi sebagai alat mengaitkan beban ke crane. Hook Crane tidak boleh mengalami kegagalan struktur pada saat melakukan pengangkatan. Hook Crane dapat mengalami kegagalan struktur disebabkan Hook Crane sudah memasuki masa reject. Pada ASME B30.10 1999, disebutkan dengan detail kriteria reject pada Hook Crane.

Melakukan analisa statik struktur untuk mengetahui perbedaan respon antara Hook Crane standard (Model A) dan Hook Crane yang sudah memasuki kriteria reject (Model B) . Analisa menggunakan batuan software elemen hingga (ANSYS) untuk mengetahui nilai Total Deformation, Equivalent (Von Mises) Stress, Fatigue Sensivity. Hasil perbandingan dua model Hook Crane akan digunakan sebagai dasar bahwa kenapa Hook Crane reject tidak boleh digunakan.

Hasil simulasi menggunakan software elemen hingga. Pada pembebanan 100% dari SWL 40 ton. Nilai Total deformation Model A 0.68454 mm, Model B 0.8128 mm. Nilai Equivalent (Von Mises) Stress Model A 267.92 Mpa, Model B 301 Mpa. Nilai Fatigue Sensivity (Avalaible Life) Model A 20,000 kali pengangkatan, Model B 9.000 kali pengangkatan.

Dari hasil simulasi menunjukkan bahwa Model A Hook Crane yang masih standard memiliki nilai yang lebih baik dari Hook Crane Model B yang sudah memasuki masa reject. Hal ini menunjukkan bahwa kriteria reject yang diberikan oleh ASME sangat mempengaruhi dari kekuatan struktur dari Hook Crane. Hook Crane Model B sangat berpotensi untuk mengalami kegagalan struktur, karena hasil dari simulasi Equivalent (Von Mises) Stress sebesar 301 Mpa jauh melibihi dari nilai Yield Strength Material yaitu 240 Mpa.

Kata Kunci : Kait (Hook), Statik Struktur, Elemen Hingga.

PENDAHULUAN

Crane adalah salah satu alat berat (*heavy equipment*) yang digunakan untuk mengangkat beban secara *vertical*. *Crane* mempunyai banyak jenis dan penggunaan yang berbeda. *Crane* tidak hanya digunakan pada *industry manufacture* saja, ada beberapa bidang pekerjaan yang juga menggunakannya.

Melihat begitu pentingnya peran *crane* dalam berbagai bidang pekerjaan sebagai alat bantu angkat, maka perlu dilakukan penelitian dan pengembangan terhadap *crane* itu sendiri guna meningkatkan kapasitas dan efektifitas dari kinerja *crane*. Selain pengembangan kapasitas dan efisiensi dari *crane*, juga tidak kalah penting untuk diperhatikan adalah *safety factor* dan *lifetime* setiap *equipment* dari *crane* agar dapat menghindari *fatality accident* pada saat penggunaan *crane*. Mengingat beban yang diangkat *crane* sangat besar dan memiliki potensi bahaya yang sangat tinggi bagi operator dan dapat merusak barang yang diangkat jika terjatuh akibat kegagalan *structure* dari *crane*.

Untuk itu sangatlah penting untuk mengetahui *fatigue sensifity*, *deformation*, *equivalent von mises* dari sebuah *equipment* yang sudah masuk pada kriteria *reject*. Badan standarisasi International seperti ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) hanya memberikan informasi kriteria *reject* tanpa menampilkan data tentang *fatigue sensifity*, *deformasi*, *equivalent von mises*. Di dunia *insustry*, *crane* yang banyak digunakan adalah *overhead crane*. *Overhead crane* sendiri mempunyai beberapa bagian diantaranya adalah *girder*, *endcarigge*, *hoist drum*, dan *buttom block*. Dalam *buttom block* ada pengait yang dinamakan *Hook Crane*. Bagian *crane* yang sangat penting dan harus mendapat perhatian adalah *Hook Crane*, karena jika *Hook Crane* mengalami kerusakan pada saat digunakan maka dapat mengakibatkan *fatality accident*. Oleh karena itu informasi tentang *fatigue sensifity*, *deformasi*, dan *equivalent von mises* dari *Hook Crane* sangat penting guna meminimalisir

fatality accident. Badan standarisasi dari amerika yaitu ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) telah menetapkan standar untuk *Hook Crane*. ASME B30.10-1999 menyatakan " *Any wear exceeding 10% (or as recommended by the manufacturer) of the original section dimension of the hook or its load pin*". Dari standar ASME tersebut akan disimulasikan dengan metode elemen hingga, untuk mengetahui nilai *fatigue sensifity*, *deformasi*, *equivalent von mises* dari *Hook Crane* sebelum dan sesudah masuk pada kriteria *reject*.

Merujuk dari permasalahan di atas maka akan dilakukan simulasi menggunakan metode elemen hingga atau FEM untuk mendapatkan nilai *fatigue sensifity*, *equivalent stress von misses* dengan bantuan *software ANSYS Workbench*. Dipilihnya perhitungan menggunakan komputer ini untuk mendapatkan hasil yang lebih cepat dan murah. Perhitungan akan dilakukan pada dua model yang masing – masing adalah *Hook Crane standard* pabrikan dan yang kedua adalah *Hook Crane* yang sudah memasuki masa *reject* sesuai dari rekomendasi ASME. Pemodelan akan menggunakan *Software Solidwork* dari *Dessault System*.

TINJAUAN PUSTAKA

Crane adalah suatu alat pengangkat dan pemindah material yang bekerja dengan prinsip kerja tali, *crane* digunakan untuk angkat muatan secara *vertical* dan gerak kearah *horizontal* bergerak secara bersama dan menurunkan muatan ke tempat yang telah ditentukan dengan mekanisme pergerakan *crane* secara dua derajat kebebasan. Dengan mekanisme pengangkat (*lifting*), dan berjalan (*travelling*).

4 Jenis – Jenis Crane

Crane stasioner yang dapat diputar

Crane stasioner yang dapat diputar atau *crane* putar. *Crane* model ini hanya diam ditempat tanap dapat melakukan pergerakan, karena *crane* model ini ditempatkan pada sebuah tiang *vertical*. *Crane*

ini dapat melakukan pergerakan berputar pada sumbu tiang *vertical* tersebut. Ada tiga jenis pergerakan yang dimiliki oleh *crane* jenis ini yaitu pengangkatan (*lifting*), Berputar (*Spinning*), gerakan *transversal* (*crane* memiliki *boom* di bagian atas untuk memungkinkan *crane* melakukan pergerakan *transversal*).

8 Crane yang bergerak pada rel

Crane yang bergerak pada rel umumnya terdiri dari *crane kantilever* dan *monorel* (baik yang berupa dapat diputar maupun tidak) yang bergerak lurus pada suatu jalur khusus. Contoh *Crane* yang bergerak pada rel, salah satunya adalah STS (*Ship to Shore Gantry Crane*) *crane*. STS biasa digunakan di pelabuhan untuk memindahkan container dari kapal ke dermaga/truck atau sebaliknya. STS *Crane* dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 1. Gantry Crane

4 Crane Tanpa Lintasan

Crane tanpa lintasan terdiri dari atas *crane* tiang yang dipasang di atas truk, mobil atau traktor agar dapat bergerak pada jalan berkapur, berbatu, dan beraspal. *Crane* jenis ini biasa disebut dengan *Mobile Crane*. *Crane* jenis ini biasa digunakan untuk pembangunan konstruksi jalan jembatan dan lain – lain. Sifatnya yang mobile sangat menguntungkan untuk digunakan pada proses konstruksi tersebut. *Mobile crane* dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 2. Mobile Crane

Hook Crane

Hook Crane / kait, adalah alat yang digunakan untuk mengangkat beban atau menggantung beban pada *crane*. Secara umum *Hook Crane* mempunyai 2 jenis, yaitu *single hook* / kait tunggal dan kait ganda atau *double hook*. Adapun jenis *Hook Crane* yang lain di luar dua jenis *Hook Crane* di atas, karena *Hook Crane* menyesuaikan beban yang akan diangkat. Berikut adalah beberapa jenis dari *Hook Crane*.

Kait Tunggal (Single Hook)



Gambar 3. Kait Tunggal / Single Hook

2 Kait jenis ini adalah yang paling banyak digunakan. Untuk menghitung tegangan tariknya apabila pada keadaan $a = h$, dan bila $\frac{a}{h} = 1$ dan $\frac{b_1}{b_2} = n$, maka rumus yang digunakan adalah :

$$X = \frac{5n+7}{3(n+1)^2} [(1.5n - 0.5) 1,09861 - (n - 1)] - 1$$

Maka :

$$e_1 = \frac{n+2}{n+2} \frac{h}{3} \quad (1)$$

11
 Momen lentur M diasumsikan bernilai positif, bila menyebabkan kelengkungan kait bertambah (jari-jarinya berkurang) dan bernilai negatif apabila kelengkungannya berkurang. Karena beban cenderung untuk membuka kait, momennya bernilai negatif.

$$M = -Qr = -Q(0.5a + e_1) \quad (2)$$

Tegangan tarik maksimum pada bagian terdalam pada penampang tersebut ialah :

$$10 \sigma_1 = \frac{Q}{F} \frac{1}{x} \frac{2e_1}{a} < \sigma_{aman} \quad (3)$$

Tegangan tekan satuan maksimum pada bagian terluar didapatkan dengan cara yang sama.

$$\sigma_{11} = \frac{Q}{F} \frac{1}{x} \frac{e_2}{\frac{a}{2} + h} \quad (4)$$

Dengan :

σ = Tegangan tarik maksimum (Pa)

Q = Beban pada kait (N)

F = Luas penampang kritis (m^2)

2
 (m) e_1 = Jarak bagian terdalam dengan garis nol

a = Lingkaran luar (m)

x = Faktor yang tergantung dari bentuk penampang dan kelengkungan kait netral; jarak dari pusat kelengkungan ke sumbu netral akan bernilai negatif bila bagian itu terletak di antara pusat kelengkungan dan sumbu netral dan bernilai positif bila terletak pada bagian lain sumbu netral.

Kait Ganda (Double Hook)

Kait tanduk ganda didesain dengan dudukan yang lebih kecil daripada kait tunggal dengan kapasitas angkat yang sama. Dimensi pada bagian tangkai polos dan berulir hampir sama dengan kait tunggal dan bagian yang berulir diperiksa dengan metode perhitungan yang sama.



Gambar 4. Kait Ganda / Double Hook

Cara menghitung gaya normal pada penampang I-II adalah :

$$P_1 = \frac{2Q \sin(\alpha + \beta)}{3 \cos \alpha} \quad (5)$$

Dengan :

2
 β = Sudut kemiringan penampang tersebut terhadap vertikal.

Dengan mengabaikan gaya geser, tegangan satuan pada bagian yang paling luar dan dalam akan menjadi :

$$\sigma_1 = \frac{P_1}{F} \frac{1}{x} \frac{2e_1}{a}$$

$$\sigma_{11} = - \frac{P_1}{F} \frac{1}{x} \frac{e_2}{e_1 + e_2 + \frac{a}{2}} \quad (6)$$

Dengan :

a = Diameter kait

e_1 dan e_2 = Jarak antara garis netral dengan bagian terluar dan terdalam.

F = Luas penampang daerah kritis.

Tegangan utama maksimum dapat ditentukan dengan cara :

$$P_t = \frac{Q}{2} \cos \beta$$

$$P_{sh} = \frac{Q}{2} \sin \beta$$

$$\sigma_1 = \frac{P_t}{F}$$

$$\tau_{sh} = \frac{P_{sh}}{F}$$

Tegangan lentur σ_{lentur} yang timbul dari momen adalah :

$$M_{lentur} = -P_t \left(\frac{a+b}{2} \right)$$

Akibatnya :

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{(\sigma_1 + \sigma_{lentur})^2 + 3\tau^2} \quad (8)$$

3 Jenis-Jenis Tegangan

Tegangan pada umumnya terbagi menjadi dua kelompok yaitu :

Tegangan Normal

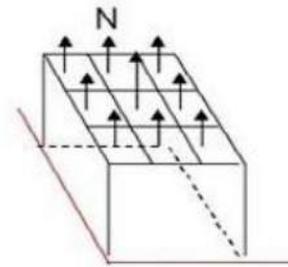
Tegangan yang arah kerjanya dalam arah tegak lurus permukaan terpotong batang. Tegangan normal disebabkan oleh beberapa faktor yaitu :

1. Gaya Normal

Tegangan normal terjadi akibat adanya reaksi yang diberikan pada benda. Jika gaya dalam diukur dalam N, sedangkan luas penampang dalam m^2 , maka satuan tegangan adalah N/m^2 .

$$\sigma_n = \frac{Fn}{A} = (N/m^2) \quad (9)$$

Dimana : 2
 σ_n = Tegangan normal (N/m^2)
 Fn = Gaya normal (N)
 A = Luas penampang (m^2)



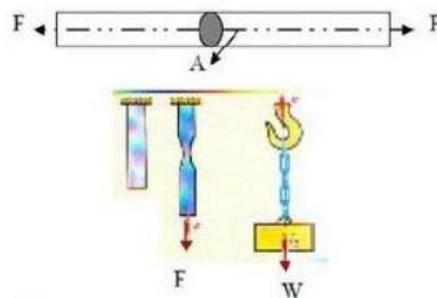
Gambar 5. Tegangan Normal

2. Beban Tarik dan Tekan

Apabila batang ditarik oleh gaya F seperti pada gambar 2.19 maka tegangan yang terjadi adalah tegangan tarik. Tegangan tarik dapat ditulis dengan persamaan.

$$\sigma_t = \frac{Ft}{A} = (N/m^2) \quad (9)$$

Dimana: 2
 σ_t = Tegangan tarik (N/m^2)
 Ft = Gaya tarik (N)
 A = Luas penampang (m^2)

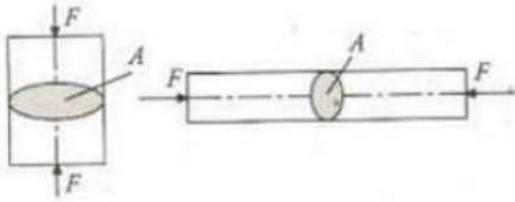


Gambar 6. Tegangan Tarik

3
 Sedangkan tegangan tekan terjadi bila suatu batang diberi gaya F yang saling berlawanan dan terletak dalam satu garis gaya. Tegangan tekan dapat ditulis.

$$\sigma_D = \frac{FD}{A} = (N/m^2) \quad (10)$$

Dimana: 2
 σ_D = Tegangan tekan (N/m^2)
 FD = Gaya tekan (N)
 A = Luas penampang (m^2)

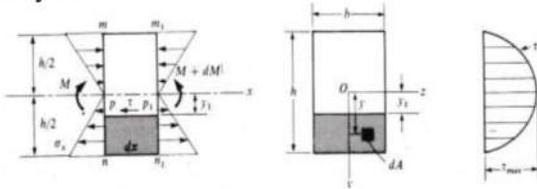


Gambar 7. Tegangan Tekan

Tegangan Geser

Tegangan geser terjadi jika suatu benda bekerja dengan dua gaya yang berlawanan arah, sejajar sumbu batang. Tegangan geser dapat disebabkan karena adanya beberapa pembebanan seperti :

1. Gaya Geser



Gambar 8. Gaya Geser

Untuk menentukan tegangan geser τ pada sembarang titik dalam penampang dapat menggunakan persamaan berikut :

$$\tau = \frac{vQ}{Ib} \quad (11)$$

Dimana :

τ = Tegangan (N/m^2)

V = Gaya Geser (N)

Q = Momen (m^3)

I = Momen Inersia (m^4)

b = Lebar Penampang (m)

2. Momen Lentur

Gaya geser dan momen lentur tersebut akan menyebabkan tegangan geser dan tegangan lentur. Besaran tegangan akibat lenturan pada balok dapat ditulis dengan formula sebagai berikut:

$$\sigma = M \cdot y / I$$

Dimana :

σ = Tegangan lentur (N/m^2) (12)

M = Momen lentur (N.m)

y = Jarak Terjauh dari sumbu (m)

I = Momen Inersia (m^4)

3. Beban Puntir (Torsi)

Torsi yang bekerja pada poros akan menghasilkan tegangan geser. Untuk mendapatkan tegangan puntir dapat menggunakan persamaan berikut :

$$t = \frac{Tr}{J} \quad (13)$$

Dimana :

t = Tegangan puntir

T = Momen puntir/torsi

Tr = Jari - jari (m)

J = Momen inersia (m^4)

Metode Elemen Hingga

Metode elemen hingga adalah metode yang digunakan untuk memecahkan permasalahan berupa persamaan dengan menggunakan rumus integral dalam sistem aljabar linear dan non linear dengan ketelitian yang cukup akurat. Keunggulan dari penggunaan metode elemen hingga adalah elemen – elemen yang terbentuk akan mendekati nilai elemen sebenarnya.

Terdapat dua pendekatan umum dalam metode elemen hingga, yaitu :

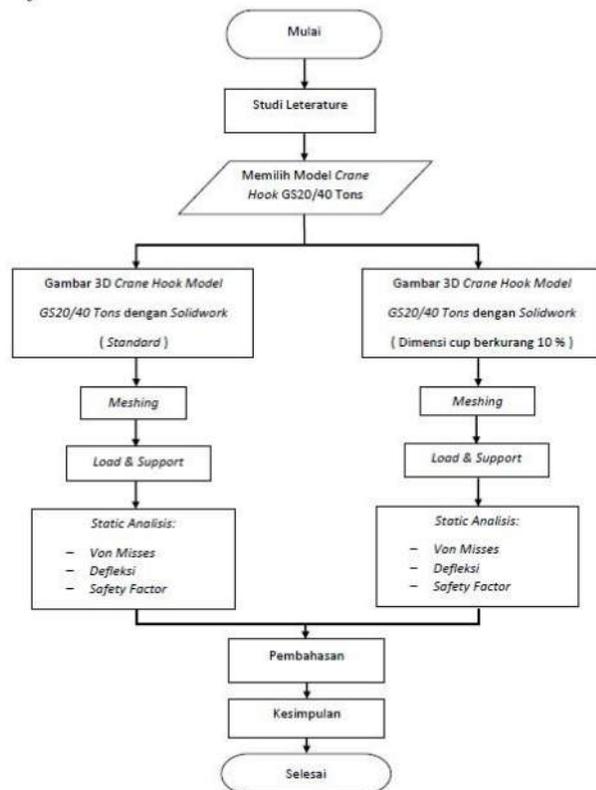
1. Metode fleksibilitas. Gaya dalam struktur digunakan sebagai variabel yang harus dicari dalam metode ini. Persamaan keseimbangan digunakan untuk mendapatkan persamaan pengatur. Kemudian persamaan lainnya didapat dengan memberikan syarat kompatibilitas.

2. Metode kekakuan/perpindahan. Perpindahan titik simpul digunakan sebagai variabel yang harus dicari dalam metode ini. Syarat kompatibilitas mengharuskan elemen yang berhubungan akan tetap berhubungan setelah mengalami deformasi.

Untuk keperluan komputasi, metode kekakuan lebih menguntungkan karena formulasi untuk masalah struktur lebih sederhana dari pada metode fleksibilitas.

METHODOLOGY

Pada Penelitian kali ini akan menggunakan Metode Elemen Hingga, dengan menggunakan bantuan *software* dalam pelaksanaannya. Ada beberapa *software* yang digunakan dalam penelitian ini antara lain adalah *Solid work* sebagai *software* yang digunakan untuk membuat model 3D dari objek yang akan dilakukan penelitian. Dan *software ANSYS* yang akan digunakan sebagai *software FEA*.



Gambar 9. Diagram Alir Penelitian

Dalam penelitian ini menggunakan *Hook Crane type GS 20/40 tons* dengan material *DIN class P*,

fine-grained carbon steel. St-E355/St-E420, similar to ASTM A573 Gr. 65. Yang akan ditekankan dalam penelitian ini adalah berapa persen kekuatan angkat maksimum dari *SWL* yang telah ditentukan, serta bagaimana respon dari *Hook Crane* apabila mendapat beban dari *SWL* yang telah ditentukan. Dan juga akan di simulasikan apa yang akan terjadi apabila cup pada *Hook Crane* berkurang 10% dari standarnya. Akan dilihat bagai mana respon dari *Hook Crane*.

Dalam penelitian ini akan dilihat *displacement*, *stresses* dan *safety factor* pada *design Hook Crane GS20/40tons*. Semua analisa akan dilakukan dengan menggunakan *software ANSYS Workbench 16*. Dengan beban terpusat pada *cup Hook Crane*

Menentukan Object Penelitian

Dalam penelitian ini akan dilakukan analisa *Hook Crane* jenis kait tunggal. Jenis *Hook Crane* kait tunggal adalah jenis yang paling sering digunakan pada *industry*. Dalam penelitian kali ini *Hook Crane* yang akan dianalisa adalah *Hook Crane* yang memiliki *swl* maksimum 40 Tons.

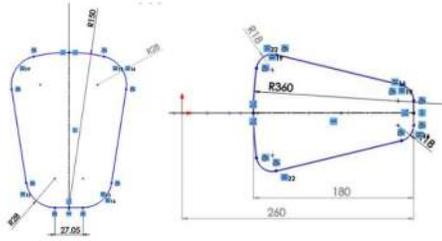
Dalam penelitian ini akan digunakan model *Hook Crane* dari *MILLER SINGLE HOOKS DIN 15401* dengan tipe *GS 20 Swl 40 tons*. Material *DIN class P, fine-grained carbon steel. St-E355/St-E420, similar to ASTM A573 Gr. 65*.

Material Properties

Material properties adalah data yang akan di masukkan dalam system sebagai salah satu parameter untuk melakukan simulasi dengan menggunakan *ansys*. *Material propertis* digunakan untuk memebri informasi tentang kekuatan material dan sifat – sifat material *DIN class P, fine-grained carbon steel. St-E355/St-E420, similar to ASTM A573 Gr. 65*. *Material properties* dapat di lihat dalam table 3.1 di bawah ini.

Tabel 1. Material Propertise

Physical Properties	Metric	English
Density	7.80 g/cc	0.282 lb/in ³



Gambar 13. Sketch Gambar Hook Crane Model B.

Sketch di buat sama dengan pemodelan pertama karena pengurang dimensi cup holder akan dilakukan pada saat pemodelan 3D. Berikut ada pemodelan 3D dengan mengurangi 10 % dimensi dari cup holder.



Gambar 14. Pemodelan 3D Hook Crane Cup Holder Berkurang 10%.

Simulasi dengan ANSYS

Simulasi menggunakan software ANSYS Workbench 16. Dalam penelitian ini akan dilakukan analisa *Static Structure*. Untuk melakukan analisa *Static Structure* ada beberapa langkah yang harus dilakukan diantaranya adalah *Input Engineering Data*, Pemodelan *Geometry*, Menentukan Model analisa, *Solution*.

Berikut adalah langkah memasukan *material properties* pada *engineering data*.

Properties of Outline Row 3: Structural Steel			
	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Density	7850	kg m ⁻³
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
6	Isotropic Elastoity		
16	Alternating Stress Mean Stress	Tabular	
20	Strain-Life Parameters		
28	Tensile Yield Strength	2.5E+08	Pa
29	Compressive Yield Strength	2.5E+08	Pa

Gambar 15. Input Engineering Data

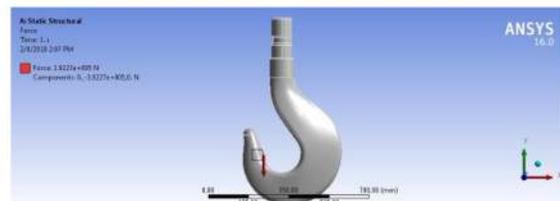
Pembebanan (Force)

Pada proses pembebanan, beban atau *force* dikenakan pada *cup holder* dari *Hook Crane* dengan *direction*.

Untuk melakukan pembebanan klik kanan pada *static structure* dan pilih *force*, selanjutnya *input* besaran dan *direction* dari *force*. Berikut adalah hasil dari pembebanan.

Details of "Force"	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	3 Faces
Definition	
Type	Force
Define By	Components
Coordinate System	Global Coordinate System
<input type="checkbox"/> X Component	0. N (ramped)
<input type="checkbox"/> Y Component	-3.9227e+005 N (ramped)
<input type="checkbox"/> Z Component	0. N (ramped)
Suppressed	No

Gambar 16. Besar Pembebanan dan Direction



Gambar 17. Pembebanan Hook Crane

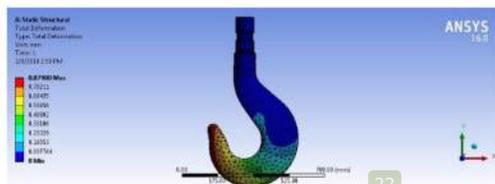
Solution

Dalam proses *solution* akan dilakukan propsep perhitungan analisa. Dan akan ditambahkan jenis analisa dari *geometry Hook*

Crane. Dalam penelitian kali ini akan di hitung *Deformasi Total*, *Equivalent stress*, dan yang terakhir adalah *fatigue analysis*.

Total Deformation

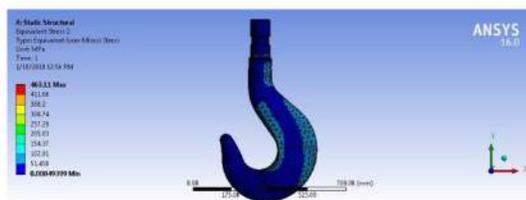
Total Deformation, analisa ini bertujuan untuk mengetahui berapa deformasi yang dialami *Hook Crane* ketika mendapatkan beban maksimum dari *swl* yang telah ditetapkan. Hasil analisa ini akan di bandingkan dengan *Hook Crane* yang memiliki dimensi *standard* dan *Hook Crane* yang berkurang 10% pada *cup holdernya*. Berikutnya adalah hasil dari analisa *Total Deformation*.



Gambar 17. Hasil Analisa Total Deformation

Equivalent (Von Mises) Stress

Equivalent (Von Mises) Stress, akan di ketahui berapa tegangan yang dialami oleh *Hook Crane* ketika mendapat pembebanan maksimum. Dan akan diketahui bagian yang paling besar mengalami stress dan besaran dari *stress* tersebut. Berikut adalah hasil dari analisa *stress von mises*.

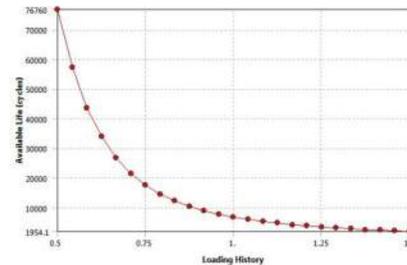


Gambar 18. Hasil Analisa Stress Von Mises

Fatigue Tool

Fatigue Tool digunakan untuk menghasilkan analisa tentang *safety factor*, *Demage*, *Life*, *Fatigue Sensivity*. Yang nantinya akan digunakan untuk mengetahui berapa umur kelayakan dari *Hook*

Crane. Berikut adalah contoh tabeh *Fatigue Sensivity*



Gambar 19. Grafik Fatigue Sensivity

HASIL DAN PEMBAHASAN

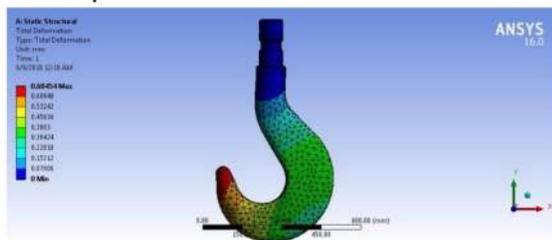
Hasil Penelitian

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui reaksi *Hook Crane* standard (Model A) dan *Hook Crane Reject* (Model B) dengan 5 variable pembebanan 50% ,75%, 100%, 125%, 150% dari *SWL* (*Safe working Load*) 40 ton. Dan dari penelitian ini akan diketahui nilai *Total Deformation*, *Equivalent (Von mises) stress*, *Fatigue Sensivity*. Masing – masing data simulasi yang didapat akan dibandingkan untuk mengetahui perbedaan nilai dari kedua model *Hook Crane*. Sebagai data pembanding juga akan dilakukan simulasi *Hook Crane* dari fabrikasi lain yaitu *CM Hook Crane*. Data pembanding ini akan digunakan sebagai validasi hasil simulasi dari *Hook Crane standard* (Model A). Berikut adalah hasil penelitian dari masing – masing model, dan kemudian akan dibandingkan untuk mengetahui perbedaan hasil dari setiap model.

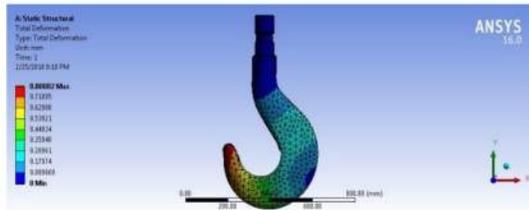
Total Deformation

Total Deformation adalah analisa untuk mengetahui defleksi ketika *Hook Crane* mengalami pembebanan yang telah ditentukan. Pada gambar di bawah ini diperlihatkan hasil dari simulasi *Total Deformation* dari masing – masing model. Warna

pada gambar menunjukkan nilai *Total Deformation*, warna merah menunjukkan nilai *Total deformation* yang paling tinggi yang dialami oleh *Hook Crane*. dan setiap bagian memiliki nilai yang berbeda karena deformasi yang dialami oleh *Hook Crane* tidak sama pada setiap bagian. Berikut adalah hasil dari analisa *Deformasi total* dari dua model *Hook Crane*.



Gambar 18. Total Deformasi *Crane Standard* (Model A)



Gambar 19. Total Deformasi *Hook Crane Cup Holder* Berkurang 10% (Model B).

Berikut adalah hasil dari hasil simulasi *total deformation*. Dimana dua model *Hook Crane* yaitu Model A dan Model B diberikan 5 *variable* pembebanan 50% ,75% 100%, 125%, 150% dari SWL 40 ton.

Tabel 4. *Total Deformation Hook Crane Model A*

No.	Variable Loading (%)	Total Deformation (mm)
-----	----------------------	--------------------------

1	50%	0.34227
2	75%	0.51341
3	100%	0.68454
4	125%	0.85568
5	150%	1.0268

Tabel 4.2 *Total Deformation Hook Crane Model B*

No.	Variable Loading (%)	Total Deformation (mm)
1	50%	0.4109
2	75%	0.61635
3	100%	0.8128
4	125%	1.0272
5	150%	1.2327

Dari hasil diatas menunjukkan bahwa Model B memiliki nilai *total deformation* yang lebih besar jika dibandingkan dengan model A. hal ini menunjukkan pengurangan dimensi *cup* dan *deformasi palstis* yang dialami oleh model B sangat mempengaruhi nilai dari *total deformation* dari setiap *variable* pembebanan. Dan semakin tinggi *variable* pembebanan yang diberikan maka semakin tinggi pula perbedaan nilai *total deformation* yang dihasilkan. Nilai *Total Deformation Model A* lebih baik karena menghasilkan nilai yang lebih rendah.

Dalam penelitian ini juga akan disimulasikan model *Hook Crane* yang sama dan *type* yang sama dari *fabrikasi* yang berbeda. *Hook Crane Model A* dan Model adalah *product* dari *miller*, sedangkan model ketiga sebagai data pembanding *product* dari *CM Hook Crane*. Data pembanding ini hanya akan dibandingkan dengan

Model A saja. Karena data perbandingan ini akan diambil pada kondisi *Hook Crane standard*.

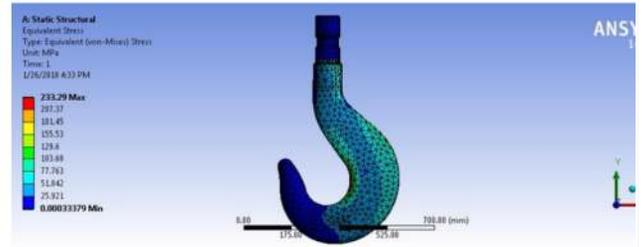
Perbedaan nilai *total deformation* Model A dan Model B pada setiap *variable* pembebanan ditunjukkan pada grafik di bawah ini. Dari grafik di bawah ini menunjukkan model A dan *Hook Crane standard* dari *CM Hook Crane* memiliki nilai yang hampir sama. Ini menunjukkan bahwa *Hook Crane standard* dari setiap fabrikasi memiliki nilai *total deformation* yang mendekati. Berbeda dengan model B yang memiliki nilai *total deformation* yang lebih besar dari kedua model *Hook Crane* lainnya. Hal ini menunjukkan bahwa keausan dan deformasi plastis yang dialami oleh *Hook Crane* model B sangat mempengaruhi nilai *total deformation*.

Grafik 4.1 Total Deformation Hook Crane Model A dan Model B

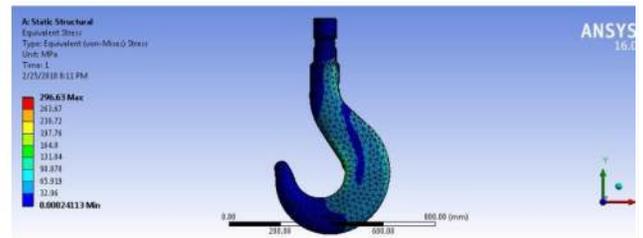


4.3 Equivalent (Von Mises) Stress

Equivalent (Von Mises) Stress digunakan untuk memprediksi tingkat keluluan material terhadap kondisi pembebanan. Seperti halnya pengujian sebelumnya pembebanan juga akan dengan 5 variabel pembebanan. Dan hasil akan dibandingkan dengan nilai dari *tensile strength (yield)* dari material yang mempunyai nilai 240 Mpa. Serta juga akan dilakukan simulasi untuk model ketiga sebagai data perbandingan dari *crane standard (Model A)*. Berikut adalah hasil analisa dari dua model *Hook Crane*.



Gambar 20 Equivalent (von mises) Stress Hook Crane Standard (Model A)



Gambar 21. Equivalent (von mises) Stress Hook Crane Cup Holder Berkurang 10% (Model B)

Pada dua gambar di atas menunjukkan hasil dari simulasi, bagian yang berwarna merah menunjukkan nilai tegangan yang lebih besar dari bagian yang berwarna biru. Setiap bagian memiliki nilai tegangan yang berbeda. Pada bagian yang berwarna merah karena memiliki nilai tegangan yang lebih besar, pada titik itu pula yang mempunyai potensi kerusakan yang paling besar.

Berikut adalah tabel hasil dari simulasi 2 model *Hook Crane*, Model A dan Model B dari *Hook Crane* masing – masing diberikan 5 *variable* pembebanan. Pada hasil simulasi di bawah ini menunjukkan bahwa Model B mempunyai nilai tegangan yang lebih besar dari Model A. Hal ini menunjukkan bahwa pengurangan dimensi *cup holder* dan deformasi plastis sangat mempengaruhi nilai *Equivalent (von mises) Stress*.

Tabel 5. *Equivalent (Von Mises) Stress Hook Crane Model A*

No.	Variable Loading	Equivalent (Von Mises) Stress
-----	------------------	---------------------------------

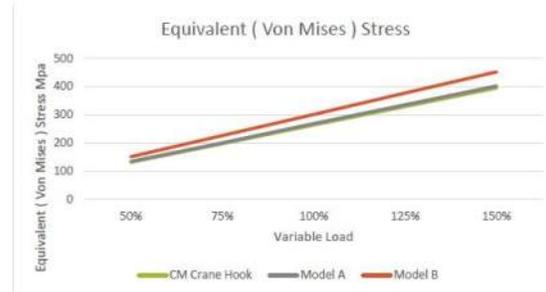
	(%)	(mpa)
1	50%	133.96
2	75%	200.05
3	100%	267.92
4	125%	334.9
5	150%	401.88

Tabel 6. *Equivalent (Von Mises) Stress Hook Crane Model B*

No.	Variable Loading (%)	Equivalent (Von Mises) Stress (mpa)
1	50%	150.7
2	75%	226.05
3	100%	301
4	125%	376.74
5	150%	452.09

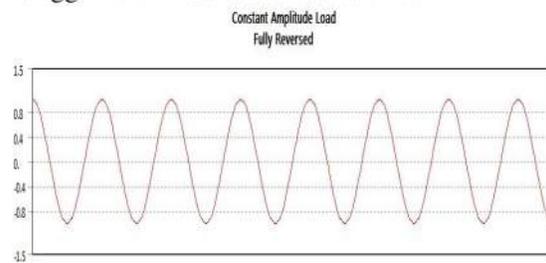
Hasil simulasi di atas menunjukkan bahwa pada variable load 100% nilai *Equivalent (Von Mises) Stress* yang dihasilkan oleh Model B 301 Mpa lebih besar dari nilai *tensile strength (yield)* 240Mpa. Hal ini menunjukkan pada variable load 100% Hook Crane model B mengalami deformasi plastis karena *Equivalent (Von Mises) Stress* yang dihasilkan melebihi titik luluh dari material. Setiap *variable load*, memiliki nilai yang berbeda antara Model A dan Model B. dan perbedaan semakin besar pada *variable load* yang lebih besar. Hal ini terlihat jelas pada grafik di bawah ini yang menunjukkan hasil simulasi *Equivalent (Von Mises) Stress*. Sedangkan hasil analisa dari model ketiga menunjukkan hasil yang tidak begitu jauh dari hasil yang didapatkan oleh model A. Berikut adalah grafik hasil simulasi *Equivalent (Von Mises) Stress*.

Grafik 4.2 *Equivalent (Von Mises) Stress Hook Crane Model A dan B.*



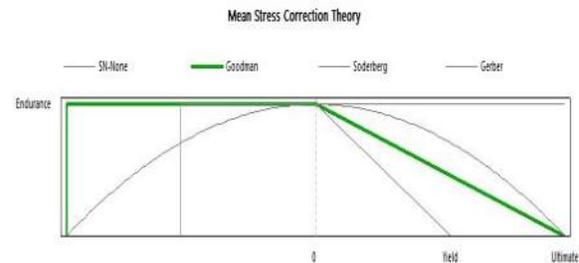
Analisa Kelelahan dan *Fatigue Sensivity*

Analisa Kelelahan menggunakan asumsi pembebanan konstan yang dapat digambarkan dalam gambar di bawah ini. Analisa ini menggunakan *ANSYS Workbench 16*.



Gambar 22. Siklus Pembebanan Konstan Saat Simulasi

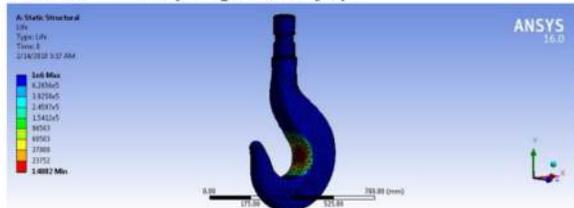
Analisa yang digunakan melalui pendekatan siklus tegangan hidup dengan menggunakan pendekatan *Mean Stress Theory Goodman* komponen tegangan yang dipakai adalah *Equivalent von mises*.



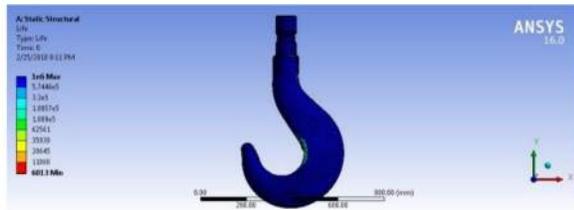
Gambar 4.6 Mean Stress Theory metode Goodmans

Dengan pendekatan metode tersebut dihasilkan data hasil analisa kelelahan. Hasil analisa ini mencakup batas leleh dari material dasar dan batas leleh dari masing – masing profil yang diuji pembebanan.

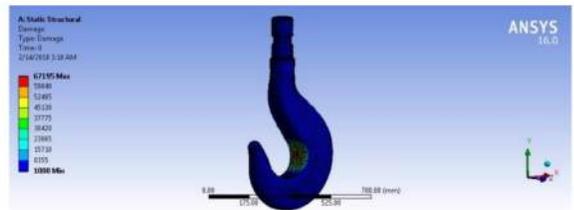
Berikut adalah hasil analisa kelelahan dari Hook Crane dengan menggunakan fatigue tools. Dalam analisa ini kan menghasilkan beberapa kontur yaitu life, damage, safety factor, dan yang terakhir adalah fatigue sensitifity.



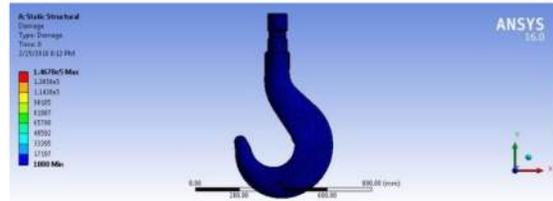
Gambar 23. Kontur life dari analisa fatigue Hook Crane standard Model A



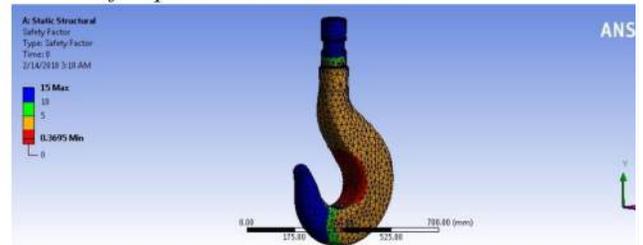
Gambar 24. Kontur life dari analisa fatigue Hook Crane Model B



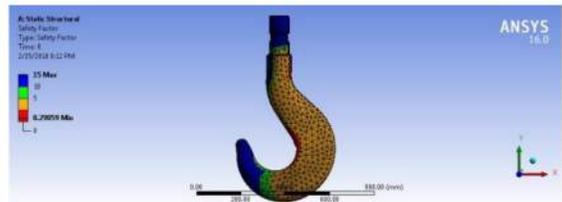
Gambar 25. Kontur Damage dari analisa fatigue Hook Crane standard Model A



Gambar 4.10 Kontur Damage dari analisa fatigue Hook Crane Model B



Gambar 25. Kontur Safety Factor dari analisa fatigue Hook Crane standard Model A



Gambar 26. Kontur Safety Factor dari analisa Fatigue Hook Crane Model B

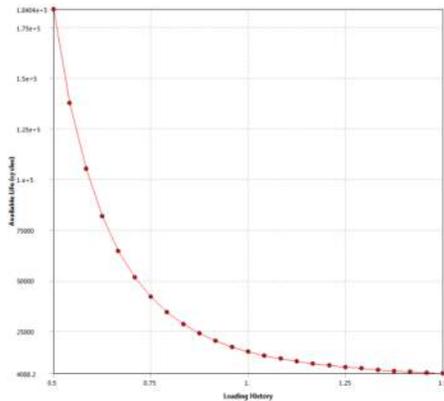
Tabel 4.5 Hasil Analisa Kelelahan.

NO	ITEM	Life		Damage		Safety Factor	
		Min	Max	Min	Max	Min	Max
1	Model A (Crane Hook Standard)	14882	1e6	1000	67195	0.3695	15
2	Model B (Hook Cup < 10%)	6813	1e6	1000	1.4678e5	0.29059	15

Dari 3 hasil simulasi diatas menunjukkan bahwa model A mendapatkan hasil yang lebih baik dari pada model B. Hal ini menunjukkan bahwa pengurangan dimensi cup dan deformasi plastis yang dialami oleh model B sangat berpengaruh terhadap hasil simulasi kelelahan.

Berikut adalah hasil simulasi Fatigue Sensitivity, grafik di bawah ini menunjukkan perbandingan antara loading history dengan

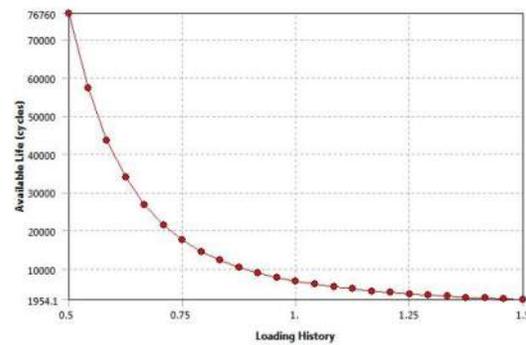
available life. Yang artinya kemampuan angkat Hook Crane dari berbagai loading history. Hasil analisa Fatigue sensitivity antar dua model Hook Crane akan dibandingkan untuk mengetahui pengaruh dari berkurangnya dimensi cup dan deformasi plastis yang dialami oleh model B.



Gambar 27. Fatigue Sensitivity dari analisa fatigue Hook Crane standard Model A

Tabel 4.6 Fatigue Sensitivity Model A (Hook Crane Standard).

No	Loading History (x . 100%)	Available Life (Cycles)
1.	50%	184 040
2.	75%	40 000
3.	100%	20 000
4.	125%	5 000
5.	150%	4 088



Gambar 28. Fatigue Sensitivity dari analisa Fatigue Hook Crane Model B

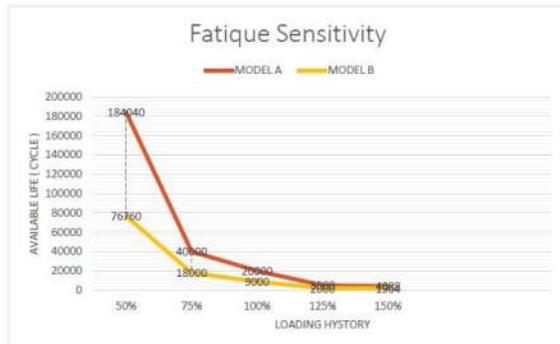
Tabel 4.7 Fatigue Sensitivity Fatigue Model B

No.	Loading History (x . 100%)	Available Life (Cycles)
1	50%	76 760
2	75%	18 000
3	100%	9 000
4	125%	2 000
5	150%	1964

Dari hasil analisa di atas menunjukkan bahwa nilai Available Life model A lebih baik dari model B. Hal ini membuktikan bahwa berkurangnya dimensi cup dan deformasi plastis sangat mempengaruhi kemampuan angkat dari Hook Crane Available Life.

Di bawah ini adalah perbandingan grafik yang menampilkan hasil simulasi fatigue sensitivity dengan pembebanan konstan. Grafik menunjukkan bahwa model B Hook Crane memiliki perbedaan nilai available life yang sangat jauh dari model A.

Grafik 4.3 Fatigue Sensitivity Hook Crane Model A dan B



Pada grafik di atas menunjukkan *Hook Crane* model A menghasilkan nilai *available life* yang lebih baik, dan perbedaan itu sangat jauh pada *variable loading* 50% dari SWL. Perbedaan semakin kecil pada *variable load* yang lebih besar.

KESIMPULAN DAN SARAN

Kesimpulan

Hasil Analisa Simulasi Total Deformation

Dari hasil simulasi yang dilakukan nilai *total deformation* dari model *Hook Crane* B (sudah memenuhi kriteria "reject") memiliki nilai yang lebih besar di setiap *variable* pembebanan. Dan perbedaan nilai itu akan semakin besar pada nilai *variable* pembebanan yang lebih besar. Hal ini dapat dilihat pada pembebanan 50% (dari SWL) nilai *Total Deformation maximum* Model A = 0.34 mm, Model B = 0.41. Pada pembebanan 150% (dari SWL) nilai *Total Deformation maximum* Model A = 1.0268mm, Model B = 1.2327mm.

Jadi dapat disimpulkan bahwa pengurangan *cup* dan deformasi plastis yang dialami oleh *Hook Crane* model B sangat mempengaruhi nilai *Total Deformation* yang dihasilkan dari setiap *variable* pembebanan. Hal ini juga menunjukkan rekomendasi yang dikeluarkan asme sangat beralasan, karena *Hook Crane* yang mengalami hal seperti *Hook Crane* model B sangat berpotensi menyebabkan *vitality accident* yang diakibatkan oleh nilai *total deformation* yang lebih besar dari yang seharusnya.

Hasil Analisa Simulasi *Equivalent Von Mises (Stress)*.

Dari hasil simulasi menunjukkan bahwa Model B memiliki nilai *equivalent von mises* yang lebih besar dari Model A. Hal ini menunjukkan perubahan dimensi *cup* dan deformasi plastis yang dialami oleh Model B sangat mempengaruhi nilai dari *equivalent von mises stress* yang dihasilkan.

Jika dibandingkan dengan material properties dari material *Hook Crane*, nilai *equivalent (von mises) stress* yang dihasilkan Model B pada saat pembebanan 100% dari SWL yaitu 40 Ton menghasilkan nilai 301 Mpa, nilai ini sudah melampaui dari nilai *tesile strength (yield)* 240 Mpa. Yang artinya saat *Hook Crane* Model B mendapatkan pembebanan 100% dari swl dapat mengakibatkan *deformasi plastis*.

Jadi dapat disimpulkan bahwa pengurangan *cup* dan deformasi plastis yang dialami oleh *Hook Crane* model B sangat mempengaruhi nilai *Equivalent (Von Mises) Stress* yang dihasilkan dari setiap *variable* pembebanan. Hal ini juga menunjukkan rekomendasi yang dikeluarkan asme sangat beralasan, karena *Hook Crane* yang mengalami hal seperti *Hook Crane* model B sangat berpotensi menyebabkan *vitality accident* yang diakibatkan oleh nilai *Equivalent (Von Mises) Stress* yang lebih besar dari yang seharusnya.

Hasil Analisa Simulasi *Fatigue Sensitivity (Analisa Fatigue)*

Dari hasil analisa *fatigue sensivity* menunjukkan bahwa *Hook Crane* model A memiliki nilai *Available Life (Cycle)* yang lebih besar dari model B. Yang artinya berkurangnya dimensi *cup holder* dan deformasi plasitis yang dialami model B sangat mempengaruhi *Available Life* dari *Hook Crane*.

Saran

1. Dalam proses penggunaan *Hook Crane* sebisa mungkin pembebanan berada pada *cup hook*.

- Karena posisi pembebanan sangat berpengaruh pada kemampuan hook mengangkat beban.
- 20 Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut untuk melihat respon *Hook Crane* ketika mendapatkan pembebanan pada ujung *hook*.
 3. Perlu dilakukan simulasi *Explicit Dynamic* untuk mengetahui kegagalan pada *Structure Hook Crane*.

DAFTAR PUSTAKA

- John E. Bringas (2004). *Handbook of Comparative World Steel Standard*. ASTM International Standard Worldwide.
- ASME B.30.10 (1999). *Hook An American National Standard*. The American Society of Mechanical Engineering.
- MacCrimmon R.A (2005). *Crane-Supporting Steel Structures Design Guide*. Canadian Of Steel Construction.
- Kurniawan Anggi (2004). *Analisa Kekuatan Struktur Hook Crane Dengan Perangkat Lunak Elemen Hingga Untuk Pembebanan 20 Ton*. Fakultas Teknik Universitas Bengkulu. Bengkulu.
- Allaire, Paul E. (1985). *Basics of The Finite Element Method*. Wm. C. Brown Publisher, Iowa.
- Gere, Timoshenko. (2000). *Mekanika Bahan*, jilid 1. Penerjemah. Bambang Suryoatmono, Ir, MSc, Phd. Edisi keempat. Erlangga, Jakarta.
- P. Vijay. (2009). *Design And Analysis of Hook Crane*. Saurashtra University. India.
- Rudenko, N. (1996). *Mesin Pengangkat*. Erlangga. Jakarta.

Jurnal Pak Solikin

ORIGINALITY REPORT

27%
SIMILARITY INDEX

27%
INTERNET SOURCES

1%
PUBLICATIONS

5%
STUDENT PAPERS

PRIMARY SOURCES

1 jurnal.umt.ac.id Internet Source **9%**

2 repository.unib.ac.id Internet Source **6%**

3 repositori.uma.ac.id Internet Source **2%**

4 repository.unimar-amni.ac.id Internet Source **2%**

5 docplayer.net Internet Source **1%**

6 lib.unnes.ac.id Internet Source **1%**

7 repository.untag-sby.ac.id Internet Source **1%**

8 repositori.umsu.ac.id Internet Source **1%**

9 repository.its.ac.id Internet Source **1%**

10	eprints.umm.ac.id Internet Source	1 %
11	www.slideshare.net Internet Source	1 %
12	journal.um-surabaya.ac.id Internet Source	<1 %
13	docplayer.info Internet Source	<1 %
14	id.scribd.com Internet Source	<1 %
15	www.ijert.org Internet Source	<1 %
16	ejournal.unibabwi.ac.id Internet Source	<1 %
17	core.ac.uk Internet Source	<1 %
18	elartu.tntu.edu.ua Internet Source	<1 %
19	1library.net Internet Source	<1 %
20	ejournal.unib.ac.id Internet Source	<1 %
21	ejournals.itda.ac.id Internet Source	<1 %

22 www.i-scholar.in Internet Source <1 %

23 repository.ppns.ac.id Internet Source <1 %

24 trackerfastshow.online Internet Source <1 %

25 www.scribd.com Internet Source <1 %

26 Nitisak Numanoy, Kontorn Chamniprasart, Jiraphon Srisertpol. "Enhancing the Performance and Durability of Commercial Vehicle Cargo Box Frames through Modal Analysis", Applied Sciences, 2023
Publication

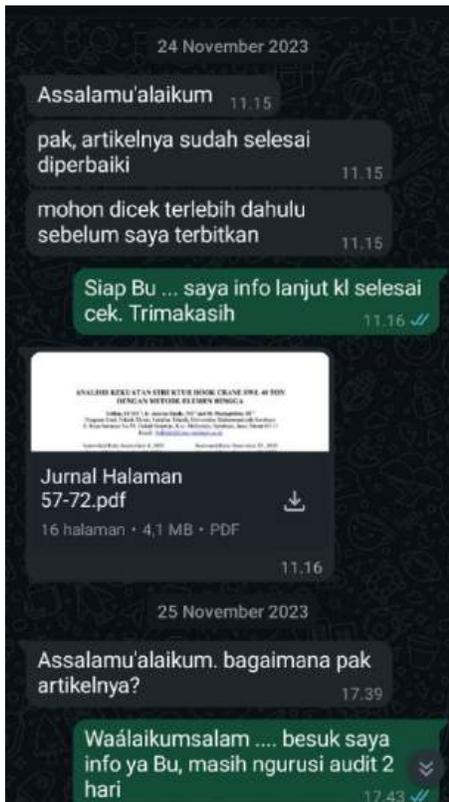
Exclude quotes On

Exclude matches Off

Exclude bibliography On

4. Revised Journal

24 November 2023



ANALISIS KEKUATAN STRUKTUR HOOK CRANE SWL 40 TON DENGAN METODE ELEMEN HINGGA

Solikin, ST MT¹, Ir. Anastas Rizaly, MT² and M. Mustaghfirin, ST³

Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Surabaya
Jl. Raya Sutorejo No.59, Dukuh Sutorejo, Kec. Mulyorejo, Surabaya, Jawa Timur 60113

Email : Solikin@ft.um-surabaya.ac.id

Submitted Date: September 6, 2023

Reviewed Date: November 22, 2023

Revised Date: November 24, 2023

Accepted Date: November 25, 2023

Abstract

Hook Crane (hook) is a very important component of the crane, which functions as a means of attaching the load to the crane. The Hook Crane must not experience structural failure during lifting. Hook Cranes can experience structural failure, because the Hook Crane has entered its reject period. In ASME B30.10 1999, it is stated in detail the criteria for rejecting Hook Cranes. Conduct structural static analysis to determine the difference in response between a standard Hook Crane (Model A) and a Hook Crane that has met the reject criteria (Model B) . Analysis using finite element software (ANSYS) to determine the value of Total Deformation, Equivalent (Von Mises) Stress, Fatigue Sensivity. The results of the comparison of the two Hook Crane models will be used as the basis for why the Hook Crane reject should not be used. Simulation results using finite element software. At 100% loading of SWL 40 tons. Total deformation value for Model A 0.68454 mm, Model B 0.8128 mm. Equivalent Value (Von Mises) Stress Model A 267.92 Mpa, Model B 301 Mpa. The Fatigue Sensivity (Available Life) value for Model A is 20,000 lifts, Model B 9,000 lifts. The simulation results show that the standard Model A Hook Crane has a better value than the Model B Hook Crane which has entered the reject period. This shows that the reject criteria provided by ASME greatly influence the structural strength of the Hook Crane. The Model B Hook Crane has the potential to experience structural failure, because the results from the Equivalent (Von Mises) Stress simulation of 301 MPa far exceed the Yield Strength Material value of 240 MPa.

Keywords: Hook, Static Structure, Finite Element.

Abstrak

Hook Crane (kait) adalah komponen yang sangat penting pada crane, yang berfungsi sebagai alat mengaitkan beban ke crane. Hook Crane tidak boleh mengalami kegagalan struktur pada saat melakukan pengangkatan. Hook Crane dapat mengalami kegagalan struktur disebabkan Hook Crane sudah memasuki masa reject. Pada ASME B30.10 1999, disebutkan dengan detail kriteria reject pada Hook Crane. Melakukan analisa statik struktur untuk mengetahui perbedaan respon antara Hook Crane standard (Model A) dan Hook Crane yang sudah memasuki kriteria reject (Model B) . Analisa menggunakan **batuan** software elemen hingga (ANSYS) untuk mengetahui nilai Total Deformation, Equivalent (Von Mises) Stress, Fatigue Sensivity. Hasil perbandingan dua model Hook Crane akan digunakan sebagai dasar bahwa kenapa Hook Crane **reject** tidak boleh digunakan. Hasil simulasi menggunakan software elemen hingga. Pada pembebanan 100% dari SWL 40 ton, Nilai Total *deformation* Model A 0.68454 mm, Model B 0.8128 mm. Nilai Equivalent (Von Mises) Stress Model A 267.92 Mpa, Model B 301 Mpa. Nilai *Fatigue Sensivity (Avalaible Life)* Model A 20,000 kali pengangkatan, Model B 9,000 kali pengangkatan. Dari hasil simulasi menunjukkan bahwa Model A Hook Crane yang masih standard memiliki nilai yang lebih baik dari Hook Crane Model B yang sudah memasuki masa reject. Hal ini menunjukkan bahwa kriteria reject yang diberikan oleh ASME sangat mempengaruhi dari kekuatan struktur dari Hook Crane. Hook Crane Model B sangat berpotensi untuk mengalami kegagalan struktur, karena hasil dari simulasi Equivalent (Von Mises) Stress sebesar 301 Mpa jauh **melibihi** dari nilai *Yield Strength Material* yaitu 240 Mpa.

Kata Kunci : Kait (Hook), Statik Struktur, Elemen Hingga.

I. Pendahuluan

Salah satu alat berat (*heavy equipment*) yang digunakan untuk mengangkat beban secara *vertical* adalah *crane*. *Crane* mempunyai banyak jenis dan penggunaan yang berbeda. *crane* tidak hanya digunakan pada *industry manufacture* saja, ada beberapa bidang pekerjaan yang juga menggunakannya.

Melihat begitu pentingnya peran *crane* dalam berbagai bidang pekerjaan sebagai alat bantu angkat, maka perlu dilakukan penelitian dan pengembangan terhadap *crane* itu sendiri guna meningkatkan kapasitas dan efektifitas dari kinerja *crane*. Selain pengembangan kapasitas dan efisiensi dari *crane*, juga tidak kalah penting untuk diperhatikan adalah *safety factor* dan *lifetime* setiap *equipment* dari *crane* agar dapat menghindari *fatality accident* pada saat penggunaan *crane*. Mengingat beban yang diangkat *crane* sangat besar dan memiliki potensi bahaya yang sangat tinggi bagi operator dan dapat merusak barang yang diangkat jika terjatuh akibat kegagalan *structure* dari *crane*.

Untuk itu sangatlah penting untuk mengetahui *fatigue sensifity, deformation, equivalent von mises* dari sebuah *equipment* yang sudah masuk pada kriteria *reject*. Badan standarisasi International seperti ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) hanya memberikan informasi kriteria *reject* tanpa menampilkan data tentang *fatigue sensifity, deformasi, equivalent von mises*. Di dunia *insustry, crane* yang banyak digunakan adalah *overhead crane*. *Overhead crane* sendiri mempunyai beberapa bagian diantaranya adalah *girder, endcarigge, hoist drum, dan buttom block*. Dalam *buttom block* ada pengait yang dinamakan *hook crane*. Bagian *crane* yang sangat penting dan harus mendapat perhatian adalah *hook crane*, karena jika *hook crane* mengalami kerusakan pada saat digunakan maka dapat mengakibatkan *fatality accident*. Oleh karena itu informasi tentang *fatigue*

sensifity, deformasi, dan equivalent von mises dari *Hook Crane* sangat penting guna meminimalisir *fatality accident*. Badan standarisasi dari amerika yaitu ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) telah menetapkan standar untuk *Hook Crane*. ASME B30.10-1999 menyatakan “*Any wear exceeding 10% (or as recommended by the manufacturer) of the original section dimension of the hook or its load pin*”. Dari standar ASME tersebut akan disimulasikan dengan metode elemen hingga, untuk mengetahui nilai *fatigue sensifity, deformasi, equivalent von mises* dari *Hook Crane* sebelum dan sesudah masuk pada kriteria *reject*.

Merujuk dari permasalahan di atas maka akan dilakukan simulasi menggunakan metode elemen hingga atau FEM untuk mendapatkan nilai *fatigue sensifity, equivalent stress von misses* dengan bantuan *software ANSYS Workbench*. Dipilihnya perhitungan menggunakan komputer ini untuk mendapatkan hasil yang lebih cepat dan murah. Perhitungan akan dilakukan pada dua model yang masing – masing adalah *hook crane standard* pabrikan dan yang kedua adalah *Hook Crane* yang sudah memasuki masa *reject* sesuai dari rekomendasi ASME. Pemodelan akan menggunakan *Software Solidwork* dari *Dessault System*.

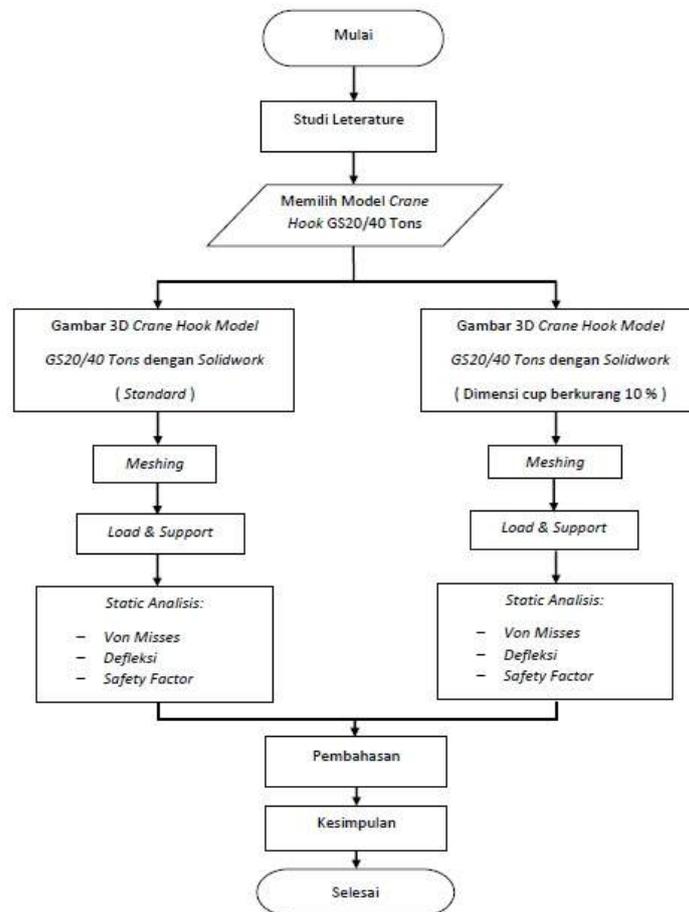
II. Metode Penelitian

Pada Penelitian kali ini akan menggunakan Metode Elemen Hingga, dengan menggunakan bantuan *software* dalam pelaksanaannya. Ada beberapa *software* yang digunakan dalam penelitian ini antara lain adalah *Solid work* sebagai *software* yang digunakan untuk membuat model 3D dari objek yang akan dilakukan penelitian. Dan *software ANSYS* yang akan digunakan sebagai *software FEA*.

Dalam penelitian ini menggunakan *Hook Crane type GS 20/40 tons* dengan *material DIN class P, fine-grained carbon steel. St-E355/St-E420, similar to ASTM A573 Gr. 65*. Yang akan ditekankan

dalam penelitian ini adalah berapa persen kekuatan angkat maksimum dari *SWL* yang telah ditentukan, serta bagaimana respon dari *Hook Crane* apabila mendapat beban dari *SWL* yang telah ditentukan. Dan juga akan di simulasikan apa yang akan terjadi apabila cup pada *Hook Crane* berkurang 10% dari standarnya. Akan dilihat bagai mana respon dari *Hook Crane*.

Dalam penelitian ini akan dilihat *displacement*, *stresses* dan *safety factor* pada *design* *Hook Crane* GS20/40tons. Semua analisa akan dilakukan dengan menggunakan *software ANSYS Workbench 16*. Dengan beban terpusat pada *cup* *Hook Crane*



Gambar 1. Diagram Alir Penelitian

Objek dalam penelitian ini adalah *Hook Crane*. Dalam penelitian ini akan dilakukan analisis *hook crane* jenis kait tunggal. Jenis *hook crane* kait tunggal adalah jenis yang paling sering digunakan pada *industry*. Dalam penelitian kali ini *hook crane* yang akan dianalisa adalah *hook crane* yang memiliki *swl* maksimum 40 tons.

Dalam penelitian ini akan digunakan model *Hook Crane* dari *MILLER SINGLE*

HOOKS DIN 15401 dengan tipe *GS 20 Swl 40 tons*. *Material DIN class P, fine-grained carbon steel. St-E355/St-E420, similar to ASTM A573 Gr. 65.*

Material properties adalah data yang akan di masukkan dalam system sebagai salah satu parameter untuk melakukan simulasi dengan menggunakan *ansys*. *Material propertis* digunakan untuk *memeberi* informasi tentang kekuatan material dan sifat – sifat material *DIN class*

P, fine-grained carbon steel. St-E355/St-E420, similar to ASTM A573 Gr. 65.

Material properties dapat **di lihat** dalam Tabel 1 di bawah ini.

Tabel 1. Material Propertise

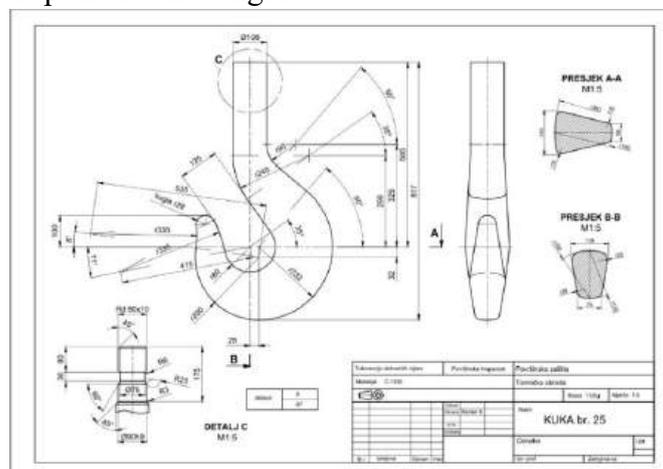
Physical Properties	Metric	English
Density	7.80 g/cc	0.282 lb/in ³

Pada simulasi ini *hook crane* akan diberikan 5 *variable* pembebanan yaitu (50%, 75%, 100%, 125%, 150%) pembebanan untuk mengetahui nilai dari *equivalent (von mises) stress*, dan *total deformation*, sedangkan untuk pengujian *fatigue sensivity hook crane* akan diberikan beban maksimum dari *SWL* yaitu 40 ton.

Pemodelan dalam penelitian ini menggunakan *software Solidwork*. Pemodelan *Hook Crane GS20/40 tons* dilakukan 2 macam yaitu pemodelan dalam keadaan *standard* dan pemodelan dengan

cup yang berkurang 10% dari *standard*. Pemodelan dibuat berdasarkan *drawing* yang **di dapat** dari katalog *Hook Crane model GS40/40 Tons*. Berikut adalah *drawing* dari *Hook Crane Model GS20/40 Tons*.

Berdasarkan *drawing* di atas akan di buat dua buah model yang pertama sesuai dengan *drawing* di atas. Yang kedua akan dibuat *cup holder* akan berkurang 10% dari *standard*. Berikut langkah permodelan 3D *Hook Crane*.

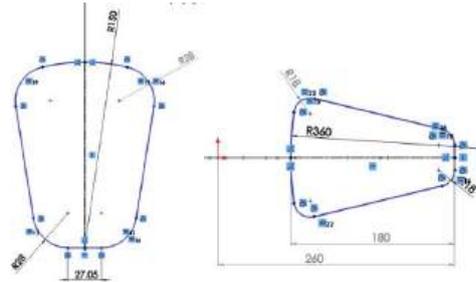


Gambar 3. *Drawing Hook Crane Model GS20/40 tons*.

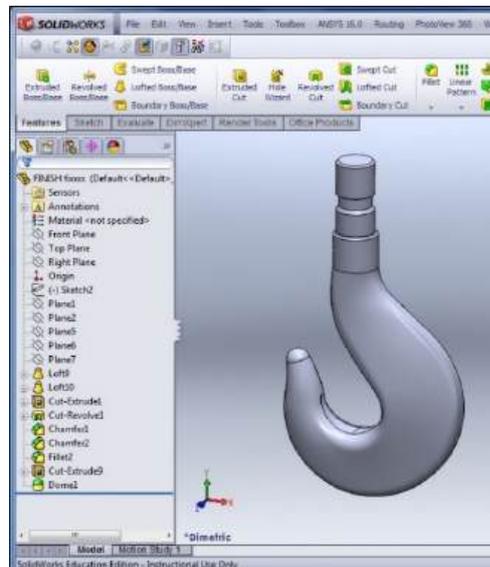
2.1 Pemodelan *Geometry Standard (Model A)* dengan *Solid work*.

Pemodelan *Hook Crane* yang pertama dibuat sesuai dengan dimensi *standard* tanpa mengurangi dimensi *holder cup*. Berikut adalah dimensi dari *Hook Crane*.

Setelah dilakukan *sketch* di *Solidwork* selanjutnya dilakukan pemodelan 3D pada *sketch* yang telah dibuat. Berikut adalah hasil dari pemodelan 3D *Hook Crane*.



Gambar 4. *Sketch Gambar Hook Crane Standard*

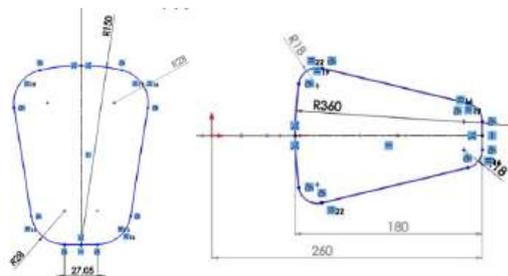


Gambar 5. *Pemodelan 3D Hook Crane Standard.*

Langkah – langkah pemodelan 3D dapat dilihat **d** dalam kolom *Feature Manager Design Tree* yang terletak di kolom sebelah kiri dari model.

2.2 Pemodelan *Geometry Cup Berkurang 10% (Model B)* Solidwork.

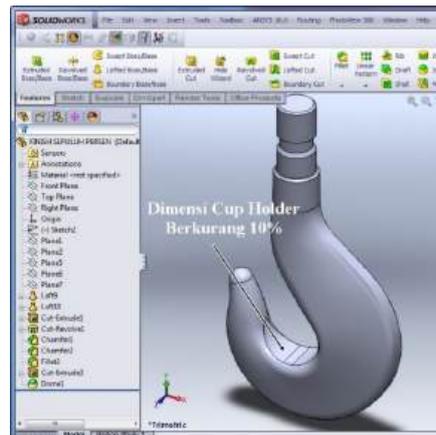
Pemodelan *Hook Crane* yang kedua hampir sama dengan pemodelan pertama. Langkah pertama membuat *sketch* dengan dimensi sesuai *drawing*.



Gambar 6. *Sketch Gambar Hook Crane Model B.*

Sketch **di buat** sama dengan pemodelan pertama karena pengurang dimensi cup holder akan dilakukan pada

saat pemodelan 3D. Berikut ada pemodelan 3D dengan mengurangi 10 % dimensi dari *cup holder*.



Gambar 7. Pemodelan 3D Hook Crane Cup Holder Berkurang 10%.

2.3 Simulasi dengan ANSYS

Simulasi menggunakan *software ANSYS Workbench 16*. Dalam penelitian ini akan dilakukan analisa *Static Structure*. Untuk melakukan analisa *Static Structure* ada beberapa langkah yang harus dilakukan

diantaranya adalah *Input Engineering Data*, Pemodelan *Geometry*, Menentukan Model analisa, *Solution*. Berikut adalah langkah memasukan *material properties* pada *engineering data*.

Properties of Outline Row 3: Structural Steel			
	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Density	7850	kg m ⁻³
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
6	Isotropic Elasticity		
16	Alternating Stress Mean Stress	Tabular	
20	Strain-Life Parameters		
28	Tensile Yield Strength	2.5E+08	Pa
29	Compressive Yield Strength	2.5E+08	Pa

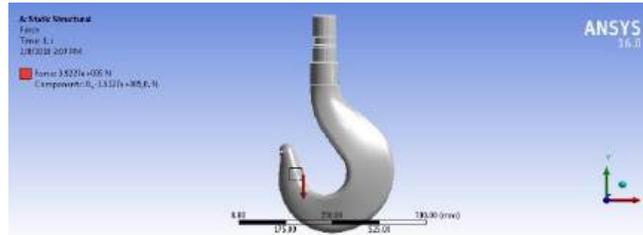
Gambar 8. Input Engineering Data

Pada proses pembebanan, beban atau *force* dikenakan pada *cup holder* dari *Hook Crane* dengan *direction*. Untuk melakukan pembebanan klik kanan pada *static structure* dan pilih *force*,

selanjutnya *input* besaran dan *direction* dari *force*. Berikut adalah hasil dari pembebanan.

Details of "Force"	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	3 Faces
Definition	
Type	Force
Define By	Components
Coordinate System	Global Coordinate System
<input type="checkbox"/> X Component	0. N (ramped)
<input type="checkbox"/> Y Component	-3.9227e+005 N (ramped)
<input type="checkbox"/> Z Component	0. N (ramped)
Suppressed	No

Gambar 9. Besar Pembebanan dan *Direction*

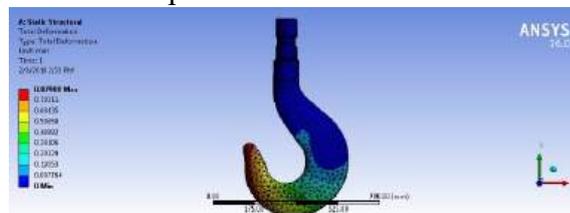


Gambar 10. Pembebanan *Hook Crane*

Dalam proses *solution* akan dilakukan proses perhitungan analisa. Dan akan ditam³akan jenis analisa dari *geometry Hook Crane*. Dalam penelitian kali ini akan di hitung *Deformasi Total*, *Equivalent stress*, dan yang terakhir adalah *fatigue analysis*.

Total Deformation, analisa ini bertujuan untuk mengetahui berapa

deformasi yang dialami *Hook Crane* ketika mendapatkan beban maksimum dari *swl* yang telah ditetapkan. Hasil analisa ini akan di bandingkan dengan *Hook Crane* yang memiliki dimensi *standard* dan *Hook Crane* yang berkurang 10% pada *cup holdernya*. Berikut adalah hasil dari analisa *Total Deformation*.



Gambar 11. Hasil Analisa *Total Deformation*

Equivalent (Von Mises) Stress, akan di ketahui berapa tegangan yang dialami oleh *Hook Crane* ketika mendapat pembebanan maksimum. Dan akan diketahui bagian yang paling besar

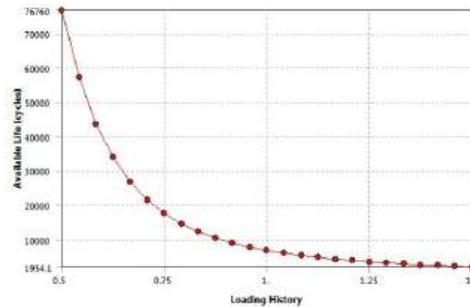
mengalami stress dan besaran dari *stress* tersebut. Berikut adalah hasil dari analisa *stress von mises*.



Gambar 12. Hasil Analisa *Stress Von Mises*

Fatigue Tool digunakan untuk menghasilkan analisa tentang *safety factor*, *Damage*, *Life*, *Fatigue Sensivity*. Yang nantinya akan digunakan untuk mengetahui

berapa umur kelayakan dari *Hook Crane*. Berikut adalah contoh tabeh *Fatigue Sensitivity*



Gambar 13. Grafik *Fatigue Sensitivity*

III. Hasil Dan Pembahasan

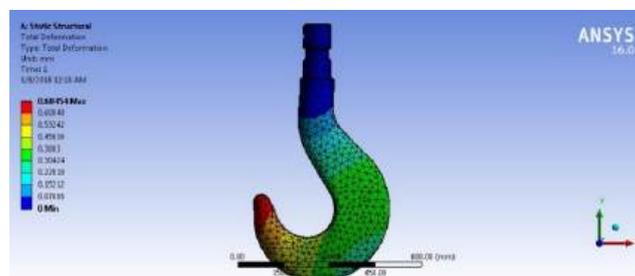
Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui reaksi *Hook Crane* standard (Model A) dan *Hook Crane Reject* (Model B) dengan 5 *variable* pembebanan 50%, 75%, 100%, 125%, 150% dari SWL (*Safe working Load*) 40 ton. Dan dari penelitian ini akan diketahui nilai *Total Deformation*, *Equivalent (Von mises) stress*, *Fatigue Sensivity*. Masing – masing data simulasi yang didapat akan dibandingkan untuk mengetahui perbedaan nilai dari kedua model *Hook Crane*. Sebagai data pembanding juga akan dilakukan simulasi *Hook Crane* dari fabrikasi lain yaitu *CM Hook Crane*. Data pembanding ini akan digunakan sebagai validasi hasil simulasi dari *Hook Crane standard* (Model A).

Berikut adalah hasil penelitian dari masing – masing model, dan kemudian

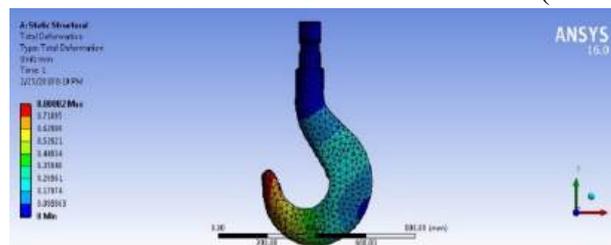
akan dibandingkan untuk mengetahui perbedaan hasil dari setiap model.

1. Total Deformation

Total Deformation adalah analisa untuk mengetahui *defleksi* ketika *Hook Crane* mengalami pembebanan yang telah ditentukan. Pada gambar di bawah ini diperlihatkan hasil dari simulasi *Total Deformation* dari masing – masing model. Warna pada gambar menunjukkan nilai *Total Deformation*, warna merah menunjukkan nilai *Total deformation* yang paling tinggi yang dialami oleh *Hook Crane*. dan setiap bagian memiliki nilai yang berbeda karena deformasi yang dialami oleh *Hook Crane* tidak sama pada setiap bagian. Berikut adalah hasil dari analisa *Deformasi total* dari dua model *Hook Crane*.



Gambar 14. Total Deformasi *Crane Standard* (Model A)



Gambar 15. Total Deformasi *Hook Crane Cup Holder* Berkurang 10% (Model B).

Berikut adalah hasil dari hasil simulasi *total deformation*. Dimana dua model *Hook Crane* yaitu Model A dan

Model B diberikan 5 *variable* pembebanan 50% ,75% 100%, 125%, 150% dari SWL 40 ton.

Tabel 2. *Total Deformation Hook Crane Model A*

No.	Variable Loading (%)	Total Deformation (mm)
1	50%	0.34227
2	75%	0.51341
3	100%	0.68454
4	125%	0.85568
5	150%	1.0268

Tabel 3. *Total Deformation Hook Crane Model B*

No.	Variable Loading (%)	Total Deformation (mm)
1	50%	0.4109
2	75%	0.61635
3	100%	0.8128
4	125%	1.0272
5	150%	1.2327

Dari hasil diatas menunjukkan bahwa Model B memiliki nilai *total deformation* yang lebih besar jika dibandingkan dengan model A. hal ini menunjukkan pengurangan dimensi *cup* dan *deformasi palstis* yang dialami oleh model B sangat mempengaruhi nilai dari *total deformation* dari setiap *variable* pembebanan. Dan semakin tinggi *variable* pembebanan yang diberikan maka semakin tinggi pula perbedaan nilai *total deformation* yang dihasilkan. Nilai *Total Deformation* Model A lebih baik karena menghasilkan nilai yang lebih rendah.

Dalam penelitian ini juga akan disimulasikan model *Hook Crane* yang sama dan *type* yang sama dari *fabrikasi* yang berbeda. *Hook Crane* Model A dan Model adalah *product* dari *miller*, sedangkan model ketiga sebagai data pembanding *product* dari *CM Hook Crane*.

Data pembanding ini hanya akan dibandingkan dengan Model A saja. Karena data pembanding ini akan diambil pada kondisi *Hook Crane standard*.

Perbedaan nilai *total deformation* Model A dan Model B pada setiap *variable* pembebanan ditunjukkan pada grafik di bawah ini. Dari grafik di bawah ini menunjukkan model A dan *Hook Crane* dari *CM Hook Crane* memiliki nilai yang hampir sama. Ini menunjukkan bahwa *Hook Crane standard* dari setiap fabrikasi memiliki nilai *total deformation* yang mendekati. Berbeda dengan model B yang memiliki nilai *total deformation* yang lebih besar dari kedua model *Hook Crane* lainnya. Hal ini menunjukkan bahwa keausan dan deformasi plastis yang dialami oleh *Hook Crane model b* sangat mempengaruhi nilai *total deformation*.

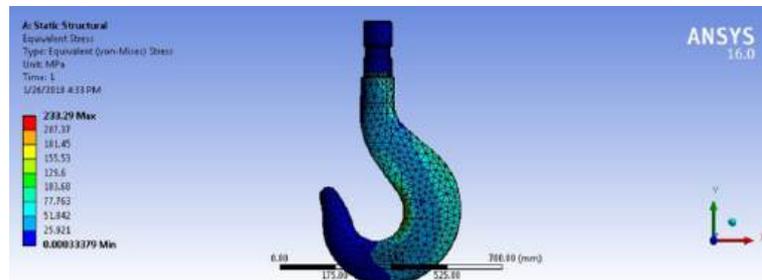


Gambar 16. Grafik Total Deformation Hook Crane Model A dan Model B

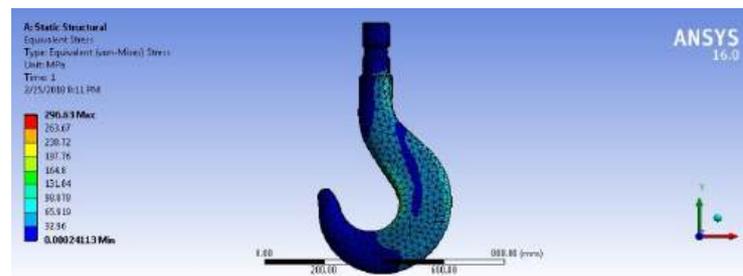
4.3 Equivalent (Von Mises) Stress

Equivalent (Von Mises) Stress digunakan untuk memprediksi tingkat keluluhan material terhadap kondisi pembebanan. Seperti halnya pengujian sebelumnya pembebanan juga akan dengan

5 variabel pembebanan. Dan hasil akan di bandingkan dengan nilai dari *tensile strength (yield)* dari material yang mempunyai nilai 240 Mpa. Serta juga akan dilakukan simulasi untuk model ketiga sebagai data pembanding dari *crane standard (Model A)*. Berikut adalah hasil analisa dari dua model *Hook Crane*.



Gambar 17. *Equivalent (von mises) Stress Hook Crane Standard (Model A)*



Gambar 18. *Equivalent (von mises) Stress Hook Crane Cup Holder Berkurang 10% (Model B)*

Pada dua gambar di atas menunjukkan hasil dari simulasi, bagian yang berwarna merah menunjukkan nilai tegangan yang lebih besar dari bagian yang berwarna biru. Setiap bagian memiliki nilai tegangan yang berbeda. Pada bagian yang berwarna merah karena memiliki nilai tegangan yang lebih besar, pada titik itu pula yang mempunyai potensi kerusakan yang paling besar.

Berikut adalah tabel hasil dari simulasi 2 model *Hook Crane*, Model A dan Model B dari *Hook Crane* masing – masing diberikan 5 *variable* pembebanan. Pada hasil simulasi di bawah ini menunjukkan bahwa Model B mempunyai nilai tegangan yang lebih besar dari Model A. Hal ini menunjukkan bahwa pengurangan dimensi *cup holder* dan deformasi plastis sangat

mempengaruhi nilai *Equivalent (von mises) Stress*.

Tabel 5. *Equivalent (Von Mises) Stress Hook Crane Model A*

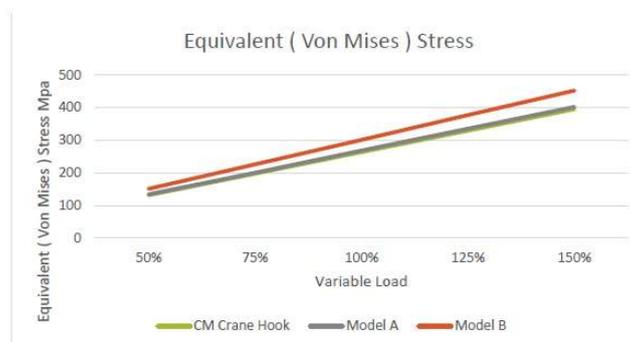
No.	Variable Loading (%)	Equivalent (Von Mises) Stress (mpa)
1	50%	133.96
2	75%	200.05
3	100%	267.92
4	125%	334.9
5	150%	401.88

Tabel 6. *Equivalent (Von Mises) Stress Hook Crane Model B*

No.	Variable Loading (%)	Equivalent (Von Mises) Stress (mpa)
1	50%	150.7
2	75%	226.05
3	100%	301
4	125%	376.74
5	150%	452.09

Hasil simulasi di atas menunjukkan bahwa pada variable load 100% nilai *Equivalent (Von Mises) Stress* yang dihasilkan oleh Model B 301 Mpa lebih besar dari nilai *tensile strength (yield)* 240Mpa. Hal ini menunjukkan pada variable load 100% *Hook Crane* model B mengalami deformasi plastis karena *Equivalent (Von Mises) Stress* yang dihasilkan melebihi titik luluh dari material. Setiap *variable load*, memiliki nilai yang

berbeda antara Model A dan Model B. dan perbedaan semakin besar pada *variable load* yang lebih besar. Hal ini terlihat jelas pada grafik di bawah ini yang menunjukkan hasil simulasi *Equivalent (Von Mises) Stress*. Sedangkan hasil analisa dari model ketiga menunjukkan hasil yang tidak begitu jauh dari hasil yang didapatkan oleh model A. Berikut adalah grafik hasil simulasi *Equivalent (Von Mises) Stress*.

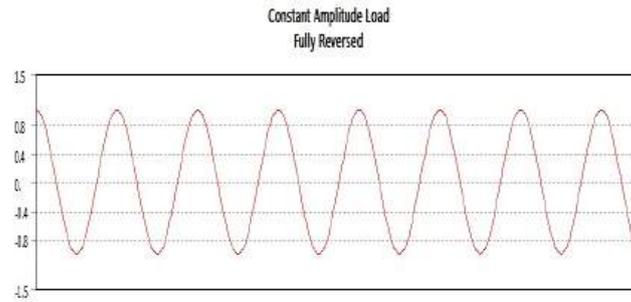


Gambar 19. *Equivalent (Von Mises) Stress Hook Crane Model A dan B.*

4.4 Analisis Kelelahan dan *Fatigue Sensivity*

Analisis Kelelahan menggunakan asumsi pembebanan konstan yang dapat

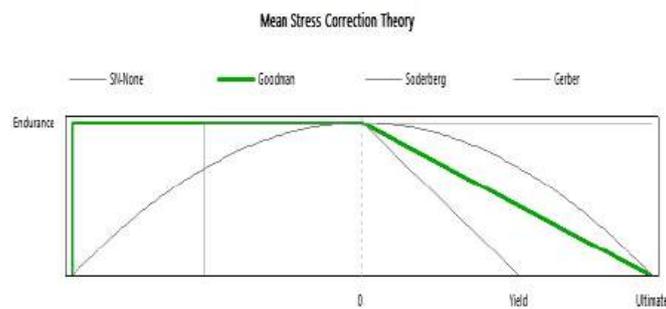
digambarkan dalam gambar di bawah ini. Analisa ini menggunakan *ANSYS Workbench 16*.



Gambar 20. Siklus Pembebanan Konstan Saat Simulasi

Analisis yang digunakan melalui pendekatan siklus tegangan hidup dengan menggunakan pendekatan *Mean Stress*

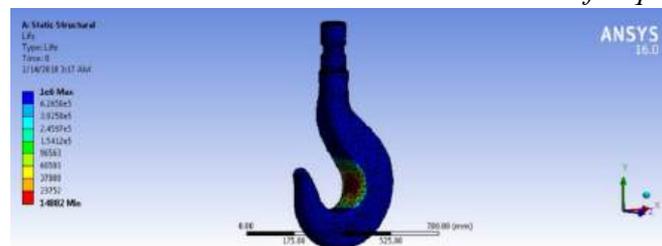
Theory Goodman komponen tegangan yang dipakai adalah *Equivalent von mises*.



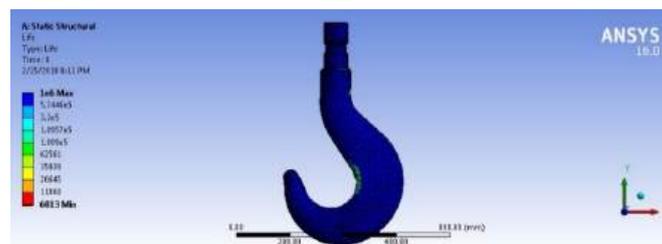
Gambar 21. *Mean Stress Theory metode Goodmans*

Dengan pendekatan *metode* tersebut dihasilkan data hasil analisa kelelahan. Hasil analisa ini mencakup **batah lelah** dari material dasar dan batas lelah dari masing-masing profil yang diuji pembebanan.

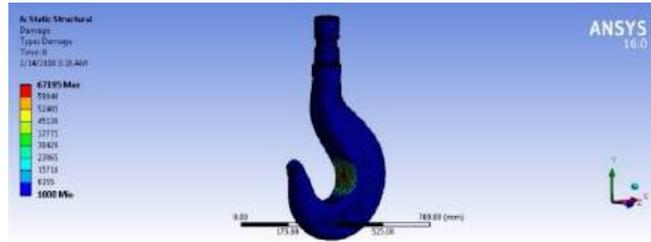
Berikut adalah hasil analisa kelelahan dari Hook Crane dengan menggunakan *fatigue tools*. Dalam analisa **ini kan** menghasilkan beberapa kontur yaitu *life*, *damage*, *safety factor*, dan yang terakhir adalah *fatigue sensifity*.



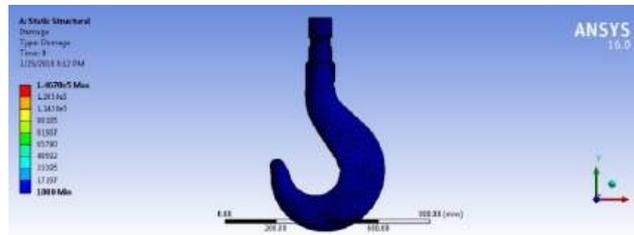
Gambar 22. Kontur life dari analisa *fatigue Hook Crane standard Model A*



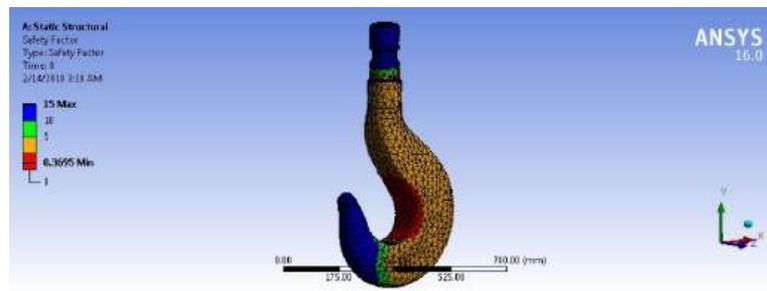
Gambar 23. Kontur life dari analisa *fatigue Hook Crane Model B*



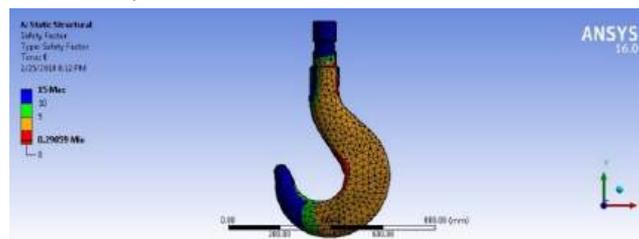
Gambar 24. Kontur *Damage* dari analisa *fatigue Hook Crane standard Model A*



Gambar 25. Kontur **Damage** dari analisa *fatigue Hook Crane Model B*



Gambar 26. Kontur **Safety Factor** dari analisa *fatigue Hook Crane standard Model A*



Gambar 27. Kontur *Safety Factor* dari analisa *Fatigue Hook Crane Model B*

Tabel 7. Hasil Analisa Kelelahan.

No	Item	Life		Damage		Safety Factor	
		Min	Max	Min	Max	Min	Max
1	Model A (Crane Hook Standard)	14882	1 e6	100	67195	0.3695	15
2	Model B (Hook Cup <10%)	6813	1 e6	100	1.4678 e ⁵	0.29059	15

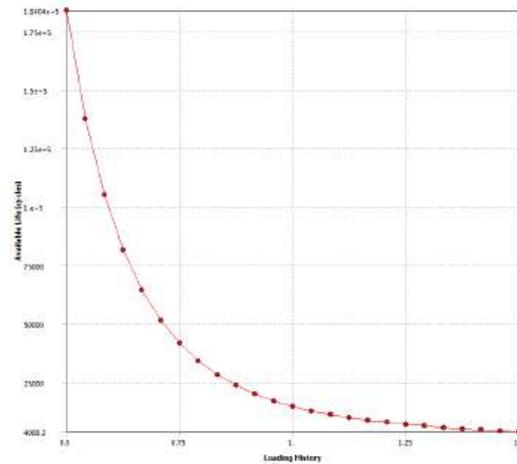
Dari hasil simulasi di atas menunjukkan bahwa model A mendapatkan hasil yang lebih baik dari pada model B. Hal ini menunjukkan bahwa pengurangan dimensi cup dan deformasi

plastis yang dialami oleh model B sangat berpengaruh terhadap hasil simulasi kelelahan.

Berikut adalah hasil simulasi *Fatigue Sensitivity*, grafik di bawah ini

menunjukkan perbandingan antara *loading history* dengan *available life*. Yang artinya kemampuan angkat *Hook Crane* dari berbagai *loading history*. Hasil analisis *Fatigue sensitivity* antar dua model *Hook*

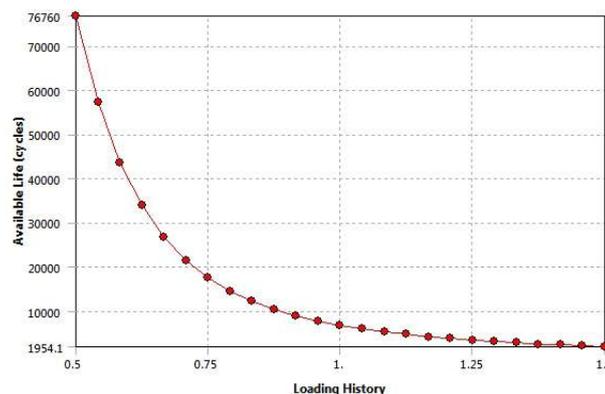
Crane akan dibandingkan untuk mengetahui pengaruh dari berkurangnya dimensi *cup* dan deformasi plastis yang dialami oleh model B.



Gambar 28. *Fatigue Sensitivity* dari analisa *fatigue Hook Crane standard Model A*

Tabel 8. *Fatigue Sensitivity Model A (Hook Crane Standard)*.

No	<i>Loading History</i> ($x \cdot 100\%$)	<i>Available Life</i> (<i>Cycles</i>)
1.	50%	184 040
2.	75%	40 000
3.	100%	20 000
4.	125%	5 000
5.	150%	4 088



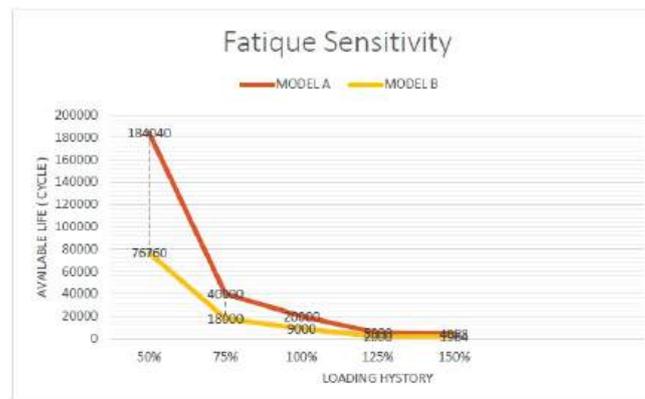
Gambar 29. *Fatigue Sensitivity* dari analisis *Fatigue Hook Crane Model B*

Dari hasil analisis di atas menunjukkan bahwa nilai *Available Life* model A lebih baik dari model B. Hal ini membuktikan bahwa berkurangnya dimensi *cup* dan deformasi plastis sangat mempengaruhi kemampuan angkat dari *Hook Crane Available Life*.

Di bawah ini adalah perbandingan grafik yang menampilkan hasil simulasi *fatigue sensitivity* dengan pembebanan konstan. Grafik menunjukkan bahwa model B *Hook Crane* memiliki perbedaan nilai *available life* yang sangat jauh dari model A.

Tabel 9. *Fatigue Sensitivity Fatigue Model B*

No.	Loading History ($x \cdot 100\%$)	Available Life (Cycles)
1	50%	76 760
2	75%	18 000
3	100%	9 000
4	125%	2 000
5	150%	1964



Gambar 30. Grafik *Fatigue Sensitivity Hook Crane Model A dan B*

Pada grafik di atas menunjukkan *Hook Crane* model A menghasilkan nilai *available life* yang lebih baik, dan perbedaan itu sangat jauh pada *variable loading* 50% dari SWL. Perbedaan semakin kecil pada *variable load* yang lebih besar.

IV. KESIMPULAN

1. Berdasarkan hasil analisis simulasi total deformation bahwa nilai *total deformation* dari model *Hook Crane* B sudah memenuhi kriteria “*reject*” dengan nilai yang lebih besar dari setiap *variable* pembebanan. Hal ini dapat dilihat pada pembebanan 50% (dari SWL) nilai *Total Deformation maximum* Model A = 0.34 mm, Model B = 0.41. Pada pembebanan 150% (dari SWL) nilai *Total Deformation maximum* Model A = 1.0268mm, Model B = 1.2327mm. Pengurangan *cup* dan deformasi plastis yang dialami oleh *Hook Crane* model B sangat mempengaruhi nilai *Total Deformation* yang dihasilkan dari setiap *variable* pembebanan.
2. Berdasarkan hasil analisis simulasi *equivalent Von Mises* bahwa Model B memiliki nilai *equivalent von mises* yang

lebih besar dari Model A. Hal ini menunjukkan perubahan dimensi *cup* dan deformasi plastis yang dialami oleh Model B sangat mempengaruhi nilai dari *equivalent von mises* yang dihasilkan.

Jika dibandingkan dengan material properties dari material *Hook Crane*, nilai *equivalent von mises (strees)* yang dihasilkan Model B pada saat pembebanan 100% dari SWL yaitu 40 Ton menghasilkan nilai 301 Mpa. Nilai ini sudah melampaui dari nilai *tesile strength (yield)* 240 Mpa. Yang artinya saat *Hook Crane* Model B mendapatkan pembebanan 100% dari SWL berpotensi mengakibatkan *deformasi plastis*.

3. Berdasarkan hasil analisis simulasi *fatigue sensitivity* bahwa *Hook Crane* model A memiliki nilai *Available Life (Cycle)* yang lebih besar dari model B. Yang artinya berkurangnya dimensi *cup holder* dan deformasi plastis yang dialami model B sangat mempengaruhi *Available Life* dari *Hook Crane*.

Saran

1. Dalam proses penggunaan *Hook Crane* sebisa mungkin pembebanan berada pada *cup hook*. Karena posisi

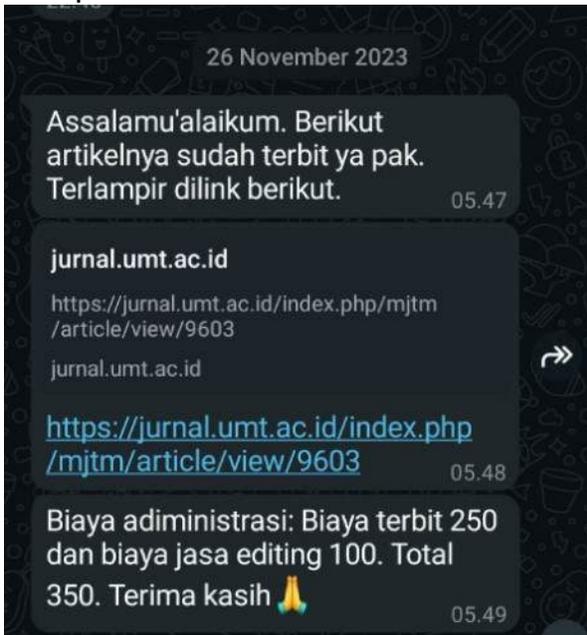
- pembebanan sangat berpengaruh pada kemampuan hook mengangkat beban.
2. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut untuk melihat respon *Hook Crane* ketika mendapatkan pembebanan pada ujung *hook*.
 3. Perlu dilakukan simulasi *Explicit Dynamic* untuk mengetahui kegagalan pada *Structure Hook Crane*.

DAFTAR PUSTAKA

- John E. Bringas (2004). *Handbook of Comparative World Steel Standard*. ASTM International Standard Worldwide.
- ASME B.30.10 (1999). *Hook An American National Standard*. The American Society of Mechanical Engineering.
- MacCrimmon R.A (2005). *Crane-Supporting Steel Structures Design Guide*. Canadian Of Steel Construction.
- Kurniawan Anggi (2004). *Analisa Kekuatan Struktur Hook Crane Dengan Perangkat Lunak Elemen Hingga Untuk Pembebanan 20 Ton*. Fakultas Teknik Universitas Bengkulu. Bengkulu.
- Allaire, Paul E.(1985). *Basics of The Finite Element Method*. Wm. C. Brown Publisher, Iowa.
- Gere, Timoshenko.(2000). *Mekanika Bahan*, jilid 1. Penerjemah. Bambang Suryoatmono, Ir, MSc,Phd. Edisi keempat. Erlangga, Jakarta.
- P. Vijay. (2009). *Design And Analysis of Hook Crane*. Saurashtra University. India.
- Rudenko, N. (1996). *Mesin Pengangkat*. Erlangga. Jakarta.

5. Accepted Journal & Publish

26 November 2023



ANALISIS KEKUATAN STRUKTUR HOOK CRANE SWL 40 TON DENGAN METODE ELEMEN HINGGA

Solikin, ST MT¹, Ir. Anastas Rizaly, MT² and M. Mustaghfirin, ST³

Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Surabaya
Jl. Raya Sutorejo No.59, Dukuh Sutorejo, Kec. Mulyorejo, Surabaya, Jawa Timur 60113
Email : Solikin@ft.um-surabaya.ac.id

Submitted Date: September 6, 2023

Reviewed Date: November 22, 2023

Revised Date: November 24, 2023

Accepted Date: November 26, 2023

Abstract

Hook Crane (hook) is a very important component of the crane, which functions as a means of attaching the load to the crane. The Hook Crane must not experience structural failure during lifting. Hook Cranes can experience structural failure, because the Hook Crane has entered its reject period. In ASME B30.10 1999, it is stated in detail the criteria for rejecting Hook Cranes. Conduct structural static analysis to determine the difference in response between a standard Hook Crane (Model A) and a Hook Crane that has met the reject criteria (Model B). Analysis using finite element software (ANSYS) to determine the value of Total Deformation, Equivalent (Von Mises) Stress, Fatigue Sensivity. The results of the comparison of the two Hook Crane models will be used as the basis for why the Hook Crane reject should not be used. Simulation results using finite element software. At 100% loading of SWL 40 tons. Total deformation value for Model A 0.68454 mm, Model B 0.8128 mm. Equivalent Value (Von Mises) Stress Model A 267.92 Mpa, Model B 301 Mpa. The Fatigue Sensitivity (Available Life) value for Model A is 20,000 lifts, Model B 9,000 lifts. The simulation results show that the standard Model A Hook Crane has a better value than the Model B Hook Crane which has entered the reject period. This shows that the reject criteria provided by ASME greatly influence the structural strength of the Hook Crane. The Model B Hook Crane has the potential to experience structural failure, because the results from the Equivalent (Von Mises) Stress simulation of 301 MPa far exceed the Yield Strength Material value of 240 MPa.

Keywords: Hook, Static Structure, Finite Element.

Abstrak

Hook Crane (kait) adalah komponen yang sangat penting pada crane, yang berfungsi sebagai alat mengaitkan beban ke crane. Hook Crane tidak boleh mengalami kegagalan struktur pada saat melakukan pengangkatan. Hook Crane dapat mengalami kegagalan struktur disebabkan Hook Crane sudah memasuki masa reject. Pada ASME B30.10 1999, disebutkan dengan detail kriteria reject pada Hook Crane. Melakukan analisis statik struktur untuk mengetahui perbedaan respon antara Hook Crane standard (Model A) dan Hook Crane yang sudah memasuki kriteria *reject* (Model B) . Analisis menggunakan bantuan software elemen hingga (ANSYS) untuk mengetahui nilai Total Deformation, Equivalent (Von Mises) Stress, Fatigue Sensivity. Hasil perbandingan dua model Hook Crane akan digunakan sebagai dasar bahwa kenapa Hook Crane tidak layak tidak boleh digunakan. Hasil simulasi menggunakan software elemen hingga. Pada pembebanan 100% dari SWL 40 ton. Nilai Total *deformation* Model A 0.68454 mm, Model B 0.8128 mm. Nilai Equivalent (Von Mises) Stress Model A 267.92 Mpa, Model B 301 Mpa. Nilai *Fatigue Sensivity (Available Life)* Model A 20,000 kali pengangkatan, Model B 9,000 kali pengangkatan. Dari hasil simulasi menunjukkan bahwa Model A Hook Crane yang masih standard memiliki nilai yang lebih baik dari Hook Crane Model B yang sudah memasuki masa reject. Hal ini menunjukkan bahwa kriteria reject yang diberikan oleh ASME sangat mempengaruhi dari kekuatan struktur dari Hook Crane. Hook Crane Model B sangat berpotensi untuk mengalami kegagalan struktur, karena hasil dari simulasi *Equivalent (Von Mises) Stress* sebesar 301 Mpa jauh melebihi dari nilai *Yield Strength Material* yaitu 240 Mpa.

Kata Kunci : Kait (Hook), Statik Struktur, Elemen Hingga.

I. Pendahuluan

Salah satu alat berat (*heavy equipment*) yang digunakan untuk mengangkat beban secara *vertical* adalah *crane*. *Crane* mempunyai banyak jenis dan penggunaan yang berbeda. *crane* tidak hanya digunakan pada *industry manufacture* saja, ada beberapa bidang pekerjaan yang juga menggunakannya.

Melihat begitu pentingnya peran *crane* dalam berbagai bidang pekerjaan sebagai alat angkat, maka perlu dilakukan penelitian dan pengembangan terhadap *crane* itu sendiri guna meningkatkan kapasitas dan efektifitas dari kinerja *crane*. Selain pengembangan kapasitas dan efisiensi dari *crane*, juga tidak kalah penting untuk diperhatikan adalah *safety factor* dan *lifetime* setiap *equipment* dari *crane* agar dapat menghindari *fatality accident* pada saat penggunaan *crane*. Mengingat beban yang diangkat *crane* sangat besar dan memiliki potensi bahaya yang sangat tinggi bagi operator dan dapat merusak barang yang diangkat jika terjatuh akibat kegagalan *structure* dari *crane*.

Untuk itu sangatlah penting untuk mengetahui *fatigue sensifity*, *deformation*, *equivalent von mises* dari sebuah *equipment* yang sudah masuk pada kriteria *reject*. Badan standarisasi International seperti ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) hanya memberikan informasi kriteria *reject* tanpa menampilkan data tentang *fatigue sensifity*, *deformasi*, *equivalent von mises*. Di dunia *insustry*, *crane* yang banyak digunakan adalah *overhead crane*. *Overhead crane* sendiri mempunyai beberapa bagian diantaranya adalah *girder*, *endcarigge*, *hoist drum*, dan *buttom block*. Dalam *buttom block* ada pengait yang dinamakan *hook crane*. Bagian *crane* yang sangat penting dan harus mendapat perhatian adalah *hook crane*, karena jika *hook crane* mengalami kerusakan pada saat digunakan maka dapat mengakibatkan *fatality accident*. Oleh karena itu informasi tentang *fatigue sensifity*, *deformasi*, dan *equivalent von*

mises dari *Hook Crane* sangat penting guna meminimalisir *fatality accident*. Badan standarisasi dari amerika yaitu ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) telah menetapkan standar untuk *Hook Crane*. ASME B30.10-1999 menyatakan “*Any wear exceeding 10% (or as recommended by the manufacturer) of the original section dimension of the hook or its load pin*”. Dari standar ASME tersebut akan disimulasikan dengan metode elemen hingga, untuk mengetahui nilai *fatigue sensifity*, *deformasi*, *equivalent von mises* dari *Hook Crane* sebelum dan sesudah masuk pada kriteria *reject*.

Merujuk dari permasalahan di atas maka akan dilakukan simulasi menggunakan metode elemen hingga atau FEM untuk mendapatkan nilai *fatigue sensifity*, *equivalent stress von misses* dengan bantuan *software ANSYS Workbench*. Dipilihnya perhitungan menggunakan komputer ini untuk mendapatkan hasil yang lebih cepat dan murah. Perhitungan akan dilakukan pada dua model yang masing – masing adalah *hook crane standard* pabrikan dan yang kedua adalah *Hook Crane* yang sudah memasuki masa *reject* sesuai dari rekomendasi ASME. Pemodelan akan menggunakan *Software Solidwork* dari *Dessault System*.

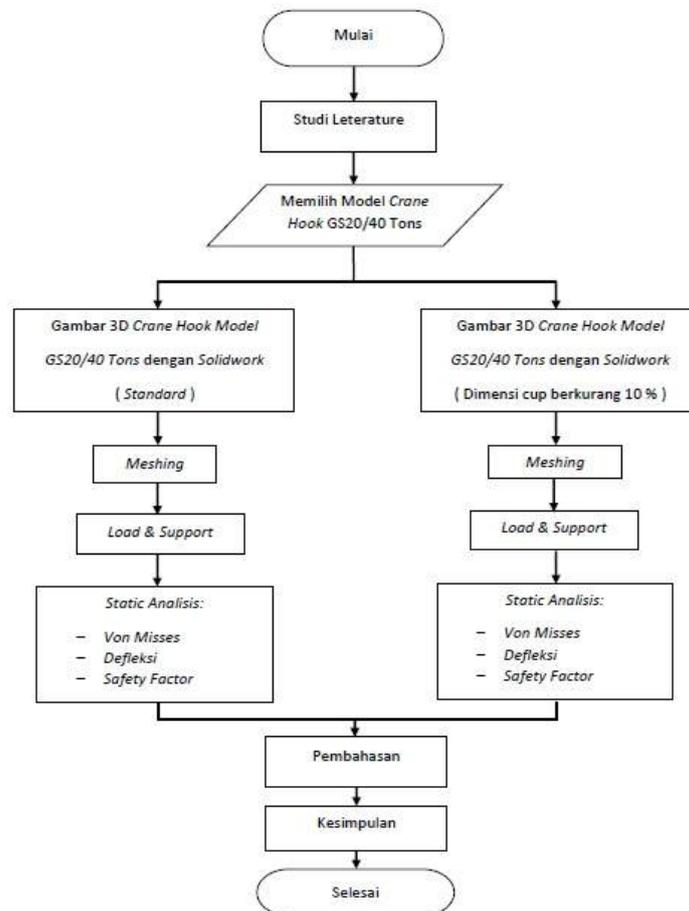
II. Metode Penelitian

Pada Penelitian kali ini akan menggunakan Metode Elemen Hingga, dengan menggunakan bantuan *software* dalam pelaksanaannya. Ada beberapa *software* yang digunakan dalam penelitian ini antara lain adalah *Solid work* sebagai *software* yang digunakan untuk membuat model 3D dari objek yang akan dilakukan penelitian. Dan *software ANSYS* yang akan digunakan sebagai *software FEA*.

Dalam penelitian ini menggunakan *Hook Crane type GS 20/40 tons* dengan *material DIN class P, fine-grained carbon steel. St-E355/St-E420, similar to ASTM A573 Gr. 65*. Yang akan ditekankan dalam penelitian ini adalah berapa persen

kekuatan angkat maksimum dari *SWL* yang telah ditentukan, serta bagaimana respon dari *Hook Crane* apabila mendapat beban dari *SWL* yang telah ditentukan. Dan juga akan di simulasikan apa yang akan terjadi apabila cup pada *Hook Crane* berkurang 10% dari standarnya. Akan dilihat bagai mana respon dari *Hook Crane*.

Dalam penelitian ini akan dilihat *displacement*, *stresses* dan *safety factor* pada *design* *Hook Crane* *GS20/40tons*. Semua analisis akan dilakukan dengan menggunakan *software ANSYS Workbench 16*. Dengan beban terpusat pada *cup Hook Crane*



Gambar 1. Diagram Alir Penelitian

Objek dalam penelitian ini adalah *Hook Crane*. Dalam penelitian ini akan dilakukan analisis *hook crane* jenis kait tunggal. Jenis *hook crane* kait tunggal adalah jenis yang paling sering digunakan pada *industry*. Dalam penelitian kali ini *hook crane* yang akan dianalisis adalah *hook crane* yang memiliki *SWL* maksimum 40 tons.

Dalam penelitian ini akan digunakan model *Hook Crane* dari *MILLER SINGLE HOOKS DIN 15401* dengan tipe *GS 20*

SWL 40 tons. Material *DIN class P, fine-grained carbon steel. St-E355/St-E420, similar to ASTM A573 Gr. 65*.

Material properties adalah data yang akan di masukkan dalam system sebagai salah satu parameter untuk melakukan simulasi dengan menggunakan *ansys*. *Material propertis* digunakan untuk memberi informasi tentang kekuatan material dan sifat – sifat material *DIN class P, fine-grained carbon steel. St-E355/St-E420, similar to ASTM A573 Gr. 65*.

Material properties dapat dilihat dalam Tabel 1 di bawah ini.

Tabel 1. Material Propertise

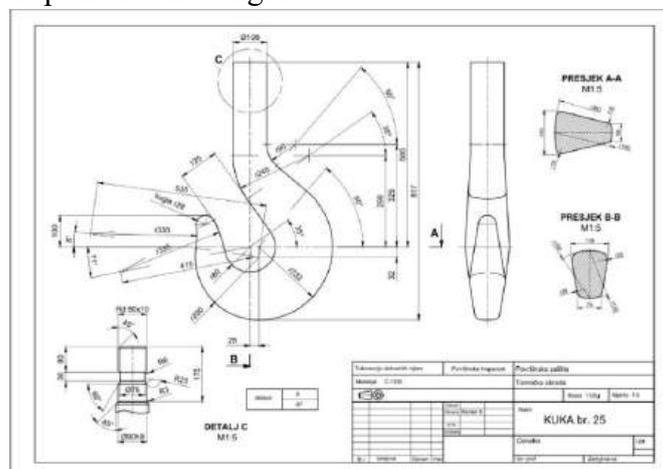
Physical Properties	Metric	English
Density	7.80 g/cc	0.282 lb/in ³

Pada simulasi ini *hook crane* akan diberikan 5 *variable* pembebanan yaitu (50%, 75%, 100%, 125%, 150%) pembebanan untuk mengetahui nilai dari *equivalent (von mises) stress*, dan *total deformation*, sedangkan untuk pengujian *fatigue sensivity hook crane* akan diberikan beban maksimum dari *SWL* yaitu 40 ton.

Pemodelan dalam penelitian ini menggunakan *software Solidwork*. Pemodelan *Hook Crane GS20/40 tons* dilakukan 2 macam yaitu pemodelan dalam keadaan *standard* dan pemodelan dengan

cup yang berkurang 10% dari *standard*. Pemodelan dibuat berdasarkan *drawing* yang didapat dari katalog *Hook Crane model GS40/40 Tons*. Berikut adalah *drawing* dari *Hook Crane Model GS20/40 Tons*.

Berdasarkan *drawing* di atas akan di buat dua buah model yang pertama sesuai dengan *drawing* di atas. Yang kedua akan dibuat *cup holder* akan berkurang 10% dari *standard*. Berikut langkah permodelan 3D *Hook Crane*.

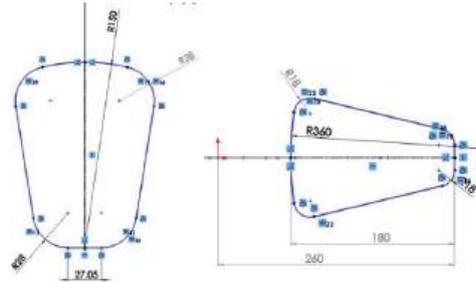


Gambar 3. *Drawing Hook Crane Model GS20/40 tons*.

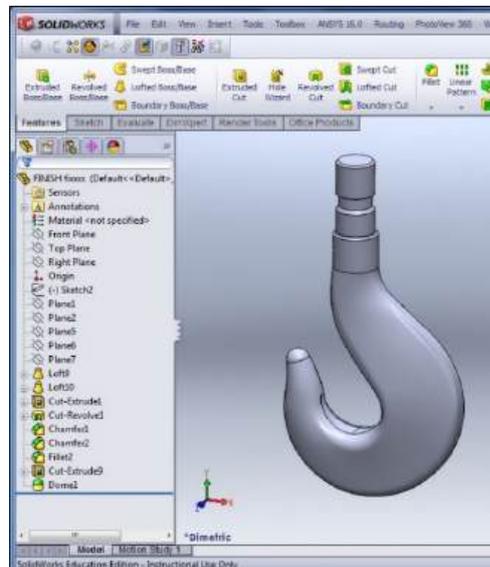
2.1 Pemodelan *Geometry Standard (Model A)* dengan *Solid work*.

Pemodelan *Hook Crane* yang pertama dibuat sesuai dengan dimensi *standard* tanpa mengurangi dimensi *holder cup*. Berikut adalah dimensi dari *Hook Crane*.

Setelah dilakukan *sketch* di *Solidwork* selanjutnya dilakukan pemodelan 3D pada *sketch* yang telah dibuat. Berikut adalah hasil dari pemodelan 3D *Hook Crane*.



Gambar 4. *Sketch Gambar Hook Crane Standard*

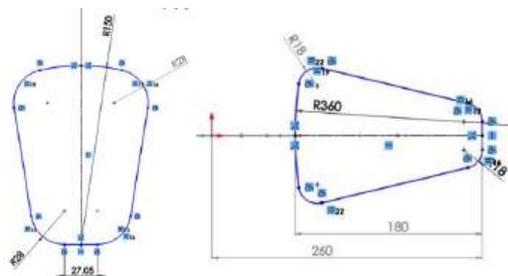


Gambar 5. *Pemodelan 3D Hook Crane Standard.*

Langkah – langkah pemodelan 3D dapat dilihat dalam kolom *Feature Manager Design Tree* yang terletak di kolom sebelah kiri dari model.

2.2 Pemodelan *Geometry Cup Berkurang 10% (Model B) Solidwork.*

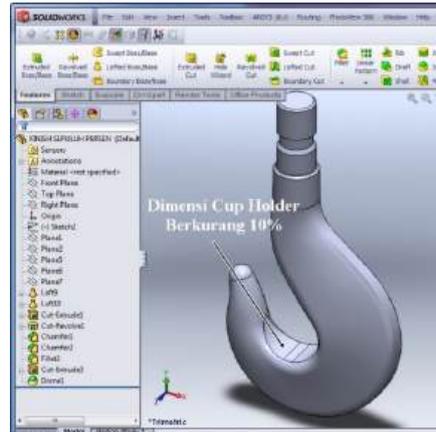
Pemodelan *Hook Crane* yang kedua hampir sama dengan pemodelan pertama. Langkah pertama membuat *sketch* dengan dimensi sesuai *drawing*.



Gambar 6. *Sketch Gambar Hook Crane Model B.*

Sketch dibuat sama dengan pemodelan pertama karena pengurang dimensi cup holder akan dilakukan pada

saat pemodelan 3D. Berikut ada pemodelan 3D dengan mengurangi 10 % dimensi dari *cup holder*.



Gambar 7. Pemodelan 3D Hook Crane Cup Holder Berkurang 10%.

2.3 Simulasi dengan ANSYS

Simulasi menggunakan *software ANSYS Workbench 16*. Dalam penelitian ini akan dilakukan analisis *Static Structure*. Untuk melakukan analisis *Static Structure* ada beberapa langkah yang harus dilakukan

diantaranya adalah *Input Engineering Data*, Pemodelan *Geometry*, Menentukan Model analisis, *Solution*. Berikut adalah langkah memasukan *material properties* pada *engineering data*.

Properties of Outline Row 3: Structural Steel			
	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Density	7850	kg m ⁻³
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
6	Isotropic Elasticity		
16	Alternating Stress Mean Stress	Tabular	
20	Strain-Life Parameters		
28	Tensile Yield Strength	2.5E+08	Pa
29	Compressive Yield Strength	2.5E+08	Pa

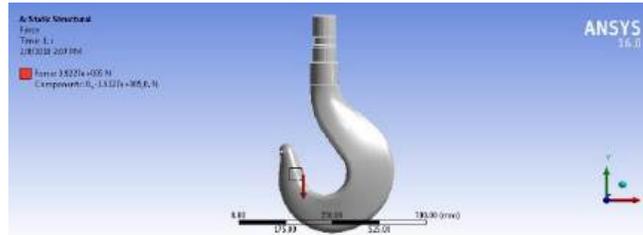
Gambar 8. Input Engineering Data

Pada proses pembebanan, beban atau *force* dikenakan pada *cup holder* dari *Hook Crane* dengan *direction*. Untuk melakukan pembebanan klik kanan pada *static structure* dan pilih *force*,

selanjutnya *input* besaran dan *direction* dari *force*. Berikut adalah hasil dari pembebanan.

Details of "Force"	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	3 Faces
Definition	
Type	Force
Define By	Components
Coordinate System	Global Coordinate System
<input type="checkbox"/> X Component	0. N (ramped)
<input type="checkbox"/> Y Component	-3.9227e+005 N (ramped)
<input type="checkbox"/> Z Component	0. N (ramped)
Suppressed	No

Gambar 9. Besar Pembebanan dan *Direction*

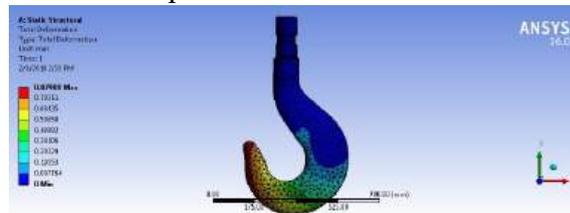


Gambar 10. Pembebanan *Hook Crane*

Dalam proses *solution* akan dilakukan proses perhitungan analisis. Dan akan ditambahkan jenis analisis dari *geometry Hook Crane*. Dalam penelitian kali ini akan di hitung *Deformasi Total*, *Equivalent stress*, dan yang terakhir adalah *fatigue analysis*.

Total Deformation, analisis ini bertujuan untuk mengetahui berapa

deformasi yang dialami *Hook Crane* ketika mendapatkan beban maksimum dari *swl* yang telah ditetapkan. Hasil analisis ini akan di bandingkan dengan *Hook Crane* yang memiliki dimensi *standard* dan *Hook Crane* yang berkurang 10% pada *cup holdernya*. Berikut adalah hasil dari analisis *Total Deformation*.



Gambar 11. Hasil Analisis *Total Deformation*

Equivalent (Von Mises) Stress, akan di ketahui berapa tegangan yang dialami oleh *Hook Crane* ketika mendapat pembebanan maksimum. Dan akan diketahui bagian yang paling besar

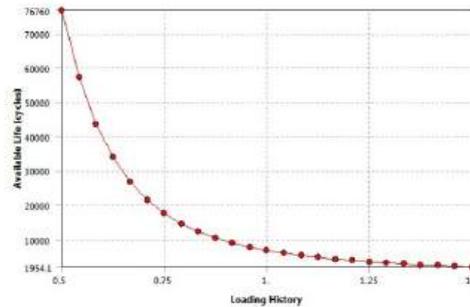
mengalami stress dan besaran dari *stress* tersebut. Berikut adalah hasil dari analisis *stress von mises*.



Gambar 12. Hasil Analisis *Stress Von Mises*

Fatigue Tool digunakan untuk menghasilkan analisis tentang *safety factor*, *Damage*, *Life*, *Fatigue Sensivity*. Yang nantinya akan digunakan untuk mengetahui

berapa umur kelayakan dari *Hook Crane*. Berikut adalah contoh tabeh *Fatigue Sensitivity*



Gambar 13. Grafik *Fatigue Sensitivity*

III. Hasil Dan Pembahasan

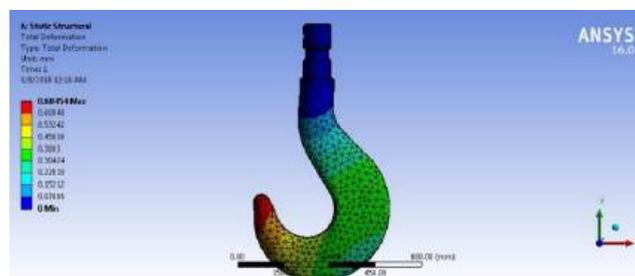
Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui reaksi *Hook Crane* standard (Model A) dan *Hook Crane Reject* (Model B) dengan 5 *variable* pembebanan 50%, 75%, 100%, 125%, 150% dari SWL (*Safe working Load*) 40 ton. Dan dari penelitian ini akan diketahui nilai *Total Deformation*, *Equivalent (Von mises) stress*, *Fatigue Sensivity*. Masing – masing data simulasi yang didapat akan dibandingkan untuk mengetahui perbedaan nilai dari kedua model *Hook Crane*. Sebagai data pembanding juga akan dilakukan simulasi *Hook Crane* dari fabrikasi lain yaitu *CM Hook Crane*. Data pembanding ini akan digunakan sebagai validasi hasil simulasi dari *Hook Crane standard* (Model A).

Berikut adalah hasil penelitian dari masing – masing model, dan kemudian

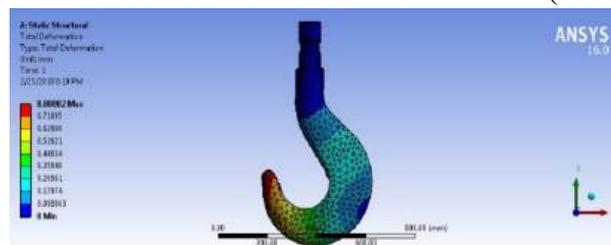
akan dibandingkan untuk mengetahui perbedaan hasil dari setiap model.

1. Total Deformation

Total Deformation adalah analisis untuk mengetahui *defleksi* ketika *Hook Crane* mengalami pembebanan yang telah ditentukan. Pada gambar di bawah ini diperlihatkan hasil dari simulasi *Total Deformation* dari masing – masing model. Warna pada gambar menunjukkan nilai *Total Deformation*, warna merah menunjukkan nilai *Total deformation* yang paling tinggi yang dialami oleh *Hook Crane*. dan setiap bagian memiliki nilai yang berbeda karena deformasi yang dialami oleh *Hook Crane* tidak sama pada setiap bagian. Berikut adalah hasil dari analisis *Deformasi total* dari dua model *Hook Crane*.



Gambar 14. Total Deformasi *Crane Standard* (Model A)



Gambar 15. Total Deformasi *Hook Crane Cup Holder* Berkurang 10% (Model B).

Berikut adalah hasil dari hasil simulasi *total deformation*. Dimana dua model *Hook Crane* yaitu Model A dan

Model B diberikan 5 *variable* pembebanan 50% ,75% 100%, 125%, 150% dari SWL 40 ton.

Tabel 2. *Total Deformation Hook Crane Model A*

No.	Variable Loading (%)	Total Deformation (mm)
1	50%	0.34227
2	75%	0.51341
3	100%	0.68454
4	125%	0.85568
5	150%	1.0268

Tabel 3. *Total Deformation Hook Crane Model B*

No.	Variable Loading (%)	Total Deformation (mm)
1	50%	0.4109
2	75%	0.61635
3	100%	0.8128
4	125%	1.0272
5	150%	1.2327

Dari hasil diatas menunjukkan bahwa Model B memiliki nilai *total deformation* yang lebih besar jika dibandingkan dengan model A. hal ini menunjukkan pengurangan dimensi *cup* dan *deformasi palstis* yang dialami oleh model B sangat mempengaruhi nilai dari *total deformation* dari setiap *variable* pembebanan. Dan semakin tinggi *variable* pembebanan yang diberikan maka semakin tinggi pula perbedaan nilai *total deformation* yang dihasilkan. Nilai *Total Deformation* Model A lebih baik karena menghasilkan nilai yang lebih rendah.

Dalam penelitian ini juga akan disimulasikan model *Hook Crane* yang sama dan *type* yang sama dari *fabrikasi* yang berbeda. *Hook Crane* Model A dan Model adalah *product* dari *miller*, sedangkan model ketiga sebagai data pembanding *product* dari *CM Hook Crane*.

Data pembanding ini hanya akan dibandingkan dengan Model A saja. Karena data pembanding ini akan diambil pada kondisi *Hook Crane standard*.

Perbedaan nilai *total deformation* Model A dan Model B pada setiap *variable* pembebanan ditunjukkan pada grafik di bawah ini. Dari grafik di bawah ini menunjukkan model A dan *Hook Crane* dari *CM Hook Crane* memiliki nilai yang hampir sama. Ini menunjukkan bahwa *Hook Crane standard* dari setiap fabrikasi memiliki nilai *total deformation* yang mendekati. Berbeda dengan model B yang memiliki nilai *total deformation* yang lebih besar dari kedua model *Hook Crane* lainnya. Hal ini menunjukkan bahwa keausan dan deformasi plastis yang dialami oleh *Hook Crane* model B sangat mempengaruhi nilai *total deformation*.

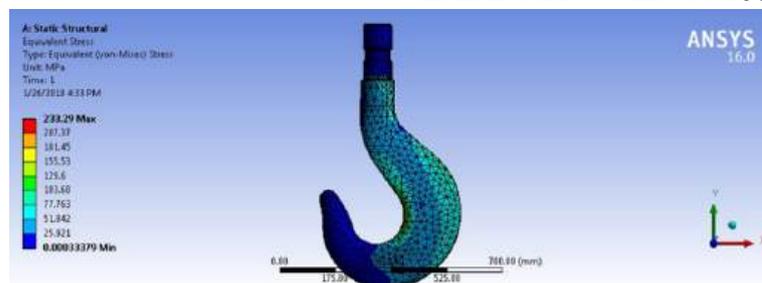


Gambar 16. Grafik Total Deformation Hook Crane Model A dan Model B

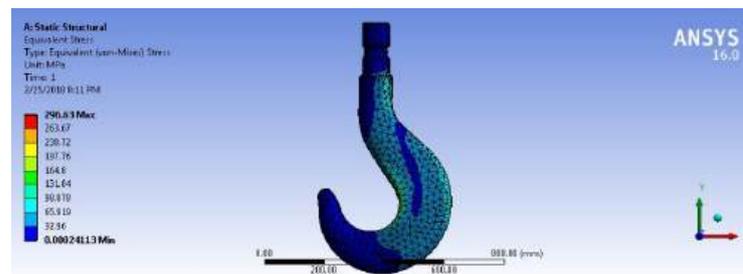
4.3 Equivalent (Von Mises) Stress

Equivalent (Von Mises) Stress digunakan untuk memprediksi tingkat keluluhan material terhadap kondisi pembebanan. Seperti halnya pengujian sebelumnya pembebanan juga akan dengan

5 variabel pembebanan. Dan hasil akan di bandingkan dengan nilai dari *tensile strength (yield)* dari material yang mempunyai nilai 240 Mpa. Serta juga akan dilakukan simulasi untuk model ketiga sebagai data pembanding dari *crane standard* (Model A). Berikut adalah hasil analisis dari dua model *Hook Crane*.



Gambar 17. *Equivalent (von mises) Stress Hook Crane Standard* (Model A)



Gambar 18. *Equivalent (von mises) Stress Hook Crane Cup Holder Berkurang 10%* (Model B)

Pada dua gambar di atas menunjukkan hasil dari simulasi, bagian yang berwarna merah menunjukkan nilai tegangan yang lebih besar dari bagian yang berwarna biru. Setiap bagian memiliki nilai tegangan yang berbeda. Pada bagian yang berwarna merah karena memiliki nilai tegangan yang lebih besar, pada titik itu pula yang mempunyai potensi kerusakan yang paling besar.

Berikut adalah tabel hasil dari simulasi 2 model *Hook Crane*, Model A dan Model B dari *Hook Crane* masing – masing diberikan 5 *variable* pembebanan. Pada hasil simulasi di bawah ini menunjukkan bahwa Model B mempunyai nilai tegangan yang lebih besar dari Model A. Hal ini menunjukkan bahwa pengurangan dimensi *cup holder* dan deformasi plastis sangat

mempengaruhi nilai *Equivalent (von mises) Stress*.

Tabel 5. *Equivalent (Von Mises) Stress Hook Crane Model A*

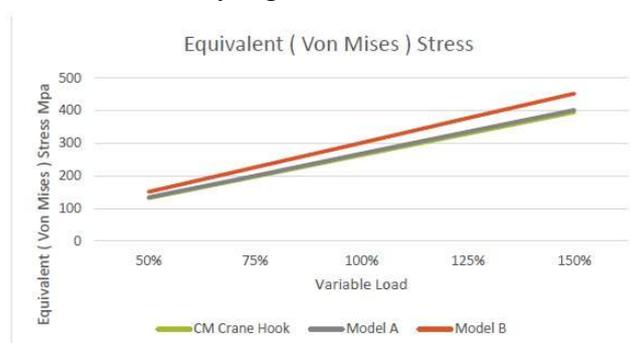
No.	Variable Loading (%)	Equivalent (Von Mises) Stress (mpa)
1	50%	133.96
2	75%	200.05
3	100%	267.92
4	125%	334.9
5	150%	401.88

Tabel 6. *Equivalent (Von Mises) Stress Hook Crane Model B*

No.	Variable Loading (%)	Equivalent (Von Mises) Stress (mpa)
1	50%	150.7
2	75%	226.05
3	100%	301
4	125%	376.74
5	150%	452.09

Hasil simulasi di atas menunjukkan bahwa pada variable load 100% nilai *Equivalent (Von Mises) Stress* yang dihasilkan oleh Model B 301 Mpa lebih besar dari nilai *tensile strength (yield)* 240Mpa. Hal ini menunjukkan pada variable load 100% *Hook Crane* model B mengalami deformasi plastis karena *Equivalent (Von Mises) Stress* yang dihasilkan melebihi titik luluh dari material. Setiap *variable load*, memiliki nilai yang

berbeda antara Model A dan Model B, dan perbedaan semakin besar pada *variable load* yang lebih besar. Hal ini terlihat jelas pada grafik di bawah ini yang menunjukkan hasil simulasi *Equivalent (Von Mises) Stress*. Sedangkan hasil analisis dari model ketiga menunjukkan hasil yang tidak begitu jauh dari hasil yang didapatkan oleh model A. Berikut adalah grafik hasil simulasi *Equivalent (Von Mises) Stress*.

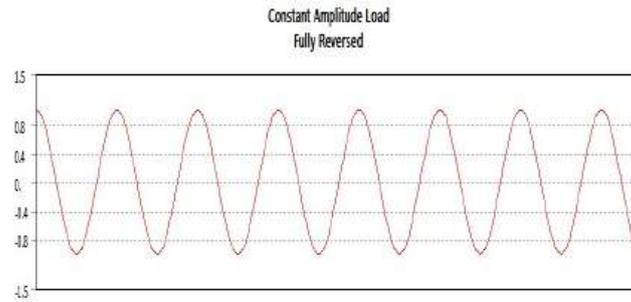


Gambar 19. *Equivalent (Von Mises) Stress Hook Crane Model A dan B.*

4.4 Analisis Kelelahan dan *Fatigue Sensivity*

Analisis Kelelahan menggunakan asumsi pembebanan konstan yang dapat

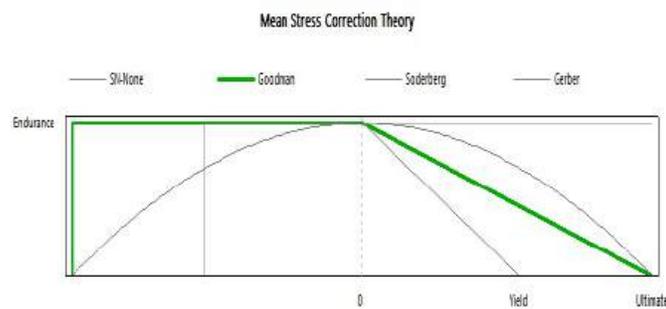
digambarkan dalam gambar di bawah ini. Analisis ini menggunakan *ANSYS Workbench 16*.



Gambar 20. Siklus Pembebanan Konstan Saat Simulasi

Analisis yang digunakan melalui pendekatan siklus tegangan hidup dengan menggunakan pendekatan *Mean Stress*

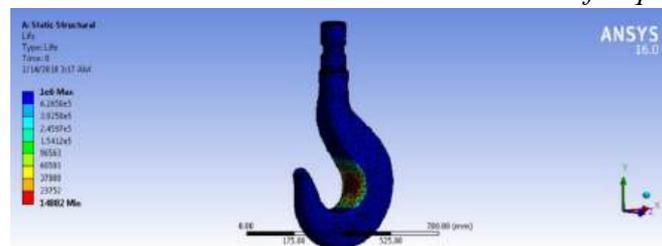
Theory Goodman komponen tegangan yang dipakai adalah *Equivalent von mises*.



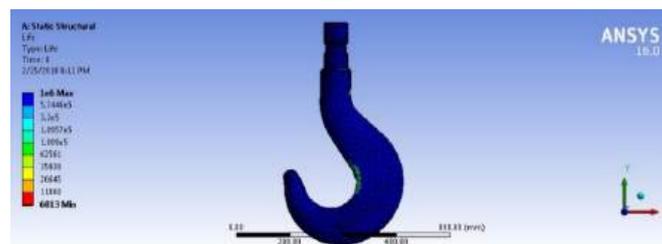
Gambar 21. *Mean Stress Theory metode Goodmans*

Dengan pendekatan *metode* tersebut dihasilkan data hasil analisis kelelahan. Hasil analisis ini mencakup batas Lelah (*yield limit*) dari material dasar dan batas lelah dari masing-masing profil yang diuji pembebanan.

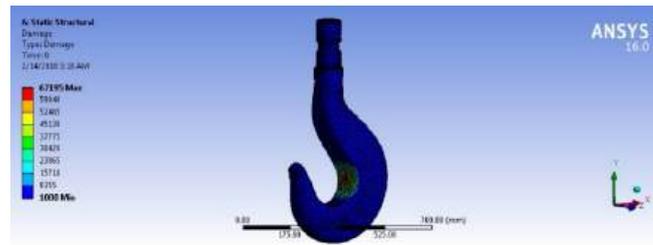
Berikut adalah hasil analisis kelelahan dari Hook Crane dengan menggunakan *fatigue tools*. Dalam analisis ini akan menghasilkan beberapa kontur yaitu *life*, *damage*, *safety factor*, dan yang terakhir adalah *fatigue sensifity*.



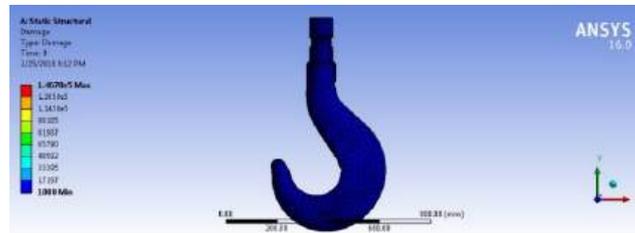
Gambar 22. Kontur life dari analisis *fatigue Hook Crane standard Model A*



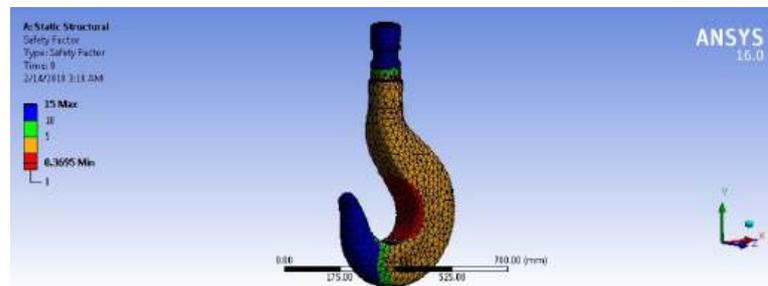
Gambar 23. Kontur life dari analisis *fatigue Hook Crane Model B*



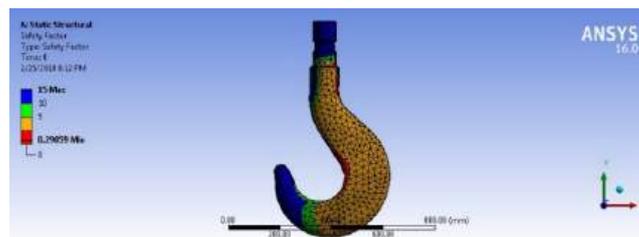
Gambar 24. Kontur *Damage* dari analisis *fatigue Hook Crane standard Model A*



Gambar 25. Kontur *Damage* dari analisis *fatigue Hook Crane Model B*



Gambar 26. Kontur *Safety Factor* dari analisis *fatigue Hook Crane standard Model A*



Gambar 27. Kontur *Safety Factor* dari analisis *Fatigue Hook Crane Model B*

Tabel 7. Hasil Analisis Kelelahan.

No	Item	Life		Damage		Safety Factor	
		Min	Max	Min	Max	Min	Max
1	Model A (Crane Hook Standard)	14882	1 e6	100	67195	0.3695	15
2	Model B (Hook Cup <10%)	6813	1 e6	100	1.4678 e ⁵	0.29059	15

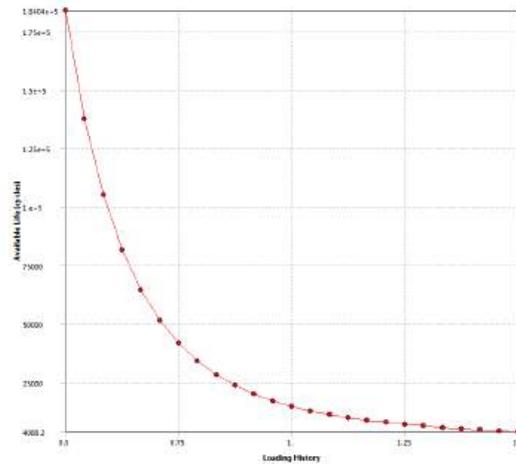
Dari hasil simulasi di atas menunjukkan bahwa model A mendapatkan hasil yang lebih baik dari pada model B. Hal ini menunjukkan bahwa pengurangan dimensi cup dan deformasi

plastis yang dialami oleh model B sangat berpengaruh terhadap hasil simulasi kelelahan.

Berikut adalah hasil simulasi *Fatigue Sensitivity*, grafik di bawah ini

menunjukkan perbandingan antara *loading history* dengan *available life*. Yang artinya kemampuan angkat *Hook Crane* dari berbagai *loading history*. Hasil analisis *Fatigue sensitivity* antar dua model *Hook*

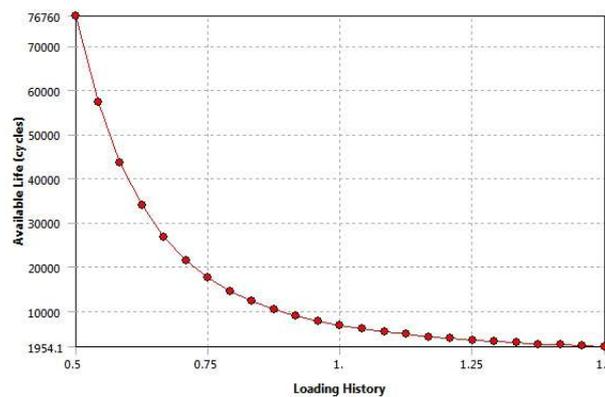
Crane akan dibandingkan untuk mengetahui pengaruh dari berkurangnya dimensi *cup* dan deformasi plastis yang dialami oleh model B.



Gambar 28. *Fatigue Sensitivity* dari analisis *fatigue Hook Crane standard* Model A

Tabel 8. *Fatigue Sensitivity* Model A (*Hook Crane Standard*).

No	<i>Loading History</i> ($x \cdot 100\%$)	<i>Available Life</i> (<i>Cycles</i>)
1.	50%	184 040
2.	75%	40 000
3.	100%	20 000
4.	125%	5 000
5.	150%	4 088



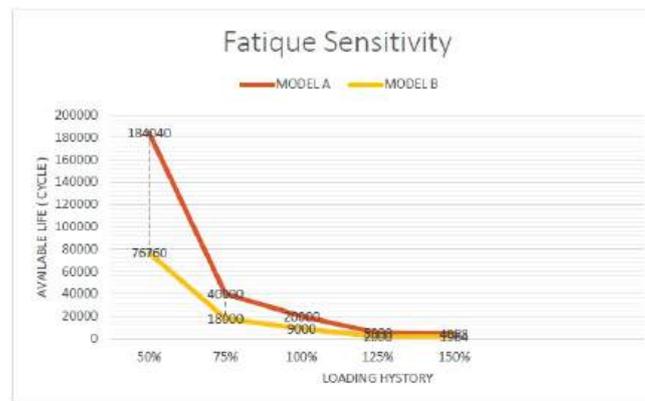
Gambar 29. *Fatigue Sensitivity* dari analisis *Fatigue Hook Crane* Model B

Dari hasil analisis di atas menunjukkan bahwa nilai *Available Life* model A lebih baik dari model B. Hal ini membuktikan bahwa berkurangnya dimensi *cup* dan deformasi plastis sangat mempengaruhi kemampuan angkat dari *Hook Crane Available Life*.

Di bawah ini adalah perbandingan grafik yang menampilkan hasil simulasi *fatigue sensitivity* dengan pembebanan konstan. Grafik menunjukkan bahwa model B *Hook Crane* memiliki perbedaan nilai *available life* yang sangat jauh dari model A.

Tabel 9. *Fatigue Sensitivity Fatigue Model B*

No.	Loading History ($x \cdot 100\%$)	Available Life (Cycles)
1	50%	76 760
2	75%	18 000
3	100%	9 000
4	125%	2 000
5	150%	1964



Gambar 30. Grafik *Fatigue Sensitivity Hook Crane Model A dan B*

Pada grafik di atas menunjukkan *Hook Crane* model A menghasilkan nilai *available life* yang lebih baik, dan perbedaan itu sangat jauh pada *variable loading* 50% dari SWL. Perbedaan semakin kecil pada *variable load* yang lebih besar.

IV. KESIMPULAN

1. Berdasarkan hasil analisis simulasi total deformation bahwa nilai *total deformation* dari model *Hook Crane* B sudah memenuhi kriteria “*reject*” dengan nilai yang lebih besar dari setiap *variable* pembebanan. Hal ini dapat dilihat pada pembebanan 50% (dari SWL) nilai *Total Deformation maximum* Model A = 0.34 mm, Model B = 0.41. Pada pembebanan 150% (dari SWL) nilai *Total Deformation maximum* Model A = 1.0268mm, Model B = 1.2327mm. Pengurangan *cup* dan deformasi plastis yang dialami oleh *Hook Crane* model B sangat mempengaruhi nilai *Total Deformation* yang dihasilkan dari setiap *variable* pembebanan.
2. Berdasarkan hasil analisis simulasi *equivalent Von Mises* bahwa Model B memiliki nilai *equivalent von mises* yang

lebih besar dari Model A. Hal ini menunjukkan perubahan dimensi *cup* dan deformasi plastis yang dialami oleh Model B sangat mempengaruhi nilai dari *equivalent von mises* yang dihasilkan.

Jika dibandingkan dengan material properties dari material *Hook Crane*, nilai *equivalent von mises (strees)* yang dihasilkan Model B pada saat pembebanan 100% dari SWL yaitu 40 Ton menghasilkan nilai 301 Mpa. Nilai ini sudah melampaui dari nilai *tesile strength (yield)* 240 Mpa. Yang artinya saat *Hook Crane* Model B mendapatkan pembebanan 100% dari SWL berpotensi mengakibatkan *deformasi plastis*.

3. Berdasarkan hasil analisis simulasi *fatigue sensitivity* bahwa *Hook Crane* model A memiliki nilai *Available Life (Cycle)* yang lebih besar dari model B. Yang artinya berkurangnya dimensi *cup holder* dan deformasi plastis yang dialami model B sangat mempengaruhi *Available Life* dari *Hook Crane*.

Saran

1. Dalam proses penggunaan *Hook Crane* sebisa mungkin pembebanan berada pada *cup hook*. Karena posisi

- pembebanan sangat berpengaruh pada kemampuan hook mengangkat beban.
2. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut untuk melihat respon *Hook Crane* ketika mendapatkan pembebanan pada ujung *hook*.
 3. Perlu dilakukan simulasi *Explicit Dynamic* untuk mengetahui kegagalan pada *Structure Hook Crane*.

DAFTAR PUSTAKA

- John E. Bringas (2004). *Handbook of Comparative World Steel Standard*. ASTM International Standard Worldwide.
- ASME B.30.10 (1999). *Hook An American National Standard*. The American Society of Mechanical Engineering.
- MacCrimmon R.A (2005). *Crane-Supporting Steel Structures Design Guide*. Canadian Of Steel Construction.
- Kurniawan Anggi (2004). *Analisis Kekuatan Struktur Hook Crane Dengan Perangkat Lunak Elemen Hingga Untuk Pembebanan 20 Ton*. Fakultas Teknik Universitas Bengkulu. Bengkulu.
- Allaire, Paul E.(1985). *Basics of The Finite Element Method*. Wm. C. Brown Publisher, Iowa.
- Gere, Timoshenko.(2000). *Mekanika Bahan*, jilid 1. Penerjemah. Bambang Suryoatmono, Ir, MSc,Phd. Edisi keempat. Erlangga, Jakarta.
- P. Vijay. (2009). *Design And Analysis of Hook Crane*. Saurashtra University. India.
- Rudenko, N. (1996). *Mesin Pengangkat*. Erlangga. Jakarta.