

33309/H/08



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

Rske
623.84
Dan
P-1
2008

Tugas Akhir LL - 1327

PENGARUH DISKONTINUITAS STRUKTUR PRESSURE HULL KAPAL SELAM AKIBAR TEKANAN HIDROSTATIK TERHADAP DISTRIBUSI TEGANGAN ELASTIS

DANANG CAROKO N.
NRP. 4302 100 034

Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Wisnu Wardhana, SE, M.Sc
Ir. J. J. Soedjono, M.Sc

Jurusan Teknik Kelautan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2008

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	15-10-2008
Terima Dari	AA
No. Agenda Prp.	932 494



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

Last Project LL - 1327

THE INFLUENCE OF PRESSURE HULL'S DISCONTINUITY OF A SUBMARINE DUE TO HYDROSTATIC PRESSURE ON THE ELASTIC STRESS DISTRIBUTION

DANANG CAROKO N.
NRP. 4302 100 034

Supervisor
Dr. Ir. Wisnu Wardhana, SE, M.Sc
Ir. J. J. Soedjono, M.Sc

Jurusan Teknik Kelautan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2008

**PENGARUH DISKONTINUITAS STRUKTUR
PRESSURE HULL KAPAL SELAM AKIBAT
TEKANAN HIDROSTATIK TERHADAP DISTRIBUSI
TEGANGAN ELASTIS**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat

Memperoleh Gelar Sarjana Teknik

pada

Program Studi S-1 Jurusan Teknik Kelautan

Fakultas Teknologi Kelautan

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

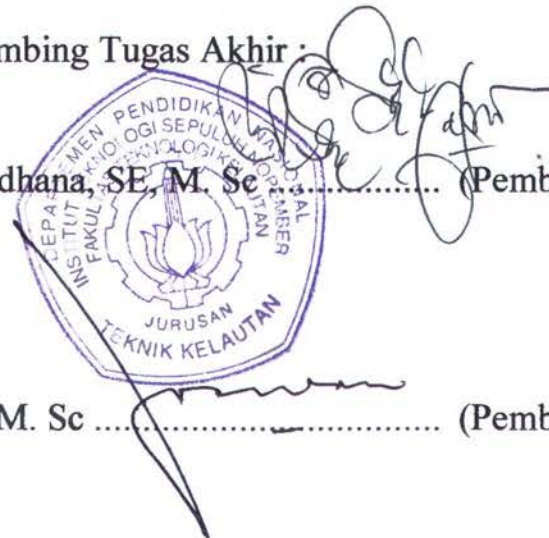
Danang Caroko

NRP. 4302 100 034

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir :

1. Dr. Ir. Wisnu Wardhana, SE, M. Sc (Pembimbing I)

2. Ir. J. J. Soedjono, M. Sc (Pembimbing II)



Surabaya, 8 Agustus 2008

PENGARUH DISKONTINUITAS STRUKTUR PRESSURE HULL KAPAL SELAM AKIBAT TEKANAN HIDROSTATIK TERHADAP DISTRIBUSI TEGANGAN ELASTIS

Nama Mahasiswa : Danang Caroko
NRP : 4302 100 034
Jurusan : Teknik Kelautan FTK – ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Wisnu Wardhana, SE, M. Sc
Ir. J. J. Soedjono, M. Sc

Laporan tugas akhir ini membahas pola distribusi tegangan elastis yang terjadi pada struktur *pressure hull* kapal selam, secara khusus yang diakibatkan oleh adanya diskontinuitas bentuk pada *pressure hull*. *Pressure hull* utama akan memiliki konfigurasi bentuk berupa silindris *vessel*, dan pada modifikasi bentuk akan digunakan *conical transition* yang akan menghubungkan silinder *vessel* dengan *dome*. Faktor kemiringan (sudut transisi) pada *conical transition* serta dua jenis *dome* yang digunakan sebagai penutup akan mempengaruhi distribusi tegangan Von Mises pada *pressure hull*. Ada dua jenis *dome* unik yang dikenal secara umum dan akan digunakan dalam penelitian kali ini. Secara umum *pressure hull* akan memiliki panjang total 27 meter dengan diameter utama 3 meter. Sehingga didapat harga perbandingan L/ D sebesar 9. Obyek akan dibangun dengan menggunakan material HY-80 *High Tension Steel* dengan ketebalan 17.07 mm dan 18 mm serta akan menerima beban operasi berupa tekanan hidrostatis sebesar 3141.075 kPa atau setara dengan kedalaman 300 meter. Besar sudut transisi yang digunakan adalah; 0° , 2° , 4° , 6° , 8° , 9° , dengan *conical transition* sepanjang 3 m. Kajian didasarkan pada tingkat perubahan sudut *conical transition* serta jarak maksimum *inner ring stiffener*, dengan pemodelan berdasar metode elemen hingga menggunakan ANSYS 11.0. Sehingga dari hasil analisa dapat diketahui bahwa *silinder vessel* mendistribusikan tegangan elastis secara merata ke seluruh bagian struktur. Selain itu dari hasil analisa diketahui bahwa penggunaan *torispherical dome* akan dapat meminimalisir distribusi tegangan elastis yang timbul akibat bekerjanya beban operasi pada struktur *pressure hull*.

Kata-kata kunci: *Pressure hull*, konfigurasi silinder-dome, tekanan hidrostatis kedalaman operasi, *inner stiffener ring*, kekuatan struktur, *conical transition*

THE INFLUENCE OF PRESSRE HULL'S DISCONTINUITY OF A SUBMARINE DUE TO HYDROSTATIC PRESSURE ON THE ELASTIC STRESS DISTRIBUTION

Nama Mahasiswa : **Danang Caroko**
NRP : **4302 100 034**
Jurusan : **Teknik Kelautan FTK – ITS**
Dosen Pembimbing : **Dr. Ir. Wisnu Wardhana, SE, M. Sc**
Ir. J. J. Soedjono, M. Sc

This final project discusses the patterns of the elastic stress distribution that occurred on the submarine's pressure hull, inclusively which have been caused by the discontinuity on it. The main pressure hull will be configured as a cylindrical vessel, and a conical transition shape will be used for modifying structure which will be connecting the main cylindrical vessel with the domes. Both of the inclining factor which is called as transitional angle and two kinds of dome will affect the Von Misses's stress distribution on the pressure hull itself. There were two majors of a peculiar domes structure that will be used; hemispherical and torispherical. Generally the pressure hull will have 27 m total length with 3 m in diameters. Its length to beam ratio was only 9. The object will use HY-80 High Tension Steel with thickness was only 17.07 mm compared to 18 mm on previous design, a proposed structure had against the hydrostatic pressure was only 3141,075 kPa or equal with 300 m depth. Transitional angle that has been used were only 0° , 2° , 4° , 6° , 8° , 9° , while the conical transition was only 3 meters length. The scientific study was undertaken on the changing rate of the transitional angle and also on the maximum span between the inner rings stiffeners, which has been served by using ANSYS 11.0 based on the finite element method. Hence from the scientific studies the cylindrical vessel performs the conformity of elastic stress distribution. Furthermore also known that torispherical dome ought to reduce the elastic stress distribution which was performed by hydrostatic pressure enhancement on the pressure hull.

Keywords: **Pressure hull, cylindrical dome configuration, hydrostatic pressure on the depth of operation, inner stiffener ring span, strength of structure, conical transition.**

KATA PENGANTAR

Salam damai dalam Kristus Yesus,

Puji dan syukur penulis haturkan ke hadirat Allah Tritunggal Yang Mahakuasa atas kasih karunia, dan penyertaan atas penyelenggaraan hidup penulis. Sehingga penulis senantiasa mendapatkan jalan dalam memulai, menjalani hingga menyelesaikan studi di Teknik Kelautan ITS Surabaya ini. Dan atas rahmatNya pulalah, penulis akhirnya dapat menyelesaikan tugas akhir yang berjudul **“PENGARUH DISKONTINUITAS STRUKTUR PRESSURE HULL KAPAL SELAM AKIBAT TEKANAN HIDROSTATIK TERHADAP DISTRIBUSI TEGANGAN ELASTIS “**.

Tugas Akhir ini disusun guna memenuhi persyaratan dalam menyelesaikan Studi Kesarjanaan (S-1) di Jurusan Teknik Kelautan Fakultas Teknologi Kelautan Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Kami menyadari dalam penulisan laporan ini masih banyak kekurangan, oleh karena itu saran dan kritik sangat penulis harapkan sebagai bahan penyempurnaan laporan selanjutnya. Penulis berharap semoga laporan ini bermanfaat bagi perkembangan teknologi di bidang rekayasa struktur kapal selam, bagi pembaca umumnya dan penulis pada khususnya.

Hormat saya,

Surabaya, 8 Agustus 2008

Penulis

UCAPAN TERIMAKASIH

**Psalm 23:
The Lord is my shepherd,
Even though I walk through the valley of the shadow of death
I fear no evil;
for You are with me**

Ada begitu banyak campur tangan dalam hidup penulis. Berbagai dorongan moral dalam berbagai bentuk menjadikan hidup penulis menjadi penuh warna dan tetap bersemangat. Puji syukur untuk Allah Tritunggal Mahakudus, atas segala penyertaanNya. Sedetikpun tak pernah terlambat pertolonganMu, dan indah pada waktunya. Tak terungkap dengan bahasa, rasa terimakasih kepada mamaku Tjoa Giok Jang dan Anna adikku atas semua yang telah diberikan tanpa harap kembali, juga atas doa dan kasih yang tak kunjung putus. Tak lupa juga buat Ku Tjoa Thiam Inn dan Ii Tjoa Giok Lian beribu terimakasih atas bantuannya. Terimakasih juga untuk Koko Stephanus Nico atas bantuannya, sehingga penulis mampu bertahan dalam masa sulit. Atas rumah penuh kasih dimana penulis dapat berlindung didalamnya sama seperti di rumah orang tua sendiri, tak terungkap dengan bahasa rasa terimakasih buat tante Theodora dan om Harmani 'Boy' Soehardiman. Terimakasih telah bersedia menjadi perpanjangan tangan kasih Allah Tritunggal.

Rasa terimakasih sebesar besarnya penulis haturkan; untuk bapak Dr. Ir. Wisnu Wardhana, SE, M. Sc dan bapak Ir. J. J. Soedjono, M. Sc atas semua bimbingan, ilmu dan semua proses belajar tak ternilai serta fasilitas yang diberikan selama pengerjaan tugas akhir ini. Tak lupa untuk Prof. Paulus Indiyono, karena beliau penulis tetap dapat melanjutkan studi di kelautan. Terimakasih juga atas perhatian serta pendampingan dan penghiburan tulus dari bapak M. Musta'in selaku dosen wali penulis. Atas kesempatan dan pengalaman berharga yang diberikan kepada penulis, penulis juga menghaturkan terimakasih untuk bapak Haryo dan bapak Sudjantoko serta Ir. Murdjito, M. Sc, Eng.

Tidak lupa penulis ingin menghaturkan terimakasih atas kesempatan, pengertian dan masukan penambah semangat selama 6 bulan proses magang; kepada bapak Zulkarnain, bapak Bambang Soedarmantri, bapak Yussa Nugraha, dan ibu Endah Naning Oetami serta segenap CAD engineer ALSTOM POWER Energy System Indonesia. Terimakasih untuk semua persahabatan dan kehangatan yang telah terjalin.

Last but not the least; penulis ingin berterimakasih atas setiap inspirasi yang telah diberikan oleh bapak Joswan selaku dosen PSBL II, dan bapak Petrus Eko Panunggal selaku pembina KMK St. Ignatius ITS serta tante Betty Wiriasih, B. Sc, MM untuk tiap inspirasi baru dalam hidup. Terimakasih untuk guruku yang paling disiplin namun lembut; Sr. Theresella SPM, Sr. Marrie Elsa Supartinah SPM, bu Kusminiwati, bu Emi, bu Katja, Br. Anthonius Sumardi O. Carm, dan Rm. Albertus Herwanta, MA. Atas persahabatan dan kasih yang tulus kepadaku, banyak terimakasih buat; dr. Jen Wen Pao, Marja, ST., Mey Lan, ST., Doretha, ST.-Doe, Lipaing, ST., Tommy, Hendra Sirait, Benedict A, ST., dan Friska A. Krismariani Sudjianto, ST. Untuk kakak kelas penulis yang begitu bersemangat dalam menyemangati penulis: Silvianita, ST., Dina K., ST., mbak Shanti A., mbak Nurma W., Randy P., ST, SE., Ivan, ST., dan mas Hendry 'Cukong' Sudjianto, ST. Serta untuk semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu per satu, penulis ucapkan beribu terimakasih.

Surabaya, 8 Agustus 2008

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	v
Abstrak	vi
KATA PENGANTAR	viii
UCAPAN TERIMA KASIH	ix
DAFTAR ISI	x
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xvii
I PENDAHULUAN	1
1.1 LATAR BELAKANG MASALAH	1
1.2 PERUMUSAN MASALAH	4
1.3 MAKSUD DAN TUJUAN PENELITIAN	4
1.4 MANFAAT PENELITIAN	5
1.5 BATASAN MASALAH	5
1.6 SISTEMATIKA PENULISAN	6
II TINJAUAN PUSTAKA	7
2.1 TINJAUAN PUSTAKA	7
2.1.1 Tekanan Hidrostatik	10
2.1.2 Bentuk Khusus pada Torispherical	11
2.1.3 Konstruksi Frame	12
2.1.4 Model Kegagalan	13
2.2 DASAR TEORI	16
2.2.1 Analisa Tegangan pada Silinder akibat Tekanan Eksternal	17
2.2.2 Buckling pada Lingkaran Sempurna	17

2.2.2.1	Elastic Buckling pada Silinder Unstiffened akibat Beban Aksial Merata	17
2.2.2.2	Elastic Buckling pada Silinder Unstiffened akibat Beban Radial Merata	19
2.2.2.3	Elastic Buckling pada Silinder Unstiffened akibat Kombinasi Beban Merata Aksial dan Radial	21
2.2.3	Teori Shell	22
2.2.4	Thin Shell Theory dan ASME BPV	24
2.2.5	Gaya pada Shell	25
2.2.6	Aplikasi Tegangan pada Bidang	28
2.2.6.1	Bejana Tekan Bola (Spherical)	28
2.2.6.2	Bejana Tekan Silinder	33
2.2.7	Aplikasi Tegangan pada Pressure Vessel	38
2.2.7.1	Silindris Vessel dengan Hemispherical Head	38
2.2.7.2	Silindris Vessel dengan Torispherical Head	38
2.2.8	Teori Kegagalan Statis	39
2.2.9	Metode Elemen Hingga	39
2.2.9.1	Pemodelan dengan Metode Elemen Hingga	41

III METODOLOGI PENELITIAN **45**

IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN **49**

4.1	DESAIN STRUKTUR	49
4.1.1	Material	49
4.1.2	Ukuran Utama	49
4.1.3	Kedalaman dan Tekanan Operasi	50
4.1.4	Perhitungan Ketebalan Shell	50
4.1.5	Modifikasi Struktur	50
4.1.5.1	Modifikasi Kemiringan Sudut Struktur Transisi	51

4.1.5.2	Perubahan Ukuran Struktur Silinder Vessel	54
4.1.5.3	Ukuran Torispherical Head	57
4.1.5.4	Jarak Maksimum Antar Stiffener	58
4.1.5.5	Properti Stiffener	58
4.2	HASIL PEMODELAN DAN ANALISA	59
4.2.1	Analisa	60
4.2.2	Analisa Perbandingan UC pada Station ke-7	104
4.3	ANALISA HASIL	106
V	PENUTUP	107
5.1	KESIMPULAN	107
5.2	SARAN	108
	DAFTAR PUSTAKA	109
	LAMPIRAN	111

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Gambar transisi <i>pressure hull</i> akibat penyesuaian dengan <i>envelope</i> di bagian luar	2
Gambar 1.2	Gambar transisi pada <i>pressure hull</i> berbentuk kerucut	3
Gambar 1.1	Gambar transisi <i>pressure hull</i> akibat penyesuaian dengan <i>envelope</i> di bagian luar	2
Gambar 2.1	Struktur <i>pressure hull</i> dengan transisi <i>conical</i>	11
Gambar 2.2	Dome jenis <i>hemispherical</i>	11
Gambar 2.3	Dome jenis <i>torispherical</i>	12
Gambar 2.4	<i>Torispherical dome</i>	13
Gambar 2.5	Silinder <i>Vessel</i> dengan menggunakan <i>stiffener</i>	14
Gambar 2.6	Geometri dari <i>Internal stiffener</i> tipe T	15
Gambar 2.7	<i>A general instability</i>	16
Gambar 2.8	<i>Buckling of shell</i>	17
Gambar 2.9	<i>Yielding of shell</i>	17
Gambar 2.10	<i>Shell instability pada silinder</i>	18
Gambar 2.11	Bentuk silinder dan frame	19
Gambar 2.12	Silinder dengan beban merata <i>radial compressive</i>	21
Gambar 2.13	Arah deformasi pada permukaan silinder	23
Gambar 2.14	<i>Interframe buckling</i> pada silinder	24
Gambar 2.15	<i>Overall buckling</i> pada silinder	25
Gambar 2.16	Potongan melintang bejana tekan berbentuk bola	31
Gambar 2.17	Tegangan Tarik σ di dinding bejana tekan berbentuk bola	31
Gambar 2.18	Tegangan di bejana tekan bola pada permukaan: (a) luar, (b) dalam	33
Gambar 2.19	Tegangan di bejana tekan silindrikal	36
Gambar 2.20	Tegangan di bejana tekan bola pada permukaan: (a) luar, (b) dalam	39
Gambar 2.21	Geometri <i>Element Shell 93</i>	44
Gambar 3.1	<i>Shell 93 (Ansys 8.0. Inc)</i>	48
Gambar 3.2	Diagram Alir	49

Gambar 4.1	<i>Pressure hull</i> dengan dimensi utama (L dan D)	52
Gambar 4.2	Struktur transisi <i>pressure hull</i> berbentuk konus	57
Gambar 4.3a	Struktur kemiringan pada konus transisi	57
Gambar 4.3b	Panjang silinder <i>vessel</i>	58
Gambar 4.4	<i>Torispherical head</i>	59
Gambar 4.5	Geometri <i>internal stiffener T</i> dengan garis ukuran	61
Gambar 4.6	Pembagian model atas <i>station-station</i>	62
Gambar 4.7	Distribusi tegangan Von Mises pada struktur silinder <i>vessel</i> dengan <i>hemispherical head</i> tanpa struktur transisi berbentuk konus. (a) sisi luar struktur (b) potongan memanjang struktur menampakkan respons sisi dalam <i>vessel</i>	64
Gambar 4.8	Distribusi tegangan Von Mises pada struktur silinder <i>vessel</i> dengan <i>torispherical head</i> tanpa struktur transisi berbentuk konus. (a) sisi luar struktur (b) potongan memanjang struktur menampakkan respons sisi dalam <i>vessel</i>	67
Gambar 4.9a	Grafik perbandingan distribusi tegangan Von Mises pada sisi luar silinder <i>vessel</i> dengan <i>head</i> berbentuk <i>hemispherical</i> dan <i>torispherical</i>	70
Gambar 4.9b	Grafik perbandingan distribusi tegangan Von Mises pada sisi dalam silinder <i>vessel</i> dengan <i>head</i> berbentuk <i>hemispherical</i> dan <i>torispherical</i>	70
Gambar 4.10	Distribusi tegangan Von Mises pada struktur silinder <i>vessel</i> berpenutup <i>hemispherical head</i> dengan struktur transisi berbentuk konus α sebesar 2^0 . (a) sisi luar struktur (b) potongan memanjang struktur menampakkan respons sisi dalam <i>vessel</i>	72
Gambar 4.11	Distribusi tegangan Von Mises pada struktur silinder <i>vessel</i> berpenutup <i>torispherical head</i> dengan struktur transisi berbentuk konus α sebesar 2^0 . (a) sisi luar struktur (b) potongan memanjang struktur menampakkan respons sisi dalam <i>vessel</i>	74
Gambar 4.12(a)	Grafik distribusi tegangan Von Mises pada sisi luar model dengan $\alpha 2^0$	77

Gambar 4.12(b) Grafik distribusi tegangan Von Misses pada sisi dalam model dengan $\alpha 2^0$	77
Gambar 4.13 a dan b silinder <i>vessel</i> berpenutup <i>hemispherical</i> dengan α konus transisi 4^0	78
Gambar 4.14 Distribusi tegangan Von Misses pada struktur silinder <i>vessel</i> berpenutup <i>torispherical head</i> dengan struktur transisi berbentuk konus α sebesar 4^0 . (a) sisi luar struktur (b)potongan memanjang struktur menampakkan respons sisi dalam <i>vessel</i>	81
Gambar 4.15(a) Grafik distribusi tegangan Von Misses pada sisi luar model dengan $\alpha 4^0$	83
Gambar 4.15(b) Grafik distribusi tegangan Von Misses pada sisi dalam model dengan $\alpha 4^0$	83
Gambar 4.16Distribusi Tegangan Von Misses pada struktur silinder <i>vessel</i> berpenutup <i>hemispherical head</i> dengan struktur transisi berbentuk konus α sebesar 6^0 . (a) sisi luar struktur (b) potongan memanjang struktur menampakkan respons sisi dalam <i>vessel</i>	84
Gambar 4.17Distribusi Tegangan Von Misses pada struktur silinder <i>vessel</i> berpenutup <i>torispherical head</i> dengan struktur transisi berbentuk konus α sebesar 6^0 . (a) sisi luar struktur (b) potongan memanjang struktur menampakkan respons sisi dalam <i>vessel</i>	87
Gambar 4.18a Grafik distribusi tegangan Von Misses pada sisi luar model dengan $\alpha 6^0$	88
Gambar 4.18b Grafik distribusi tegangan Von Misses pada sisi dalam model dengan $\alpha 6^0$	89
Gambar 4.19a Distribusi tegangan Von Misses pada silinder <i>vessel</i> berpenutup <i>hemispherical</i> dengan $\alpha 8^0$ (tegangan sisi luar)	90
Gambar 4.19b Distribusi tegangan Von Misses pada silinder <i>vessel</i> berpenutup <i>hemispherical</i> dengan $\alpha 8^0$ (tegangan sisi dalam)	91
Gambar 4.20a Distribusi tegangan Von Misses pada silinder <i>vessel</i> berpenutup <i>torispherical</i> dengan $\alpha 8^0$ (tegangan sisi luar)	92

Gambar 4.20b Distribusi tegangan Von Misses pada silinder <i>vessel</i> berpenutup <i>hemispherical</i> dengan $\alpha 8^0$ (tegangan sisi dalam)	93
Gambar 4.21a Grafik distribusi tegangan von Misses pada sisi luar model dengan $\alpha 8^0$	95
Gambar 4.21a Grafik distribusi tegangan von Misses pada sisi dalam model dengan $\alpha 8^0$	95
Gambar 4.22a Distribusi tegangan Von Misses pada silinder <i>vessel</i> bepenutup <i>hemispherical</i> dengan $\alpha 9^0$ (tegangan sisi luar)	96
Gambar 4.22b Distribusi tegangan Von Misses pada silinder <i>vessel</i> berpenutup <i>hemispherical</i> dengan $\alpha 9^0$ (tegangan sisi dalam)	96
Gambar 4.23a Distribusi tegangan Von Misses pada silinder <i>vessel</i> berpenutup <i>hemispherical</i> dengan $\alpha 9^0$ (tegangan sisi luar)	98
Gambar 4.23b Distribusi tegangan Von Misses pada silinder <i>vessel</i> berpenutup <i>hemispherical</i> dengan $\alpha 9^0$ (tegangan sisi dalam)	99
Gambar 4.24a Grafik distribusi tegangan von Misses pada sisi luar model dengan $\alpha 9^0$	101
Gambar 4.24b Grafik distribusi tegangan von Misses pada sisi dalam model dengan $\alpha 9^0$	101
Gambar 4.25 Grafik gabungan, Tegangan Von Misses yang terjadi pada sisi luar seluruh model silinder <i>vessel</i> berpenutup <i>hemispherical</i>	102
Gambar 4.26 Grafik gabungan, Tegangan Von Misses yang terjadi pada sisi dalam seluruh model silinder <i>vessel</i> berpenutup <i>hemispherical</i>	103
Gambar 4.27a Grafik gabungan, Tegangan Von Misses yang terjadi pada sisi luar seluruh model silinder <i>vessel</i> berpenutup <i>torispherical</i>	103
Gambar 4.27b Grafik gabungan, Tegangan Von Misses yang terjadi pada sisi dalam seluruh model silinder <i>vessel</i> berpenutup <i>torispherical</i>	104
Gambar 4.28 Grafik hubungan antara sudut transisi dengan tegangan Von Misses pada station ke-7 struktur <i>pressure hull</i> dengan <i>hemispherical</i> dan <i>torispherical head</i>	105
Gambar 4.29 Grafik perbandingan <i>unity check</i> struktur <i>pressure hull</i> berpenutup <i>hemispherical</i> dengan struktur berpenutup <i>torispherical</i>	107

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Perubahan Volume Gas akibat Pertambahan Kedalaman	13
Tabel 4.1 Sudut transisi dan perubahan jari-jari struktur transisi pada sudut 0°	53
Tabel 4.2 Sudut transisi dan perubahan jari-jari struktur transisi pada sudut 2°	54
Tabel 4.3 Sudut transisi dan perubahan jari-jari struktur transisi pada sudut 4°	54
Tabel 4.4 Sudut transisi dan perubahan jari-jari struktur transisi pada sudut 6°	55
Tabel 4.5 Sudut transisi dan perubahan jari-jari struktur transisi pada sudut 8°	55
Tabel 4.6 Sudut transisi dan perubahan jari-jari struktur transisi pada sudut 9°	56
Tabel 4.7 Modifikasi Panjang Silinder <i>Vessel</i> dengan <i>Hemispherical Head</i>	58
Tabel 4.8 Modifikasi Panjang Silinder <i>Vessel</i> dengan <i>Torispherical Head</i>	59
Tabel 4.9 Ukuran <i>Torispherical Head</i>	60
Tabel 4.10a Tabel distribusi tegangan Von Mises pada sisi luar model dengan <i>hemispherical head</i> tanpa struktur transisi	65
Table 4.10b Tabel distribusi tegangan Von Mises pada sisi dalam model dengan <i>hemispherical head</i> tanpa struktur transisi	66
Table 4.11a Tabel distribusi tegangan Von Mises pada sisi luar model dengan <i>torispherical head</i> tanpa struktur transisi	68
Table 4.11b Tabel distribusi tegangan Von Mises pada sisi dalam model dengan <i>hemispherical head</i> tanpa struktur transisi	69
Table 4.12a Distribusi tegangan Von Mises pada sisi luar model dengan <i>Hemispherical head</i> modifikasi $\alpha 2^{\circ}$	73
Table 4.12b Distribusi tegangan Von Mises pada sisi dalam model dengan <i>Hemispherical head</i> modifikasi $\alpha 2^{\circ}$	73
Table 4.13a Distribusi tegangan Von Mises pada sisi luar model dengan <i>Torispherical head</i> modifikasi $\alpha 2^{\circ}$	75
Table 4.13b Distribusi tegangan Von Mises pada sisi dalam model dengan <i>Torispherical head</i> modifikasi $\alpha 2^{\circ}$	76
Table 4.14a Distribusi tegangan Von Mises pada sisi luar model dengan <i>Hemispherical head</i> modifikasi $\alpha 4^{\circ}$	79
Table 4.14b Distribusi tegangan Von Mises pada sisi dalam model dengan <i>Hemispherical head</i> modifikasi $\alpha 4^{\circ}$	80

Table 4.15a	Distribusi tegangan Von Misses pada sisi luar model dengan <i>Torispherical head</i> modifikasi $\alpha 4^0$	82
Table 4.15b	Distribusi tegangan Von Misses pada sisi dalam model dengan <i>Torispherical head</i> modifikasi $\alpha 4^0$	82
Table 4.16a	Distribusi tegangan Von Misses pada sisi luar model dengan <i>Hemispherical head</i> modifikasi $\alpha 6^0$	85
Table 4.16b	Distribusi tegangan Von Misses pada sisi dalam model dengan <i>Hemispherical head</i> modifikasi $\alpha 6^0$	86
Table 4.17a	Distribusi tegangan Von Misses pada sisi luar model dengan <i>Torispherical head</i> modifikasi $\alpha 6^0$	88
Table 4.17b	Distribusi tegangan Von Misses pada sisi dalam model dengan <i>Torispherical head</i> modifikasi $\alpha 6^0$	89
Table 4.18a	Distribusi tegangan Von Misses pada sisi luar model dengan <i>Hemispherical head</i> modifikasi $\alpha 8^0$	91
Table 4.18b	Distribusi tegangan Von Misses pada sisi dalam model dengan <i>Hemispherical head</i> modifikasi $\alpha 8^0$	92
Table 4.19a	Distribusi tegangan Von Misses pada sisi luar model dengan <i>Torispherical head</i> modifikasi $\alpha 8^0$	94
Table 4.19b	Distribusi tegangan Von Misses pada sisi dalam model dengan <i>Torispherical head</i> modifikasi $\alpha 8^0$	94
Table 4.20a	Distribusi tegangan Von Misses pada sisi luar model dengan <i>Hemispherical head</i> modifikasi $\alpha 9^0$	97
Table 4.20b	Distribusi tegangan Von Misses pada sisi dalam model dengan <i>Hemispherical head</i> modifikasi $\alpha 9^0$	98
Table 4.21a	Distribusi tegangan Von Misses pada sisi luar model dengan <i>Torispherical head</i> modifikasi $\alpha 9^0$	99
Table 4.21b	Distribusi tegangan Von Misses pada sisi dalam model dengan <i>Torispherical head</i> modifikasi $\alpha 9^0$	100
Table 4.22	Perbandingan distribusi Von Misses Stress station ke-7 struktur <i>Pressure Vessel</i> berpenutup <i>hemispherical</i> dan <i>torispherical</i>	105
Table 4.23	Nilai UC station ke-7 untuk setiap sudut transisi pada struktur silinder <i>vessel</i> dengan <i>dome</i> berbentuk <i>hemispherical</i> dan <i>torispherical</i>	106



BAB I

PENDAHULUAN

1.1 LATAR BELAKANG MASALAH

Dalam sebuah buku berjudul *Submarines* yang ditulis pada tahun 1994, J. B. Hervey mencatat penggunaan kapal selam pertama kali dilakukan oleh *Alexander The Great* ketika menyusup ke kota Tyre pada tahun 332 sebelum masehi, bentuk fisik kapal selam itu masih berupa *diving bell* yang masih sangat sederhana. Sedangkan sketsa pertama kapal selam dibuat oleh Leonardo da Vinci. Kapal selam pertama yang dibuat dengan tujuan militer adalah Turtle, diluncurkan pada awal tahun 1776. Yang pada tahun 1800 disusul oleh pembuatan Nautilus oleh Fulton. Bentuk terbaru dari kapal selam adalah USS Albacore yang dibangun pada tahun 1951 dan di awal tahun 2006, Australia meluncurkan kapal selam terbarunya dengan kelas Collin.

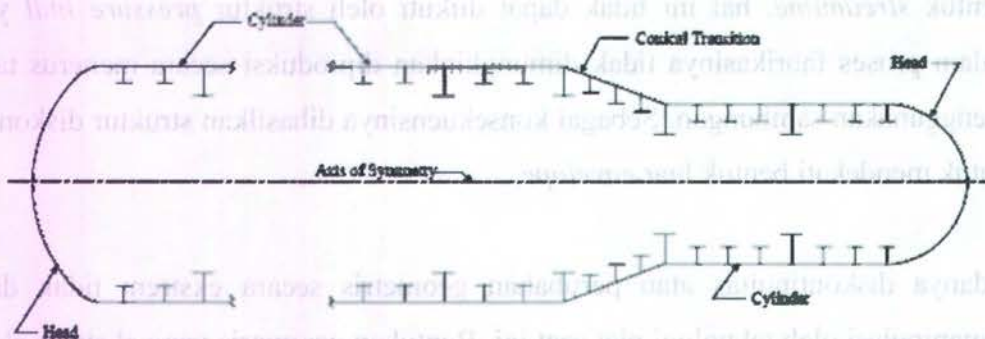
Hingga saat ini struktur kapal selam berkembang dengan tujuan untuk meningkatkan performa berupa kecepatan dan kedalaman jelajah. Dimana kecepatan dinas yang tinggi diperlukan disertai dengan kemampuan jelajah dalam kedalaman. Untuk memperkecil tahanan kapal (berkaitan dengan peningkatan kecepatan dinas) maka struktur *envelope* pada haluan dan buritan didesain dengan bentuk *streamline*, hal ini tidak dapat diikuti oleh struktur *pressure hull* yang dalam proses fabrikasinya tidak dimungkinkan diproduksi secara menerus tanpa menggunakan sambungan. Sebagai konsekuensinya dihasilkan struktur diskontinu untuk mendekati bentuk luar *envelope*.

Adanya diskontinuitas atau perubahan geometris secara ekstrem tidak dapat dimanipulasi oleh teknologi plat saat ini. Bentuk geometris yang ekstrem akibat perubahan struktur *pressure hull* akan menyebabkan kenaikan tegangan. Jika tegangan yang terjadi masih berada dalam sifat elastis material maka struktur tidak akan mengalami kerusakan permanen. Namun apabila melampaui batas

plastis maka akan terjadi deformasi menetap yang akan menimbulkan kerusakan dan kegagalan pada struktur *pressure hull*.

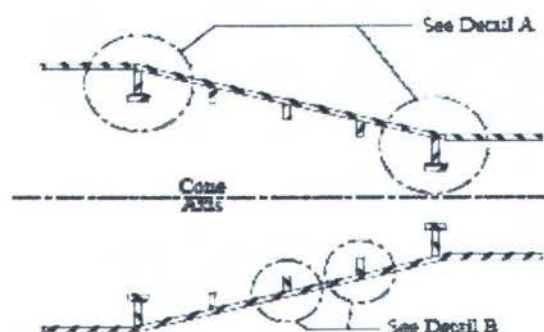
Diskontinuitas yang diangkat dalam topik ini dipengaruhi oleh adanya perubahan jari-jari dari struktur *conical transition*. *Conical transition* sendiri adalah bentuk berupa kerucut terpancung, dimana struktur ini memiliki besaran jari-jari alas dan tutup kerucut yang berbeda. *Conical transition* nantinya akan berfungsi sebagai penghubung struktur utama *pressure hull* yang berbentuk silinder dengan ukuran tetap (sebesar 1.5 m) dengan struktur *head* berbentuk *dome hemispherical* dan *torispherical*. Pada akhirnya bentukan *dome* akan sangat dipengaruhi oleh variasi radius tutup kerucut terpancung dari *conical transition* yang divariasikan dengan nilai 1.5m, 1.4m, 1.3m, 1.2m, 1.1m dan 1m.

Sambungan ataupun bentukan ekstrem geometri secara bersama-sama akan dibebani dengan tekanan statis merata yang bekerja pada permukaan. Sudut kemiringan dari geometris akan memperbesar konsentrasi tegangan. Mempertebal plat akan mempertinggi kekuatan struktur *pressure hull*, namun akan menambah berat struktur. Sehingga dalam hal ini diperlukan penambahan penegar (*collar*) yang ditambahkan pada bagian dalam *pressure hull*. Seperti tampak pada gambar dihalaman berikut ini.



Gambar 1.1 Gambar transisi *pressure hull* akibat penyesuaian dengan *envelope* di bagian luar – (ABS, 2002)

Hal serupa juga terjadi pada struktur sambungan berupa kerucut berpenegar pada gambar berikut ini.



Gambar 1.2 Gambar transisi pada *pressure hull* berbentuk kerucut – (ABS, 2002)

Adanya bentuk transisi terlihat jelas pada gambar diatas, dapat dilihat transisi geometris yang ekstrem dari bentuk silinder menuju bentuk kerucut yang bersambung menuju bentuk silinder. Selanjutnya bentuk silinder terhubung dengan bentuk *dome*. Perubahan geometris terjadi yang akan diikuti oleh kenaikan tegangan saat pembebanan.

Sambungan juga memiliki andil dalam perubahan sifat material, dalam proses penyambungan dengan menggunakan teknik pengelasan baik dengan menggunakan teknik fusion welding (pengelasan mencair), *solid state welding* (pengelasan tidak mencair) serta *brazing*, akan dihasilkan sambungan bersifat menerus. Meskipun akan timbul suatu daerah sambungan yang terpengaruhi panas dari sistem pengelasan yang terletak pada logam induk disekitar *filler metal* atau yang jauh lebih dikenal dengan HAZ (*Heat Affected Zone*). Panas dalam proses ini akan menimbulkan perubahan mikro yang akan mempengaruhi sifat logam.

Namun dalam bahasan kali ini perubahan sifat serta kekuatan logam sebagai akibat dari penggunaan teknik las yang mengubah struktur mikro logam dasar diabaikan. Dengan kata lain dapat dikatakan bahwa sistem sambungan pada *pressure hull* diasumsikan memiliki efisiensi sebesar 1 (*efisiensi joint* memiliki

nilai 1). Hal ini berarti tidak ada cacat apapun dalam sambungan pada struktur yang ditinjau. Fenomena inilah yang menjadi pertimbangan khusus dalam Tugas Akhir ini.

1.2 PERUMUSAN MASALAH

Dilatar belakangi oleh masalah yang telah dibahas dan disebutkan diatas maka dapat diangkat beberapa permasalahan pokok, yaitu sebagai berikut:

1. Seberapa besarkah pengaruh *head* berbentuk *torispherical* dan *hemispherical* terhadap distribusi tegangan pada struktur?
2. Bagaimanakah pola persebaran grafik distribusi tegangan pada struktur dengan menggunakan *hemispherical head* serta *torispherical head*?
3. Apakah pengaruh perubahan radius *conical transition* terhadap persebaran tegangan pada struktur?
4. Bagian manakah pada struktur yang harus menopang tegangan terbesar?
5. Struktur manakah yang paling tepat guna untuk mendistribusikan tegangan hidrostatik dengan merata?

1.3. MAKSUD DAN TUJUAN PENELITIAN

Maksud dan tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah:

1. Untuk dapat mengetahui seberapa besar pengaruh penggunaan *torispherical head* serta *hemispherical head* pada struktur *pressure hull*.
2. Untuk dapat memperbandingkan distribusi tegangan pada *pressure hull* sebagai akibat adanya penggunaan *torispherical head* dan *hemispherical head* pada *conical transition pressure hull*.
3. Untuk dapat mengetahui efek dari perubahan radius pada *conical transition* yang digunakan pada *pressure hull*.

4. Untuk dapat mengetahui bagian dari struktur *pressure hull* yang mendapatkan tegangan terbesar sebagai akibat dari bekerjanya tegangan hidrostatik.
5. Untuk dapat mengetahui pengaruh menggunakan jenis *head* serta besar radius yang berbeda terhadap pola distribusi tegangan pada *pressure hull*.

1.4 MANFAAT PENELITIAN

Hasil analisa ini diharapkan dapat digunakan untuk melihat hubungan antara *stress distribution* terhadap perubahan bentuk *pressure hull* yang diakibatkan oleh adanya struktur transisi berbentuk conus.

1.5 BATASAN MASALAH

Agar permasalahan yang hendak dipecahkan tidak terlalu meluas, maka dalam hal ini berlaku asumsi serta batasan-batasan masalah sebagai berikut:

1. Material struktur diasumsikan bersifat *isotropik*.
2. Deformasi yang terjadi bersifat elastis.
3. Material yang digunakan adalah HY 80 *High Tension Steel*
4. Pembebanan eksternal yang bekerja pada *pressure hull* hanya berupa tekanan hidrostatik pada kedalaman 300 m.
5. Panjang struktur utama (silinder) tidak mengalami perubahan.
6. Rasio L terhadap D adalah konstan dengan nilai 9, dengan nilai L sebesar 27 dan nilai D adalah 3.
7. Terdapat struktur penegar dengan bentuk penampang T, dengan jarak konstan. Dalam kasus ini jarak antar *stiffner* adalah 1 meter.
8. Pemodelan bentuk *dome* hanya dibatasi pada 2 bentuk yaitu *hemispherical* dan *torispherical*.
9. Struktur transisi berupa kerucut terpancung dengan kombinasi nilai jari-jari sebesar (1 m, 1.1, 1.2 m, 1.3 m, 1.4 m, 1.5 m)
10. Suhu lingkungan tempat struktur beroperasi diabaikan
11. Perubahan mikro pada sistem sambungan diabaikan
12. Efisiensi joint pada sambungan diasumsikan memiliki nilai 1

1.6 SISTEMATIKA PENULISAN

Adapun sistematika yang digunakan dalam penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

BAB I PENDAHULUAN

Bab ini berisikan mengenai latar belakang permasalahan yang diambil oleh penulis sebelum melakukan penulisan tugas akhir ini, perumusan masalah yang akan diselesaikan, tujuan serta manfaat dari penulisan tugas akhir, batasan masalah yang diambil serta sistematika dalam penulisan laporan tugas akhir ini.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

Bab kedua ini berisikan landasan teori yang memiliki korelasi dengan penulisan tugas akhir yang dilakukan oleh penulis. Tinjauan pustaka berasal dari literatur yang sudah ada sebelumnya, baik berupa buku, jurnal, serta kode resmi yang diakui dan telah ditetapkan secara internasional.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Metodologi penelitian menjelaskan mengenai sistematika bagaimana penelitian yang dilakukan oleh penulis, dimulai dari proses pencarian serta pengumpulan data, pengerjaan penetapan dimensi utama model *pressure hull*, analisa hingga penarikan kesimpulan.

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

Bab analisa dan pembahasan berisi hasil pemodelan serta hasil analisa stuktur dengan menggunakan *software* ANSYS 11.0

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

Bab terakhir dari keseluruhan bab yang ada dalam penulisan tugas akhir ini berisikan mengenai penarikan kesimpulan dari bahasan yang telah dibahas dan yang telah ditetapkan diawal. Setelah itu dimasukkan saran yang mengenai kekurangan penelitian guna kemajuan pada penelitian selanjutnya.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1. TINJAUAN PUSTAKA

Idealisasi bentuk *hull* kapal selam dalam segi fungsi dan bentuk telah diteliti oleh bangsa Jerman untuk pertama kalinya pada akhir Perang Dunia II ketika mereka memproduksi *Type-21*. Penelitian serupa juga dilakukan oleh *US. Navy*, ketika mereka hendak memproduksi *Albacore*.

Pada tahun 2002, penelitian serupa juga telah dilakukan dengan tujuan yang sama, (Joubert,2002) mengemukakan adanya hubungan antara bentuk *nose* pada kapal selam yang mencakup ketebalan plat serta panjang struktur *nose* sendiri. Hal itu dideskripsikan pada sebuah perbandingan, dimana perbandingan tebal terhadap panjang sebesar 14,2% akan memberikan harga tekanan minimum pada struktur *pressure hull* kapal selam tersebut.

Salah satu fitur yang paling dibutuhkan oleh kapal selam adalah kemampuan jelajah selam. Kemampuan jelajah selam merupakan variabel penting dalam perancangan kapal selam dengan tujuan untuk mencapai kedalaman operasi sedalam mungkin dimana hal itu masih dimungkinkan. (Daniel, 1983) mengemukakan bahwa semakin dalam kedalaman operasi maka semakin dibutuhkan bentuk *dome* penutup dengan tingkat kesulitan konstruksi yang semakin tinggi. Semakin dalam daya jelajah maka akan semakin dibutuhkan konstruksi *hull* yang jauh lebih kuat.

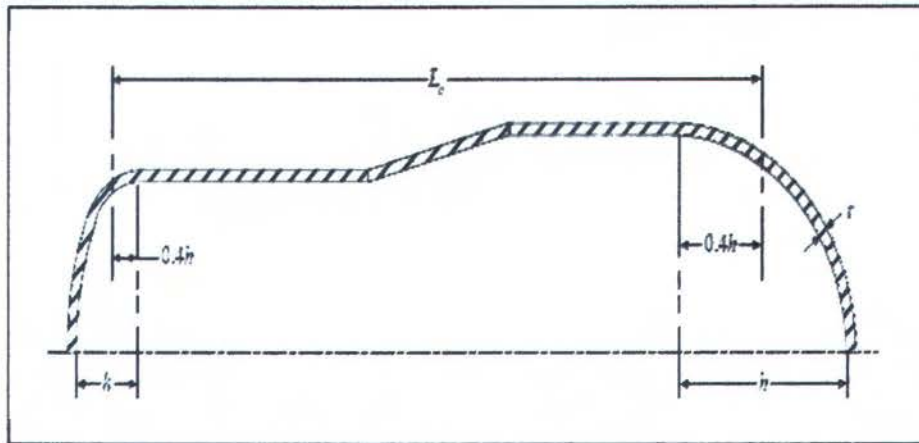
Dalam proses desain konstruksi, (Gertler,1950) menekankan akan pentingnya parameter geometris dalam desain. Mencakup *fineness ratio*, *prismatic coefficient*, *nose radius*, *tail radius* dan juga posisi dari tiap seksi kapal selam. Namun perkembangan kapal selam memperoleh kemajuan pesat pada saat teknologi pelat mulai mengalami kemajuan. Plat mulai banyak digunakan dan digunakan secara luas pada struktur kapal, termasuk kapal selam. Pada kapal selam, efek hidrostatis

akan menyebabkan perubahan metode perhitungan terhadap cangkang, dimana sifat tersebut lebih mendekati sifat cangkang pada *pressure vessel* daripada sifat cangkang biasa. (Roy Burcher, 1995).

Adapun, bentuk umum dari *pressure hull* pada kapal selam adalah *circular cylinder* dengan *ring-stiffener*. Keuntungan dipergunakannya *ring stiffener* pada struktur *pressure hull* adalah kemampuannya yang sangat bagus untuk menanggulangi efek *external pressure*. Dengan *volume* yang sama bentuk *circular cylinder* berkemampuan lebih dalam menahan *drag pressure* serta memiliki stabilitas hidrodinamis yang tinggi jika dibandingkan dengan bentuk *spherical*. Pertimbangan lainnya adalah untuk proses *docking*, silinder jauh lebih mudah untuk masuk ke dalam dok. Sedangkan dari sisi kerugian adalah stabilitas hidrodinamis dan hidrostatis yang menjadi masalah penting dari *pressure hull* dengan bentuk *circular* dan kapal selam konvensional (Carl T. F. Ross, 2006).

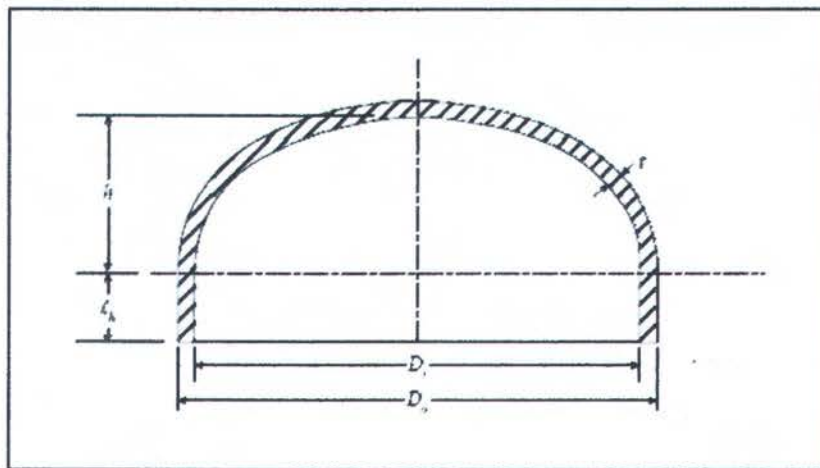
Sedangkan telah dibahas sebelumnya oleh (Daniel, 1983) pada halaman terdahulu, dikatakan bahwa semakin dalam kedalaman operasi maka semakin dibutuhkan *dome* penutup dengan tingkat kesulitan konstruksi yang semakin tinggi (Daniel, 1983) maka (Liang, 1996) mengemukakan pembagian atas tiga bentuk *dome* konvensional berdasarkan geometrinya, yaitu: *hemispherical dome*, *ellipsoidal dome*, dan *torispherical dome*. Sedangkan *cone* dapat dibagi menjadi *symetric cone* dan *asymetric cone*.

Berikut ini merupakan ilustrasi diskontinuitas yang terjadi pada *pressure hull* akibat penyesuaiannya terhadap *envelope*, diskontinuitas dimulai ketika bentuk geometri struktur berubah dari silindris menuju bentuk konus. Ujung penutup berbentuk *hemispherical* dan *torispherical* juga turut diilustrasikan di halaman berikut, yaitu:



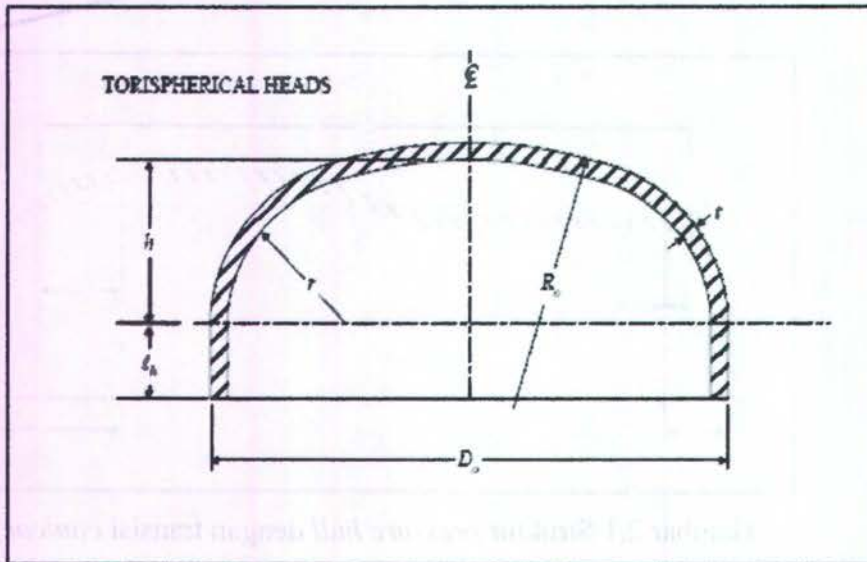
Gambar 2.1 Struktur *pressure hull* dengan transisi *conical*

(ABS UWVHF, 2002)



Gambar 2.2 Dome jenis *hemispherical*

(ABS UWVHF, 2002)



Gambar 2.3 Dome jenis *torispherical*
(ABS UWVHF, 2002)

Hal lain yang amat erat berkaitan dengan kapal selam adalah tekanan hidrostatik. Dikarenakan saat dilakukannya operasi penyelaman gaya hidrostatik akan bekerja secara dominan.

2.1.1 Tekanan Hidrostatik

Boyle merumuskan tekanan hidrostatik pada kedalaman tertentu dalam suatu persamaan matematis, dimana tekanan hidrostatik berbanding lurus terhadap kedalaman:

Rumus:

$$P_{hyd} = (1 + d/10) \text{ bar} \dots \dots \dots (2.1)$$

Dimana:

P_{hyd} = Tekanan hidrostatik (satuan bar)

d = kedalaman benda (m)

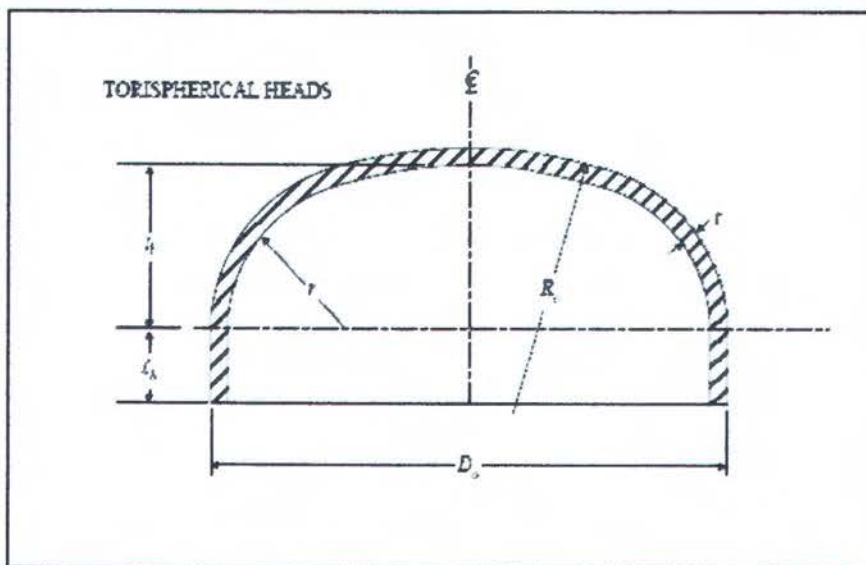
Sementara itu dapat kita lihat tabel perubahan volume sebagai akibat bertambahnya tekanan (Allwood, 1990) seperti pada tabel berikut ini:

Tabel 2.1 Perubahan Volume gas akibat pertambahan kedalaman
(Allwood,1990)

<i>Depth (m)</i>	<i>Pressure (bar)</i>	<i>Volume (L)</i>
<i>Surface</i>	1	1,0
10	2	0,5
20	3	0,33
30	4	0,25
40	5	0,2
50	6	0,16

2.1.2 Bentuk Khusus Pada *Torispherical*

Torispherical adalah struktur unik dari golongan *dome*, memiliki bentuk yang tidak biasa dengan ukuran tertentu. *ABS Rules for Underwater Vehicles, Systems and Hyperbaric Facilities 2002* merumuskan dimensi *torispherical* dengan ketentuan sebagai berikut:



Gambar 2.4 *Torispherical dome* (ABS UWVHF, 2002)

Dimana:

$$h \geq 0.18D$$

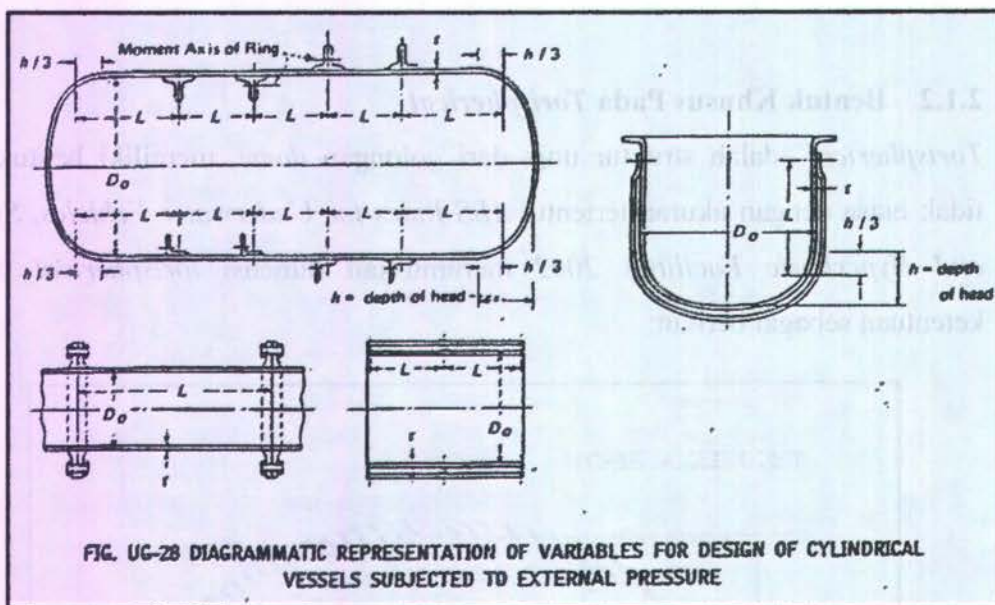
$$lh \geq 2t$$

$$r \geq 2t$$

$$r \geq 0.06D$$

2.1.3 Konstruksi *Frame*

Silinder *vessel* yang menerima beban berupa tekanan eksternal perlu diperkuat dengan *frame* yang konstruksinya dimuat dalam ASME *Section VIII Division I*. *Stiffener* dapat dipasang pada bagian dalam maupun bagian luar dari silinder. Pemasangan dapat dilakukan dengan dilas maupun dengan menggunakan baut. Tampak dalam gambar berikut silinder *vessel* dengan *stiffener*:



Gambar 2.5 Silinder *vessel* dengan menggunakan *stiffener*

Penentuan ukuran *frame* didasarkan pada:

1. Bentuk geometri
2. Dimensi *frame*
3. Jarak antar *stiffener*

Secara Matematis perhitungannya adalah sebagai berikut (McGrattan, 1998) :

Jarak antar *frame* (*frame spacing*) L_f :

$$L_f = R/\beta_0 \dots\dots\dots(2.2)$$

dimana :

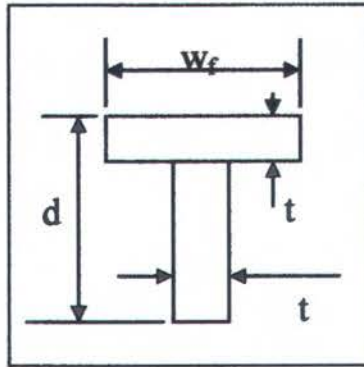
$$\beta_0 = 1.5 - 3.5$$

Dan ukuran *frame* (*frame size*) A_f :

$$A_f = \beta_1 \times L_f \times t \dots\dots\dots(2.3)$$

dimana :

$$\beta_1 = 0,3 - 0,6$$



Gambar 2.6 Geometri dari *Internal Stiffener* Tipe T

Secara umum *frame pressure hull* berbentuk *profile* T, ukuran *frame* dapat dihitung berdasarkan jari-jari silinder dan ketebalan *shell*, dengan perincian sebagai berikut :

$$D = 5\% - 10\% \text{ dari jari-jari silinder}$$

$$w_f = \frac{3}{4} d \dots\dots\dots(2.4)$$

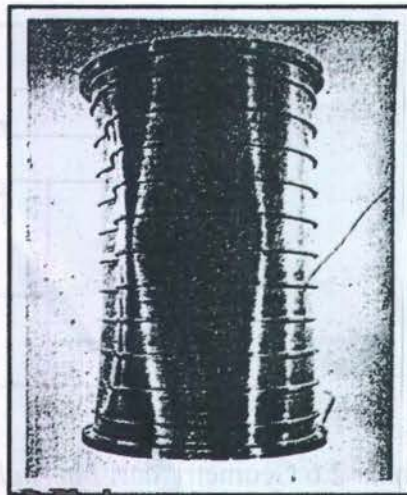
2.1.4 Model Kegagalan

Akibat adanya tekanan hidrostatis pada saat operasi, struktur silinder *vessel* akan memiliki probabilitas kegagalan dengan model-model kegagalan tertentu.

(Arentzent, 1960) dan (Carl T. F. Ross, 2005) mengelompokkan model kegagalan yang dapat dialami oleh silinder vessel sebagai berikut:

1. *A general instability*

General instability disebabkan oleh *elastic buckling* pada *shell* dan *stiffener*, ciri kegagalan tipe ini ditandai dengan terbentuknya deformasi seperti cekungan atau berbentuk cembung pada bagian *shell* maupun *stiffener*. Disimpulkan bahwa kegagalan tipe ini terjadi dikarenakan baik *shell* maupun *stiffener* tidak mampu menahan tekanan eksternal yang terjadi. Gambar 2.7 menunjukkan kegagalan tipe *general instability*.



Gambar 2.7 *A general instability*

(Arentzent, 1960)

2. *Buckling of shell between frames*

Buckling of shell between frames merupakan *elastic buckling* yang timbul pada *shell*, ciri kegagalan tipe ini ditandai dengan terbentuknya deformasi berbentuk cekung maupun cembung pada *shell* yang disangga oleh *stiffener*. Dari model kegagalan ini dapat diketahui bahwa *stiffener* lebih kuat menahan *buckling* jika dibandingkan *shell*. Gambar 2.8 menunjukkan kegagalan tipe *Buckling of Shell*



Gambar 2.8 *Buckling of Shell*
(Arentzent, 1960)

3. *Yielding of the shell between frames*

Yielding of the shell between frames merupakan bentuk kegagalan pada *shell*. Model kegagalan ini dapat disebabkan karena terlalu tipisnya *shell* atau jarak antar *stiffener* terlalu jauh. Gambar 2.9 serta gambar 2.10 berikut ini menunjukkan kegagalan tipe *Yielding of shell*.



Gambar 2.9 *Yielding of shell*



Gambar 2.10 *Shell instability* pada silinder

(Carl T. F. Ross, 2005)

Dan model kegagalan yang seringkali terjadi pada *dome* dikelompokkan sebagai berikut :

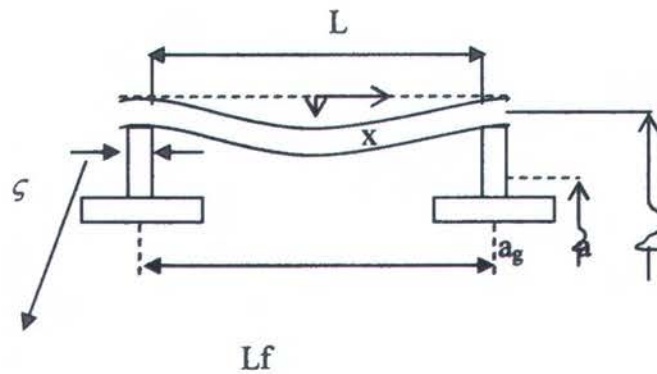
1. *Axisymmetric buckling*
2. *Lobar buckling*
3. *Axisymmetric yielding*

2.2 DASAR TEORI

2.2.1 Analisa Tegangan pada Silinder Akibat Tekanan External

2.2.1.1 Syarat Batas untuk *Flexible Ring Stiffener*

Sejauh ini persamaan *differensial* pada titik kesetimbangan terbagi untuk beberapa *element*. Untuk mengatasi atau memecahkan persamaan, diperlukan syarat batas untuk pembebanan yang sesuai.



Frame thickness

Gambar 2.11 Bentuk silinder dan frame

Dimana a adalah jarak ke tengah-tengah tebal plat, A_f adalah luas dari *frame* dan a_g adalah jarak ke titik pusat dari *frame*.

Dengan syarat batas

- w (*displacement*) adalah *simetris* dengan x sama dengan 0 (kanan kiri sama).
- $\frac{\delta w}{\delta x} = 0$ pada $x = \frac{L}{2}$ yaitu pada *frame* dengan acuan 0 pada pusat plat.
- Adanya gaya keseimbangan pada *frame*.

2.2.2 Buckling pada Lingkaran Sempurna

2.2.2.1 Elastic Buckling pada Silinder Unstiffened Akibat Beban Axial Merata.

Ketika *buckling* terjadi, penambahan energi dilibatkan pada tegangan yang terjadi di tengah-tengah permukaan kulit pada sudut *circumferential* dan bending pada permukaan pada sudut aksial. Angka dari beban *axial compressive* yang disebabkan oleh *buckling* dapat ditemukan dengan persamaan *strain* energi pada kerja yang dilakukan oleh beban *compressive* pada pemendekan suatu silinder.

Hubungan antara *buckling* dan *radial displacement* dapat dituliskan sebagai berikut :

$$w = A \sin \frac{m\pi x}{\ell} \dots\dots\dots(2.5)$$

Dimana A = konstan

ℓ = panjang silinder

m = jumlah *halfwaves* yang terjadi dalam silinder *buckles*

jadi tekanan *axial* kritis dapat ditulis sebagai berikut :

$$\sigma_{CR} = D \left[\frac{m^2 \pi^2}{\ell^2 t} + \frac{E \ell^2}{a^2 D m^3 \pi^2} \right] \dots\dots\dots(2.6)$$

Dimana a = jari-jari silinder dari setengah ketebalan

t = tebal dari silinder

$$D = \frac{E t^3}{12(1 - \nu^2)} \dots\dots\dots(2.7)$$

Tekanan kritis σ_{CR} harus diminimalkan dengan mempertimbangkan jenis dari *buckling* untuk menemukan nilai dari tekanan *compressive* yang dapat menyebabkan kegagalan akibat *buckling*.

$$\frac{\partial \sigma_{CR}}{\partial m} = D \left[\frac{2m\pi^2}{\ell^2 t} - \frac{2E\ell^2}{a^2 D m^3 \pi^2} \right] = 0$$

Dimana nilai dari m adalah

$$m = \sqrt[4]{\frac{\ell^4}{\pi^4} \frac{12(1 - \nu^2)}{t^2 a^2}} \dots\dots\dots(2.8)$$

$$m = 0.5786 \frac{\ell}{\sqrt{at}} \text{ ketika } \nu = 0.282$$

Dengan ν adalah *poisson ratio*

Dari persamaan (2.6) dan (2.7) didapatkan

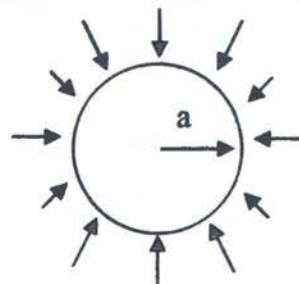
$$\sigma_{CR} = \frac{Et}{a\sqrt{3(1-\nu^2)}} \dots\dots\dots(2.9)$$

Persamaan (2.8) hanya *valid* jika panjang dari silinder ℓ cukup besar untuk membenarkan persamaan (2.7) yaitu m harus lebih besar (atau sama dengan) dari kesatuan. Jika hal ini tidak sama, maka m harus diambil dari kesatuan dan tekanan axial kritisnya menjadi :

$$\sigma_{CR} = \frac{\pi^2 t^2 E}{12(1-\nu^2)l^2} + \frac{El^2}{a^2 \pi^2} \dots\dots\dots(2.10)$$

2.2.2.2 Elastic Buckling pada Silinder Unstiffened Akibat Beban Radial Merata.

Permasalahan ketidakstabilan yang mengacu pada beban *radial* dapat dikerjakan dengan uji perilaku pada sebuah elemen berbentuk gelang (anular) antara bagian dari tengah silinder dengan permukaan.



Gambar 2.12 Silinder dengan beban merata *radial compressive*

Nilai dari tekanan kritis akibat *external uniform pressure* yang ditunjukkan pada gambar di atas adalah

$$P_{CR} = \frac{3D}{a^3} \dots\dots\dots(2.11)$$

Dimana D = diameter dari silinder

a = jari-jari silinder

persamaan yang lebih umum untuk *collapse* pada jenis n^{th} adalah

$$P_{CR} = \frac{(n^2 - 1)D}{a^3} \dots\dots\dots(2.12)$$

Metode *collapse* hanya mungkin terjadi ketika diberlakukan penambahan batasan dan untuk metode ini tidak dapat diaplikasikan di tengah-tengah silinder panjang, dimana pengaruh pada bagian ujung dapat diabaikan. Sekarang perhatikan bentuk dari *pressure hull* yang sudah diuji *buckling* akibat dari beban *axial* pada gambar berikutnya. Persamaan yang valid untuk silinder yang cukup panjang jika $n = 2$ adalah

$$P_{CR} = \frac{Et^3}{4(1 - \nu^2)a^3} \dots\dots\dots(2.13)$$

Disini jelas dibutuhkan kekuatan dari *pressure hull* yang dapat melawan *buckling* yang mengacu pada beban *radial*. Suatu pendekatan yang jelas akan mencegah terjadinya deformasi potongan garis melintang pada *pressure hull* dengan *transverse stiffeners* yang sesuai. Dari persamaan (2.12) dan (2.13) akan ditunjukkan bahwa *transverse frames* yang sesuai tidak mempunyai efek pada nilai kritis dari *external pressure*. Secara tekanan kritis akibat dari beban *radial* dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$P_{CR} = \frac{Et}{a(1 - \nu^2)} \left[\frac{1 - \nu^2}{(n^2 - 1) \left(1 + \frac{n^2 l^2}{\pi^2 a^2} \right)^2} + \frac{l^2}{12a^2} \left(n^2 - 1 + \frac{2n^2 - 1 - \nu}{1 + \frac{n^2 l^2}{\pi^2 a^2}} \right) \right] \dots\dots(2.14)$$

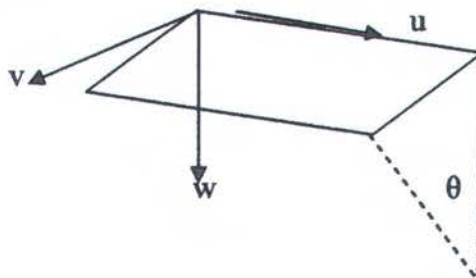
$$P_{CR} = \frac{Et}{a(1 - \nu^2)} f\left(\frac{l}{2}, \frac{t}{2}, n\right) \dots\dots\dots(2.15)$$

2.2.2.3 Elastic Buckling pada Silinder Unstiffened Akibat Kombinasi Beban Merata Axial dan Radial.

Persamaan Von Mises (2.14) diperluas meliputi pengaruh yang ditimbulkan dari beban *axial compression* dari *external pressure* yang sama yang disebabkan oleh beban *radial* dan diperoleh persamaan sebagai berikut :

$$P_{CR} = \frac{Et}{a} \frac{1}{[n^2 - 1 + 0.5(\frac{\pi a}{l})^2]} \left(\frac{1}{[n^2(\frac{l}{\pi a})^2 + 1]} + \frac{t^2}{12a^2(1-\nu^2)} [n^2 - 1 + (\frac{\pi a}{l})^2] \right) \dots\dots\dots(2.16)$$

Buckling pada element silinder yang pendek antara frame yang bersebelahan adalah masalah utama yang sangat penting di dalam mendisain struktur pressure hull yang umumnya ditunjukkan pada *interframe buckling*. Jenis *buckling* diasumsikan dalam bentuk displacement yaitu *u,v* dan *w*. Hasil yang diperoleh dari *buckling* deformasi adalah



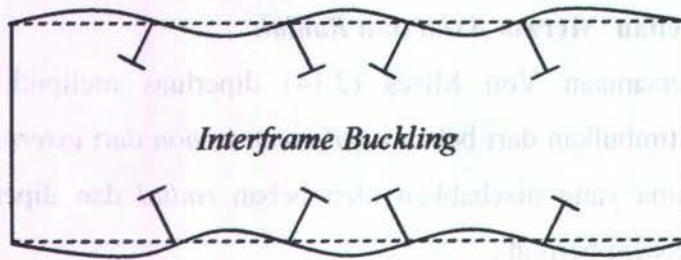
Gambar 2.13 Arah deformasi pada permukaan silinder

$$u = A \cos n\theta \cos \frac{m\pi x}{L}, \quad v = B \sin n\theta \sin \frac{m\pi x}{L} \quad \text{dan} \quad w = C \cos n\theta \sin \frac{m\pi x}{L}$$

Dimana *L* = panjang silinder diantara frame (*unsupported*)

n = jumlah tekukan *buckling* pada silinder.

Displacement *u,v* dan *w* diasumsikan kecil untuk *elastic buckling*



Gambar 2.14 *Interframe buckling* pada silinder

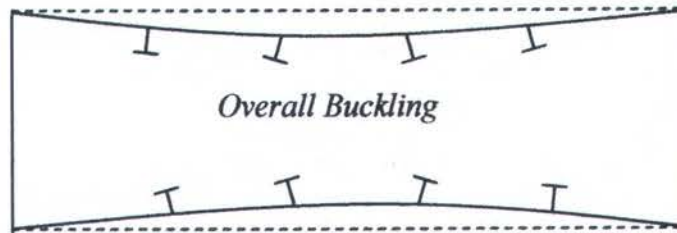
Masing-masing *interframe* pada silinder diasumsikan sebagai *simply supported* pada ujung dan reaksi putaran dapat diabaikan. Rumus pendekatan untuk *interframe buckling* yang *independent* dikembangkan dari persamaan (2.16) oleh Windenburg dan Trilling.

$$P_{CR} = \frac{2.6 \left(\frac{t}{2a}\right)^{\frac{5}{2}} E}{\left[\frac{\ell}{2a} - 0.45 \frac{t}{2a}\right]^{\frac{1}{2}}} \dots \dots \dots (2.17)$$

Rumus yang didapatkan dari persamaan (2.16) dan (2.17) berisikan pendekatan dan asumsi yaitu mengabaikan kekuatan dari putaran pada *frame* dan pemilihan perubahan bentuk dari *buckling*.

2.2.2.4 Ketidakstabilan *Elastic* Melintang pada Bagian Melintang Silinder Berpenegar Akibat Kombinasi Beban Merata Antara Beban *Axial* dan *Radial*

Pada asumsi pembahasan sebelumnya dikatakan bahwa kekakuan melintang cukup kuat untuk mempertahankan bentuk tapi bagaimanapun *frame* tidaklah cukup untuk kuat untuk menahan *overall buckling* yang terjadi pada silinder. Bentuk karakteristik dari *overall buckling* akan ditunjukkan pada gambar di bawah ini.



Gambar 2.15 Overall buckling pada silinder

Overall Buckling mengacu pada:

- *Local Instability* pada *Frame* : jika pada *ring frame* melengkung di tempat akibat beban *transmitted* dari plat.
- *General Instability* : kombinasi kekakuan dan kekuatan dari plat melengkung semua sebelum *frame buckle locally*.

2.2.3 Teori Shell

Shell adalah bentuk struktural berdimensi tiga yang kaku dan tipis serta mempunyai permukaan lengkung. Permukaan *shell* dapat mempunyai bentuk sembarang. Bentuk umum adalah permukaan yang berasal dari kurva yang diputar terhadap suatu sumbu (misalnya, permukaan bola, elips, kerucut, dan parabola), permukaan translasional yang dibentuk dengan menggeser kurva bidang di atas kurva bidang lainnya (misalnya, permukaan parabolaeiptik dan silindris). Bentuk ini tidak harus selalu memenuhi persamaan matematis sederhana, segala bentuk shell mungkin saja digunakan untuk suatu struktur. Bagaimanapun, tinjauan konstruksional mungkin akan membatasi hal ini. (Schodek, 1999)

Beban-beban yang bekerja pada permukaan shell diteruskan ketumpuan dengan menimbulkan tegangan geser, tarik dan tekan pada arah dalam bidang (*in plane*) permukaan tersebut. Tipisnya permukaan *shell* menyebabkan tidak adanya tahanan momen yang berarti. Struktur *shell* tipis khususnya cocok digunakan untuk memikul beban terbagi merata pada seluruh permukaan. Struktur ini tidak cocok untuk memikul beban terpusat. Struktur ini selalu

memerlukan penggunaan cincin tarik pada tumpuannya. Hal ini diakibatkan sebagai akibat cara elemen struktur ini dalam memikul beban dalam bidang (terutama dengan cara tarik dan tekan), selain itu struktur cangkang dapat berbentuk sangat tipis dan memiliki bentang yang relatif besar.

2.2.4 *Thin Shell Theory* dan ASME BPV

ASME BPV VIII divisi I mengatur desain dan ketentuan ukuran ketebalan dari suatu *pressure vessel* dengan tutup bentuk dome, penentuan melibatkan suatu faktor koreksi yang melibatkan grafik faktor untuk setiap material yang bekerja pada suhu tinggi yaitu faktor A dan faktor B. Hal ini akan berbeda jika *pressure vessel* harus dioperasikan pada suhu rendah, maka penentuan ketebalan *shell* pada struktur dome ditentukan berdasarkan penurunan rumus *thin shell theory*, tidak lupa pula adanya suatu nilai efisiensi yang harus diikuti sertakan pada perhitungan yang melibatkan sambungan las, dimana efisiensi pengelasan dalam kasus ini diasumsikan bernilai 1. Sebagai catatan, rumusan *thin shell theory* dan ASME BPV adalah rumusan yang menghasilkan besaran dengan nilai minimum dalam suatu perancangan dan desain.

a. Penentuan Ketebalan Minimum *hemispherical* berdasar:

Thin Shell Theory

$$t = \frac{PR}{2S} \dots\dots\dots (2.18)$$

dimana

t = ketebalan plat (mm)

P = Tekanan operasi (Pa)

S = Tegangan ijin (MPa)

b. Penentuan Ketebalan Minimum *Torispherical*

$$t = \frac{0.0885PL}{SE - 0.1P} \dots\dots\dots (2.19)$$

dimana

t = ketebalan plat (mm)

P = Tekanan operasi (Pa)

L = jari-jari spherical (m)

E = efisiensi las

2.2.5 Gaya Pada Shell

Terdapat dua kumpulan gaya pada arah yang saling tegak lurus di dalam permukaan *shell* menjadikannya berperilaku seperti plat dua arah. Gaya geser yang bekerja di antara jalur-jalur plat yang bersebelahan pada struktur plat planar mempunyai kontribusi dalam memberikan kapasitas pikul beban plat. Fenomena yang serupa pun terjadi pada *shell*.

Adanya dua karakteristik inilah, yaitu adanya gaya geser dan dua kumpulan gaya aksial, yang membedakan perilaku struktur *shell* dan perilaku struktur yang dibentuk dari pelengkung yang dirotasikan terhadap satu titik hingga didapat bentuk seperti *shell*.

Pembahasan selanjutnya akan membahas secara lebih detail mengenai tegangan aksial dan tegangan meridional pada *shell*.

Gaya melingkar (*hoop force*), yang biasanya disebut N_{θ} dan dinyatakan sebagai gaya persatuan panjang dapat diperoleh dengan meninjau keseimbangan dalam arah *transversal*. Karena beban yang kita tinjau berarah ke dalam, bukan radial ke luar, maka gaya eksternal perlu disesuaikan. Komponen radial dari beban ke bawah dapat ditulis,

$$P_r = P \cos \phi \dots\dots\dots (2.20)$$

Sehingga ekspresi yang menghubungkan gaya melingkar dan meridional adalah :

$$P \cos \phi = \frac{N_{\phi}}{r_1} + \frac{N_{\theta}}{r_2} \dots\dots\dots (2.21)$$

Atau

$$N_{\theta} = r_2 (P \cos \phi) - \left(\frac{r_2}{r_1} \right) N_{\phi} \dots\dots\dots (2.22)$$

Untuk bola $r_1 = r_2 = R$, dan mensubstitusikan ekspresi N_{ϕ} , maka kita peroleh

$$N_{\theta} = -RP \left(\cos \phi - \frac{1}{1 + \cos \phi} \right) \dots\dots\dots (2.23)$$

Inilah adalah ekspresi sederhana untuk gaya melingkar yang dinyatakan dalam jari-jari bola (R) dan beban ke bawah (P).

Apabila beban total yang bekerja ke bawah (P) ditentukan, maka gaya pada shell dapat diperoleh secara langsung, karena gaya-gaya ini dinyatakan dalam gaya persatuan panjang, maka tegangan yang dinyatakan dalam gaya per satuan luas dapat diperoleh dengan membagi dengan tebal shell. Jadi,

$$\sigma_{\theta} = \frac{N_{\theta}}{t} \dots\dots\dots (2.24)$$

Tegangan dan gaya pada shell aksisimetris yang dibebani terbagi rata dapat diperoleh secara mudah dengan menggunakan persamaan keseimbangan dasar. Ketika struktur menahan beban mati yang berasal dari beratnya sendiri, yaitu berupa berat *shell* dan lapisan penutupnya. Dan apabila beban mati total tersebut kita sebut P dan gaya dalam bidang persatuan panjang yang ada pada permukaan *shell* adalah N_{ϕ} , maka tinjauan keseimbangan akan menghasilkan ekspresi sebagai berikut :

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$P = -(N_{\phi} \sin \phi)(2\pi a) \dots\dots\dots (2.25)$$

Dimana :

ϕ = sudut yang mendefenisikan potongan cangkang

a = jari-jari kelengkungan sesaat di titik tersebut

N_ϕ = gaya dalam-bidang pada potongan horizontal didefenisikan dengan ϕ .

Dengan

$$a = R \sin \phi$$

Maka,

$$N_\phi = -\frac{P}{2\pi R \sin^2 \phi} \dots\dots\dots (2.26)$$

Apabila beban total yang bekerja ke bawah (P) ditentukan, maka gaya pada *shell* dapat diperoleh secara langsung, karena gaya-gaya ini dinyatakan dalam gaya persatuan panjang, maka tegangan yang dinyatakan dalam gaya per satuan luas dapat diperoleh dengan membagi dengan tebal *shell*. Jadi,

$$\sigma_\phi = \frac{N_\phi}{t} \dots\dots\dots (2.27)$$

Apabila beban per satuan luas yang bekerja ke bawah pada cangkang disebut ω , maka keseimbangan dalam arah vertikal akan menghasilkan :

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$-\int_{\phi_1}^{\phi_2} P(2\pi R \sin \phi)R.d\phi + N_\phi \sin \phi(2\pi R \sin \phi) = 0 \dots\dots\dots (2.28)$$

Dengan ϕ_1 dan ϕ_2 mendefenisikan segmen *shell* yang ditinjau. Suku sebelah kiri adalah W. untuk $\phi_1 = 0$, maka :

$$N_\phi = -\frac{RP}{1 + \cos \phi} \dots\dots\dots (2.29)$$

Ekspresi ini kenyataannya identik dengan

$$N_\phi = -\frac{P}{2\pi R \sin^2 \phi} \dots\dots\dots (2.30)$$

Kedua ekspresi tersebut menunjukkan gaya meridional yang ada pada potongan horizontal.

2.2.6 Aplikasi Tegangan Pada Bidang

2.2.6.1. Bejana Tekan Bola (Spherical)

Bejana tekan adalah struktur yang tertutup, mengalami tekanan oleh cairan atau gas. Apabila bejana tekan mempunyai dinding yang lebih tipis jika dibandingkan dengan jari-jari dan panjangnya, maka struktur ini disebut Struktur *Shell* (cangkang), Contoh-contoh *shell* adalah atap kubah, ketel, sayap pesawat, dan dinding kapal selam. Bejana bertekanan dipandang berdinding tipis apabila rasio jari-jari r terhadap tebal dindingnya t lebih besar dari 10 (Timoshenko, 1984)

Untuk bejana tipis tekan berdinding tipis.berbentuk bola (Gambar 2.15). Bola merupakan bentuk yang secara teoritis ideal dipergunakan untuk membuat bejana yang menahan tekanan *internal* maupun *eksternal*, untuk menentukan tegangan bejana bola, mari kita membuat potongan yang melalui bola pada bidang diametral vertikal (Gambar 2.16) dan isolasikan setengah dari cangkang dan isi fluida di dalamnya sebagai suatu benda bebas (Gambar 2.16). Pada benda bebas ini bekerja tegangan tarik σ di dinding bejana tekan dan tekanan fluida p . Tekanan bekerja secara horizontal terhadap bidang lingkaran dari fluida yang tersisa di dalam setengah bola. Karena tekanan ini seragam, maka gaya tekanan resultan adalah

$$\Sigma P = P (\pi r^2) \dots\dots\dots (2.31)$$

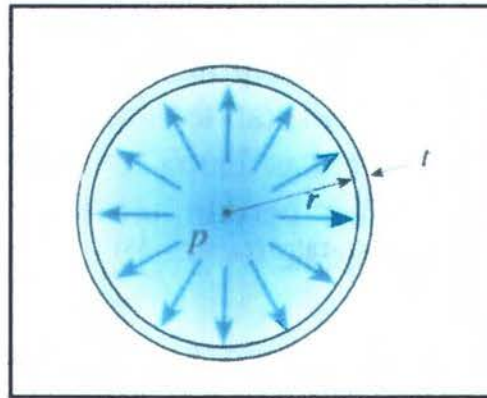
Dimana :

r = Jari-jari dalam dari bola

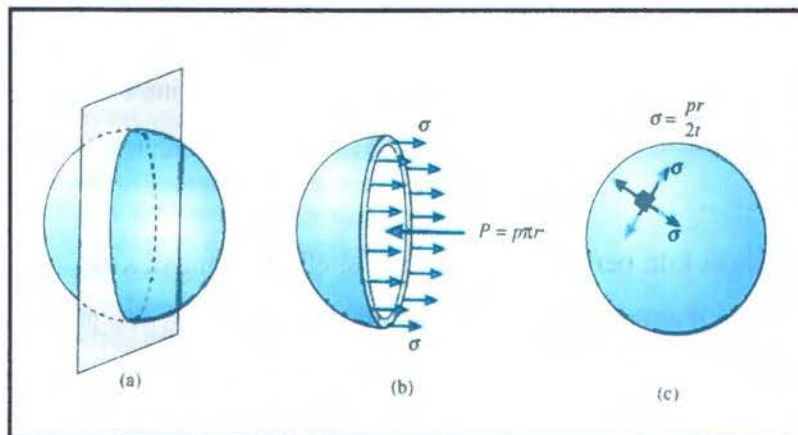
P = Tekanan (*pressure*)

perlu diingat bahwa tekanan P bukan tekanan absolut melainkan tekanan *internal netto* atau tekanan terukur.

Tekanan terukur adalah tekanan internal di atas tekanan yang bekerja di luar, jika tekanan internal dan eksternal sama, maka tidak ada tegangan yang timbul di dinding bejana hanya kelebihan tekanan internal terhadap tekanan eksternal (atau sebaliknya) yang mempunyai efek terhadap tegangan. (Timoshenko, 1984)



Gambar 2.16 Potongan Melintang Bejana Tekan Berbentuk Bola
(Timoshenko, 1999)



Gambar 2.17 Tegangan Tarik σ di Dinding Bejana Tekan Berbentuk Bola
(Timoshenko, 1999)

Karena bejana dan pembebanannya simetris (Gambar 2.16) maka tegangan tarik σ akan seragam disekelilingnya. Selain itu, karena dindingnya tipis, maka kita dapat mengasumsikan dengan ketelitian cukup baik bahwa tegangan terdistribusi rata di seluruh tebal t , ketelitian dari pendekatan ini bertambah

apabila *shell* menjadi lebih tipis, dan ketelitian dari pendekatan ini berkurang bila *shell* bertambah tebal.

Resultan dari tegangan tarik $\Sigma\sigma$ di dinding adalah gaya horizontal yang sama dengan tegangan σ dikalikan dengan luas dimana tegangan tersebut bekerja, atau secara matematis

$$\Sigma\sigma = \sigma (2 \pi r_m t) \dots \dots \dots (2.32)$$

dimana :

- t = Tebal shell
- r_m = Jari-jari rata-rata ($r_m = r + \frac{1}{2}t$)

akibatnya, keseimbangan gaya dalam arah horizontal (Gambar 2.16) menghasilkan

$$\Sigma F_{\text{horis}} = 0$$

$$\sigma (2 \pi r_m t) - p(\pi r^2) = 0 \dots \dots \dots (2.33)$$

Sehingga kita peroleh tegangan tarik di dinding bejana :

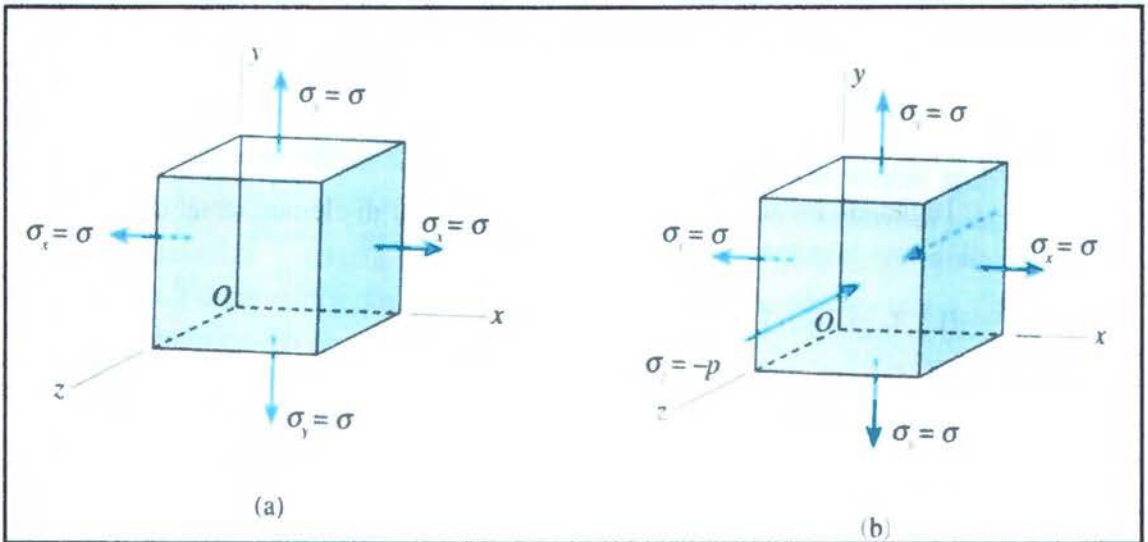
$$\sigma = \frac{pr^2}{2r_m t} \dots \dots \dots 2.34)$$

Karena analisa kita berlaku hanya untuk shell tipis, maka kita dapat mengabaikan perbedaan kecil antara dua jari-jari dan menggantikan r_m dengan r atau sebaliknya. Meskipun keduanya memadai dari tinjauan ketelitian, namun ternyata tegangan akan mendekati tegangan eksak teoritis jika kita menggunakan jari-jari dalam r , bukan menggunakan jari-jari rata-rata r_m . dengan demikian kita akan memakai rumus berikut untuk menghitung tegangan tarik di dinding suatu *shell* bola :

$$\sigma = \frac{pr}{2t} \dots \dots \dots (2.35)$$

A. Tegangan Dipermukaan Luar

Bejana tekan berbentuk bola bila permukaan luarnya terkena tekanan maka biasanya permukaan dalamnya bebas dari beban, atau sebaliknya. Untuk memudahkan analisa tegangan yang bekerja di elemen, kita tunjukkan itu lagi dalam gambar 2.18, dimana satu set sumbu koordinat diorientasikan sejajar sisi-sisi elemen. Sumbu x dan y adalah tangensial terhadap permukaan bola dan sumbu z adalah tegak lurus permukaan. Jadi, tegangan normal σ_x dan σ_y sama dengan tegangan membran σ , dan tegangan normal σ_z adalah nol. Tidak ada tegangan geser di sisi-sisi elemen ini.



Gambar 2.18 Tegangan di Bejana Tekan Bola pada Permukaan: (a) Luar, (b) Dalam (Timoshenko, 1999)

Jika kita menganalisa elemen dalam gambar 2.18 dengan menggunakan persamaan transformasi untuk tegangan bidang kita peroleh,

$$\sigma_{x1} = \sigma \quad \text{dan} \quad \tau_{x1y1} = 0$$

sesuai perkiraan. Dengan kata lain, apabila kita meninjau elemen yang diperoleh dengan memutar sumbu-sumbu terhadap sumbu z, maka tegangan normal akan tetap konstan dan tidak ada tegangan geser. Setiap bidang adalah bidang utama dan setiap arah adalah arah utama. Jadi tegangan utama untuk elemen tersebut adalah

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \frac{pr}{t} ; \quad \sigma_3 = 0 \dots\dots\dots (2.36)$$

Tegangan σ_1 dan σ_2 terletak pada bidang xy dan tegangan σ_3 berarah sumbu z.

Untuk mendapatkan tegangan geser maksimum, kita meninjau rotasi ke bidang luar, yaitu rotasi terhadap sumbu x dan y (karena semua tegangan geser bidang adalah nol). Elemen yang berorientasi dengan membuat rotasi sudut 45° terhadap sumbu x dan y mempunyai tegangan geser maksimum sama dengan $\sigma/2$, dan tegangan normal sama dengan $\sigma/2$. dengan demikian,

$$\tau_{maks} = \frac{\sigma}{2} = \frac{pr}{4t} \dots\dots\dots (2.37)$$

Tegangan ini adalah tegangan geser terbesar di elemen tersebut.

B. Tegangan Dipermukaan Dalam

Di permukaan dalam dari dinding sebuah bejana berbentuk bola, elemen tegangan mempunyai tegangan membran σ_x dan σ_y sama dengan elemen dipermukaan luar, selain itu, tegangan tekan σ_z sama dengan tekanan p yang bekerja di arah z, tegangan tekan ini berkurang dari p di permukaan dalam ke nol di permukaan luar.

Elemen tersebut adalah tegangan triaksial dengan tegangan utama

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \frac{pr}{t} \quad \sigma_3 = -p \dots\dots\dots (2.38)$$

Tegangan geser dalam bidang dalam bidang adalah nol, tetapi tegangan geser ke luar dibidang maksimum (diperoleh dengan rotasi 45° terhadap sumbu x dan y) adalah

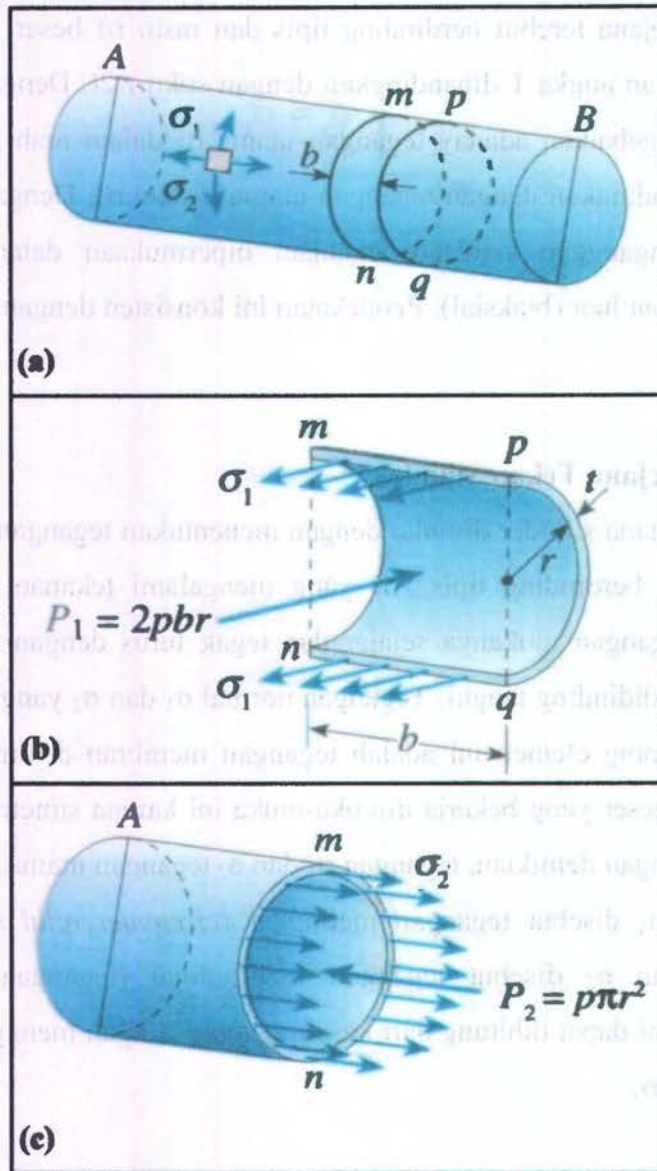
$$\tau_{maks} = \frac{\sigma + p}{2} = \frac{pr}{4t} + \frac{p}{2} = \frac{p}{2} \left(\frac{r}{2t} + 1 \right) \dots\dots\dots (2.39)$$

Apabila bejana tersebut berdinding tipis dan rasio r/t besar, maka kita dapat mengabaikan angka 1 dibandingkan dengan suku $r/2t$. Dengan kata lain, kita dapat mengabaikan adanya tegangan utama σ_3 dalam arah z karena sangat kecil dibandingkan dengan tegangan utama σ_1 dan σ_2 . Dengan demikian, kita dapat menganggap keadaan tegangan dipermukaan dalam sama dengan dipermukaan luar (biaksial). Pendekatan ini konsisten dengan pendekatan teori shell tipis.

2.2.6.2 Bejana Tekan Silinder

Analisa bejana silinder dimulai dengan menentukan tegangan normal di tangki lingkaran berdinding tipis AB yang mengalami tekanan internal. Sebuah elemen tegangan mukanya sejajar dan tegak lurus dengan sumbu tangki di tunjukkan di dinding tangki. Tegangan normal σ_1 dan σ_2 yang bekerja di muka-muka samping elemen ini adalah tegangan membran di dinding. Tidak ada tegangan geser yang bekerja di muka-muka ini karena simetrisnya bejana dan beban. Dengan demikian, tegangan σ_1 dan σ_2 tegangan utama. Karena arahnya, tegangan σ_1 disebut tegangan melingkar (*circumferential stress* atau *hoop stress*), dan σ_2 disebut tegangan longitudinal (tegangan aksial). Setiap tegangan ini dapat dihitung dari keseimbangan dengan menggunakan diagram benda bebas.

Untuk menentukan tegangan melingkar σ_1 , kita membuat dua potongan (mn dan pq) tegak lurus sumbu longitudinal dan jarak b (Gambar 2.19a). Lalu, kita membuat potongan tipis di bidang vertikal yang melalui sumbu longitudinal tangki, sehingga menghasilkan diagram benda bebas yang terlihat dalam gambar 2.19b. diagram benda bebas ini terdiri atas tidak hanya setengah lingkaran tangki, tetapi juga fluida yang terkandung di dalam potongan. Yang bekerja di potongan longitudinal (bidang mpqn) adalah tegangan melingkar σ_1 dan tekanan internal p . tegangan dan tekanan juga



Gambar 2.19 Tegangan di Bejana Tekan Silindrikan (Timoshenko,1999)

bekerja di muka kiri dan kanan dari diagram benda bebas. Namun, tegangan-tegangan ini tidak ditunjukkan dalam gambar karena tegangan-tegangan tersebut tidak masuk kedalam persamaan keseimbangan yang akan kita gunakan. Seperti analisa pada bejana bola kita akan mengabaikan berat tangki dan isinya.

Tegangan melingkar σ_1 yang bekerja di dinding bejana mempunyai resultan sama dengan $\sigma_1 (2bt)$, dimana t adalah tebal dinding. Juga, gaya resultan p_1 dari tekanan internal adalah $2pbr$, dimana r adalah jari-jari silinder. Jadi kita mempunyai keseimbangan sebagai berikut :

$$\sigma_1(2bt) - 2pbr = 0 \dots\dots\dots(2.40)$$

Dari persamaan ini kita peroleh rumus berikut untuk tegangan melingkar di silinder :

$$\sigma_1 = \frac{pr}{t} \dots\dots\dots(2.41)$$

Tegangan ini terdistribusi terbagi rata di seluruh tebal dinding, asalkan tebal tersebut jauh lebih kecil dibanding jari-jarinya.

Tegangan longitudinal σ_2 diperoleh dari keseimbangan diagram benda bebas dari bagian bejana di kiri potongan mn (Gambar 2.18c). lagi-lagi, diagram benda bebas tersebut meliputi bukan hanya bagian dari tangki, melainkan juga isinya. Tegangan σ_2 bekerja dalam arah longitudinal dan mempunyai resultan yang sama dengan $\sigma_2(2\pi rt)$. Perhatikan bahwa kita menggunakan jari-jari dalam dari shell tersebut sebagai ganti dari jari-jari rata-rata.

Gaya resultan P_2 dari tekanan internal adalah gaya yang sama dengan $p\pi r^2$. Jadi, persamaan keseimbangan untuk benda bebas ini adalah

$$\sigma_2(\pi rt) - p\pi r^2 = 0 \dots\dots\dots(2.42)$$

Dengan memecahkan persamaan ini untuk σ_2 , kita peroleh rumus berikut untuk tegangan longitudinal di bejana tekan silinder :

$$\sigma_2 = \frac{pr}{2t} \dots\dots\dots(2.43)$$

A. Tegangan di Permukaan Luar

Tegangan Utama σ_1 dan σ_2 di permukaan luar bejana silinder di tunjukkan pada elemen tegangan pada gambar 2.19a. karena tegangan utama yang ketiga (yang bekerja dalam arah z) adalah nol, maka elemen ini berada dalam keadaan tegangan biaksial.

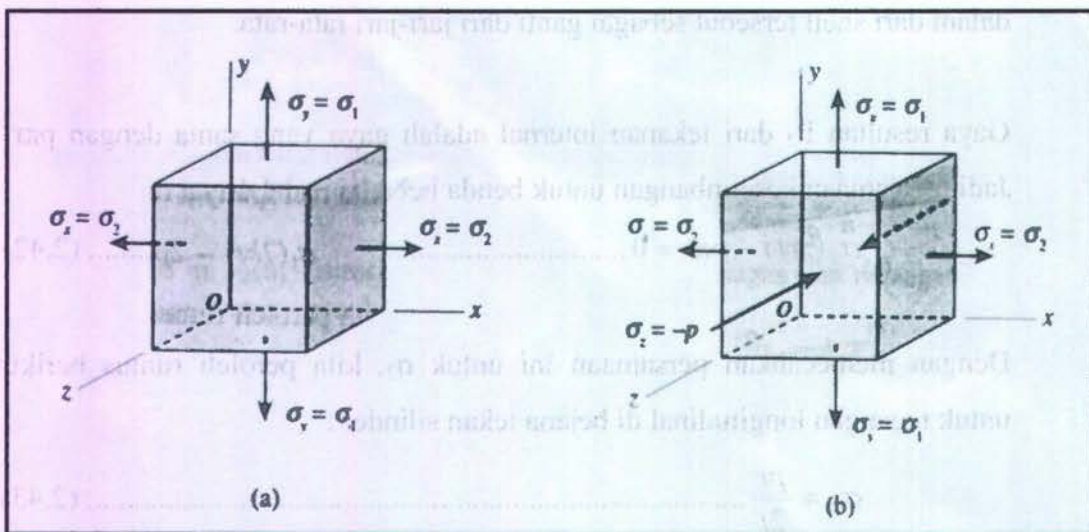
Tegangan geser maksimum bidang ini terjadi di bidang-bidang yang berotasi 45° terhadap sumbu z; tegangan-tegangan tersebut adalah

$$(\tau_{maks})_z = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{\sigma_1}{4} = \frac{pr}{4t} \dots\dots\dots (2.44)$$

Tegangan geser maksimum ke luar bidang diperoleh dengan rotasi 45° terhadap sumbu x dan y, jadi :

$$(\tau_{maks})_x = \frac{\sigma_1}{2} = \frac{pr}{2t} \dots\dots\dots (2.45)$$

$$(\tau_{maks})_y = \frac{\sigma_2}{2} = \frac{pr}{4t} \dots\dots\dots (2.46)$$



Gambar 2.20 Tegangan di Bejana Tekan Bola pada Permukaan: (a) Luar, (b) Dalam (Timoshenko,1999)

Dengan membandingkan hasil-hasil sebelumnya, kita lihat bahwa tegangan geser maksimum absolut adalah :

$$\tau_{maks} = \frac{\sigma_1}{2} = \frac{pr}{2t} \dots\dots\dots (2.47)$$

Tegangan geser ini terjadi di bidang yang telah diputar 45° terhadap sumbu x.

B. Tegangan di Permukaan Dalam

Kondisi tegangan di permukaan dalam dari bejana ditunjukkan dalam gambar 2.19b. Tegangan utamanya adalah

$$\sigma_1 = \frac{pr}{t}; \quad \sigma_2 = \frac{pr}{2t}; \quad \sigma_3 = -p \dots\dots\dots (2.48)$$

Ketiga Tegangan geser maksimum, yang diperoleh dengan memutar 45° terhadap sumbu x, y, dan z adalah

$$(\tau_{maks})_x = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{pr}{2t} + \frac{p}{2} \dots\dots\dots 2.49)$$

$$(\tau_{maks})_y = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2} = \frac{pr}{4t} + \frac{p}{2} \dots\dots\dots(2.50)$$

$$(\tau_{maks})_z = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{\sigma_1}{4} = \frac{pr}{4t} \dots\dots\dots (2.51)$$

Yang pertama dari ketiga tegangan ini adalah yang terbesar. Namun, sebagaimana diuraikan dalam pembahasan tegangan geser di *shell* bola, kita dapat mengabaikan suku tambahan $p/2$ dalam pembahasan (2.49) dan (2.50) apabila *shell*nya tipis.

2.2.7 Aplikasi Tegangan Pada *Pressure Vessel*

Pada *vessel* silindris dengan tutup berupa *hemispherical* maupun *torispherical* yang dikenai oleh tegangan merata, didapatkan turunan rumus untuk menghitung tegangan aksial maksimum dan tegangan tangensial maksimum untuk *vessel silindris* berkepala *hemispherical* maupun *torispherical*.

2.2.7.1 Silindris *vessel* dengan *hemispherical head*:

Tegangan axial maksimum dirumuskan sebagai:

$$\sigma_{x,\max} = 1.293 \frac{RP}{2t} \dots\dots\dots (2.52)$$

Sedangkan;

Tegangan tangensial maksimum dirumuskan sebagai:

$$\sigma_{\theta,\max} = 1.032 \frac{RP}{t} \dots\dots\dots (2.53)$$

dimana

$\sigma_{x,\max}$ = tegangan axial maksimum

$\sigma_{\theta,\max}$ = tegangan tangensial maksimum

R = Jari-jari silinder

t = tebal plat

P = tekanan eksternal

2.2.7.2 Silindris *vessel* dengan *torispherical head*

Tegangan axial maksimum dirumuskan sebagai:

$$\sigma_{x,\max} = 2.172 \frac{RP}{2t} \dots\dots\dots (2.54)$$

Sedangkan;

Tegangan tangensial maksimum dirumuskan sebagai:

$$\sigma_{\theta,\max} = 1.128 \frac{RP}{t} \dots\dots\dots (2.55)$$

dimana

$\sigma_{x,\max}$ = tegangan axial maksimum

$\sigma_{\theta,\max}$ = tegangan tangensial maksimum

- R = Jari-jari silinder
- t = tebal plat
- P = tekanan eksternal

2.2.8 Teori Kegagalan Statis

Teori kegagalan statis dibagi dalam dua kelompok besar, yaitu untuk *material ductile* dan untuk *material brittle*, dalam kasus ini hanya akan digunakan teori *Von Mises*. Teori kegagalan statis menyebutkan bahwa bila *Safety Factor* (SF) lebih kecil atau sama dengan satu maka struktur dinyatakan gagal (*failure*).

Hal diatas dapat diekspresikan dengan persamaan:

$$SF = \frac{\sigma_y}{\sigma_v}$$

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2)}{2}} \dots\dots\dots (2.56)$$

Dimana :

- σ_y = Yield Stress of Material
- σ_v = Von Mises Stress
- $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ = Tegangan Utama (Principle Stress)

2.2.9 Metode Elemen Hingga

Analisa struktur dengan menggunakan teorema energi Betty dan Maxwell, mengharuskan struktur untuk menerima beban pada titik simpul saja. Semakin banyak titik simpul, maka semakin akurat hasil analisa yang didapat. Teorema energi akan menjadi dasar bagi analisa struktur berdasarkan finite differentiation methode yang menjadi dasar bagi perhitungan *finite element method*.

Metode elemen hingga adalah suatu prosedur numeris guna memecahkan suatu masalah mekanika secara kontinum. Metode elemen hingga meliputi

pemodelan struktur dengan elemen-elemen kecil yang saling terhubung, dengan memakai fungsi *displacement* untuk setiap elemennya. Tiap elemen dihubungkan secara langsung atau tidak langsung dengan suatu interface yang bisa berupa simpul, garis pembatas, ataupun permukaan batas. Dengan diketahuinya tegangan/ regangan material yang membentuk struktur tersebut maka dapatlah ditentukan kelakuan dari simpul.

Singkatnya prinsip dasar dari metode elemen hingga adalah dengan melalui pembagian-pembagian elemen yang kecil pada struktur yang sesungguhnya. Akan tetapi dalam melakukan pemotongan-pemotongan (*meshing*) struktur menjadi bagian-bagian yang lebih tidak boleh dilakukan secara acak dan sembarang, karena struktur tersebut akan melemah, artinya pada potongan-potongan tersebut akan mempunyai konsentrasi tegangan pada titik-titik kumpulnya (*nodal point*) dan akan cenderung menjadi tumpang tindih atau terpisahkan disepanjang potongan tersebut, padahal kejadian untuk struktur aktual secara keseluruhan tidaklah demikian. Jadi elemen hingga yang ada harus dapat berdeformasi dengan cara terbatas.

Kekurangan dari metode elemen hingga adalah hasil yang diperoleh untuk suatu masalah tertentu adalah berupa hasil numerik; tidak ada persamaan bentuk tertutup yang dapat dipakai untuk kasus serupa yang berbeda hanya parameternya saja. Jadi tetap harus dilakukan analisa yang dimulai dari tahap awal. Hal ini yang membuat metode elemen hingga menjadi mahal, karena memang memerlukan waktu yang lebih lama untuk menyelesaikan kasus per kasus.

Pengertian tersebut dapat diekspresikan dengan persamaan:

$$[K] \{q\} = \{Q\} \dots\dots\dots (2.57)$$

dimana

$$[K] = \text{matriks kekakuan}$$

$\{q\}$ = matriks vektor lendutan simpul

$\{Q\}$ = matriks vektor dari gaya simpul gabungan

Pada sistem perhitungan finite elemen method berlaku anggapan bahwa terjadi kontinuitas pada sambungan yang menghubungkan suatu elemen dengan elemen lainnya. Pada keadaan ini akan dihasilkan suatu persamaan aljabar simultan. Secara singkat persamaan yang harus diselesaikan dalam hal ini adalah:

$$[K] \{r\} = \{R\} \dots \dots \dots (2.58)$$

dimana :

$[K]$ = matriks kekakuan global

$\{r\}$ = matriks vektor lendutan untuk seluruh sistem yang dianalisis

$\{R\}$ = matriks pembebanan global

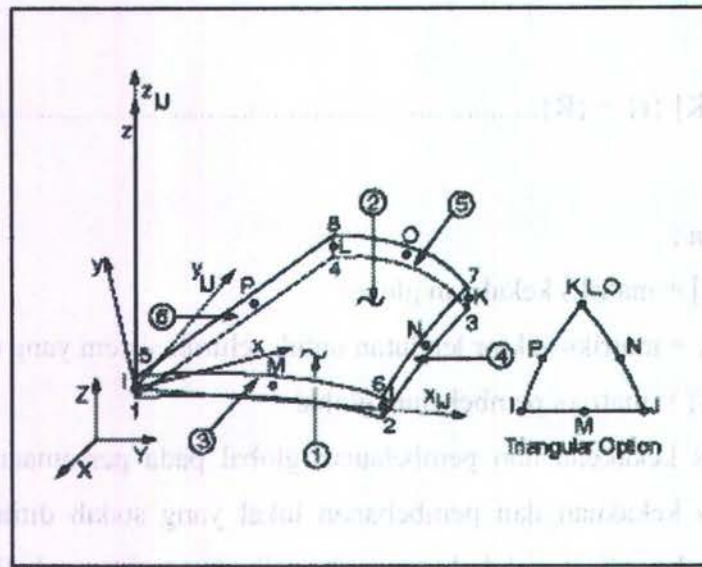
Matriks kekakuan dan pembebanan global pada persamaan tersebut adalah matriks kekakuan dan pembebanan lokal yang sudah ditransformasikan ke dalam koordinat global atau koordinat struktur. Jadi dalam proses penggabungan elemen ini perlu didefinisikan terlebih dahulu matriks transformasi atau matriks rotasinya

2.2.9.1 Pemodelan dengan metode elemen hingga

Pemodelan dengan menggunakan metode elemen hingga pada era ini dapat dilakukan dengan menggunakan bantuan software yang berbasis metode *finite element method*. Pada kasus ini dipergunakan *software* ANSYS 11.0.

Pemodelan struktur adalah suatu proses awal yang memakan banyak waktu dari keseluruhan suatu proses perhitungan. Langkah awal adalah penentuan tipe element yang akan dipergunakan dalam modeling. Dalam permasalahan kali ini dipilih suatu tipe element *shell 93*.

Shell 93 adalah tipe *element* yang sangat cocok dipergunakan untuk memodelkan struktur dengan bentuk lengkung. *Shell 93* memiliki 8 *node* yang memiliki 6 derajat kebebasan pada tiap *node* yang ada. Translasi nodal pada arah x , y , dan z . Serta rotasi terhadap sumbu x , y , dan z untuk setiap *node*. Bentuk deformasi yang terjadi adalah kuadratik pada kedua sisi *-in plane-*nya.



Gambar 2.21 Geometri *Element Shell 93*

Pada gambar 2.21, nampak bahwa elemen dibangun atas 8 *node*, yang akan mendefinisikan ketebalan dalam 4 arah sumbu, dengan sifat material yang ortotropik. Midside *node* yang dimiliki tidak dapat dipindahkan dari kedudukan semula dalam *element*. Hal ini memungkinkan bagi *element* ini untuk membentuk *element* segitiga dengan menggabungkan *node* K, L dan O.

Sifat ortotropik dari material berkorespondensi dengan arah dari koordinat *element* yang dideskripsikan pada bidang x dan y . Hal ini akan mengakibatkan sifat *element* yang dapat dibentuk dengan bebas. Artinya, ketebalan *element* dapat ditentukan secara bebas, baik merata, ataupun dengan ketebalan yang berbeda.

Hubungan antara Stress dan Strain dalam elemen shell 93 dapat dituliskan dalam suatu persamaan matriks properti material sebagai berikut:

$$[D] = \begin{bmatrix} BE_x & Bv_{xy}E_x & 0 & 0 & 0 & 0 \\ Bv_{xy}E_x & BE_y & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & G_{xy} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{G_{yz}}{f} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{G_{xz}}{f} \end{bmatrix} \quad (2.59)$$

Dimana:

$$B = \frac{E_y}{E_y - (v_{xy})^2 E_x} \quad \dots\dots\dots (2.58)$$

Dengan

E_x = modulus Young elemen berarah x

v_x = Poisson's Ratio pada elemen searah bidang x-y

G_{xy} = modulus shear elemen pada bidang xy

Sedangkan f didefinisikan sebagai:

$$f = \left\{ \begin{array}{l} 1.2 \\ 1.0 + 2 \frac{A}{25t^2} \end{array} \right\} \quad \dots\dots\dots (2.59)$$

A = area elemen

t = ketebalan rata-rata

BAB III

METODOLOGI

Analisa distribusi tegangan pada *pressure hull* akan dilakukan dengan menggunakan bantuan *software* ANSYS 11.0. Analisa dilakukan dengan menggunakan ANSYS struktural yang terintegrasi dalam ANSYS 11.0.

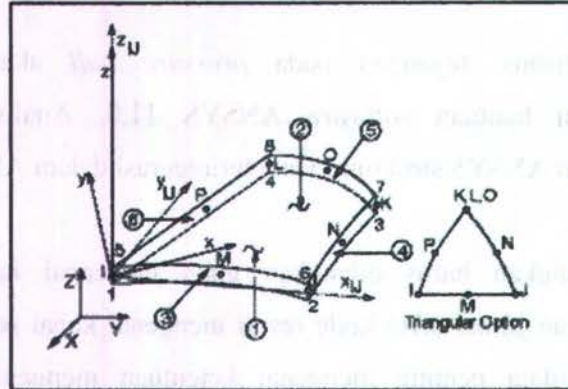
Beberapa langkah harus dilakukan guna mencapai hasil. Dimulai dengan mengumpulkan jurnal serta kode resmi mengenai kapal selam maupun *pressure vessel*. Data-data penting mengenai ketentuan mengenai material penyusun *pressure hull* terlebih dahulu harus dikumpulkan.

Langkah kedua adalah perancangan struktur *pressure hull*, diawali dengan penentuan ketebalan *shell* dari struktur yang harus dirancang untuk dapat menahan beban hidrostatis sebesar 3141 kPa. Selain ketebalan plat, properti dari *frame* penegar termasuk jarak antar *frame* harus ditentukan. Dimensi utama dari struktur baik berpenutup *hemispherical* maupun *torispherical* harus ditentukan dengan detail.

Langkah ketiga adalah pemodelan secara numeris. Desain struktur yang telah ditentukan pada langkah sebelumnya dimodelkan dengan bantuan ANSYS struktural. Pada tahapan ini, pemodelan struktur dilakukan dengan menggunakan model *shell element*. Dipilih *ement shell 93*. Elemen ini merupakan salah satu jenis *element* yang disediakan oleh ANSYS guna analisa struktural.

Element *shell 93* memiliki enam derajat kebebasan pada masing-masing node, hal ini memungkinkan bagi *shell 93* untuk dibentuk sebagai struktur lengkung. Dalam hal ini ANSYS menyediakan dua menu utama guna analisa struktural p-method dan h-method. H-method dapat digunakan untuk semua jenis tipe analisa,

sedangkan *p-method* hanya dapat digunakan untuk analisa struktural linear statis. Dalam tugas akhir kali ini dipergunakan *h-method*



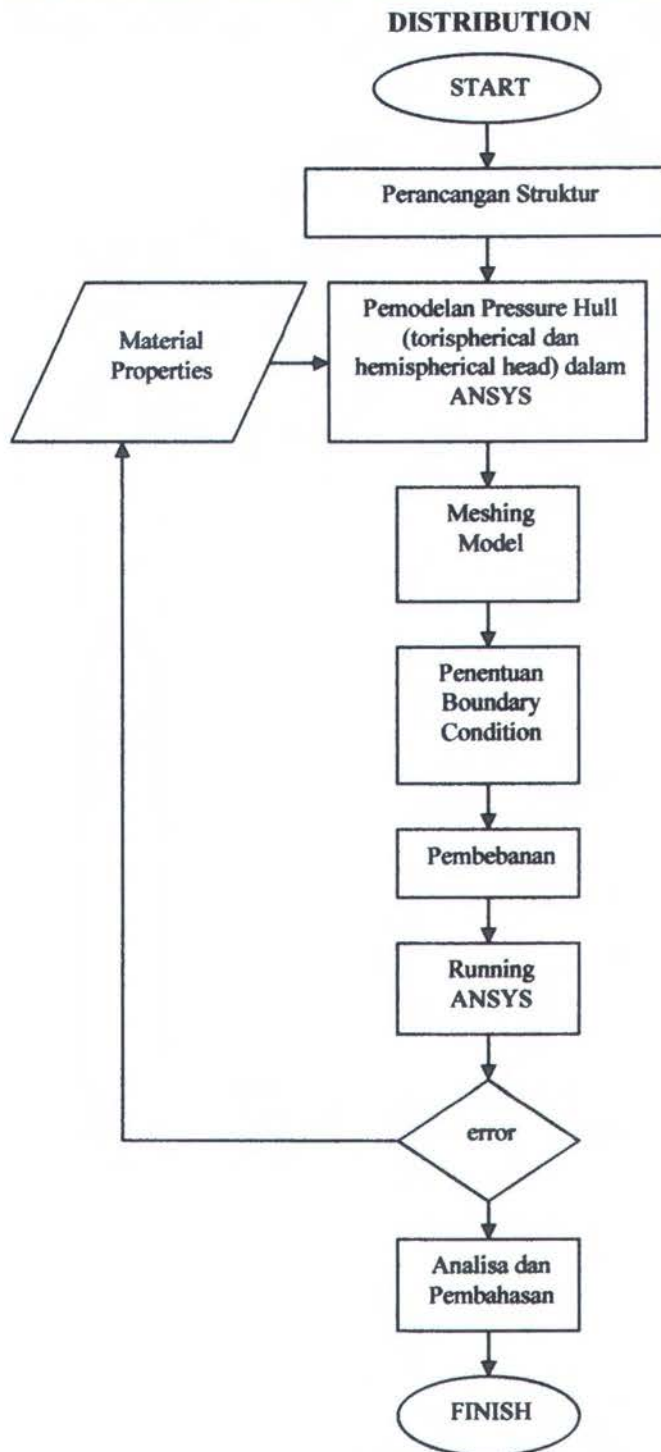
Gambar 3.1 *Shell 93 (Ansys 8.0.Inc)*

Setelah bentuk geometris struktur selesai dibentuk, maka dilakukan proses meshing terhadap struktur. Diikuti dengan penentuan kondisi batas, penetapan beban kerja dan diakhiri dengan running program. Jika terjadi error maka proses pemodelan harus dilakukan ulang.

Tahap terakhir adalah analisa dan pembahasan. Diagram alir (*flow chart*) dapat dilihat pada gambar 3.2. dimulai dengan pemodelan struktur utama, dan diikuti dengan pembuatan model modifikasi. Dan yang kemudian diikuti dengan proses mesing sesuai dengan tahapan metode elemen hingga. Dari proses *running* akan diperoleh pola distribusi tegangan dari model-model yang telah dibuat sebelumnya di proses awal.

Input data berupa material properti juga akan menentukan sifat dari model dalam ANSYS 11.0 sehingga data yang dimasukkan harus benar. Faktor lain adalah adanya penentuan jenis elemen yang mempengaruhi proses *meshing* model geometri.

**PENGARUH DISKONTINUITAS STRUKTUR *PRESSURE HULL* KAPAL
SELAM AKIBAT TEKANAN HIDROSTATIK TERHADAP ELASTIC STRESS**



Gambar 3.2 Diagram alir

BAB IV

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 DESAIN STRUKTUR

Perancangan *pressure hull* diawali dengan penentuan material, ukuran utama yaitu panjang serta diameter silinder (diameter silinder = diameter dome, apabila struktur tersebut berupa head *hemispherical*). *Pressure design* yang diperoleh dari kedalaman operasi yang untuk selanjutnya akan dipergunakan dalam menentukan perhitungan ketebalan struktur berikut ukuran dan jarak *stiffener* agar dapat menahan tekanan operasi.

4.1.1 Material

Jenis material yang digunakan adalah HY80 *High Tension Steel*, dengan properti sebagai berikut :

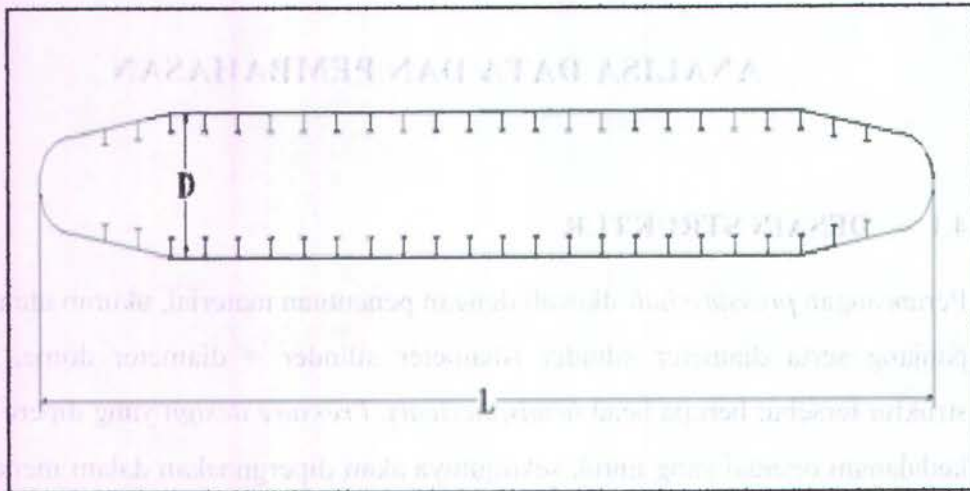
<i>Mass Density,</i>	$\rho = 0,283 \text{ Psi}$
<i>Young's Modulus,</i>	$E = 3 \times 10^7 \text{ Psi}$
<i>Poisson's Ratio,</i>	$\nu = 0,282$
<i>Ultimate Stress,</i>	$\sigma_{ult} = 105.000 \text{ Psi}$
<i>Yield Stress,</i>	$\sigma_y = 80.000 \text{ Psi}$

4.1.2 Ukuran Utama

Dengan mengambil nilai L/D sebesar 9, maka dapatlah ditentukan ukuran utama dari *pressure hull*

$$\begin{aligned} L &= 27 \text{ m} \\ D &= 3 \text{ m} \end{aligned}$$

Dalam ilustrasi gambar 4.1 berikut ini maka kita akan dapatkan gambaran ukuran struktur secara utuh:



Gambar 4.1 *Pressure hull* dengan dimensi utama (L dan D)

4.1.3 Kedalaman dan Tekanan Operasi

Kedalaman operasi yang *pressure vessel* adalah pada kedalaman 300 meter. Maka, berdasarkan persamaan (2.1) diperoleh tekanan operasi (P) sebesar 3141 Kilo Pascal.

4.1.4 Perhitungan Ketebalan Shell

Dengan mengasumsikan ketebalan *shell* untuk seluruh struktur adalah seragam, maka penentuan ketebalan plat didasarkan perhitungan ketebalan plat pada dome, baik berbentuk *hemispherical* maupun berbentuk *torispherical*. Dengan menggunakan persamaan (2.5) dan (2.6), maka secara berturut-turut didapat ketebalan plat minimum untuk silinder *vessel* dengan kepala *hemispherical* sebesar 17.07 mm dan ketebalan plat minimum untuk struktur silinder *vessel* berkepala *torispherical* adalah sebesar 18 mm (dengan mengambil nilai R sebesar D)

4.1.5 Modifikasi Struktur

Modifikasi struktur dilakukan pada dua bagian penting secara bersamaan, yaitu pada modifikasi struktur transisi dengan penggantian besar sudut kemiringan dan

modifikasi pada bentuk dome penutup. Untuk penutup dipilih bentuk *hemispherical* dan bentuk *torispherical*.

4.1.5.1 Modifikasi Kemiringan Sudut Struktur Transisi

Pada tabel-tabel berikut akan disajikan data perubahan sudut struktur transisi beserta perubahan jari-jari sebagai akibat dari perubahan sudut tersebut, baik dengan menggunakan *hemispherical* maupun *torispherical* sebagai *closed end*-nya.

Tabel 4.1

Sudut transisi dan perubahan jari-jari struktur transisi pada sudut 0°

Station	Radius R (m)
1	1.5
2	1.5
3	1.5
4	1.5
5	1.5
6	1.5
7	1.5
8	1.5
9	1.5
10	1.5
11	1.5
12	1.5
13	1.5
14	1.5
15	1.5

Tabel 4.2

Sudut transisi dan perubahan jari-jari struktur transisi pada sudut 2°

Station	Radius R (m)
1	1.4
2	1.41
3	1.43
4	1.45
5	1.46
6	1.483
7	1.5
8	1.5
9	1.5
10	1.5
11	1.5
12	1.5
13	1.5
14	1.5
15	1.5

Tabel 4.3

Sudut transisi dan perubahan jari-jari struktur transisi pada sudut 4°

Station	Radius R (m)
1	1.3
2	1.33
3	1.36
4	1.4
5	1.43
6	1.46
7	1.5
8	1.5
9	1.5
10	1.5
11	1.5
12	1.5
13	1.5
14	1.5
15	1.5

Tabel 4.4

Sudut transisi dan perubahan jari-jari struktur transisi pada sudut 6^0

Station	Radius R (m)
1	1.2
2	1.25
3	1.3
4	1.35
5	1.4
6	1.45
7	1.5
8	1.5
9	1.5
10	1.5
11	1.5
12	1.5
13	1.5
14	1.5
15	1.5

Tabel 4.5

Sudut transisi dan perubahan jari-jari struktur transisi pada sudut 8^0

Station	Radius R (m)
1	1.1
2	1.167
3	1.234
4	1.3
5	1.366
6	1.43
7	1.5
8	1.5
9	1.5
10	1.5
11	1.5
12	1.5
13	1.5
14	1.5
15	1.5

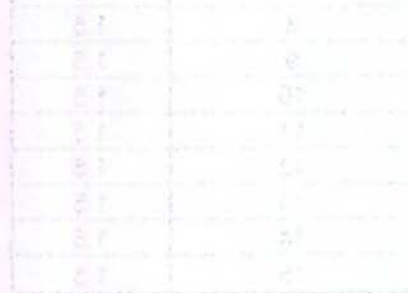
Tabel 4.6

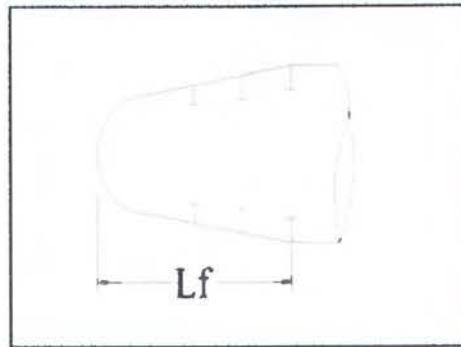
Sudut transisi dan perubahan jari-jari struktur transisi pada sudut 9°

Station	Radius R (m)
1	1
2	1.083
3	1.16
4	1.25
5	1.33
6	1.416
7	1.5
8	1.5
9	1.5
10	1.5
11	1.5
12	1.5
13	1.5
14	1.5
15	1.5

4.1.5.2 Perubahan Ukuran Struktur Silinder *Vessel*

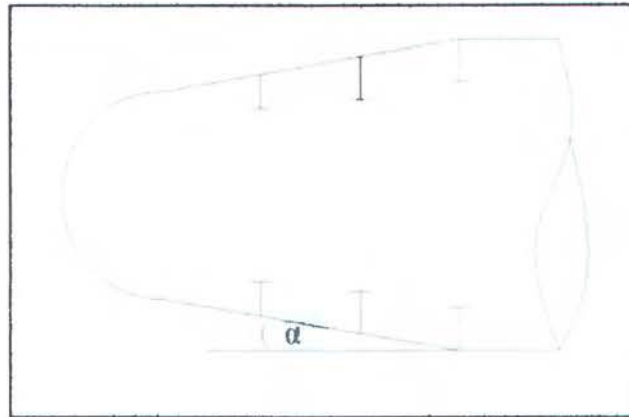
Telah ditetapkan bahwa pemodelan struktur pada ANSYS 11.0 tidak dilakukan secara penuh, melainkan hanya separuh model dalam bentukan melintang. Sebagai konsekuensi dari adanya perubahan sudut kemiringan pada struktur transisi yang menghubungkan dome dengan silindris *vessel*. Maka diameter dome juga akan berubah, baik dalam bentuk *torispherical* maupun *hemispherical*. Hal ini tidak dapat dihindari, sekalipun panjang struktur transisi diambil dengan nilai sama yaitu sebesar 3 m. Gambar struktur transisi dapat dilihat dalam gambar berikut ini.





Gambar 4.2 Struktur transisi *pressure hull* berbentuk konus

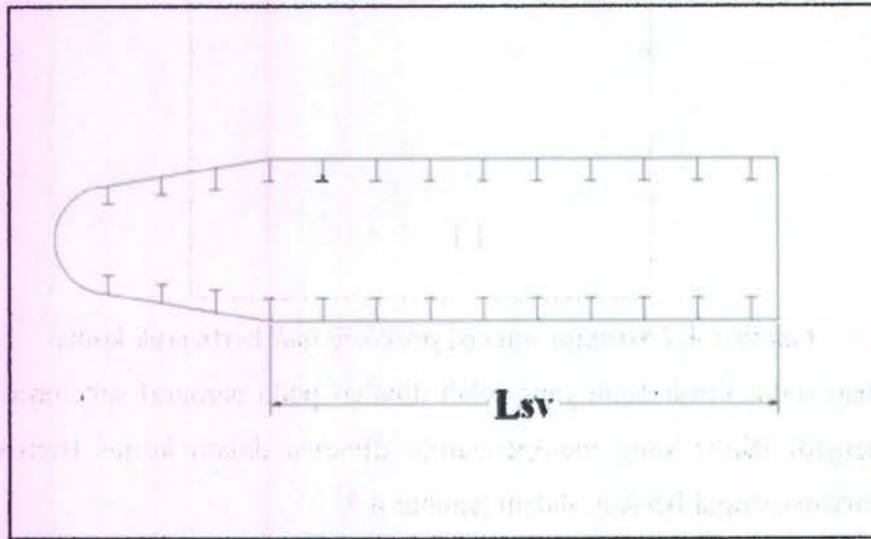
Perubahan sudut kemiringan yang telah dibahas pada paragraf sebelumnya yang juga menjadi faktor yang mempengaruhi dimensi dalam konus transisi dapat digambarkan sebagai berikut, dalam gambar 4.3.



Gambar 4.3a Sudut kemiringan pada konus transisi

Sedangkan perubahan ukuran diameter dome akan mempengaruhi panjang silinder *vessel* sebagai struktur utama, dimana panjang model yang telah dibelah tidak boleh berubah yaitu sepanjang 13.5 m.

Tampak pada gambar 4.3 berikut ini struktur silinder *vessel* dan pada tabel 4.7 dan tabel 4.8 dapat kita lihat data mengenai perubahan panjang silinder *vessel* pada struktur dengan *hemispherical* dan *torispherical head*



Gambar 4.3b Panjang silinder vessel

Berikut ini merupakan tabel perubahan panjang silindris vessel sebagai akibat perubahan struktur transisi dan dome.

Tabel 4.7

Modifikasi Panjang Silinder Vessel dengan Hemispherical Head

Sudut Transisi (α)	L (m)
9 ⁰	12.5
8 ⁰	12.4
6 ⁰	12.3
4 ⁰	12.2
2 ⁰	12.1
0 ⁰	12.0

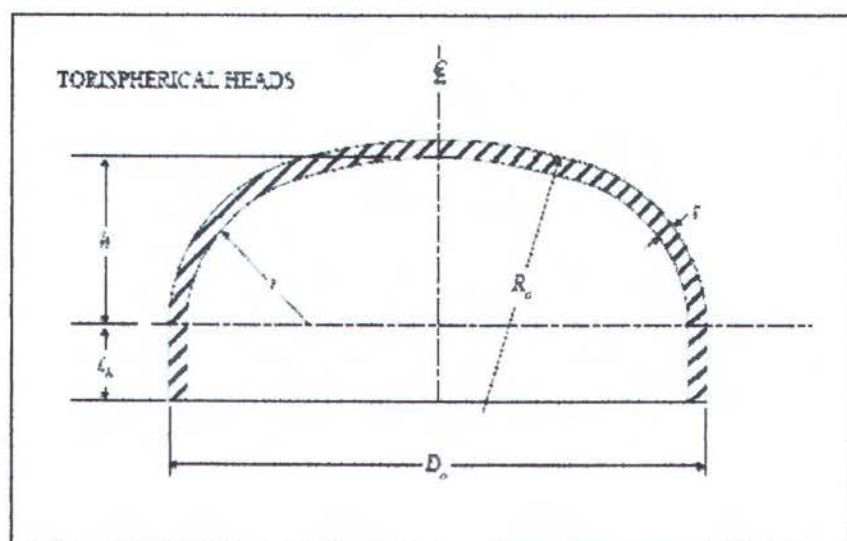
Tabel 4.8

Modifikasi Panjang *Silinder Vessel* dengan *Torispherical Head*

Sudut Transisi (α)	L (m)
9°	13.14
8°	13.104
6°	13.10
4°	13.00
2°	12.99
0°	12.96

4.1.5.3 Ukuran *Torispherical Head*

Berdasarkan ukuran *torispherical* yang telah ditetapkan pada pokok bahasan teori pada bab II, didapat bahwa *torispherical* memiliki bentuk geometris dengan beberapa aturan tertentu, seperti tampak dalam gambar berikut ini:



Gambar 4.4 *torispherical head*
(ABS UWVHF, 2002)

Dengan aturan ukuran per bagian adalah sebagai berikut:

Dimana:

$$h \geq 0.18D$$

$$l_h \geq 2t$$

$$r \geq 2t$$

$$r \geq 0.06D$$

maka berdasarkan aturan tersebut di dapat tabel ukuran *torispherical head* sebagai berikut:

Tabel 4.9
Ukuran Torispherical Head

R	1 m	1.1 m	1.2 m	1.3 m	1.4 m	1.5 m
h	0.36	0.396	0.792	0.468	0.504	0.54
l_h	0.144	0.1584	1.76	0.1872	0.2016	0.216
r	0.12	0.132	0.264	0.156	0.168	0.18

4.1.5.4 Jarak Maksimum Antar *Stiffener*

Dengan menggunakan nilai β sebesar 1.5 (dimana 1.5 adalah nilai variabel terendah), maka didapat jarak maksimum yang masih diperbolehkan dalam pemasangan *stiffener* yaitu sebesar 1 m

4.1.5.5 Properti *Stiffener*

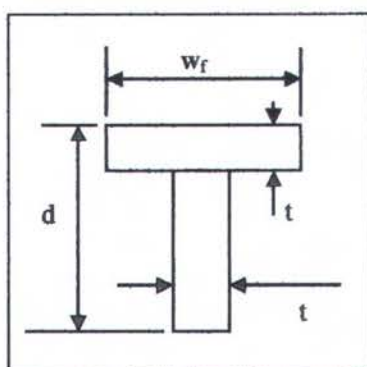
Dari persamaan serta rumusan pada bab II sebelumnya, maka dapat ditentukan ukuran serta properti *stiffener*, sebagai berikut:

$$t = 0.04064 \text{ m}$$

$$d = 0.105 \text{ m}$$

$$wf = 0.07875 \text{ m}$$

Ukuran yang telah dituliskan diatas didapat dari hasil pengukuran dan dapat diilustrasikan seperti pada gambar penampang *stiffener* berikut ini:



Gambar 4.5 Geometri internal *stiffener* T dengan garis ukuran

4.2 HASIL PEMODELAN DAN ANALISA

Berdasarkan hasil analisa yang didahului dengan pemodelan dengan menggunakan bantuan *software* berbasis metode elemen hingga, yaitu Ansys 11.0. Maka didapat hasil pemodelan struktur *pressure vessel* sesuai dengan variasi yang telah ditetapkan pada table-tabel sebelumnya.

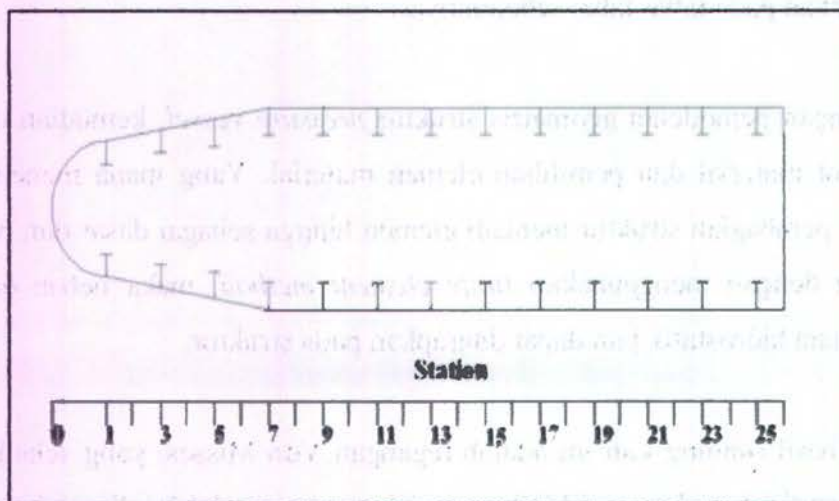
Diawali dengan pemodelan geometris struktur *pressure vessel*, kemudian diikuti dengan input material dan pemilihan elemen material. Yang mana menentukan bagi proses pembagian struktur menjadi elemen hingga sebagai dasar dan prinsip perhitungan dengan menggunakan *finite element method*, maka beban operasi berupa tekanan hidrostatis pun dapat diterapkan pada struktur.

Input pada hasil running kali ini adalah tegangan Von Mises, yang selanjutnya akan diperbandingkan dengan SMYS material penyusun. Hal ini diperlukan guna pengecekan kelayakan struktur dengan output berupa unity check. Hasil pemodelan serta perhitungan dapat dilihat pada halaman berikut ini.

4.2.1 Analisa

Tahap *meshing* model menjadi faktor penting bagi analisa model dalam ANSYS ataupun juga pada *software* berbasis *finite element method* lainnya. Setelah proses *meshing* terselesaikan, maka tahapan selanjutnya adalah analisa model. Dimulai dengan penentuan kondisi batas, aplikasi beban pada model dan kemudian diakhiri dengan *me-run software* untuk mendapatkan hasil analisa.

Output dari ANSYS 11.0 dalam kasus ini berupa tampilan grafis *nodal solution* dari distribusi tegangan Von Misses pada struktur. Untuk mempermudah plot distribusi tegangan dalam bentuk tabel dan grafik, maka secara keseluruhan model akan dibagi atas *station-station*. Dimana setiap *station* memiliki jarak sebesar 0.5 meter dan untuk setiap model akan dibagi ke dalam 25 *station*. Gambar 4.6 akan mengilustrasikan pembagian *station* pada model.

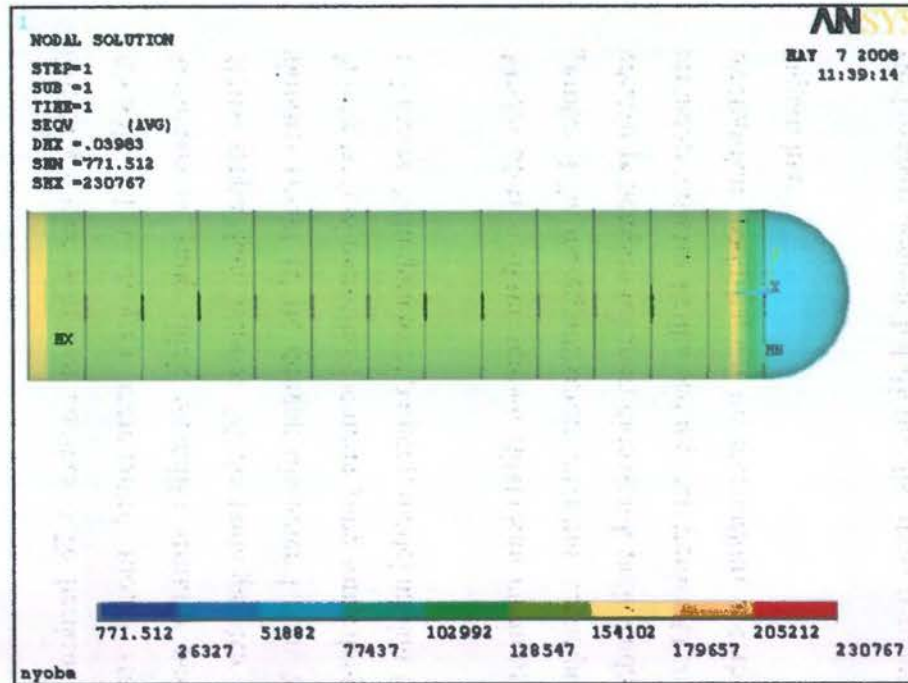


Gambar 4.6 Pembagian model atas *station-station*

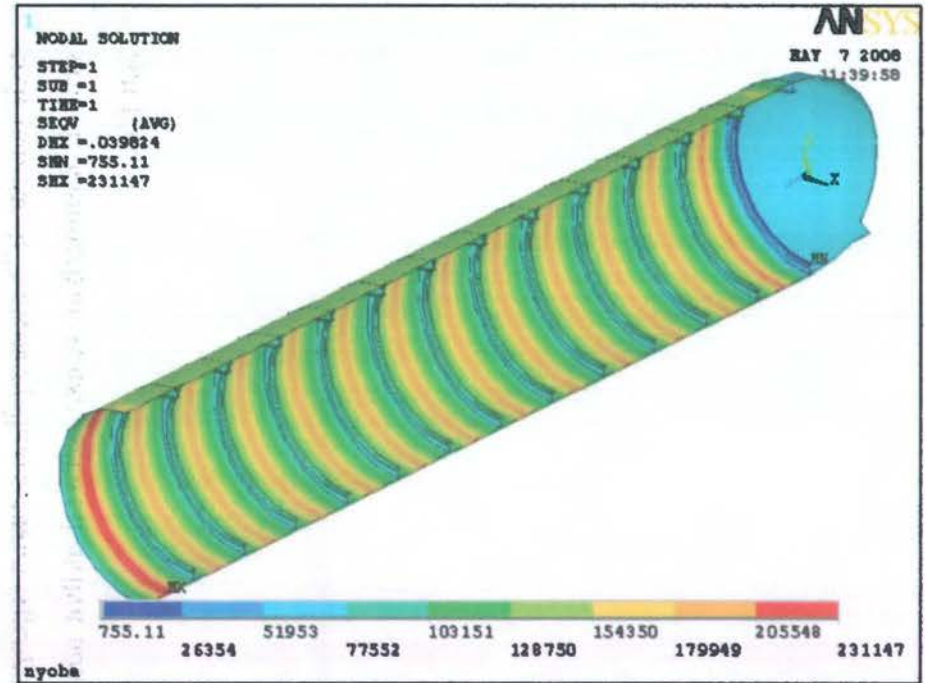
Dalam gambar 4.7a dan gambar 4.7b berikut, akan ditampilkan hasil *running* ANSYS 11.0. dengan mengambil model struktur dengan *dome* berbentuk *torispherical* yang tidak memiliki struktur peralihan berbentuk konus. Model dibuat tanpa skala ukuran. Model pada gambar 4.7a serta 4.7b memiliki panjang silindris *vessel* 12 m, dengan diameter 1.5 m. Sedangkan *dome* yang berbentuk *hemispherical* memiliki diameter yang sama dengan diameter silinder *vessel* yakni 1.5 meter. Sehingga total panjang model adalah 13.5 meter.

Model utuh struktur setelah dilakukan *running* ANSYS 11.0 ditampilkan pada gambar 4.7a, menggambarkan distribusi tegangan Von Mises sebagai akibat dari adanya penerapan tekanan hidrostatik pada kedalaman 300 m dari permukaan air terhadap struktur ketika sedang beroperasi. Distribusi tegangan Von Mises yang ditampilkan pada bagian ini merupakan distribusi tegangan pada plat pada sisi bagian luar.

Berlawanan dengan hal diatas distribusi tegangan Von Mises yang ditampilkan pada gambar 4.7b menampilkan sebaran tegangan pada sisi dalam struktur ketika struktur memberikan respon sebagai akibat adanya *eksternal pressure* pada sisi luar plat.



(a)



(b)

Gambar 4.7a dan b. Distribusi Tegangan Von Mises pada struktur silinder *vessel* dengan *hemispherical head* tanpa struktur transisi berbentuk konus. (a) Sisi luar struktur (b) Potongan memanjang struktur menampakkan respons sisi dalam *vessel*

Dari hasil proses *run* pada halaman sebelumnya, dan berdasarkan atas pembagian model menjadi 25 station dengan masing-masing *station* memiliki jarak sebesar 0.5 meter, maka pada tabel 4.10a sebaran tegangan Von Misses pada sisi luar adalah sebagai berikut

Tabel 4.10a Tabel distribusi tegangan Von Misses pada sisi luar model dengan *hemispherical head* tanpa struktur transisi

Station	Radius R (m)	Tegangan Von Misses σ_v (Pa)	0,9 SMYS (Pa)	UC
1	1,5	51882	496422,5	0,104512
2	1,5	154102	496422,5	0,310425
3	1,5	128547	496422,5	0,258947
4	1,5	128547	496422,5	0,258947
5	1,5	128547	496422,5	0,258947
6	1,5	128547	496422,5	0,258947
7	1,5	128547	496422,5	0,258947
8	1,5	128547	496422,5	0,258947
9	1,5	128547	496422,5	0,258947
10	1,5	128547	496422,5	0,258947
11	1,5	128547	496422,5	0,258947
12	1,5	128547	496422,5	0,258947
13	1,5	128547	496422,5	0,258947
14	1,5	128547	496422,5	0,258947
15	1,5	128547	496422,5	0,258947

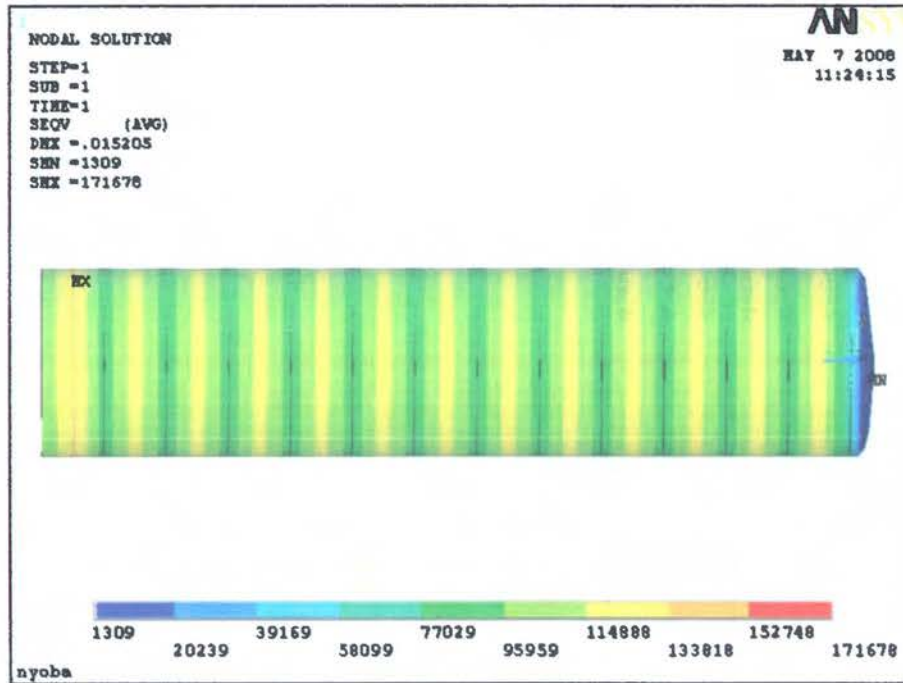
Sedangkan pada tabel 4.10b, data yang tercantum merupakan distribusi tegangan Von Misses pada sisi dalam model. Adanya pemasangan *stiffener* pada sisi dalam menyebabkan perbedaan nilai distribusi tegangan pada sisi dalam dan sisi luar model.

Tabel 4.10b Tabel distribusi tegangan Von Misses pada sisi dalam model dengan *hemispherical head* tanpa struktur transisi

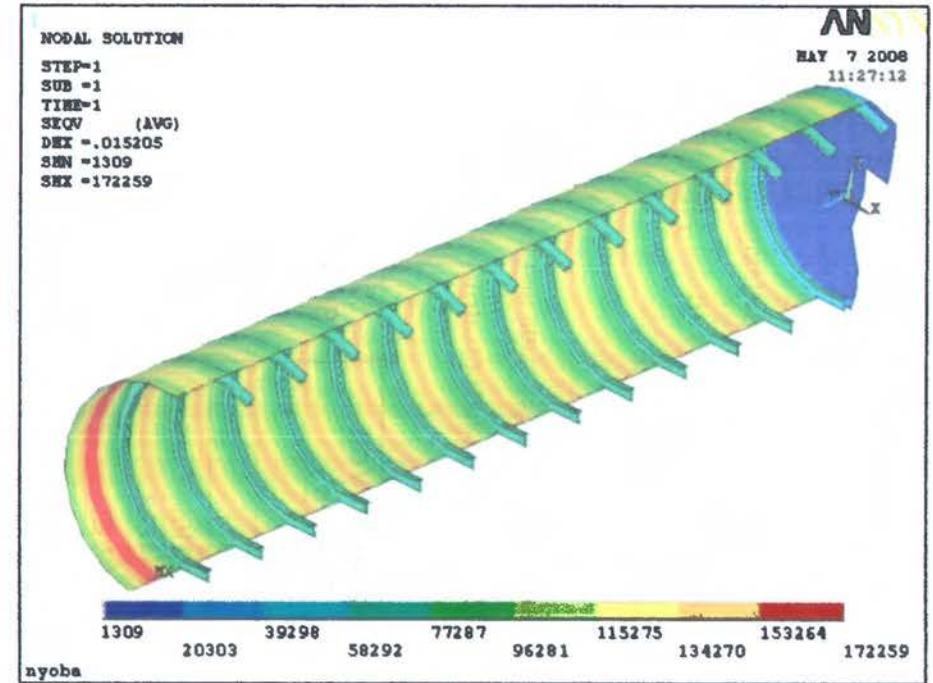
Station	Radius R (m)	Tegangan Von Misses Σ_v (Pa)	0,9 SMYS (Pa)	UC
1	1,5	51953	496422,5	0,104655
2	1,5	231147	496422,5	0,465626
3	1,5	51953	496422,5	0,104655
4	1,5	231147	496422,5	0,465626
5	1,5	51953	496422,5	0,104655
6	1,5	231147	496422,5	0,465626
7	1,5	51953	496422,5	0,104655
8	1,5	231147	496422,5	0,465626
9	1,5	51953	496422,5	0,104655
10	1,5	231147	496422,5	0,465626
11	1,5	51953	496422,5	0,104655
12	1,5	231147	496422,5	0,465626
13	1,5	51953	496422,5	0,104655
14	1,5	231147	496422,5	0,465626
15	1,5	51953	496422,5	0,104655

Sebagai perbandingan maka gambar dan tabel pada halaman berikut akan menampilkan hasil *run* model dengan *torispherical dome*, masih dalam variasi bentuk *head*, tanpa melibatkan variasi bentuk konus transisi. Jarak *stiffener* tidak mengalami perubahan. Perubahan pada model hanya terdapat pada model head.

Gambar 4.8a dan 4.8b merupakan tampilan grafis distribusi tegangan Von Misses pada model silinder *vessel* dengan dome berbentuk *torispherical head*. Panjang silinder *vessel* adalah 12.96 meter. Ukuran utama *torispherical* dengan jari-jari utama 1.5 meter tercantum dalam tabel 4.9



(a)



(b)

Gambar 4.8 (a) Distribusi Tegangan Von Misses pada struktur silinder *vessel* dengan *torispherical head* tanpa struktur transisi berbentuk konus. (a) Sisi luar struktur (b) Potongan memanjang struktur menampilkan respons sisi dalam *vessel*

Dari hasil gambar 4.18 a dan b dan sesuai dengan pembagian *station*, maka distribusi tegangan Von Misses baik pada sisi luar maupun sisi dalam model dapat diekspresikan dalam tabel 4.11a dan 4.11b berikut ini.

Tabel 4.11a Tabel distribusi tegangan Von Misses pada sisi luar model dengan *torispherical head* tanpa struktur transisi

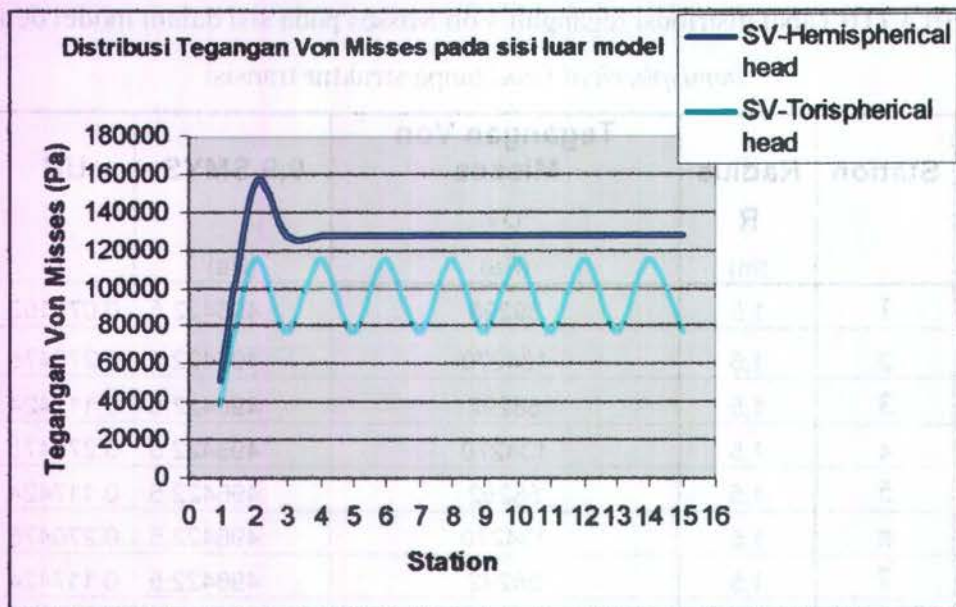
Station	Radius	Tegangan Von Misses	0,9 SMYS (Pa)	UC
	R	σ_v		
	(m)	(Pa)		
1	1,5	39169	496422,5	0,078903
2	1,5	114888	496422,5	0,231432
3	1,5	77029	496422,5	0,155168
4	1,5	114888	496422,5	0,231432
5	1,5	77029	496422,5	0,155168
6	1,5	114888	496422,5	0,231432
7	1,5	77029	496422,5	0,155168
8	1,5	114888	496422,5	0,231432
9	1,5	77029	496422,5	0,155168
10	1,5	114888	496422,5	0,231432
11	1,5	77029	496422,5	0,155168
12	1,5	114888	496422,5	0,231432
13	1,5	77029	496422,5	0,155168
14	1,5	114888	496422,5	0,231432
15	1,5	77029	496422,5	0,155168

Tabel 4.11b Tabel distribusi tegangan Von Misses pada sisi dalam model dengan *hemispherical head* tanpa struktur transisi

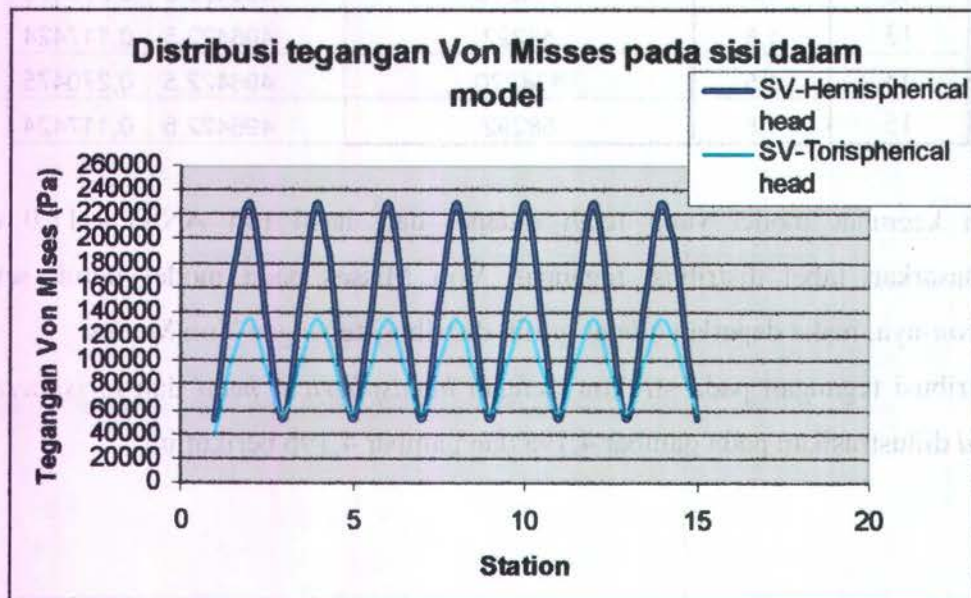
Station	Radius R (m)	Tegangan Von Misses σ_v (Pa)	0,9 SMYS (Pa)	UC
1	1,5	39298	496422,5	0,079162
2	1,5	134270	496422,5	0,270475
3	1,5	58292	496422,5	0,117424
4	1,5	134270	496422,5	0,270475
5	1,5	58292	496422,5	0,117424
6	1,5	134270	496422,5	0,270475
7	1,5	58292	496422,5	0,117424
8	1,5	134270	496422,5	0,270475
9	1,5	58292	496422,5	0,117424
10	1,5	134270	496422,5	0,270475
11	1,5	58292	496422,5	0,117424
12	1,5	134270	496422,5	0,270475
13	1,5	58292	496422,5	0,117424
14	1,5	134270	496422,5	0,270475
15	1,5	58292	496422,5	0,117424

Dari keempat model yang telah didapat dari hasil run ANSYS 11.0 dan berdasarkan tabel distribusi tegangan Von Misses pada model untuk setiap *station*-nya, maka dapatlah dibuat grafik distribusi tegangan Von Misses.

Distribusi tegangan pada struktur dengan *hemispherical head* dan *torispherical head* diilustrasikan pada gambar 4.19a dan gambar 4.19b berikut ini.



Gambar 4.9a Grafik perbandingan distribusi tegangan Von Mises pada sisi luar silinder vessel dengan head berbentuk *hemispherical* dan *torispherical*



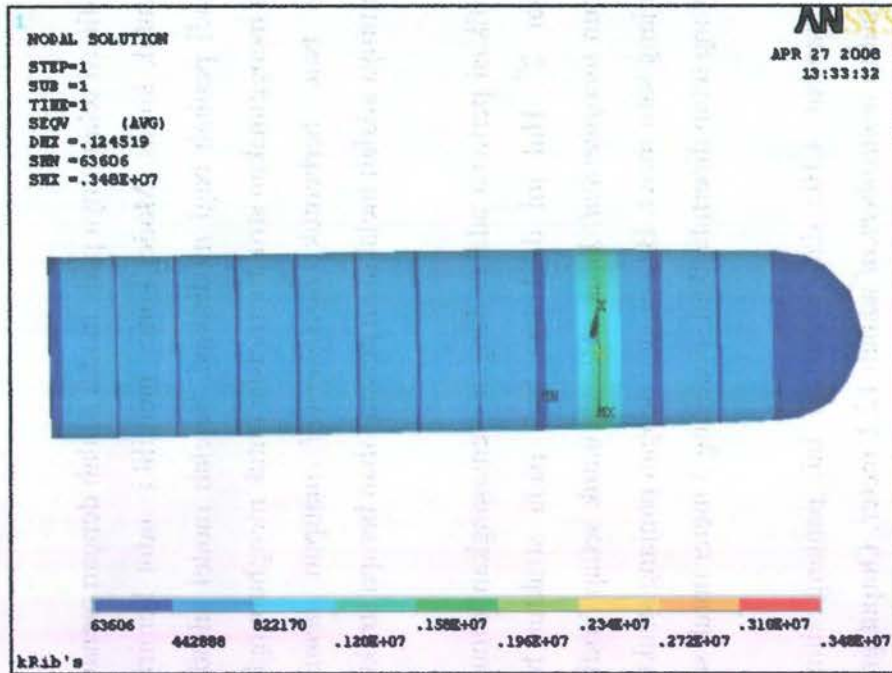
Gambar 4.9b Grafik perbandingan distribusi tegangan Von Mises pada sisi dalam silinder vessel dengan head berbentuk *hemispherical* dan *torispherical*

Modifikasi selanjutnya pada model adalah dengan menambahkan struktur transisi, berbentuk konus. Model konus memiliki sudut kemiringan, faktor inilah yang menjadi peubah bagi modifikasi. Setelah model silinder *vessel* pertama dibuat tanpa menggunakan struktur transisi untuk menghubungkan silinder *vessel* dengan *dome* baik berbentuk *torispherical* maupun *hemispherical*, maka model selanjutnya adalah melakukan penambahan berupa struktur transisi.

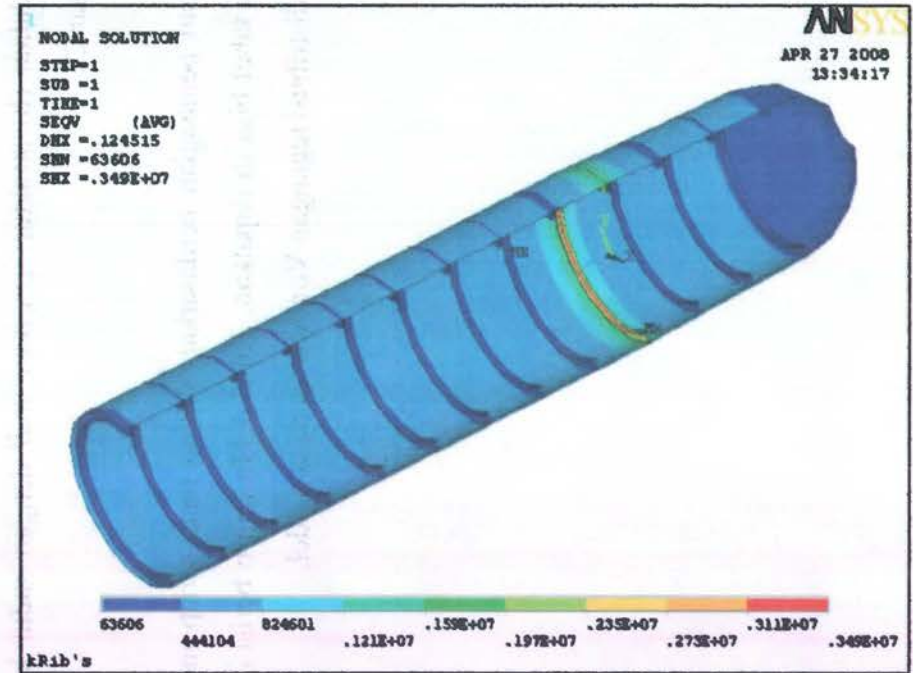
Modifikasi pertama adalah dengan memasang konus transisi dengan sudut α sebesar 2° . Hal ini dilakukan baik pada struktur berpenutup *hemispherical* maupun *torispherical*. Jarak *stiffener* untuk setiap modifikasi adalah tetap, yakni sepanjang satu meter. Begitu juga dengan panjang struktur konus transisi (gambar 4.2) yang tetap dipertahankan sepanjang 3 meter untuk setiap modelnya.

Pada gambar 4.10a dan b berikut ini, panjang silinder *vessel* untuk model berpenutup *hemispherical* adalah 12.1 meter. Output grafis ANSYS 11.0 berikut ini akan menunjukkan distribusi tegangan Von Misses pada sisi luar (a) dan pada sisi dalam (b) struktur *pressure hull* dengan sudut kemiringan konus transisi sebesar 2° .

Dengan pembagian berdasarkan station pada setiap model, plot data ke dalam suatu tabel bisa di dapatkan. Tabel 4.11a dan b berisi data mengenai persebaran data distribusi tegangan Von Misses pada model.



(a)



(b)

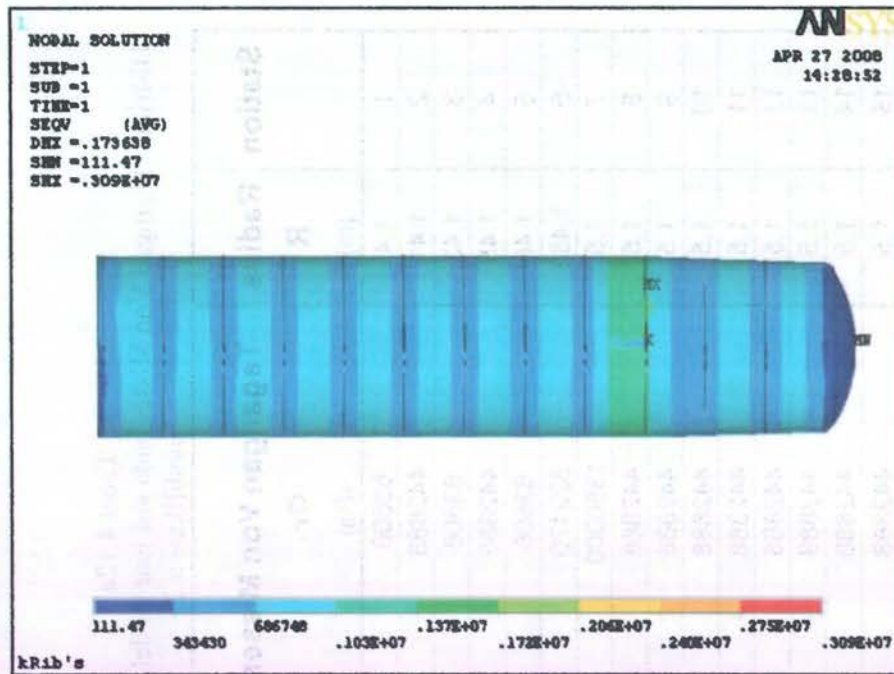
Gambar 4.10 (a) Distribusi Tegangan Von Mises pada struktur silinder *vessel* berpenutup *hemispherical head* dengan struktur transisi berbentuk konus α sebesar 2^0 . (a) Sisi luar struktur (b) Potongan memanjang struktur menampakkan respons sisi dalam *vessel*

Tabel 4.12a
Distribusi tegangan Von Misses pada sisi luar model dengan *hemispherical head* modifikasi $\alpha 2^0$

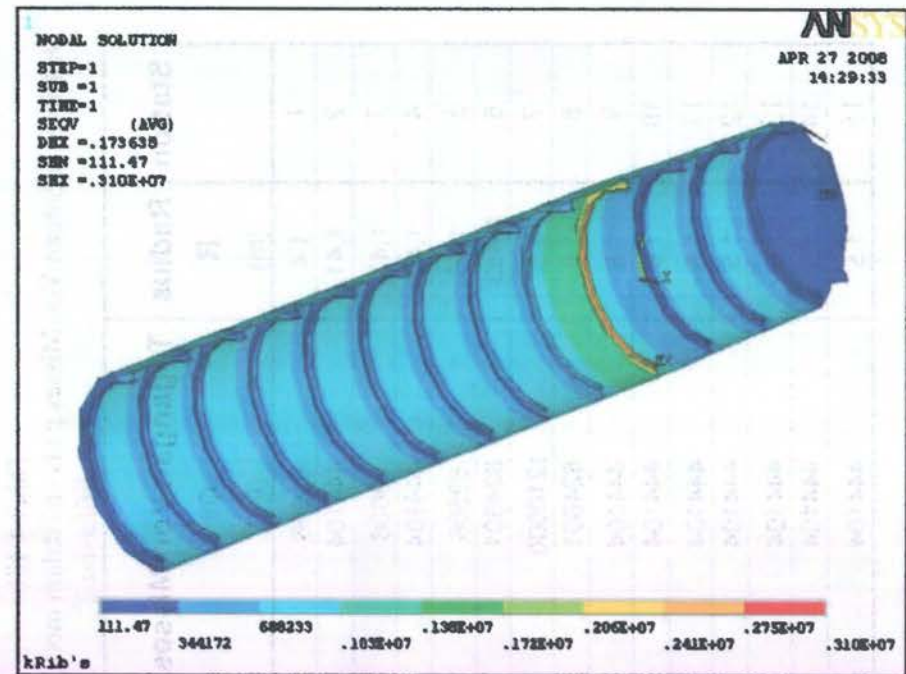
Station	Radius R (m)	Tegangan Von Misses σ_v (Pa)	0,9 SMYS (Pa)	UC
1	1,4	63606	496422,5	0,128129
2	1,41	442888	496422,5	0,892159
3	1,43	63606	496422,5	0,128129
4	1,45	442888	496422,5	0,892159
5	1,46	63606	496422,5	0,128129
6	1,483	822170	496422,5	1,65619
7	1,5	1580000	496422,5	3,182773
8	1,5	442888	496422,5	0,892159
9	1,5	442888	496422,5	0,892159
10	1,5	442888	496422,5	0,892159
11	1,5	442888	496422,5	0,892159
12	1,5	442888	496422,5	0,892159
13	1,5	442888	496422,5	0,892159
14	1,5	442888	496422,5	0,892159
15	1,5	442888	496422,5	0,892159

Tabel 4.12b
Distribusi tegangan Von Misses pada sisi dalam model dengan *hemispherical head* modifikasi $\alpha 2^0$

Station	Radius R (m)	Tegangan Von Misses σ_v (Pa)	0,9 SMYS (Pa)	UC
1	1,4	63606	496422,5	0,128129
2	1,41	444104	496422,5	0,894609
3	1,43	63606	496422,5	0,128129
4	1,45	444104	496422,5	0,894609
5	1,46	63606	496422,5	0,128129
6	1,483	824601	496422,5	1,661087
7	1,5	1210000	496422,5	2,43744
8	1,5	824601	496422,5	1,661087
9	1,5	444104	496422,5	0,894609
10	1,5	444104	496422,5	0,894609
11	1,5	444104	496422,5	0,894609
12	1,5	444104	496422,5	0,894609
13	1,5	444104	496422,5	0,894609
14	1,5	444104	496422,5	0,894609
15	1,5	444104	496422,5	0,894609



(a)



(b)

Gambar 4.11 (a) Distribusi Tegangan Von Mises pada struktur silinder *vessel* berpenutup *torispherical head* dengan struktur transisi berbentuk konus α sebesar 2° . (a) Sisi luar struktur (b) Potongan memanjang struktur menampakkan respons sisi dalam *vessel*

Gambar 4.9 a dan b pada halaman terdahulu menampilkan distribusi tegangan Von Misses pada struktur dengan besar sudut model transisi yang sama, hanya saja *head* yang digunakan adalah *torispherical*. Berdasarkan gambar –gambar tersebut dapatlah dibuat tabel sebagai berikut ini

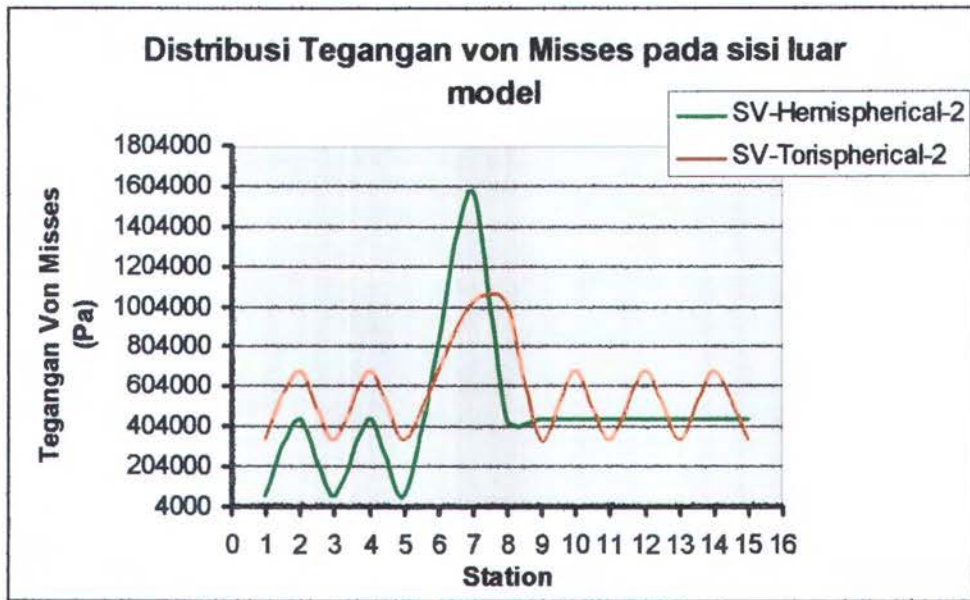
Tabel 4.13a
Distribusi tegangan Von Misses pada sisi luar model dengan *torispherical head* modifikasi $\alpha 2^0$

Station	Radius	Tegangan Von Misses	0,9 SMYS	UC
	R	σ_v		
	(m)	(Pa)	(Pa)	
1	1,4	343430	496422,5	0,69181
2	1,41	686748	496422,5	1,383394
3	1,43	343430	496422,5	0,69181
4	1,45	686748	496422,5	1,383394
5	1,46	343430	496422,5	0,69181
6	1,483	686748	496422,5	1,383394
7	1,5	1030000	496422,5	2,074846
8	1,5	1030000	496422,5	2,074846
9	1,5	343430	496422,5	0,69181
10	1,5	686748	496422,5	1,383394
11	1,5	343430	496422,5	0,69181
12	1,5	686748	496422,5	1,383394
13	1,5	343430	496422,5	0,69181
14	1,5	686748	496422,5	1,383394
15	1,5	343430	496422,5	0,69181

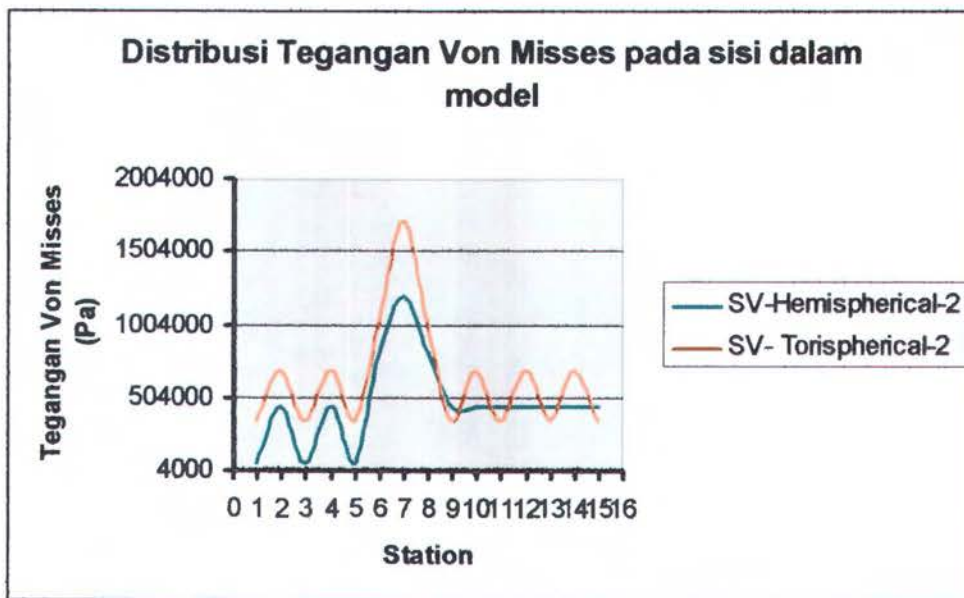
Tabel 4.13b
 Distribusi tegangan Von Misses pada sisi dalam model dengan *torispherical head* modifikasi $\alpha 2^0$

Station	Radius R (m)	Tegangan Von Misses σ_v (Pa)	0,9 SMYS (Pa)	UC
1	1,4	344172	496422,5	0,693305
2	1,41	688233	496422,5	1,386386
3	1,43	344172	496422,5	0,693305
4	1,45	688233	496422,5	1,386386
5	1,46	944172	496422,5	1,901952
6	1,483	1030000	496422,5	2,074846
7	1,5	1720000	496422,5	3,464791
8	1,5	1030000	496422,5	2,074846
9	1,5	344172	496422,5	0,693305
10	1,5	688233	496422,5	1,386386
11	1,5	344172	496422,5	0,693305
12	1,5	688233	496422,5	1,386386
13	1,5	344172	496422,5	0,693305
14	1,5	688233	496422,5	1,386386
15	1,5	344172	496422,5	0,693305

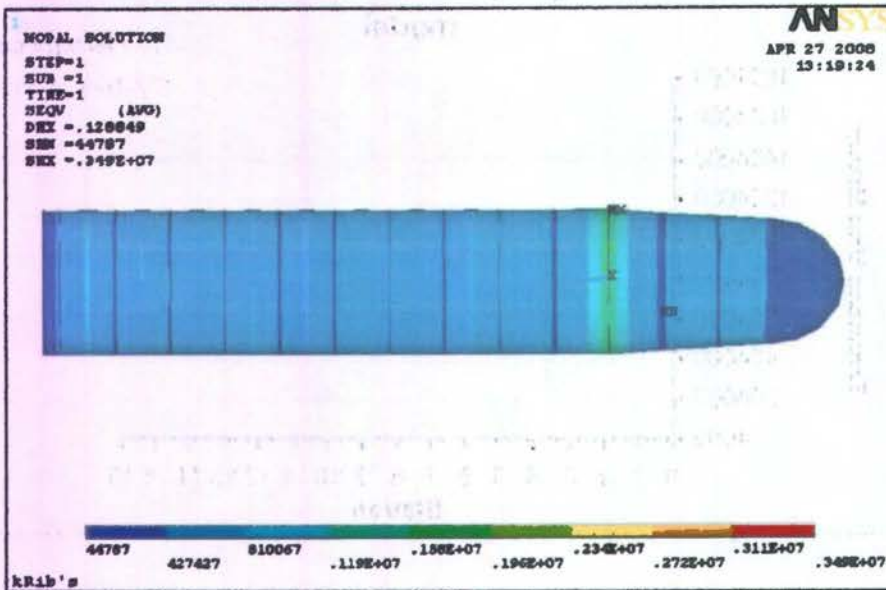
Maka berdasarkan data tegangan yang telah dirangkum dalam tabel 4.11a dan b serta tabel 4.12 a dan b dua grafik yang memperbandingkan sebaran tegangan von Misses pada sisi luar dan sisi dalam dapat ditampilkan sebagaimana terlihat pada gambar grafik 4.20a dan b pada halaman berikut.



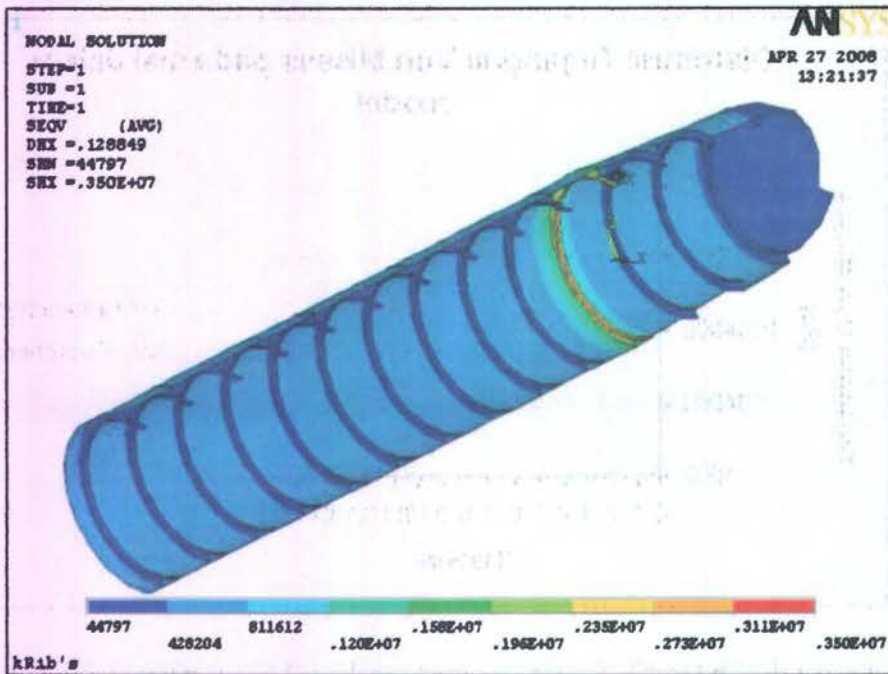
Gambar 4.12 a Grafik distribusi tegangan Von Mises pada sisi luar model dengan $\alpha 2^0$



Gambar 4.12b Grafik distribusi tegangan Von Mises pada sisi dalam model dengan $\alpha 2^0$



(a)



(b)

Gambar 4.13 a dan b silinder vessel berpenutup hemispherical dengan α konus transisi 4^0

Gambar 4.11 a dan b menampilkan *output* grafis sebaran tegangan Von Misses pada modifikasi konus transisi sebesar 4^0 . Berdasarkan data tersebut, tabel 4.14 a dan b dapat disusun sebagai berikut

Tabel 4.14a
Distribusi tegangan Von Misses pada sisi luar model dengan *hemispherical head* modifikasi $\alpha 4^0$

Station	Radius R (m)	Tegangan Von Misses σ_v (Pa)	0,9 SMYS (Pa)	UC
1	1,3	44787	496422,5	0,09022
2	1,33	427427	496422,5	0,861015
3	1,36	44787	496422,5	0,09022
4	1,4	427427	496422,5	0,861015
5	1,43	44787	496422,5	0,09022
6	1,46	810067	496422,5	1,63181
7	1,5	1580000	496422,5	3,182773
8	1,5	427427	496422,5	0,861015
9	1,5	427427	496422,5	0,861015
10	1,5	427427	496422,5	0,861015
11	1,5	427427	496422,5	0,861015
12	1,5	427427	496422,5	0,861015
13	1,5	427427	496422,5	0,861015
14	1,5	427427	496422,5	0,861015
15	1,5	427427	496422,5	0,861015

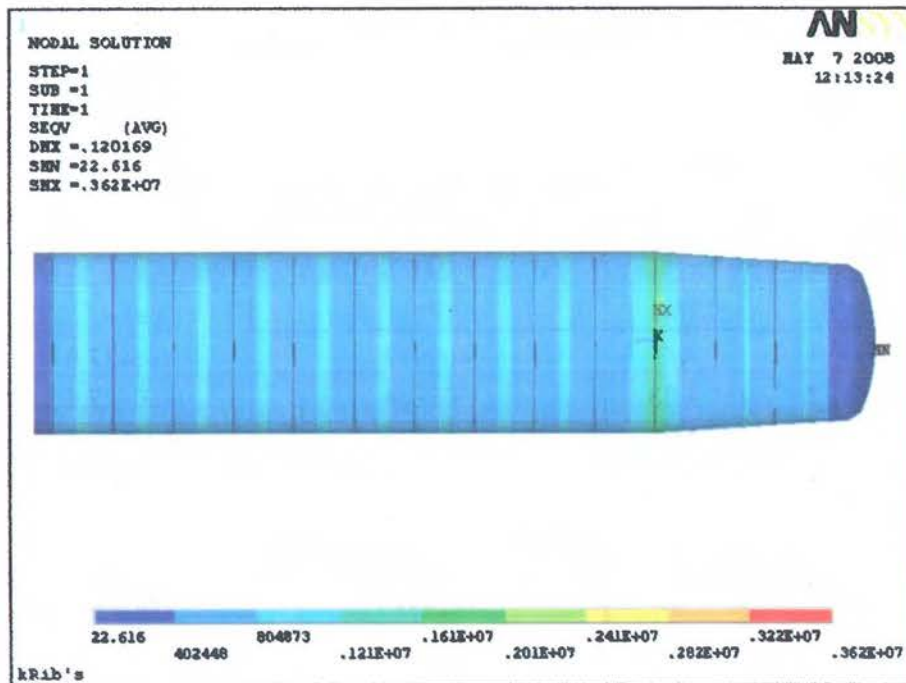
Dan pada halaman berikut, disajikan tabel 4.14b yang merupakan rangkuman distribusi tegangan Von Misses pada sisi sebelah dalam struktur

Tabel 4.14b

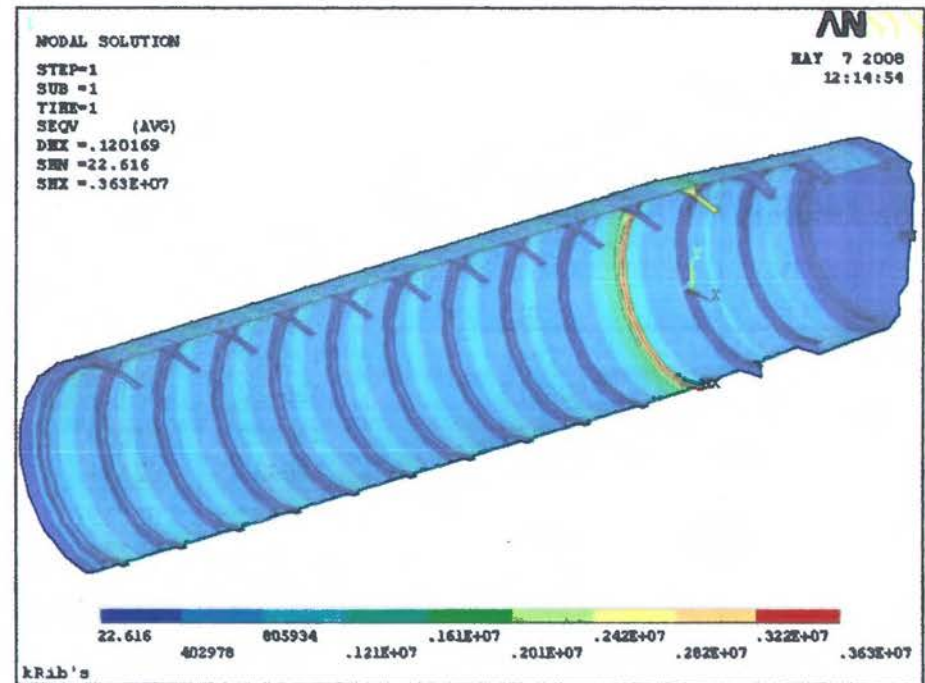
Distribusi tegangan Von Misses pada sisi dalam model dengan *hemispherical head* modifikasi $\alpha 4^0$

Station	Radius R (m)	Tegangan Von Misses σ_v (Pa)	0,9 SMYS (Pa)	UC
1	1,3	44797	496422,5	0,09024
2	1,33	428204	496422,5	0,86258
3	1,36	44797	496422,5	0,09024
4	1,4	428204	496422,5	0,86258
5	1,43	44797	496422,5	0,09024
6	1,46	811612	496422,5	1,634922
7	1,5	1960000	496422,5	3,94825
8	1,5	811612	496422,5	1,634922
9	1,5	428204	496422,5	0,86258
10	1,5	428204	496422,5	0,86258
11	1,5	428204	496422,5	0,86258
12	1,5	428204	496422,5	0,86258
13	1,5	428204	496422,5	0,86258
14	1,5	428204	496422,5	0,86258
15	1,5	428204	496422,5	0,86258

Sedangkan pada gambar berikut ini, distribusi tegangan Von Misses pada struktur *torispherical* dengan perubahan $\alpha 4^0$ dapat dilihat secara berurutan, baik sebaran tegangan pada sisi luar dan sisi dalam dari struktur. Hal yang serupa dapat dilakukan sehingga pada tabel 4.14 a dan b dapat terangkum data tegangan Von Misses yang bekerja pada model *vessel* dengan penutup berbentuk *torispherical*.



(a)



(b)

Gambar 4.14 (a) Distribusi Tegangan Von Mises pada struktur silinder *vessel* berpenutup *torispherical head* dengan struktur transisi berbentuk konus α sebesar 4° . (a) Sisi luar struktur (b) Potongan memanjang struktur menampakkan respons sisi dalam *vessel*



Tabel 4.15a

Distribusi tegangan Von Mises pada sisi luar model dengan *torispherical head* modifikasi $\alpha 4^0$

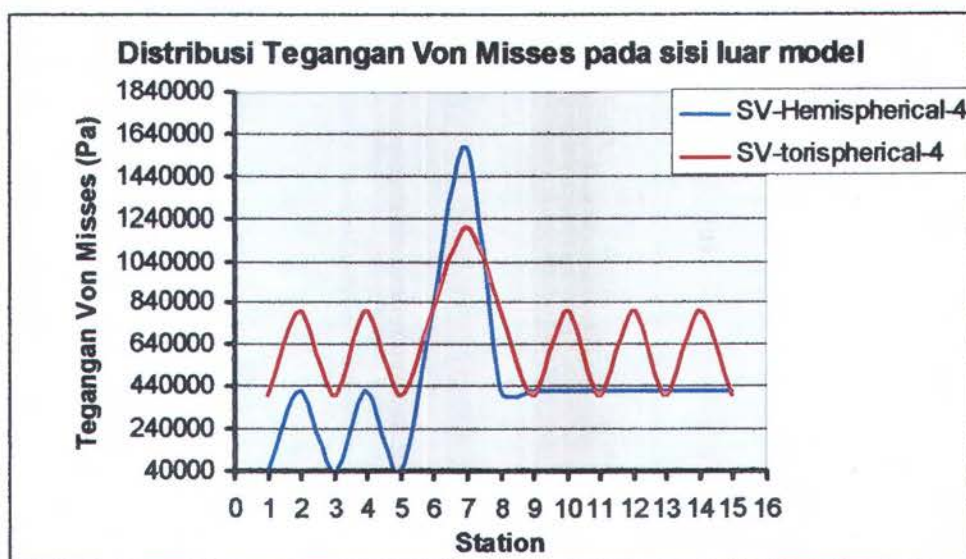
Station	Radius R (m)	Tegangan Von Mises σ_v (Pa)	0,9 SMYS (Pa)	UC
1	1,3	402448	496422,5	0,810697
2	1,33	804873	496422,5	1,621347
3	1,36	402448	496422,5	0,810697
4	1,4	804873	496422,5	1,621347
5	1,43	402448	496422,5	0,810697
6	1,46	804873	496422,5	1,621347
7	1,5	1210000	496422,5	2,43744
8	1,5	804873	496422,5	1,621347
9	1,5	402448	496422,5	0,810697
10	1,5	804873	496422,5	1,621347
11	1,5	402448	496422,5	0,810697
12	1,5	804873	496422,5	1,621347
13	1,5	402448	496422,5	0,810697
14	1,5	804873	496422,5	1,621347
15	1,5	402448	496422,5	0,810697

Tabel 4.15b

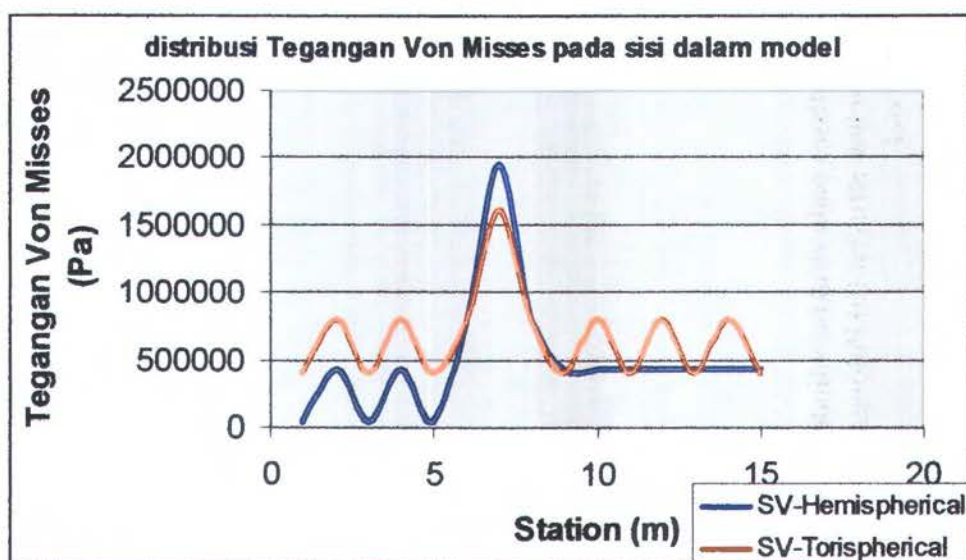
Distribusi tegangan Von Mises, sisi dalam model dengan *torispherical head* modifikasi $\alpha 4^0$

Station	Radius R (m)	Tegangan Von Mises σ_v (Pa)	0,9 SMYS (Pa)	UC
1	1,3	402978	496422,5	0,811764
2	1,33	805934	496422,5	1,623484
3	1,36	402978	496422,5	0,811764
4	1,4	805934	496422,5	1,623484
5	1,43	402978	496422,5	0,811764
6	1,46	805934	496422,5	1,623484
7	1,5	1610000	496422,5	3,243205
8	1,5	805934	496422,5	1,623484
9	1,5	402978	496422,5	0,811764
10	1,5	805934	496422,5	1,623484
11	1,5	402978	496422,5	0,811764
12	1,5	805934	496422,5	1,623484
13	1,5	402978	496422,5	0,811764
14	1,5	805934	496422,5	1,623484
15	1,5	402978	496422,5	0,811764

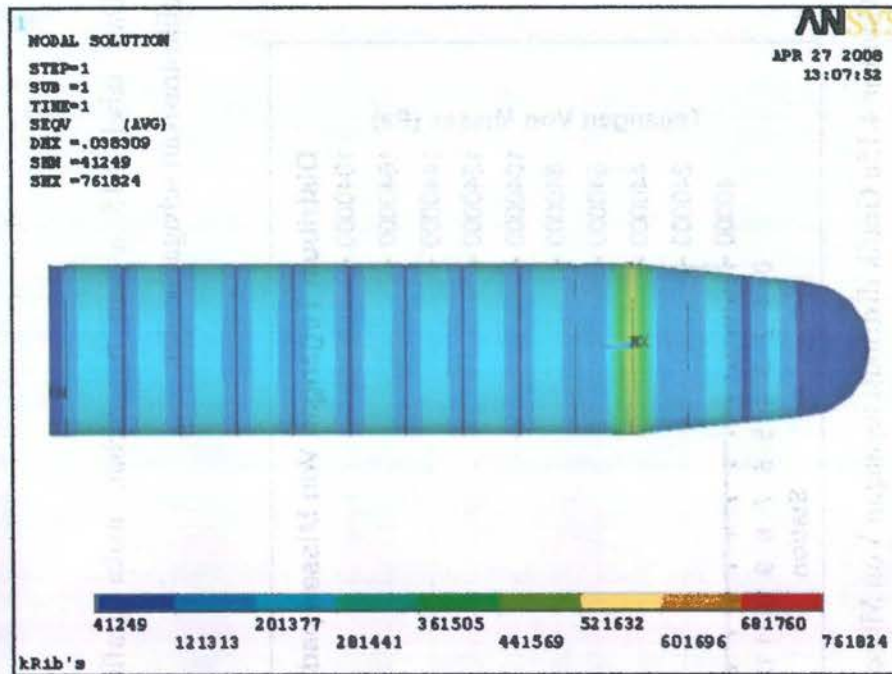
Dari tabel 4.15 a dan b tersebut, maka grafik distribusi tegangan dapat diilustrasikan sebagai berikut.



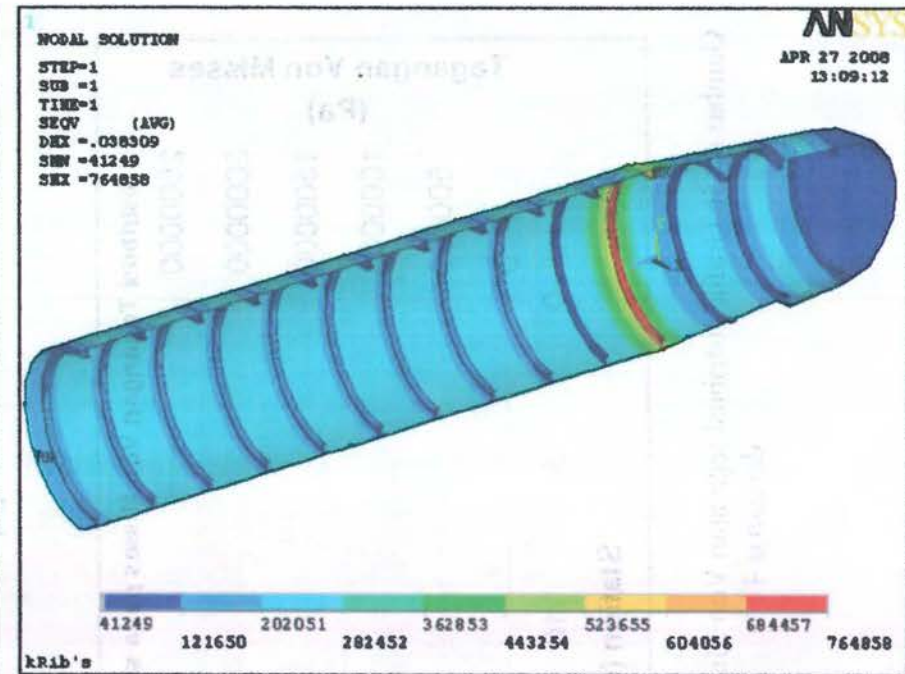
Gambar 4.15a Grafik distribusi tegangan Von Mises pada sisi luar model dengan $\alpha 4^0$



Gambar 4.15b Grafik distribusi tegangan Von Mises pada sisi dalam model dengan $\alpha 4^0$



(a)



(b)

Gambar 4.16 (a) Distribusi Tegangan Von Mises pada struktur silinder *vessel* berpenutup *torispherical head* dengan struktur transisi berbentuk konus α sebesar 6° . (a) Sisi luar struktur (b) Potongan memanjang struktur menampakkan respons sisi dalam *vessel*

Dari gambar 4.14 a dan b yang menggambarkan distribusi tegangan Von Misses pada model dengan sudut kemiringan konus transisi sebesar 6° , baik dari sisi luar maupun dalam. Kita dapat mem-plot distribusi tegangan ke dalam tabel dibawah ini.

Tabel 4.16a

Distribusi tegangan Von Misses pada sisi luar model dengan hemispherical head modifikasi $\alpha 6^{\circ}$

Station	Radius R (m)	Tegangan Von Misses σ_v (Pa)	0,9 SMYS (Pa)	UC
1	1,2	41249	496422,5	0,083093
2	1,25	201377	496422,5	0,405656
3	1,3	41249	496422,5	0,083093
4	1,35	201377	496422,5	0,405656
5	1,4	121313	496422,5	0,244374
6	1,45	281441	496422,5	0,566938
7	1,5	521632	496422,5	1,050782
8	1,5	201377	496422,5	0,405656
9	1,5	121313	496422,5	0,244374
10	1,5	201377	496422,5	0,405656
11	1,5	121313	496422,5	0,244374
12	1,5	201377	496422,5	0,405656
13	1,5	121313	496422,5	0,244374
14	1,5	201377	496422,5	0,405656
15	1,5	121313	496422,5	0,244374

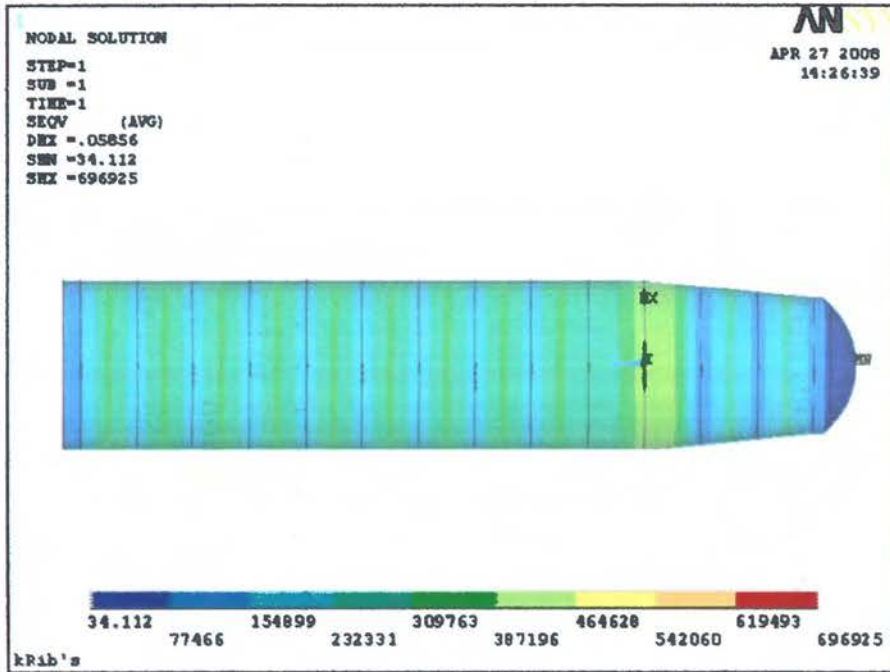
Tabel 4.16b

Distribusi tegangan Von Misses pada sisi dalam model dengan *hemispherical head* modifikasi $\alpha 6^\circ$.

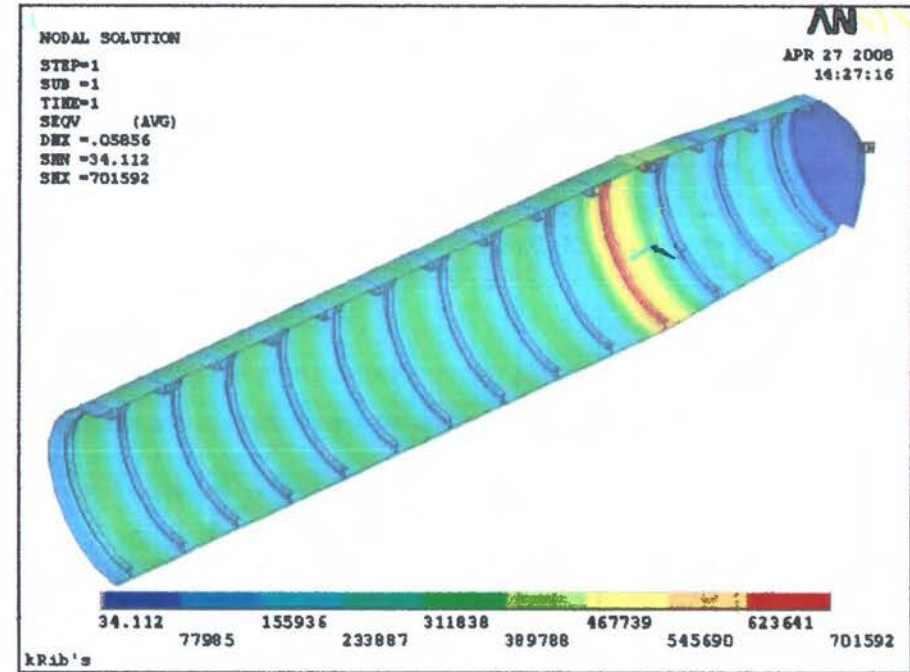
Station	Radius R (m)	Tegangan Von Misses σ_v (Pa)	0,9 SMYS (Pa)	UC
1	1,2	41249	496422,5	0,083093
2	1,25	201377	496422,5	0,405656
3	1,3	41249	496422,5	0,083093
4	1,35	201377	496422,5	0,405656
5	1,4	121313	496422,5	0,244374
6	1,45	281441	496422,5	0,566938
7	1,5	521632	496422,5	1,050782
8	1,5	201377	496422,5	0,405656
9	1,5	121313	496422,5	0,244374
10	1,5	201377	496422,5	0,405656
11	1,5	121313	496422,5	0,244374
12	1,5	201377	496422,5	0,405656
13	1,5	121313	496422,5	0,244374
14	1,5	201377	496422,5	0,405656
15	1,5	121313	496422,5	0,244374

Gambar 4.14 a dan b pada halaman terdahulu menggambarkan distribusi tegangan Von Misses pada model dengan penutup berbentuk *hemispherical*. Masih dengan besar α yang sama maka gambar pada halaman berikut menggambarkan *output* tegangan Von Misses pada struktur dengan penutup berbentuk *torispherical*.

Dari gambar 4.15 a dan b pula sebuah tabel yang merangkum sebaran tegangan pada model dapat dibuat. Tabel 4.16 a dan b merupakan rangkuman distribusi tegangan pada model yang telah di *run* dengan pembebanan. Untuk mempermudah analisa, data dari tabel pun dapat dipindahkan ke dalam grafik yang ditampilkan sesudah tabel dibuat.



(a)

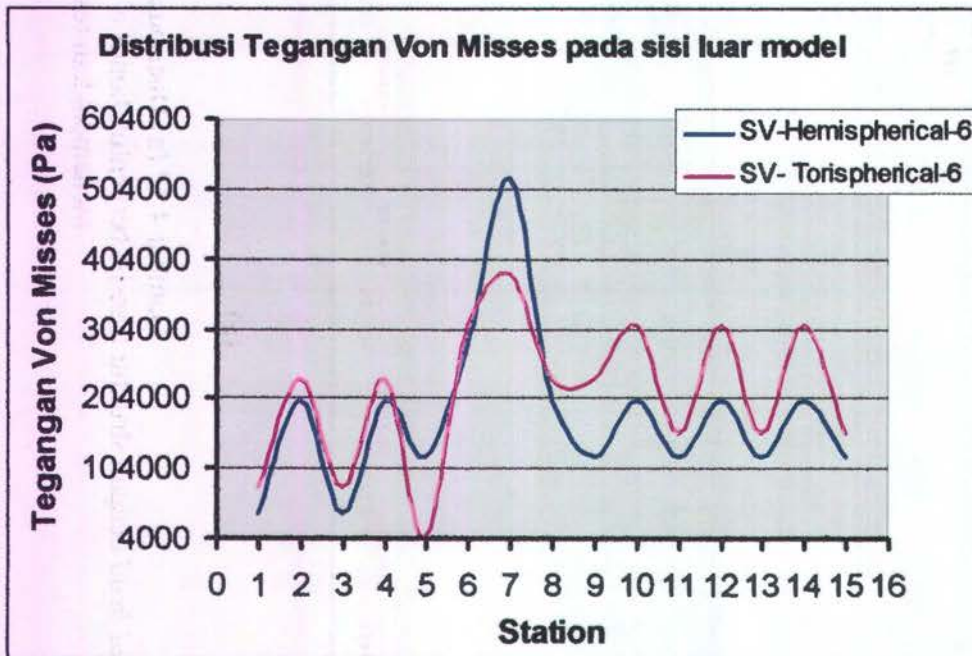


(b)

Gambar 4.17 (a) Distribusi Tegangan Von Mises pada struktur silinder *vessel* berpenutup *torispherical head* dengan struktur transisi berbentuk konus α sebesar 6° . (a) Sisi luar struktur (b) Potongan memanjang struktur menampakkan respons sisi dalam *vessel*

Tabel 4.17a Distribusi tegangan Von Mises pada sisi dalam model dengan *torispherical head* modifikasi $\alpha 6^0$

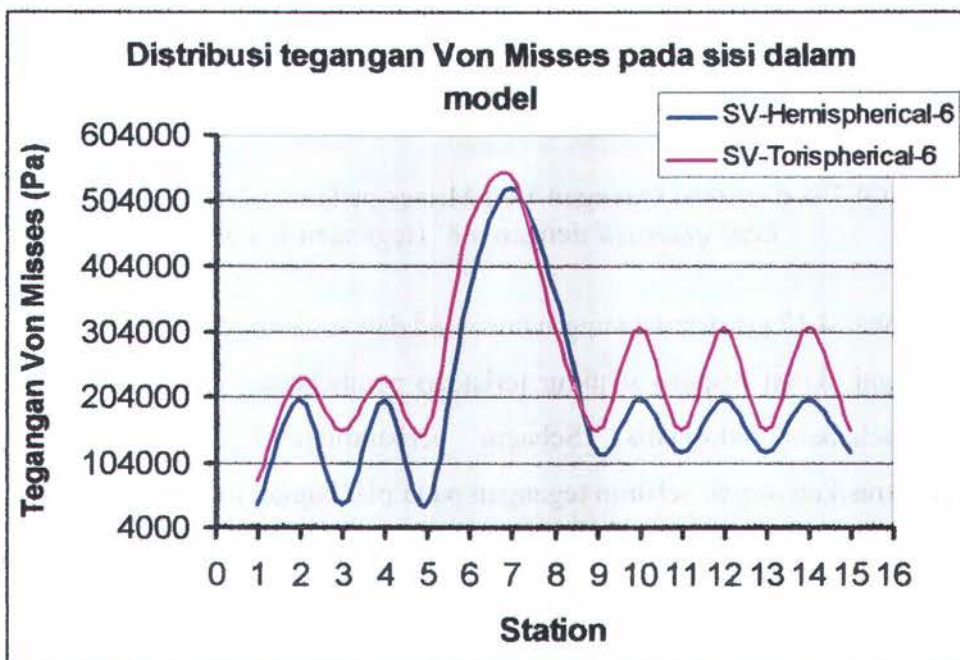
Station	Radius R (m)	Tegangan Von Mises σ_v (Pa)	0,9 SMYS (Pa)	UC
1	1,2	77466	496422,5	0,156049
2	1,25	232331	496422,5	0,468011
3	1,3	77466	496422,5	0,156049
4	1,35	232331	496422,5	0,468011
5	1,4	7746	496422,5	0,015604
6	1,45	309763	496422,5	0,623991
7	1,5	387196	496422,5	0,779973
8	1,5	232331	496422,5	0,468011
9	1,5	232331	496422,5	0,468011
10	1,5	309763	496422,5	0,623991
11	1,5	154899	496422,5	0,312031
12	1,5	309763	496422,5	0,623991
13	1,5	154899	496422,5	0,312031
14	1,5	309763	496422,5	0,623991
15	1,5	154899	496422,5	0,312031



Gambar 4.18a Grafik distribusi tegangan Von Mises pada sisi luar model dengan $\alpha 6^0$

Tabel 4.17b Distribusi tegangan Von Misses pada sisi dalam model dengan *torispherical head* modifikasi $\alpha 6^\circ$

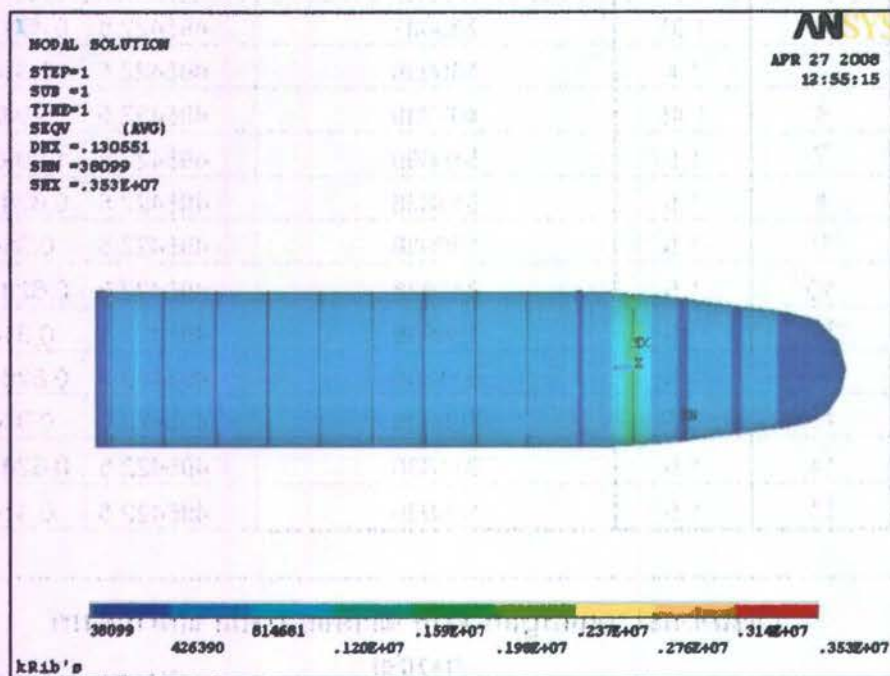
Station	Radius R (m)	Tegangan Von Misses σ_v (Pa)	0,9 SMYS (Pa)	UC
1	1,2	77985	496422,5	0,157094
2	1,25	233887	496422,5	0,471145
3	1,3	155936	496422,5	0,31412
4	1,35	233887	496422,5	0,471145
5	1,4	155936	496422,5	0,31412
6	1,45	467739	496422,5	0,94222
7	1,5	545690	496422,5	1,099245
8	1,5	311838	496422,5	0,628171
9	1,5	155936	496422,5	0,31412
10	1,5	311838	496422,5	0,628171
11	1,5	155936	496422,5	0,31412
12	1,5	311838	496422,5	0,628171
13	1,5	155936	496422,5	0,31412
14	1,5	311838	496422,5	0,628171
15	1,5	155936	496422,5	0,31412



Gambar 4.18b Grafik distribusi tegangan Von Misses pada sisi dalam model dengan $\alpha 6^\circ$

Perubahan sudut α terus berlangsung hingga mencapai nilai 9, dimana nilai jari-jari kedua konus transisi bernilai 1 meter. Nilai α setelah 6° adalah 8° , dimana nilai jari-jari kedua konus transisi yang menghubungkan silinder *vessel* dengan *dome* memiliki nilai sebesar 1.2 meter.

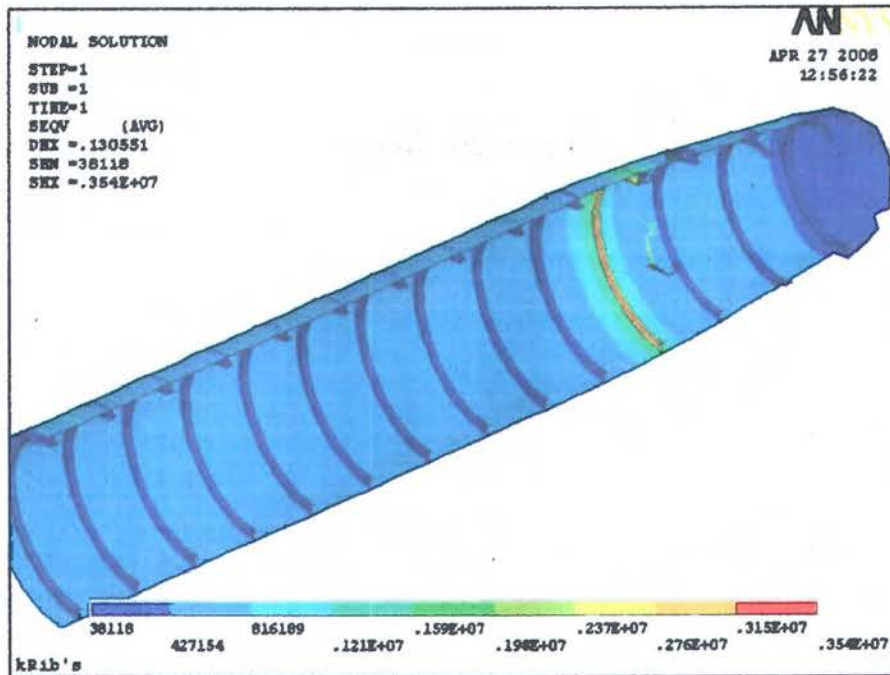
Gambar dibawah ini adalah gambar model silinder *vessel* berpenutup *hemispherical* dengan α konus transisi sebesar 8°



Gambar 4.19a distribusi tegangan Von Misses pada silinder *vessel* berpenutup *hemispherical* dengan α 8° (tegangan sisi luar)

Pada gambar 4.17a distribusi yang nampak adalah sebaran tegangan pada plat sisi luar sebagai akibat respons struktur terhadap pembebanan secara eksternal yang berupa tekanan hidrostatik. Sebagai perbandingan gambar 4.17b akan mengilustrasikan *output* sebaran tegangan pada plat bagian dalam struktur.

Sedangkan tabel 4.17a dan b merupakan rangkuman data distribusi tegangan Von Misses pada sisi luar dan sisi dalam dari model, sebagai akibat diaplikasikannya tekanan hidrostatik pada struktur saat beroperasi.



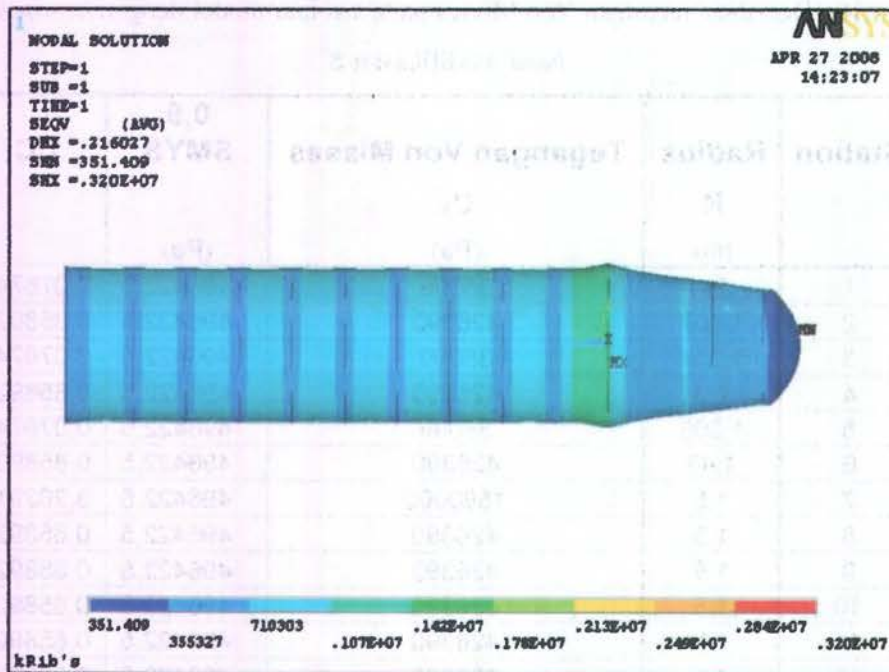
Gambar 4.19b distribusi tegangan Von Misses pada silinder vessel berpenutup *hemispherical* dengan $\alpha 8^\circ$ (tegangan sisi dalam)

Tabel 4.18a Distribusi tegangan Von Misses pada sisi luar model dengan *hemispherical head* modifikasi $\alpha 8^\circ$

Station	Radius R (m)	Tegangan Von Misses σ_v (Pa)	0,9 SMYS (Pa)	UC
1	1,1	38099	496422,5	0,076747
2	1,167	426390	496422,5	0,858926
3	1,234	38099	496422,5	0,076747
4	1,3	426390	496422,5	0,858926
5	1,366	38099	496422,5	0,076747
6	1,43	426390	496422,5	0,858926
7	1,5	1590000	496422,5	3,202917
8	1,5	426390	496422,5	0,858926
9	1,5	426390	496422,5	0,858926
10	1,5	426390	496422,5	0,858926
11	1,5	426390	496422,5	0,858926
12	1,5	426390	496422,5	0,858926
13	1,5	426390	496422,5	0,858926
14	1,5	426390	496422,5	0,858926
15	1,5	426390	496422,5	0,858926

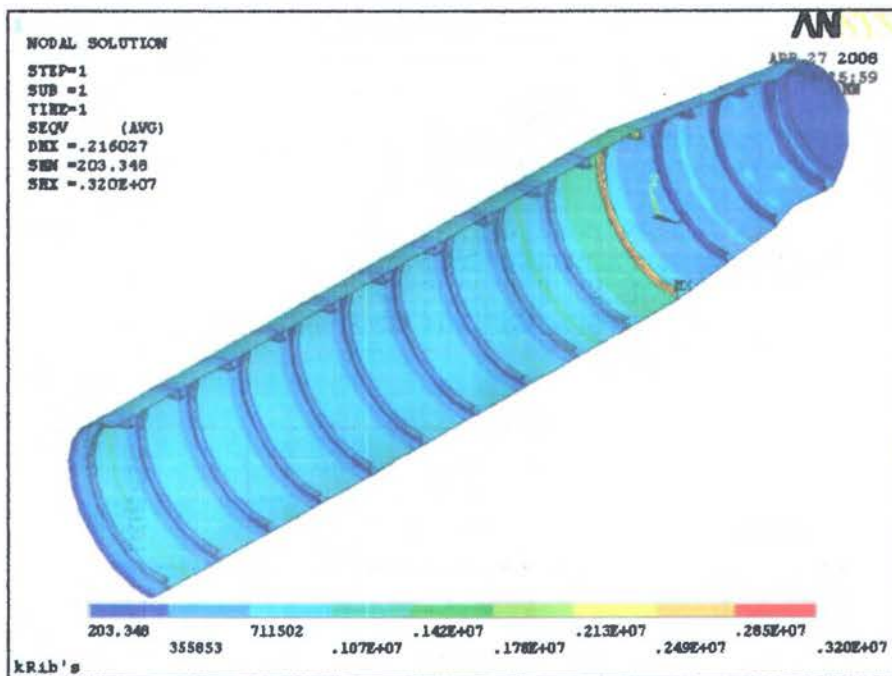
Tabel 4.18b Distribusi tegangan Von Misses pada sisi dalam model dengan *hemispherical head* modifikasi $\alpha 8^\circ$

Station	Radius R (m)	Tegangan Von Misses σ_v (Pa)	0,9 SMYS (Pa)	UC
1	1,1	38118	496422,5	0,076785
2	1,167	427154	496422,5	0,860465
3	1,234	38118	496422,5	0,076785
4	1,3	427154	496422,5	0,860465
5	1,366	38118	496422,5	0,076785
6	1,43	816189	496422,5	1,644142
7	1,5	1590000	496422,5	3,202917
8	1,5	816189	496422,5	1,644142
9	1,5	427154	496422,5	0,860465
10	1,5	427154	496422,5	0,860465
11	1,5	427154	496422,5	0,860465
12	1,5	427154	496422,5	0,860465
13	1,5	427154	496422,5	0,860465
14	1,5	427154	496422,5	0,860465
15	1,5	427154	496422,5	0,860465



Gambar 4.20a distribusi tegangan Von Misses pada silinder *vessel* berpenutup *torispherical* dengan $\alpha 8^\circ$ (tegangan sisi luar)

Gambar 4.20a pada halaman sebelumnya merupakan output grafis dari ANSYS 11.0 yang mengilustrasikan distribusi tegangan pada struktur model *pressure hull*. Tegangan berdistribusi sepanjang sisi luar struktur. Sedang gambaran sebaran tegangan pada sisi sebelah dalam struktur gambar 4.20b dapat mengilustrasikannya sebagai berikut.



Gambar4.20b distribusi tegangan Von Misses pada silinder *vessel* berpenutup *torispherical* dengan $\alpha 8^0$ (tegangan sisi dalam)

Pada distribusi tegangan yang dihasilkan pada kedua model, sebaran data dapat di kumpulkan menjadi satu, masing-masing dalam tabel yang berbeda. Tabel 4.18 a pada halaman berikut akan berisikan data sebaran tegangan pada sisi luar, sedangkan tabel 4.18b akan berisi sebaran data tegangan pada sisi sebelah dalam model.

Tabel 4.19a

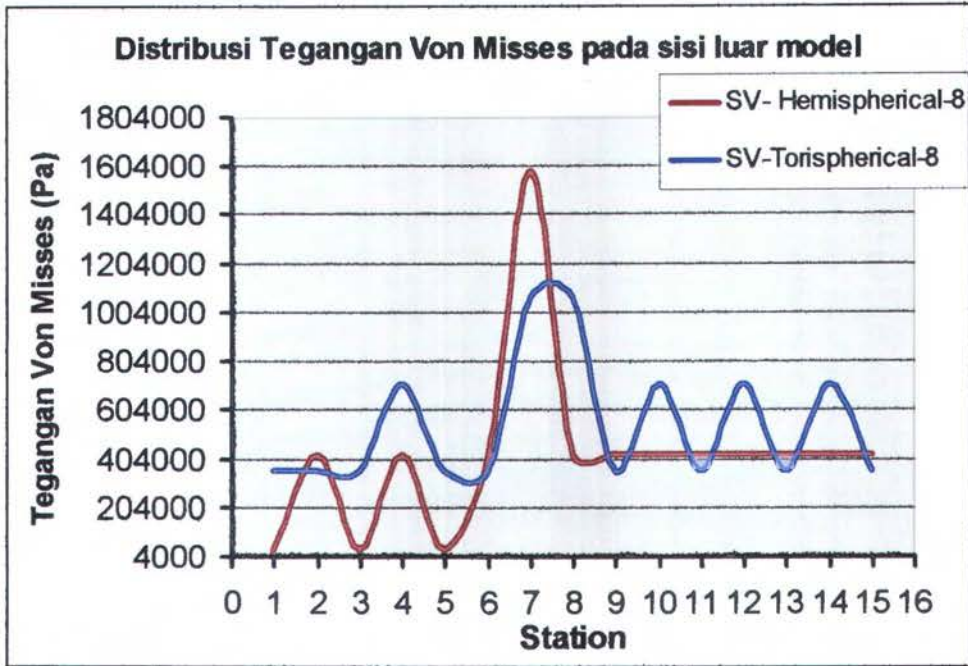
Distribusi tegangan Von Misses pada model berpenutup
Torispherical dengan $\alpha 8^{\circ}$

Station	Radius R (m)	Tegangan Von Misses σ_v (Pa)	0,9 SMYS (Pa)	UC
1	1,1	355327	496422,5	0,715775
2	1,167	355327	496422,5	0,715775
3	1,234	355327	496422,5	0,715775
4	1,3	710303	496422,5	1,430844
5	1,366	355327	496422,5	0,715775
6	1,43	355327	496422,5	0,715775
7	1,5	1070000	496422,5	2,155422
8	1,5	1070000	496422,5	2,155422
9	1,5	355327	496422,5	0,715775
10	1,5	710303	496422,5	1,430844
11	1,5	355327	496422,5	0,715775
12	1,5	710303	496422,5	1,430844
13	1,5	355327	496422,5	0,715775
14	1,5	710303	496422,5	1,430844
15	1,5	355327	496422,5	0,715775

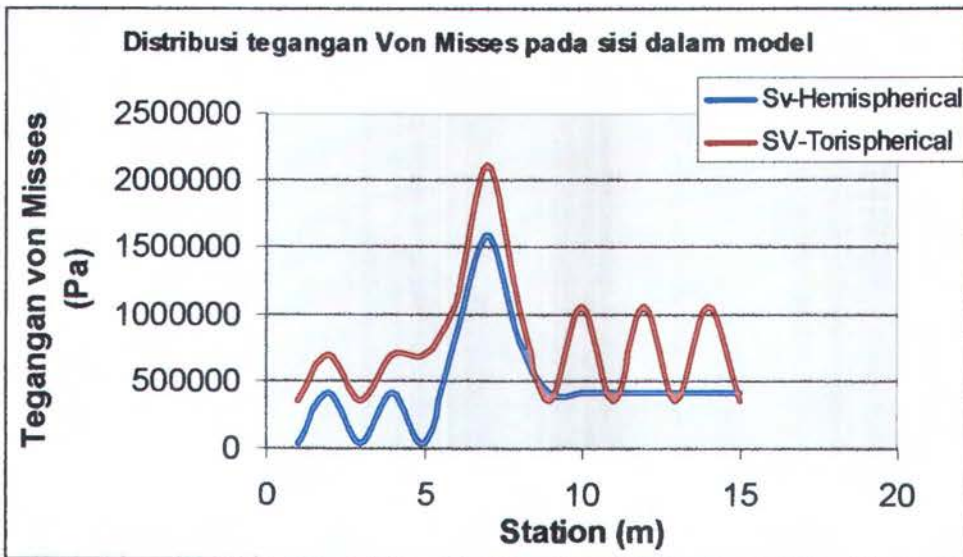
Tabel 4.19b

Distribusi tegangan Von Misses pada model
berpenutup *torispherical* dengan $\alpha 8^{\circ}$

Station	Radius R (m)	Tegangan Von Misses σ_v (Pa)	0,9 SMYS (Pa)	UC
1	1,1	355853	496422,5	0,716835
2	1,167	711502	496422,5	1,433259
3	1,234	355853	496422,5	0,716835
4	1,3	711502	496422,5	1,433259
5	1,366	711502	496422,5	1,433259
6	1,43	1070000	496422,5	2,155422
7	1,5	2130000	496422,5	4,2907
8	1,5	1070000	496422,5	2,155422
9	1,5	355853	496422,5	0,716835
10	1,5	1070000	496422,5	2,155422
11	1,5	355853	496422,5	0,716835
12	1,5	1070000	496422,5	2,155422
13	1,5	355853	496422,5	0,716835
14	1,5	1070000	496422,5	2,155422
15	1,5	355853	496422,5	0,716835

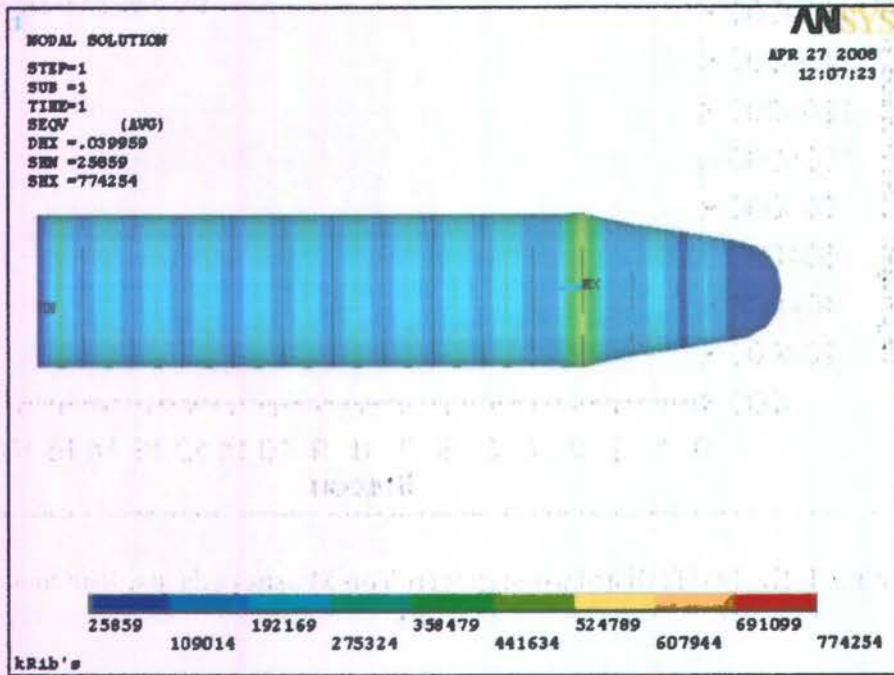


Gambar 4.21a Grafik distribusi tegangan Von Mises pada sisi luar model dengan $\alpha 8^0$

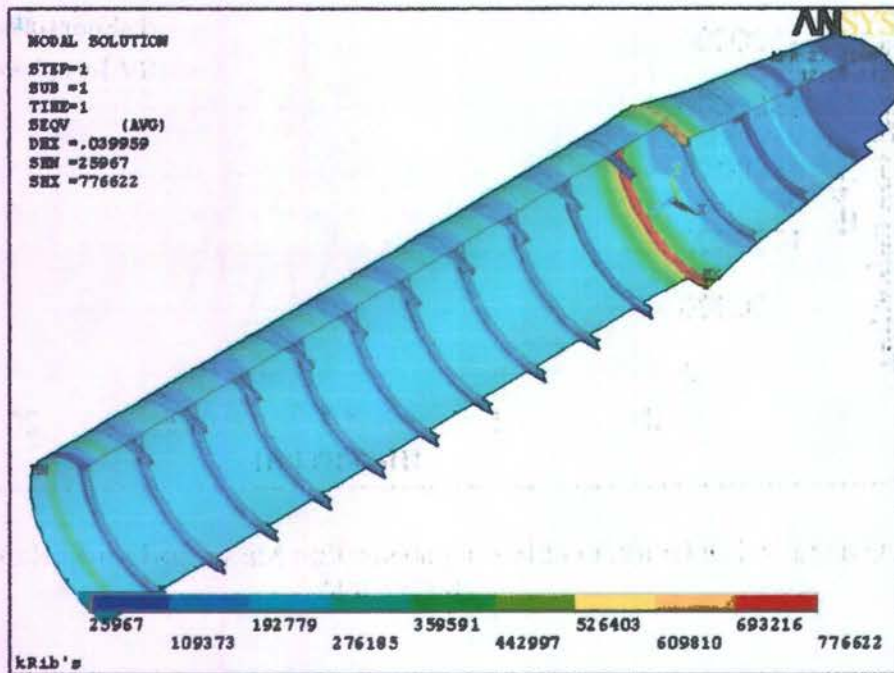


Gambar 4.21b Grafik distribusi tegangan Von Mises pada sisi dalam model dengan $\alpha 8^0$

Modifikasi struktur konus transisi berakhir pada nilai α sebesar 9° . Gambar berikut merupakan *output* tegangan Von Mises pada model dengan *dome* berbentuk *hemispherical*.



Gambar 4.22a distribusi tegangan Von Mises pada silinder *vessel* berpenutup *hemispherical* dengan $\alpha 9^\circ$ (tegangan sisi luar)



Gambar 4.22b distribusi tegangan Von Mises pada silinder *vessel* berpenutup *hemispherical* dengan $\alpha 9^\circ$ (tegangan sisi dalam)

Dengan adanya pembagian panjang model kedalam *station-station* dengan jarak antar *station* sebesar 0.5 meter, maka tabel 4.20 berikut (a dan b) akan merangkum sebaran data tegangan Von Misses, sehingga memungkinkan plot data ke dalam grafik.

Tabel 4.20a Distribusi tegangan Von Misses pada sisi luar model dengan *hemispherical head* modifikasi $\alpha 9^0$

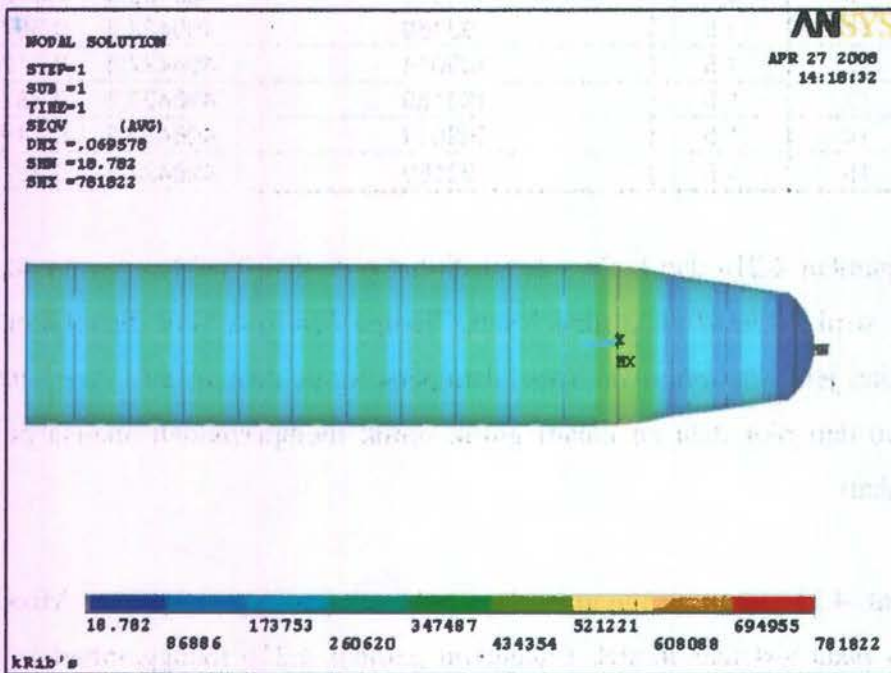
Station	Radius R (m)	Tegangan Von Misses σ_v (Pa)	0,9 SMYS (Pa)	UC
1	1	25859	496422,5	0,052091
2	1,083	192169	496422,5	0,387108
3	1,16	25859	496422,5	0,052091
4	1,25	192169	496422,5	0,387108
5	1,33	109014	496422,5	0,219599
6	1,416	192169	496422,5	0,387108
7	1,5	524789	496422,5	1,057142
8	1,5	109014	496422,5	0,219599
9	1,5	192169	496422,5	0,387108
10	1,5	109014	496422,5	0,219599
11	1,5	192169	496422,5	0,387108
12	1,5	109014	496422,5	0,219599
13	1,5	192169	496422,5	0,387108
14	1,5	109014	496422,5	0,219599
15	1,5	192169	496422,5	0,387108

Pada gambar 4.21a dan b akan dapat dilihat pola distribusi tegangan pada model ketika struktur *head* pada model yang berupa *hemispherical* digantikan dengan *head* dari jenis *torispherical*. Tabel data persebaran, dengan cara yang sama dapat disusun dan plot data ke dalam grafik untuk mempermudah analisa pun dapat dilakukan.

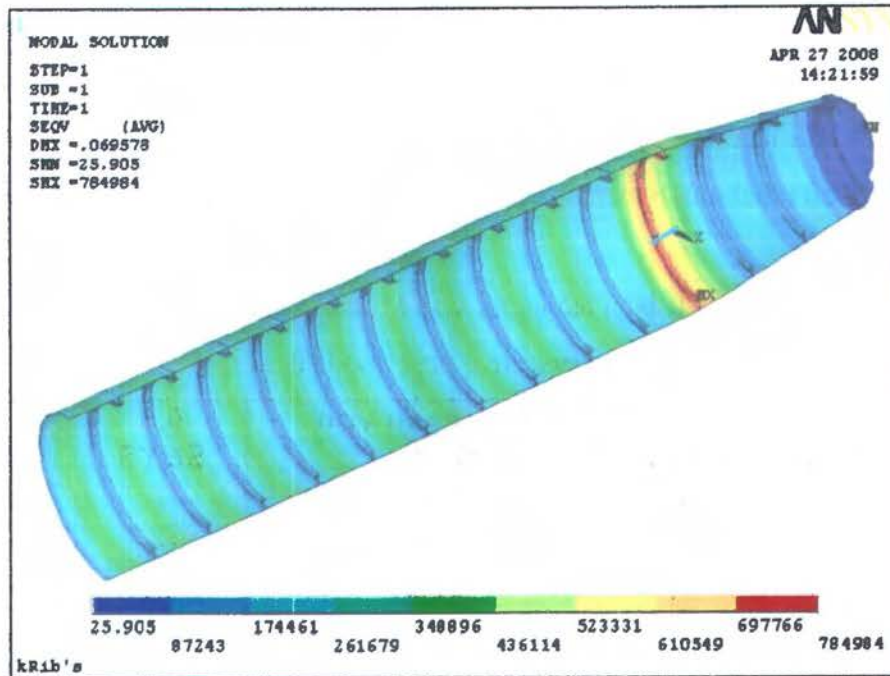
Gambar 4.31a akan menggambarkan pola sebaran tegangan Von Misses yang terjadi pada sisi luar model, sedangkan gambar 4.21b menggambarkan sebaran tegangan Von Misses yang terjadi pada sisi dalam model.

Tabel 4.20b Distribusi tegangan Von Mises pada sisi dalam model dengan *hemispherical head* modifikasi $\alpha 9^{\circ}$

Station	Radius R (m)	Tegangan Von Mises σ_v (Pa)	0,9 SMYS (Pa)	UC
1	1	25967	496422,5	0,052308
2	1,083	192779	496422,5	0,388337
3	1,16	25967	496422,5	0,052308
4	1,25	192779	496422,5	0,388337
5	1,33	109373	496422,5	0,220322
6	1,416	359591	496422,5	0,724365
7	1,5	526403	496422,5	1,060393
8	1,5	359591	496422,5	0,724365
9	1,5	192779	496422,5	0,388337
10	1,5	192779	496422,5	0,388337
11	1,5	192779	496422,5	0,388337
12	1,5	192779	496422,5	0,388337
13	1,5	192779	496422,5	0,388337
14	1,5	192779	496422,5	0,388337
15	1,5	192779	496422,5	0,388337



Gambar 4.23a distribusi tegangan Von Mises pada silinder vessel berpenutup *hemispherical* dengan $\alpha 9^{\circ}$ (tegangan sisi luar)



Gambar 4.23b
distribusi tegangan Von Misses pada silinder *vessel* berpenutup *hemispherical* dengan $\alpha 9^{\circ}$ (tegangan sisi dalam)

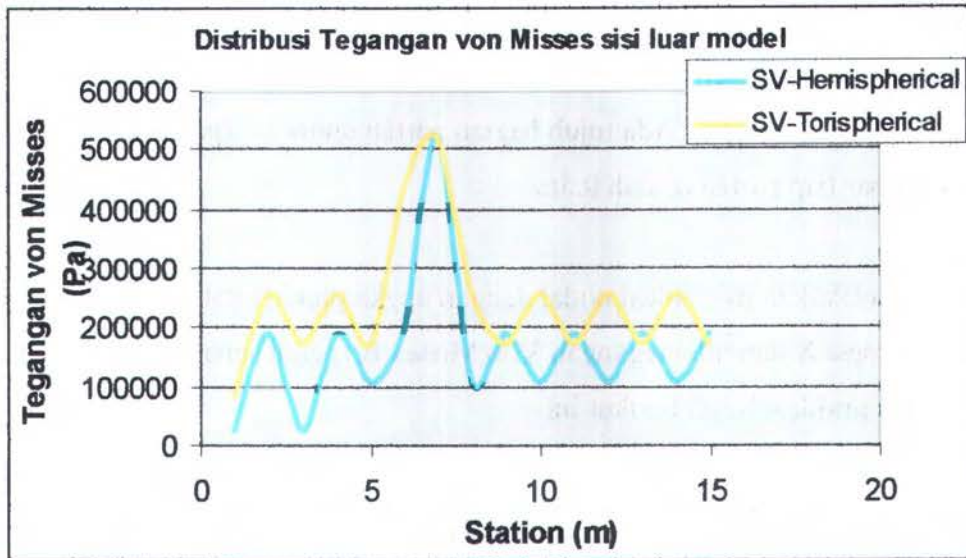
Tabel 4.21a Distribusi tegangan Von Misses pada sisi luar model dengan *torispherical head* modifikasi $\alpha 9^{\circ}$

Station	Radius R (m)	Tegangan Von Misses σ_v (Pa)	0,9 SMYS (Pa)	UC
1	1	86886	496422,5	0,175024
2	1,083	260620	496422,5	0,524996
3	1,16	173753	496422,5	0,35001
4	1,25	260620	496422,5	0,524996
5	1,33	173753	496422,5	0,35001
6	1,416	434354	496422,5	0,874968
7	1,5	521221	496422,5	1,049954
8	1,5	260620	496422,5	0,524996
9	1,5	260620	496422,5	0,524996
10	1,5	260620	496422,5	0,524996
11	1,5	173753	496422,5	0,35001
12	1,5	260620	496422,5	0,524996
13	1,5	173753	496422,5	0,35001
14	1,5	260620	496422,5	0,524996
15	1,5	173753	496422,5	0,35001

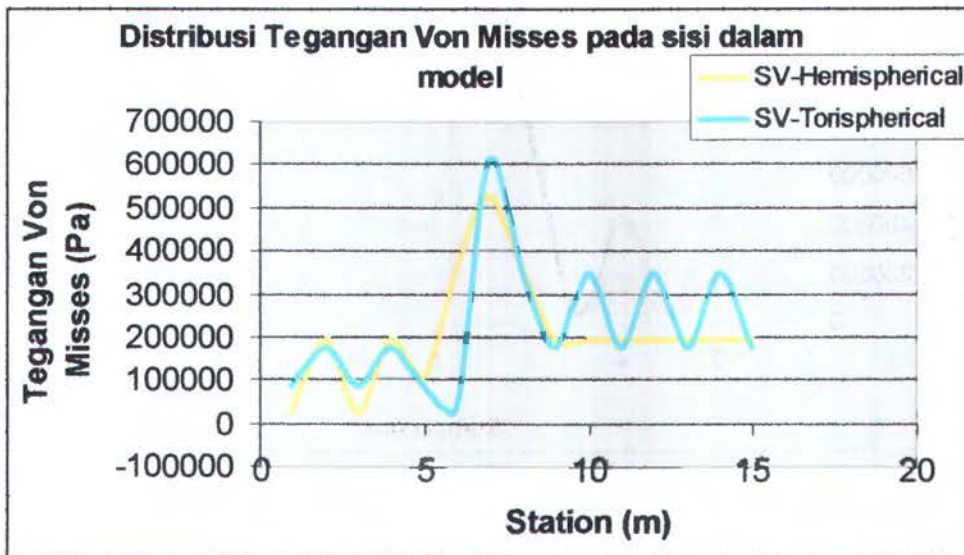
Tabel 4.21a merupakan plot distribusi tegangan Von Misses pada sisi bagian luar, sedangkan tabel 4.21b merangkum distribusi pada sisi struktur bagian dalam.

Tabel 4.21b Distribusi tegangan Von Misses pada sisi dalam model dengan *torispherical head* modifikasi $\alpha 9^0$

Station	Radius R (m)	Tegangan Von Misses σ_v (Pa)	0,9 SMYS (Pa)	UC
1	1	87243	496422,5	0,175743
2	1,083	174461	496422,5	0,351437
3	1,16	87243	496422,5	0,175743
4	1,25	174461	496422,5	0,351437
5	1,33	87243	496422,5	0,175743
6	1,416	34889	496422,5	0,070281
7	1,5	610549	496422,5	1,229898
8	1,5	348896	496422,5	0,702821
9	1,5	174461	496422,5	0,351437
10	1,5	348896	496422,5	0,702821
11	1,5	174461	496422,5	0,351437
12	1,5	348896	496422,5	0,702821
13	1,5	174461	496422,5	0,351437
14	1,5	348896	496422,5	0,702821
15	1,5	174461	496422,5	0,351437



Gambar 4.24a Grafik distribusi tegangan Von Misses pada sisi luar model dengan $\alpha 9^0$

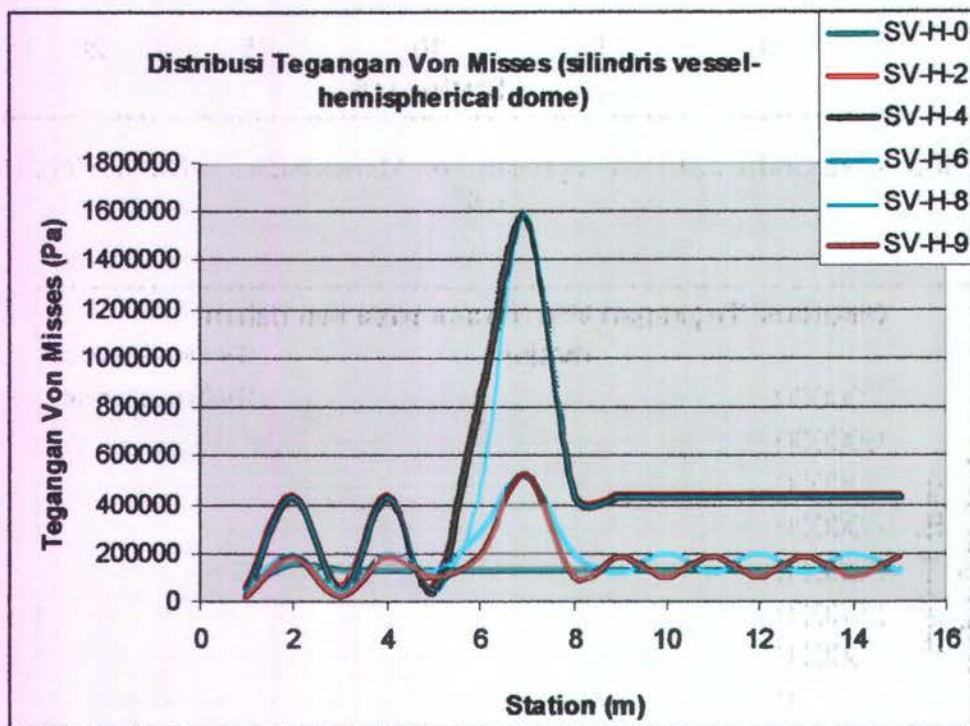


Gambar 4.24b Grafik distribusi tegangan Von Misses pada sisi dalam model dengan $\alpha 9^0$

Pada halaman berikut, seluruh tegangan Von Misses dapat dilihat dalam satu grafik untuk mempermudah penarikan kesimpulan

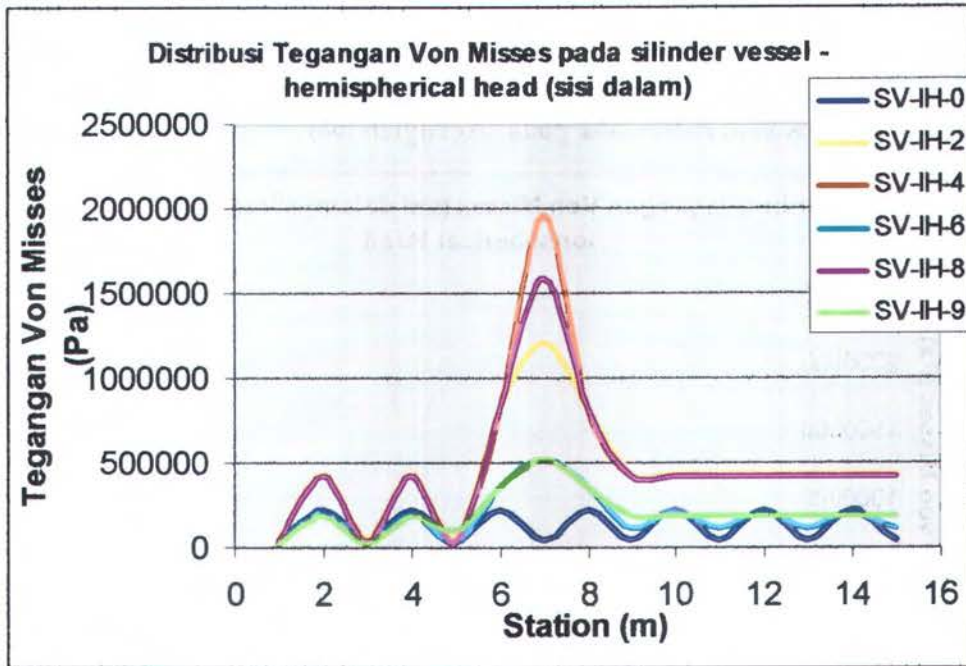
Tegangan Von Mises pada struktur transisi memiliki pola distribusi sebaran tertentu. Untuk mempermudah plot solusi node, maka struktur konus transisi dibagi atas partisi-partisi. Ada tujuh bagian partisi untuk L_f (panjang konus) dengan lebar tiap partisi adalah 0.5m.

Dengan melakukan plot solusi nodal dengan angka partisi (station) berperan sebagai fungsi X dan nilai tegangan Von Mises berperan sebagai fungsi Y, maka didapatkan grafik sebagai berikut ini



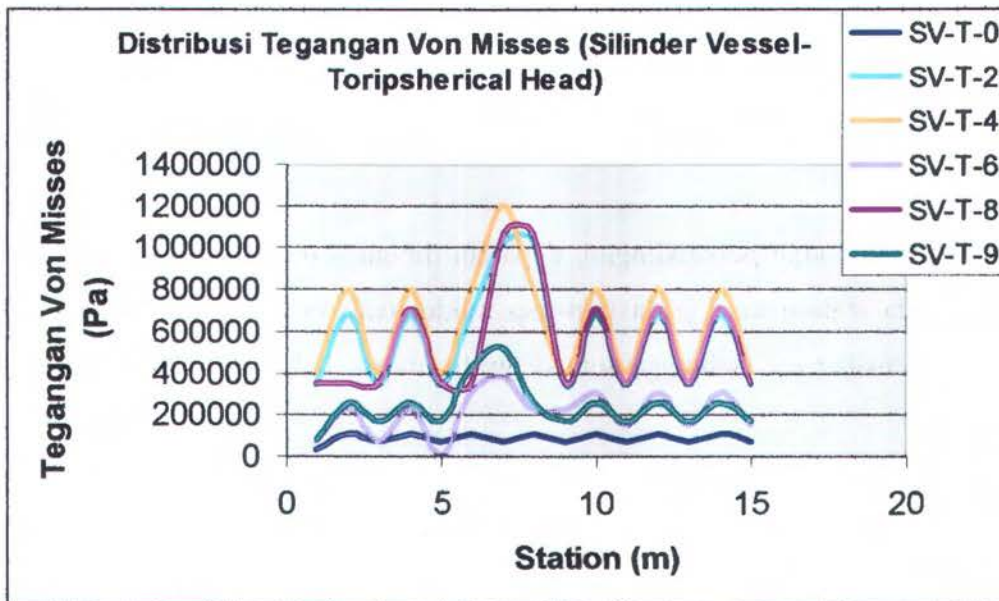
Gambar 4.25 Grafik gabungan, Tegangan Von Mises yang terjadi pada sisi luar seluruh model silinder *vessel* berpenutup *hemispherical*.

Hal yang sama dapat pula kita lakukan, yaitu dengan menggabungkan seluruh data yang ada pada tabel-tabel sebelumnya, sehingga didapatkan grafik yang menggambarkan distribusi tegangan pada sisi dalam *pressure vessel* sebagai respons diterapkannya tekanan hidrostatik terhadap struktur.



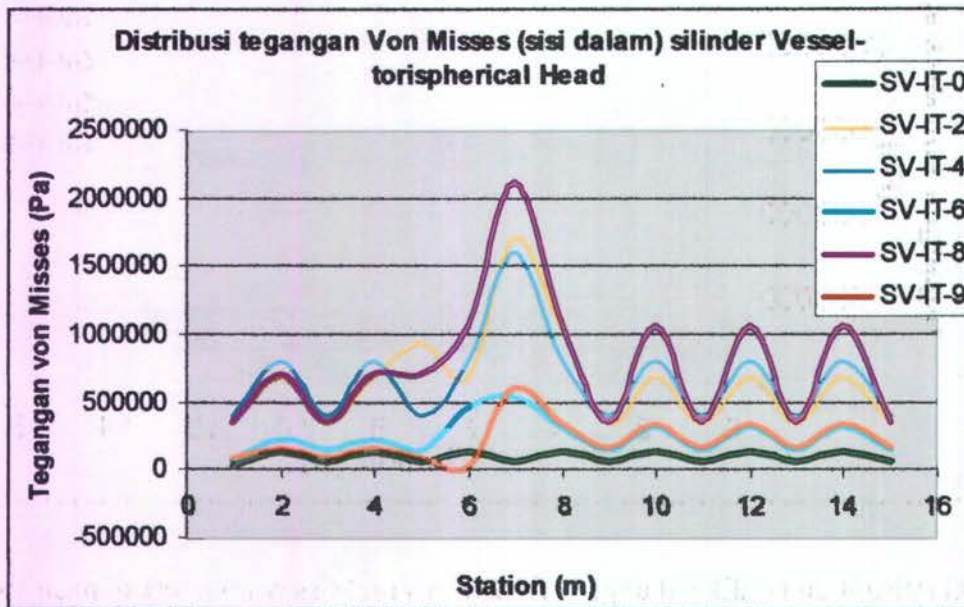
Gambar 4.26 Grafik gabungan, Tegangan Von Misses yang terjadi pada sisi dalam seluruh model silinder vessel berpenutup *hemispherical*.

Sedangkan grafik distriusi gabungan pada model *silinder* dengan *torispherical dome* adalah sebagai berikut:



Gambar 4.27a Grafik gabungan, Tegangan Von Misses yang terjadi pada sisi luar seluruh model silinder vessel berpenutup *Torispherical*

Dengan langkah yang sama maka akan didapatkan pula grafik gabungan tegangan Von Misses pada sisi dalam silinder vessel berpenutup *torispherical*, sebagai akibat adanya tekanan hidrostatik pada sisi bagian luar.



Gambar 4.27b Grafik gabungan, Tegangan Von Misses yang terjadi pada sisi dalam seluruh model silinder vessel berpenutup *Torispherical*

Secara umum tampak dalam gambar grafik 4.35 hingga 4.37 bahwa pada station ke 7 dimana terdapat struktur sambungan antara silinder vessel dengan *conical transition* distribusi tegangan Von Misses cenderung mengalami peningkatan harga.

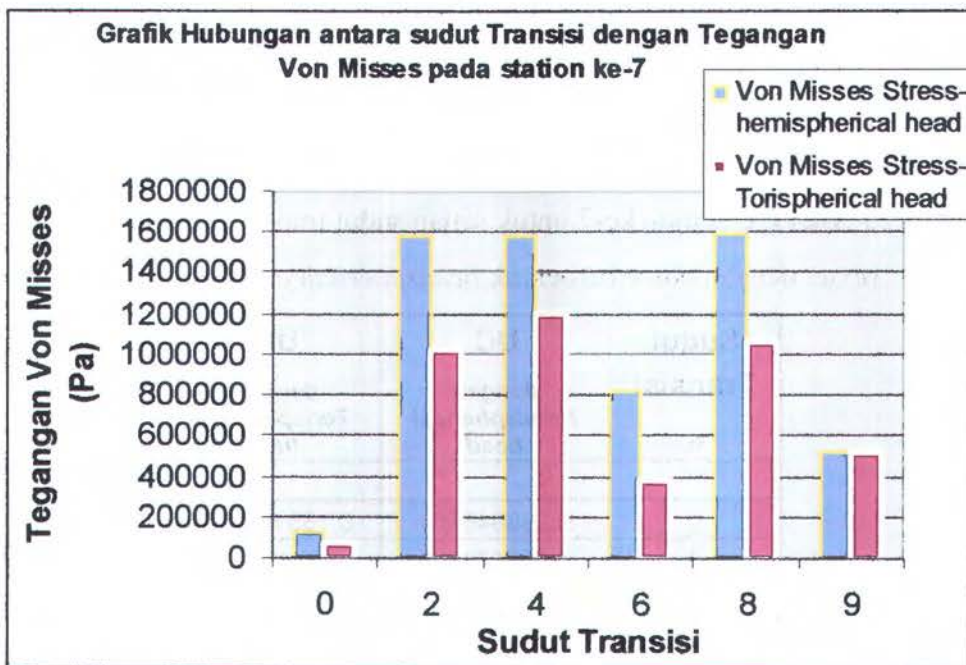
Guna mempermudah perbandingan, dapatlah dibuat sebuah tabel tegangan Von Misses pada station ke-7 pada tiap-tiap model baik berpenutup *hemispherical* maupun *torispherical*, sehingga sebuah grafik dapat di buat guna perbandingan langsung.

Hal ini penting dilakukan guna menganalisa keterkaitan sudut transisi dengan distribusi tegangan antara tiap-tiap model. Hal ini sesuai dengan tujuan dilaksanakannya tugas akhir ini.

Tabel 4.22 Perbandingan distribusi Von Misses Stress station ke-7 struktur *pressure vessel* berpenutup *hemispherical* dan *torispherical*

Sudut Transisi α	Tegangan Von Misses <i>Hemispherical head</i> (Pa)	Tegangan Von Misses <i>Torispherical head</i> (Pa)
0	128547	77029
2	1580000	1030000
4	1580000	1210000
6	822170	387196
8	1590000	1070000
9	524789	521221

Dan berdasarkan tabel 4.22 diatas maka dapat dibuat grafik perbandingan sebagai berikut:



Gambar 4.28 Grafik hubungan antara sudut transisi dengan Tegangan Von Misses pada station ke-7 struktur *pressure hull* dengan *hemispherical* dan *torispherical head*.

4.2.2 Analisa Perbandingan UC pada Station ke-7

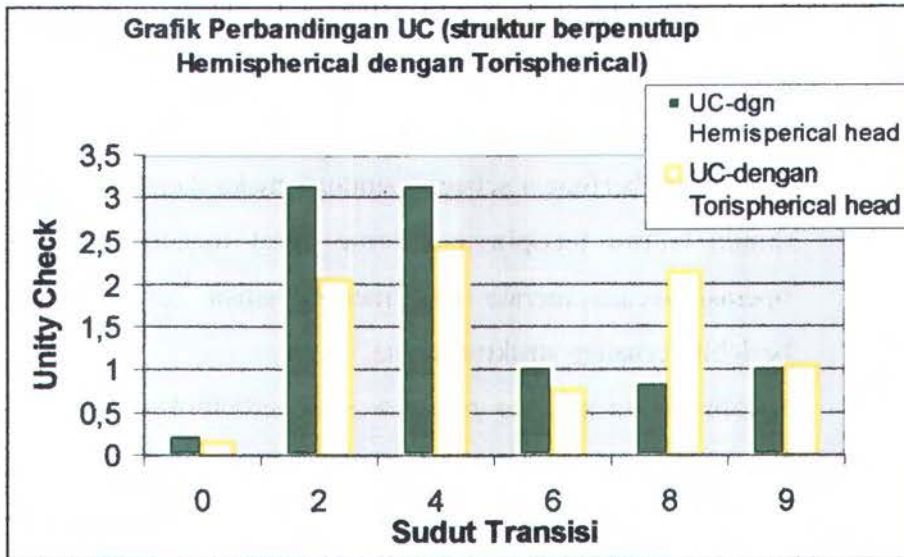
Unity check dapat menjadi salah satu parameter gagal tidaknya suatu struktur ketika dikenai oleh beban operasi. Selain itu dalam kasus kali ini UC (*unity check*) menjadi parameter bagi efektifitas struktur penghubung berupa *conical transition* yang menyebabkan munculnya transisi geometris antara bentuk silinder menuju bentuk hemispherical ataupun hemispherical. Penegar yang ditetapkan memiliki nilai bentang maksimum dari jarak yang diijinkan diharapkan tidak mempengaruhi karakteristik dari dome, *conical transition* dan silinder *vessel* yang dimodifikasi dalam menahan beban operasi. Dengan demikian diharapkan dapat ditarik suatu konklusi dari sifat perubahan diskontinuitas tanpa terpengaruh oleh adanya penambahan penegar.

Pada tabel 4.23 berikut akan disajikan rangkuman nilai *unity check* pada station ke-7 untuk masing-masing sudut transisi yang menimbulkan perubahan struktural model.

Tabel 4.23 Nilai UC station ke-7 untuk setiap sudut transisi pada struktur silinder *vessel* dengan *dome* berbentuk *hemispherical* dan *torispherical*

Sudut Transisi α	UC dengan <i>Hemispherical head</i>	UC dengan <i>Torispherical head</i>
0	0,258946764	0,155168229
2	3,182772739	2,07484552
4	3,182772739	2,437439882
6	1,050782348	0,779972705
8	0,858925613	2,155422045
9	1,05714185	1,049954424

Dapat dilihat dalam tabel, nilai $UC \geq 1$ terjadi pada struktur dengan *hemispherical head* pada sudut transisi 2° , 4° , 6° . Sedang nilai $UC \geq 1$ juga terjadi pada struktur dengan *torispherical head* pada sudut transisi 2° , 4° , 8° , 9° . Untuk mempermudah perbandingan, pada gambar 4.39 berikut disajikan data grafik UC.



Gambar 4.29 Grafik perbandingan unity check struktur *pressure hull* berpenutup *hemispherical* dengan struktur berpenutup *torispherical*.

4.3 ANALISA HASIL

Berdasarkan grafik pada gambar 4.38 dan berdasar grafik 4.39 dapat disimpulkan bahwa:

1. Tegangan akibat pembebanan tekanan hidrostatik pada struktur akan terdistribusi secara merata dan akan bernilai kecil apabila struktur tidak menggunakan struktur transisi berbentuk kerucut. Hal ini berlaku secara umum, baik pada penggunaan *head* berbentuk *torispherical* maupun berbentuk *torspherical*.
2. Secara umum, penggunaan *torispherical* sebagai *head* pada struktur silinder *vessel* akan mengurangi distribusi tegangan Von Misses yang terjadi pada station ke-7 dimana terdapat perubahan geometris akibat bersambungannya silinder *vessel* dengan *conical transition*. Namun secara khusus, penggunaan *torispherical* pada struktur dengan sudut transisi 8° hanya akan mengakibatkan kenaikan nilai tegangan Von Misses pada station ke-7. Hal ini berarti dibutuhkan

penegar khusus pada station ke-7, dengan kata lain berat struktur akan bertambah.

3. Jika dilakukan perbandingan distribusi tegangan akibat struktur *dome* yang berfungsi sebagai penutup, maka dapat dikatakan secara umum bahwa torispherical dome dapat mendistribusikan beban operasi secara merata dan meminimalisir terjadinya tegangan berlebih terhadap struktur utama.
4. Secara umum struktur *pressure hull* berbentuk silinder sempurna (tanpa menggunakan *conical transition*) menahan beban hidrostatik saat operasi penyelaman jauh lebih baik jika dibandingkan dengan struktur *pressure hull* dengan tambahan *conical transition*. Namun dalam hal ini perlu dikaji ulang jika faktor kecepatan menjadi parameter utama dalam desain kapal selam.

BAB V

PENUTUP

5.1 KESIMPULAN

Berdasarkan analisa pada bab IV maka di akhir penulisan tugas akhir ini ada beberapa hal yang dapat disimpulkan, diantaranya adalah sebagai berikut:

1. Penggunaan *dome* dari jenis *hemispherical* dan *torispherical* sebagai penutup pada ujung-ujung silinder *vessel pressure hull* akan mempengaruhi pola pendistribusian tegangan Von Mises yang timbul pada plat *pressure hull* sebagai akibat dari bekerjanya tekanan hidrostatik pada struktur pada saat kondisi operasinya.
2. Dibandingkan dengan *dome* berjenis *hemispherical*, *dome* dari jenis *torispherical* secara umum mampu meminimalisir tegangan Von Mises yang timbul akibat adanya interaksi antara *pressure hull* dengan beban hidrostatik saat operasi dilakukan. Namun dalam hal ini, pemilihan jenis *dome* tidak dapat dilakukan secara mutlak guna menentukan mana yang terbaik. Faktor penentu lain dan tujuan perancangan yang menentukan fungsi serta performa kapal selam harus turut dipertimbangkan.
3. Penggunaan *head* serta besar jari-jari transisi yang dipengaruhi oleh besar sudut transisi pada struktur *conical transition* menjadi faktor pengaruh bagi pola distribusi tegangan Von Mises:
 - Tegangan Von Mises mencapai minimum ketika sudut transisi mencapai nilai nol atau dengan kata lain tidak dipergunakannya struktur transisi berupa kerucut. Hal ini berlaku secara umum ketika *hemispherical head* dan *torispherical head* digunakan sebagai struktur penutup.
 - Pada kasus penggunaan *hemispherical head* sebagai penutup, nilai tegangan Von Mises akan mencapai nilai ekstrem pada

modifikasi nilai sudut transisi sebesar 2° , 4° , dan 8° . Sedangkan pada kasus penggunaan penutup berupa *torispherical*, nilai tegangan Von Mises akan mencapai nilai ekstrem pada modifikasi sudut transisi sebesar 2° , 4° , dan 8° namun dengan nilai yang jauh lebih kecil.

4. Secara umum, bagian struktur yang harus menopang tegangan Von Mises dengan nilai esktrm adalah struktur yang berada pada *station* ke-7. Atau tempat dimana terjadi perubahan geometri, sebagai akibat penyambungan struktur silinder *vessel* dengan *conical transition* yang menghubungkan silinder *vessel* dengan struktur *dome* penutup.
5. Silinder *vessel* adalah struktur yang mendistribusikan tekanan hidrostatik secara merata. Sedangkan *dome* berbentuk *torispherical* mampu meminimalkan efek tekanan hidrostatik pada struktur *pressure hull* jauh lebih baik jika dibandingkan dengan *hemispherical dome*, bahkan jika harus digabung dengan *conus* transisi. Namun sebagai perkecualian pada sudut transisi 8° , penggunaan *torispherical head* hanya akan meningkatkan tegangan Von Mises pada *station* ke tujuh *pressure hull*.

5.2 SARAN

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, maka untuk penelitian lebih lanjut yang disarankan adalah sebagai berikut :

1. Menganalisa kekuatan *shell* terhadap beban *impact* pada *pressure hull*.
2. Menganalisa pengaruh bentuk dan jenis *dome* dalam menahan *drag pressure* pada *pressure hull* kapal selam.
3. Meneliti hubungan antara lambung kapal selam dengan sirip kapal selam serta menganalisa aliran fluida yang mungkin akan menimbulkan *vortex induced vibration* pada sirip.

DAFTAR PUSTAKA

- Arentzen, E. S. dan Phillip Mandel. 1960. **Naval Architectural Aspects of Submarine Design**. Massachusetts Institut of Technology. Cambridge, USA.
- ASME. 2004. “ **Boiler and Pressure Vessel Section VIII Divison 1**”.
- ABS. 2002. **Rules for Building and Classing Underwater Vehicles, Systems and Hyperbaric Facilities**. ABS, Houston.
- Burcher, Roy.Louis Rydill. 1995. **Concept in Submarine Design**. Cambridge University press, Melbourne.
- Chuse, Robert. Stephen M. Eber, P.E. 1997. **Pressure Vessel: The ASME Code Simplified**. McGraw-Hill Book Company, USA.
- Daniel, R. J. **Consideration Influencing Submarine Design**, Paper 1, Int. Symp. On Naval submarines, RINA, London, 1983
- Gertler, M., **Resistance Experiment on Systematic Series of Streamlined Bodies of Revolution-For Application to the Design of High Speed Submarines**, DTMB Report C-297, naval Ship Research and Development Centre, Washington D. C., 1950
- Hervey, J. B., **Submarines**, Brassey's London, 1994.
- Jackson, Capt. H. A., **The Influence of the USS Albacore on Submarine Design**, Paper 2, Int. Symp. On Naval Submarines, Warship'93, RINA, London, 1993
- Joubert, P.N. 2006. **Some Aspect of Submarine Design Part 2**. Defence Science and Technology Organization, Victoria.
- Logan, Daril L.1992. **A First Course in the Finite Element Method**. PWS Publishing Company, Boston.
- Liang, Cho-Chung and Wen Hao Lai.1998. Study of the Nonlinear Responses of Submersible Pressure Hull. **International Journal of Pressure Vessel and Piping No.131-149**.
- Megyesy, Eugene F. 1987. **Pressure Vessel Handbook**. Publishing Inc., Tulsa.

- McGrattan R. J. dan G. A. Peteros. 1990, **Structure Principles**. Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, USA.
- Timoshenko, Stephen P. and James M. Gere. 1963. **Theory of Elastic Stability**. McGraw-Hill Book Company, USA.
- Timoshenko, Stephen P. and J. N. Goodier. 1970. **Theory of Elasticity**. McGraw-Hill Book Company, USA.
- Timoshenko, Stephen P. and S. Woinowsky-Krieger. 1970. **Theory of Plates and Shells**. McGraw-Hill Book Company, USA
- Schodek, Daniel L. 1999. **Struktur**. Erlangga, Jakarta, Indonesia
- Sofyan, Ahmad. 2005. **Perancangan Stuktur Underwater Habitat dengan Konfigurasi Silinder Berujung Dome**. ITS, Surabaya
- Szilard, Rudolph. 1974. **Theory and Analysis of Plates Classical and Numerical Methods**. Prentice-Hall, Inc.



LAMPIRAN A

INPUT PEMODELAN ANSYS 11

```
/BATCH
/COM,ANSYS RELEASE 11.0      UP20030930      16:04:56      06/21/2008
/input,menust,tmp,'',,,,,,,,,,,,,,1
/GRA,POWER
/GST,ON
/PLO,INFO,3
/GRO,CURL,ON
/CPLANE,1
/REPLOT,RESIZE
WPSTYLE,,,,,,,,,0
/DIST,1,1.08222638492,1
/REP,FAST
/DIST,1,1.08222638492,1
/REP,FAST
KEYW,PR_SET,1
KEYW,PR_STRUC,1
KEYW,PR_THERM,0
KEYW,PR_FLUID,0
KEYW,PR_ELMAG,0
KEYW,MAGNOD,0
KEYW,MAGEDG,0
KEYW,MAGHFE,0
KEYW,MAGELC,0
KEYW,PR_MULTI,0
KEYW,PR_CFD,0
/GO
!*
/COM,
/COM,Preferences for GUI filtering have been set to display:
/COM, Structural
!*
/CWD,'D:\kRibS Doc\project hidr'
/TITLE,bp
/DIST,1,1.08222638492,1
/REP,FAST
/PREP7
/REPLOT,RESIZE
!*
ET,1,SOLID95
!*
ET,2,MESH200
!*
KEYOPT,2,1,6
KEYOPT,2,2,0
KEYW,PR_SET,1
KEYW,PR_STRUC,1
KEYW,PR_THERM,0
KEYW,PR_FLUID,0
KEYW,PR_ELMAG,0
KEYW,MAGNOD,0
KEYW,MAGEDG,0
KEYW,MAGHFE,0
KEYW,MAGELC,0
KEYW,PR_MULTI,0
KEYW,PR_CFD,0
/GO
```



```
!*
/COM,
/COM,Preferences for GUI filtering have been set to display:
/COM, Structural
!*
/PREP7
!*
ET,1,SOLID95
!*
ET,2,MESH200
!*
KEYOPT,2,1,6
KEYOPT,2,2,0
!*
!*
!*
!*
MPTEMP,,,,,,,,
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,1,,3e11
MPDATA,PRXY,1,,0.3
CYL4,, ,0.1016, ,0.09525
/DIST,1,1.08222638492,1
/REP,FAST
/DIST,1,1.08222638492,1
/REP,FAST
/DIST,1,1.08222638492,1
/REP,FAST
/DIST,1,1.08222638492,1
/REP,FAST
/VIEW,1,1,1,1
/ANG,1
/REP,FAST
wpro,,, -30.000000
wpro,,, -30.000000
wpro,,, -30.000000
BLC5, , ,0.5,0.5
/DIST,1,1.08222638492,1
/REP,FAST
/DIST,1,1.08222638492,1
/REP,FAST
ASBA, 1, 2
wpro,,, 30.000000
wpro,,, 30.000000
wpro,,, 30.000000
/VIEW,1,,,1
/ANG,1
/REP,FAST
ADELE, 3, , ,1
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
```

```

/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/DIST,1,1.08222638492,1
/REP,FAST
/DIST,1,1.08222638492,1
/REP,FAST
/DIST,1,1.08222638492,1
/REP,FAST
/DIST,1,1.08222638492,1
/REP,FAST
/DIST,1,1.08222638492,1
/REP,FAST
/DIST,1,1.08222638492,1
/REP,FAST
/DIST,1,1.08222638492,1
/REP,FAST
/FOC, 1, 0.345651065680E-01, 0.221363656171E-01, -
0.453921764244E-01
/REPLO
FLST,5,1,4,ORDE,1
FITEM,5,1
CM,_Y,LINE
LSEL,, , ,P51X
CM,_Y1,LINE
CMSEL,,_Y
!*
LESIZE,_Y1, , ,27, , , ,1
!*
/DIST,1,1.08222638492,1
/REP,FAST
/DIST,1,1.08222638492,1
/REP,FAST
/VIEW,1, , ,1
/ANG,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,1.08222638492,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
MSHKEY,0
CM,_Y,AREA
ASEL, , , , 4
CM,_Y1,AREA
CHKMSH,'AREA'
CMSEL,S,_Y
!*

```

```

AMESH, _Y1
!*
CMDELE, _Y
CMDELE, _Y1
CMDELE, _Y2
!*
/DIST, 1, 0.924021086472, 1
/REP, FAST
/REP, FAST
/FOC, 1, -0.144891728588E-01, 0.478830868632E-01, -
0.453921764244E-01
/REPLO
/DIST, 1, 0.924021086472, 1
/REP, FAST
/DIST, 1, 0.924021086472, 1
/REP, FAST
/DIST, 1, 0.924021086472, 1
/REP, FAST
/DIST, 1, 0.924021086472, 1
/REP, FAST
/DIST, 1, 0.924021086472, 1
/REP, FAST
/DIST, 1, 0.924021086472, 1
/REP, FAST
/FOC, 1, -0.275825231346E-01, 0.659643801011E-01, -
0.453921764244E-01
/REPLO
/DIST, 1, 0.924021086472, 1
/REP, FAST
MAT, 1
REAL,
ESYS, 0
SECNUM,
!*
/FOC, 1, -0.347381729376E-01, -0.800139816265E-02, -
0.453921764244E-01
/REPLO
FLST, 5, 4, 4, ORDE, 4
FITEM, 5, 2
FITEM, 5, -3
FITEM, 5, 6
FITEM, 5, -7
CM, _Y, LINE
LSEL, , , , P51X
CM, _Y1, LINE
CMSEL, , _Y
!*
LESIZE, _Y1, , , 15, , , , 1
!*
LPLOT
/FOC, 1, -0.322450977902E-01, 0.769031011783E-02, -
0.453921764244E-01
/REPLO
/DIST, 1, 1.08222638492, 1

```

```

/REP,FAST
/DIST,1,1.08222638492,1
/REP,FAST
FLST,5,2,4,ORDE,2
FITEM,5,13
FITEM,5,-14
CM,_Y,LINE
LSEL,, , ,P51X
CM,_Y1,LINE
CMSEL,,_Y
!*
LESIZE,_Y1, , ,2, , , , ,1
!*
MSHAPE,0,2D
!*
CM,_Y,AREA
ASEL, , , , 4
CM,_Y1,AREA
CHKMSH,'AREA'
CMSEL,S,_Y
!*
AMESH,_Y1
!*
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2
!*
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/FOC, 1, -0.422727681707E-01, 0.365537397266E-01, -
0.453921764244E-01
/REPLO
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/FOC, 1, -0.469157150659E-01, 0.546315967868E-01, -
0.453921764244E-01
/REPLO
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,1.08222638492,1
/REP,FAST
/DIST,1,1.08222638492,1

```



```

/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/USER, 1
/FOC, 1, -6.07472655038 , -3.85996495074 , -11.0653084989
/REPLO
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/FOC, 1, -5.37417603151 , -5.41534807555 , -10.2104758930
/REPLO
/VIEW, 1, 0.261070886650 , 0.367389909653 , 0.892673874620
/ANG, 1, -13.7043940536
/REPLO
/VIEW,1,1,2,3
/ANG,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/FOC, 1, -5.78171488067 , -6.88890027692 , -9.09226147570
/REPLO
/VIEW, 1, 0.689600510621 , 0.440004248668 , 0.575193356103
/ANG, 1, 16.1109407078
/REPLO
/VIEW, 1, 0.437607556224 , 0.538629851875 , 0.719984381361
/ANG, 1, 7.03696867048
/REPLO
/VIEW, 1, 0.671175600739 , 0.498854982551 , 0.548331122002
/ANG, 1, 17.1313441445
/REPLO
/VIEW, 1, 0.907220543711 , 0.249426409484 , 0.338729023439
/ANG, 1, 23.9893788037
/REPLO
/FOC, 1, -6.43456954596 , -5.55910736246 , -8.32292175468
/REPLO
/FOC, 1, -7.18268821080 , -4.23881202875 , -7.29144209643
/REPLO
/VIEW, 1, 0.686270808749 , 0.306232567201 , 0.659737820535
/ANG, 1, 17.3362267690
/REPLO

```

```
/VIEW, 1, 0.676743582896 , 0.370280314324 , 0.636325869216
/ANG, 1, 17.5461436283
/REPLO
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/FOC, 1, -7.19461260064 , -5.26204155595 , -6.68333935539
/REPLO
/FOC, 1, -7.25004485758 , -5.80502364577 , -6.30842295705
/REP,FAST
/POST1
SET, LAST
/DIST,1,1.08222638492,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
FINISH
/SOL
/STATUS, SOLU
SOLVE
FINISH
/POST1
SET, LAST
/EFACE, 1
AVPRIN, 0, ,
!*
PLNSOL, S, EQV, 0, 1
```



LAMPIRAN B

OUTPUT PEMODELAN ANSYS 11



PRINT S NODAL SOLUTION PER NODE

***** POST1 NODAL STRESS LISTING *****
PowerGraphics Is Currently Enabled

LOAD STEP= 1 SUBSTEP= 1
TIME= 1.0000 LOAD CASE= 0
SHELL NODAL RESULTS ARE AT TOP/BOTTOM FOR MATERIAL 1

THE FOLLOWING X,Y,Z VALUES ARE IN GLOBAL COORDINATES

	NODE	SX	SY	SZ	SXY	SYZ
SXZ						
	1	4.9809	5.1302	0.13864E-01	1.0732	-0.97397E-
01	0.13851					
	1	2.2129	3.4739	-3.0833	-0.16137	-0.13093
0.76703E-01						
	2	3.6181	3.8065	0.13073E-01	-0.41742	-0.25123
0.27253E-01						
	2	2.4699	2.7792	-3.0761	0.41851E-01	-0.39879
0.11554						
	4	2.7320	2.1934	0.27934E-03	0.23915	-0.30591E-
02	-0.33228E-01					
	4	1.8734	3.1143	-3.0991	0.28342	-0.59589E-
02	-0.51642E-01					
	7	3.8244	4.1620	0.18534E-01	-0.99154E-01	-0.23512
-0.32428E-01						
	7	2.7974	2.7422	-3.0705	-0.36443	-0.33948
0.21039E-01						
	10	3.5370	4.4635	0.34648	0.90665	-0.54126
0.81149						
	10	2.2206	3.6881	-2.5886	0.28268	-0.93936
1.2438						
	11	3.2175	2.7039	0.32583	-0.85436E-01	-0.83078
0.43280						
	11	2.4943	2.5804	-2.5651	0.30110	-1.4972
0.65659						
	15	3.1008	2.7650	0.31312	-0.27949	-0.88783
-0.69823E-05						
	15	2.5838	2.5329	-2.5471	-0.11963	-1.6475
-0.19766E-03						
	18	3.4238	4.1116	0.18327E-01	0.31504	-0.21219
-0.15155						
	18	2.3859	3.1944	-3.0693	-0.30114	-0.37690
-0.18272						
	21	-1.3119	-0.48164	-4.5687	-0.75079	1.1620
-3.3583						
	21	0.63576	-1.8614	7.1575	2.0816	1.2729
-3.2914						
	22	-0.65463	-1.7789	-7.2047	-1.0337	0.22260
-3.3046						

22	-1.7589	0.65548	7.7949	2.1786	0.33580
-3.2965					
24	-0.73007	-1.6107	2.5501	-1.1032	-1.5054
-2.3545					
24	-3.0092	-2.7244	-3.2958	0.16748	-0.85707
-1.9126					
26	-3.0038	-1.2638	5.2612	-1.9134	-1.3183
-3.8530					
26	-2.6565	-3.1061	-1.0066	0.11035	-0.88553
-3.0127					
29	-0.95533	-0.31286E-01	-1.4390	-0.76170E-01	2.4270
-2.5763					
29	1.5859	-3.0427	6.5331	-0.62779E-02	2.4678
-2.5107					
31	-4.1124	-0.50380E-01	8.3937	-0.58490	0.40685
-4.1025					
31	-3.1600	-3.1039	1.4230	-0.33725	0.35490
-3.4284					
34	-0.28552	0.69826E-01	1.8398	0.14475E-01	3.1662
-1.1380					
34	0.13866	-1.9819	5.6213	-1.8493	2.8000
-0.56646					
36	-1.8569	-0.77633E-01	10.794	0.59242	1.9013
-3.0371					
36	-3.7556	-2.9810	3.3688	0.92279E-01	1.5021
-2.3831					
39	0.35697E-01	0.44840	5.5774	-0.14923	2.5575
0.31665					
39	-2.2262	-0.28458	2.8405	-1.5309	1.2655
1.0157					
41	-0.18611	-2.1167	9.2466	-0.10561	1.4701
-2.2762					

***** POST1 NODAL STRESS LISTING *****
PowerGraphics Is Currently Enabled

LOAD STEP= 1 SUBSTEP= 1
TIME= 1.0000 LOAD CASE= 0
SHELL NODAL RESULTS ARE AT TOP/BOTTOM FOR MATERIAL 1

THE FOLLOWING X,Y,Z VALUES ARE IN GLOBAL COORDINATES

NODE	SX	SY	SZ	SXY	SYZ
SXZ					
41	-1.6354	-2.5438	8.7503	-0.49941	0.96226
-1.9176					
44	-0.22282E-02	0.65750	7.0367	0.68689E-01	0.34744
1.1767					
44	-3.0692	-0.13729	0.25239	-0.19221E-02	-0.39502
1.1382					
46	-1.6000	-2.4667	9.6751	0.38766	0.29609
-2.4666					

46	-1.5550	-0.11804E-01	12.152	0.10919	-0.69269
-2.5218					
49	0.91689E-01	0.28154	5.9541	0.17191	-1.6972
0.38863					
49	-2.4853	-1.0956	-0.39957	1.0901	-1.7816
0.28120					
51	-1.1247	-0.63486	7.0319	0.59492	-1.6181
-3.1550					
51	-1.0526	-0.69497E-01	7.8878	0.82492	-1.7979
-3.3885					
54	-0.13062	0.73569E-01	3.4016	0.44466E-01	-2.2884
-1.0487					
54	-1.2488	-2.4271	-0.39911	1.1108	-2.2559
-1.1631					
56	-0.12482	-0.77872	3.6137	1.0084	-1.0673
-4.7465					
56	-0.24421	-0.88167	3.5975	0.90039	-0.98238
-4.8360					
59	-0.84259	-0.19722E-01	0.46772	0.21763	-1.6022
-2.2573					
59	-0.42031	-3.0864	0.31519E-01	0.22285E-01	-1.5351
-2.2796					
61	0.34348	-1.4923	0.34341	0.31808	1.1001
-4.9715					
61	0.88038	-1.4947	0.22649	0.39349	1.0024
-5.1175					
64	3.6777	3.6983	0.19833E-01	0.66279	-0.10977
-0.21135					
64	1.7825	3.5153	-3.0721	-0.62919	-0.15596
-0.23097					
67	4.9582	1.5439	0.66915E-02	-0.80462E-01	0.17605E-
01 0.20918					
67	0.14444	2.8259	-3.1005	0.95670E-01	0.33968E-
01 0.17152					
68	3.7370	3.7192	0.11584E-01	0.66731	0.11517
0.13601					
68	1.6926	3.4800	-3.0864	-0.64790	0.13560
0.97134E-01					
73	4.9293	1.4115	0.15303E-01	-0.52824E-01	-0.23727E-
01-0.28781					
73	0.11990	2.9382	-3.0806	0.63657E-01	-0.42568E-
01-0.36029					
76	4.9242	5.0318	0.23235E-01	0.99684	0.77557E-
01-0.22984					
76	2.1479	3.7024	-3.0714	-0.10229	0.11481
-0.20831					
79	3.4856	4.1723	0.13871E-01	0.29938	0.21941
0.75523E-01					
79	2.3894	3.0554	-3.0769	-0.27416	0.36322
0.73514E-01					
82	3.8578	4.1919	0.18839E-01	-0.15166	0.24126
-0.49793E-01					

82	2.7996	2.6734	-3.0699	-0.15683	0.34767
-0.12233					
85	3.7041	3.7666	0.17827E-01	-0.47941	0.25525
-0.10680					
85	2.2181	2.9133	-3.0680	0.23528	0.42364
-0.22508					
89	2.7467	2.9889	0.30021	-0.28534	-0.75945
-0.41549					
89	2.4864	3.0169	-2.5432	-0.30401	-1.5052
-0.77962					

***** POST1 NODAL STRESS LISTING *****

PowerGraphics Is Currently Enabled

LOAD STEP= 1 SUBSTEP= 1

TIME= 1.0000 LOAD CASE= 0

SHELL NODAL RESULTS ARE AT TOP/BOTTOM FOR MATERIAL 1

THE FOLLOWING X,Y,Z VALUES ARE IN GLOBAL COORDINATES

	NODE	SX	SY	SZ	SXY	SYZ
SXZ	92	2.5182	3.1065	0.29688	-0.51361E-01	-0.43019
-0.71969						
	92	2.1787	3.3329	-2.5951	-0.27392	-0.77736
-1.3172						
	95	-1.6391	-0.19193	4.3263	0.40786E-01	0.11372
-1.3193						
	95	-1.5955	-2.0080	1.3611	0.85614E-01	0.75618E-
01 -1.0327						
	96	-1.7498	-0.98733	4.3456	-0.11964	-0.15986
-1.1991						
	96	-1.6908	-1.4602	0.99675	0.29341E-01	-0.69065
-0.64071						
	98	0.19825	0.81564	2.6129	-0.42592E-01	-0.77045E-
01 0.70924						
	98	-3.0092	1.0884	-0.14560	0.31609E-01	0.15895E-
01 0.63362						
	100	0.39046	0.88926	2.8105	-0.39769	0.26051
0.62083						
	100	-2.0728	0.10065	0.94904	-1.4395	0.94731
0.68519						
	103	-1.6862	-0.86417	4.8562	0.22628	-0.13456
-1.1898						
	103	-1.6730	-1.7776	0.27387	-0.95284E-01	0.69838
-0.57079						
	105	0.47801	1.3830	3.5236	0.63943	-0.36926
0.58587						
	105	-2.0376	-0.11366	1.5923	1.2272	-0.94531
0.96763						
	108	2.6549	1.3480	0.28353	-0.33825E-02	-0.12921E-
01-0.83566						

108	1.5975	2.4502	-2.7051	-0.46629E-01	-0.26630E-
01 -1.3133					
111	2.1062	3.0525	2.2363	0.86588	-0.94466
1.5900					
111	-0.13680	1.7841	-0.23005	0.96862	-1.6671
2.0853					
112	2.4545	1.6193	1.7669	0.30234	-1.3418
0.92124					
112	0.85372	0.19977	-0.68545	1.1212	-2.3133
0.77239					
116	1.5656	1.5439	1.6802	-0.50088E-01	-0.27873E-
01 1.5776					
116	-1.3361	2.0127	-1.8771	-0.38010E-01	0.19005E-
01 1.4733					
118	1.6692	2.4030	1.8087	-0.37917	0.83752
1.3875					
118	-0.36996	1.5981	-0.96817	-1.0770	1.2044
1.7872					
123	-1.6066	-0.95902	0.52022	-0.17358	0.36321
0.76106					
123	-1.5339	-0.40357	5.2169	-0.43217	0.22220
0.94104					
124	-1.5829	-1.2981	0.79972	0.10295	-0.15800
0.92837					
124	-1.6049	0.65416	5.4014	-0.18179E-01	-0.51210E-
02 1.0689					
126	0.14259	0.81728	2.1773	-0.46271E-01	0.74724E-
01-0.55955					
126	-2.8288	1.6435	1.1117	0.58977E-01	0.14541E-
01 -1.0811					
128	0.34033	1.0570	2.4518	-0.44261	-0.23412
-0.50277					
128	-1.9095	0.63723	1.7328	-1.5903	-1.0018
-1.0023					
131	-1.5402	-1.2727	0.14902E-01	0.11639	-0.55734
0.62885					
131	-1.4050	-0.11059	5.4559	0.58975	0.11168
0.99267					
133	0.47554	1.5790	3.1326	0.73395	0.37104
-0.45955					

***** POST1 NODAL STRESS LISTING *****

PowerGraphics Is Currently Enabled

LOAD STEP= 1 SUBSTEP= 1
 TIME= 1.0000 LOAD CASE= 0
 SHELL NODAL RESULTS ARE AT TOP/BOTTOM FOR MATERIAL 1

THE FOLLOWING X,Y,Z VALUES ARE IN GLOBAL COORDINATES

NODE	SX	SY	SZ	SXY	SYZ
SXZ					

	133	-1.8525	0.36750	2.2018	1.4828	0.95546
-1.1415	136	2.8726	1.4224	0.27664	-0.25049E-02	0.11880E-
01 0.85717	136	1.2570	2.3180	-2.8186	-0.54094E-01	0.35371E-
01 1.0873	138	2.6669	3.2719	0.28196	-0.54543E-01	0.45676
0.70898	138	2.0480	3.1215	-2.6686	-0.26600	0.74348
1.1864	142	1.3215	1.4493	1.4874	-0.49380E-01	0.25987E-
01 -1.3623	142	-0.98948	2.2922	-1.1579	-0.26589E-01	-0.32506E-
01 -1.9745	144	1.4982	2.2816	1.6869	-0.39314	-0.74059
-1.2688	144	-0.14935	1.8352	-0.52305	-1.1027	-1.3173
-2.0634	147	1.9372	2.9521	2.1419	0.81697	0.88549
-1.4999	147	0.44065E-01	2.0324	-0.81096E-02	1.0843	1.6405
-2.2690	154	3.4011	4.2528	0.36703	0.85919	0.50670
-0.83979	154	2.3177	3.8956	-2.5370	0.37959	0.92773
-1.3479	158	2.6722	1.4574	1.6858	-0.21128	-1.5298
0.12481	158	1.3453	-0.30271	-0.35099	0.89282E-01	-2.6852
-0.22156	161	2.1138	1.8301	1.6510	-0.58441	-1.3097
-0.69870	161	0.98840	0.34029	-0.34815	-1.0016	-2.3501
-1.2681	165	1.5263	0.48642	2.9461	0.57149	-0.51099
0.72838	165	-1.0492	-1.7500	1.0600	1.2873	-1.5480
-0.19305	168	1.7345	0.23275	2.6408	-0.16231	-0.73532
0.17286	168	-0.32362E-01	-2.5005	1.8899	0.91525E-01	-1.6450
-0.36077	171	1.0639	0.65241	2.4880	-0.64416	-0.56272
-0.32495	171	-0.36288	-1.5230	2.0430	-1.4952	-1.5251
-0.58798	175	2.8649	3.0912	0.29414	-0.31516	0.78643
0.37950	175	2.3561	2.9194	-2.5780	-0.23719	1.4880
0.69938	178	3.1672	2.7576	0.31534	-0.29100	0.89115
-0.52209E-01						

BIODATA PENULIS



Danang Caroko adalah anak sulung pasangan Herman Sunardi - Tjoa Giok Jang (Theresia Indayani Chandra). Dilahirkan di kota Jember pada tanggal 04 September 1983. Dibesarkan secara mandiri dalam keluarga dengan latar belakang budaya campuran Jawa-Cina, dan diasuh secara *single parent* oleh ibunya; Danang tumbuh sebagai anak Indonesia yang mandiri. Mengenyam pendidikan dasar di SDK Maria Fatima III Jember dibawah asuhan Sr. Fransita, SPM dan Sr. Theresella, SPM penulis berhasil melewati masa-masa sulit. Memasuki masa remajanya, penulis melanjutkan pendidikannya di SLTPK Maria Fatima dan SMUK Santo Paulus Jember dua sekolah favorit yang merupakan sekolah almamater ibu penulis. Selama masa remaja awal hingga akhir, penulis dididik dengan ketat dan disiplin dalam asuhan Sr.M. Elsa Supartinah, SPM tidak ketinggalan Romo Albertus Herwanta, MA, O. Carm serta Br. A. Sumardi O.Carm. Pada tahun 2002 penulis lulus SMU dan mengikuti UMPTN dengan pilihan pertama kedokteran namun seleksi menempatkannya di pilihan kedua, yaitu Jurusan Teknik Kelautan ITS. Pada tahun 2003, penulis memulai karir sebagai pengajar privat mata pelajaran fisika, berbekal dari latihan penuh disiplin ideal selama 3 tahun di bangku SMP dalam asuhan ibu Kusminiwati. Terbukti selama 6 tahun terakhir karir ini yang dapat menopang biaya pendidikan penulis selama di ITS hingga lulus. Pada Desember 2004 penulis tergabung dalam *Peer Counsellor* yang dibentuk SAC ITS, berbekal semangat melayani dan didikan penuh kehangatan dan penuh dorongan dalam keluarganya dan juga dari keluarga yang mengasuhnya (Boy Suhardiman –Theodora) penulis mampu mentuntaskan beberapa kasus rumit yang dialami kliennya. Pada bulan Desember 2007 Ketua Jurusan Teknik Kelautan; Ir. Murdjito, M. Sc, M. Eng memberikan rekomendasi kepada penulis sehingga pada bulan Januari hingga Juni 2008 penulis bergabung sebagai *apprentice student – engineering department* PT. ALSTOM POWER Energy System Indonesia. Diakhir masa studi sebagai mahasiswa, penulis mendapatkan bimbingan penuh dari Dr. Ir. Wisnu Wardhana, SE, M. Sc serta Ir. Joswan J. Soedjono, M. Sc dalam menyelesaikan tugas akhir sebagai syarat mendapatkan gelar Sarjana Teknik.