

Distribusi Tegangan Pada Support Pipa *Soot Blower* Akibat Perubahan Beban *Thermal* Pada Boiler

Muhammad Irfan Rosyidi^{1*}, Muhammad Shah², dan Sudyono³

Program Studi D-IV Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia^{1*}

Program Studi D-III Teknik Permesinan Kapal, Jurusan Teknik Permesinan Kapal Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia²

Program Studi D-IV Teknik Permesinan Kapal, Jurusan Teknik Permesinan Kapal Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia³

Email : irfan.rosyidi19@yahoo.com^{1*}, muh.shah59@yahoo.co.id^{2*}, sudyono@ppns.ac.id^{3*}.

Abstract- *Soot blower in a boiler is worked by utilizing superheated steam on boiler that is by pass and use platen to soot blower pipe. Further analysis about piping on soot blower is needed moreover if it has high temperature and high pressure. To drain off steam, soot blower has been designed to work in the pressure and temperature, these are 17.4Mpa and 541°C. Stress analyzis in this final project was focus on sustained load and thermal expansion calculation. ASME B31.3 code will be used as guide in this analyzis. The result of this analyzis is the sustained load which is the rate of manual calculation was 1533.146621 lb/in² and result of running software was 2017.11 lb/in². In thermal expansion the lowest rate is 19173.64 lb/in² for manual calculation, beside the lowest rate software calculation is 21505 lb/in². On laying support it was choosen 2 support pipe for soot blower pipe, the place is 1250mm from output superheater boiler and the other one place is in intake soot blower.*

Keywords : *soot blower, support, sustained load, thermal expansion.*

Nomenclature

P	Tekanan
D	Diameter
S	Stress
W	Berat Total
E	Weld Join Factor
SE	Maximum Allowable Stress
Y	Koefisien
T	Ketebalan
t_m	Ketebalan Minimum
Z	Section Modulus
Am	Luas Area Diameter Dalam Pipa
Ai	Luas Area Cross Section Pipa

1. PENDAHULUAN

Boiler atau ketel uap adalah suatu perangkat mesin yang berfungsi untuk merubah air menjadi uap. Proses perubahan air menjadi uap terjadi dengan memanaskan air yang berada didalam pipa-pipa dengan panas hasil pembakaran bahan bakar. Proses pembakaran dalam boiler seringkali meninggalkan *slag* / jelaga sisa pembakaran yang apabila dibiarkan maka akan mengurangi efisiensi boiler dan membuat hasil produksi boiler menurun. Selain itu *slag* / jelaga apabila dibiarkan lama kelamaan akan menjadi kerak pada dinding boiler yang membuat boiler harus bekerja lebih keras dan membutuhkan bahan bakar yang lebih banyak, sedangkan *steam* yang dihasilkan tidak sesuai kebutuhan. Untuk

mendukung kinerja boiler, maka di perlukan *soot blower* untuk membersihkan jelaga dan sisa - sisa pembakaran pada dinding boiler sehingga boiler dapat bekerja dengan optimal. *Soot blower* bekerja dengan memanfaatkan *superheated steam* yang diambil dari boiler. *Soot blower* akan menyemprotkan uap panas *auxiliary* melalui pipa - pipa untuk membersihkan dinding luar tube-tube dan elemen *heat exchanger* pada *air heater* boiler. Oleh karena itu peranan *sootblower* sangat penting dalam menjaga *effisiensi boiler*. Dalam pengoperasiannya *sootblower* sering mengalami banyak gangguan. Gangguan tersebut sering berakibat pada meningkatnya temperatur dan tekanan yang keluar dari *boiler* semakin meningkat. Hal tersebut berdampak pada pipa *soot blower* yang mendapatkan beban lebih dari batasan yang di ijinakan sehingga dapat membuat pipa pecah karena tekanan dan temperatur yang berlebih. Berdasarkan permasalahan tersebut analisa distribusi tegangan harus diketahui. Diharapkan dengan melakukan analisa tersebut dapat meningkatkan keamanan pada pipa.

2. METODOLOGI

2.1 Studi Literatur

Tahap awal dalam melakukan analisa distribusi tegangan pada *soot blower* yaitu dengan mengumpulkan data dan teori yang berkaitan dengan *soot blower* termasuk teori

sustained load, occasional load dan, *thermal expansion*.

2.2 Pengambilan dan Pengolahan Data

Untuk menyelesaikan penelitian ini, penulis menggunakan dua macam data yaitu data primer dan data sekunder. Data primer diperoleh secara langsung dari lokasi penelitian bersama dengan pihak perusahaan terkait tempat diadakannya penelitian tersebut. Penulis juga menggunakan data sekunder yang diperoleh dari pihak-pihak luar yang sudah diolah menjadi berbagai literatur dan dokumentasi yang digunakan sebagai acuan untuk menyelesaikan penelitian ini.

2.3 Metode Pengolahan Data

Dari Pengolahan data akan ditampilkan dalam bentuk grafik serta tabel, parameter yang akan dihitung yaitu:

1. Berapa besarnya tegangan akibat *sustained load* yang terjadi pada *critical line* pipa *soot blower*?
2. Berapa besarnya tegangan akibat *ekspansi thermal* yang terjadi pada *critical line* pipa *soot blower*?
3. Bagaimana peletakan desain *support* yang optimal agar memenuhi semua kriteria tegangan akibat *sustained load* dan *thermal ekspansi*?

2.4 Data Spesifikasi Soot blower

Tekanan dan temperatur untuk *soot blower* mengacu pada data output boiler dimana memiliki tekanan uap 17.4 Mpa dan temperatur sebesar 541°C. Sedangkan pipa menggunakan material carbon steel A106 Grade B dengan nps 4 inch sch 40. Untuk lebih detailnya akan ditunjukkan oleh tabel 2.1 dan tabel 2.2.

Tabel 2.1 material pipa

Parameter	Besaran	Satuan
NPS	4	in
Schedule	40	-
Inside Diameter	102.26	mm
Outside Diameter	114.73	mm
Wall Thicknes	12.04	mm

Tabel 2.2 data *soot blower*

Parameter	Besaran	Satuan
Design Temperature ^D	550 (1022)	°C (°F)
Operation Temperature	350 (662)	°C (°F)
Design Pressure	370 (5366.397)	bar (lb/in ²)
Operation Pressure	174 (2523.657)	bar (lb/in ²)
Fluid Density	0.9	kg/m ³

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Hasil Perhitungan Tegangan Ijin

Pada kondisi *sustained load* nilai tegangan ijin ditentukan sesuai ASME B31.3 [1] menggunakan persamaan dengan hasil perhitungan sebagai berikut:

$$S_{sustained} = 1.33 \times S_h$$

$$= 1.33 \times 18.1 \times 10^3$$

$$= 24.073 \times 10^3 \text{ lb/in}^2$$

Sedangkan pada kondisi ekspansi *thermal* nilai tegangan ijin material sebesar 29525x10³ lb/in² dimana nilai tersebut didapatkan dari hasil perhitungan sebagai berikut :

$$S_{ekspansi} = f (1.25 S_c + 0.25 S_h)$$

$$= 1 (1.25 \times 20000 + 0.25 \times 18.1)$$

$$= 29525 \times 10^3 \text{ lb/in}^2$$

Nilai tegangan ijin berdasarkan ekspansi *thermal* ditunjukkan oleh tabel 3.1.

Tabel 3.1 nilai tegangan ijin

Parameter	Besaran	Satuan
S _c	20000	lb/in ²
S _h	18.1	lb/in ²
F	1	-
S _{ekspansi}	29525	lb/in ²

3.2 Hasil Perhitungan Ketebalan Minimum

Perhitungan ketebalan minimum berdasarkan ASME B31.3 untuk pipa lurus dan untuk pipa bending [1] dengan hasil perhitungan sebagai berikut :

Pipa lurus :

$$t = \frac{PD}{2(SEW + PY)}$$

$$= \frac{5366.397 \times 4.52}{2(18.1 \times 1 \times 0.77 + 5366.397 \times 0.7)}$$

$$t = 3.216637$$

$$t_m = t + c$$

$$t_m = 3.216637 + 0.02$$

$$= 3.236637 \text{ in}$$

Tabel 3.2 Nilai perhitungan pipa lurus

Parameter	Besaran	Satuan
P	5366.397	lb/in ²
D	4.52	Inch
S	18.1	lb/in ²
W	0.77	-
E	1	-
Y	0.7	-
C	0.02	Inch
T	3.216637	Inch
t _m	3.236637	Inch

Sedangkan pada pipa bending, hasil perhitungan ditunjukkan pada tabel 3.3.

Tabel 3.3 Nilai perhitungan pipa bending

Parameter	Besaran	Satuan
P	5366.397	lb/in ²

D	4.52	In
S	18.1	lb/in ²
W	0.77	-
E	1	-
Y	0.7	-
I intrados	1.081	-
I extrados	3.237	-
t intrados	3.217528477	Inch
t extrados	3.215858837	Inch

Perbandingan antara hasil perhitungan ketebalan pipa manual dengan ketebalan pipa aktual mempunyai selisih yang besar yaitu $6.02 - 3.217 = 2.803$ in untuk pipa lurus dan untuk pipa *bending intrados* $6.02 - 3.217 = 2.803$ in dan untuk pipa *bending extrados* $6.02 - 3.215 = 2.805$ in. Sehingga pipa dinyatakan aman karena perhitungan t manual $>$ t actual.

3.3 Hasil Perhitungan Jarak Antar Support

Dengan mengasumsikan sebagai *rod hanger support* maka persamaan yang digunakan berdasarkan batasan tegangan atau batasan defleksi. Pada jarak antar support perhitungan ditunjukkan sebagai berikut :

1. Section modulus

$$r \text{ mean} = \left(\frac{\frac{D_o + D_i}{2}}{2} \right)$$

$$= \left(\frac{4.52 + 4.02}{2} \right)$$

$$= 2.135 \text{ in}$$

$$Z = 3.14 \times r^2 \times t$$

$$Z = 30.901 \text{ in}^3$$

2. Berat pipa

$$= \frac{1}{4} \times 3.14 \times D_o^2 - D_i^2 \times \text{density pipa}$$

$$= \frac{1}{4} \times 3.14 \times 4.52^2 - 4.02^2 \times 0.283$$

$$= 3.36833 \text{ lb/in}$$

3. Berat insulasi

$$= \frac{1}{4} \times 3.14 \times D_o \text{ insulasi}^2 - D_i \text{ insulasi}^2 \times \text{density insulasi}$$

$$= \frac{1}{4} \times 3.14 \times 4.52^2 - 4.02^2 \times 0.004902$$

$$= 0.337137 \text{ lb/in}$$

4. Berat fluida

$$= \frac{1}{4} \times 3.14 \times (id)^2 \times \text{density fluida}$$

$$= \frac{1}{4} \times 3.14 \times (4.52^2) \times 0.0000325$$

$$= 3.708034583 \text{ lb/in}$$

$$= 44.496415 \text{ lb/ft}$$

5. Allowable pipe span

$$= \sqrt{\left(\frac{0.33ZSh}{W} \right)^{\frac{1}{2}}}$$

$$= \sqrt{\left(\frac{0.33 \times 30.901 \times 18612}{44.496415} \right)^{1/2}}$$

$$= 65.30985845 \text{ ft}$$

$$= 19906.44485 \text{ mm}$$

6. Jumlah support

$$= \text{panjang total pipa} / \text{pipe span}$$

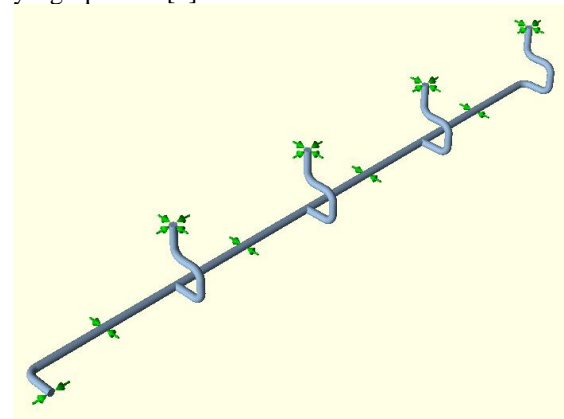
$$= 41.9226 \text{ ft} / 65.3098545 \text{ ft}$$

$$= 1 \text{ support}$$

Tabel 3.4 Jumlah *support* yang digunakan

Parameter	Besaran	Satuan
L	503.0708661	In
Z	30.901	in ³
Sh	18612	lb/in ²
W	44.496415	lb/ft
Ls	19906.44485	Mm
N	1	-

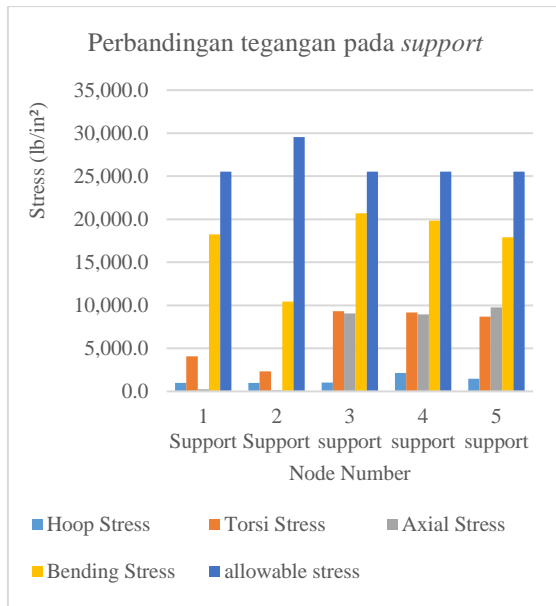
Setelah mengetahui jarak maksimum antar *support* pada pipa maka dapat ditentukan peletakan *support* pada sistem. Tidak ada ketetapan pasti dalam penentuan posisi *support* pada sistem, sehingga perlu dilakukan beberapa percobaan untuk memperoleh jumlah *support* yang optimal. [2]



Gambar 3.1 percobaan peletakan 2 *support* pada tiap *soot blower*

Dari delapan kali percobaan yang dilakukan penulis di dapatkan hasil percobaan yang paling optimal adalah dengan penggunaan 2 *support* sebagaimana di tunjukkan oleh gambar 3.1 dimana dilakukan dengan menggunakan 2 *support* pada masing - masing pipa menuju *soot blower*. Untuk peletakannya *support* di letakkan pada *main pipe* dan pipa *intake soot blower*. Jarak peletakan *support* pada *main pipe* adalah 1250 mm dari pipa *output superheated steam boiler*, atau tepat berada di antara *soot blower*.

Pada percobaan ini juga tidak di temukan stress pada pipa *soot blower* sehingga pipa di katakan aman. percobaan dengan menggunakan *software* dalam peletakan *support* pada sistem yaitu percobaan peletakan 1 *support* hingga 5 *support* dimana di tunjukkan oleh grafik sebagai berikut :



Gambar 3.2 Grafik perbandingan hoop stress, axial stress dan bending stress terhadap allowable stress

Berdasarkan grafik diatas dapat dilihat nilai masing-masing tegangan pada jumlah 1 support yaitu nilai tegangan *hoop stress* sebesar 977.1 lb/in², *torsi stress* sebesar 4086.6 lb/in², *axial stress* sebesar 256 lb/in², dan *bending stress* sebesar 18224.1 lb/in², sedangkan nilai masing - masing tegangan pada jumlah 2 support yaitu nilai tegangan *hoop stress* sebesar 977.1 lb/in², *torsi stress* sebesar 2335.3 lb/in², *axial stress* sebesar 146.3 lb/in², dan *bending stress* sebesar 10415.9 lb/in². Nilai masing masing tegangan untuk 3 support untuk tegangan *hoop stress* sebesar 1037.3 lb/in², *torsi stress* sebesar 9314.9 lb/in², *axial stress* sebesar 9063 lb/in², dan *bending stress* sebesar 20710.9 lb/in². Pada peletakan 4 support di dapatkan nilai tegangan *hoop stress* sebesar 2129.3 lb/in² *torsi stress* sebesar 9165.8 lb/in², *axial stress* sebesar 8949.5 lb/in², dan *bending stress* sebesar 19852.8 lb/in². Dan terakhir peletakan 5 support di dapatkan nilai tegangan *hoop stress* sebesar 1482.6 lb/in² *torsi stress* sebesar 8683.1 lb/in², *axial stress* sebesar 9763 lb/in², dan *bending stress* sebesar 17923.6 lb/in².

3.4 Nilai Tegangan Sustained Load

Nilai tegangan *Sustained Load* adalah total dari nilai tegangan *longitudinal*, tegangan *axial*, dan tegangan tekuk. Hasil perhitungan adalah sebagai berikut.

3.4.1 Tegangan longitudinal

Nilai dari tegangan longitudinal adalah sama pada setiap segmen pipa dikarenakan tekanan fluida yang sama.

Tabel 3.5 nilai tegangan longitudinal

No.	Parameter	Besaran	Satuan
1	P	35,450332	lb/in ²
2	OD	4.52	In
3	T	0.474	In
4	S _L	84.51239	lb/in ²

3.4.2 Tegangan axial

Nilai dari tegangan akibat gaya axial pada setiap segmen pipa adalah sama dikarenakan gaya *axial* yang diakibatkan oleh *pressure* sama

Tabel 3.6 nilai tegangan axial

No.	Parameter	Besaran	Satuan
1	P	35,450332	lb/in ²
2	JI	3.14	-
3	OD	4.52	in
4	ID	4.02	in
5	A _i	12.755573	in ²
6	A _m	3.29	in ²
7	Σ _{ax}	336.1438	lb/in ²

3.4.3 Tegangan tekuk

Nilai tegangan akibat beban yang terdiri dari berat pipa, berat fluida maupun insulasi. Setelah diketahui nilai momen bending dari setiap segmen, nilai bending stress [4]

Tabel 3.7 nilai tegangan tekuk

No.	Parameter	Besaran	Satuan
1	L	413.385827	In
2	M _{max}	2714.303587	lb.in
3	I	7.45151	in ⁴
4	C	2.26	In
5	S _{lp}	373.7702	lb/in ²
6	S _b	823.2326209	lb/in ²

Dari ketiga nilai tegangan longitudinal tekan, tegangan axial, dan tegangan tekuk hasil perhitungan manual diatas, maka nilai dari *sustained load* dapat diketahui.

Tabel 3.8 Nilai tegangan sustained load perhitungan manual

No.	Parameter	Besaran	Satuan
1	S _b	823.2326209	lb/in ²
2	S _a	336.1438	lb/in ²
3	S _{lp}	373.7702	lb/in ²
4	Sustained Load	1533.146621	lb/in ²
5	Allowable Stress	18100	lb/in ²

Tabel 3.9 Nilai tegangan sustained load perhitungan software

No.	Parameter	Besaran	Satuan
1	S _b	1382.793	lb/in ²
2	S _a	495.5955	lb/in ²
3	S _{lp}	138.7215	lb/in ²
4	Sustained Load	2017.11	lb/in ²

5	<i>Allowable Stress</i>	18100	lb/in ²
---	-------------------------	-------	--------------------

Tabel 3.10 Perbandingan nilai tegangan *sustained load* perhitungan manual dengan *software*

No.	Parameter	Besaran	Satuan
1	<i>Sustained load manual</i>	1533,146621	lb/in ²
2	<i>Sustained load software</i>	2017.11	lb/in ²
3	<i>Allowable Stress</i>	18100	lb/in ²
4	Selisih	483.9634	lb/in ²

Dari hasil perhitungan manual dan *software*, diketahui nilai tegangan akibat *sustained load*. Dari perbandingan tersebut didapatkan nilai tertinggi pada perhitungan *software* namun masih jauh dibawah *allowable stress*.

3.5 Perhitungan Thermal Ekspansi

Perhitungan nilai tegangan thermal ekspansi menggunakan perhitungan single plane system untuk segmen 1 dan segmen 2 dengan data sebagai berikut :

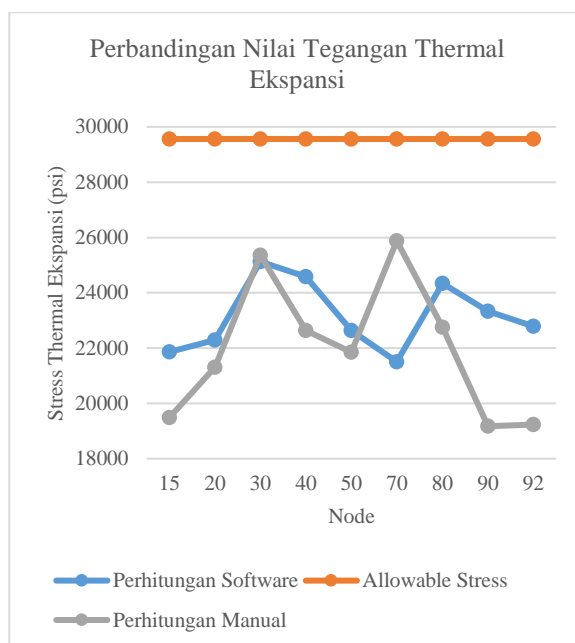
Tabel 3.11 data perhitungan untuk ekspansi *thermal*

Parameter	Besaran	Satuan
<i>NPS</i>	4	in
<i>Schedule</i>	40	-
<i>Inside Diameter</i>	102.26	mm
<i>Outside Diameter</i>	114.73	mm
<i>Wall Thicknes</i>	12.04	mm
<i>Design Temperature</i>	550 (1022)	°C (°F)
<i>Operation Temperature</i>	350 (662)	°C (°F)
<i>Design Pressure</i>	370	bar
<i>Operation Pressure</i>	174	bar
<i>Stress Value</i>	29563	lb/in ²
<i>Moment of Inertia</i>	160.8	in ⁴
<i>C at 550°c</i>	612.8	-
<i>Fluid Density</i>	0.9	kg/m ³
<i>Lx</i>	8.49	ft
<i>Lz</i>	3.06	ft

Dari grafik pada gambar 3.3 di bawah dapat diketahui bahwa perbandingan antara perhitungan manual dan *software*, selisih terendah terdapat pada segmen 1 khususnya node 30 dengan hasil perhitungan manual sebesar 25355,09 lb/in² dan hasil *software* sebesar 25126,3 lb/in², sedangkan selisih tertinggi berada pada node 90 dengan hasil perhitungan manual 19173,64 lb/in² dan hasil *software* 23335,4 lb/in². Walaupun terdapat selisih yang cukup besar antara perhitungan

manual dan *software* keduanya masih tetap dalam batasan tegangan yang diijinkan. Berdasarkan buku ITT Grinell perhitungan menggunakan *simple supported beam* dengan menentukan titik centroid dan momen inersia sebagai pusat gaya yang terjadi pada pipa.[3]

Untuk hasil perhitungan. Nilai tertinggi untuk perhitungan manual berada pada segmen 3 khususnya node 70 dengan hasil perhitungan manual sebesar 25875.93 lb/in² dan nilai tertinggi untuk perhitungan *software* sebesar 25126.3 lb/in² pada node 30. Nilai terendah untuk perhitungan manual berada pada node 90 dengan nilai hasil perhitungan sebesar 19173,64 lb/in². Sedangkan nilai terendah pada perhitungan *software* terletak pada node 70 dengan nilai 21505 lb/in².



Gambar 3.3 Perbandingan nilai tegangan thermal expansion manual dan *software*

4. KESIMPULAN DAN SARAN

4.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil analisa yang telah dilakukan, maka dapat diambil kesimpulan antara lain sebagai berikut :

1. Nilai tegangan akibat *sustained load* pada hasil perhitungan manual sebesar 1533.146621 lb/in² dan hasil *running software* sebesar 2017.11 lb/in². Perbandingan selisih nilai hasil perhitungan manual dengan *software* adalah sebesar 483.9634 lb/in².
2. Nilai tegangan tertinggi akibat thermal ekspansi terjadi pada segmen 3 node 70 dengan hasil perhitungan manual sebesar 25875.93 lb/in² dan hasil *running software* sebesar 25126.3 lb/in², nilai tegangan terendah pada perhitungan

manual terjadi pada segmen 3 node 90 sebesar 19173,64 lb/in² dan hasil *running software* terjadi pada segmen 3 node 70 sebesar 21505 lb/in².

3. Diantara 8 trial untuk peletakan dan jumlah *support*, dengan *support* sejumlah 1 hingga 5 *support* untuk masing masing pipa *soot blower*. Desain *support* yang paling optimal untuk kriteria tegangan statis adalah dengan jumlah 2 *support*. Sedangkan peletakannya 1 *support* terletak di *main pipe* dari pipa *soot blower* pada jarak 1250mm dari *output* pipa *superheater* boiler dan pada ujung pipa sebelum *intake soot blower*.

for Pressure Piping, B31. The American Society of Mechanical Engineering, U.S.A.

- [2] Basavaraju, C and Saifung Sun, William. (2000). *Stress Analysis of Piping Systems - Piping Handbook*. McGraw Hill Companies Inc., U.S.A.
- [3] Grinnel ITT (1981), *Piping Design and Engineering*, ITT Grinnel Corporation, U.S.A.
- [4] COADE, T. a. (2004). *Pelatihan Dasar Analisa Tegangan Pipa*. Jakarta: PT. Tijara Pratama.

4.1 Saran

Dari tugas akhir ini terdapat beberapa usulan dan masukan untuk dilakukan pada riset selanjutnya antara lain:

1. Untuk nilai ekspansi thermal metode yang digunakan dapat diambil dari referensi lain selain ITT Grinnel. Seperti referensi karangan MW kellog, Spielvogel sebagai pembanding.
2. Dalam perhitungan thermal ekspansi pada tugas akhir ini *support* dianggap *anchor*, untuk riset selanjutnya perhitungan thermal ekspansi *support* tidak hanya dianggap *anchor* melainkan lebih variatif, sehingga dapat diperoleh nilai tegangan yang paling minimum.

5. UCAPAN TERIMAKASIH

Penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada pihak yang telah membantu dalam pembuatan penelitian ini. Pihak yang dimaksud adalah:

1. Kedua orang tua yang telah memberikan dukungan materi, motivasi, kasih sayang, do'a, dan nasehat hidup bagi penulis.
2. Bapak Muhammad Shah, selaku dosen pembimbing I yang selalu memberi pengarahan dan bimbingan selama pengerjaan jurnal tugas akhir.
3. Bapak Sudyono, selaku dosen pembimbing II yang selalu memberi pengarahan dan bimbingan selama pengerjaan jurnal tugas akhir.
4. Pembimbing dari PJB UBJOM Pacitan yang namanya tidak bisa disebutkan satu persatu.
5. Keluarga besar program studi Teknik Perpipaan, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.

6. DAFTAR PUSTAKA

- [1] ASME B31.3-2014(Revision of ASME B31.3-2008), *Process Piping, ASME Code*