

平成 2 5 年度修士論文

低比重耐圧構造の形状に関する研究

Structural Study on Pressure Hull with Low Specific Gravity

平成 2 6 年 2 月

東京大学大学院 新領域創成科学研究科 海洋技術環境学専攻

47-126673 関根 司

指導教員 高川真一 特任教授

目次

記号表	xiii
第1章 序論	1
1.1 はじめに	1
1.2 耐圧容器	3
1.2.1 耐圧と均圧	4
1.2.2 形状とその問題点	4
1.3 背景・目的	5
1.4 本論文の構成	6
第2章 手法	7
2.1 提案形状	7
2.1.1 パラメータの設定	8
2.2 解析手法	15
2.3 最適化指標	15
第3章 シミュレーション	17
3.1 解析概要	17
3.1.1 解析モデル	17
3.1.2 応力比	18
3.1.3 連結球数	19
3.1.4 材料定数	20
3.2 最適化手順の確立	20
3.3 結果及び考察	22
3.3.1 最小体積比を与えるパラメータの決定	22
3.3.2 適用例と比較	55
3.3.3 深度と多連球構造耐圧容器のメリットの関係	56
第4章 実験	61
4.1 実験概要	61
4.1.1 製作容器	63
4.1.2 実験方法	65
4.1.3 実験装置	66

4.1.4 實驗結果	67
第 5 章 結論	73
謝辭	74

目 次

1.1	Spherical pressure hull of SHINKAI6500.	5
1.2	Cylindrical pressure hull of TSUNASAND.	5
2.1	Appearance of multi-segment spherical pressure hull.	7
2.2	The relation between pattern of collapse and pressure.	8
2.3	Schematic figure of multi-segment spherical pressure hull No.1.	9
2.4	Schematic figure of multi-segment spherical pressure hull No.2.	9
2.5	Mise stress around intersection area of multi-segment spherical pressure hull.	9
2.6	Mises stress around intersection area of multi-segment spherical pressure hull No.1.	10
2.7	Mises stress around intersection area of multi-segment spherical pressure hull No.2.	10
2.8	Geometry of multi-segment spherical pressure hull.	11
2.9	Method of rounding by using cubic function.	11
2.10	Stress concentration around intersection with thick hemisphere thickness. . .	13
2.11	Stress concentration around intersection with thin hemisphere thickness. . .	13
2.12	Method of rounding by using quartic function.	13
2.13	Volume ratio of multi-segment spherical pressure hull.	15
3.1	Axial symmetric model of FEM analysis.	17
3.2	The relation between number of intersection-spheres and stress-ratio.	19
3.3	The relation between number of intersection-spheres and buckling.	19
3.4	The relation between Poissons ratio and stress ratio	20
3.5	Stress concentration area around intersection.	21
3.6	Stress concentration around intersection.	21
3.7	Stress concentration around thin intersection.	21
3.8	Stress concentration around thick intersection.	21
3.9	Stress concentration around intersection area.	23
3.10	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 20[^\circ], w/R_1 = 0.06$).	23
3.11	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 20[^\circ], w/R_1 = 0.08$).	23

3.12	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 20[^\circ], w/R_1 = 0.10$).	24
3.13	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 20[^\circ], w/R_1 = 0.12$).	24
3.14	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 20[^\circ], w/R_1 = 0.14$).	24
3.15	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 20[^\circ], w/R_1 = 0.16$).	24
3.16	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 20[^\circ], w/R_1 = 0.18$).	24
3.17	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 20[^\circ], w/R_1 = 0.20$).	24
3.18	Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.02, \theta = 20[^\circ]$).	25
3.19	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 30[^\circ], w/R_1 = 0.08$).	25
3.20	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 30[^\circ], w/R_1 = 0.10$).	25
3.21	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 30[^\circ], w/R_1 = 0.12$).	26
3.22	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 30[^\circ], w/R_1 = 0.14$).	26
3.23	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 30[^\circ], w/R_1 = 0.16$).	26
3.24	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 30[^\circ], w/R_1 = 0.18$).	26
3.25	Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.02, \theta = 30[^\circ]$).	26
3.26	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 40[^\circ], w/R_1 = 0.08$).	27
3.27	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 40[^\circ], w/R_1 = 0.10$).	27
3.28	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 40[^\circ], w/R_1 = 0.12$).	27
3.29	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 40[^\circ], w/R_1 = 0.14$).	27
3.30	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 40[^\circ], w/R_1 = 0.16$).	27
3.31	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 40[^\circ], w/R_1 = 0.18$).	27

3.32	Optimum volume ratio with in length of intersection ($t/R_1 = 0.02, \theta = 40^\circ$).	28
3.33	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.08$).	28
3.34	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.10$).	28
3.35	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.12$).	28
3.36	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.14$).	28
3.37	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.16$).	29
3.38	Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.02, \theta = 50^\circ$).	29
3.39	The relation between angle of intersection and optimum volume ratio ($t/R_1 = 0.02$).	30
3.40	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.09$).	30
3.41	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.12$).	30
3.42	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.15$).	31
3.43	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.18$).	31
3.44	The Relation between thickness of Intersection and Maximum Mises Stress at Stress Concentration Area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.21$).	31
3.45	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.24$).	31
3.46	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.27$).	31
3.47	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.30$).	31
3.48	Optimum volume ratio with in length of intersection ($t/R_1 = 0.03, \theta = 20^\circ$).	32
3.49	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.09$).	32
3.50	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.12$).	32
3.51	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.15$).	32

3.52	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.18$).	32
3.53	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.21$).	33
3.54	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.24$).	33
3.55	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.27$).	33
3.56	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.30$).	33
3.57	Optimum volume ratio with in length of intersection ($t/R_1 = 0.03, \theta = 30^\circ$).	33
3.58	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.09$).	34
3.59	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.12$).	34
3.60	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.15$).	34
3.61	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.18$).	34
3.62	Optimum volume ratio with in length of intersection ($t/R_1 = 0.03, \theta = 40^\circ$).	34
3.63	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.09$).	35
3.64	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.10$).	35
3.65	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.113$).	35
3.66	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.12$).	35
3.67	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.133$).	35
3.68	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.15$).	35
3.69	Optimum volume ratio with in length of intersection ($t/R_1 = 0.03, \theta = 50^\circ$).	36
3.70	The relation between angle of intersection and optimum volume ratio ($t/R_1 = 0.03$).	36
3.71	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.12$).	37

3.72	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 20[^\circ], w/R_1 = 0.16$).	37
3.73	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 20[^\circ], w/R_1 = 0.20$).	37
3.74	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 20[^\circ], w/R_1 = 0.24$).	37
3.75	Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.04, \theta = 20[^\circ]$).	38
3.76	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 30[^\circ], w/R_1 = 0.12$).	38
3.77	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 30[^\circ], w/R_1 = 0.16$).	38
3.78	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 30[^\circ], w/R_1 = 0.20$).	38
3.79	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 30[^\circ], w/R_1 = 0.24$).	38
3.80	Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.04, \theta = 30[^\circ]$).	39
3.81	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 40[^\circ], w/R_1 = 0.12$).	39
3.82	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 40[^\circ], w/R_1 = 0.16$).	39
3.83	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 40[^\circ], w/R_1 = 0.20$).	39
3.84	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 40[^\circ], w/R_1 = 0.24$).	39
3.85	Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.04, \theta = 40[^\circ]$).	40
3.86	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 50[^\circ], w/R_1 = 0.12$).	40
3.87	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 50[^\circ], w/R_1 = 0.16$).	40
3.88	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 50[^\circ], w/R_1 = 0.20$).	40
3.89	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 50[^\circ], w/R_1 = 0.24$).	40
3.90	Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.04, \theta = 50[^\circ]$).	41
3.91	The relation between angle of intersection and optimum volume ratio ($t/R_1 = 0.04$).	41
3.92	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 20[^\circ], w/R_1 = 0.12$).	42

3.93	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.18$).	42
3.94	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.24$).	42
3.95	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.30$).	42
3.96	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.36$).	43
3.97	Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R = 0.06, \theta = 20^\circ$).	43
3.98	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.12$).	43
3.99	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.18$).	43
3.100	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.24$).	44
3.101	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.30$).	44
3.102	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.36$).	44
3.103	Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.06, \theta = 30^\circ$).	44
3.104	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.12$).	45
3.105	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.18$).	45
3.106	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.24$).	45
3.107	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.30$).	45
3.108	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.36$).	45
3.109	Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.06, \theta = 40^\circ$).	46
3.110	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.12$).	46
3.111	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.18$).	46
3.112	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.24$).	46

3.113	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.30$).	46
3.114	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.36$).	47
3.115	Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.06, \theta = 50^\circ$).	47
3.116	The relation between angle of intersection and optimum volume ratio ($t/R_1 = 0.06$).	48
3.117	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.24$).	48
3.118	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.32$).	48
3.119	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.40$).	49
3.120	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.48$).	49
3.121	Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.08, \theta = 20^\circ$).	49
3.122	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.24$).	49
3.123	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.32$).	49
3.124	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.40$).	50
3.125	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.48$).	50
3.126	Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.08, \theta = 30^\circ$).	50
3.127	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.16$).	50
3.128	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.24$).	50
3.129	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.32$).	51
3.130	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.40$).	51
3.131	Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.08, \theta = 40^\circ$).	51
3.132	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.16$).	51
3.133	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.24$).	51

3.134	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 50[^\circ], w/R_1 = 0.32$).	52
3.135	The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 50[^\circ], w/R_1 = 0.40$).	52
3.136	Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.08, \theta = 50[^\circ]$).	52
3.137	The relation between angle of intersection and optimum volume ratio ($t/R_1 = 0.08$).	53
3.138	The relation between angle of intersection and pressure ratio ($t/R_1 = 0.04$).	53
3.139	The relation between angle of intersection and pressure ratio ($t/R_1 = 0.06$).	53
3.140	The relation between thickness of shell and volume ratio with each optimum condition.	54
3.141	The relation between thickness of shell and stress ratio with each optimum condition.	54
3.142	The relation between thickness of shell and intersection.	55
3.143	The relation between thickness of shell and length of intersection.	55
3.144	Method of comparison between multi-segment spherical pressure hull and cylinder.	56
3.145	The relation between diving depth and specific gravity each types of pressure hull (SS400)	58
3.146	The relation between diving depth and specific gravity each types of pressure hull (6Al-4V-Ti-Alloy)	58
3.147	The relation between diving depth and specific gravity each types of pressure hull (High Tensile Strength Steel)	59
3.148	The relation between diving depth and specific gravity each types of pressure hull (Silicon-Nitride Ceramic)	60
4.1	Bridge circuit.	61
4.2	Measurement point by using strain gage.	62
4.3	Measurement point of each thickness of intersection ($d = 12, 18, 30$)	63
4.4	Multi-segment spherical pressure hull using for pressure test.	63
4.5	Hemisphere parts with hole for IE55 conecter.	64
4.6	Hemisphere parts with no hole.	64
4.7	Intersection parts.	64
4.8	V-Band made of Delrin	64
4.9	4 segment spherical pressure hull.	64
4.10	Strain gage glued to inner surface of intersection.	65
4.11	Measurment system of pressure test.	65
4.12	Pressure test vessel.	66

4.13	Strain amplifier.	67
4.14	Strain gage.	67
4.15	The relation between pressure and stress inner surface of hemisphere in latitude direction.	68
4.16	The relation between pressure and stress inner surface of hemisphere in meridian direction.	68
4.17	The relation between pressure and stress in latitude direction ($d = 12[\text{mm}], p_1$).	68
4.18	The relation between pressure and stress in meridian direction ($d = 12[\text{mm}], p_1$).	68
4.19	The relation between pressure and stress in circumferential direction ($d = 12[\text{mm}], p_2$).	69
4.20	The relation between pressure and stress in axial direction ($d = 12[\text{mm}], p_2$).	69
4.21	The relation between pressure and stress in latitude direction ($d = 18[\text{mm}], p_3$).	69
4.22	The relation between pressure and stress in meridian direction ($d = 18[\text{mm}], p_3$).	69
4.23	The relation between pressure and stress in circumferential direction ($d = 18[\text{mm}], p_4$).	70
4.24	The relation between pressure and stress in axial direction ($d = 18[\text{mm}], p_4$).	70
4.25	The relation between pressure and stress in stress concentration area around end of arc in latitude direction ($d = 30[\text{mm}], p_5$).	70
4.26	The relation between pressure and stress in stress concentration area around end of arc in meridian direction ($d = 30[\text{mm}], p_5$).	70
4.27	The relation between pressure and stress in circumferential direction ($d = 30[\text{mm}], p_6$).	71
4.28	The relation between pressure and stress in axial direction ($d = 30[\text{mm}], p_6$).	71
4.29	The relation between thickness of intersection and stress in latitude direction (p_1, p_3, p_5).	71
4.30	The relation between thickness of intersection and stress in meridian direction (p_1, p_3, p_5).	71
4.31	The relation between thickness of intersection and stress in circumferential direction (p_2, p_4, p_6).	72
4.32	The relation between thickness of intersection and stress in axial direction (p_2, p_4, p_6).	72

表 目 次

4.1	The specification of multi-segments spherical pressure hull using for pressure Test.	63
4.2	The specification of pressure test vessel.	66
4.3	The specification of strain amplifier.	67
4.4	The specification of strain gage.	67

記号表

$a_{1,2,3,4,5}$	constants in a polynomial [-]
d	thickness of intersection [m]
E	Young's Modulus [Pa]
E_v	bridge circuit voltage [V]
e	output voltage [V]
J_2	quadratic invariant of deviatoric stress [Pa]
K_s	strain gage ratio [-]
P	pressure [Pa]
$p_{1,2,3,4,5,6}$	strain gage glued point [-]
P_{cr}	buckling pressure [Pa]
R	inner radius of general sphere [m]
R_1	inner radius of multi-segment spherical pressure hull [m]
R_2	outer radius of multi-segment spherical pressure hull [m]
$R_{a,b,c,d}$	resistance of strain gage [Ω]
r	average radius [m]
t	thickness of shell [m]
w	half width of intersection [m]

Greek

ε	strain [-]
θ	angle of intersection [$^\circ$]
ν	poisson's ratio [-]
σ	stress [Pa]
$\sigma_{1,2,3}$	principal stress [Pa]
σ_f	maximum allowable stress [Pa]
σ_{Mises}	Mises stress [Pa]
σ_r	radial stress [Pa]
σ_θ	circumferential stress [Pa]

σ_z	axial stress [Pa]
$\sigma_{x,y,z}$	stress of each direction [Pa]
ρ	density [g/cm ³]
$\tau_{xy,yz,zx}$	shearing stress of each direction [Pa]

第1章 序論

1.1 はじめに

海洋は、地球の表面積の約7割を占め、我々人類にとって身近な存在と言える。しかしながら、海洋に関する科学的調査や解明はまだ発展途上の段階であるため、我々にとって海洋の大部分は未知のままである。

海洋に関する本格的な調査は1872年に行われたイギリスの研究船チャレンジャー号の航海から始まったと言っても過言ではない。その後、1960年から1970年代になってやっと、海底下の石油や天然ガス、マンガンクラスト等の鉱物資源が注目されるようになった⁽¹⁾。そして現在では、化石燃料の大量消費による陸上資源の枯渇の問題や、レアメタル等の鉱物資源の利用の増加に伴い、世界的に海洋への関心が非常に高まっている。そのため、海中ロボットや海中プラットフォームなどの海底資源探査システムや、それらに搭載されるセンサや機器等に大きな期待が寄せられている。

海中への挑戦は、古いものでは、マケドニアのアレキサンダー大王（紀元前356年から同323年頃）がガラス製の樽に入り、海中を散歩した記録が残されている。その後、技術が進歩すると、釣鐘のようなものを垂らして中に溜まった空気を吸うダイビングベル方式や、潜水服を着た潜水夫に、圧縮空気を地上から送ることで、比較的長時間の作業を行うことが可能となった。

そして、1943年になるとフランスで、現在で言うスキューバダイビング（Scuba-”Self Contained Underwater Breathing Apparatus:自給式水中呼吸装置”-Diving）が考案され、より海中を自由に散策できるようになった。しかしながら、肉体を直接水圧下の晒すこの潜水法は人体に大きな負担を強いる。人体は、長時間高水圧下の環境に晒された後に、環境圧が低下すると、体液に溶け込んでいた気体（主に問題となるのは窒素）が体内で気化することで血管を塞ぎ、潜水病（広義では減圧症）を引き起こす。この潜水病は、10[m]以上の潜水を行った際に発生する可能性があり、より深く、より長時間潜水すると症状が重くなる。そのため、スキューバダイビングや高水圧下での作業を行った際には、減圧室などで、徐々に減圧していく必要がある。このように、肉体を直接高水圧下に晒す様な潜水法では、行動は大きく制限され大深度、長時間の調査はできない。

そのため、耐圧容器によって容器内部を大気圧に保ち、人体を保護する方法も用いられる。これを、有人潜水艇（HOV:Human Occupied Vehicle）という。この有人潜水艇は、一般的にはイギリスのビープの潜水球が近代的なものとしては、始まりだとされている。その後、技術が進歩していき、米国海軍が開発したアルビン（ALVIN）が最大潜航深度4000[m]を成し遂げた。また、有名なものとしては、ロシアによって開発されたミールI、II（Mir I, II）が最大潜航深度6000[m]に到達することに成功した。そして我が国では、1989年に最大潜航深度6500[m]を誇るしんかい6500が竣工され、当時世界で最も深

く潜れる有人潜水艇として脚光を浴びた。ごく最近では、2009年に中国が最大潜航深度7000[m]を誇る蛟竜号を竣工し、水深7015[m]への潜航を成功させた。

このような有人潜水艇は、エネルギー源を内蔵しているのので、このエネルギーが尽きるまで海中での作業を行うことが可能である。一般的には、エネルギー源は電池であることが多く、十時間程度の連続潜航が可能である。潜航は、一日に何度か分けて行うこともあるが、一度に時間が許す限り潜航を行うこともある。この潜航は長時間に及ぶが、この間、搭乗員らは耐压殻内に滞在し、作業や食事を行い、睡眠を取ることは無い。また、一般的には生理的欲求は自制が求められる。しかし、深海では水温が1°Cから4°Cと低温となるため、容器内も冷える。そのため、節制していてもトイレに行きたくなくなることは珍しいことではない。そのため通常、容器内には小の用を足す用意はしてある。しかし、大の方はこの程度の時間ならば我慢できるとされ、用意されていない。

このように、乗員は調査を通して耐压殻から出ることはない。そして、耐压殻内には操縦や調査に必要な機器が搭載されるので、狭い殻内はさらに狭くなる。そのため、乗員のためのスペースは限られてくる。さらに、乗員は耐压殻内で作業をする必要があるため、作業に支障の無い様な設計が必要となってくる。こういったように、耐压殻の設計には人間工学的配慮が必要であり、この設計が不適切であると、乗員は調査中に不便を感じたり、調査自体に支障をきたす恐れがある。しかし、過去の潜航において、乗員からそういった声は挙がっていない。寧ろ、もっと潜航していたかったという声ほとんどである。そうはいても、耐压殻内が狭く、もっと人間工学的な配慮が必要なのは確かである。

また潜水艇には、人間が搭乗しないものもある。実際には、こういった無人潜水艇の方が一般的である。無人潜水艇には、支援船とアンビリカルケーブルという索で繋がりを、そこから電源供給や遠隔操作を行う遠隔操作無人探査機(ROV:Remotely Operated Vehicle)と、ロボット自体が無索で自律して、行動する機能を有する自律型海中ロボット(AUV:Autonomous Underwater Vehicle)がある。ROVは、1960年代に米国で開発されたCURV-Iが実用では最初であり、海底に沈んだ物の搜索や回収を数多く行っている。我が国では、1988年にドルフィン-3Kが竣工され、海洋研究開発機構(JAMSTEC)が運用を行った。これは、最大潜航深度3300[m]を誇り、H-IIロケットの探査においても活躍した。また、同機構は、10000[m]級の探査ロボットである、かいこうの試験潜航を1995年にマリアナ海溝で行い、10911.4[m]の潜航に成功し、運用を行った。

一方、AUVは、我が国で1974年にOSR-Vが開発されてから、あまり発展することはなかった。そして、1986年に、東京大学生産技術研究所において、プテロア計画が始まったのをきっかけとして発展を遂げてきた。その後多くのロボットが開発され、21世紀の海中ロボットとして大きな期待を受けている。最近では、2012年に東京大学生産技術研究所がAUVの3台同時展開を成功させる⁽²⁾など、研究と改良が進んでおり、今後の海洋調査において大きな活躍をしていくであろう。

1.2 耐圧容器

海中ロボットや海中プラットフォームなどの海底資源探査システムを構成する最も重要な要素が耐圧容器である。

耐圧容器とは、容器内部と外部の圧力差から生じる差圧から容器内部を保護する容器である。深海用耐圧容器は、深海における高水圧の環境から容器内部の機器やセンサ、搭乗者を守る鎧であり、海洋探査等に使用される深海用システムにおいて必要不可欠な存在である。この鎧なしでは、システムその物が成立しない。容器には、主に金属材料やセラミックなどが用いられ、球型や円筒型の形状を有するものが多数を占めている。この鎧は、丈夫であることが求められるが、同時に軽量であることが求められる。丈夫にすると、それに伴い重量が増加するためである。陸上で用いられるシステムは、足回りがしっかりしているため、重量の影響はさほど大きくないが、特に水中で用いられる場合は、その重量（比重）が非常に重要なものとなる。海中を走り回る海中ロボットでは浮力と重量が釣り合っている必要があるため、容器の重量が大きくなると、その分の浮力を稼ぐための浮力材が必要となり、ロボットのサイズと重量が大きくなる。こうなると、この重量増加に伴った浮力材や、よりパワーのある推進器が必要となり、サイズと重量がさらに大きくなってしまふといった悪循環に陥ってしまう。このサイズと重量の増加が、ロボットの水中での動きを大きく制限する原因となり、効率的な運用の大きな妨げとなる。

またロボットが海中にいる場合に留まらず、支援船で行われるロボット等の着水や揚収の作業の際にもこの重量の問題が大きく付きまとい、シップタイムの増加や作業の安全性を損なう原因を引き起こす。さらには、陸上に揚げてからのロボットの移動にかかるコストや手間、メンテナンス性、作業の安全性にも大きく影響を与える。この問題は、大深度を目標にした場合に顕著になるため、強度の維持をしながら、容器の軽量化とそれに伴う小型化を行うことが大深度に対応するシステムを設計する際の非常に重要な課題となっている。

容器は、水中のような外部から一様の静圧がかかる場所で用いる場合、圧力が高くなると座屈して圧壊してしまう。また、発生する応力が材料の許容応力を超えると、塑性変形を生じ同様に壊れてしまう。そのため、耐圧容器を設計する際は、この二点に注意して設計することが求められる。運用に際しては、一般的に最大使用深度でも十分余裕を見込むために、安全率を設ける必要がある。海中で用いるような場合は、容器を軽量化するために、目標深度や利用目的などを考慮し、最適な構造の選択と共に材料の選択も必要である。

設計の際は、耐圧強度や比重が全体に大きなインパクトを与えない場合は、既存の式で評価し設計するケースが多いが、形状が複雑な場合や、厳密な設計が必要な場合は、有限要素法などで解析する必要がある。

1.2.1 耐圧と均圧

深海の高水圧の環境に耐えるためには、前述したように、密封された強固な耐圧容器の内側に機器やセンサ、搭乗者を収納する方法が考えられる。一方で、深海に生息する生物は、そういった強固な容器を有していないにも関わらず、高圧の環境に適応している。このように高圧の環境に適応するにあたっての、前者を耐圧方式、後者は身体の内側そのものを同じ圧力にしてしまうことから均圧方式という。

耐圧方式

先に述べたように、耐圧方式とは、内部を常圧に保ちつつ深海のような高圧環境においても圧壊することのない強固な耐圧容器の内部に、機器やセンサ、搭乗者を収納する方式である。この耐圧容器には、外部機器と接続するためのコネクタや、観察窓、乗員が乗り込むハッチ等が一般に設けられている。この方式では、深く潜れば潜るほど、容器の強度が必要となるため、一般にその肉厚が厚くなる。つまり、高深度に対応する場合、容器自体の重量は増大してしまい、同時に容器の巨大化に繋がる。

均圧方式

一方、均圧方式は自らの圧力を外部の環境圧と同様とすることで、差圧をゼロとする方式である。前者の耐圧方式と違って強固な容器を必要とせず、重量の増大の心配はない。しかしながら、この方式では容器内部を液体で満たす必要があるため、使用用途や方法は限られたものとなる。容器内部を海水等で満たしてしまうと、電気機器は壊れてしまうので、絶縁性のある油などの液体等で満たす場合が多い。また、内部に封入してある液体自身も水圧により体積が減少するため、その減少分の液体を補給するための装置が必要となってくる。この装置は、周囲を補強された風船のような物の内部に液体を満たし、容器に装着すればよい。あるいは、容器そのものが伸縮性を持っていてもよい。この方式は水中電動機や蓄電池など多数のシステムに対して優れており、水密性の確保や容器の強度設計等の問題を考慮せずに済む利点がある。

1.2.2 形状とその問題点

現状では、耐圧容器は球型や円筒型の、応力が集中しにくい滑らかな形状を有したものが一般的となっている。しかしながら、これらの容器にはそれぞれデメリットが存在する。球型容器の場合、強度は最も高いため、薄い肉厚での設計が可能であるが、容器内部の空間を活用しにくいというデメリットがある。また、容器の体積を大きくするためには、半径を増やす必要があるため、水中での抵抗が大きく増大してしまう。一方で、円筒型容器の場合は、容器内部の活用をしやすく、軸方向に伸ばすことで体積を大きくしても水中抵抗の増大も抑えることができる。しかし、球と比べて座屈に弱いいため、球

型容器と比べて容器の肉厚を大きく設計しなければならないため、比重が増大してしまうといったデメリットがある⁽²⁾。即ち、球型容器は軽いけれども扱いにくい、円筒型容器は扱いやすいが重いといった問題が存在する。

Fig.1.1, Fig.1.2は、しんかい6500の球型耐圧容器と、ホバリング型AUVであるTSUNASANDの円筒型耐圧容器であり、それぞれを各容器の代表として示す。



Fig. 1.1: Spherical pressure hull of SHINKAI6500.



Fig. 1.2: Cylindrical pressure hull of TSUNASAND.

1.3 背景・目的

先に述べたように、深海用耐圧容器には強化は勿論のこと、軽量化と小型化が求められている。そのため、耐圧容器に関する多くの研究が成されてきた。容器の強化に関しては、リブ付き円筒容器の研究が多くの研究者の間で行われたきた。リブ付き円筒容器とは、円筒部の側面に補強リングを複数設けることで、座屈に強くするものである。S.S.Ahn, M.Ruzzeneらは、リブ付き円筒容器の追加重量の最適化を有限要素法を用いて行っている⁽⁴⁾。また、材料の観点からは、容器の強化や軽量化について多くの研究が成されている。たとえば、篠原、高川らによってチタン合金球殻の圧壊強度に関する研究⁽⁵⁾であったり、汪、羅らによっては、CFRP（炭素繊維強化プラスチック）と金属（アルミニウム合金またはチタン合金）とを積層することによって、金属単体で容器を構成するよりも、容器の強度を上昇させる試みが行われている⁽⁶⁾。さらには、高川によって塑性材料であるセラミックを使用した耐圧容器の設計法も考えられている⁽⁷⁾。

一方、容器の形状に着目して、軽量化を図った研究例は少ない。例えば、J-Blachutらによって、樽型連結容器の座屈強度に関する研究を行った⁽⁸⁾例がある。彼らは、樽型の形状をした容器を軸方向に連結し、実験により座屈応力の計測を行うことによって、比重の増加を抑えながら、容器の強化を行っている。さらに、実験により樽型容器の圧壊強

度は、接続部の厚さに大きく依存し、ある厚さになると強度は変化しなくなることを示している⁽⁹⁾。また、Chu-Chang Liangらによって幾何的に連続球型構造の最適化を論じた⁽¹⁰⁾例がある。これは、軸方向に球型容器を連結し、容器の形状を比重に関して最適化したものである。しかしながら、この研究は幾何的に非線形計画法を用いて計算しただけなので、実際にその特殊な形状にどの程度の応力が発生するか分からない。そのため、実用性に欠けている。

そのため本研究では、比重が小さいままに、容器を軸方向に連ねて体積を確保していくことを考え、球型構造と円筒型構造の両者の利点を有した多連球構造という芋虫状の形状を提案する。そして、いくつかのパラメータを設け、比重に関して最適化を行い、弾性変形内での変形における範囲内で実用可能な軽比重多連球耐圧容器の設計指針を示すことを目指す。

この多連球耐圧容器により、深海用システムの軽量化が可能となり、同時に浮力材の激減による小型化が期待できる。また、同時に容器の内部空間の有効活用が可能となる。今までの多連球方式は、DSRVなどのように、複数の耐圧構造物を人間が這って通れる程度の大きさの筒で繋いだ構造で自由往来が困難であったが、もし、有人潜水艇にこの多連球耐圧容器を用いるならば、トイレ空間や居住区画の確保や、研究スペースの増大が可能となるため、今まで難しかった人間工学的な配慮が深海用有人潜水艇に期待できる。そして、これらによって海洋研究探査の課題である潜航時間の制約が大きく軽減できることを期待する。

1.4 本論文の構成

第1章では、研究の背景や目的などを述べた。第2章では、本研究で提案する多連球構造耐圧容器の概要及び解析や最適化の手法等について述べる。また、第3章では、シミュレーションによる解析の概要や結果、考察を述べる。さらに第4章では、実験の概要や装置、結果、考察についてシミュレーションの結果を踏まえた上で述べていく。最後に5章で結論を述べる。

第2章 手法

本研究では、第1章で述べたように、比重を小さく抑えたままに容器内部の体積を確保したいという考えから、多連球構造耐圧容器を提案し、比重の改善と容器内部の空間の有効利用を同時に目指す。この構造は、今までにない特殊な形状を有しており、応力が集中しやすい部分などには、特殊な形状を適用している。本章では、その多連球構造耐圧容器の概要と、最適化を行う際の条件や手順について説明する。

2.1 提案形状

多連球構造耐圧容器は、球型の容器を軸方向に幾つも連結した構造をしており、芋虫状の外観を有している。そのため、この形状は、球を単純に軸方向に並べるよりも多くの体積を確保することができ、両端の球体部を除いた接続部を幾つも連結することによって、水中での抵抗が少ないまま、容器内部の空間を増やすことが可能である。よって、この構造は以下に示すように球型容器と円筒型容器の両者の利点を兼ね備えている。

- 球体部の板厚が薄い 重量小 (球型容器の利点)
- 軸方向に連続して容器内部を利用可能 (円筒型容器の利点)

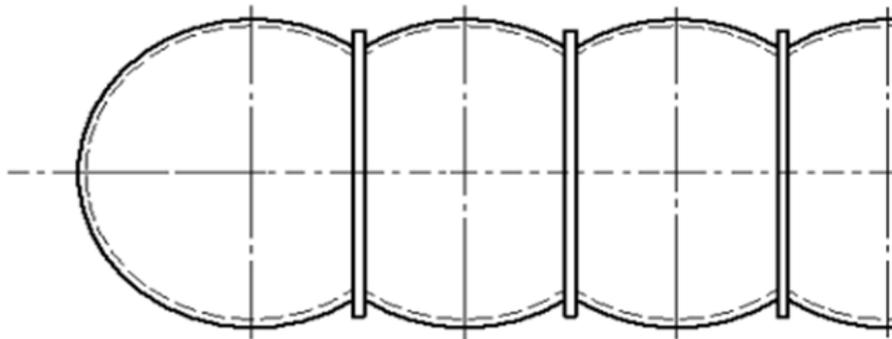


Fig. 2.1: Appearance of multi-segment spherical pressure hull.

また、この構造は球型の構造を連結した構造であるが故、座屈の強度に関して球型と同程度の強さを有しており、座屈に強い形状となっている。

Fig.2.2 は、球型容器の板厚と深度の関係を示したものである。

球型容器弾性座屈応力の式 (赤い曲線)

$$P_{cr} = \frac{2E}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} \left(\frac{t}{r}\right)^2 \quad (2.1)$$

球型容器膜応力の式 (青い線)

$$P = \sigma_f \frac{2t}{r} \quad (2.2)$$

P_{cr} : 座屈応力, σ_f : 最大許容応力, E : ヤング率, ν : ポアソン比, t : 板厚, r : 平均半径

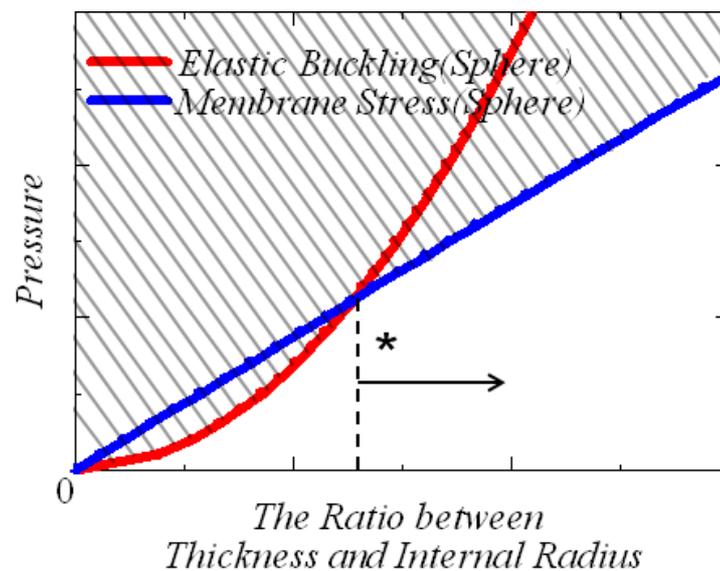


Fig. 2.2: The relation between pattern of collapse and pressure.

Fig.2.2 は、肉が薄い時は発生応力よりも弾性座屈が破壊の原因を支配するが、ある程度肉が厚くなると二次関数的に強くなる座屈強度よりも、むしろ比例して大きくなる応力の超過が破壊の原因になることを示している。すなわち、設計はハッチングがかかっていない領域で行うことになる。グラフから、赤と青の線が交差しているが、この交点より左側、つまり低深度で板厚が薄い場合は座屈による破壊が支配的、一方ある程度深い深度が目標となった場合は、座屈よりも応力経過が関与していることが分かる。

本研究ではある程度の大深度を目標とし、座屈による破壊よりも、発生する最大応力が材料の許容応力を超えることによって起こる破壊の方を考慮して、Fig.2.2の*印よりも肉の厚いものを対象とする。

2.1.1 パラメータの設定

今回、多連球型耐圧容器の設計において、比重を最適化するためにFig.2.3のように幾つかのパラメータを設けた。

容器の両端は一般的な半球の構造をしており、その中間部に接続部を幾つも設けることで、多連球型構造を形成している。また、接続部には、円筒形状を設け、球体部と滑らかに接続した。この接続部付近は、連続した均一な構造をしていないので、応力が集中することが考えられる。そのため、この接続部付近の応力の集中が小さい形状を考えることとし以下の二つの形状を考えた。（両者とも接続部は滑らかに接続する）

提案形状 No.1: Fig.2.3 のように内接円の弧が、円筒型シェルに接続する形状

提案形状 No.2: Fig.2.4 のように内接円の弧が、そのまま接続する形状

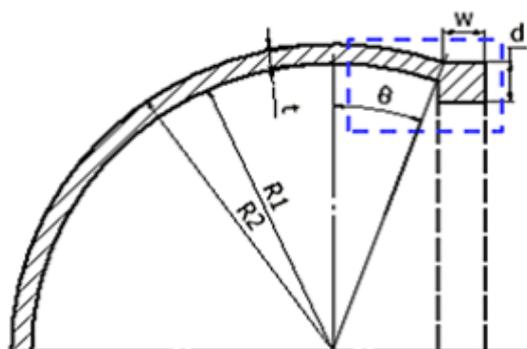


Fig. 2.3: Schematic figure of multi-segment spherical pressure hull No.1.

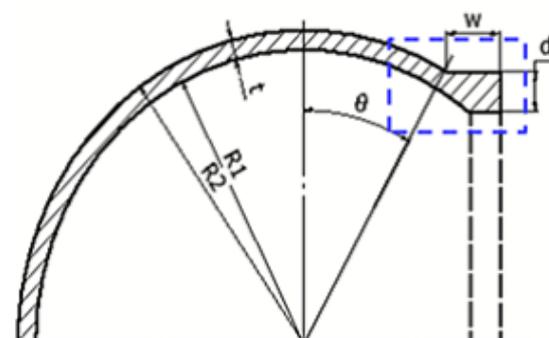


Fig. 2.4: Schematic figure of multi-segment spherical pressure hull No.2.

ここで、 d : 接続部厚さ、 w : 接続部半幅、 t : 一般部板厚、 R_1 : 内半径、 θ : 接続角度とする。

まず、Fig.2.3 について接続部内側の隅部を一定の半径の R を付けて、FEM で解析したところ、Fig.2.5 のような結果が得られた。

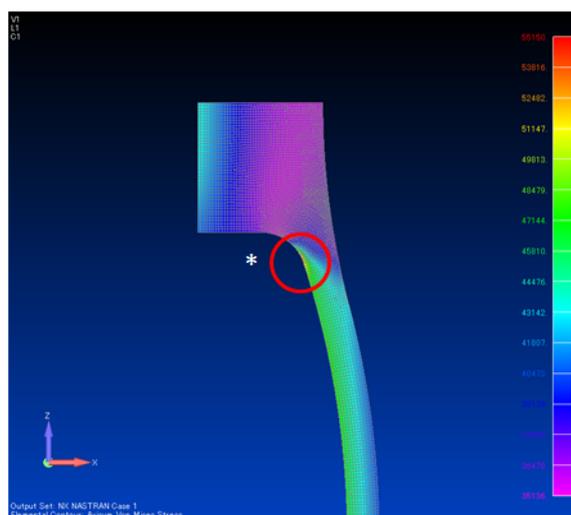


Fig. 2.5: Mises stress around intersection area of multi-segment spherical pressure hull.

Fig.2.5は、Fig.2.3における青点線で囲まれた部分のミーゼス応力の分布図であり、赤い所ほど大きな応力が発生していることを示している。しかしながら、 R をつけた容器内接部の円弧の曲率半径が変化する部分(*参照)で大きな応力が発生していることが見て取れる。これは、この部分で曲率半径が変化することが原因と考えられる。そのため、この部分をできるだけ滑らかに接続するために三次関数を用いて接続することとした。

次に、三次関数で接続を行った Fig.2.3 と Fig.2.4 の形状をそれぞれ、FEM で応力の解析を行ったところ、Fig.2.6, Fig.2.7 の結果が得られた。

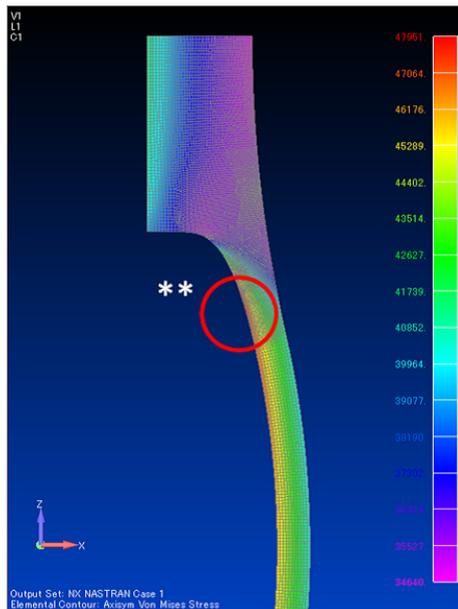


Fig. 2.6: Mises stress around intersection area of multi-segment spherical pressure hull No.1.

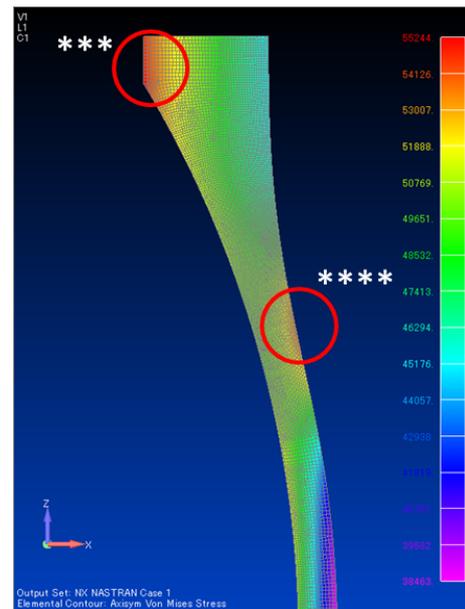


Fig. 2.7: Mises stress around intersection area of multi-segment spherical pressure hull No.2.

これらは同様に、Fig.2.3, Fig.2.4 の青点線で囲った部分に発生するミーゼス応力の分布図であり、赤い所ほど大きな応力が発生していることを示している。Fig.2.6を見ると、Fig.2.7に比べ応力の分布がなだらかになっていることが分かる。そのため、最大発生応力が減少したことが確認できた。

次に、Fig.2.3, Fig.2.4 をそれぞれを比較してみると、Fig.2.6では、Fig.2.5よりは低いが、容器内接部の円弧の曲率半径が変化する部分(図の**の部分)で周囲より若干大きな応力が発生していることが見て取れる。一方、Fig.2.7では、中間接続部中央内側部分(図の***の部分)と、容器外接部の曲率半径が変化する部分(図の***の部分)で大きな応力が発生していることが分かる。そして、Fig.2.7の最大応力値は、Fig.2.6のおよそ1.2倍の値が発生することが分かった。これは、円筒部の形状が関係していると考えられ、補強材としての役割をより担い、応力の上昇を抑えているFig.2.3の形状に三次関数接続用いた形状を本研究では採用することとする。

したがって、本研究で提案する多連球構造耐圧容器は、応力が集中しやすい円弧部と

中間接続部中央内側部分の接続箇所を三次関数で接続し、その外接部も滑らかに接続するため、Fig.2.8 のようになる。

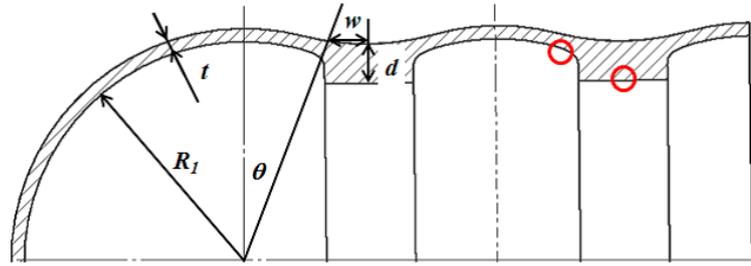


Fig. 2.8: Geometry of multi-segment spherical pressure hull.

本研究で提案するこの三次関数接続は、内接球と接続円筒部の接続部付近で発生する応力集中を曲率半径の急変がないように接続することで抑制しようというものである。以下にその方法を示す。

三次関数曲率半径合致型丸み付け法

まず、三次式

$$y = a_1(x - x_0)^3 + a_2(x - x_0)^2 + a_3(x - x_0) + a_4 \quad (2.3)$$

で接合することを考える。そこで、Fig.2.9 のように座標系やパラメータを設定することとする。

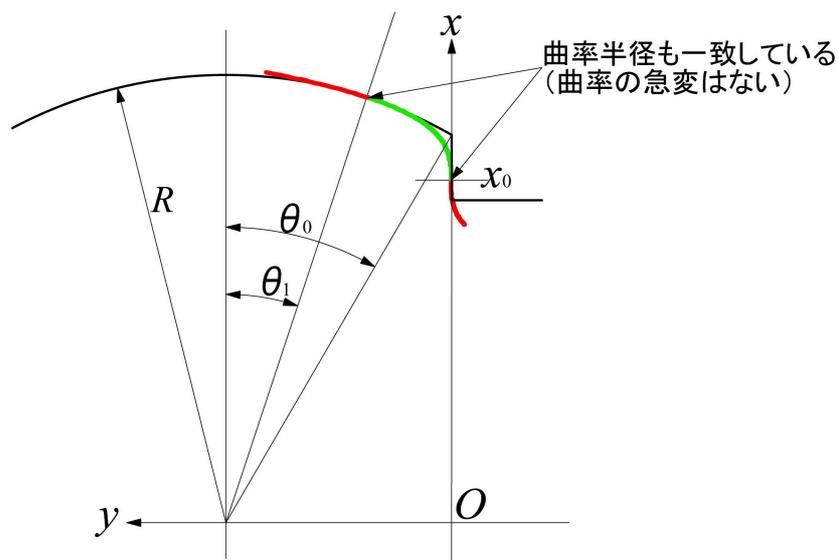


Fig. 2.9: Method of rounding by using cubic function.

. このように, $x = x_0$ で円筒端部 $y = 0$ とすると, $dy/dx = 0, d^2y/dx^2 = 0$ より, $a_2 = a_3 = a_4 = 0$ となるので, 結局 $y = a_1(x - x_0)^3$ において x_0 を定め, 同様に広がり具合を決定する a_1 の大きさを適切に定めることで, 球内面で接し, かつ曲率半径も内接球半径と同じになるようにすることができる. Fig.2.9 のよう, 球中心位置からの球面との接点の位置を角度 θ_1 とすると, $x = R\cos\theta_1$ で, このときの高さは $y = R\sin\theta_0 - R\sin\theta_1 = a(R\cos\theta_1 - x_0)^3$ が成り立たなければならない. よって,

$$a_1 = \frac{R(\sin\theta_0 - \sin\theta_1)}{(R\cos\theta_1 - x_0)^3} \quad (2.4)$$

また, この点では勾配も一致することから,

$$\frac{dy}{dx} = \cot\theta_1 = 3a_1(R\cos\theta_1 - x_0)^2 \quad (2.5)$$

したがって,

$$\cot\theta_1 = \frac{3R(\sin\theta_0 - \sin\theta_1)}{R\cos\theta_1 - x_0} \quad (2.6)$$

$$R\cos\theta_1 - x_0 = 3R(\sin\theta_0 - \sin\theta_1)\tan\theta_1 \quad (2.7)$$

さらに, この点における曲率半径は

$$\frac{d^2y}{dx^2} = 6a_1(R\cos\theta_1 - x_0)^2 \quad (2.8)$$

であり, 曲率半径 R は,

$$R = \frac{\left\{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right\}^{\frac{3}{2}}}{\frac{d^2y}{dx^2}} \quad (2.9)$$

であるため,

$$R = \frac{(1 + \cot^2\theta_1)^{\frac{3}{2}}}{6a_1(R\cos\theta_1 - x_0)} = \frac{\operatorname{cosec}^3\theta_1(R\cos\theta_1 - x_0)^2}{6R(\sin\theta_0 - \sin\theta_1)} = \frac{9R^2(\sin\theta_0 - \sin\theta_1)^2\tan^2\theta_1}{6R(\sin\theta_0 - \sin\theta_1)\sin^3\theta_1} \quad (2.10)$$

これを整理すると,

$$6\sin\theta_1\cos^2\theta_1 = 9(\sin\theta_0 - \sin\theta_1) \quad (2.11)$$

となる. この解として接点の位置である θ_1 が得られる. そして, これを代入することにより, x_0 ならびに, 三次式の係数 a_1 が求められる.

一方, 接続部外接部については, 肉厚が厚い場合は簡単な R で応力の上昇が顕著ではないが, 板厚が内半径の2%程度まで肉が薄くなっていくと顕著になる場合がある. 中

間接続部円筒部が小さくなってしまいうこともあり、ここで他に比べて大きな応力が生じる場合がある。

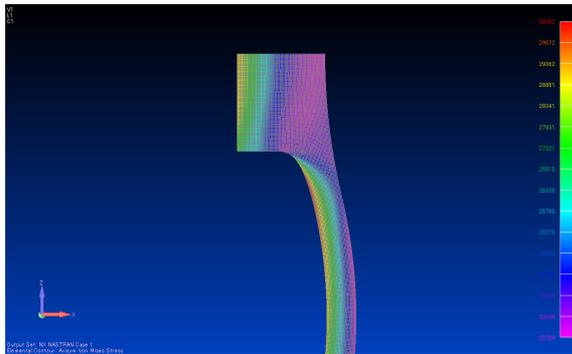


Fig. 2.10: Stress concentration around intersection with thick hemisphere thickness.

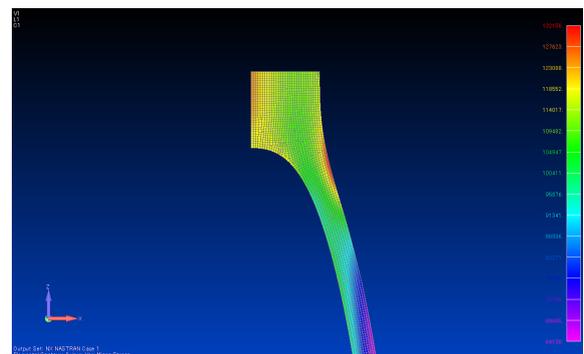


Fig. 2.11: Stress concentration around intersection with thin hemisphere thickness.

Fig.2.10, 2.11 は共に、接続部容器の外側については、一定半径の R を付けたものであり、それぞれ、 $t/R_1 = 0.06, 0.02$ の場合である。これを見ると、Fig.2.10 では、今まで示した通り内接円の曲率が変化する部分とと接続円筒部分の内側に大きな応力が見られるが、Fig.2.11 では、外接円の曲率が変化する部分において、他の部分よりも大きな応力が発生していることが分かる。これは、接続円筒部分の変形の仕方が違って来るからだと考えられる。そのため、このように容器の外側接続部において、他の部分よりも大きな応力が発生する場合、内側部分と同じように、球外面で同じ曲率で球に接し、円筒部上面で曲率0で接する曲面で繋ぐことを考えると、これが可能な最も簡単な曲線が4次式であるので、四次関数を用い接続を行う。以下にその方法を示す。

四次関数曲率半径合致型丸み付け法

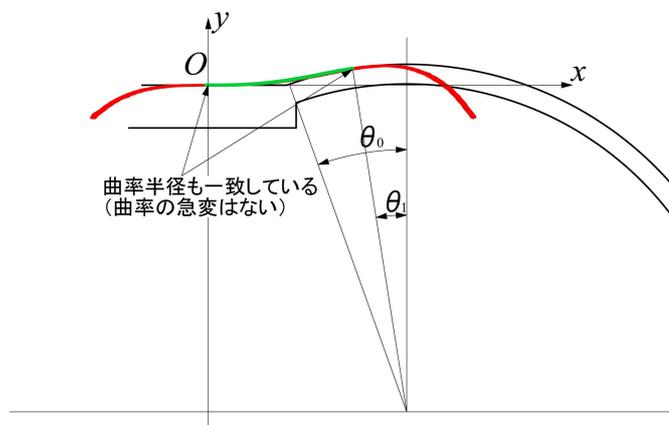


Fig. 2.12: Method of rounding by using quartic function.

まず, Fig.2.12 のように接続部端部の点を $(x, y) = (0, 0)$ として, 円弧と接する部分の点を x_0 として四次式

$$y = a_1(x - x_0)^4 + a_2(x - x_0)^3 + a_3(x - x_0)^2 + a_4(x - x_0) + a_5 \quad (2.12)$$

を考える. ここで, $x = x_0$ で $y = 0, dy/dx = 0$ (勾配 0), $d^2y/dx^2 = 0$ (変曲点) なので, $a_3 = a_4 = a_5 = 0$ となり, 結局

$$y = a_1(x - x_0)^4 + a_2(x - x_0)^3 \quad (2.13)$$

となる. この曲線が円と交差する点で, 勾配と曲率半径が一致するような a_1, a_2, x_0 を求める. そして, 上記四次式が円弧部と接する点と Fig.2.12 のように球中心位置との成す角を θ_1 とすると,

- 座標一致: $R(\cos\theta_1 - \cos\theta_0) = a_1\{R(\sin\theta_0 - \sin\theta_1) - x_0\}^4 + a_2\{R(\sin\theta_0 - \sin\theta_1) - x_0\}^3$
- 勾配一致: $dy/dx = \tan\theta_1$
- 曲率半径一致:

$$\frac{\left\{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right\}^{\frac{3}{2}}}{\frac{d^2y}{dx^2}} = -R \quad (2.14)$$

を満たせばよいので, これらの3条件から a_1, a_2, x_0 が丸み付け開始位置 θ_1 の関数として以下のように与えられる

$$x_0 = R(\sin\theta_0 - \sin\theta_1) + 3R\sin\theta_1\cos^2\theta_1 - R\sqrt{9\sin^2\theta_1\cos^4\theta_1 + 12(\cos\theta_1 - \cos\theta_0)\cos^3\theta_1} \quad (2.15)$$

$$a_1 = \frac{R\{\tan\theta_1(\sin\theta_0 - \sin\theta_1) - 3(\cos\theta_1 - \cos\theta_0)\} - x_0\tan\theta_1}{\{R(\sin\theta_0 - \sin\theta_1) - x_0\}^4} \quad (2.16)$$

$$a_2 = \frac{R\{4(\cos\theta_1 - \cos\theta_0) - \tan\theta_1(\sin\theta_0 - \sin\theta_1)\} + x_0\tan\theta_1}{\{R(\sin\theta_0 - \sin\theta_1) - x_0\}^3} \quad (2.17)$$

また, $X = R(\sin\theta_0 - \sin\theta_1) - x_0$ とすることで, 接続部 R 開始位置を起点として,

$$y = a_1X^4 + a_2X^3 \quad (2.18)$$

とすることもできる.

2.2 解析手法

本研究では、FEM（有限要素法）によるシミュレーション及び内径100[mm]の縮尺モデルによる耐圧試験を行うことによって多連球耐圧容器の応力解析及びその検証を行う。詳しいシミュレーションと実験については後述する。また、解析や比較、最適化などを行う上で、幾何的な条件や設計条件を設定する。最適化は、これら条件を満たす範囲内で行うこととする。以下に、解析を行う際の前提条件を示す。

- 弾性変形の範囲内で解析を行う
- 幾何的な相似則に基づく
- 破壊が座屈に支配されない

本研究では、上記のように弾性変形の範囲内で解析を行うことを前提とするため、発生する応力に対して幾何的な相似則が成立する。つまり、発生する応力は、容器の形状が相似であれば同等とすることができる。これにより、容器の大小に関わらず比較することができる。そのため、比較や解析をする際には形状に関する各パラメータ d, w, t をそれぞれ容器の内半径で割り $d/R, w/R, t/R$ とすることによって無次元化する。これによって、一般性を考慮に入れた比較や解析をすることができる。また、FEMでの計算や耐圧試験においては、線形変形を前提に行う。

容器の耐圧に関しては、Fig.2.2に示すように、肉厚が厚い場合は座屈よりも応力が所定値以下になるよう、発生する応力に安全率を乗じたものが材料の許容応力を超えない範囲で設計を行うこととする。また、応力や座屈圧力等は印加応力で割って無次元化した値を用いる。

2.3 最適化指標

最適化設計においては、その指標としてFig.2.13に示す中間接続部の材料部体積をその閉体積で割った体積比（排水量ベース）を用いることとする。

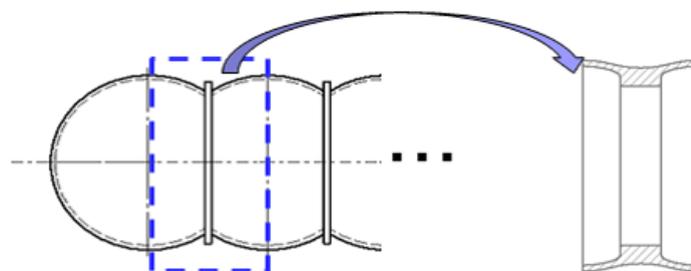


Fig. 2.13: Volume ratio of multi-segment spherical pressure hull.

最適設計条件は、この体積比を最少とし、上記の前提条件を満たすこととする。つまり、両端の半球部を除いた容器の中間接続部の材料部をその排水体積で割って体積比

として比重の代わりに用いる最適化を行うということである。これにより、容器に設ける中間接続部の個数に関しても一般性が成り立つ。

第3章 シミュレーション

多連球構造耐圧容器は、球型構造や円筒型構造と異なり、複雑な形状を有するため、一般に利用されている式等で評価するのは非常に難しい。そのため本研究では、FEM（有限要素法）によるシミュレーションを用いることによって、多連球構造耐圧容器の詳しい応力の解析を行う。本章では、その解析の概要及び結果、考察について述べる。

3.1 解析概要

本研究では、先に述べたようにFEMを用いて多連球構造耐圧容器の応力解析を行う。この解析には、Siemens社汎用ソフトウェアFEMAPを用い、ソルバは、NX-Nastranを使用する。

解析は応力に関して行い、Fig.2.8のように解析モデルを各パラメータごとに作成し、それぞれ解析を行って応力分布ならびに最大応力値を求める。また、各パラメータごとに体積比（比重）を算出する。

3.1.1 解析モデル

解析は、二次元の軸対称モデルで行い、軸方向にも対称性を取ることにした。それにより、Fig.3.1に示すように、二次元モデルの4分の1のサイズで行うことが可能となった。

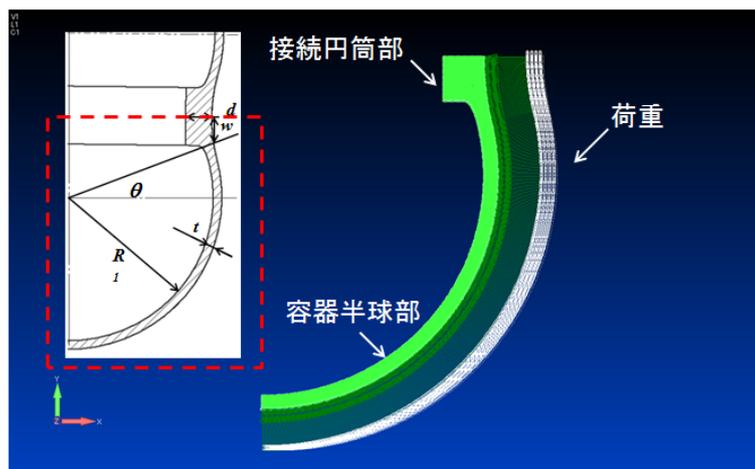


Fig. 3.1: Axial symmetric model of FEM analysis.

また、メッシュは、四辺形二次要素を使用し、最も薄い一般部において10分割できるサイズとした。本解析では、容器の相似則が成り立つので、内半径150[mm]のモデルですべ

での解析を行い荷重は, Fig.3.1のように, 容器の周囲の各エレメントに一様に垂直な荷重をかけるることにより, 静水圧が容器にかかる場合と同条件とした. 境界条件としては, Fig.3.1の上端部において y 方向に変位を固定, x, z 方向に回転を固定した. これにより, 容器に図の上端部を軸として対称性があることを再現することができる. そのため, 容器を接続部の中間で切ったモデルで解析を行うことが可能となった. さらに, 先に述べたようにこのモデルは軸対称性をもっているので, y 軸を軸として周方向に関して一体の形状をもっていることとなる.

3.1.2 応力比

Fig.3.1 に示すようにモデルに外力を与えると, 応力が発生する. 本研究では, 弾性変形のみを扱っているので, 発生する応力は印加した外圧に比例する. そのため, 発生した応力を印加した外圧で割ることにより応力比とし, 無次元化を図った. これにより, 印加する外圧に対して一般性を保つことができる. また応力解析の結果はミーゼス応力*を利用し, その最大値の大小や, 応力レベルの分布などを考慮し, 各条件の比較を行う.

*ミーゼス応力

ミーゼス応力は相当応力の一つであり, スカラー量である. 3次元で考える場合には, 応力は通常, $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_x, \tau_y, \tau_z$ の6つのベクトルで表すことができるが, それぞれ方向性を持っていて複雑である. 耐圧容器では, たが張り応力や軸方向応力等個別に議論することの多いが, これでは全体を掴むことができない. そのため, スカラー量であるミーゼス応力で評価することとした.

偏差応力の2次不変量 J_2 は次のようになる⁽¹¹⁾.

$$J_2 = \frac{1}{6} \{ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \} \quad (3.1)$$

ミーゼス応力 $\bar{\sigma}$ は, この J_2 を用いて,

$$\bar{\sigma} = \sqrt{3J_2} = \sqrt{\frac{1}{2} \{ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \}} \quad (3.2)$$

と表せる.

また, 主応力 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ を用いて,

$$\bar{\sigma} = \sqrt{3J_2} = \sqrt{\frac{1}{2} \{ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \}} \quad (3.3)$$

と表すこともできる.

3.1.3 連結球数

本研究で提案する多連球構造耐圧容器は、中間接続部を複数設けることによって、軸方向に体積を増やすことが可能である。そのため、中間接続部の個数とその影響について考える必要がある。本研究で体積比（比重）を比較する場合、中間接続部を一つのユニットとして扱っているので、中間接続部の連結数が幾つであろうと、比重は変化することはない。一方、応力に関して円筒容器の場合は、その形状が長ければ無限長円筒容器として座屈応力が小さくなる（座屈しやすくなる）ことから、中間接続部をいくつも接続することで、軸方向に長くした場合について、両端に半球を有した中間接続部の連結数の異なる多連球構造耐圧容器モデルを作成し、それぞれ同条件でFEMによる応力解析及び座屈解析を行った。以下 Fig.3.2, 3.3 に、FEMによって計算した中間接続部の個数と容器の座屈応力、及び最大発生応力の関係を示す。

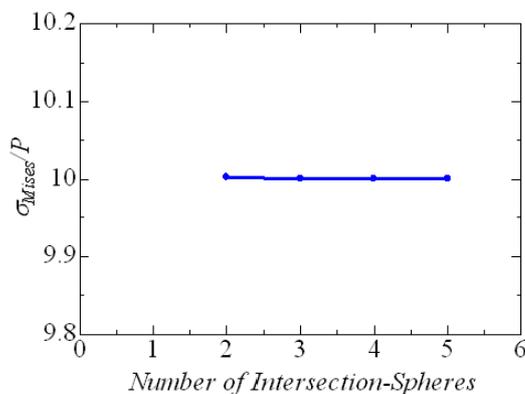


Fig. 3.2: The relation between number of intersection-spheres and stress-ratio.

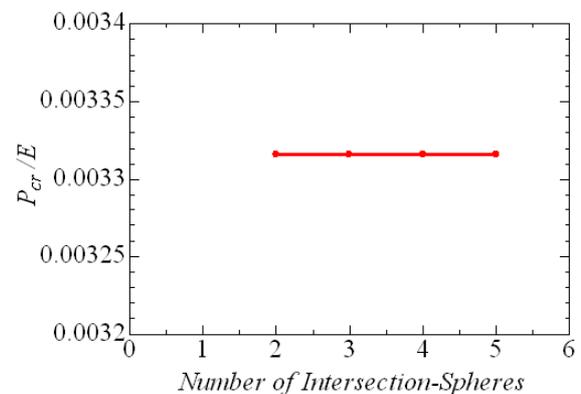


Fig. 3.3: The relation between number of intersection-spheres and buckling.

Fig.3.2において、横軸は連結する中間接続部の個数、縦軸は応力比である。Fig.3.3は、横軸は同様であり、縦軸は、座屈応力を材料のヤング率で割ることによって無次元化した量（座屈係数とする）である。これらのグラフを見ると、連結する中間接続部の個数が増えても発生する応力比や座屈係数はほぼ変化しないことが確認できる。応力比がほぼ変化しないということは、連結数を増やしても局所的に大きな応力が発生することはないということである。つまり、応力的には、バランスの良い形状であると言える。また、連結数の増加による軸方向への長さの増加にも関わらず、座屈に対する強度が低下しないことが分かった。これは、接続部が補強材ような役割を果たしていることからだと考えられる。また、この結果より多連球構造耐圧容器を解析する際は、最も計算する量が少ない二連球構造で十分であることが示された。したがって、本研究において多連球構造耐圧容器を解析する際は、二連球構造について解析を行う。さらに、この二連球構造を軸対称モデル化することで二次元化し、左右の対称を利用することで、計算量をより少なくすることができた。

3.1.4 材料定数

FEM による解析を行う場合、材料定数を設定する必要があるため、解析結果とその関連性について考える必要がある。耐圧容器の破壊や応力に関わってくる主な材料定数としてはヤング率とポアソン比が挙げられる。しかしながら、多連球構造耐圧容器は座屈に強く、一般的な金属材料の場合、座屈による破壊に支配されることはない。

一方、発生する応力に関してはヤング率、ポアソン比の影響を考える必要がある。しかし、弾性変形を仮定しているのでヤング率の影響は応力の大小に関わってくるが、最適値を与えるパラメータには関わってこない。そのため、ヤング率は考慮する必要はない。しかし、ポアソン比の影響はどの程度あるのかよく分からないため、ポアソン比を色々に変化させてシミュレーションを実施しその影響を調べた。

その結果を Fig.3.4 に示す。

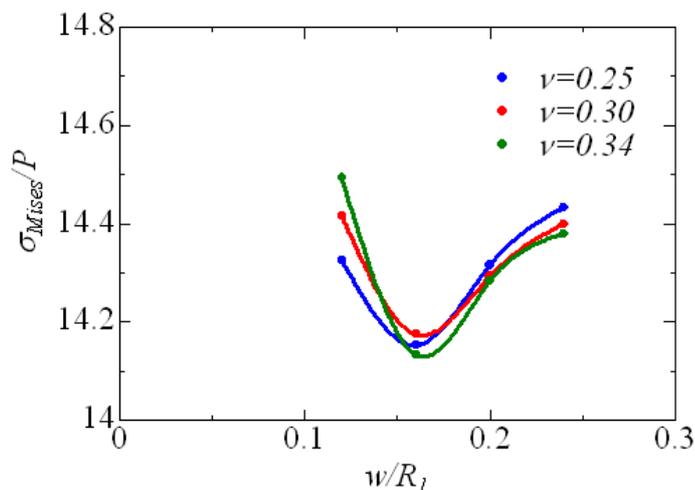


Fig. 3.4: The relation between Poissons ratio and stress ratio .

Fig.3.4 は、一般的に耐圧容器に使用される金属材料を考えポアソン比 0.25 から 0.34 とした。グラフを見ると、材料が一般に有している範囲内のポアソン比であればほとんど影響のないことが分かった。そこで、ポアソン比については $\nu = 0.34$ で代表させ計算することとした。

3.2 最適化手順の確立

Fig.2.3 で提案された三次関数接続形状でパラメータを色々変えて解析を行ったところ、どのケースにおいても Fig.3.5 に示す 2ヶ所において、Fig.3.6 のように強い応力が発生することが確認できた。

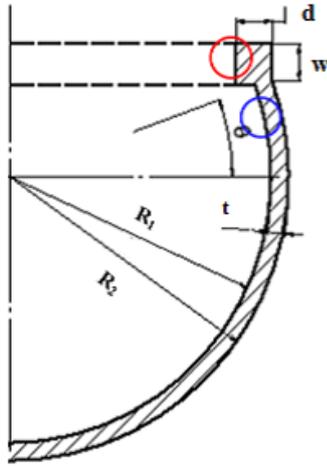


Fig. 3.5: Stress concentration area around intersection.

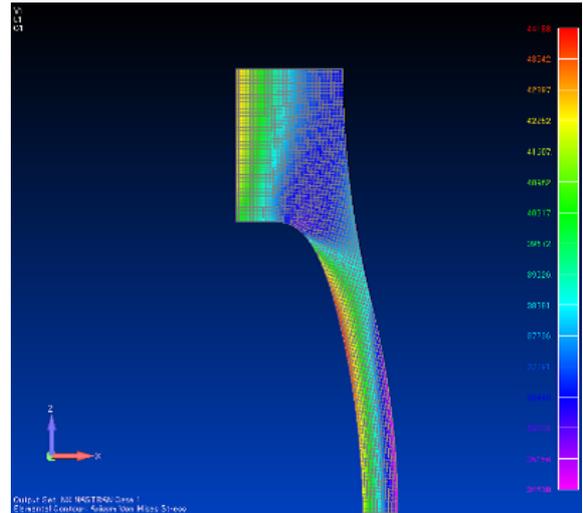


Fig. 3.6: Stress concentration around intersection.

そのため、接続部厚さ d や幅 w を変えることでこの応力の抑制を試みた。Fig.3.7, 3.8 にその解析結果を示す。

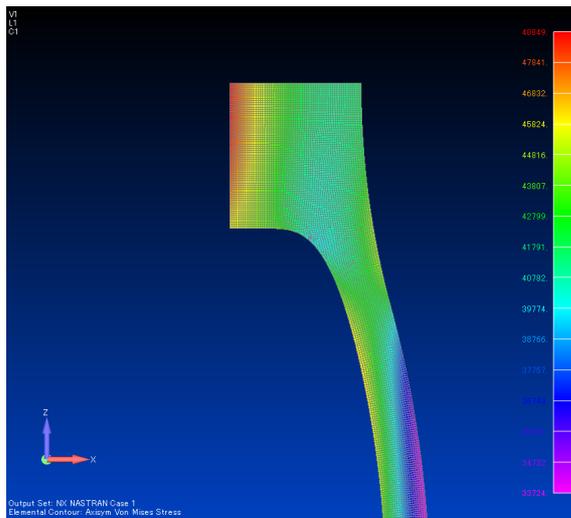


Fig. 3.7: Stress concentration around thin intersection.

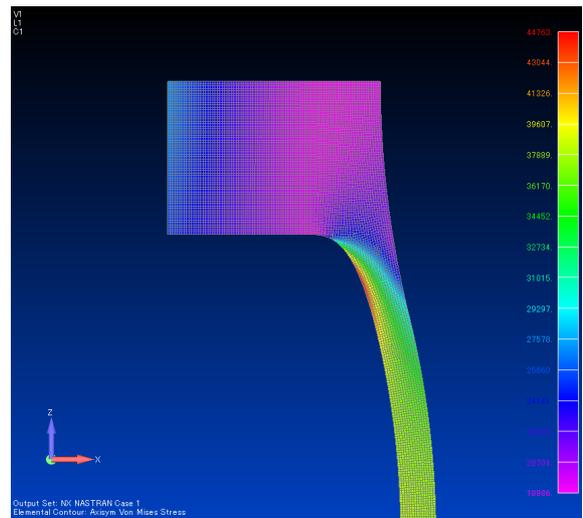


Fig. 3.8: Stress concentration around thick intersection.

Fig.3.7は、接続部の大きさが比較的小さい場合で、Fig.3.8は比較的大きい場合である。これらを見ると、Fig.3.7では接続部の内側で、他に比べて非常に大きな応力が発生している。それに対して、Fig.3.8では、接続部の内側での応力は他と比べて非常に小さい。一方で、容器内側で円弧と接続部を接続する曲率が変化する部分で大きな応力が発生していることが分かる。つまり、接続部を大きくすると Fig.3.5 において、赤マルで示した曲率が変化する円弧部で、接続部を小さくすると青マルで示した接続部内側での応力が大きくなってしまいう傾向が得られた。

また、接続部厚さ d を大きくした場合、容器内部に体積が増えるだけなので、無駄な比重の増加を引き起こす。さらに、容器内の通行性を悪化させてしまう。したがって、この接続部厚さ d を無駄に大きくすることなく、応力の観点からも適した形状にする必要があることが分かる。

よって、本研究では接続部厚さ d をできるだけ小さくしたいという観点と応力のバランスの観点から、Fig.3.5 に示した2ヶ所の応力が一致する大きさの接続部厚さ d を選択することとする。

したがって、以下のような手順で最適化のシミュレーションを行っていくこととする。なるように、各々の条件において接続部厚さ d を決定する。

1. 内半径 R_1 は固定し、他のパラメータを変化させる
2. 先に述べたように、Fig.3.5 において円で囲まれている2ヶ所の応力値が等しくなるように、各々の条件において接続部厚さ d を決定する
(容器内部の通行性及び比重の増大を考慮すると d は出来るだけ小さな値が好ましい)
3. 2で決定した接続部厚さ d における体積比を各接続部半幅 w によって整理し、体積比の最小点を与える w を決定する
4. 3で決定した接続部半幅 w における体積比を各接続部角度 θ によって整理し、体積比の最小点を与える θ を決定する
5. 4で決定した接続部角度 θ における体積比を各一般部板厚 t によって整理することで必要板厚と最小体積比のグラフが作成される

3.3 結果及び考察

本研究では、FEM によって算出された応力値と幾何的に計算を行った中間接続部の体積比（比重）を比較し、比重が最小となるような、耐圧容器の最適設計を行う。今回、検証を行った板厚比は、 $t/R_1 = 0.02$ から 0.08 までである。

3.3.1 最小体積比を与えるパラメータの決定

前章で述べたように、容器殻の内接円の曲率が変化する部分と、接続円筒部の内側の最大応力値が等しくなるように接続部厚さ d を決定し、応力のバランスと比重及び容器内部の通行性の優れた、調和のとれた形状を各パラメータにおいて求める。また、板厚が小さい場合、容器殻の外接円の曲率が変化する部分でも大きな応力が発生することがある。その場合、安全側からの設計をするため、これら3ヶ所のうち応力が大きい2ヶ所の応力値が一致するように d を決定する。Fig.3.9 に大きな応力が発生する傾向のある3ヶ所を示す。ここでいう、容器殻の内接円の曲率が変化する部分が青で囲まれた

部分, 接続円筒部の内側が赤で囲まれた部分, 容器殻の外接円の曲率が変化する部分が緑で囲まれた部分である.

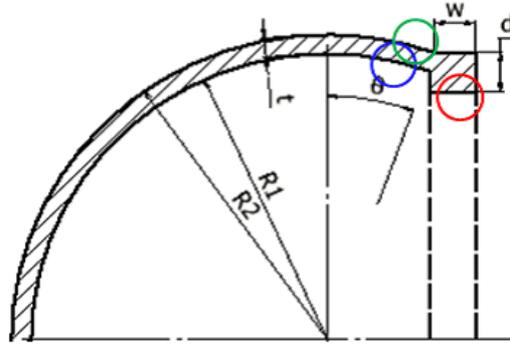


Fig. 3.9: Stress concentration around intersection area.

$t/R_1 = 0.02$ のとき

$t/R_1 = 0.02$ のときは, 板厚は非常に小さいと考えられる. そして, 板厚がこのように小さい場合, 先に述べたように容器殻の内接円の曲率が変化する部分と, 接続円筒部内側だけでなく, 容器殻の外接円の曲率が変化する部分でも大きな応力が発生する傾向がある. そのため, 本ケースでは大きな応力が発生する3ヶ所のうち応力の大きな2ヶ所を選択し, その応力値が一致するように接続部厚さ d を決定する. つまり, 応力が発生する3ヶ所のうち応力が大きな2ヶ所のグラフの交点を求め, その場所の接続部厚さ d を応力と体積比(比重), 容器内部の通行性の調和のとれた値として採用する.

以下に, $\theta = 20^\circ$ におけるこの3ヶ所の接続部厚さと発生応力の印加応力との比の関係をグラフに示す. ただし, 横軸 d/R_1 , 縦軸 σ_{Mises}/P とし, σ_{Mises}/P は応力比である. また, グラフの色は, Fig.3.9 と対応している.

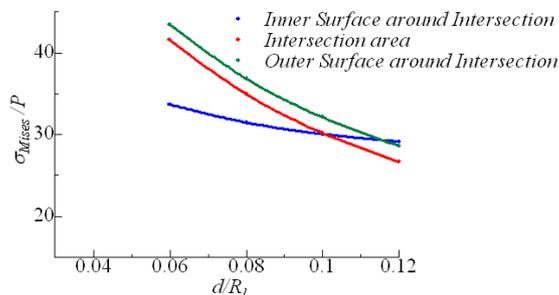


Fig. 3.10: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.06$).

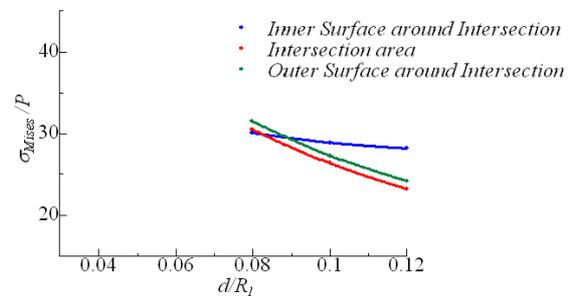


Fig. 3.11: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.08$).

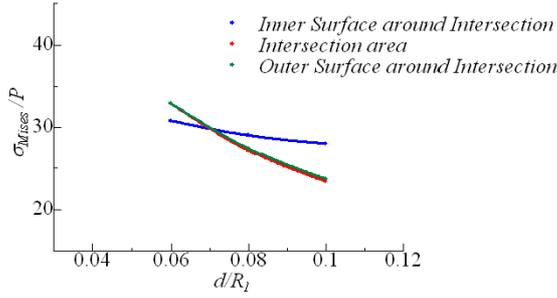


Fig. 3.12: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 20[^\circ], w/R_1 = 0.10$).

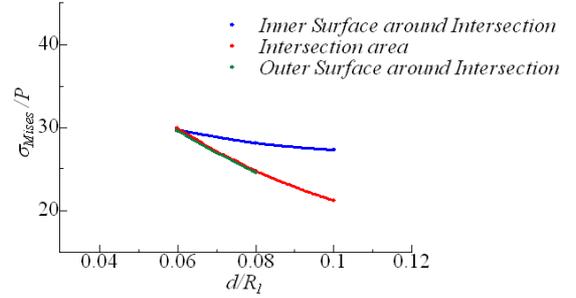


Fig. 3.13: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 20[^\circ], w/R_1 = 0.12$).

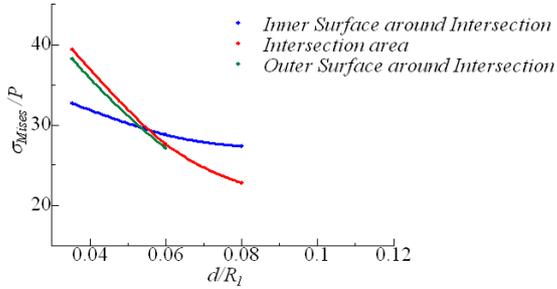


Fig. 3.14: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 20[^\circ], w/R_1 = 0.14$).

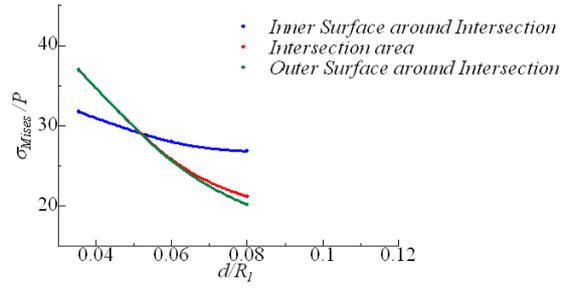


Fig. 3.15: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 20[^\circ], w/R_1 = 0.16$).

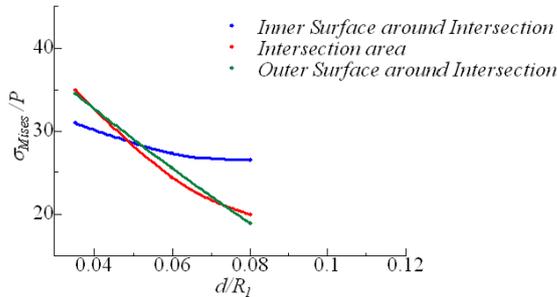


Fig. 3.16: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 20[^\circ], w/R_1 = 0.18$).

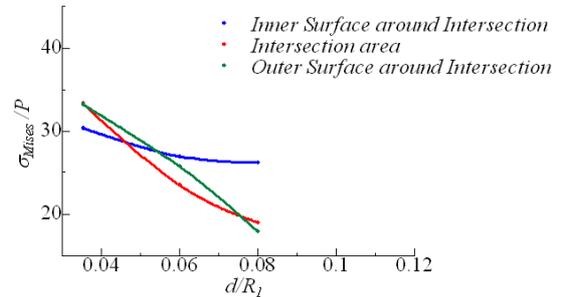


Fig. 3.17: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 20[^\circ], w/R_1 = 0.20$).

これらのグラフは $\theta = 20[^\circ]$ の場合であり, 接続部半幅: w が比較的小さな際には, 容器殻の外接円の曲率が変化する部分の応力比が大きくなる傾向が見てとれる. その後, その値は落ち着くが w が大きくなると再度大きくなる傾向が見られる. そして, 応力値を一致させる 接続部厚さ: d も各 接続部半幅: w によって異なっている.

ここで, 各グラフにおいて交点を与える 接続部厚さ: d を最適なパラメータとして決定し, その d における体積比を 接続部半幅: w によって整理すると Fig.3.18 のグラフを導くことができる.

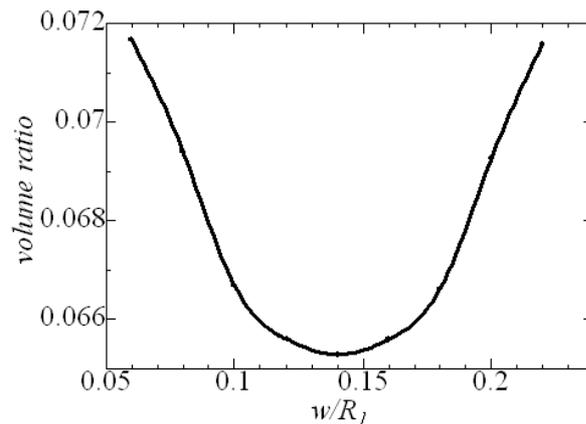


Fig. 3.18: Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.02, \theta = 20[^\circ]$).

このグラフは下に凸の曲線となっているため, この最下点が体積比の最小値を与える点であるといえる. 即ち, $w/R_1 = 0.14$ の時に, $t/R_1 = 0.02, \theta = 20[^\circ]$ のケースで最適体積比とることが分かる.

これと同様に, $\theta = 30, 40, 50$ の場合についてまとめる.

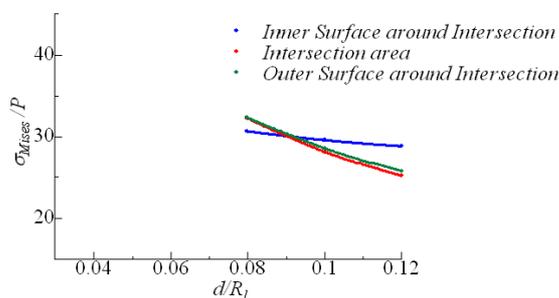


Fig. 3.19: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 30[^\circ], w/R_1 = 0.08$).

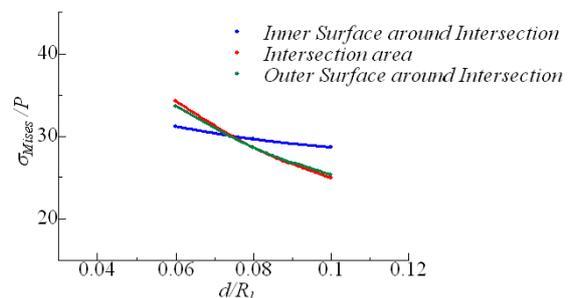


Fig. 3.20: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 30[^\circ], w/R_1 = 0.10$).

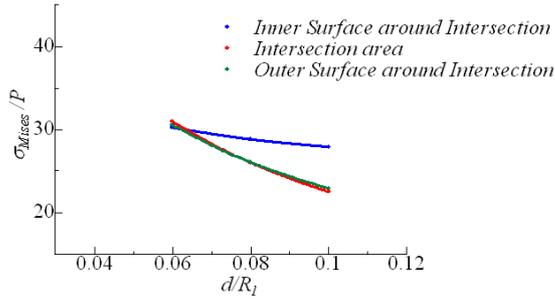


Fig. 3.21: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.12$).

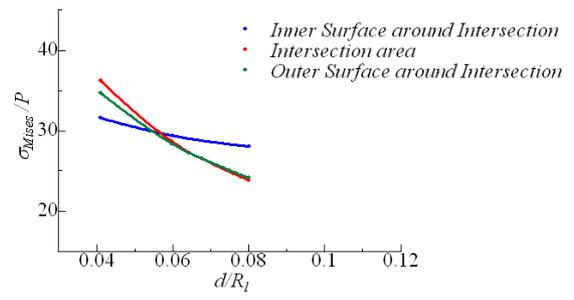


Fig. 3.22: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.14$).

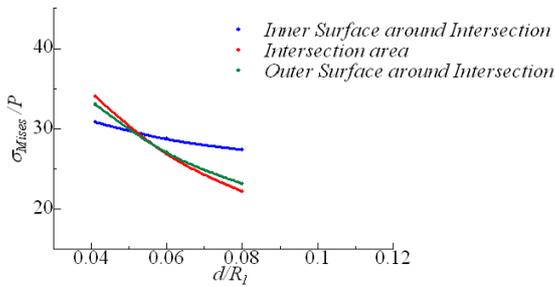


Fig. 3.23: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.16$).

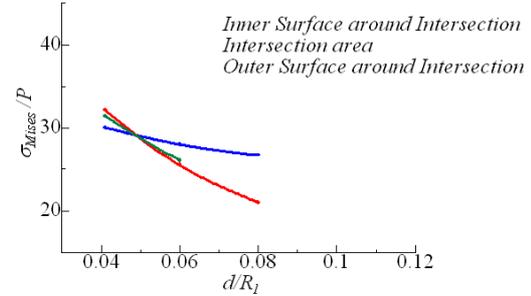


Fig. 3.24: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.18$).

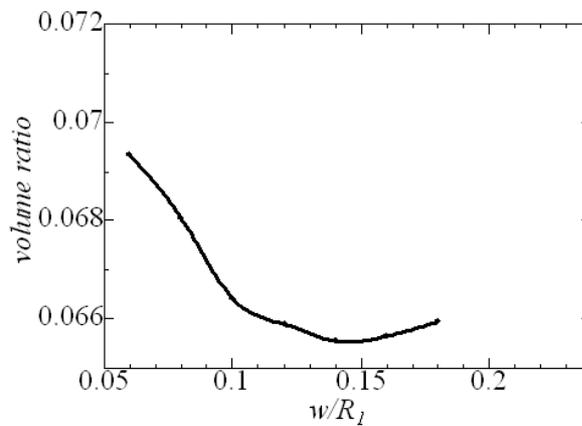


Fig. 3.25: Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.02, \theta = 30^\circ$).

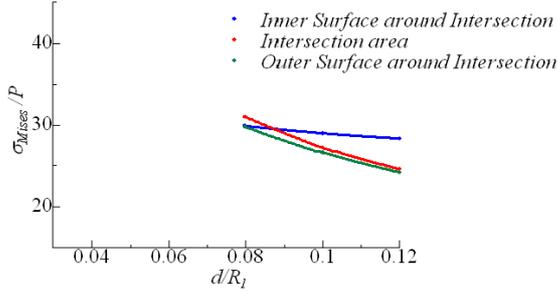


Fig. 3.26: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 40[^\circ], w/R_1 = 0.08$).

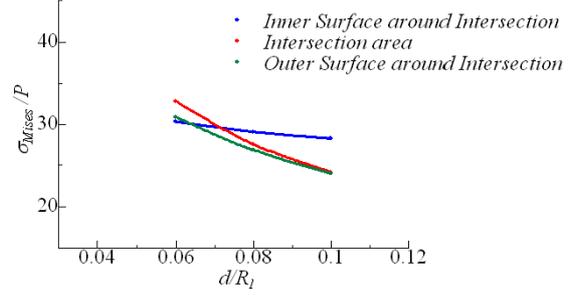


Fig. 3.27: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 40[^\circ], w/R_1 = 0.10$).

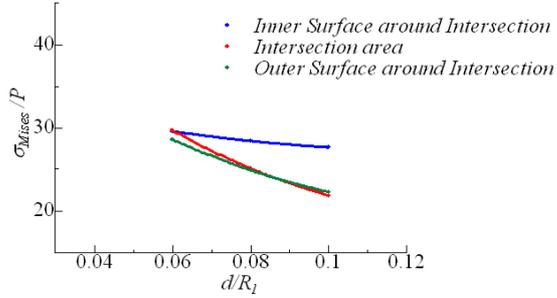


Fig. 3.28: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 40[^\circ], w/R_1 = 0.12$).

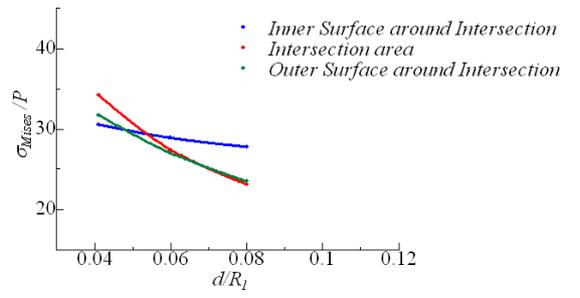


Fig. 3.29: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 40[^\circ], w/R_1 = 0.14$).

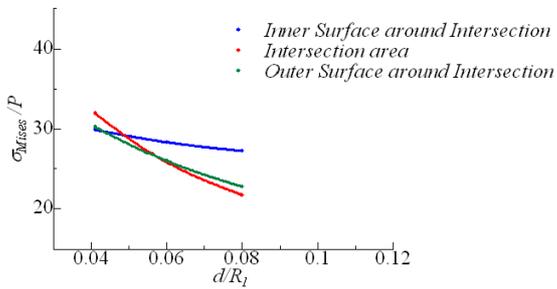


Fig. 3.30: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 40[^\circ], w/R_1 = 0.16$).

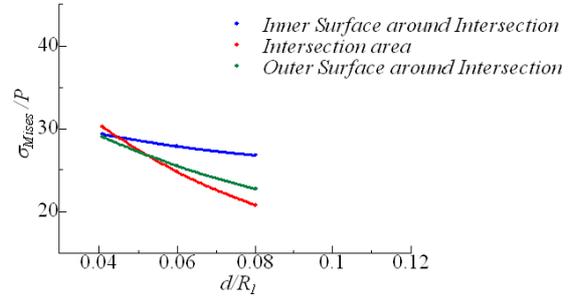


Fig. 3.31: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 40[^\circ], w/R_1 = 0.18$).

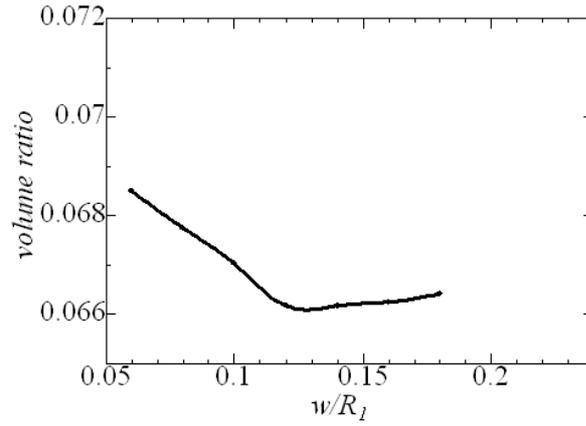


Fig. 3.32: Optimum volume ratio with in length of intersection ($t/R_1 = 0.02, \theta = 40^\circ$).

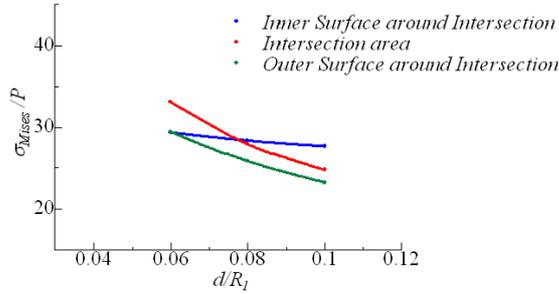


Fig. 3.33: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.08$).

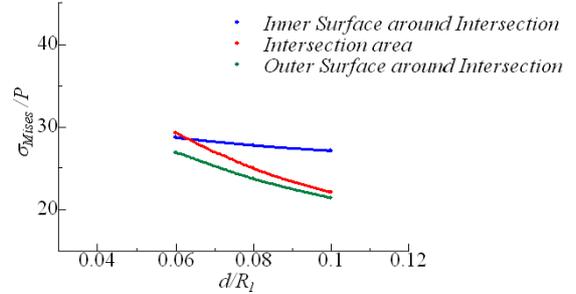


Fig. 3.34: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.10$).

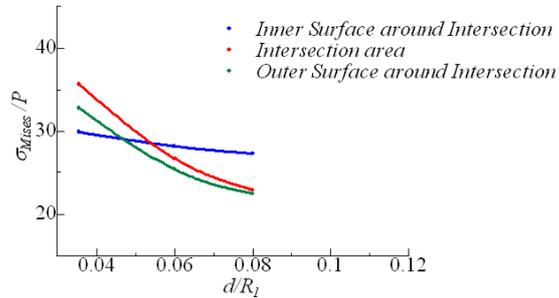


Fig. 3.35: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.12$).

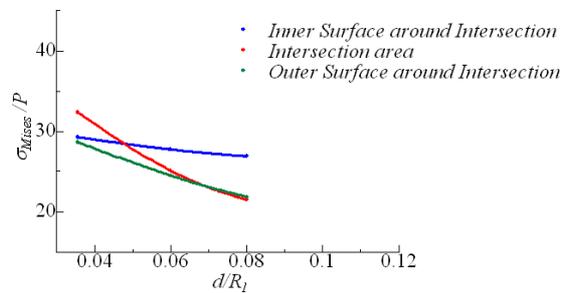


Fig. 3.36: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.02, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.14$).

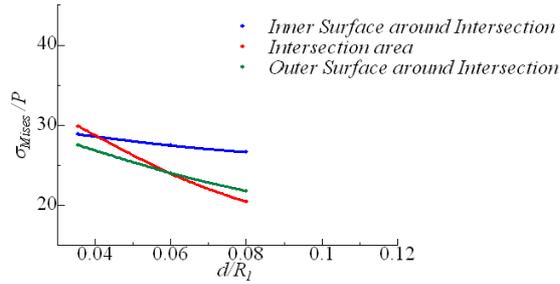


Fig. 3.37: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area

($t/R_1 = 0.02, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.16$).

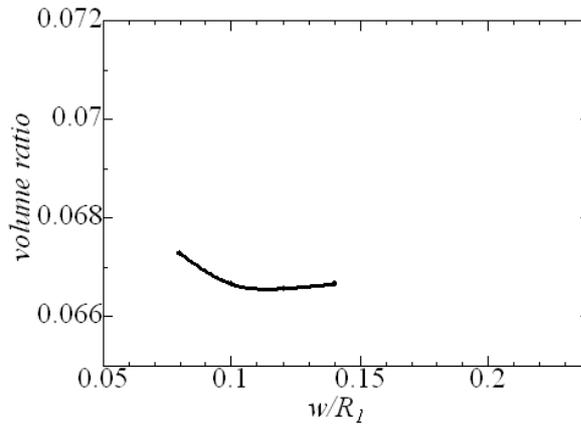


Fig. 3.38: Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.02, \theta = 50^\circ$).

$\theta = 20, 30, 40, 50^\circ$ の各条件において導かれた Fig.3.18, 3.25, 3.32, 3.38 は、全て下に凸な形をしており、極値をもっている。そのため、それぞれの接続部角度において体積比を最小にする解があることが分かる。

また、応力を一致させるように、接続部厚さ d を各パラメータにおいて決めると、すべてのケースでその応力比がおおよそ 30 で一致していることが分かる。そのため、Fig.3.18, 3.25, 3.32, 3.38 の曲線を構成する体積比を与えるパラメータでは、応力比がほとんど 30 で同等であることが分かる。

したがって、体積比が最小である点でも、応力比は同等と考えられるので、体積比を最小にする点は応力的な観点から考えても、最適点であると言える。

そして、これらの体積比最適値を接続部角度に関して整理することで、 t/R_1 における接続部角度と最小体積比の関係を示すことができる。Fig.3.39 はこの関係を示したもので、各接続角度における極値をプロットしたものである。

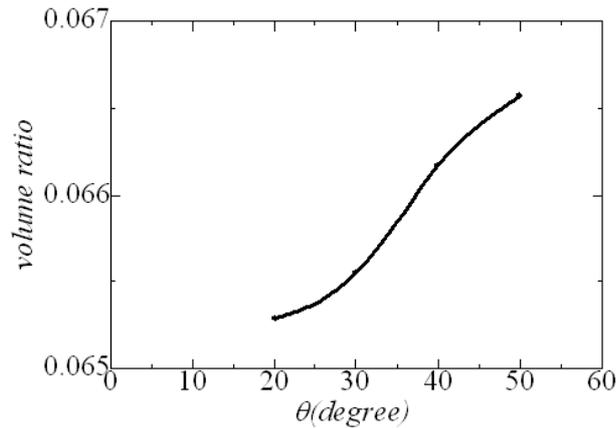


Fig. 3.39: The relation between angle of intersection and optimum volume ratio ($t/R_1 = 0.02$).

Fig.3.39から、接続部角度が小さいほうが体積比を小さくすることが分かる。また、接続部角度が小さくなるにつれて、曲線が滑らかになっていることが分かる。このように滑らかになるのは、容器の形状が円筒に近くなっているからだと考えられる。

$t/R_1 = 0.03$ のとき

$t/R_1 = 0.02$ の場合と全く同様な手順で体積比を最小にする値を求める。しかしながら、 $t/R_1 = 0.03$ の場合は $t/R_1 = 0.02$ と違い、容器殻の外接円の曲率が変化する部分での応力が他の2点に比べてあまり大きくないので、容器殻の内接円の曲率が変化する部分と、接続円筒部の内側の応力が一致する際の接続部厚さ d を求めていく。そして、その値を各パラメータで整理し、接続部角度と最小体積比の関係を求める。

以下に、 $\theta = 20, 30, 40, 50[^\circ]$ についてそれぞれ同様にグラフを示す。

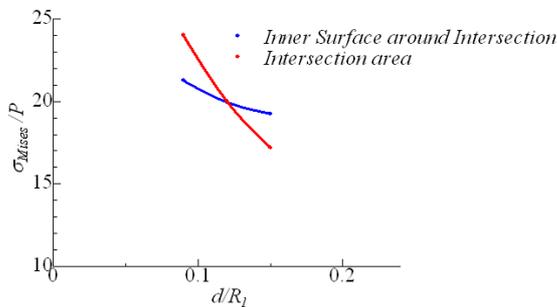


Fig. 3.40: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 20[^\circ], w/R_1 = 0.09$).

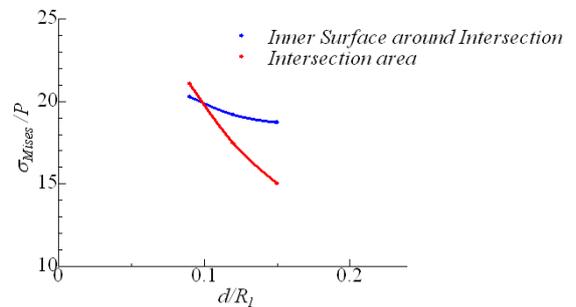


Fig. 3.41: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 20[^\circ], w/R_1 = 0.12$).

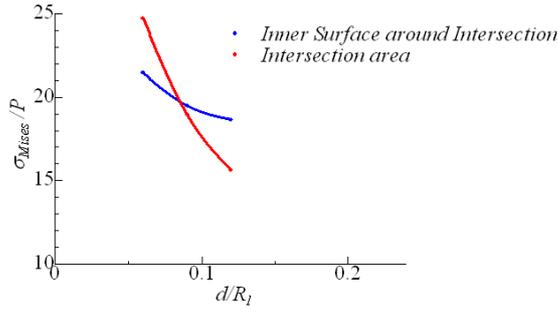


Fig. 3.42: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.15$).

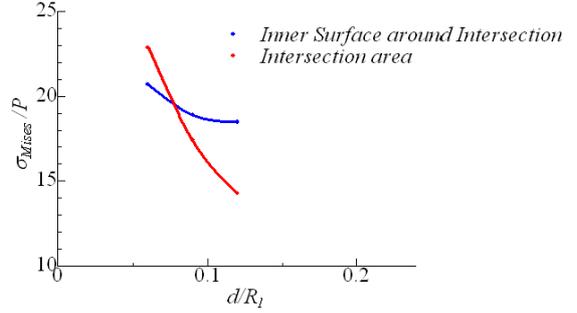


Fig. 3.43: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.18$).

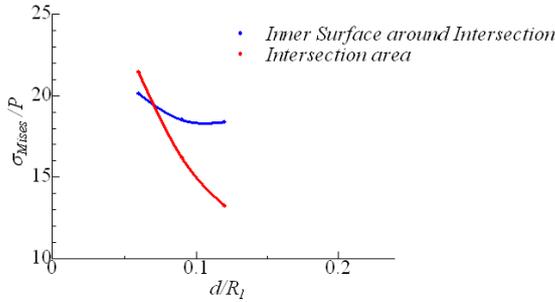


Fig. 3.44: The Relation between thickness of Intersection and Maximum Mises Stress at Stress Concentration Area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.21$).

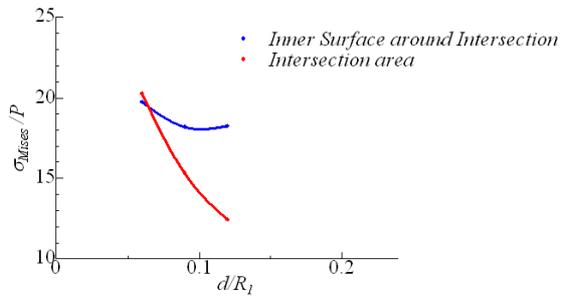


Fig. 3.45: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.24$).

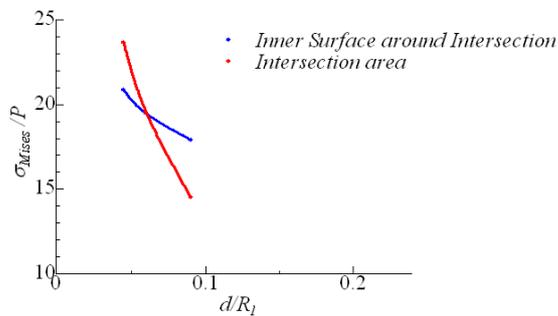


Fig. 3.46: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.27$).

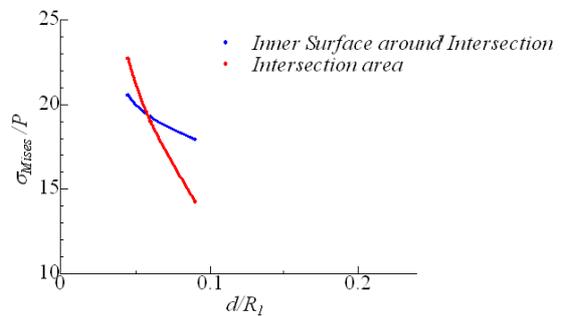


Fig. 3.47: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.30$).

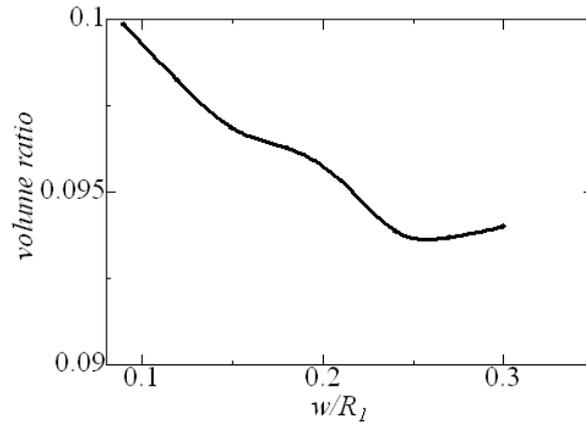


Fig. 3.48: Optimum volume ratio with in length of intersection ($t/R_1 = 0.03, \theta = 20^\circ$).

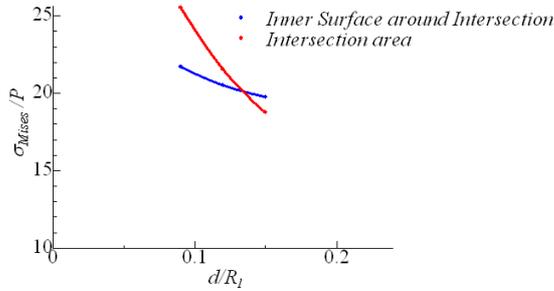


Fig. 3.49: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.09$).

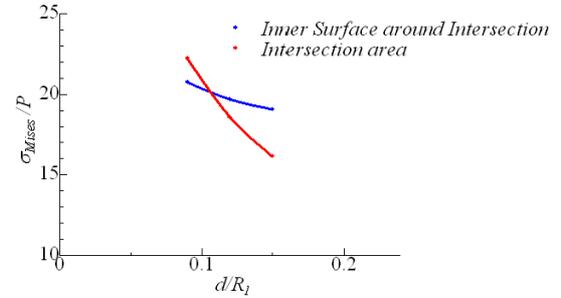


Fig. 3.50: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.12$).

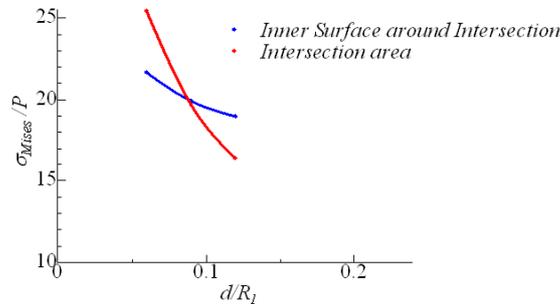


Fig. 3.51: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.15$).

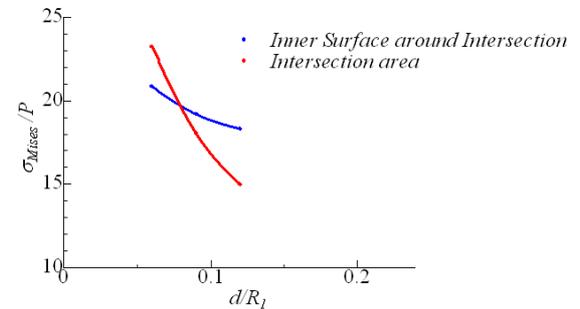


Fig. 3.52: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.18$).

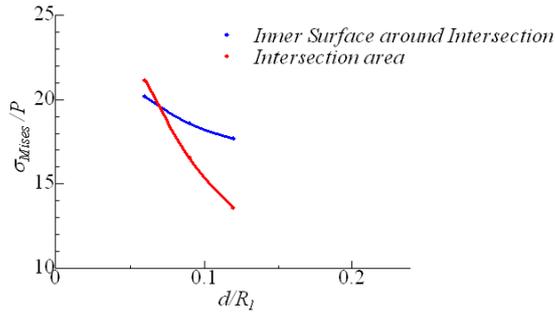


Fig. 3.53: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 30[^\circ], w/R_1 = 0.21$).

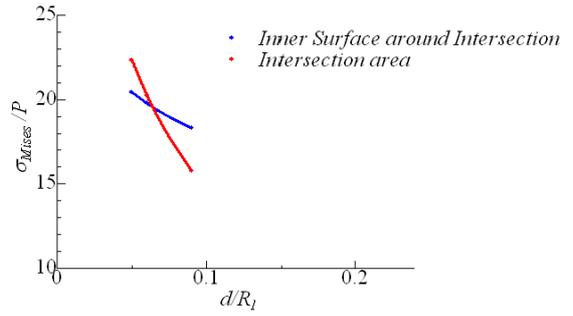


Fig. 3.54: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 30[^\circ], w/R_1 = 0.24$).

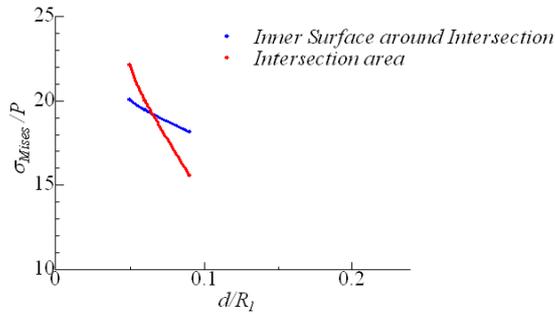


Fig. 3.55: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 30[^\circ], w/R_1 = 0.27$).

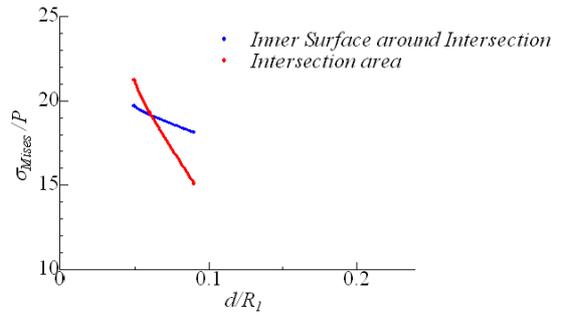


Fig. 3.56: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 30[^\circ], w/R_1 = 0.30$).

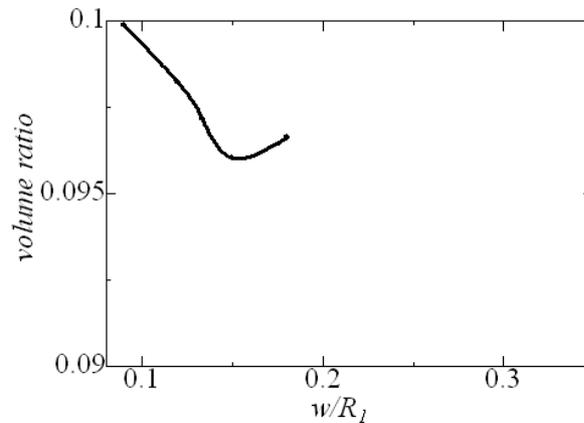


Fig. 3.57: Optimum volume ratio with in length of intersection ($t/R_1 = 0.03, \theta = 30[^\circ]$).

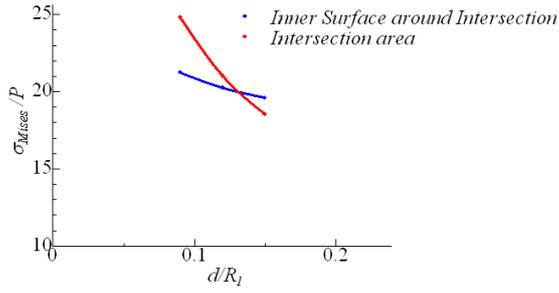


Fig. 3.58: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.09$).

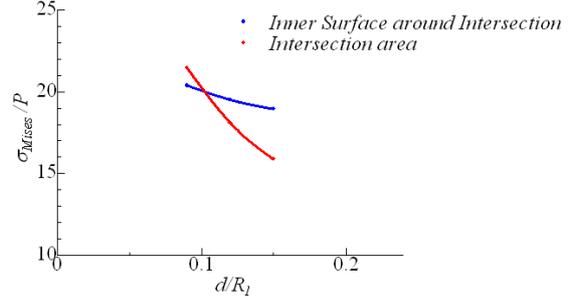


Fig. 3.59: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.12$).

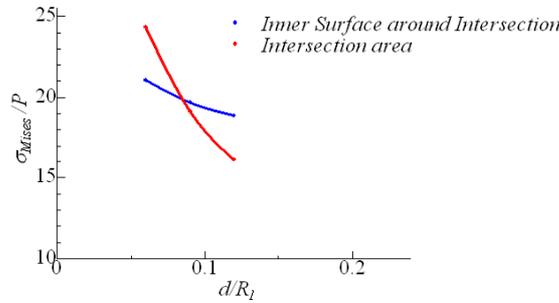


Fig. 3.60: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.15$).

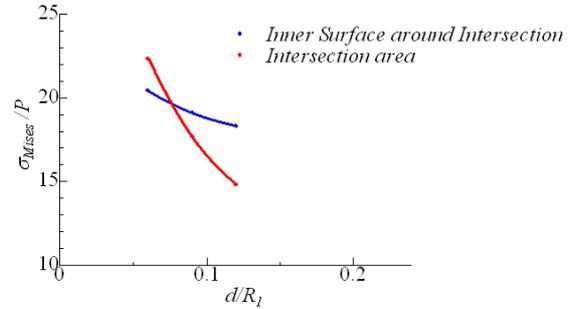


Fig. 3.61: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.18$).

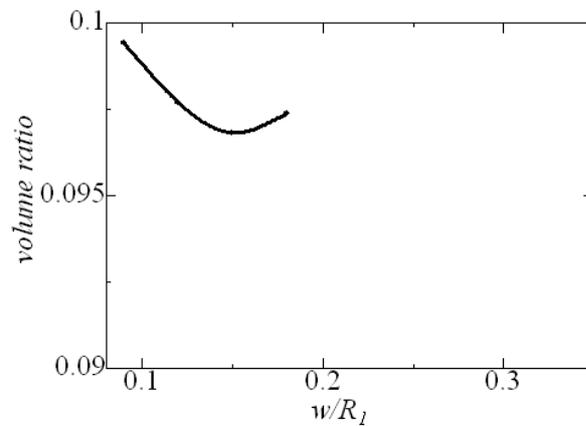


Fig. 3.62: Optimum volume ratio with in length of intersection ($t/R_1 = 0.03, \theta = 40^\circ$).

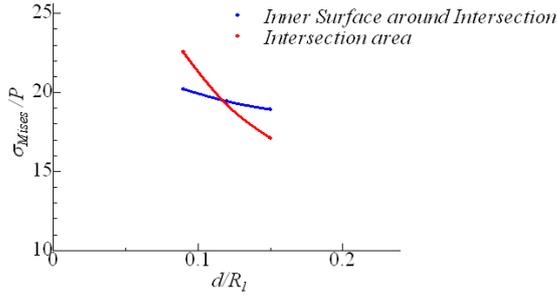


Fig. 3.63: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 50[^\circ], w/R_1 = 0.09$).

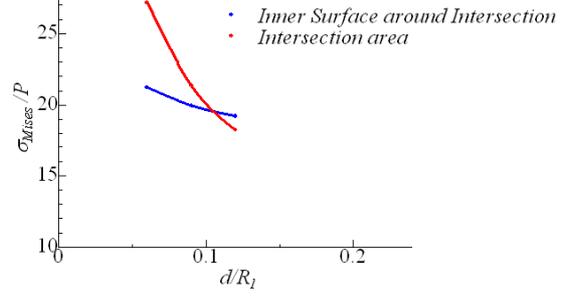


Fig. 3.64: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 50[^\circ], w/R_1 = 0.10$).

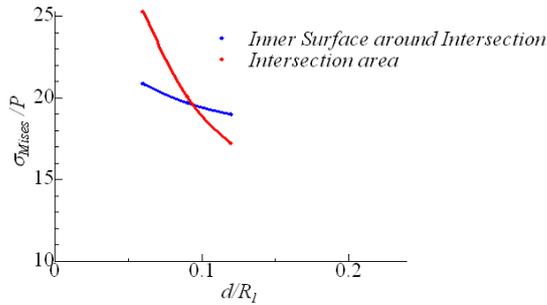


Fig. 3.65: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 50[^\circ], w/R_1 = 0.113$).

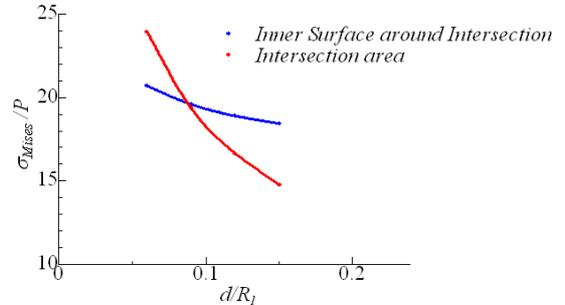


Fig. 3.66: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 50[^\circ], w/R_1 = 0.12$).

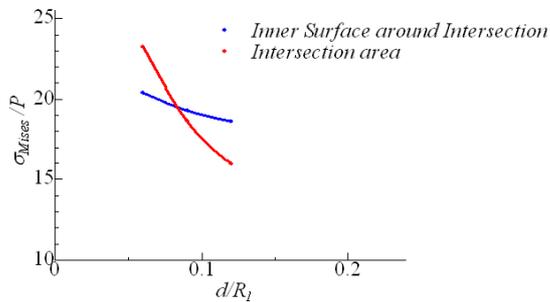


Fig. 3.67: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 50[^\circ], w/R_1 = 0.133$).

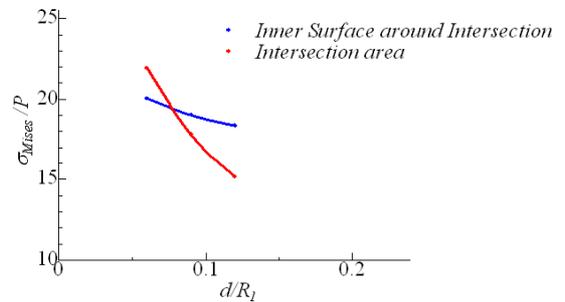


Fig. 3.68: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.03, \theta = 50[^\circ], w/R_1 = 0.15$).

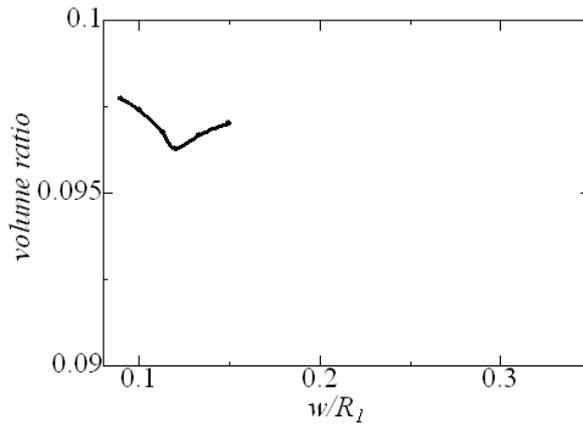


Fig. 3.69: Optimum volume ratio with in length of intersection ($t/R_1 = 0.03, \theta = 50^\circ$).

Fig.3.48, 3.57, 3.62, 3.69を見ると, $t/R_1 = 0.02$ の時と同様にそれぞれの角度において下に凸な曲線を描いていることが分かる. そのため, これらの極値は各接続角度における体積比最小点である.

また, 接続部厚さ d と応力比の関係を表した各グラフを見ると, それらのグラフの交点(求める接続部厚さ d を与える点)における応力比はすべてのグラフにおいておよそ 20 と同じ値を示している. これは, $t/R_1 = 0.02$ と同様の傾向であり, Fig.3.48, 3.57, 3.62, 3.69 はこれらの点における体積比を w/R_1 で整理したものなので, 応力比はすべて 20 と等しい. したがって, これらのグラフの極値は最小な体積比を与える点であり, 応力的にも他と同等なので最適点であると言える.

この最適点を, 各接続部角度ごとに整理すると $t/R_1 = 0.03$ における各角度とそのときの最適体積比の関係を導くことができる. Fig.3.70 にそれを示す.

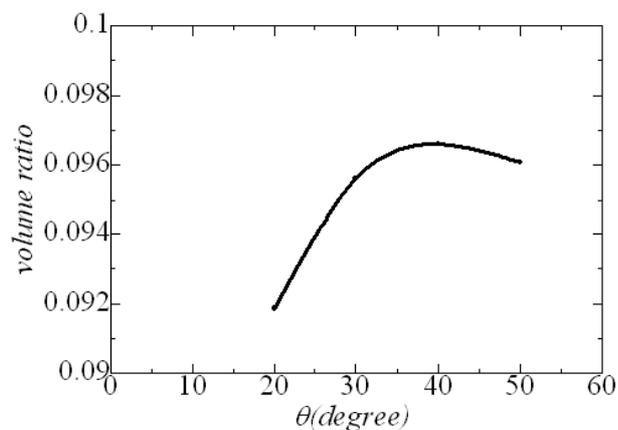


Fig. 3.70: The relation between angle of intersection and optimum volume ratio ($t/R_1 = 0.03$).

Fig.3.70 を見ると, $t/R_1 = 0.02$ の時と同様に接続部角度が小さい場合に小さな体積比をとることが分かる. しかしながら, $t/R_1 = 0.02$ の時とはグラフの形状は異なり, 小さな角度での滑らかな曲線はない. これは, 容器全体の板厚が増加したことにより, 一般部板厚 t と接続部厚さ d の差が大きくなり円筒形状から遠ざかったからだと考えられる.

$t/R_1 = 0.04$ のとき

この場合も, 板厚は十分に大きいため, $t/R_1 = 0.03$ のときと全く同様に体積比最小を与える接続部厚さ d を求め, 各パラメータごとに整理していくことで, 接続部角度体積比最小値の関係を示す.

以下に, $\theta = 20, 30, 40, 50[^\circ]$ についてそれぞれ同様にグラフを示す.

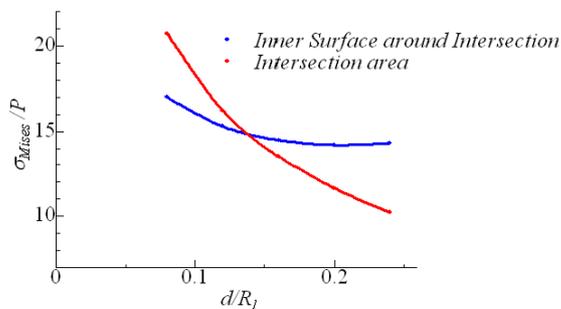


Fig. 3.71: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 20[^\circ], w/R_1 = 0.12$).

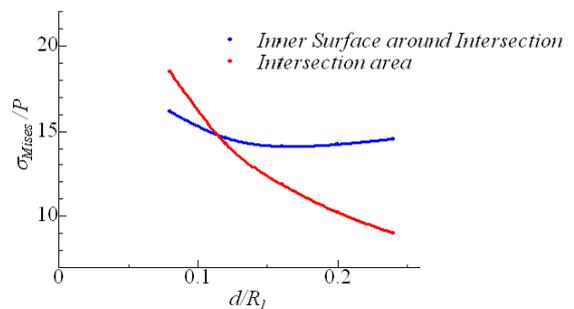


Fig. 3.72: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 20[^\circ], w/R_1 = 0.16$).

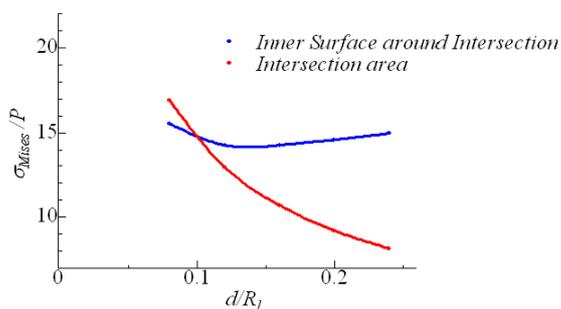


Fig. 3.73: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 20[^\circ], w/R_1 = 0.20$).

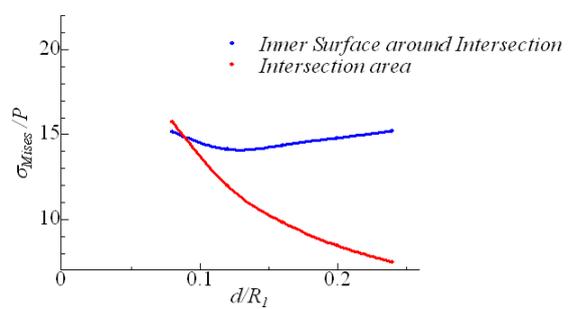


Fig. 3.74: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 20[^\circ], w/R_1 = 0.24$).

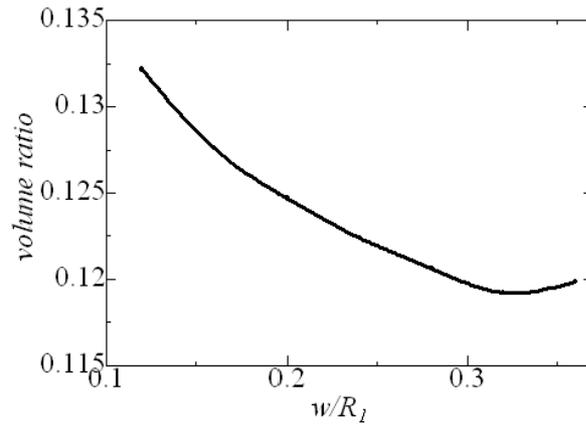


Fig. 3.75: Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.04, \theta = 20^\circ$).

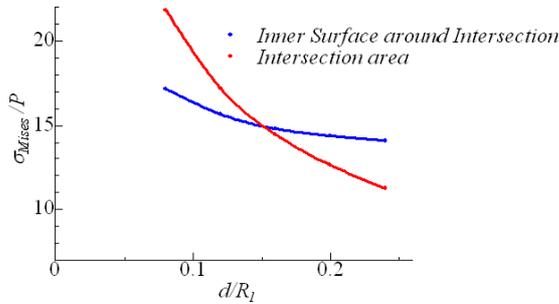


Fig. 3.76: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.12$).

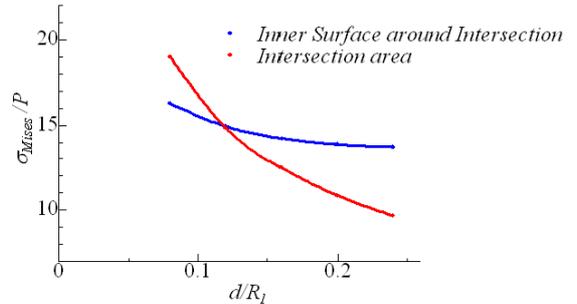


Fig. 3.77: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.16$).

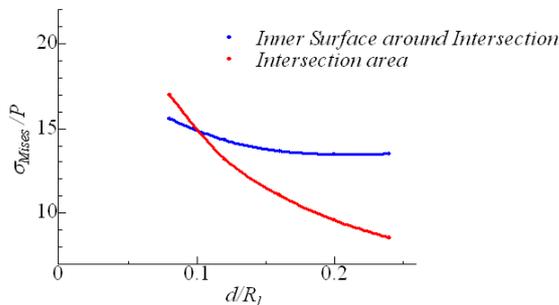


Fig. 3.78: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.20$).

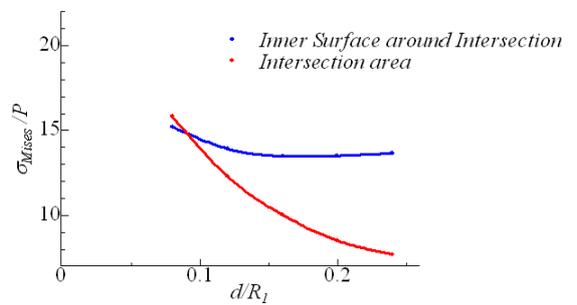


Fig. 3.79: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.24$).

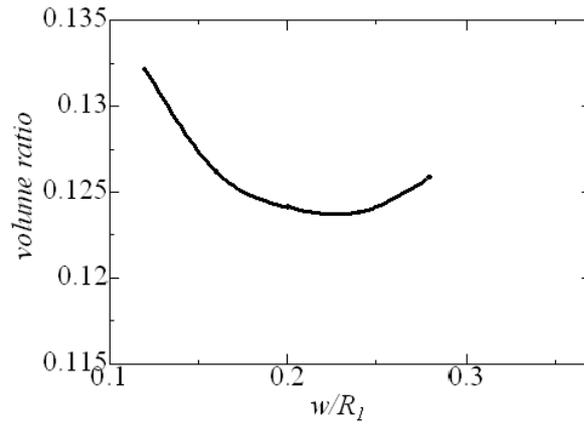


Fig. 3.80: Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.04, \theta = 30^\circ$).

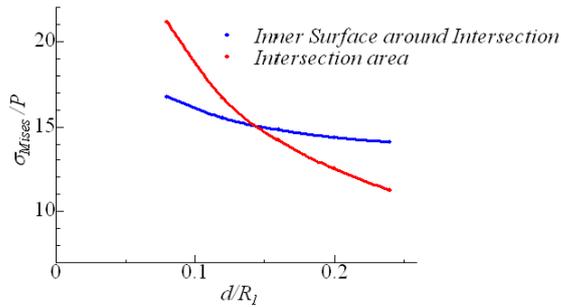


Fig. 3.81: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.12$).

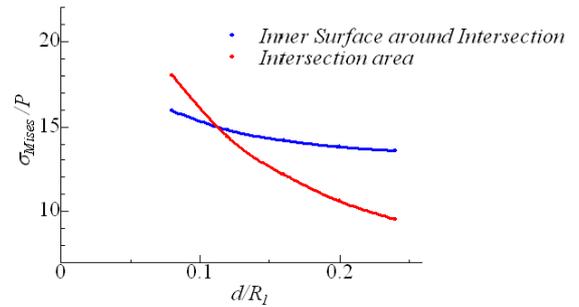


Fig. 3.82: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.16$).

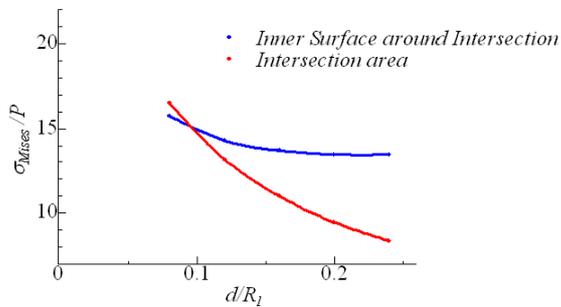


Fig. 3.83: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.20$).

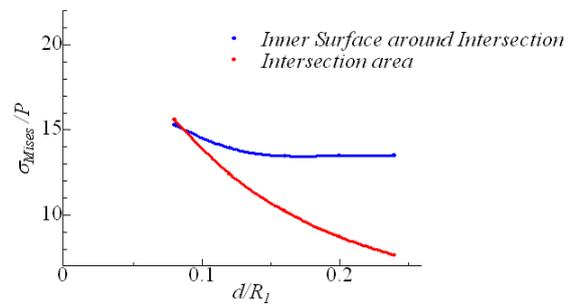


Fig. 3.84: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.24$).

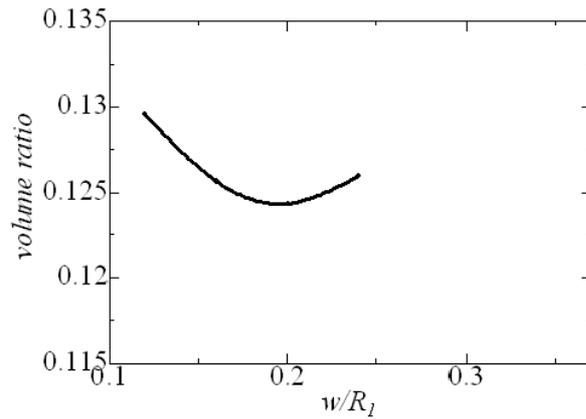


Fig. 3.85: Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.04, \theta = 40[^\circ]$).

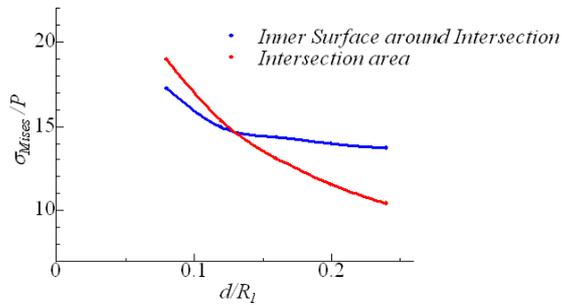


Fig. 3.86: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 50[^\circ], w/R_1 = 0.12$).

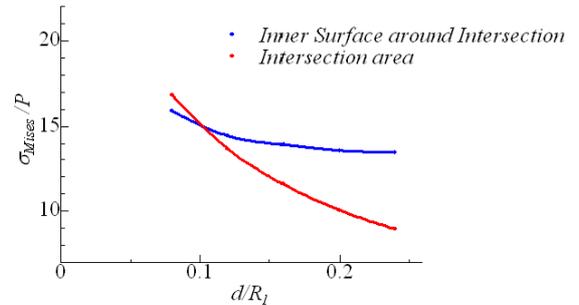


Fig. 3.87: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 50[^\circ], w/R_1 = 0.16$).

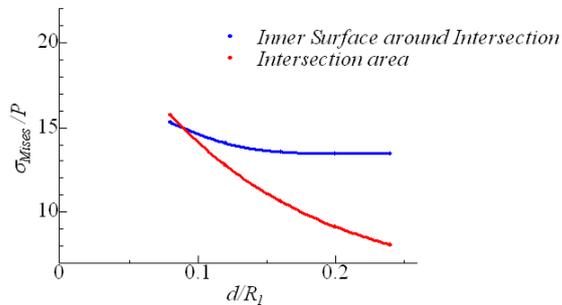


Fig. 3.88: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 50[^\circ], w/R_1 = 0.20$).

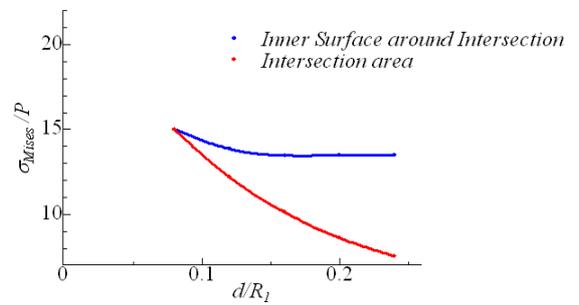


Fig. 3.89: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.04, \theta = 50[^\circ], w/R_1 = 0.24$).

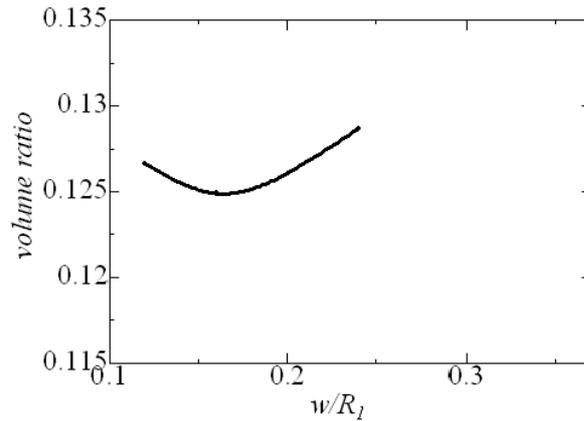


Fig. 3.90: Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.04, \theta = 50^\circ$).

$t/R_1 = 0.04$ のケースも Fig.3.75, 3.80, 3.85, 3.90 を見て分かるようにすべて接続部角度において同様に下に凸の曲線を得る導くことができ、極値を確認できた。よって、各グラフにおける体積比最小点を得ることができた。

また、接続部厚さ d と応力比の関係の各グラフを見ると、やはり応力同士が一致するグラフの交点における応力比は、どのケースにおいても一律に 15 となっている。したがって $t/R_1 = 0.02, 0.03$ の場合と同様に考えると、Fig.3.75, 3.80, 3.85, 3.90 における極値は最小な体積比を与える点であり、応力的にも他と同等なので最適点であると言える。

この最適点を、各接続部角度ごとに整理すると $t/R_1 = 0.04$ における各接続部角度とそのときの最適体積比の関係を導くことができる。Fig.3.91 にそれを示す。

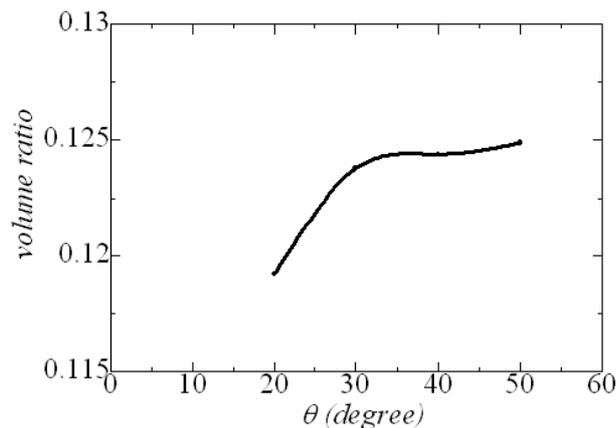


Fig. 3.91: The relation between angle of intersection and optimum volume ratio ($t/R_1 = 0.04$).

Fig.3.91 を見ると、 $t/R_1 = 0.04$ の場合もやはり小さい接続部角度において体積比を小さくする傾向があることが分かる。また、グラフの傾向は $t/R_1 = 0.03$ の結果である

Fig.3.70 とよく似ており, 30° 付近までは体積比は増加していくが, それ以降は変化が滑らかになっていることが分かる.

$t/R_1 = 0.06$ のとき

この場合も, 板厚は十分に大きいため, $t/R_1 = 0.03, 0.04$ のときと全く同様に体積比最小を与える接続部厚さ d を求め, 各パラメータごとに整理していくことで, 接続部角度と体積比最小値の関係を示す.

以下に, $\theta = 20, 30, 40, 50^\circ$ についてそれぞれ同様にグラフを示す.

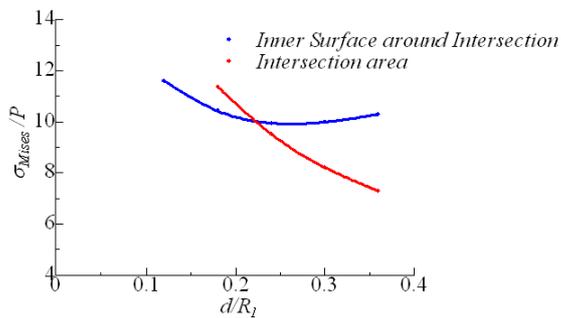


Fig. 3.92: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.12$).

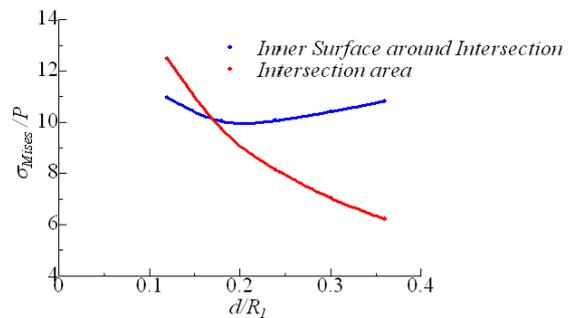


Fig. 3.93: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.18$).

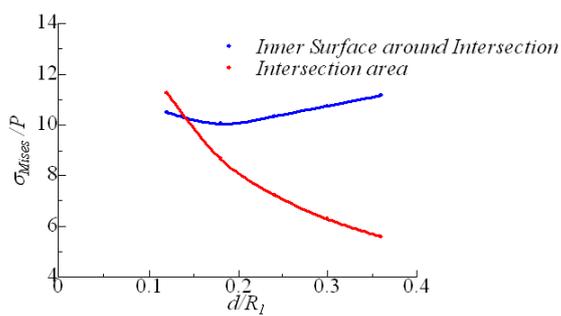


Fig. 3.94: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.24$).

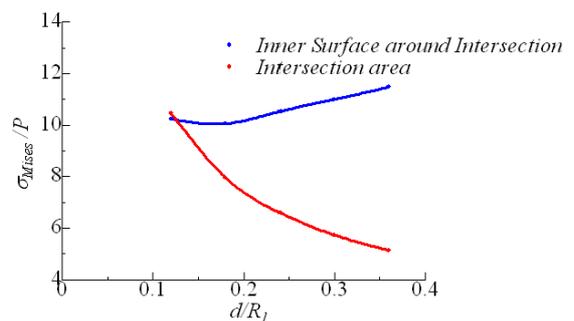


Fig. 3.95: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.30$).

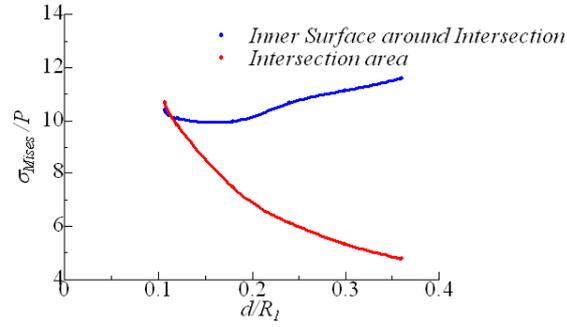


Fig. 3.96: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area

($t/R_1 = 0.06, \theta = 20[^\circ], w/R_1 = 0.36$).

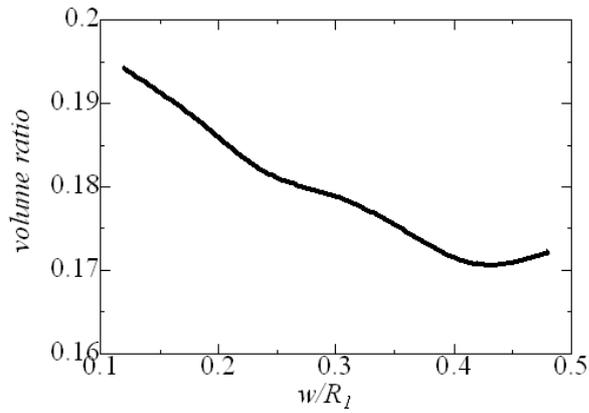


Fig. 3.97: Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R = 0.06, \theta = 20[^\circ]$).

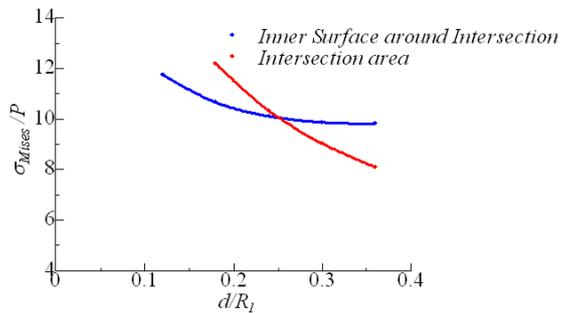


Fig. 3.98: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area

($t/R_1 = 0.06, \theta = 30[^\circ], w/R_1 = 0.12$).

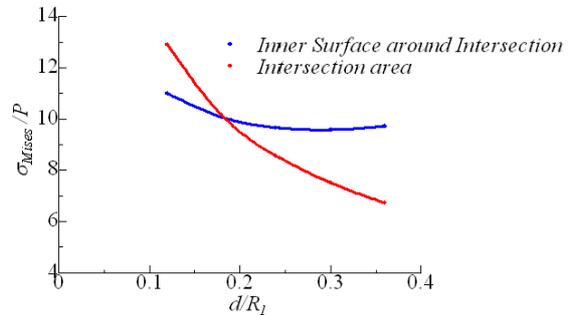


Fig. 3.99: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area

($t/R_1 = 0.06, \theta = 40[^\circ], w/R_1 = 0.18$).

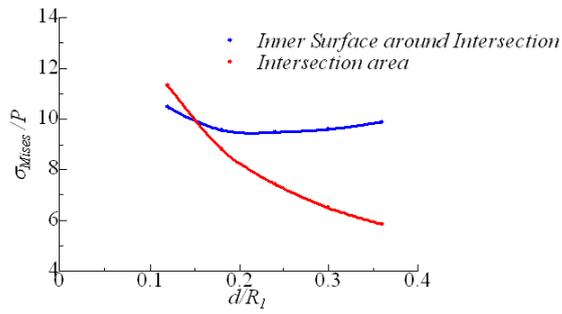


Fig. 3.100: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area

($t/R_1 = 0.06, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.24$).

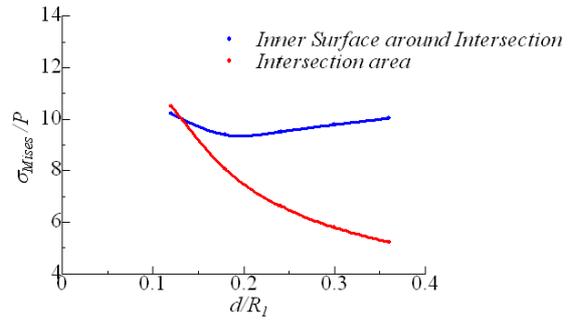


Fig. 3.101: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area

($t/R_1 = 0.06, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.30$).

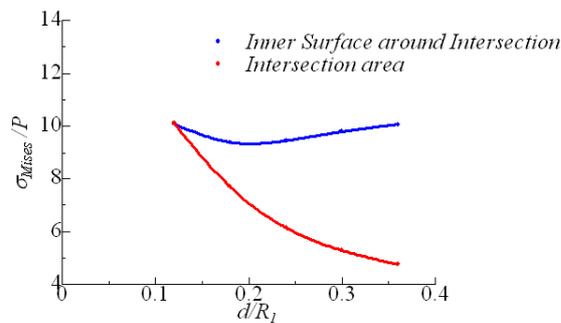


Fig. 3.102: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area

($t/R_1 = 0.06, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.36$).

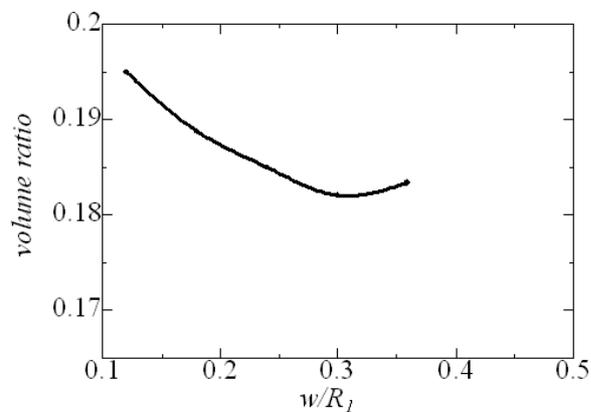


Fig. 3.103: Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.06, \theta = 30^\circ$).

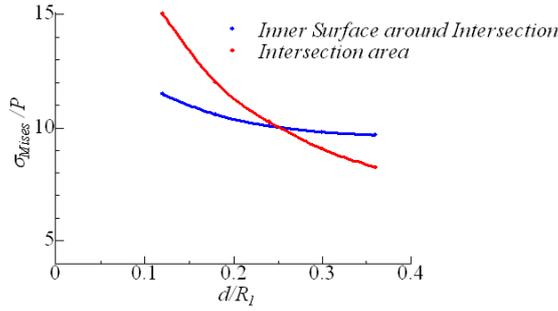


Fig. 3.104: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.12$).

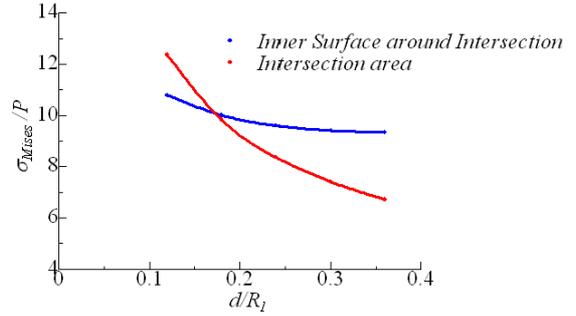


Fig. 3.105: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.18$).

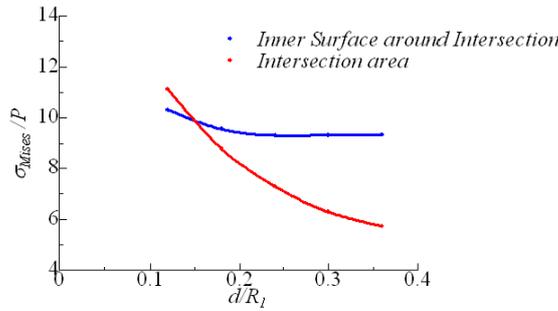


Fig. 3.106: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.24$).

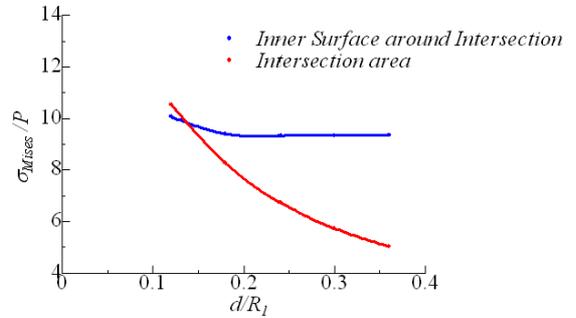


Fig. 3.107: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.30$).

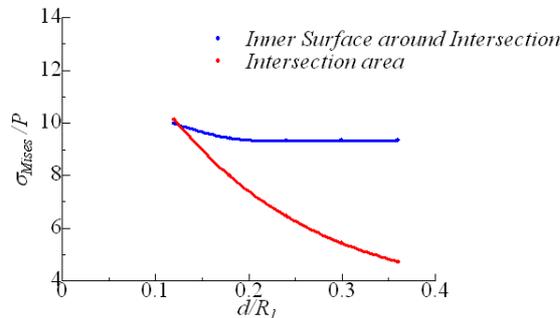


Fig. 3.108: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.36$).

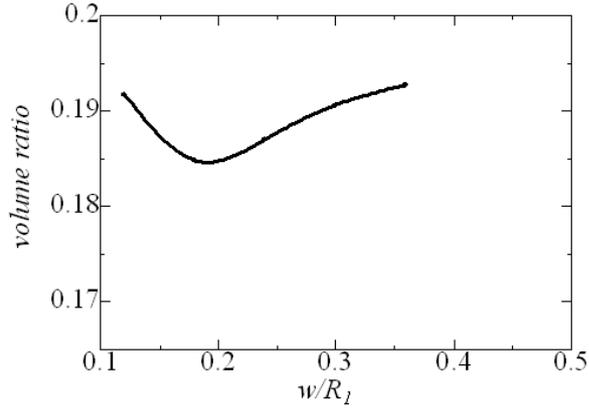


Fig. 3.109: Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.06, \theta = 40^\circ$).

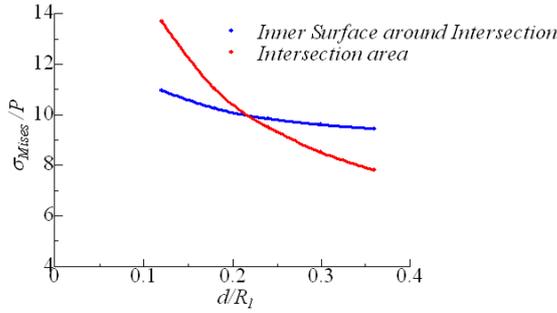


Fig. 3.110: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.12$).

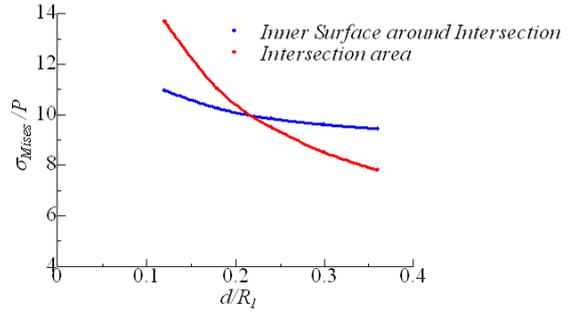


Fig. 3.111: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.18$).

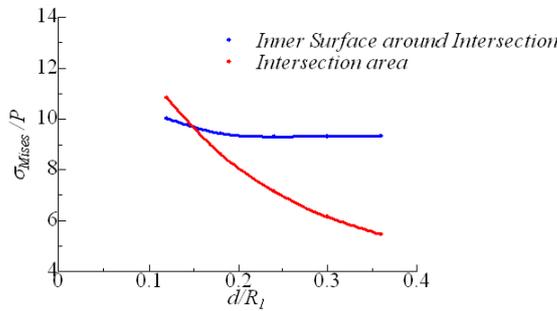


Fig. 3.112: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.24$).

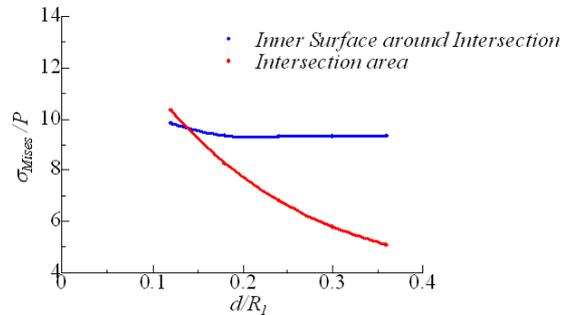


Fig. 3.113: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.30$).

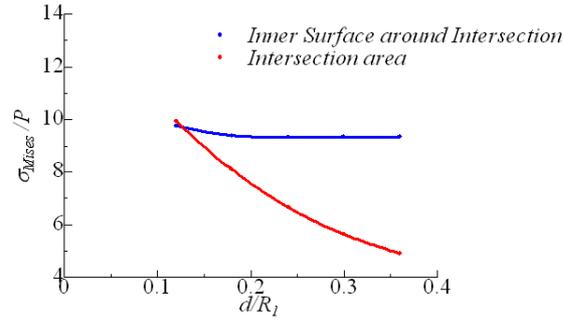


Fig. 3.114: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.06, \theta = 50[^\circ], w/R_1 = 0.36$).

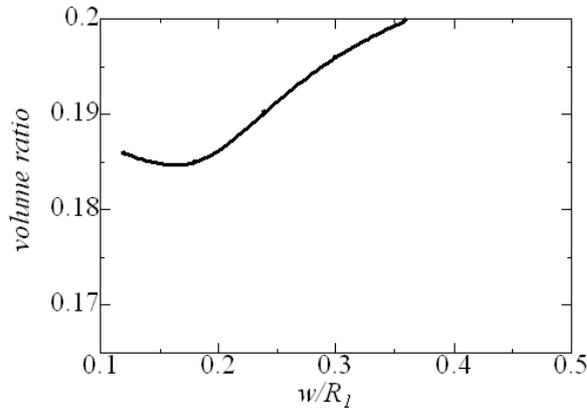


Fig. 3.115: Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.06, \theta = 50[^\circ]$).

$t/R_1 = 0.06$ である本ケースでも, Fig.3.97, 3.103, 3.109, 3.115にあるように, それぞれ下に凸の曲線を導くことができた. そしてそこから極値を得ることができるため, 各接続部角度における体積最小点を得ることができた.

また, 接続部厚さ d と応力比の関係を示すグラフにおいて, 2ヶ所の応力が一致する図の交点での応力比はやはり, 他の板厚同様, 同等でありおよそ10をとっていることが見て取れる. そのため, Fig.3.97, 3.103, 3.109, 3.115が与える曲線はすべての箇所においても応力比は10と等しいこととなる. したがって, これらのグラフが与える極値は応力的な観点から見ても他の場合とに比べ遜色ないため, 体積最小を与える最適点であることが言える.

Fig.3.97, 3.103, 3.109, 3.115の結果から得られた最適点を, 各接続部角度ごとに整理すると $t/R_1 = 0.06$ における, 各接続部角度とそのときの最適体積比の関係を導くことができる. Fig.3.116にそれを示す.

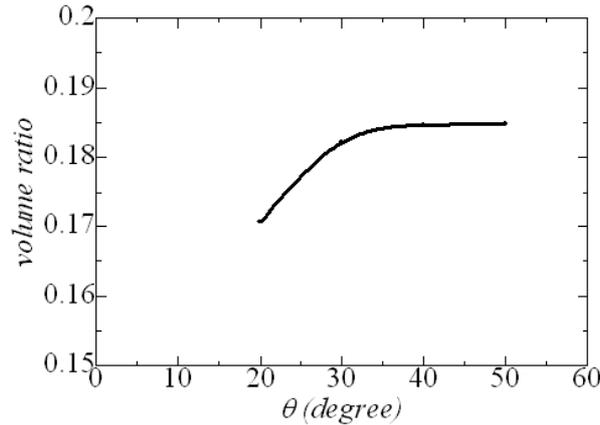


Fig. 3.116: The relation between angle of intersection and optimum volume ratio ($t/R_1 = 0.06$).

Fig.3.116 を見ると, $t/R_1 = 0.06$ と板厚が大きくなって来た場合においてもやはり小さい接続部角度において体積比を小さくする傾向があることが分かる. また, $t/R_1 = 0.04, 0.06$ の場合と同様に接続部角度が $30[^\circ]$ 以降において滑らかに変化していることが分かる. 取り分け, $t/R_1 = 0.06$ のケースでは, $30[^\circ]$ 以降はほぼ体積比に変化は無い. そのため, 本ケースでは $30[^\circ]$ 以降の角度で設計してもメリットはないことが分かる.

$t/R_1 = 0.08$ のとき

この場合も板厚が大きいのので, $t/R_1 = 0.03$ 以降のケースと同様に接続部角度 d を決め, 接続部長さ, 接続部角度により整理することで, 体積最小を与える点を求める.

以下に, $\theta = 20, 30, 40, 50[^\circ]$ についてそれぞれ同様にグラフを示す.

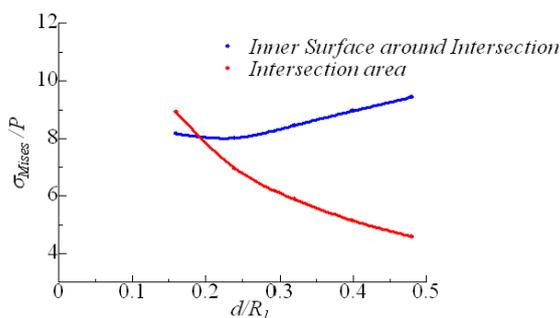


Fig. 3.117: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area

($t/R_1 = 0.08, \theta = 20[^\circ], w/R_1 = 0.24$).

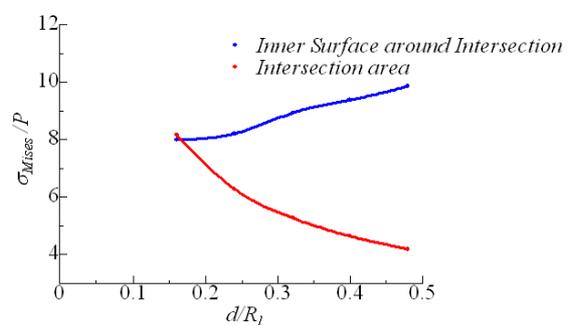


Fig. 3.118: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area

($t/R_1 = 0.08, \theta = 20[^\circ], w/R_1 = 0.32$).

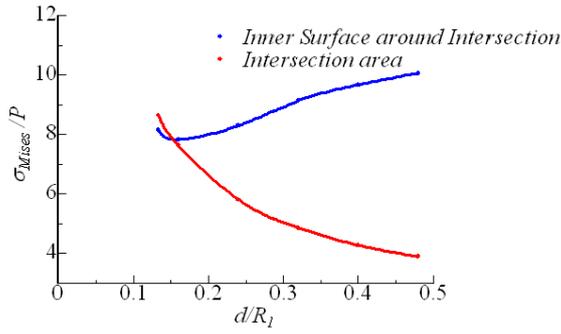


Fig. 3.119: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.40$).

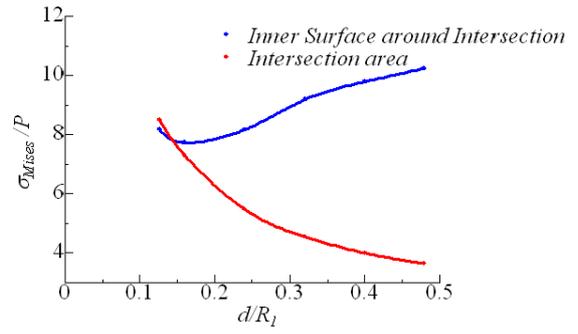


Fig. 3.120: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 20^\circ, w/R_1 = 0.48$).

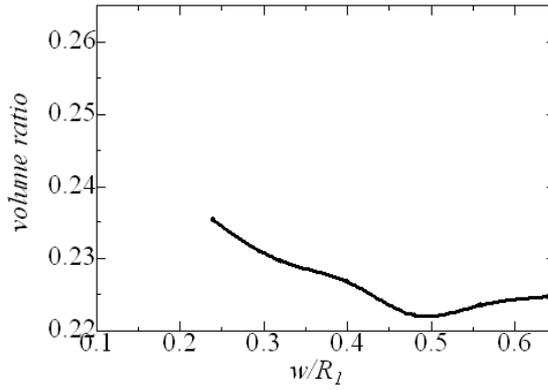


Fig. 3.121: Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.08, \theta = 20^\circ$).

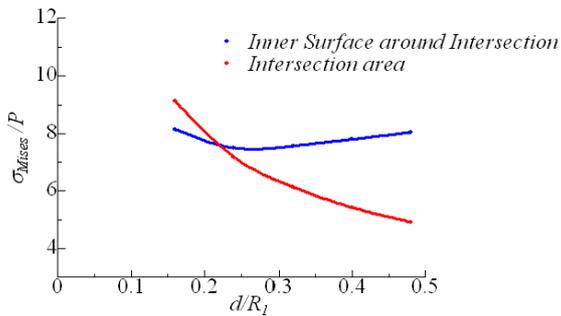


Fig. 3.122: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.24$).

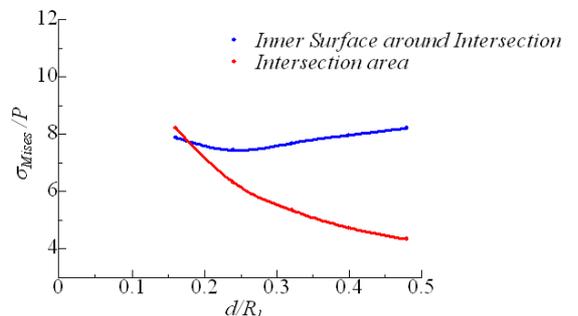


Fig. 3.123: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.32$).

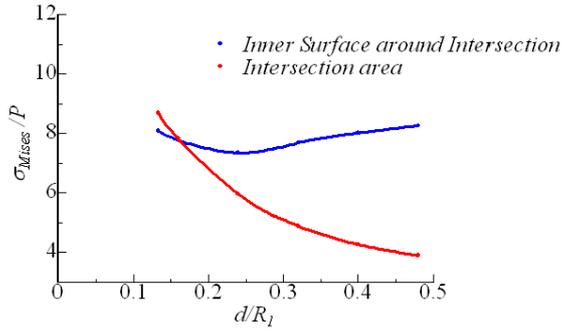


Fig. 3.124: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.40$).

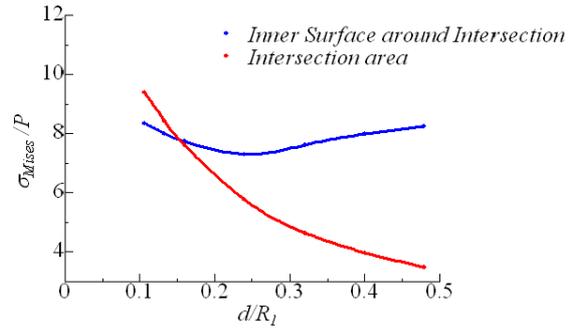


Fig. 3.125: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 30^\circ, w/R_1 = 0.48$).

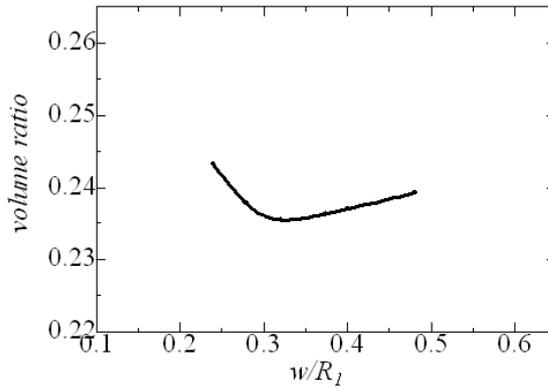


Fig. 3.126: Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.08, \theta = 30^\circ$).

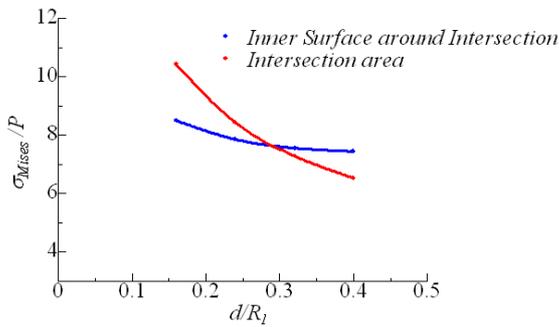


Fig. 3.127: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.16$).

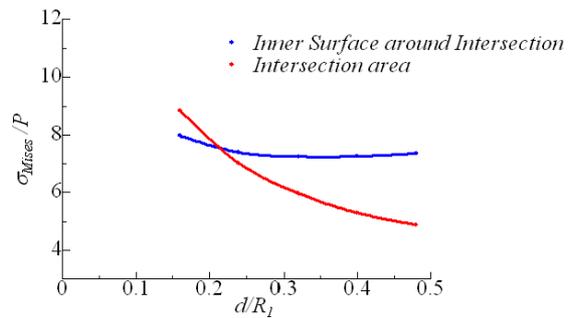


Fig. 3.128: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.24$).

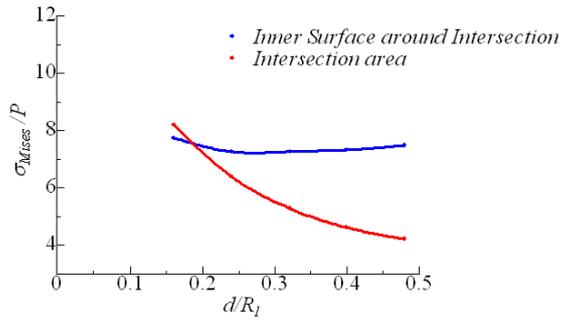


Fig. 3.129: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.32$).

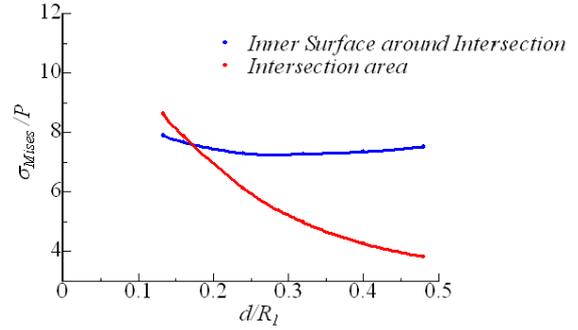


Fig. 3.130: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 40^\circ, w/R_1 = 0.40$).

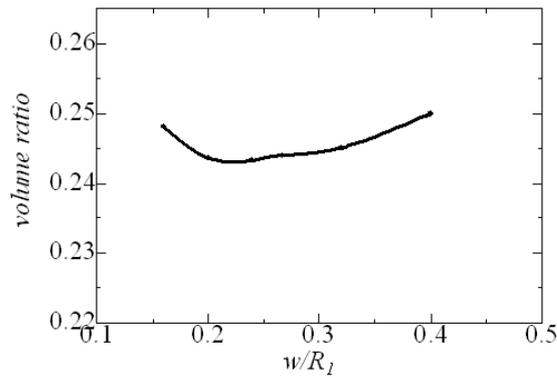


Fig. 3.131: Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.08, \theta = 40^\circ$).

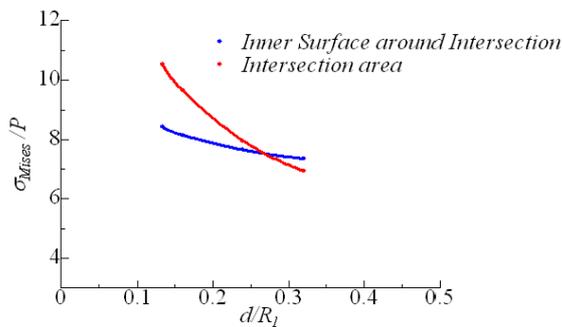


Fig. 3.132: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.16$).

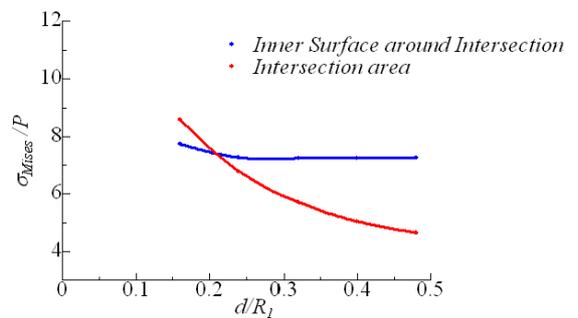


Fig. 3.133: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 50^\circ, w/R_1 = 0.24$).

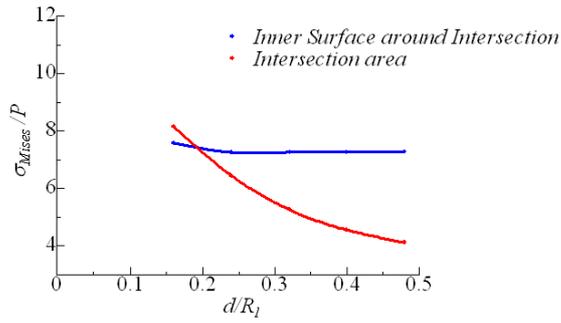


Fig. 3.134: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 50[^\circ], w/R_1 = 0.32$).

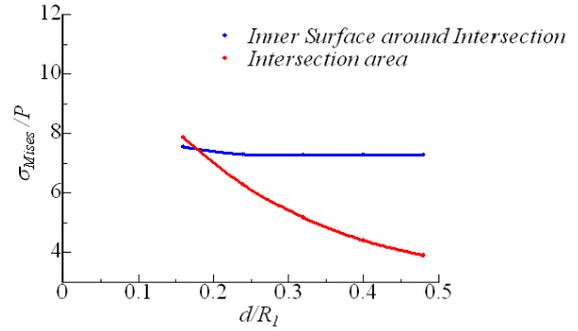


Fig. 3.135: The relation between thickness of intersection and maximum Mises stress at stress concentration area ($t/R_1 = 0.08, \theta = 50[^\circ], w/R_1 = 0.40$).

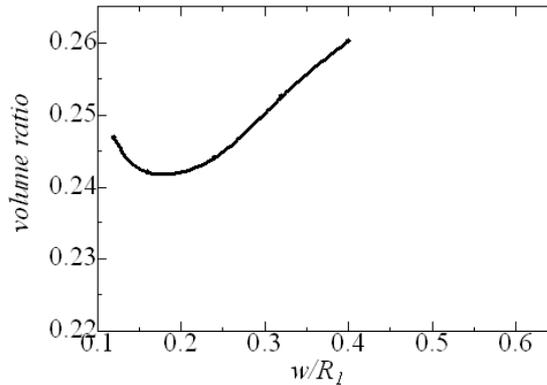


Fig. 3.136: Optimum volume ratio in each length of intersection ($t/R_1 = 0.08, \theta = 50[^\circ]$).

$t/R_1 = 0.08$ と板厚が大きい本ケースでも, Fig.3.97, 3.103, 3.109, 3.115 にあるように, 接続部厚さ d を決定し, その体積比を接続部半幅 w で整理することによって, 下に凸な曲線を得ることができ, 極値を確認できた. そのため, このケースでも各接続部角度において最小の体積比を得ることができた.

また, 接続部厚さ d と応力比の関係の各グラフを見ると, 他の板厚の場合と同様に, 応力一致点での応力比はそれぞれおよそ 7.8 と等しいことが分かる. したがって, 本ケースにおいても Fig.3.121, 3.126, 3.131, 3.136 における曲線は, すべての箇所において同じ応力比なので, これらのグラフの極値は応力的な観点から見ても申し分ない体積比最小点であると言える.

Fig.3.121, 3.126, 3.131, 3.136 から得られた体積比最小点を, 各接続部角度ごとに整理すると $t/R_1 = 0.08$ における, 各接続部角度と最適体積比の関係を導くことができる. Fig.3.137 にそれを示す.

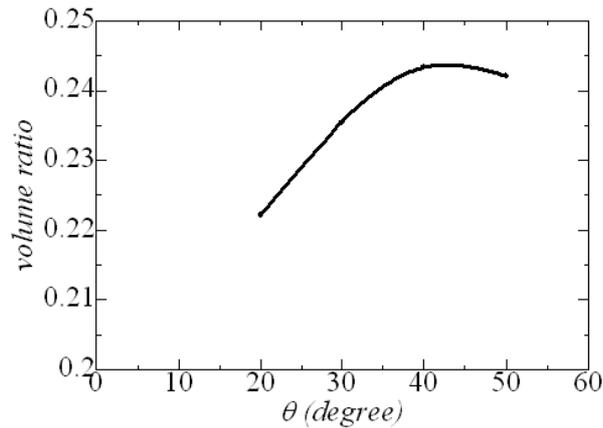


Fig. 3.137: The relation between angle of intersection and optimum volume ratio ($t/R_1 = 0.08$).

Fig.3.137を見ると, $t/R_1 = 0.08$ と板厚が大きくなって来た場合においてもやはり小さい接続部角度において体積比を小さくする傾向があることが分かる. また, $t/R_1 = 0.04, 0.06, 0.08$ の場合と異なり, 接続部角度が $40[^\circ]$ 以降において滑らかに変化していることが分かる.

接続部角度 θ と応力の関係

次に, 接続部角度 θ と体積比の関係を与えるグラフにおける応力比について考える. $t/R_1 = 0.04, 0.06$ で決定した接続部厚さ d における応力比を各接続部長さ w ごとに, 接続部角度 θ で整理すると Fig.3.138, 3.139 のようになる.

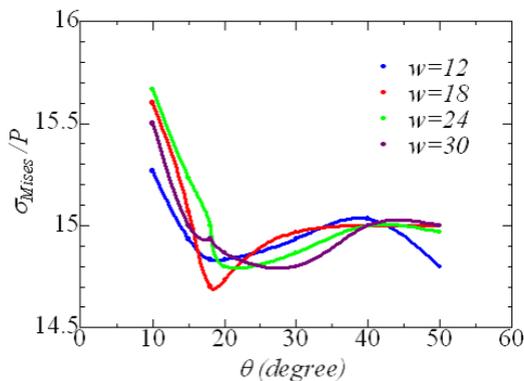


Fig. 3.138: The relation between angle of intersection and pressure ratio ($t/R_1 = 0.04$).

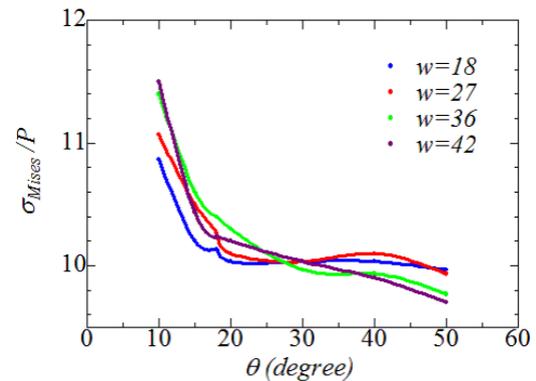


Fig. 3.139: The relation between angle of intersection and pressure ratio ($t/R_1 = 0.06$).

Fig.3.138, 3.139 をみると, 先に述べた通り応力比はそれぞれ, おおよそ 15, 10 を示している. また, 接続部角度が $20[^\circ]$ より小さい程大きな応力が発生し, その変化は急激である. 一方, 接続部角度が $20[^\circ]$ より大きな場合は, その変化は緩やかであることが分かる. この傾向は, 他の板厚においても同様に表れるため, 接続部角度が $20[^\circ]$ より小さくなることは好ましくないと考えられる.

接続部角度 θ の決定と多連球構造耐圧容器の設計指針の確立

Fig.3.39, 3.70, 3.91, 3.116, 3.137 において, 接続部角度が小さい方が体積比が小さいことが分かり, Fig.3.138 から, 接続部角度が $20[^\circ]$ 以下になることは好ましくないことが分かった. したがって, 接続部角度は $\theta = 20[^\circ]$ で最も有効なことが分かった. このため, 多連球構造耐圧容器における接続部角度 θ は $20[^\circ]$ とする.

以上により, 最適な接続部角度が $20[^\circ]$ と決まったので, 各板厚におけるこの角度における体積比と応力比の値を板厚によって整理する. すると以下のようなグラフを得ることができる.

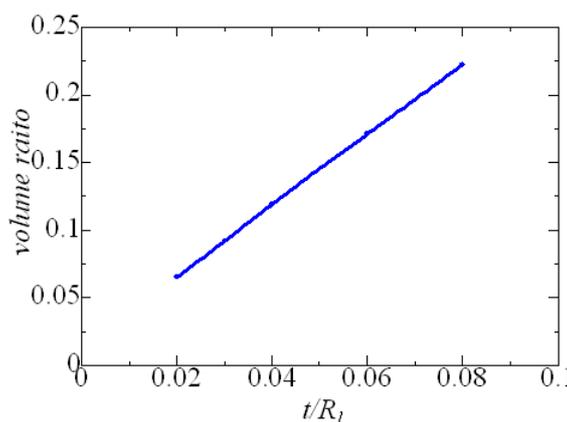


Fig. 3.140: The relation between thickness of shell and volume ratio with each optimum condition.

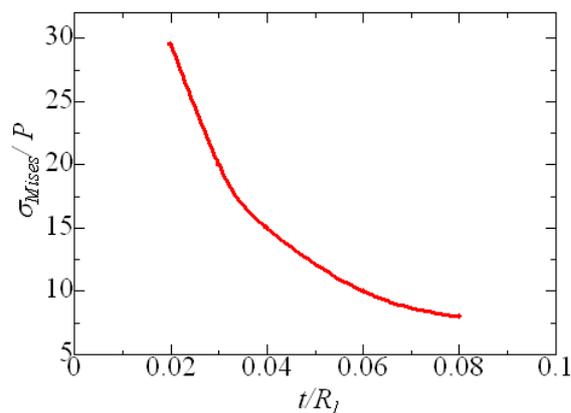


Fig. 3.141: The relation between thickness of shell and stress ratio with each optimum condition.

Fig.3.140 は各板厚における最適体積比の値をプロットしたものであり, Fig.3.141 はその際の応力比をプロットしたグラフである.

まず設計者は, 目標とする水深と安全率を決定し, 材料を考えることで, Fig.3.141 における縦軸の値を決めることができる. つまり, 水深と安全率を決定することで予想圧力値である P が決まり, また材料の許容応力により容器の耐え得る応力である σ が決まることで, 縦軸の σ_{Mises}/P の値を決めることができる. 縦軸の値が決まったら, その値を与える t/R_1 をグラフから求めることができる. その, 求められた t/R_1 を Fig.3.140 に対応させることでその時の体積比を求めることができる.

したがって、設計者は Fig.3.140, 3.141 の両グラフを見て、水深、安全率、材料を決めることで、その条件での最適な体積比(比重)とそれを与える一般部板厚を知ることができる。

そして、他のパラメータは、一般部板厚との関係から簡単に求めることができる。 Fig.3.142, 3.143 に接続部厚さと接続部半幅との関係を示す。

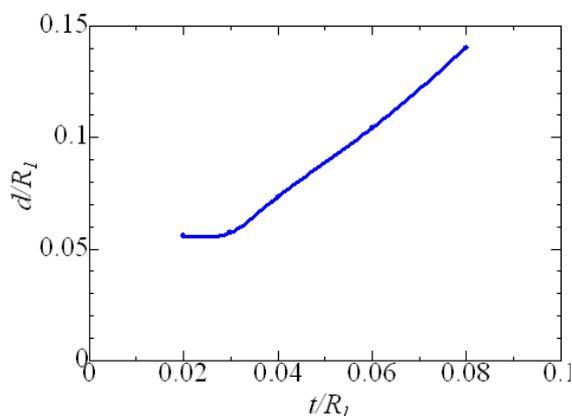


Fig. 3.142: The relation between thickness of shell and intersection.

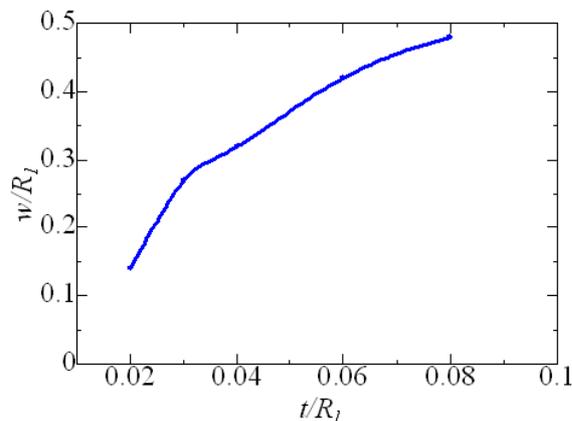


Fig. 3.143: The relation between thickness of shell and length of intersection.

これらのグラフは Fig.3.140, 3.141 の横軸と対応しているので、 t/R_1 が決まれば、その際の接続部厚さ d と接続部半幅 w が決まる。

以上、Fig.3.140, 3.141, 3.142, 3.143 のグラフを確認することにより、多連球構造耐圧容器を簡易に設計することができる。

よって、多連球構造耐圧容器の設計指針を確立することができた。

3.3.2 適用例と比較

本研究で導かれた設計指針に則り、多連球型構造容器と円筒型構造容器の比較を行う。多連球型構造容器は、目標深度4000[m]、安全率1.5、球殻部内半径150[mm]、使用材料:チタン合金 ($E : 116[\text{GPa}]$, $\nu : 0.34$, $\sigma : 900[\text{MPa}]$, $\rho : 4.6[\text{g}/\text{cm}^3]$) とし、Fig.3.144 に示すように、軸方向に一貫して体積をとることができる有効半径を設定し容器中間接続部と円筒部を比較する。

まず、多連球構造耐圧容器について、考える。目標深度と安全率、材料の許容応力を考慮すると、3.141 において、 $\sigma_{Mises}/P = 15$ となるので、グラフから $t/R_1 = 0.04$ であることが分かる。したがって、Fig.3.140, 3.142, 3.143 を参照すると、体積比:0.1192、接続部厚さ比 $d/R_1 : 0.074$ 、接続部半幅比 $w/R_1 : 0.320$ となることが分かる。そして、接続部角度は $\theta = 20^\circ$ であることが分かっている。最後に、それぞれ実際のスペックにするために、体積比には材料の密度を、接続部厚さ比と幅比には要求内半径を乗じることで、こ

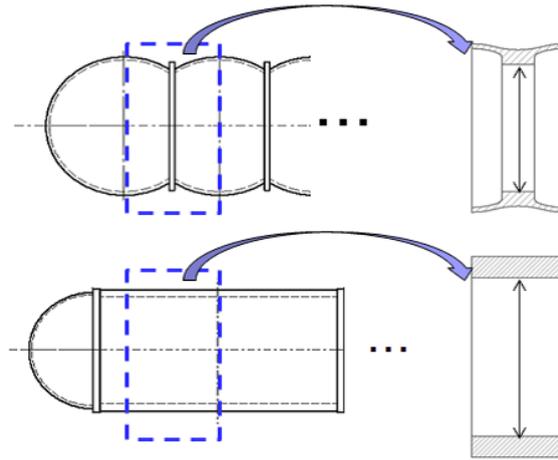


Fig. 3.144: Method of comparison between multi-segment spherical pressure hull and cylinder.

のケースでは、比重： $0.5484[\text{g}/\text{cm}^3]$ 、接続部角度 θ ： $20[^\circ]$ 、接続部厚さ d ： $11.1[\text{mm}]$ 、接続部半幅 w ： $48[\text{mm}]$ の多連球構造耐圧容器が最適な設計条件であることが分かる。

一方、上記の多連球型構造容器の結果から、Fig.3.144 に示した内側半径は、 $135.5[\text{mm}]$ と決まるので、円筒構造型耐圧容器は、式 2.1 のパラメータにそれぞれの値を代入することで、板厚が、 $t = 17.65[\text{mm}]$ と計算できる。この板厚に基づいて円筒構造型耐圧容器の体積比を計算すると、 0.217 となる。したがって、比重は、 $0.9992[\text{g}/\text{cm}^3]$ と求められる。

よって、多連球構造耐圧容器： $0.5484[\text{g}/\text{cm}^3]$ に比べて円筒構造型耐圧容器： $0.9992[\text{g}/\text{cm}^3]$ であるので、約 45% と半分程度の比重を低減を実現することができた。

つまり、条件によるが、大幅な比重の低減を実現し、容器の軽量化が可能であることが分かった。またこのように容器が軽量化することで、浮力材の大幅な削減や、容器を実装するシステムの動力を司る足回りや、水中での抵抗低減が可能となり、シップタイムの節約やコスト削減を狙うことができる。

3.3.3 深度と多連球構造耐圧容器のメリットの関係

上記では、多連球構造耐圧容器と円筒構造容器について、深度条件を決めて比較した。本節では、深度をパラメータにとり多連球構造耐圧容器と球型構造容器、円筒型構造容器をそれぞれ比重に関して比較することで、多連球構造耐圧容器の有用性について考察する各容器に関する比重は以下のように決定する。

球型構造耐圧容器

球型構造容器の場合、式 2.1 の球体弾性座屈の式と 2.2 の膜応力の式を用いて板厚を算出する。この板厚を算出する際、同圧力においては、必要板厚の大きい方を採用することとする。

円筒型構造耐圧容器

円筒型構造耐圧容器の場合、以下の式によって板厚を算出の上、比重を決定する。

深度が小さい場合、座屈が破壊を支配するケースが多い。そのため以下の円筒座屈の式を用いることで、板厚を算出する。円筒座屈の式

$$P_{cr} = \frac{E}{4(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{r}\right)^3 \quad (3.4)$$

一方、目標深度がある程度大きくなると、座屈ではなく、発生する応力によって破壊が起こる。したがって、円筒半径方向、周方向、軸方向の応力からミーゼス応力を求め、その応力に耐え得る板厚を算出する。

$k = (\text{円筒外半径})/(\text{円筒内半径})$, $R = (\text{円筒任意半径})/(\text{円筒内半径})$ として、
円筒半径方向応力

$$\sigma_r = -P \frac{k^2 - k^2/R^2}{k^2 - 1} \quad (3.5)$$

円筒周方向応力

$$\sigma_\theta = -P \frac{k^2 + k^2/R^2}{k^2 - 1} \quad (3.6)$$

円筒軸方向応力

$$\sigma_z = -P \frac{k^2}{k^2 - 1} \quad (3.7)$$

円筒ミーゼス応力 応力の方向を考慮し、式 3.2 において $\sigma_x = -\sigma_r$, $\sigma_y = \sigma_\theta$, $\sigma_z = \sigma_z$ と
して、

$$\bar{\sigma} = \sqrt{\frac{1}{2}\{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2\}} \quad (3.8)$$

また、今回は最大応力を用いるので、円筒任意半径は円筒内半径と等しくなるので、
 $R = 1$ として計算を行った。

多連球構造耐圧容器

多連球構造耐圧容器の場合は、Fig.3.140, 3.141 を参照することで、比重を算出する。

以上のような式を用いて、板厚を算出し、多連球構造耐圧容器と球型構造容器、円筒型構造容器を比較する。多連球構造耐圧容器と円筒型構造容器比較する際、Fig.3.144 に示すように比較を行うものとする。この比較は、容器内半径 1000:[mm]、安全率: 1.5 で行った。以下、Fig.3.145, 3.146, 3.147, 3.148 に比較結果を示す。縦軸は、容器の排水量ベースの比重であり、横軸は、潜航可能深度である。

また、今回は本研究で検証を行った $t/R_1 = 0.08$ までの板厚比で、各材料が耐え得る深度までの比較を行った。

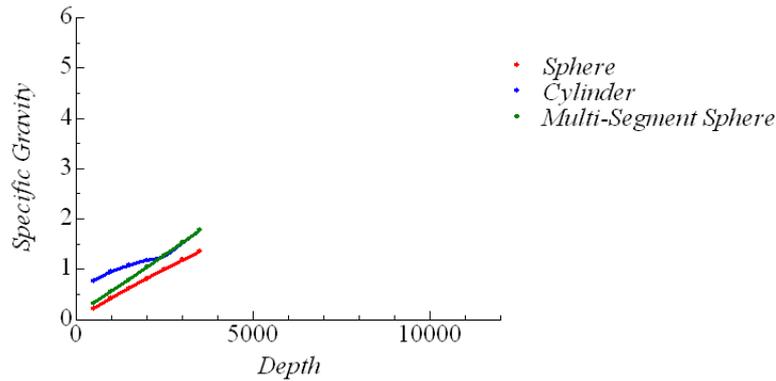


Fig. 3.145: The relation between diving depth and specific gravity each types of pressure hull (SS400) .

Fig.3.145は、材料としてSS400を使用した例である。SS400は、 $E : 200[\text{GPa}]$, $\nu : 0.30$, $\sigma : 400[\text{MPa}]$, $\rho : 7.8[\text{g}/\text{cm}^3]$ の材料定数を持っている。図を見ると、深度が非常に小さい時は、円筒型構造容器が非常に座屈し易いため、大きな比重が必要となっているが、およそ2500[m]付近で多連球構造型耐圧容器の比重曲線を下回っていることが分かる。つまり、材料としてSS400を用いると2500[m]までしか、多連球構造型耐圧容器はその有効性を保てない。これは、多連球構造型耐圧容器は座屈による破壊に非常に強いいため、材料の許容応力の大きさにその強度が大きく左右されるからである。よって、SS400のあまり材料として用いるべきでない。

次に、チタン合金について考えてみる。

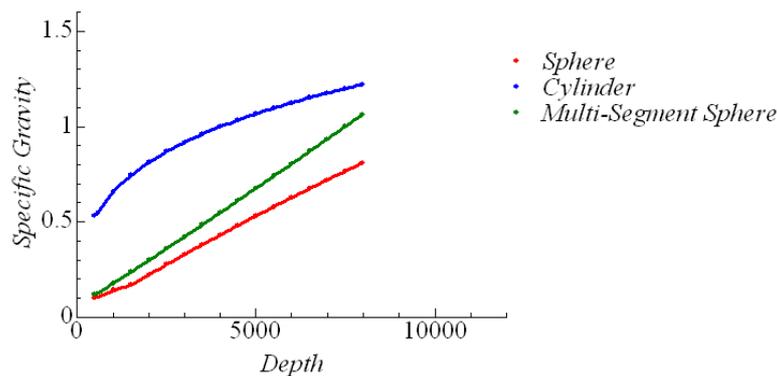


Fig. 3.146: The relation between diving depth and specific gravity each types of pressure hull (6Al-4V-Ti-Alloy) .

Fig.3.146は材料として6Al-4Vチタン合金を使用した例である。材料定数は、 $E : 116[\text{GPa}]$, $\nu : 0.34$, $\sigma : 900[\text{MPa}]$, $\rho : 4.6[\text{g}/\text{cm}^3]$ であり、ヤング率に比べ許容応力が非常に大きいことが分かる。この場合では、Fig.3.146を見ると、およそ9500[m]の深度まで、多連球構造型耐圧

容器の比重曲線が円筒型構造容器のそれを下回っている。したがって、材料としてチタン合金を使用する場合はおよそ深度 9500[m]までその有効性があることが分かった。また、グラフにおける青曲線と緑曲線の差、つまり円筒型構造耐圧容器の比重と多連球型構造耐圧容器の比重の差は、深度 3000[m]付近で一番大きいことが分かる。したがって、材料としてチタン合金を利用する場合は、目標深度が 2000 から 5000[m]で利用すれば、比重が円筒型構造容器に比べ半分近くとなることから、非常に有効性を発揮できることが分かる。

次は、許容応力：1200MPaを有する高張力鋼の場合について考えてみる。

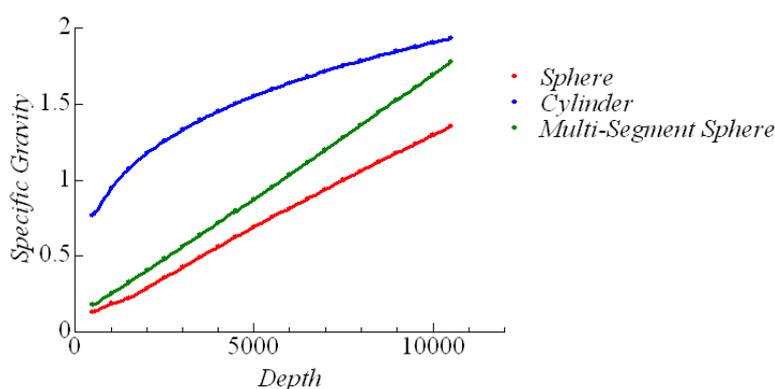


Fig. 3.147: The relation between diving depth and specific gravity each types of pressure hull (High Tensile Strength Steel) .

Fig.3.147は、材料として非常に許容応力の高い高張力鋼を使用した例である。材料定数は、 $E : 200[\text{GPa}]$, $\nu : 0.30$, $\sigma : 1200[\text{MPa}]$, $\rho : 7.8[\text{g}/\text{cm}^3]$ である。グラフを見ると、全ての深度において多連球構造耐圧容器の比重は円筒型構造耐圧容器のそれを下回っていることが分かる。即ち、この材料であれば多連球構造型耐圧容器の利点を非常に有用できる。また、グラフにおける青曲線と緑曲線の差、つまり円筒型構造耐圧容器の比重と多連球型構造耐圧容器の比重の差は2000から4000[m]で非常に大きいことから、この深度を狙う場合に有用性が一番高いことが分かる。

最後に、セラミックについても考えてみる。セラミックは塑性変形しないので、全応力下で弾性変形を考えることができる。

Fig.3.148は、窒化ケイ素セラミックを材料として使用した例である。材料定数は、 $E : 300[\text{GPa}]$, $\nu : 0.28$, $\sigma : 4000[\text{MPa}]$, $\rho : 3.2[\text{g}/\text{cm}^3]$ であり、許容応力の大きさが飛び抜けた材料である。このグラフを見ると、全ての深度において円筒型構造容器を大きく下回っていることが分かる。

また、多連球構造型耐圧容器における座屈強度は球と同様に強いため、球型構造耐圧容器の曲線と接近していることが分かる。この材料であると、許容応力が非常に大きいので、座屈による破壊が支配的になってしまう。

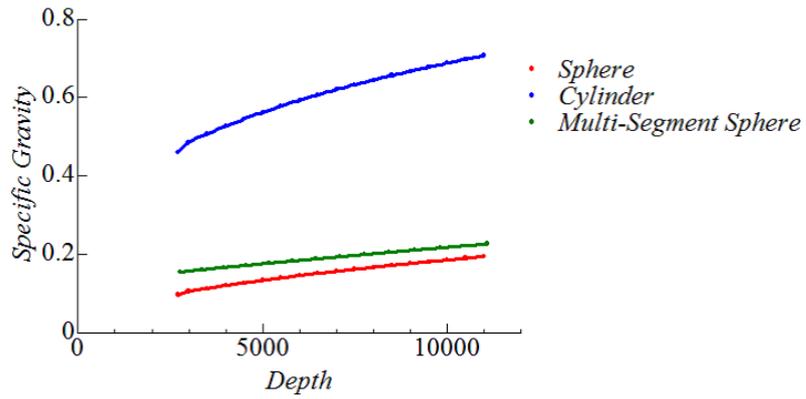


Fig. 3.148: The relation between diving depth and specific gravity each types of pressure hull (Silicon-Nitride Ceramic) .

Fig.3.145, 3.146, 3.147, 3.148 から, 多連球構造耐圧容器を設計する場合は, 許容応力の大きな材料を選ぶ必要があることが分かった. また, 最も有効な深度は, 一般的な材料で, 2000[m]から 5000[m] であることが分かった.

第4章 実験

本研究では、多連球構造耐圧容器の最適化設計指針の確立をするために、主にFEMによるシミュレーション解析を行った。この、シミュレーションベースの結果の妥当性を評価するために、実際に内半径100[mm]の小型のモデルを製作して、水圧を印加し、発生応力とシミュレーション結果とを比較してみた。比較に際しては、接続円筒部の厚さを変えて3種類の間接続部用意し、厚さによるひずみの変化の状況を、シミュレーション結果と比較することとした。

4.1 実験概要

シミュレーションで検討してきた二連球構造耐圧容器模型を実際に製作し、高圧試験水槽に入れて水圧を印加する。そして、耐圧容器内側の測定箇所にて設けた直交ひずみゲージによってひずみを計測し、応力を算出する。

本研究では耐圧実験を行う。直交ひずみゲージを利用し、製作した小型モデルのひずみを計測することによって応力を算出する。

ひずみ測定原理

ひずみゲージは、単独で用いるとその変化は非常に小さいため、Fig.4.1に示すようなブリッジ回路を組み、抵抗の微小な変化を電圧の変化に変換することで測定を行う。

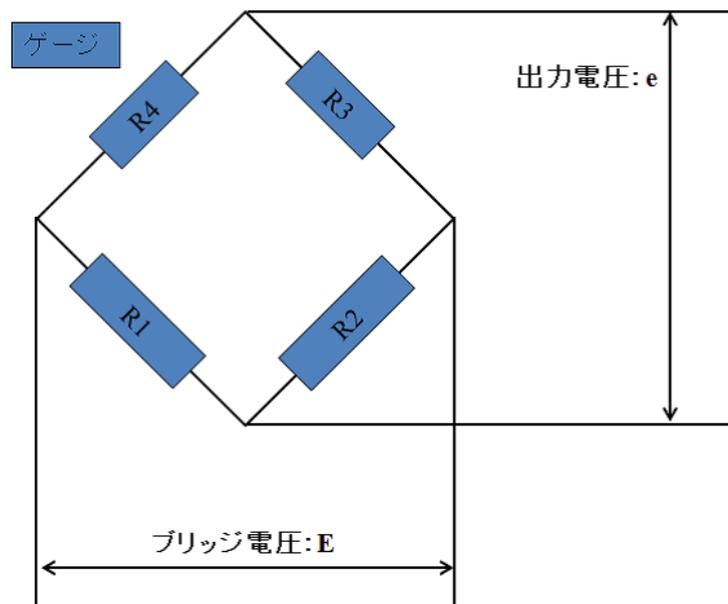


Fig. 4.1: Bridge circuit.

ここで、出力電圧： e [V] はブリッジ電圧を E_v [V] とし、各抵抗を R_a, R_b, R_c, R_d [Ω]、ゲージ率を K_s 、ひずみを ε とすると、

$$e = \frac{R_a R_c - R_b R_d}{(R_a + R_b)(R_c + R_d)} E_v \quad (4.1)$$

ここで、抵抗 R_a をアクティブゲージとし、その抵抗値が ΔR_a だけ変化したとすると、

$$e = \frac{(R_a + \Delta R_a) R_c - R_b R_d}{(R_a + \Delta R_a + R_b)(R_c + R_d)} E_v \quad (4.2)$$

ここで、 $R_a = R_b = R_c = R_d = R$ とすると、

$$e = \frac{R \Delta R}{(2R + \Delta R) 2R} E_v \quad (4.3)$$

また、 $R \gg \Delta R$ とみなせるので

$$e = \frac{1}{4} \frac{\Delta R}{R} E = \frac{1}{4} K_s \varepsilon E_v \quad (4.4)$$

となり、抵抗変化分に比例した出力電圧が得られる。一方で、ひずみゲージは細い電動線がひずみと共に伸びることで、ひずみに比例した抵抗変化が得られるので、出力電圧に適切な係数を乗ずることでひずみ量が得られる。

ひずみゲージを貼ってひずみを計測する測定点は、発生する応力が大きいと考えられる Fig.4.2 で示された2ヶ所と、半球一般部のシェル部分で行う。

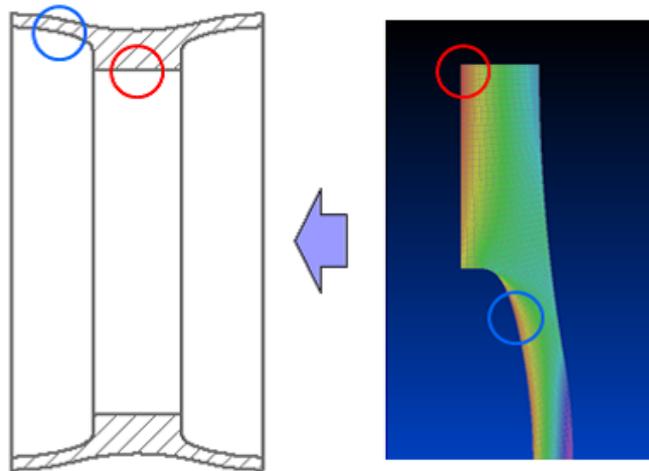


Fig. 4.2: Measurement point by using strain gage.

この Fig.4.2 に示される場所の具体的な位置を Fig.4.3 に示す、測定は各接続部厚さ $d = 12, 18, 30$ [mm] ごとに、それぞれ中間接続部の中心から、容器軸方向に $30, 28, 24$ [mm] 離れた位置で計測を行った。

また、実験は東京大学生産技術研究所にある小型耐圧試験用水槽を利用して行い、最大で 20 [MPa] まで昇圧する。

今回は中間接続部として、接続部厚さ $d = 12, 18, 30$ [mm] の3パターンを用意しそれぞれの傾向をシミュレーションの結果と照らし合わせながら比較する。

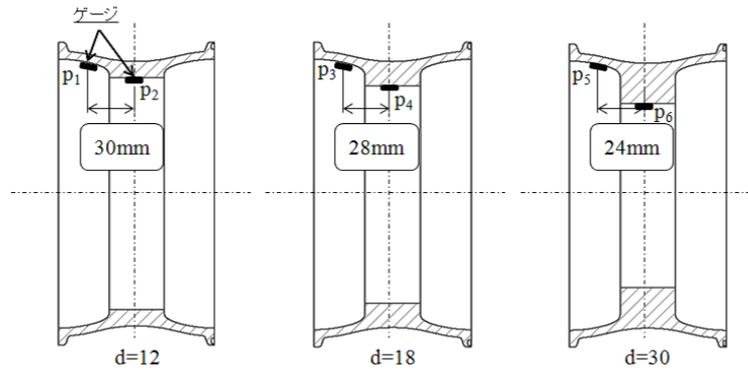


Fig. 4.3: Measurement point of each thickness of intersection ($d = 12, 18, 30$) .

4.1.1 製作容器

本実験では、小型の実験用容器のモデルを製作し、耐圧試験を行う、実験用容器は内径200[mm]のサイズで、SS400製である。容器は、半球部が2個と中間接続部が1個、そしてそれらをデルリンによって製作したV-Bandによって締め付けることで、フランジ接続することとした。このV-Bandは、ホースバンドを利用し締め付けている。また、半球部は、貫通孔のない物と、ミニチュア電線貫通コネクタであるIE55をねじ込む穴を開けた物を製作し、中間接続部は、接続部厚さ d が異なる3種類の製作を行った。本実験で使用する小型容器モデルをFig.4.4に示す。

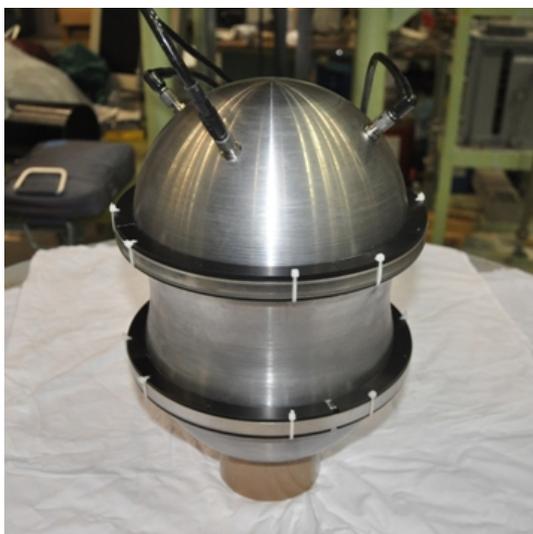


Fig. 4.4: Multi-segment spherical pressure hull using for pressure test.

Table. 4.1: The specification of multi-segments spherical pressure hull using for pressure Test.

Material	SS400
Diameter	200[mm]
Thickness	6[mm]
Angle of Intersection	20[°]
Thickness of Intersection	12, 18, 30[mm]
Width of Intersection	18[mm]

また、中間接続部を3つ連結するとFig.4.9に示すように4連球構造耐圧容器になる。



Fig. 4.5: Hemisphere parts with hole for IE55 conecter.



Fig. 4.6: Hemisphere parts with no hole.

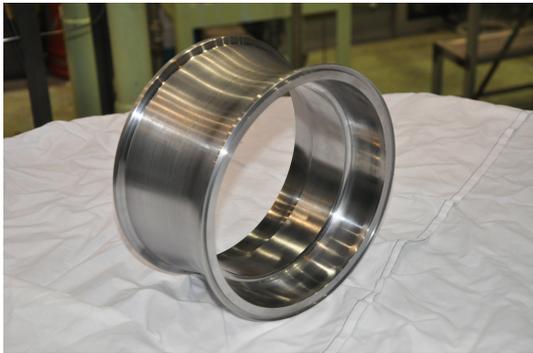


Fig. 4.7: Intersection parts.



Fig. 4.8: V-Band made of Delrin .



Fig. 4.9: 4 segment spherical pressure hull.

4.1.2 実験方法

実験は、東京大学生産技術研究所にある小型試験水槽を用いて行う。最大圧力は20[MPa]であり、昇圧時間：0.3時間、保持時間：0.1時間、減圧時間：0.3時間といったタイムテーブルで実験を行った。

また、ゲージは直交ゲージを用い、温度補償向上や出力の向上のため、1ゲージ法で、4つのブリッジを組んで計測を行った。今回は、直交ゲージによりゲージ添付部における経線方向と接線方向の応力を測定した。この際、温度補償用にダミーゲージを使用した。ダミーゲージは、Fig.4.10に示すように、容器と同材質でできた金属片に貼り、その金属片を容器内部に接触するように貼り付け、温度はアクティブゲージと同等に、かつひずみは生じないようにした。貼り付け後、高温槽に入れて乾燥させた。



Fig. 4.10: Strain gage glued to inner surface of intersection.

また、Fig.4.11に1ゲージ法を利用し4つのゲージでブリッジを組み行った実験の模式図を示す。

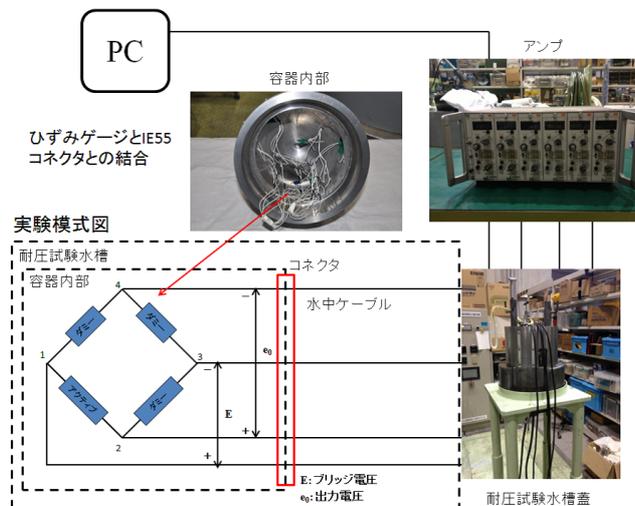


Fig. 4.11: Measurement system of pressure test.

今回, 2つある半球部の片方にIE55 コネクタ用の穴を開けた. そこを介して, 容器内部のひずみゲージと水中ケーブルを繋いだ. その水中ケーブルは耐圧試験水槽下部にあるコネクタを伸介し, 容器外に出て, ひずみ計に繋がる.

ひずみ計は, 予想されるひずみ量に合わせてキャリブレーションを行い, また高周波成分を取り除くためローパスフィルタの設定を10[Hz]とした.

実験手順

実験は, 以下のような手順で行う.

1. ケーブル類がしっかり締まっていることを確認し耐圧容器を試験水槽内に沈める
2. ひずみ計でバランスが取れていることを確認し, 予測値に合わせてゲインを調整する
3. ゼロバランスを取り, ドリフトが無いかチェックし耐圧試験装置の設定を確認し, 実験を開始する
4. 実験終了後, データ採取し, シミュレーション結果との比較を行う

4.1.3 実験装置

実験は, 東京大学生産技術研究所において行い, 同所の小型耐圧試験装置を使用し, ひずみゲージによるひずみ測定を行った.

大深度海底機械機能装置

耐圧試験を行うにあたってはFig.4.12に示す, 生産技術研究所の海中工学国際研究センターが保有する耐圧試験装置を利用した.



Fig. 4.12: Pressure test vessel.

Table. 4.2: The specification of pressure test vessel.

Material	SNCN Steel
Diameter	300[mm]
Height	1000[mm]
Maximum Pressure	120[MPa]

ひずみ計測器

本試験では、直交ひずみゲージによるひずみ測定を行った。計測には、Fig.4.13 に示す共和電業製のひずみ計測器を用いた。



Fig. 4.13: Strain amplifier.

Table. 4.3: The specification of strain amplifier.

Manufacturer	Kyowa Electronic Instruments Co.,Ltd.
Output Range	$\pm 5[V]$

ひずみゲージ

本研究では、直交ゲージによるひずみ計測を行った。Fig.4.14 に示すひずみゲージは以下のような仕様となっている。



Fig. 4.14: Strain gage.

Table. 4.4: The specification of strain gage.

Manufacturer	Kyowa Electronic Instruments Co.,Ltd.
Model	KFG-1-120-D16-11 T-F7
Gage Length	1[mm]
Gage Ratio	2.1
Resistance	120 Ω

4.1.4 実験結果

本実験では、印加された圧力に対してひずみ量を算出することができる。このひずみ量にヤング率を乗じることで、その時に発生している応力を求めることができる。生データは、バラツキが大きかったため、平均を取り、線形グラフにして比較を行った。結果は、横軸が印加圧力、縦軸が応力である。

以下に、本実験で測定された各測定部における圧力と応力の関係とFEMによって算出されたその関係の結果を示す。

Fig.4.15, 4.16 は、球殻一般部で測定を行った結果である。それぞれ、緯線方向と経線方向の測定結果である。

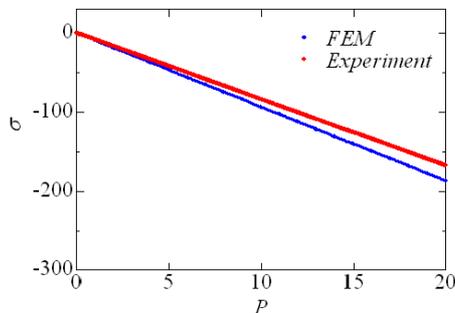


Fig. 4.15: The relation between pressure and stress inner surface of hemisphere in latitude direction.

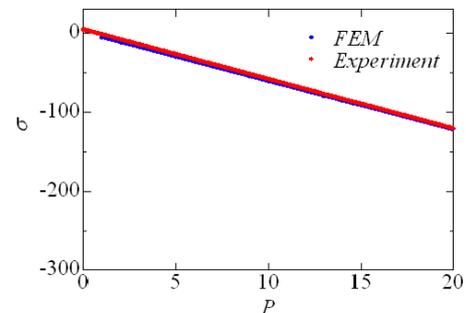


Fig. 4.16: The relation between pressure and stress inner surface of hemisphere in meridian direction.

この結果を見ると、両者における計算値と実験値はかなり一致していることが分かる。そのため、今回の計測実験は良好な環境の下行われ、実験結果は信用できると考えられる。次に、接続部厚さ $d = 12[\text{mm}]$ の中間接続部において、円弧部と円筒部がぶつかる部分の、曲率が変わる場所のそれぞれ、緯線方向と経線方向の測定結果を Fig.4.17, 4.18 に示す。ただし、以下、 $p_1, p_2, p_3, p_4, p_5, p_6$ は、Fig.4.3 におけるゲージを位置を示す。

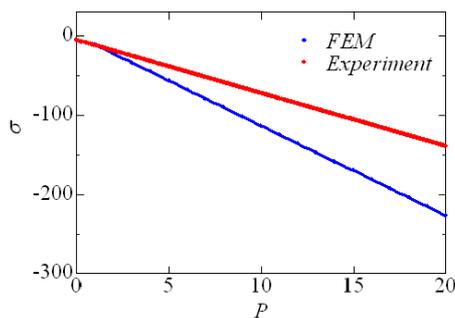


Fig. 4.17: The relation between pressure and stress in latitude direction ($d = 12[\text{mm}], p_1$).

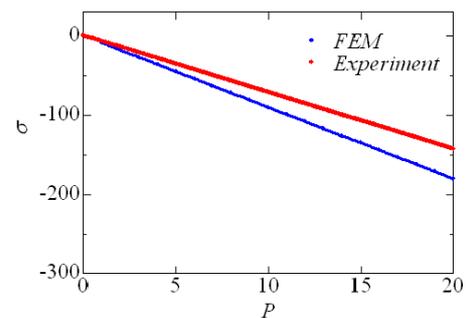


Fig. 4.18: The relation between pressure and stress in meridian direction ($d = 12[\text{mm}], p_1$).

これを見ると、両者ともFEMの結果よりも実験値の方が強い応力が発生していることが分かる。

一方で、中間接続部の内側での周方向と軸方向の測定結果結果は、それぞれ Fig.4.19, 4.20 に示すようになる。

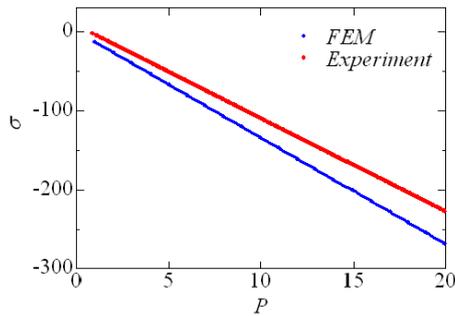


Fig. 4.19: The relation between pressure and stress in circumferential direction ($d = 12[\text{mm}], p_2$).

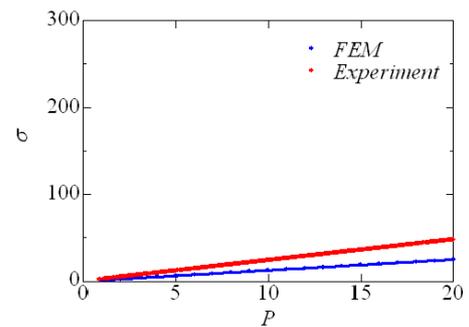


Fig. 4.20: The relation between pressure and stress in axial direction ($d = 12[\text{mm}], p_2$).

Fig.4.19 では、先程と同様に FEM の結果に比べて、実験結果の方が大きくなっているが、Fig.4.20 では実験結果の方が大きいことが分かる。計算値と実験値の違いは、Fig.4.17 のケースが最も大きくなり、印加する圧力が大きい程に差が広がっていることが確認できる。

この差の原因はおそらく、工作精度やゲージ接着部の粗さが原因かと考えられる。しかしながら、詳細は不明である。

次に、接続部厚さを $d = 18[\text{mm}]$ と、増厚した場合について結果を示す。Fig.4.21, 4.22 にそれぞれ円弧部と円筒部がぶつかる部分の、曲率が変わる場所での緯線方向と経線方向について示し、Fig.4.23, 4.24 に中間接続部内側での周方向と軸方向の測定結果結果を示す。

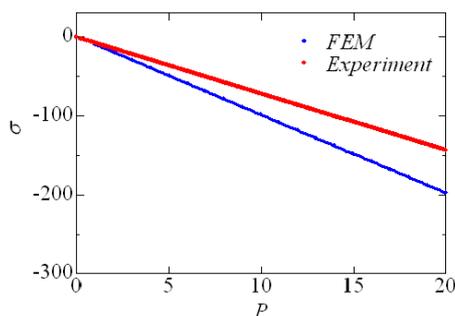


Fig. 4.21: The relation between pressure and stress in latitude direction ($d = 18[\text{mm}], p_3$).

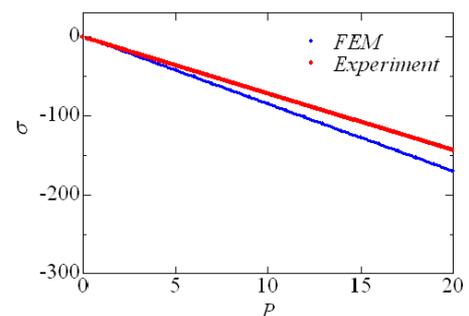


Fig. 4.22: The relation between pressure and stress in meridian direction ($d = 18[\text{mm}], p_3$).

これらのグラフを見ると、Fig.4.21, 4.22 に関しては、先に示した $d = 12$ の場合と傾向はほとんど同じであり、実験結果の方が応力は小さいことが分かる。一方で、Fig.4.23, 4.24 では、 $d = 12$ と同様に、軸方向では実験結果が計算結果を大きく上回っているが、周方向では実験値と計算値がほぼ一致していることが分かる。Fig.4.24 に発生する応力

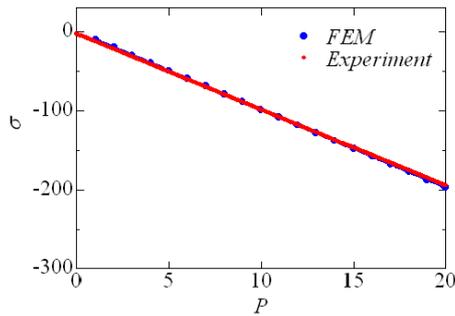


Fig. 4.23: The relation between pressure and stress in circumferential direction ($d = 18[\text{mm}], p_4$).

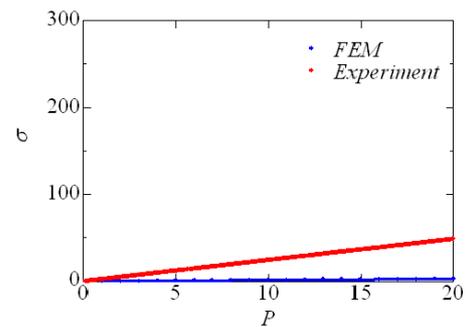


Fig. 4.24: The relation between pressure and stress in axial direction ($d = 18[\text{mm}], p_4$).

は他と比べあまり大きくないので、全体を通して実験結果の方が発生する応力が小さいことが分かった。

次に、接続部厚さを $d = 30[\text{mm}]$ と、中間接続部の板厚をさらに増厚した場合について結果を示す。Fig.4.25, 4.26 にそれぞれ円弧部と円筒部がぶつかる部分の、曲率が変化する場所での緯線方向と経線方向について示し、Fig.4.27, 4.28 に中間接続部内側での周方向と軸方向の測定結果結果を示す。

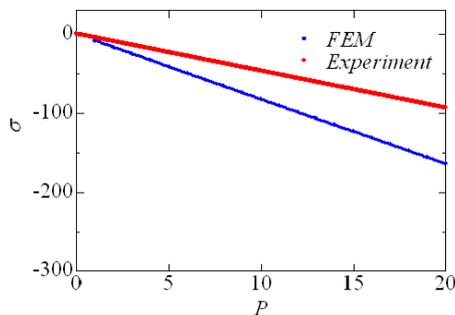


Fig. 4.25: The relation between pressure and stress in stress concentration area around end of arc in latitude direction ($d = 30[\text{mm}], p_5$).

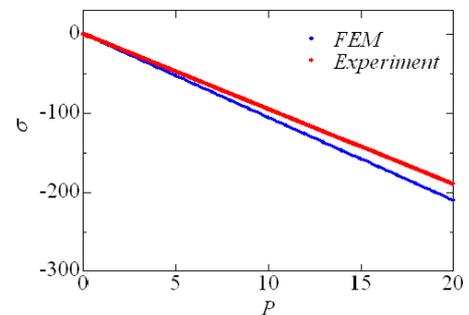


Fig. 4.26: The relation between pressure and stress in stress concentration area around end of arc in meridian direction ($d = 30[\text{mm}], p_5$).

Fig.4.25, 4.26 に関しては、今までと同様に実験値は計算値を下回る結果となった。しかしながら、Fig.4.27 を見ると、実験の方が強い応力を生じていたことが分かる。つまり、接続部厚さが増えるにつれ、実験で発生したの応力が計算値に比べ強くなっていくことが分かった。

接続部厚さ $d = 12, 18, 30[\text{mm}]$ の 3 パターンについて、 $20[\text{MPa}]$ の圧力を印加した場合のそれぞれの傾向をシミュレーションの結果と照らし合わせながら比較する。Fig.4.29, 4.30 にそれぞれ曲率変化部の緯線方向と経線方向、Fig.4.31, 4.32 に接続部内側の周方向

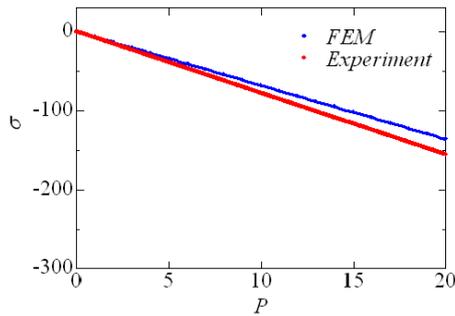


Fig. 4.27: The relation between pressure and stress in circumferential direction ($d = 30[\text{mm}], p_6$).

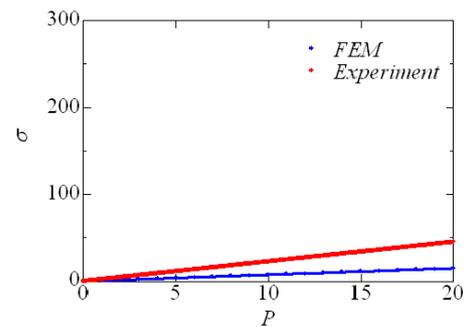


Fig. 4.28: The relation between pressure and stress in axial direction ($d = 30[\text{mm}], p_6$).

と軸方向の応力を示す。

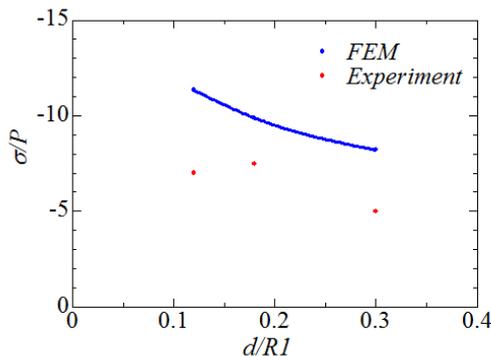


Fig. 4.29: The relation between thickness of intersection and stress in latitude direction (p_1, p_3, p_5).

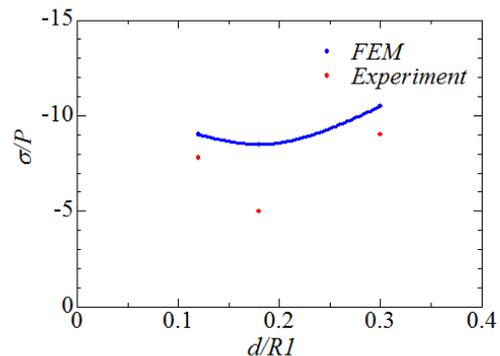


Fig. 4.30: The relation between thickness of intersection and stress in meridian direction (p_1, p_3, p_5).

Fig.4.29 を見ると、シミュレーションの結果は d が大きくなるにつれ応力の大きさが小さくなっているが、実験結果では下に凸(この場合極値は応力最大)の結果を示しており、傾向は一致しなかった。また、Fig.4.30 は、実験値に比べ計算値の方が一貫して大きな応力が発生する結果になったが、共に上に凸の曲線となっていて傾向は近いことが分かる。

一方で、Fig.4.31 は、計算値と実験値の傾向は非常によく一致していることが分かる。しかしながら、Fig.4.32 では計算値よりも実験値の方が大きな応力が発生しており、傾向も似ていないことが分かる。

今回の実験では、中間接続部厚さ d が非常に大きい場合を除いて、応力集中部では、計算値に比べて実験値の方が小さな圧縮応力を生じる傾向があることが分かった。また、あまり大きな値とならない、接続部内側での引っ張り応力は実験値の方が大きな値を生じた。そして、内接球の曲率が変化する部分における緯線方向と接続部内側の部

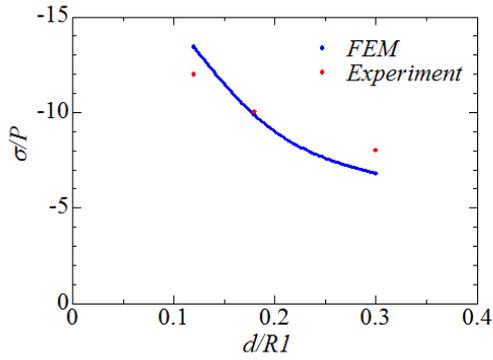


Fig. 4.31: The relation between thickness of intersection and stress in circumferential direction (p_2, p_4, p_6).

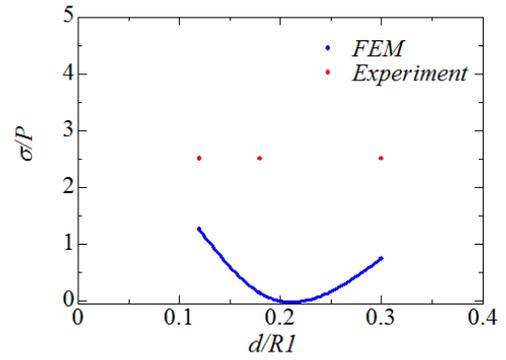


Fig. 4.32: The relation between thickness of intersection and stress in axial direction (p_2, p_4, p_6).

分において計算結果と傾向が異なってしまった。

今回の検証では、実験値が計算値に比べ下回った原因がはっきりしないため、不満が残る結果となった。本来この実験は一貫したケーブルを利用して行うべきであるが、今回は多数のコネクタによる接続や、はんだ付けを行ったため影響が出てしまったのかもしれない。

しかしながら、体積比（比重）を最適化した場合、中間接続部はできるだけ小さくするようにしたため、今回の結果に限って言うと、あまり悪い結果ではなかったと言える。また、接続部厚さ d と応力の関係の傾向が計算値と実験値で異なる結果を示した場所があった。この原因としては工作精度に関する影響やドリフト、接触抵抗などの影響が考えられる。

第5章 結論

本研究では、球型構造耐圧容器の比重が小さいというメリットと、円筒型構造耐圧容器の軸方向に体積を増やすことができ、容器内通行性に優れているというメリットの両者を活かすことのできる多連球構造耐圧容器の提案を行った。この容器に対して、パラメータを設定し、FEMによってシミュレーションを行い、パラメータごとに比較考察を行うことで体積比(比重)を最適化する設計方針を示し、その有用性について考察を行った。

また、実際に小型の多連球構造耐圧容器を製作し、耐圧試験を行うことでFEMのシミュレーション結果の検証を行った。

- 目標深度、安全率、使用材料を決めるだけで、完成後の多連球構造耐圧容器の比重、容器の寸法を得ることができる、多連球構造耐圧容器の最適設計指針を確立した。
- 多連球構造耐圧容器の円筒接続部において、一般のRを付けるだけでは、曲率が急変し応力が集中してしまうが、3次関数及び4次関数を導入し、曲率の急変を抑えることで、その集中を緩和することができた。
- 多連球構造耐圧容器において中間接続部を継ぎ足しても設計指針は変わらないことが確認できたことから、必要に応じて軸方向に自由に体積を増やすことが分かった。そのため、非常に使い勝手の良い容器を実現することができた。
- 実際に、多連球構造耐圧容器の設計指針を利用して設計を行うと、同深度を目標とする同じ有効内半径(軸方向に一貫して体積を確保できる内半径)で比較すると、大幅に比重を低減することが可能であることが確認できた。
- 多連球構造耐圧容器を形成する材料と、その比重を深度ごとに調べることで、その有効範囲が見えてきた。SS400のような許容応力があまり大きくない材料の場合であると、有効性は非常に小さいが、チタン合金や高張力鋼、セラミックなどの非常に大きな許容応力をもった材料であれば、非常に優れた比重性能を発揮することができることが確認できた。
- FEMによるシミュレーション結果と実験結果を比較すると、接続部板厚が非常に大きい場合を除いて、圧縮応力に関して実験値が計算値を下回った。一方、あまり大きい値ではないが、接続部内側に生じる引っ張り応力は実験値が計算値を上回る結果となった。そのため、原因ははっきりしないものの、計算値と実験値は各箇所それぞれ一致しなかった。

謝辞

本研究を行うにあたって、耐圧容器に関するノウハウや、設計者の視点から多くのことをアドバイスして頂いた、高川真一特任教授には心から深く感謝致します。また、海に関する幅広い知識を分けて下さった浦環教授、研究を進めていく上で、研究とは何かを教えて頂き、多くのアドバイスを下さった、巻俊宏准教授やソートン・ブレア特任准教授にも大変感謝しております。

さらに、実験する際にご助力頂いた能勢研究員には実験装置や実験方法に関することを幅広く教えて頂き、西田裕也研究員には研究において分からないところを熱心に教えて頂き大変感謝しております。

また、色々な手助けをして頂いた先輩方や研究員、技術職員、技術支援職員、そして、同じ研究室で研究し研究の励みになった同期の白久レイエス樹君、高橋朋子さんに心から感謝致します。

最後に何不自由なく研究する環境を与えて下さった両親に深く感謝したいと思います。

参考文献

- (1) 浦環, 高川真一, 「海中ロボット総覧」(13).
- (2) 浦環, 高川真一, 「海中ロボット」(116-117).
- (3) JAMSTEC ホームページ, http://www.jamstec.go.jp/j/jamstec_news/20070323/birth.html.
- (4) S.S.Ahn, M.Ruzzene, "Optimal design of cylindrical shells for enhanced buckling stability : Application to supercavitating underwater vehicles", Finite Elements in Analysis and Design 42 (2006) 967-976.
- (5) 篠原 保、高川 真一、横田 公男 他.:、「チタン合金球殻模型の圧壊強度研究(第2報)」、関西造船学会誌 第207号 (1988-12).
- (6) 汪 文学、羅 冬梅、高雄 善裕 他.:、「深海耐圧容器用新素材の開発」、三井造船技報 No.196(2009-2).
- (7) Shinichi Takagawa,"New Ceramic Pressure Hull Design dor Deep Water Applications", IEEE(2010)
- (8) J. Blachut, and P. Smith," Buckling of multi-segment underwater pressure hull ", Ocean Engineering 35 (2008) 247-260.
- (9) J. Blachut," Experimental Perspective on the Buckling of Pressure Vessl Components " , Applied Mechanics Reviews Vol.66, (2014)
- (10) Cho-Chung Liang, Sheau-Wen Shiah, Chang-Yang Jen, et al. " Optimal design of multiple intersecting spheres deep-submerged pressure hull ", Ocean Engineering 31 (2004) 177-199.
- (11) 宮本 博、菊池 正紀、「材料力学」(201).