

## ANALISIS PEMBEBANAN DINAMIK PADA PERANCANGAN *BOGIE* *AUTOMATIC PEOPLE MOVER SYSTEM (APMS)*

Danardono A. Sumarsono<sup>1,a</sup>, Jean Mario Valentino<sup>2,b</sup>, Wahyu Nirbito<sup>3,c</sup>

<sup>1,2,3</sup>Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Indonesia,  
Depok, 16424, Jawa Barat, Indonesia

<sup>a</sup>danardon@eng.ui.ac.id, <sup>b</sup>yeam.mario@gmail.com, <sup>c</sup>bito@eng.ui.ac.id,

### Abstrak

Dalam pengoperasiannya, *bogie Automatic People Mover System (APMS)* akan menerima pembebanan dinamik berupa beban penumpang, beban angin, beban sentrifugal, dan beban pengereman. Analisis fatik secara numerik diperlukan untuk mengetahui bagaimana kondisi pembebanan dinamik pada arah translasi vertikal akan mempengaruhi kekuatan kelelahan material pada struktur rangka *bogie APMS* sesuai dengan kriteria umur fatik tak-hingga yaitu lebih besar dari  $10^6$  siklus pembebanan dinamik. Tahapan dalam penelitian ini adalah melakukan validasi kualitas model CAD rangka *bogie*, kemudian membuat model dinamik APMS, kemudian sebagai inputan berupa *load time history* yang didapat dari simulasi pergerakan APMS pada track lurus menggunakan perangkat lunak *Matlab/Simulink*. Analisis fatik menggunakan *software ANSYS* dan *S-N curve* prediksi untuk baja SM 490A, dengan faktor koreksi terhadap kekuatan fatik terdiri efek dari kondisi pembebanan ( $C_L$ ), dimensi ( $C_D$ ) dan kekasaran permukaan ( $C_S$ ). Kriteria umur tak hingga yang digunakan adalah teori *Soderberg*. Dilakukan simulasi untuk perhitungan *life*, *equivalent alternating stress* dan *safety factor*. Berdasarkan hasil analisis fatik, didapatkan bahwa struktur rangka bogie APMS mampu bertahan terhadap pembebanan dinamis arah translasi vertikal hingga  $10^8$  siklus, hal ini sesuai dengan kriteria desain *infinite life*.

**Kata kunci** : *bogie*, beban dinamik, analisis fatik

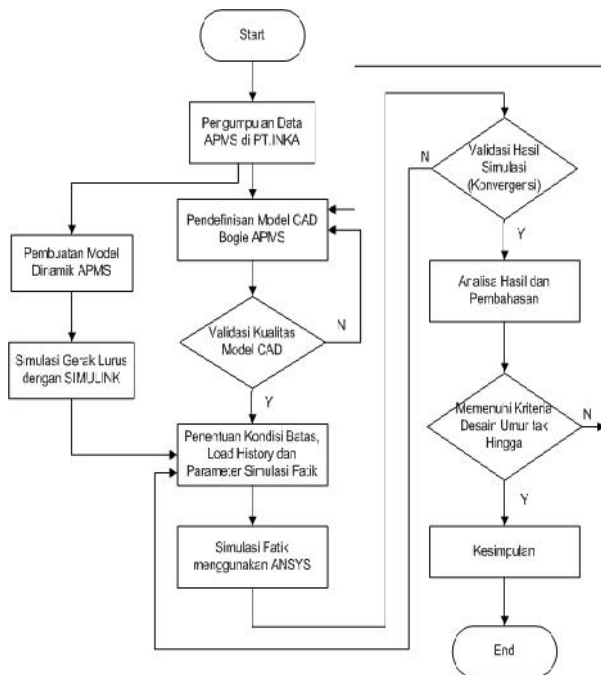
### 1. Latar Belakang

*Automatic People Mover System (APMS)* adalah moda transportasi berbasis monorel yang direncanakan akan menghubungkan antar terminal di bandara internasional Soekarno-Hatta. Menurut Peraturan Menteri Perhubungan Republik Indonesia Nomor: PM. 37 Tahun 2014 Tentang Standar Spesifikasi Teknis Sarana Kereta Api Monorel [1], *Bogie* merupakan suatu kesatuan konstruksi yang mendukung sarana kereta api monorel saat berjalan diatas rel lengkung atau lurus untuk kestabilan dan kenyamanan. Rangka *bogie* merupakan konstruksi yang dirancang untuk mendukung badan terhadap pembebanan. Rangka harus memenuhi persyaratan yaitu memiliki kekuatan serta kekakuan tinggi terhadap pembebanan vertikal, lateral dan longitudinal tanpa terjadi deformasi tetap dan tidak terjadi cacat (retak) pada titik kritis akibat pembebanan. Dalam pengoperasiannya, *bogie* menerima pembebanan berupa beban

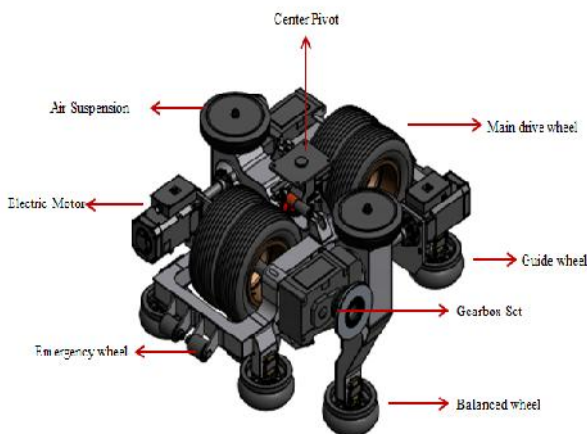
penumpang, beban angin, beban sentrifugal, dan beban pengereman. Beban dinamik dapat didefinisikan sebagai beban fungsi waktu. Akibat dari beban dinamik salah satunya adalah beban fatik, karena dapat menyebabkan kelelahan pada material walaupun nilai beban belum mencapai batas maksimum kekuatannya. Metode analisa fatik yang banyak digunakan pada struktur perkeretaapian adalah batas ketahanan dengan pendekatan menggunakan tegangan nominal dengan beban dinamik maksimum. Pada penelitian ini dilakukan analisis fatik pada rangka utama *bogie* secara numerik untuk mengetahui bagaimana kondisi pembebanan dinamik pada arah yang mengalami beban yang paling dominan, yaitu arah translasi vertikal (arah sumbu  $v_z$ ) yang akan mempengaruhi kekuatan kelelahan material pada struktur rangka *bogie APMS* sesuai dengan kriteria umur fatik tak-hingga yaitu lebih besar dari  $10^6$  siklus pembebanan dinamik.

## 2. Metodologi

Metodologi riset yang dilakukan pada penelitian ini adalah sebagai berikut:



Gambar 1. Flowchart Penelitian



Gambar 2. Model CAD Bogie APMS Produksi PT. INKA [4]

Penelitian dilaksanakan sesuai dengan flowchart pada Gambar 1. Pemodelan struktur bogie dilakukan dengan menggunakan software CAD Autodesk Inventor seperti pada Gambar 2, sedangkan untuk analisis fatik menggunakan software ANSYS. Kualitas model CAD tervalidasi apabila tidak ada tumpang tindih (*zero interference*) dan sambungan terdefinisi sempurna (*fully defined*). Bila validasi kualitas model belum terpenuhi, maka dilakukan *editing* terlebih

dahulu terhadap model CAD. Model CAD yang digunakan untuk analisis hanya berupa struktur rangka utama, tanpa dilengkapi sistem roda, propulsi dan suspensi. Selain melakukan validasi model, dilakukan pula penyederhanaan model CAD agar model kompatibel untuk perhitungan elemen hingga dan agar supaya proses komputasi tidak terlalu berat. Efek dari penyederhanaan model adalah terjadi perbedaan hasil perhitungan bila dibandingkan dengan model aslinya, karena itu sebelum penyederhanaan model dilakukan, perlu dipastikan bahwa tidak ada area kritis pada model. Apabila dijumpai adanya area kritis, maka model dianalisis ulang tanpa dilakukan penyederhanaan. Pada tahap pendefinisian model ini juga meliputi *input* data material rangka bogie yaitu SM 490 A (JIS G3106). Baja SM 490 A adalah baja rol yang bisa digunakan dalam struktur-struktur *engineering*, khususnya pada struktur yang dilas. Sifat mekanis material sebagai berikut :

<i>Modulus young</i>	: 210 GPa
<i>Elongation</i>	: 17%
<i>Yield strength</i>	: 325 MPa
<i>Ultimate tensile strength</i>	: 490 MPa
<i>Poisson Ratio</i>	: 0,3

Dalam analisis awal, pengaruh temperatur diabaikan serta sambungan las diasumsikan *bonded*. Parameter penting dalam simulasi fatik adalah *S-N curve*. Kurva S-N diprediksi dengan memperhitungkan beberapa faktor konstanta pengkoreksi antara lain konstanta pembebanan ( $C_L$ ), konstanta dimensi ( $C_D$ ), konstanta kondisi permukaan ( $C_S$ ), faktor konsentrisasi tegangan siklus  $10^3$  ( $k_f$ ) dan faktor konsentrisasi tegangan pada siklus  $10^6$  ( $k_f$ ) [2]. Untuk membangkitkan *load history* yang terjadi pada bogie sebagai inputan beban dinamik fungsi waktu digunakan software Matlab/Simulink.

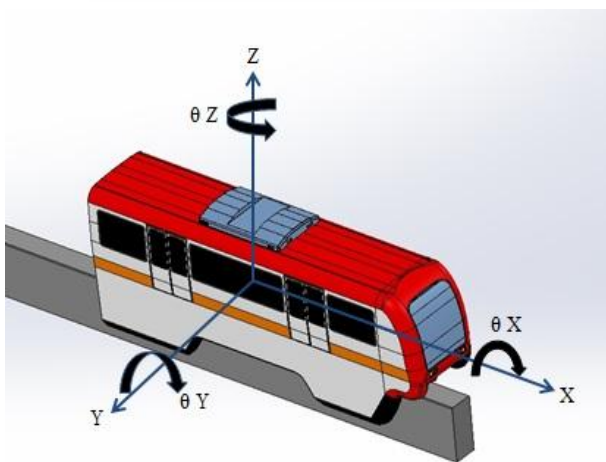
## 3. Hasil dan Pembahasan

Dalam penelitian ini telah dilakukan simulasi awal pergerakan monorel yang berisi penumpang penuh (200 penumpang) dengan *carbody* 6 ton. Gaya yang diterima pada masing-masing *suspension upper plate bogie* sebesar 78.255 N. Diasumsikan pula APMS

bergerak dengan percepatan maksimum  $22,2 \text{ m/s}^2$  pada *track* lurus yang terdapat *bump* pada setiap sambungan *beamtrack*, yaitu setiap 20 m, sehingga didapatkan periode *bouncing* dan frekuensi *track* yang dilewati oleh APMS. Konstanta *air suspension* arah vertikal sebesar  $315 \text{ kN/m}$ , faktor redaman  $27 \text{ kNs/m}$ , dengan koefisien gesek antara ban dengan *concrete* sebesar  $0,013$ .

Struktur APMS memiliki derajat kebebasan yang terdiri dari gerak translasi arah vertikal ( $v_z$ ), gerak translasi arah lateral ( $v_y$ ), gerak rotasi pada sumbu longitudinal ( $v_x$ ), gerak rotasi pada sumbu lateral ( $v_y$ ) dan gerak rotasi pada sumbu vertikal ( $v_z$ ) seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3. Pada analisis ini, beban dinamik hanya diambil pada 1 derajat kebebasan arah vertikal ( $v_z$ ), sehingga digunakan persamaan sebagai berikut:

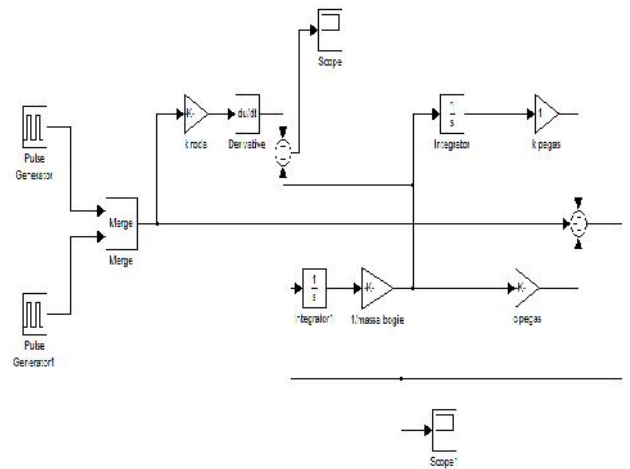
$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (1)$$



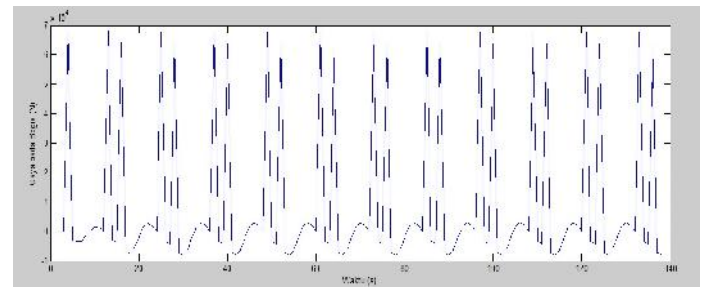
Gambar 3. Degree of Freedom dari Struktur APMS

Untuk mensimulasikan pergerakan APMS khususnya arah translasi vertikal atau arah sumbu  $v_z$  digunakan metode *bondgraph* seperti yang dilakukan Kumar [5] menggunakan perangkat lunak *Simulink* (Gambar 4). Pada simulasi ini digunakan input berupa 2 buah *pulse generator* untuk dapat menggambarkan kondisi yang terjadi pada masing-masing sumbu roda pada *bogie*. Untuk gaya maksimum atau amplitudo maksimum yang terjadi ketika *bounce* menggunakan perhitungan resultan antara *thrust* yang terjadi dengan gaya berat APMS

sehingga didapatkan output berupa grafik beban translasi arah vertikal ( $v_z$ ) terhadap waktu atau *load time history*.



Gambar 4. Representasi dengan Simulink



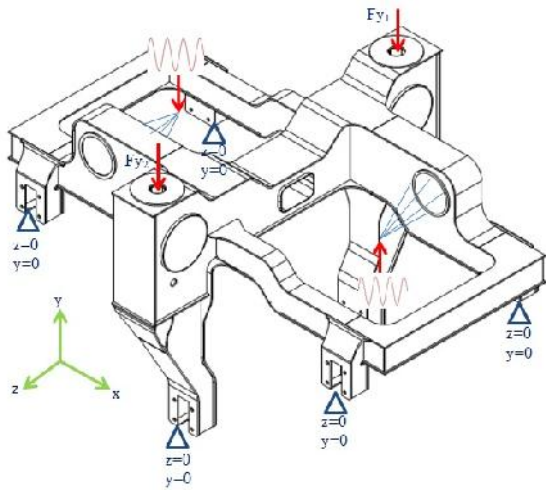
Gambar 5. Grafik Load Time History pada Bogie

Setelah didapatkan *load time history*, maka tahap selanjutnya adalah menentukan *boundary conditions* pada model yang akan disimulasi fatik. Beban akibat berat penumpang dan *carbody* diasumsikan statik dan ditumpu pada *suspension upper plate* sedangkan beban dinamik akibat pergerakan kereta terjadi pada *axle* (Gambar 6).

Kurva S-N material rangka *bogie* dapat diprediksi dengan memperhitungkan beberapa faktor konstanta pengkoreksi antara lain konstanta pembebanan ( $C_L$ ), konstanta dimensi ( $C_D$ ), konstanta kondisi permukaan ( $C_S$ ), faktor konsentrasikan tegangan siklus  $10^3$  ( $k_f'$ ) dan faktor konsentrasikan tegangan pada siklus  $10^6$  ( $k_f$ ).

$$10^3 \text{ cycle: } S = \frac{0,9 Su}{K_f'} \quad (2)$$

$$10^6 \text{ cycle: } S_n = \frac{S_n' C_L C_D C_S}{K_f} \quad (3)$$



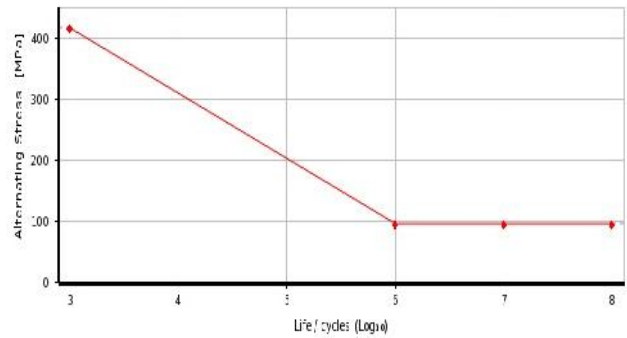
Gambar 6. Boundary Condition

Menurut *Juvinall* [3] konstanta pembebanan ( $C_L$ ) diasumsikan berupa *axial load*, sehingga didapat nilai 0,9. Untuk pembebanan aksial, tidak dipengaruhi faktor dimensi, sehingga konstanta dimensi ( $C_D$ ) didapat nilai 1. Faktor kondisi permukaan ( $C_S$ ) dapat didefinisikan sebagai rasio dari kekuatan lelah spesimen yang permukaannya merupakan hasil pengerjaan komersial, apabila nilai  $S_{ultimate}$  adalah 490 MPa, maka didapat nilai 0,68. Untuk memperkirakan konsentrasi tegangan pada siklus  $10^6$  (*fatigue limit*) dengan memperhitungkan sensitifitas takikan ( $q$ ) dapat menggunakan kurva sensitifitas takikan *Peterson* (*Peterson's notch-sensitivity curves*) dengan memasukkan faktor kondisi permukaan sebagai koreksi nilai  $K_f$  didapat persamaan berikut:

$$K_f = 1 + (K_t - 1)qC_S \quad (4)$$

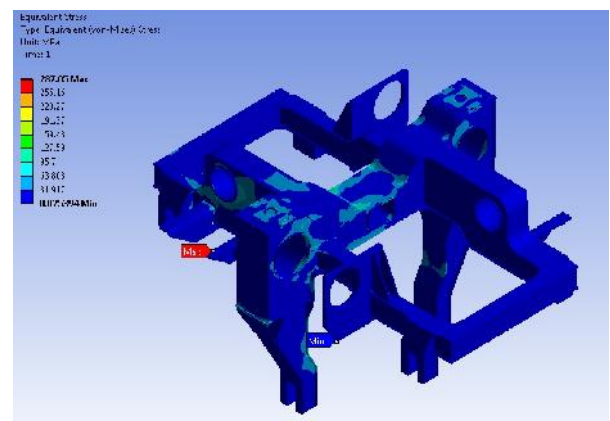
Nilai tegangan siklus  $10^3$  (*fatigue strength*) dipengaruhi oleh adanya takik pada komponen, tetapi pengaruh takik pada tegangan tersebut tidak terlalu berpengaruh pada kekuatan lelah. Nilai konsentrasi tegangan lelah untuk siklus  $10^3$  ( $k'_f$ ) dapat diestimasi dengan diagram yang diperoleh secara empirik. Dengan menggunakan persamaan (2) dan (3), maka didapat nilai tegangan siklus  $10^3$  sebesar 418,40 MPa dan nilai tegangan siklus  $10^6$  sebesar 97,36 MPa. Setelah mendapatkan hasil perhitungan batas ketahanan pada siklus  $10^3$  dan siklus  $10^6$ ,

hasil tersebut dapat diplot ke kurva S-N. (Gambar 7).



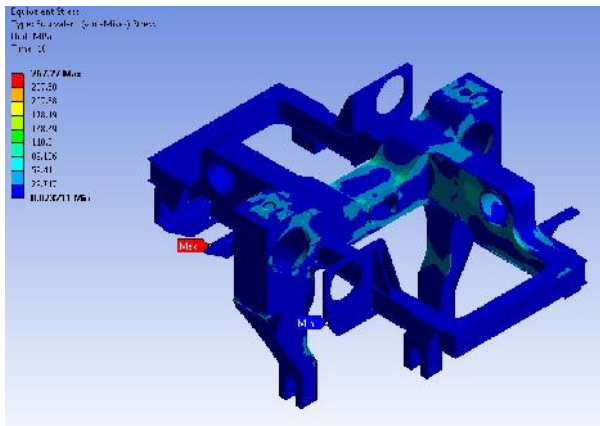
Gambar 7. Kurva S-N Prediksi Material SM 490 A

Untuk simulasi fatik, *load-time history* pada gambar 5 diatas digunakan sebagai *tabular data load* pada modul *static structural ANSYS* [7] untuk menghasilkan perhitungan  $\sigma_{max}$  dan  $\sigma_{min}$  dari model elemen hingga. Dari simulasi tersebut, didapatkan *Von Mises Stress* maksimum ( $\sigma_{max}$ ) sebesar 287,05 MPa yang terjadi pada detik ke 2 (Gambar 8), dan *von mises stress minimum* ( $\sigma_{min}$ ) sebesar 267,27 MPa yang terjadi pada detik ke 10 (Gambar 9). Untuk menghitung umur fatik, ditentukan rasio pembebanan dinamik  $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$  sehingga didapat rasio siklus pembebanan sebesar 0,93 (Gambar 10). Parameter lain dalam simulasi fatik ini adalah menggunakan kriteria umur tak hingga *Soderberg*. Menurut *Hendrawan* [6], teori *Goodman* memiliki keunggulan untuk diaplikasikan pada material getas, teori *Soderberg* merupakan teori yang paling konservatif, sedangkan teori *Gerber* memiliki keunggulan untuk diaplikasikan pada material liat.

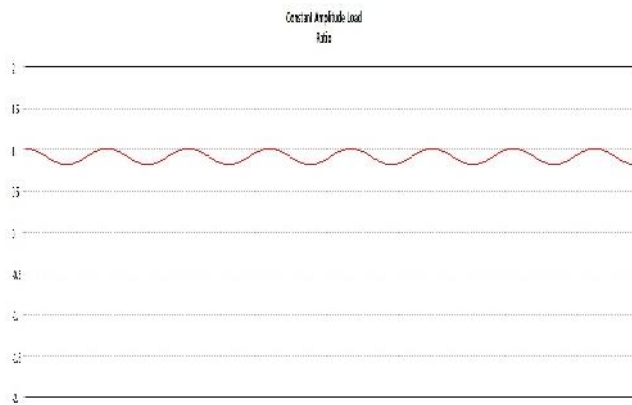


Gambar 8. Maksimum von Mises Stress

Dalam penelitian ini digunakan teori *Soderberg*, karena dianggap paling konservatif sekaligus paling aman.



Gambar 9. Minimum *von Mises Stress*



Gambar 10. *Constant Amplitudo Load*

Dengan mengacu pada teori desain fatik *Soderberg*, untuk menghitung *equivalent alternating stress* ( $\sigma_{aeq}$ ) digunakan formula:

$$\sigma_{aeq} = \sigma_a \frac{S_y}{S_y - \sigma_m} \quad (5)$$

Untuk mendapatkan *amplitudo stress* ( $\sigma_a$ ) menggunakan formula:

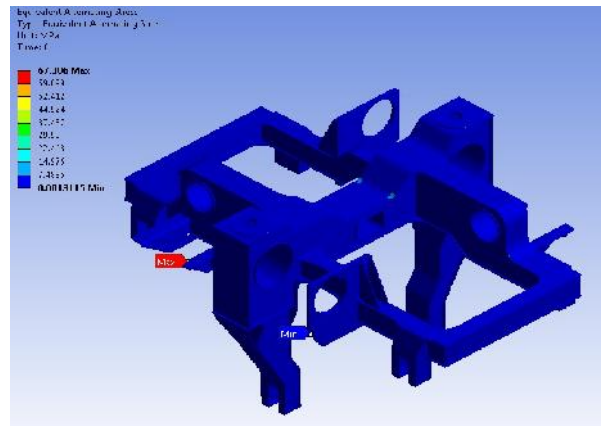
$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (6)$$

Untuk mendapatkan pendekatan *mean stress* ( $\sigma_m$ ) digunakan rumusan persamaan:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (7)$$

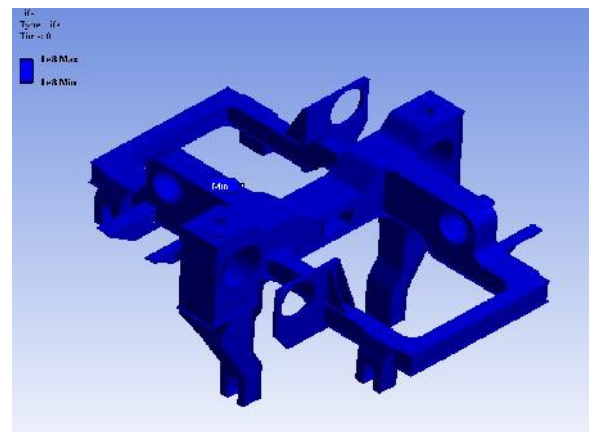
Berdasarkan perhitungan dan simulasi yang dilakukan, tegangan *alternating equivalent*

maksimum didapatkan 67,386 MPa, yang terjadi pada daerah *gearbox support* (Gambar 11).



Gambar 11. *Equivalent Alternating Stress*

Hasil perhitungan umur fatik dengan teori desain umur fatik *Soderberg* didapatkan umur desain sebesar  $10^8$  siklus atau memenuhi kriteria desain umur tak hingga (Gambar 12).

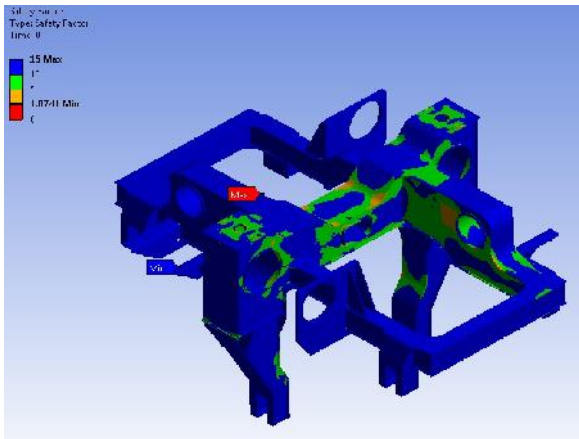


Gambar 12. *Min-Max Life factor*

Dari hasil perhitungan tegangan *von Mises* maksimum dan minimum pada model *bogie*, maka dapat dihitung *safety factor* ( $n$ ) minimum pada daerah umur fatik minimum, yaitu:

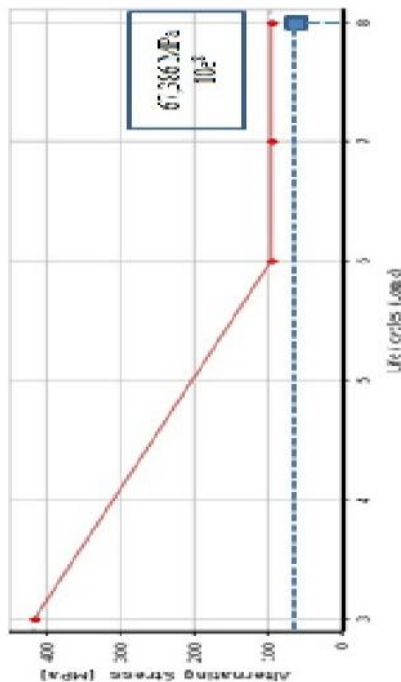
$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_y} \quad (8)$$

Dengan nilai  $S_y = 490$  MPa dan  $S_n = 97,36$  MPa didapat faktor keamanan ( $n$ ) untuk umur fatik minimum pada daerah penguat sambungan bagian dalam sebesar 1,074.



Gambar 13. Simulasi perkiraan *Safety Factor*

Hasil simulasi diatas diplot pada grafik prediksi S-N material (Gambar 13) untuk melihat titik umur fatik pada N siklus dari model *bogie*.



Gambar 14. Posisi Titik Umur Fatik Minimum

Didapatkan hasil bahwa model *bogie* memenuhi kriteria umur tak hingga *soderberg* dimana tegangan *alternating ekivalennya* ( $\sigma_{a_{eq}}$ ) sebesar 67,386 MPa tidak melebihi batas ketahanan fatik ( $S_n$ ) sebesar 97,36 MPa

dengan *life cycle* sebesar  $10^8$ , melebihi kriteria umur fatik tak-hingga yaitu lebih besar dari  $10^6$  (Gambar 14).

#### 4. Kesimpulan

Berdasarkan hasil analisis fatik, didapatkan bahwa struktur rangka *bogie* APMS mampu bertahan terhadap pembebanan dinamis arah translasi vertikal hingga umur tak-hingga (lebih dari  $10^6$  siklus), dengan *equivalent alternating stress* masih dibawah nilai fatik limit material, sehingga hal ini sesuai dengan kriteria desain *infinite life*.

#### 5. Daftar Referensi

- [1] Peraturan Menteri Perhubungan Republik Indonesia Nomor: PM. 37 Tahun 2014 Tentang Standar Spesifikasi Teknis Sarana Kereta Api Monorel
- [2] Budynas, R. and Keith Nisbett. *Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition*. McGraw-Hill. 2006.
- [3] Juvinall, R.C. *Engineering Considerations of Stress, Strain and Strength*, McGraw-Hill, Inc.: USA. 1967.
- [4] Dokumen Resmi Gambar Teknik dan Spesifikasi Teknis *Automatic People Mover* PT.INKA, 2015
- [5] Kumar, Vivek. Vikas Rastogi. *Investigation of Vertical Dynamic Behavior and Modelling of a Typical Indian Rail Road Vehicle Through Bond Graph*, World Journal of Modelling and Simulation. 2009.
- [6] Hendrawan, Jekki. *Analisa Kekuatan Struktur Bogie Monorel UTM-125 PT.MBW Menggunakan Analisa Elemen Hingga dengan Bantuan Perangkat Lunak ANSYS*. Depok; Universitas Indonesia, 2013.
- [7] *ANSYS Workbench User's Guide Release 14.5.2012*