

ANALISA *FATIGUE LIFE* STRUKTUR MEKANIK PASIEN PADA PERANGKAT RENOGRAF TERPADU MENGGUNAKAN METODE *FINITE ELEMENT*

Muhammad Awwaluddin, Tri Hardjanto, Joko Sumanto
Pusat Rekayasa Fasilitas Nuklir (PRFN) – BATAN
Email : muhammad.awwaluddin@batan.go.id

ABSTRAK

*ANALISA **FATIGUE LIFE** STRUKTUR MEKANIK PASIEN PADA PERANGKAT RENOGRAF TERPADU MENGGUNAKAN METODE **FINITE ELEMENT**. Struktur mekanik pasien merupakan bagian dari perangkat renograf terpadu yang penting untuk dianalisa, dikarenakan berkaitan dengan keselamatan pasien pada saat operasional. Analisa dilakukan menggunakan software finite element untuk menentukan fatigue life sehingga resiko terjadinya kerusakan yang diakibatkan oleh beban berulang dan usia dari suatu struktur dalam menerima beban dapat diperkirakan. Hasil analisa fatigue life didapatkan umur struktur minimal maupun maksimal adalah 1e6 cycle, dimana masuk ke dalam kategori high cycle (infinite life), sehingga desain dapat dikatakan aman dan risiko timbulnya kerusakan fatal sangat kecil.*

Kata kunci : Fatigue life, struktur mekanik, finite element, keselamatan

ABSTRACT

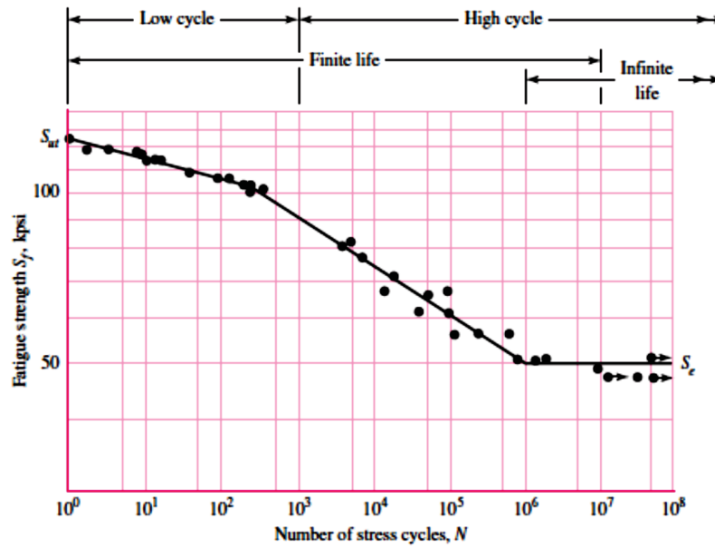
*MECHANICAL PATIENT STRUCTURE **FATIGUE LIFE** ANALYSIS ON INTEGRATED RENOGRAF USING **FINITE ELEMENT**. The mechanical patient structure is part of integrated renograf that important to be analyzed, due to the safety of patient at the time operationt. Analysis was performed using finite element software to determine fatigue life so that the risk of damage caused by the repeated loads and the age of a structure in receiving the load can be expected. Fatigue life analysis results is obtain minimum and maximum age structure is 1e6 cycle, which fit into the category of high cycle (infinite life), so that the design can be said to be safe and the risk of fatal damage is very small.*

Key word: Fatigue life, mechanical structure, finite element, safety

1. PENDAHULUAN

Struktur mekanik (sandaran pasien) merupakan bagian dari sistem mekanik perangkat renograf terpadu. Struktur ini menerima beban ketika pasien bersandar maupun berbaring selama pemeriksaan ginjal maupun thyroid, sehingga pada pembuatan desain harus diperhatikan faktor keselamatan pasien. Perancangan struktur mekanik (rangka sandaran) pasien sangat penting untuk dilakukan analisa keselamatan yang mana salah satunya adalah analisa *fatigue life*. Hal itu dilakukan untuk memberikan jaminan bahwa struktur yang digunakan dapat memenuhi fungsi serta bertahan sesuai umur layanan yang diinginkan. Pembuatan kriteria desain untuk tiap struktur memang berbeda-beda, semua bergantung pada jenis struktur yang akan dipilih. Mode kegagalan struktur mekanik pasien yang umum terjadi adalah fatigue pada struktur akibat beban berulang sehingga perlu diwaspadai. Kegagalan (*failure*) tersebut bisa terjadi dikarenakan struktur mekanik menerima beban besar dan berulang, sehingga dapat mengakibatkan struktur patah dan menimbulkan kerugian atau bahkan bisa mengakibatkan korban Jiwa^{[1][4][8][9]}. Analisa *fatigue life* adalah salah satu metode yang sering digunakan untuk memprediksi kegagalan dari suatu struktur. Tujuan dari analisa ini adalah untuk mengetahui *life cycle* struktur, *safety factor* struktur dan *alternating stres* yang terjadi pada struktur sehingga kejadian kegagalan dapat diperkirakan serta dapat memenuhi kriteria desain yang diinginkan^[5]. Dengan analisa tersebut, maka dapat memberikan jaminan keamanan dan resiko timbulnya kerusakan fatal dapat diperkecil atau dihilangkan. Pada analisa

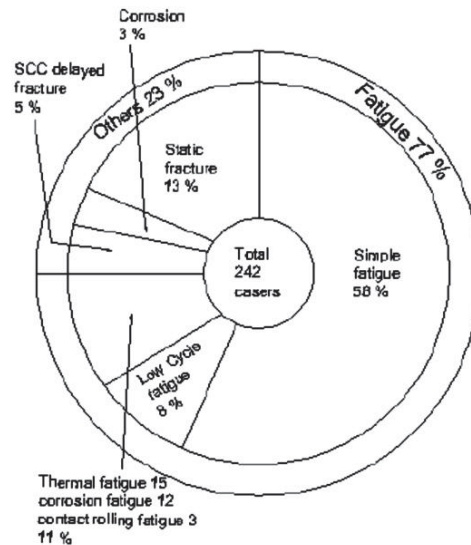
kegagalan struktur mekanik pasien perangkat renograf terpadu, dilakukan menggunakan bantuan software *finite element*, serta dalam proses analisisnya mengikuti S-N diagram pada Gambar 1. Dari diagram tersebut dapat dijelaskan bahwa untuk N cycle 10^0-10^3 dikategorikan *low cycle*, 10^3-10^6 dikategorikan *high cycle* namun masih *finite life*, sedangkan di atas 10^6 dikategorikan *infinite life*.



Gambar 1. S-N diagram plotted from the results of completely reversed axial fatigue test^[1].

1.1 TEORI

Fatigue merupakan jenis kegagalan pada komponen akibat pembebanan yang berulang-ulang atau berubah-ubah. Diperkirakan 50%-77% kegagalan mekanis disebabkan karena fatigue seperti ditunjukkan pada Gambar 2.



Gambar 2. Distribusi mode kegagalan^[2].

Perhitungan *fatigue life* dilakukan menggunakan pendekatan metode *Stress Life curve (S-N curve)* dikarenakan metode ini sesuai untuk menentukan *high cycle fatigue life*. Analisis *fatigue life* dapat dilakukan setelah hasil analisis statik diperoleh pada analisis statik.

1.1.1 Analisis Statik

Analisis statik adalah analisis yang dilakukan untuk mengetahui tegangan yang terjadi pada sebuah struktur dengan beban yang tetap, dan jika dirumuskan adalah sebagai berikut:

$$\sigma_{max} = \frac{F}{A} \dots\dots\dots(1)$$

Dimana σ_{max} merupakan tegangan maksimal yang diterima struktur akibat pembebanan statik, F adalah gaya yang berasal dari parameter pembebanan (dalam N) dan A adalah luasan struktur yang terkena pembebanan (dalam m²). Langkah pada analisis statik adalah: pertama membuat desain modeling. Langkah selanjutnya masukkan parameter material yang digunakan dalam struktur yang akan dianalisis, dalam hal ini pipa carbon steel ASTM A53-B dan hollow carbon steel ASTM A500. Parameter yang diinputkan adalah: *yield stress, shear stress, ultimate tensile stress*, modulus elastisitas, *poisson ratio*, dan densitas. Langkah berikutnya berikan parameter pembebanan sesuai kondisi yang diterima struktur, setelah itu diatur jenis meshing yang akan digunakan. Langkah terakhir adalah ditentukan hasil yang akan dikeluarkan pada analisis statik, seperti *Equivalent Von-mises Strees* dan *safety factor*.

1.1.2 Analisis Fatigue

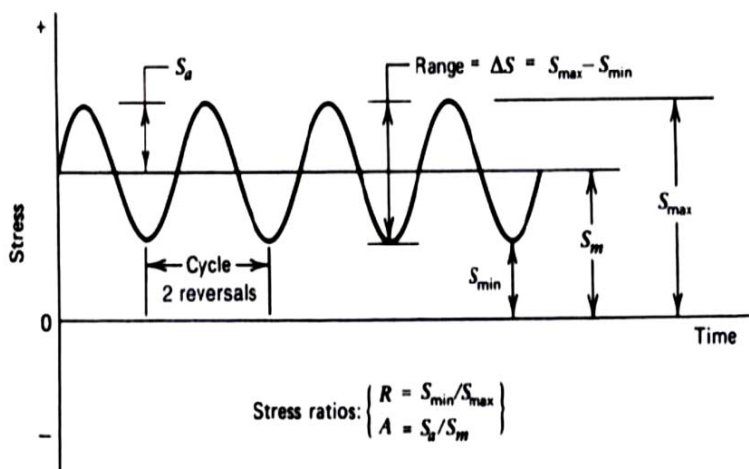
Hasil analisis statik yang berupa tegangan *von mises* selanjutnya dipakai dalam analisis fatigue dengan cara pembebanan berulang dalam periode tertentu. Analisis fatigue dilakukan setelah mengevaluasi hasil analisis statik, apakah sudah memenuhi kriteria keamanan atau belum. Cara evaluasi dilakukan dengan membandingkan hasil analisis statik yang berupa tegangan *von mises* dengan *yield stress* bahan yang digunakan sehingga diperoleh *safety factor* struktur. Apabila *safety factor* di atas satu maka dapat dilanjutkan ke analisis fatigue. Pada analisis fatigue, faktor pembebanan yang diberikan adalah 1 sehingga tegangan *von-mises* (σ_{vm}) hasil analisis statik sama dengan tegangan maksimumnya (σ_{max}) yang terjadi pada struktur. Tegangan maksimum dirumuskan:

$$\sigma_{max} = \sigma_{vm} = \sigma_m + \sigma_a \dots\dots\dots(2)$$

Dimana σ_m adalah tegangan rata-rata dalam satuan Pa dan σ_a adalah tegangan alternating dalam satuan Pa. Asumsi yang diberikan pada tegangan alternating σ_a adalah 10 % dari tegangan rata rata σ_m , sehingga tegangan maksimum $\sigma_{max} = \sigma_m + 0,1\sigma_m = 1,1 \sigma_m$, artinya pembebanan yang diberikan adalah lebih besar 10% dari beban statik. Langkah selanjutnya adalah mencari nilai Rasio (R) yang ditentukan dengan cara:

$$R = \sigma_{min} / \sigma_{max} \dots\dots\dots(3)$$

Dimana σ_{min} adalah selisih antara tegangan rata-rata dikurangi tegangan *alternating* dalam satuan Pa ($\sigma_{min} = \sigma_m - \sigma_a$). langkah selanjutnya diberikan asumsi periode waktu yang digunakan dengan amplitudo konstan, sehingga jika digambarkan dalam grafik seperti terlihat pada Gambar 3.

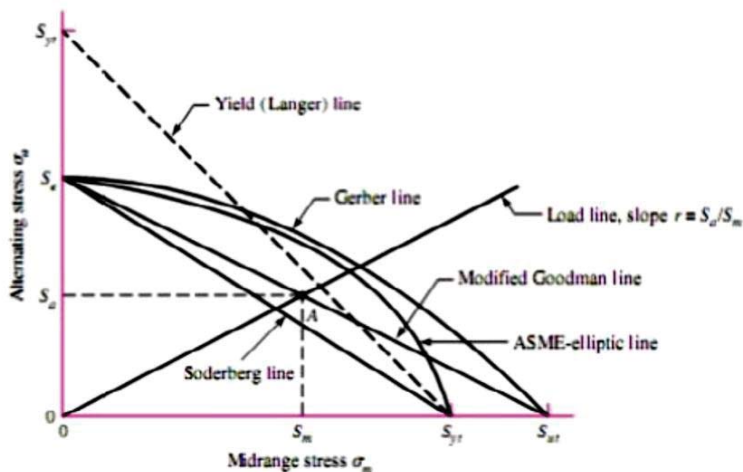


Gambar 3. Grafik pembebanan dengan amplitude konstan^[3]

Data tegangan alternating σ_a yang dihasilkan pada tahap inputan, tidak bisa dimasukkan langsung pada curva S-N sehingga diperlukan sebuah teori koreksi untuk mendapatkan tegangan alternating efektif (σ_a effective). Beberapa teori koreksi yang dapat digunakan adalah: teori goodman, teori Gerber, dan ASME elliptic. Untuk melihat batas tegangan terhadap kelelahan logam dengan masing masing faktor koreksi dapat dilihat pada Gambar 4. Dalam analisis ini paling sesuai digunakan teori koreksi Gerber *mean stress theory* untuk mendapatkan σ_a effective pada tegangan rata-rata (σ_m *correction theory*) dikarenakan sesuai untuk material yang bersifat ductile. Untuk menghitung σ_a effective berdasarkan Gerber *correction theory* digunakan rumus 4^[11]. dengan σ_a effective adalah σ_a setelah adanya faktor koreksi :

$$\sigma_a \text{ effective} = \sigma_a (S_u^2 / (S_u^2 - \sigma_m^2)) \dots \dots \dots (4)$$

Dimana S_u adalah *Tensile Ultimate Strength material carbon steel* yang bernilai 603 MPa. Hasil interpolasi σ_a effective ini akan digunakan sebagai parameter acuan pada S-N curve untuk menentukan nilai *fatigue life*.



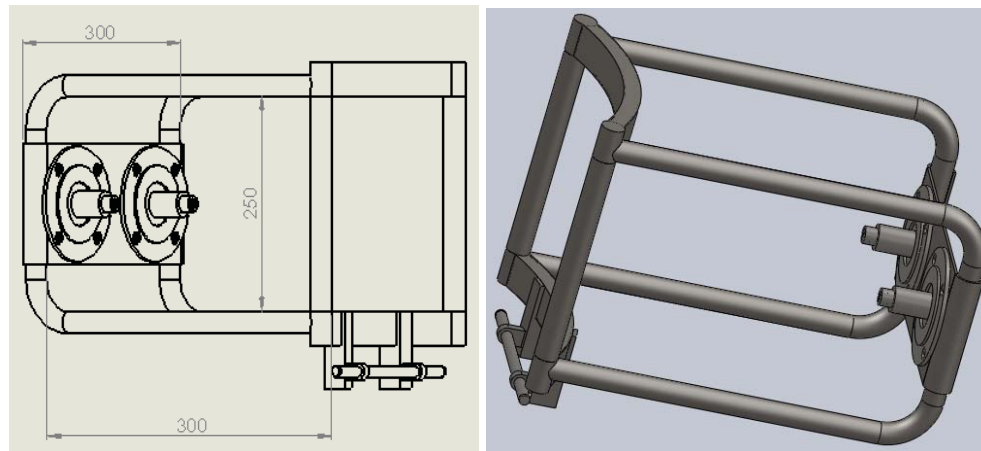
Gambar 4. Diagram batas tegangan terhadap kelelahan logam^[2].

2. METODOLOGI

Dalam proses analisis *fatigue* struktur mekanik (sandaran) pasien menggunakan metode *finite element* dengan bantuan software mengikuti alur sebagai berikut:

2.1. Pemodelan geometry struktur mekanik pasien.

Pemodelan dilakukan menggunakan software solid work, dan hasil pemodelan dapat dilihat pada Gambar 5.



Gambar 5. Hasil Desain struktur mekanik (Sandaran) Pasien

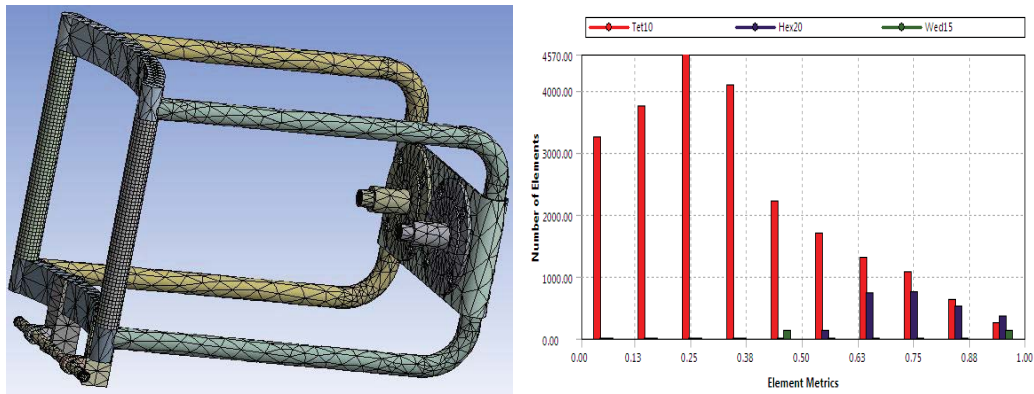
Pada desain ini, mekanik pasien menggunakan struktur hollow dan pipa. Beban keseluruhan yang diterima struktur akan dipusatkan pada as engsel, sedangkan as yang berada pada bagian belakang digunakan untuk menahan kolimator pelindung detektor. Data struktur masing-masing komponen yang digunakan dapat dilihat pada Tabel 1.

Tabel 1. Profil dan dimensi struktur mekanik pasien.

No	Keterangan	Dimensi
1	Struktur tiang sandaran dan penahan kolimator (pipa <i>carbon steel</i> ASTM A53-B)	<i>od</i> = $\varnothing 27.2 \text{ mm}$, <i>id</i> $\varnothing 21.4 \text{ mm}$
2	Struktur lengkungan sandaran (<i>hollow carbon steel</i>)	325 x 140 mm, tebal 3 mm
3	Struktur As untuk engsel (SS304)	$\varnothing 12.5 \text{ mm}$, panjang 220 mm

2.2. Meshing model geometry

Hal yang perlu diperhatikan pada poses meshing adalah standar penyimpangan yang tidak boleh melebihi 0,25. Berdasarkan hal tersebut pada analisis ini ditentukan standar penyimpangan sebesar 0,24 dengan transition ratio adalah 0.272 dan panjang maksimum garis tiap elemen adalah 3,5586e-007 m. Hasil proses meshing dapat dilihat pada Gambar 6 yang mana jumlah elemen yang dihasilkan sebanyak 25475 dengan nodes 61518.



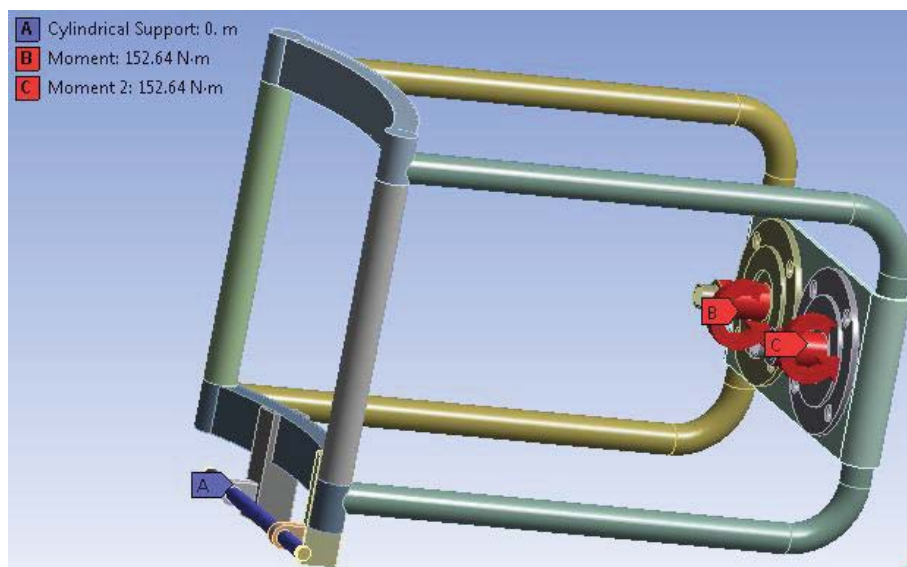
Gambar 6. Hasil Meshing dan Kualitas element

1. Pemodelan pembebanan dan support.

Beban yang diterima oleh struktur mekanik pasien berupa beban momen, baik yang berasal dari kolimator maupun pasien. Total jumlah beban yang diberikan dapat dilihat pada Tabel 2. Berdasarkan parameter tersebut diperoleh nilai momen yang dibebankan kepada As penahan kolimator sebesar 355,28 N.m. Support ditentukan pada As engsel yang digunakan sebagai tumpuan gerak rangka sandaran pasien. Support tersebut berupa *cylindrical support*. Hasil pemodelan dapat dilihat pada Gambar 7.

Tabel 2. parameter beban yang diterima struktur mekanik (rangka sandaran) pasien.

No	Beban yang dijadikan parameter desain	Nilai
1	Kolimator beserta stand penahan kolimator berjumlah 2 buah	250 N
2	Rangka dudukan kolimator	70 N
3	Beban pasien saat menyandar (diasumsikan separo beban manusia dengan berat maksimal 1360 N)	680 N



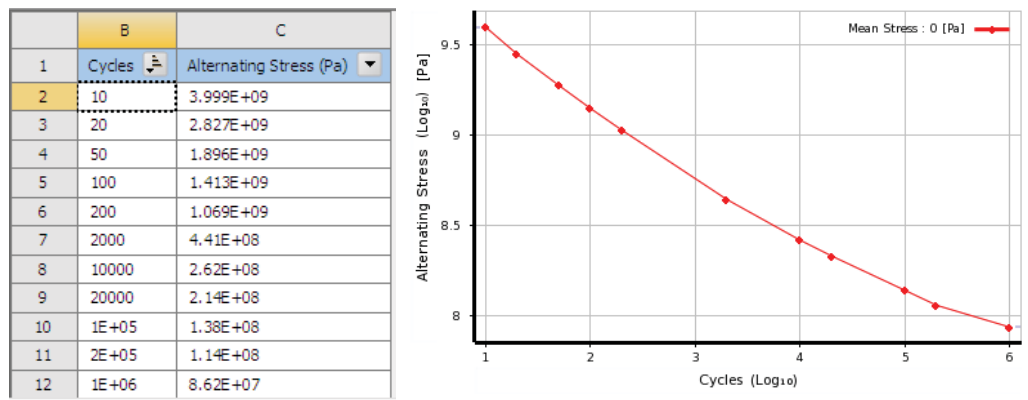
Gambar 7. Pemodelan pembebanan dan support pada struktur

2.3. Menghitung hasil pembebanan statik menggunakan software *finite element*.

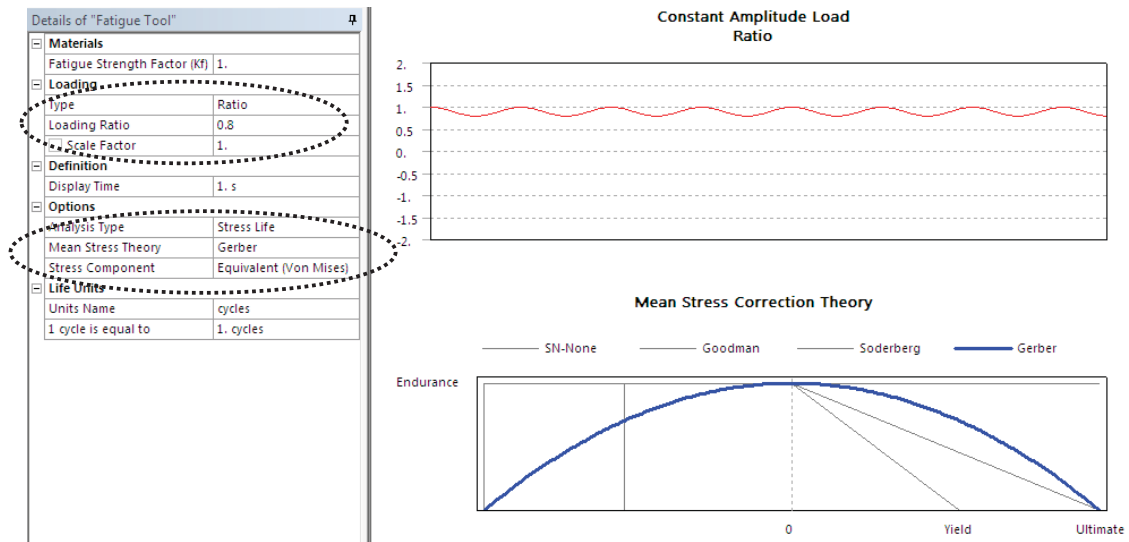
Pembebanan statik dilakukan dengan memberikan beban yang ada di Tabel 2 kepada struktur mekanik pasien. Hasil pembebanan akan didapatkan tegangan von mises dan *safety factor*. Proses pembebanan diulang jika hasil yang diperoleh di bawah tegangan yield material atau *safety factor* masih berada di bawah satu. Hal ini diperlukan untuk memenuhi standar keamanan struktur yang berada pada *safety factor* 1-10. Proses pembebanan ulang tersebut dilakukan dengan memperhatikan penyebab mengapa hasil di bawah *yield*, apakah dari modeling atau proses meshing atau akibat salah pemberian beban dan konstrain. Setelah hasil yang diperoleh memenuhi standar keamanan, maka dapat dilanjutkan ke pembebanan *fatigue life*.

2.4. Menginputkan parameter pembebanan *fatigue* yang berupa σ_m , σ_a , R, Freq serta S-N curve material yang digunakan.

Pada tahapan ini data tegangan rata-rata σ_m , tegangan alternating σ_a serta S-N curve material diinputkan dalam engineering data pada software finite element. Hasil inputan σ_m , σ_a , dan S-N curve dapat dilihat pada Gambar 8. Rasio dihitung dengan persamaan 3 dan diperoleh nilai R=0,80. Frekuensi pembebanan diasumsikan 1Hz dan teori koreksi yang digunakan adalah teori koreksi gerber, kemudian inputkan R dan frekuensi pada settingan analisis *fatigue tool*. Tipe analisis yang digunakan adalah *strees life* menggunakan komponen tegangan *von mises* hasil analisis statik. Hasil poses inputan parameter pembebanan *fatigue* terlihat pada Gambar 9. Kemudian lanjutkan ke proses analisis. Hasil yang diperoleh dalam *life cycle*, *safety factor* maupun *equivalent alternating stress*.



Gambar 8. Data tegangan alternating dan S-N curve material



Gambar 9. hasil setting rasio, frekuensi dan teori koreksi pada analisis fatigue

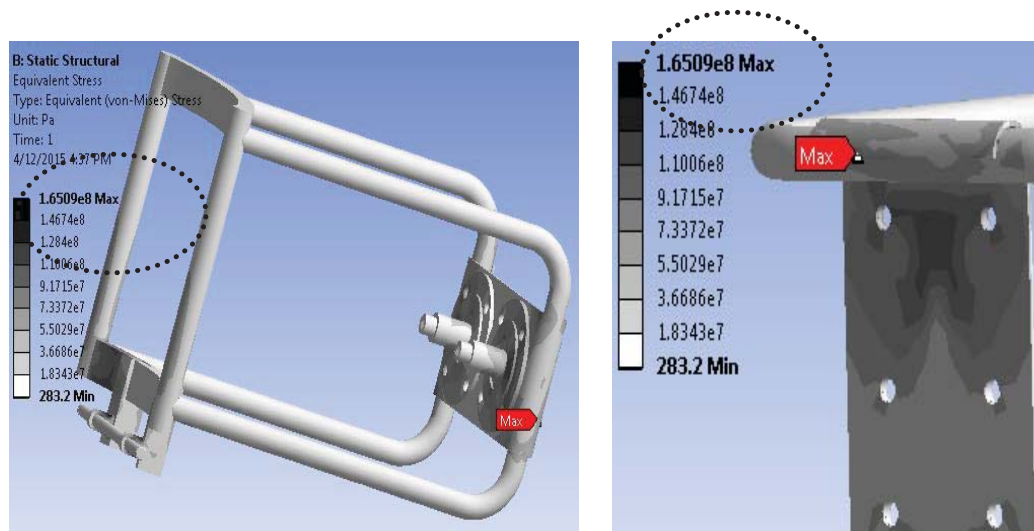
2.5. Proses perhitungan untuk mencari σ_a effective pada software finite element meliputi tahapan sebagai berikut^{[7][10][6][5]}:

1. Mengambil referensi tegangan yang berasal dari analisis statis berupa tegangan von-mises (σ_{vm})
2. Memodifikasi S-N curve berdasarkan inputan berupa: *fatigue strength factor* dan tipe interpolasi
3. Mengenerate siklus pembebanan fatigue berupa (σ_{max} , σ_m , σ_{min} , σ_a) yang didasarkan pada inputan σ_m effects.
4. Menghitung mean *stress correction* untuk men *generate equivalent alternating stress* yang didasarkan pada inputan σ_m effects.
5. Plot equivalent σ_m ke S-N curve yang didasarkan pada inputan tipe interpolasinya.
6. Mengidentifikasi *stress* pada model
7. Menentukan *fatigue life* ke desain yang ditentukan (*infinite life*).
8. Memodifikasi siklus pembebanan *fatigue* yang didasarkan pada inputan skala pembebanan
9. Menghitung hysteresis yang didasarkan pada *strain life*

Tahapan akhir proses adalah mengeluarkan output yang berupa *fatigue life*, *safety factor* dan *equivalent alternating stress* pada tampilan software *finite element*.

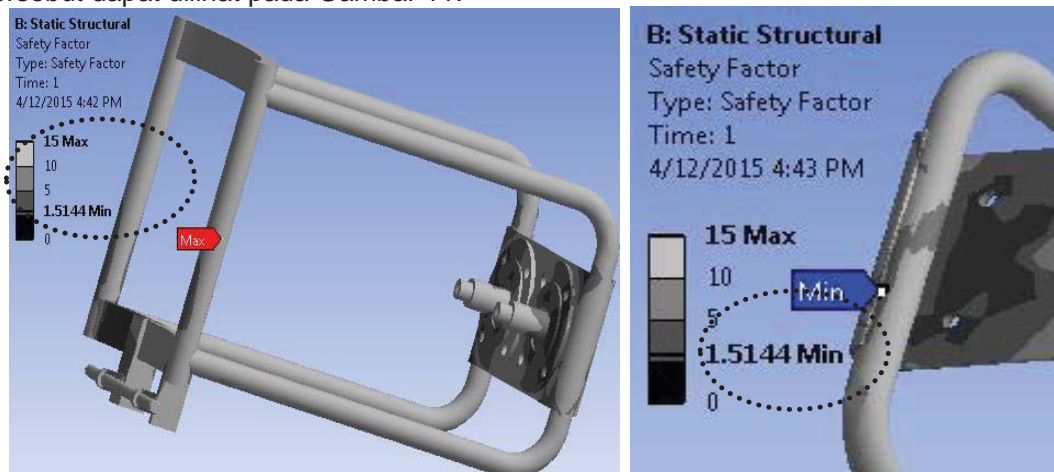
3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Hasil analisis untuk pembebanan statik menunjukkan bahwa untuk *type Equivalent (Von-Mises) Stress* didapatkan tegangan minimum sebesar 283.2 Pa sedangkan nilai maksimumnya sebesar $1,6509 \times 10^8$ Pa. Hal ini menunjukkan bahwa tegangan yang terjadi pada struktur masih berada di bawah batas maksimum tegangan *yield* ijin material yaitu sebesar 2.48168×10^8 Pa., sehingga proses analisis dapat dilanjutkan pada proses pembebanan *fatigue* dengan memberikan parameter beban yang ada secara berulang dengan frekuensi tertentu. Hasil analisis pembebanan statik tersebut dapat dilihat pada Gambar 10.



Gambar 10. Hasil analisis statik pada desain struktur mekanik pasien

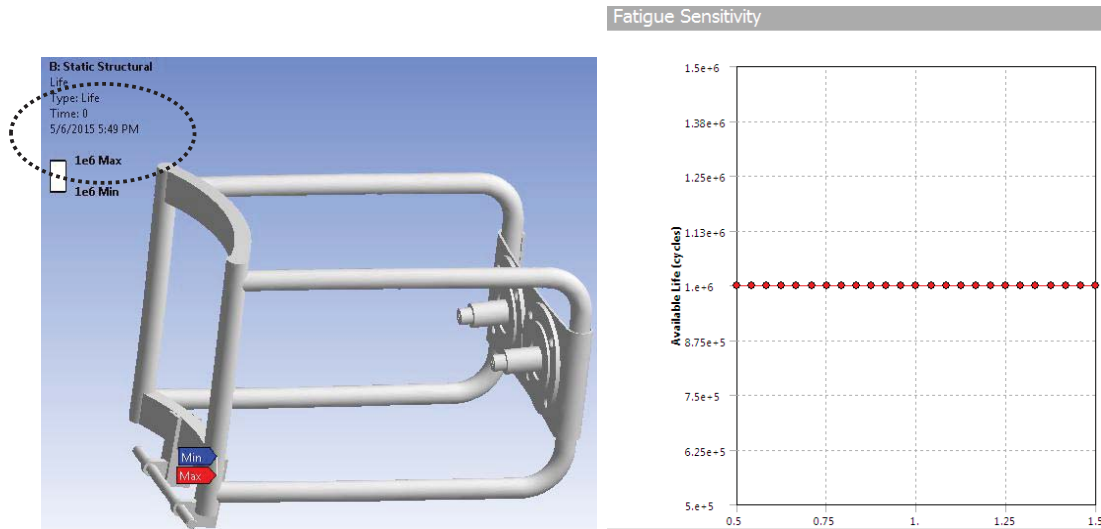
Untuk mengetahui faktor keamanannya maka dilakukan analisis faktor keamanan dan hasil analisis faktor keamanan menunjukkan bahwa nilai minimum keamanan struktur akibat pembebanan statik adalah 1.5144 dan terletak pada pelat dudukan kolimator yang berada di atas pelat rangka utama. Nilai tersebut masuk dalam rekomendasi desain yang diijinkan dikarenakan batas minimum yang diijinkan adalah 1-10. Nilai maksimum faktor keamanan struktur rangka mekanik pasien berdasarkan hasil analisis statik pada software finite element adalah sebesar 15 yang berarti faktor keamanannya tinggi, sehingga memungkinkan untuk dilanjutkan pada analisis *fatigue*. Hasil analisis faktor keamanan tersebut dapat dilihat pada Gambar 11.



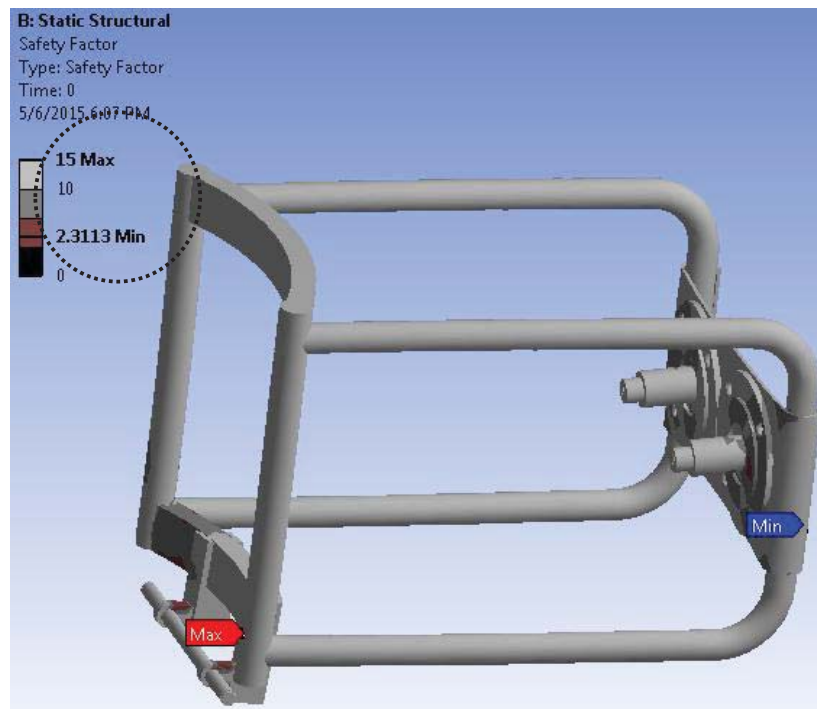
Gambar 11. Hasil analisis faktor keamanan struktur mekanik pasien

Hasil analisis *fatigue life* dengan asumsi pembebanan pada Gambar 9 yaitu 1 *cycle* berlangsung selama 1 detik dengan toleransi pembebanan plus minus 10 % dan teori koreksi yang digunakan adalah *gerber mean stress theory* . Parameter pembebanan berdasarkan pada tabel 2., didapatkan bahwa *life cycle* minimal 1e6 *stress cycle* dan maksimal 1e6 *stress cycle*, jika dikonversi dalam tahun adalah 27,77 tahun dengan asumsi sehari pemakai seratus kali. hal ini berarti masuk dalam kategori *high cycle* berdasarkan teori pada Gambar 1. Pada hasil yang menunjukkan nilai maksimal 1e6 *stress cycle* memungkinkan hasil yang sebenarnya di atas 1e6 *stress cycle*, dikarenakan data yang diinputkan pada S-N curve di *engineering* data pada software finite element hanya sampai pada 1e6 *stress cycle*. Berdasarkan hasil analisis yang diperoleh, maka desain stuktur mekanik pasien telah sesuai dengan persyaratan desain yang diinginkan yaitu desain struktur mekanik pasien harus memenuhi *high cycle*, atau batas

kegagalannya sangat lama sehingga dapat memberikan jaminan keamanan kepada pasien sebagai pengguna. Hasil analisis *fatigue life* dapat dilihat pada Gambar 12. Hasil analisis untuk *safety factor* pada *fatigue life* analisis menunjukkan bahwa nilai maksimum sebesar 15 yang mengindikasikan desain sangat kuat dan nilai minimumnya 2,3113 yang mana masih di atas nilai 2 untuk pembebanan dinamis sehingga dikatakan aman. Hasil analisis *safety factor* terlihat pada Gambar 13.



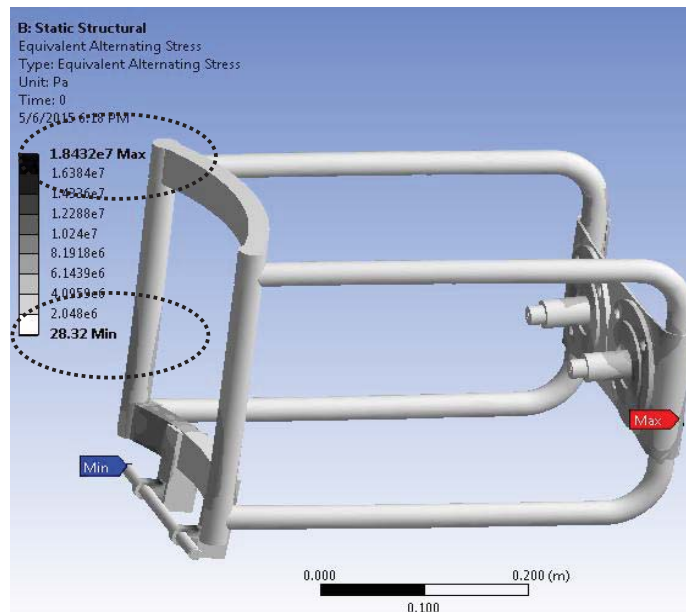
Gambar 12. Hasil analisis *fatigue life* dan *fatigue sensitivity*



Gambar 13. Hasil analisis *safety factor*

Hasil analisis *Equivalent Alternating Stress* dari desain struktur mekanik pasien setelah terkena pembebanan secara berulang adalah maksimum $1,8432e7$ Pa dimana nilai ini hampir sama dengan perhitungan tegangan alternating efektif secara teoritis yaitu sebesar $\sigma_{a \text{ effective}} = 1,8981e7$ Pa. Perbedaan nilai ini dimungkinkan karena proses meshing pada software finite element, semakin banyak jumlah *element* dan *nodes* maka nilai yang

didapatkan mendekati hasil yang maksimal, namun semua bergantung pada kemampuan komputer yang digunakan. Hasil analisis *Equivalent Alternating Stress* dapat dilihat di bawah pada Gambar 14.



Gambar 14. Hasil solusi untuk *alternating stress*

4. KESIMPULAN

Pada penelitian ini, telah dilakukan analisis *fatigue life* pada struktur mekanik pasien. Hasil analisis dapat disimpulkan sebagai berikut: Desain struktur mekanik pasien telah memenuhi kriteria *fatigue life* yang dipersyaratkan yaitu dengan nilai minimal dan maksimal *fatigue life* $1e6$ cycle, jika dikonversi dalam tahun adalah 27,77 tahun dengan asumsi pemakaian seratus kali dalam sehari, dimana masuk kategori *high cycle*. Hasil analisis *Safety factor* struktur mekanik pasien diperoleh nilai maksimum 15 dan minimum 2,3113 sehingga sudah memenuhi kriteria keamanan struktur. Hasil analisis *equivalent alternating stress* diperoleh nilai maksimum $1,8432e7$ Pa dan minimum 28,32 Pa. berdasarkan hasil tersebut, maka struktur mekanik pasien dapat digunakan untuk perangkat renograf terpadu.

5. PUSTAKA

- [1] PRIMIS HILL, MCGRAW, *Shigley's Mechanical Engineering Design*, eighth edition, Budynas-nisbett.
- [2] AKUAN, ABRIANTO. *Kelelahan Logam.*: Universitas Jenderal Achmad Yani. Bandung 2007.
- [3] JALIL ABDUL, M. AWWALUDDIN, *Analisis Fatigue Life Pada Struktur Landasan Rangka Pada Perekayasaan Pesawat Sinar-x Digital Menggunakan Metode Elemen Hingga*, Jurnal Perangkat Nuklir, Volume 07 Nomor 01, Juni 2013.
- [4] JUNG-KYU KIM, DONG-SUK SHIM, *The variation in fatigue crack growth due to the thickness effect*, International Journal of Fatigue, , pp. 611-618, Vol. 22, 2000.
- [5] R. KIESELBACH, *Curious cases of failure*, Engineering Failure Analysis, pp. 501-513, Vol. 11, 2004.
- [6] VOLKER ESSLINGER, ROLF KIESELBACH, ROLAND KOLLER, BERNHARD WEISSE, *The railway accident of Eschede – technical background*, Engineering Failure Analysis, pp. 515-535, Vol. 11, 2004.
- [7] A.J. MCEVILY, *Failures in inspection procedures: case studies*, Engineering Failure Analysis, pp. 167-176, Vol. 11, 2004.
- [8] POPOV, E.P., *Mechanics of Materials*, Berkeley, California, 1984.

- [9] OBERG, ERIK., JONES, FRANKLIN., HORTON, HOLBROOK., RYFFEL, HENRY., MCCAULEY, CHRISTOPHER., *Machinery's Handbook 29th Edition*, 2012.
- [10] MOAVENI, SAEED, *Finite Element Analisis: Theory And Application With ANSYS*. Pearson Prentice Hall : United States of America, 2008
- [11] L. RAYMOND., E. P. BROWELL. *Predicting Fatigue Life with ANSYS Workbench*, International ANSYS Conference May 2-4, 2006.