

JAERI-Tech

JP0450260

2003-093



中性子散乱施設用液体金属ターゲットの構造評価
(第4報) ターゲット容器ウィンドウ部の破壊力学的考察

2004年1月

石倉 修一・粉川 広行・二川 正敏・菊地 賢司
羽賀 勝洋・神永 雅紀・日野 竜太郎

日本原子力研究所
Japan Atomic Energy Research Institute

本レポートは、日本原子力研究所が不定期に公刊している研究報告書です。
入手の問合せは、日本原子力研究所研究情報部研究情報課（〒319-1195 茨城県那珂郡東海村）あて、お申し越しください。なお、このほかに財団法人原子力弘済会資料センター（〒319-1195 茨城県那珂郡東海村日本原子力研究所内）で複写による実費頒布をおこなっております。

This report is issued irregularly.

Inquiries about availability of the reports should be addressed to Research Information Division, Department of Intellectual Resources, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken, 319-1195, Japan.

© Japan Atomic Energy Research Institute, 2004

編集兼発行 日本原子力研究所

中性子散乱施設用液体金属ターゲットの構造評価
(第4報)ターゲット容器ウィンドウ部の破壊力学的考察

日本原子力研究所東海研究所大強度陽子加速器施設開発センター
石倉 修一・粉川 広行・二川 正敏・菊地 賢司
羽賀 勝洋・神永 雅紀・日野 竜太郎

(2003年11月18日受理)

中性子散乱施設用液体金属(水銀)ターゲットの開発における工学的課題を明らかにするために、 $3\text{GeV}/1\text{MW}$ の（最大発熱密度 461W/cc のガウス分布）パルス状陽子ビームがクロスフロー型液体金属ターゲットに入射するときの定常熱応力と動的熱衝撃解析を行った。解析モデルは、実機構造を模擬した半円筒ウィンドウ型と平板ウィンドウ型の2種類の構造を対象とし、NMTC/JAMによる核破碎発熱計算結果を基に、衝撃解析コード LS-DYNA を用いて解析した。その結果、動的熱衝撃により発生する応力は、最も厳しい環境にあるウィンドウ中心部で半円筒型よりも平板型の方が構造設計上有利であり、応力分類として2次応力的な性質を持つことが分かった。また、ターゲット主要部に発生する応力は曲げ応力、疲労強度とともに JIS の基準を満足していることが分かった。

ウィンドウ内面で水銀が負圧になりキャビテーションが発生し、ターゲット容器に損傷を与えることが実験により確認されたため、生成するピットとピット先端のき裂を対象に破壊力学的観点から評価した結果、ウィンドウ先端部では定常熱応力により圧縮応力場にあり、き裂は進展しないことが分かった。

また、水銀ターゲットを設計するにあたり、今後必要となるキャビテーションの評価手法について整理した。

Structural Integrity of Heavy Liquid-metal Target
Installed in Spallation Neutron Facility
Part 4: Consideration by Fracture Mechanics of Target Container Window

Syuichi ISHIKURA, Hiroyuki KOGAWA, Masatoshi FUTAKAWA, Kenji KIKUCHI
Katsuhiro HAGA, Masanori KAMINAGA and Ryutaro HINO

Center for Proton Accelerator Facilities
Tokai Research Establishment
Japan Atomic Energy Research Institute
Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken

(Received November 18, 2003)

Developments of the neutron scattering facility is carried out under the high-intensity proton accelerator project promoted by JAERI and KEK. To estimate the structural integrity of the heavy liquid-metal (mercury) target used as a spallation neutron source in a MW-class neutron scattering facility, static and dynamic stress (including pressure wave in mercury) behaviors due to the incident of 1MW-pulsed proton beam (Maximum heat density is 461W/cc) were analyzed. In the analyses, two type target containers with semi-cylindrical type and flat-type beam windows were used as analytical models. As a result, it is confirmed that the stress generated by the pressure wave becomes the largest at the center of the beam window, and the flat-type beam window is more advantageous from the structural viewpoint than the semi-cylindrical type beam window. It has been understood that the stress generated in the beam window by the pressure wave can be treated as the secondary stress. Then, it has been understood that the stress and the stress range generated in the target window were bellow the allowable stress level defined by the standard of JIS on the maximum stress and fatigue strength.

It has been experimentally confirmed that a cavitation was generated by generating the negative pressure in mercury near the target beam window and a collapse of cavitation damaged to the target container material, as pits. Then, the fracture mechanical analyses were carried out on the pit and a crack on pit tip. Consequently, it was clarified that the crack would not propagate because the inner surface of the beam window was become the compressive stress field due to the steady state thermal stress. Moreover, the evaluation technique of the cavitation which would be needed in the future was summarized.

Keywords: Structural Integrity, Heavy Liquid-metal Target, Neutron Scattering Facility, Dynamic Stress, Beam Window, Pressure Wave, Fatigue Strength, Cavitation, Fracture Mechanics, Thermal Stress

目 次

1. はじめに-----	1
2. 液体金属ターゲットの構造及び問題設定-----	2
2.1 水銀ターゲットの構造概念-----	2
2.2 構造設計上の課題-----	2
2.3 ターゲット内発熱分布-----	2
2.4 液体金属ターゲットにおける熱弾性問題-----	3
3. 動的熱衝撃の構造連成解析-----	4
3.1 解析モデル-----	4
3.2 水銀の物性値-----	4
4. 解析結果及び考察-----	6
4.1 ウィンドウ部中心での応力時刻歴-----	6
4.2 平板ウィンドウタイプの時刻歴応答-----	7
4.3 定常熱応力-----	7
4.4 ウィンドウ板厚依存-----	8
4.5 疲労強度評価-----	9
5. エロージョンによる損傷の破壊力学的評価-----	10
5.1 キャビテーションによるエロージョン損傷の既往研究の整理-----	10
5.2 エロージョンによる損傷の考え方-----	11
5.3 破壊力学的アプローチ-----	12
5.4 寿命評価と限界ピット深さ-----	13
5.5 マイクロジェットによるピット生成の解析的試み-----	14
6. 今後の検討課題-----	17
7. まとめ-----	19
謝 辞-----	19
参考文献-----	20

Contents

1 .	Introduction-----	1
2 .	Structure and Problem Setting of Liquid Metallic Target-----	2
	2.1 Structural Concept of Mercury Target-----	2
	2.2 Problem in Structural Design-----	2
	2.3 Heat Distribution in Target-----	2
	2.4 Thermo Elasticity Problem in Liquid Metallic Target-----	3
3 .	Fluid-structure Interaction Analysis of Dynamic Thermal Shock Problem-----	4
	3.1 Analytical Model-----	4
	3.2 Physical Properties Value of Mercury-----	4
4 .	Analytical Results and Considerations-----	6
	4.1 Stress Change at Window Center-----	6
	4.2 Stress Response of Flat-type Window-----	7
	4.3 Steady State Thermal -----	7
	4.4 Window Plate Thickness Dependence-----	8
	4.5 Fatigue Life Evaluation-----	9
5 .	Fracture Mechanics Evaluation of Damage with Erosion-----	10
	5.1 Settling of Research on Erosion Damage by Cavitation in the Past-----	10
	5.2 Idea for Evaluation of Damage with Erosion-----	11
	5.3 Fracture Mechanics Approach-----	12
	5.4 Fatigue Life Evaluation and Limit Pit Depth-----	13
	5.5 Pit Generation by Micro Jet-----	14
6 .	Important Issues in the Future-----	17
7 .	Concluding Remarks-----	19
 Acknowledgment-----		19
References-----		20

Tables

Table 1 Fitting curve of heat deposition-----	22
Table 2 Material properties-----	22
Table 3 Analytical maximum stress at center/corner and upper plate in two type window.-----	23
Table 4 Arrangement of experiment result concerning cavitation damage-----	24
Table 5 Analytical item necessary for target impact analysis and evaluating cavitation damage.-----	25

Figures

Fig.1 Schematic drawing of the structure of mercury target-----	26
Fig.2 Pulsed proton beam structure-----	26
Fig.3 Distribution of heat deposition in the mercury target-----	27
Fig.4 Comparison of structural concepts of semi-cylinder type and flat-plate type.-----	28
Fig.5 Analytical model of target.-----	29
Fig.6 Temperature rise distribution and formation of compression field.-----	29
Fig.7 Analytical stress response at center of cylinder-type window.-----	30
Fig.8 Analytical stress response at center of flat-type window.-----	30
Fig.9 Dependency of stress and displacement on elastic modulus in the target with semi-cylinder type window.-----	31
Fig.10 Dependency of stress on window thickness.-----	31
Fig.11 Analytical stress response at main part of target container and state of deformation when the maximum stress is generated.-----	32
Fig.12 Analytical pressure response at center in flat-plate type window.-----	33
Fig.13 Analytical displacement response at center and upper plate in flat-plate type window.-----	33
Fig.14 Relation between flow velocity and heat convection coefficient of mercury in window.-----	34
Fig.15 Steady state temperature distribution and the highest temperature in outer surface of target container.-----	35
Fig.16 Steady state mises-stress distribution and the maximum stress in target container.-----	36
Fig.17 Relation between window thickness and window center stress change.-----	37
Fig.18 Relation between window thickness and temperature/stress distribution at window center.-----	38
Fig.19 Stress amplitude range at main part of target container and design fatigue strength curve.-----	39
Fig.20 Relation between window thickness and window maximum stress.-----	40
Fig.21 Experiment result of relation between negative pressure and erosion damage.-----	41
Fig.22 One example of experiment result of erosion damage.-----	42
Fig.23 Concept of crack and linear fracture mechanics.-----	43
Fig.24 Relation between initial crack length and stress intensity factor.-----	43
Fig.25 Concept of crack growth rate and crack growth life integration.-----	44
Fig.26 Data of crack growth rate of SS316 material.-----	45

Fig.27 Data of crack growth rate of SS316 material for evaluation.....	45
Fig.28 Concept of relation between stress cycle amplitude and fatigue life.....	46
Fig.29 Combination stress change of dynamic thermal shock stress and steady state thermal stress: vertical component.....	47
Fig.30 Combination stress change of dynamic thermal shock stress and steady state thermal stress: horizontal component.....	48
Fig.31 Calculation of temperature change of window wall when start and stops.....	49
Fig.32 Crack growth evaluation when starting: allowable stress cycles.....	50
Fig.33 Category to evaluate damage by erosion.....	51
Fig.34 Dynamic simulation of single bubble under cyclic pressure change.....	52
Fig.35 Relation between impact velocity and impact pressure.....	53
Fig.36 Analytical evaluation of pit formation by collision of mercury micro-jet to solid wall.....	54
Fig.37 Transient of effective plastic strain and effective plastic strain rate : impact velocity, V=150m/s.....	55

This is a blank page.

1. はじめに

原研（日本原子力研究所）と KEK（高エネルギー加速器研究機構）が共同で進めている大強度陽子加速器計画（J-PARK）の下で、原研は大強度陽子加速器を用いた 1MW パルス核破碎中性子源を中心とした物質生命科学実験施設の建設を進めている[1]。核破碎中性子源ターゲットには、1MW(3GeV/333μA)の陽子ビームがパルス幅 1μs で 25Hz のサイクルで入射する。このパルス状陽子ビームがターゲットに入射するときの核破碎反応でターゲット内では数百 W/cc の熱が発生するため、適切な熱除去をしないと数秒で 1000°C の高温に達する。固体ターゲットでは熱除去の効率が悪く、ターゲット材に発生する熱応力と照射損傷により、ターゲット構造を成立させることが難しい。そこで、ターゲット自体の損傷を考慮しなくてもよい液体重金属(水銀)を用いる新しい概念のターゲット構造が世界的に提唱され設計検討が進められている[2][3]。

水銀ターゲットについては、上述したようにパルス状陽子ビームが入射すると核破碎反応によりターゲット材の水銀には瞬時に高密度の熱が発生し、瞬時発熱による水銀の熱膨張で圧力波が生じてターゲット容器に大きな負荷を与えることが懸念されている[4]。そこで、圧力波によりターゲット容器に発生する応力挙動を把握するために、ターゲット構造をモデル化した解析評価を実施してきた。これまでに、核破碎反応解析コード NMTC/JAM[5]を用いた発熱分布データを基に、半球殻ウィンドウを有する円筒型ターゲットの水銀中の圧力波伝播や発生応力の基本的特性を評価した[6][7]。この成果を踏まえて、中性子収率の向上が期待できる偏平ターゲットに対して、出力 5MW の陽子ビームエネルギーをパラメータにしたときの動的熱応力のビームエネルギー依存性を評価した[8]。本報では、半円筒形状と平板形状のウィンドウ部を有する偏平ターゲットを対象に動的熱応力と定常熱応力の解析・評価を実施し、ウィンドウ形状及びウィンドウ板厚と応力との関係について明らかにした。

さらに、ウィンドウ内面で水銀が負圧になりキャビテーションが発生し、ターゲット容器に損傷を与えることが実験により確認されたため、生成するピットとピット先端のき裂を対象に破壊力学的観点から評価した。

2. 液体金属ターゲットの構造及び問題設定

2.1 水銀ターゲットの構造概念

水銀ターゲットの熱流動の観点から、Fig.1 に示すように陽子ビームに対し水銀の流れが直交するターゲット構造（クロスフロー方式—Cross-Flow Type:CFT）の概念が提案されている。本構造では、容器内部での再循環流の発生を抑制しつつ発熱密度に応じた内部流量配分が実現するようにブレード型の流量分配板を設置する。これにより、発熱密度のピークが位置するウィンドウ部近傍に適正な流量の水銀を配分できるため、水銀ターゲットの懸案である高密度の発熱を効果的に除去することが可能である[9]。

ターゲット容器の材料には SUS316L を用い、形状はターゲット先端部(幅 200mm × 高さ 85mm)と両サイドに水銀流路部を設けた幅 500mm × 高さ 100mm × 長さ 1600mm の片持ち偏平容器構造である。ターゲット容器が破損しても水銀が外部に漏洩しないように He ガス層と重水冷却層から成る格納容器(Safety hull)を付加した 3 重容器構造とし、定格運転におけるターゲット内圧は 5bar 以下を想定している。

2.2 構造設計上の課題

パルス状陽子ビームの時間構造とターゲットに入射する時の概念を Fig.2 に示す。パルス巾 1 μ s の陽子ビームが水銀ターゲットに入射した時、水銀中の核破碎反応領域では瞬時の発熱で温度上昇を生じる。それに伴い発熱部における水銀は熱膨張するが、周囲の水銀が自由熱膨張を妨げるために、発熱部に圧縮場が形成される。その後、次第に周囲の水銀を押しやる形で圧縮場の開放が進む。この開放の過程が圧力波となって周囲に伝播する。一方、ターゲット容器についても水銀に比較して発熱密度は小さいものの、同様に瞬時の熱発生による応力波を生じ、それが容器壁を伝播する。ターゲット容器の構造成立性を検討する上で、これら 2 つの波(圧力波及び応力波)が重畠して容器に発生する動的応力特性を明らかにすることが重要である。

2.3 ターゲット内発熱分布

陽子ビーム入射によるターゲットでの発熱は、NMTC/JAM による解析結果を基に設定した。陽子ビーム条件を以下に示す。

- ・ビーム出力(パルス周波数) : 1MW(25Hz)
- ・ビームエネルギー(電流) : 3GeV(0.333mA)
- ・ビームパルス幅 : 1 μ s
- ・ビーム断面形状 : 横幅 20cm × 縦幅 10cm のガウス分布

NMTC/JAM はモンテカルロシミュレーション法によるために、その計算結果は分割要素間でバラツキがある。これを構造解析コードへの入力条件とするためには、統計的平均化処理をする必要がある。発熱密度のビーム軸方向分布と断面分布の解析値と平均化より得た

近似曲線を示す。ビーム断面分布を設定するにあたり、3GeV シンクロトロンの出口でどのような分布形状になるか予測が難しいため、3GeV/BT ラインの入り口で極端なケースとして一様 (Uniform) 分布とガウス(Gauss)分布の 2通りで与えている。実際にはこの中間的な分布形状になると考えられる。Fig.3 は 3GeV/BT ラインを通過してターゲットに入射した結果の発熱分布形状を示している。ターゲット内発熱量は 2 ケース共約 0.9MW であるが、発熱ピーク値は一様分布が 367W/cc に対してガウス分布が 461W/cc と 25%ほど高めになっている。ガウス分布とした発熱量の近似式を Table 1 に示す。ここで、 z は軸方向座標でターゲット先端からの距離、 x, y はビーム断面の水平方向と鉛直方向の座標である。ビームのハローによる裾野の分布を補正するため、主要部と裾野部の 2 つのガウス分布の和で全体をカバーできるようにしている。Fig.3 からビーム方向(Z 方向)分布はウィンドウ近傍の数 cm の深さで発熱がピークとなり、その後指数関数的に減少し、発熱主要部領域は 20~30cm の範囲である。Table.1 からビーム領域の発熱量は 366kW(ビーム出力 (実効 0.91MW) の約 40%)である。

2.4 液体金属ターゲットにおける熱弾性問題

パルス状陽子ビームが液体金属ターゲットに入射し、瞬時に発熱することにより生じる力学的挙動、即ち、内部発熱を伴う動的熱弾性問題を支配する運動方程式を以下に示す[10]。一般に、体積力 F と内部発熱 Q を伴う初期温度 T_0 の線形弾性体の熱伝導を考慮した運動方程式は、変位場 u に関する動弾性方程式(1)と温度場 T に関する熱伝導方程式(2)の 2 つの方程式で表される。

$$\mu \nabla^2 u + (\lambda + \mu) \nabla(\nabla \cdot u) + F = \alpha(3\lambda + 2\mu) \nabla(T - T_0) + \rho \frac{\partial u^2}{\partial t^2} \quad (1)$$

$$\lambda \nabla^2 T - \rho c_v \frac{\partial T}{\partial t} - \alpha(3\lambda + 2\mu) \nabla \frac{\partial u}{\partial t} = Q \quad (2)$$

ここで、 ∇ はベクトル微分演算子で直交座標系において $\nabla = i\partial/\partial x + j\partial/\partial y + k\partial/\partial z$ であり、 ∇^2 はラプラスの演算子 $\nabla^2 = \partial^2/\partial x^2 + \partial^2/\partial y^2 + \partial^2/\partial z^2$ である。 λ と μ は Lame の係数であり、特に μ はせん断弾性係数に相当する。また、 α は線膨張係数、 ρ は密度、 c_v は定容積比熱である。

これら運動方程式は変位場と温度場を介してお互いに連成している。また、これらの式は弾性固体に対する運動方程式であるが、液体である水銀に対する運動方程式は、式(1), (2)のせん断係数 $\mu = 0$ とすることにより、圧縮性非粘性流体としてモデル化できる。ただし、陽解法による汎用 FEM コードである LS-DYNA では、発熱 Q を直接入力できないため、発熱に見合った温度上昇として入力する。この入力方法の場合には温度が拘束条件になるため時間が経過しても温度拡散が生じない。しかし、本研究で対象とする現象は、発熱時間が $1\mu s$ と瞬時であり、構造評価の対象となる主要な応答が $1ms$ 以内であること、かつ、ターゲット容器構造部材(SUS316L)及び水銀に対する音速がそれぞれ約 $5000m/s$ と約 $1500m/s$ であるのに対して、熱拡散速度はそれぞれ $1.14mm/s$ と $40mm/s$ であり、音速に比して非常に小さい。したがって、流れ場のない静止流体として取り扱う。

3. 動的熱衝撃の構造連成解析

動的熱衝撃の観点からターゲット構造の最適化を図るために、特に最も過酷な環境条件にさらされるビーム窓部の基本構造を半円筒型及び平板型とした扁平ターゲットを対象にして、動的熱衝撃解析を実施した。基本構造概念を Fig.4 に示す。

3.1 解析モデル

水銀中での圧力波の挙動とターゲット容器に発生する応力を数値解析するために、Fig.1 のターゲット構造を有限要素でモデル化する。使用した解析コードは LS-DYNA(Vr.940)[11] である。平板型解析モデルの構造寸法を Fig.5 に示す。モデル化に当たっては、構造と発熱分布の対称性を考慮し 1/4 モデルとした。ターゲット容器の両側流量分配板間の寸法は 170mm であり、発熱部の裾野領域が多少カバーする程度である。ターゲット容器の板厚は熱的・応力的環境条件に応じて段階的に変えており、ターゲット先端部はウインドウ部が 2.5mm で、その回りが 4~5mm、水平平板部は 7.5mm、流量分配板と容器のその他の部分は 10mm である。

使用する有限要素は水銀を 3 次元 8 節点ソリッド要素(積分点 1 の 1 次要素)、ターゲット容器を 3 次元 4 節点シェル要素(長さ方向積分点 1, 板厚方向積分点 9)でモデル化した。水銀と容器の接触のモデル化はペナルティ法を用いた。そのため、水銀と容器は押し合う方向には力を伝達するが、引き合う方向には力を伝達しないという不連続体として力が伝達されることになる。流体に引張力、すなわち、ある値(限界圧力)以下の負の応力が加わる場合にはキャビテーションを起こす可能性があるが、本モデルではキャビテーションの発生は考慮しない。要素分割に関しては、ターゲット先端部は発熱分布を十分滑らかに再現できることと、容器ウインドウでの高次振動モードを考慮出来る程度の大きさとするため、先端部の要素長さは数 mm としている。また、後方部は計算効率の観点から粗めに分割している。1/4 モデル全体の要素数はターゲット容器のシェル要素が 5.16 万要素、水銀のソリッド要素が 66.3 万要素である。

3.2 水銀の物性値[12][13][14]

(1) 機械的物性値

水銀は、流れ場のない圧縮性非粘性流体であることから、前述したように弾性体ソリッド要素を用いて模擬弾性体としてモデル化した[8]。すなわち、弾性体の物性値としてせん断剛性がほぼゼロとなり、かつ水銀の体積弾性率 K が保たれるように等価縦弾性係数 E^* と等価ポアソン比 ν^* を設定した。ここで、波動伝播が断熱過程であるとみなされるから、水銀の体積弾性率は断熱体積弾性率 K_s とした。物性値を Table 2 に示す。これらの物性値を基に、SUS316L 中の弾性波の音速を評価すると 5519m/s となる。このことから発熱時間 $1\mu\text{s}$ の間に応力波がターゲット容器を伝わる距離は 5.5mm となる。同様に、水銀中の音速

は 1385m/s となることから、パルス状陽子ビーム入射時の発熱時間 1μs で水銀中を圧力波が伝わる距離はわずかに 1.4mm である。要素の大きさが数 mm であるから、数 μs の分解能を有することになる。したがって、水銀の流れ(1m/s)は十分無視できる。

(2) 熱的物性値

核破碎による瞬時発熱 ΔQ が与えられたとき、水銀の温度上昇 ΔT と、温度上昇に伴う体積熱膨脹が閉じ込められたときの(体積変化を伴わない)圧力上昇 ΔP を求める式は一般的ではないため、熱力学の状態関係式から導くと下式となる。

- ・温度上昇 ΔT

$$\Delta T = \frac{\Delta Q}{\rho c_v} \quad (3)$$

- ・圧力上昇 ΔP

$$\Delta P = \frac{\beta_P K_T}{\rho c_v} \Delta Q \quad (4)$$

ここで、 ρ は密度、 β_p は定圧での体積膨張係数、 c_v は定容積比熱、 K_T は等温での体積弾性係数である。また、定容積比熱 c_v は液体の場合には一般的でなく、特に水銀に対してはデータが見られない。一例として熱力学的考察から求めたものが報告されているのみである[15]。したがって、本研究では、 c_v は熱力学から定圧比熱 c_p と関連付けて導かれる下式で求めた[16]。

$$c_p - c_v = -\frac{T\beta_p^2 v}{\alpha_T} = -T\beta_p^2 v K_T \quad (5)$$

ここで、 T は絶対温度、 v は比容積で密度 ρ の逆数、 α_T は等温圧縮率である。 c_v と c_p との比 γ は 150°C の水銀で約 1.15 である。

水銀内発熱密度のピーク値は Fig.3 より 461W/cm³ であるから、1 パルスあたりの発熱量は 18.5J/cc であり、これに伴う水銀の温度上昇は式(3)から 11.7°C となる。この温度上昇による水銀の熱膨脹が拘束された時の圧力上昇は式(4)から 47.4MPa となる。陽子ビームがターゲットに入射して核破碎発熱することから、水銀の熱膨脹により圧力波が発生することまでの過程を Fig.6 に示す。

4. 解析結果及び考察

本章では、最初の2項はターゲットの動的熱衝撃応答の基本的特性をみるためにピーク発熱の高いガウス分布についての検討結果を述べ、次に一様分布との比較検討をおこなう。

4.1 ウィンドウ部中心での応力時刻歴

半円筒型と平板型のウィンドウ中心の内表面・外表面・中央面での応力の時刻歴変化を Figs.7, 8 に示す。図でウィンドウ部肉厚中心面(middle plane)の応力時刻歴が“膜応力”に、内・外表面(inner/outer surfaces)の応力時刻歴が“膜+曲げ応力”に相当する。Fig.7 から円筒タイプウィンドウ型の中心面での応力の時間変化は、初期の $100\mu\text{s}$ の間に水銀からの内圧を受けてターゲット先端部の円筒部が膜変形することにより膜応力が支配的に発生し、中心面での最大応力(引張応力)は約 $40\mu\text{s}$ でピークに達し外表面で 101MPa となる。その後、容器内面の水銀が負圧になるに従い容器が内側に引っ張られ、膜変形と共に曲げ変形を伴って変形する。このときの応力(圧縮応力)の最大値は約 $200\mu\text{s}$ で容器壁内面に生じ、 -114MPa である。その後、容器内表面の水銀圧力が再び正圧に戻るに従い、容器の応力も引張応力に転じる。このときの応力(引張応力)の最大値は約 $410\mu\text{s}$ で容器壁内面に生じ 89MPa である。それ以後は、振動しながら次第に減衰している。この結果は、水銀圧力の正圧や負圧への変化に対して容器(ウィンドウ部中心近傍)の変形が追従していることを示している。これに対し平板タイプウィンドウの応力履歴は Fig.8 から、初期の水銀内圧による膜変形は小さく膜応力で 29MPa であり、その後曲げ変形の応答履歴を示して約 $120\mu\text{s}$ で最大応力が 104MPa 生じている。最大応力は両タイプ共に同等であるが、疲労強度に影響する応力振幅は円筒タイプの 202MPa に対し平板タイプは 154MPa と小さく有利であり、その上初期の引張膜応力も低い。引張膜応力が低いことは、照射脆化による瞬時破断を考えた場合特に有利である。

また、円筒型モデルで発熱が約2倍の条件での比較であるが、熱衝撃応力の特性を調べるために、容器の弾性率に対するウィンドウ中心での発生応力と変位の変化を Fig.9 に示す。図から、容器が柔らかい(変形し易い)と変形は大きくなるが発生応力は低くなり、逆に、容器が硬くなると変形は小さくなるが発生応力は高くなる傾向があることがわかる。この傾向は、構造設計基準等で通常2次応力と分類される熱応力と同様の性質であることを示している。このことから、圧力波のような衝撃圧力に対しては、変形しづらい円筒タイプ(定常圧に対しては強い)よりも変形し易い平板タイプの方が、動的応力が低めに出るため構造成立性の観点から有利であることが分かる。

次に、円筒タイプと平板タイプのウィンドウ板厚に対するウィンドウ中心応力(最大値)の変化を Fig.10 に示す(Fig.9 と同じ発熱条件)。図から平板タイプでは、最大膜応力と最大(膜+曲げ)応力振幅が円筒タイプよりも低下し、その差は板厚の低下にしたがって拡大する。この特性は、ビームエネルギーを数 MW に増力した場合にも平板タイプの方が円筒タ

イプよりも板厚を薄く出来ることであり、ウィンドウ内の発熱による準定常熱応力を抑える観点からも平板タイプが有利であることを示している。その上、2重容器の中間層から外圧をかけることにより水銀からの衝撃圧を抑える構造効果が柔構造である平板タイプに期待できる。

以上のことから、熱衝撃に対して構造強度的には平板タイプウィンドウが有利であることが言える。次項は、平板タイプについて各部の応答結果を示す。

4.2 平板ウィンドウタイプの時刻歴応答

平板ウィンドウ型ターゲットのウィンドウ中心部、ウィンドウコーナー部、モデレータ設置位置の平板部での容器応力時刻歴変化とそれぞれ最大応力が生じている時点での応力コンターと変形図を Fig.11 に示す。ウィンドウ中心部は前項 Fig.8 で述べた。ウィンドウコーナー部は初期の時点で最大応力が生じ、内表面で 133MPa であり曲げ変形が主成分である。最大応力振幅は 182MPa である。上下板部もほぼ純曲げ変形の応答を示しており、最大応力は約 210 μ s で生じており内表面で 129MPa である。応力振幅は 251MPa とウィンドウ先端中心部より大きいがこの部分は増厚化等の構造対応が可能な部分である。

ターゲット先端中心位置と発熱ピーク位置での水銀圧力時刻歴変化を Fig.12 に示す。Fig.12 から発熱ピーク位置での水銀初期圧力上昇は 52MPa であり、約 20 μ s まで初期圧力上昇が保持されているが、圧力波が周囲に伝播するのに従い負圧に転じて約 50 μ s でピークに達しており -61MPa である。ピークに達した後は約 115 μ s の周期(8.7kHz)で正圧と負圧を繰り返しながら次第に減衰している。同様にターゲット先端中心の水銀圧力は初期圧が 46MPa であるが、直後に容器の膨張等による変形挙動との連成応答により圧力が急激に下がり数 MPa の負圧になるが、その後ピーク位置での変化と同程度の周波数で数 MPa の正圧と負圧を繰り返しながら減衰している。

次にウィンドウ中心と上下板部の変位の時刻歴変化を Fig.13 に示す。Fig.13 から分かるように、ウィンドウ中心位置の最大変位は最初外側に 0.06mm 膨れ、その後内側に 0.02mm へこむ。上下板の変形も同様に外側に 0.06mm 膨らむ程度で、何れの部位も変形量は小さく、中性子源としての機能に影響を及ぼす程度ではない。

4.3 定常熱応力

(1) 解析条件(発熱分布、解析モデル、境界条件)

陽子ビームがターゲット容器先端部(ビームウィンドウ)を通過するときも核破碎発熱する。ウィンドウ板厚は数 mm と薄いため、板厚方向発熱分布は一様とすると最大発熱密度は 231.7W/cc である。ビームウィンドウ面内(陽子ビーム垂直面内)の分布形状は水銀中の発熱分布形状と相似形であるから、Table 1 の近似関数で発熱分布を与える。

定常熱応力の解析モデルは、動的熱衝撃の解析モデル Fig.5 のターゲット容器のみのシェルモデルを用い、解析コードは ABAQUS(Vr.5.8)[17]を用いた。シェル要素の板厚方向積分点数は 9 点とした。熱的条件としては、前述の発熱分布に動的熱衝撃解析と同様に 10% の余裕を考慮して要素内発熱分布として与え、ターゲット容器の外表面(He ガス)は断熱、内表面(水銀流)は熱伝達条件とした。水銀の熱伝達係数を Fig.14 に示す。既存のデータを基に、別途、水銀熱流動試験装置を用いて実施した熱流動試験結果[18]を反映したうえ安全側に設定し、水銀流速が約 1m/s の条件で $10^4\text{W/m}^2/\text{°C}$ とした。定常熱応力は、熱的条件のもとにターゲット容器の定常温度分布を求め、定常温度分布状態における熱膨張による熱応力分布として求めた。

(2) 解析結果

一様分布とガウス分布に対するターゲット容器外表面(He 層断熱条件)の定常温度分布を Fig.15 に示す。温度分布に関してはウィンドウタイプの違いは小さく、発熱分布の違いが大きい。一様分布では最高 146°C に対してガウス分布では最高 160°C になる。水銀により冷却される内表面では、一様分布では最高 103°C に対してガウス分布では最高 111°C であり、内外表面温度差は、一様分布では 43°C に対してガウス分布では最高 49°C となる。何れのケースもターゲット容器は強度が低下するほどの高温にはならない。

Fig.15 の温度分布をもとに熱膨張解析を行い、熱応力を求めた結果を Fig.16 に示す。ウィンドウタイプ、発熱分布の違いにかかわらず、外表面での最大熱応力はウィンドウ中心部に生じており、平板タイプのほうが半円筒タイプよりも高く、かつ一様分布よりもガウス分布の方が多少高く最大 173MPa である。同様に内表面での最大熱応力はウィンドウの上下コーナー部に生じており、平板タイプのほうが半円筒タイプよりも高く、一様分布とガウス分布はほぼ同程度で最大 113MPa である。

4.4 ウィンドウ板厚依存

構造強度的に有利な平板ウィンドウ型に対して、ターゲット容器の構造健全性上最も厳しいと思われるウィンドウ中心部に着目し、動的熱衝撃と定常温度分布により生じるウィンドウ中心応力のウィンドウ板厚依存性を調べた。ウィンドウ板厚としては、1、1.5、2、2.5、3mm とした。各板厚に対するウィンドウ中心における内外表面の動的熱衝撃応力の時間変化を Fig.17 に、ウィンドウ板厚方向の定常温度分布と熱応力分布を Fig.18 に示す。動的熱衝撃応力の板厚依存は Fig.17 から以下のことが分かる。板厚が薄くなると応力は増加する傾向にあり、板厚 2.5mm で最大応力 108MPa、最大応力振幅 158MPa であるのが、板厚 1mm になると最大応力 172MPa、最大応力振幅 322MPa まで増加するが、これでも次項で述べる JIS の構造設計基準で規定される許容応力の範囲内であり、板厚減少分ほどには増加をしていない。逆に板厚を増加させた場合は、板厚 3mm で最大応力 125MPa、最大応力振幅 160MPa と、設計板厚よりも多少増加するが、ほぼ同程度の応力レベルである。

定常熱応力の板厚依存は Fig.18 から、動的熱衝撃応力の場合と異なり単純に板厚に逆比例の関係であり、設計板厚 2.5mm で最高温度 160°C、最大応力強さ 170MPa であるのが、板厚 1mm になると最高温度 84°C、最大応力強さ 45MPa まで減少し、板厚 3mm になると最高温度 191°C、最大応力強さ 224MPa まで増加する。次項では、動的熱衝撃応力と定常熱応力を組み合わせた合計応力で構造強度を検討する。

4.5 疲労強度評価

発熱密度分布形状とウィンドウタイプを変えた場合の内圧(0.5MPa のケース)と動的熱衝撃による応力と定常熱応力の合計応力(ウィンドウ中心位置とウィンドウ上下コーナー部と冷減速材設置位置相当位置の上下板の代表的 3 部位)を Table 3 に示す。表から、ウィンドウ中心位置とウィンドウ上下コーナー部に関して比較すると、内圧に対しては明らかに円筒タイプが有利であり、定常熱応力に対しても円筒タイプが有利である。動的熱応力の最大応力値は両タイプとともに同程度であるが、もっともクリティカルと考えられる疲労強度の指標となる変動応力の応力振幅は平板タイプの方が低くなり(約 7 割)、その上、動的熱衝撃による膜応力が大幅に低減するため、照射による脆化が生じた場合にも大規模破損に至る可能性が小さいと言える。冷減速材設置位置相当位置の上下板に関しては両タイプに差が無く、ウィンドウ部形状の違いの影響を受けない。

発熱分布の違いに対する比較では、ガウス分布の方が一様分布よりも発熱密度のピーク値が多少高い分応力も多少高めであるが大きな差は無い。

ターゲット容器材質である SUS316L の曲げ応力に対する許容応力 1.5Sm は JIS の圧力容器の構造規格[19]を参考にすると、162MPa であり前述した発生応力は許容値以内となっている。また、疲労寿命は応力変動の最大変動幅(最大応力振幅)で決まるから、各部位における最大応力振幅と設計疲労寿命曲線の関係を Fig.19 に示す。疲労強度は上下板部が最も厳しく最大応力振幅が 226MPa である。設計疲労曲線において、許容繰り返し回数が 10^9 回以上となる飽和領域での許容応力振幅 330MPa 以下である。一方、水銀ターゲットが受ける陽子ビームパルス数は、ターゲット容器の寿命を半年とすると 4×10^8 回となり、ウィンドウ先端中心部と上下板部ともに応力振幅は許容値以下となる。

平板ウィンドウタイプで発熱分布がガウス分布の場合について、ウィンドウ板厚を変えた場合のウィンドウ中心応力の板厚依存を Fig.20 に示す。図には各板厚(1、1.5、2、2.5、3mm)に対する圧力波による最大応力値、圧力波と定常熱応力の最大値、圧力波による最大応力振幅とそれに対する許容応力値を示す。何れの板厚においても、それぞれの最大応力値は許容応力値以下となっている。

5. エロージョンによる損傷の破壊力学的評価

5.1 キャビテーションによるエロージョン損傷の既往研究の整理

キャビテーションに関する研究は古くから多数有るが、代表例を挙げると以下のようになる。キャビテーションの生成/崩壊とピットの形成の観点から、レーザー局所加熱で発生させた単一バブルが固体壁近傍で崩壊する過程を高速度カメラで観察し、最大バブル径 R_{max} とバブル中心の壁からの距離 s との比 $\gamma (=s/R_{max})$ をパラメータ ($\gamma \sim 2.0$) に詳細に検討すると共に、固体壁に生じる損傷(ピット)の生成過程と形状(形態)を詳細に分析した研究例がある[20][21]。これらによると、バブルが壁面に近く存在するほど崩壊の仕方が壁面に吸い寄せられる様に崩壊する。すなわち、壁面から遠い方のバブル-液境界が壁面に吸い寄せられる様にバブル内側に突出しだして、壁面に衝突するようなマイクロジェットを形成する。これらの現象は流体解析においても示されている[22]。固体壁材料は主にアルミニウムを対象とし、 $\gamma < 0.3$ と $\gamma = 1.2 \sim 1.4$ の場合が最もダメージが大きく、ピット深さは数 $\mu\text{m} \sim 8 \mu\text{m}$ 程度である。ただし、同一箇所で 100 回繰り返した結果、 $\gamma = 0.3$ のケースで最大深さ 130 μm を観測したとも報告している。最も厳しいのは、バブルが完全に壁面に接触している状態 ($\gamma = 0$) の時で、この状態ではマイクロジェットと壁面との間には液体層が無いため、マイクロジェットが直接壁面に衝突する為である。 γ の違いによりピットの形状もさまざまなパターンを呈することが示されている。壁面の硬さの効果を見るために、アルミニウム以外の材料、銅や軟鋼等の試験も行っており、その結果、単発ではピットが形成されず、100 発でピットの形成が観測できたことを報告している。

また、ピットの生成からエロージョンへの進展過程に着目し、磁歪振動法を用いて加速試験を行い、エロージョンがどのような形態に進行するかを局所疲労による結晶構造の損壊から検討した服部らの研究例[23][24]と、それらの総合報告がある[25]。その一部を挙げれば、試験体材質 SS41 構造用鋼と S45C 炭素鋼を用いて、振動子の共振周波数が 14.5 kHz で全振幅が 60 μm の条件で行っている。その結果、SS41 鋼では試験時間が 14 時間で平均深さで約 250 μm (目処で)、局部的深さで約 500 μm (同)となっており、S45C 鋼では試験時間が 32 時間でも最大深さが 200 μm (同)程度と SS41 鋼の約 1/2 の侵食量と報告されている。この理由としては、S45C ではパーライト相の割合が大きいために、亀裂が発生しにくい上に発生しても成長速度が遅いためと論じられている。より柔らかい S15C では、約 0.5 mm 平均的減肉に局所的に蝕壔状の壞食穴が進行し約 1 mm に達している例も報告されている。その他、種々の材料効果や環境効果等に関する実験結果について報告されているが、その詳細は本報では割愛する。詳細は参考文献[25]を見られたい。

服部らと同様な試験方法であるが、Hammitt ら[26]は水を用いた磁歪振動試験に環境効果として、液体圧力(1 atm ~ 4 atm)と液体温度(55°F ~ 250°F)をパラメータに実験を行っており、液体圧力、液体温度ともにエロージョンを促進する効果があることを報告している。この現象は他のキャビテーション研究者にも観察されている。この原因として、単純には加圧

状態ではキャビテーションの崩壊が加速されることにより衝撃力が増大するためと考えられるが、そのメカニズムは未だ明らかにされていない。このことは、圧力源が初期条件となるターゲットのキャビテーション損傷を評価する上で大変重要な要因であり、今後実験にて確認し、メカニズムを解明する必要がある。

曾山ら[27][28][29]は、ASTMで規定されているキャビテーション・ジェットによるエロージョン試験(ASTM G 134)[30]を用いて各種材料のエロージョン速度を求め、同時にジェットの衝撃力を計測することにより衝撃エネルギーを算出し、衝撃エネルギー値とエロージョン速度の関係から、各種材料に対する threshold level を設定し、エロージョン速度を予測するための新たなパラメータとして提案した。これらの結果より、各種材料で設定した threshold level を基に、計測されるキャビテーション衝撃力から材料のキャビテーション・エロージョン量を定量的に予測する手法を提案している。ASTMでは、キャビテーション・エロージョンに関する試験規定として、キャビテーション・ジェット試験の他に、振動試験(ASTM G 32)(31)の規定もあり、主たる条件として共振振動数が 20kHz、全振幅が 50 μm と規定されている。

本項では、水銀ターゲット容器の構造強度の観点から、ピット形成やエロージョンの進展に着目して関連する既往研究を検討した[32][33][34]。これまでの研究内容として、対象液体としては水の場合が殆どであるが、水銀を用いた場合も数ケース有る。ターゲット実機のキャビテーションによるエロージョン損傷を推定するために参考になると考えられる研究ケースについての纏めと、その結果からのターゲット実機条件(予想負圧とパルス数)で予想される損傷の外挿値を Table 4 に示す。各ケースはキャビテーションエロージョンの加速試験方法である磁歪振動試験の結果であり、何れも振動数が 15~25kHz と高サイクルであり、発生すると予想される負圧も水の場合で数 MPa と実機並だが水銀の場合は 100MPa 前後と 1 衡以上高い負圧条件である。実験予想負圧は、論文に記載の実験データである共振周波数、全振幅を持つ正弦波を変位境界条件として、1 次元波動方程式を解いた結果(変位応答)から圧力変動を算出して最大負圧を実験予想負圧として設定した。Table 4 から、それぞれの実験結果を負圧と損傷量との関係で示すと Fig.21 のようになる。それぞれの実験は互いに関連性は無いが、水と水銀の損傷量の違いが出ている。同じ負圧に対しては、水銀よりも水の方が損傷率が高いことを示している。これは、潜在するマイクロバブルに起因するキャビテーションを想定した場合、表面張力が大きいため静的な圧力バランスが不安定になりキャビテーションが発生する(マイクロバブルが急激に膨張する)ときの臨界圧力が低いこと、動的には水銀の方が密度が高く慣性力が大きいことにより、同じ負圧条件の基では水銀は水よりもキャビテーションが発生かつ成長しづらいためと考えられる。実験結果を基に、ターゲット実機で予想される負圧とパルス数の条件でのエロージョン損傷を推定すると水の場合で約 1mm となり、水銀の場合では非常に少量となる。

5.2 エロージョンによる損傷の考え方

キャビテーションによるエロージョン損傷はキャビテーション崩壊時の衝撃波やマイクロジェットが固体壁面に作用して塑性変形を起こし、ピットを形成することが基本的メカニズムと考えられている。これまでのキャビテーションの実験により、エロージョンの進展は、初期にまばらに生成したピットがその後一面に広がり、キャビテーション衝撃力による局所的な疲労損傷による損壊(剥離)を伴って拡大し、ほぼ一様に減肉するような様相で進展すると考えられている。前掲の服部らの研究例[23][24]では、一様な減肉の上に局所的な窪みを形成する例も報告されている。Fig.22 に水銀水銀を用いたホプキンソン棒衝撃試験機により生じた典型的なピットの例を示す。進展のメカニズムはピット内に生じる微小なき裂が進展して局所的剥離(疲労破壊)を繰り返すことにより大きくなると考えられているが、エロージョンとしての進展の他に破壊力学において対象とするき裂進展による破壊形態、すなわち、微小き裂が応力場の繰り返しにより進展して、ウィンドウ板圧を貫通するかどうかが構造健全性を確保する上で重要な検討課題となる。

また、キャビテーション・エロージョンを評価する上で最も基本となる、ピット形成の主要因となるのはキャビテーション崩壊時に発生する衝撃波なのか、またはマイクロジェットなのかと言う問題は未だ解明されておらず、研究者により議論は分かれるのが現状である。単一要因ではなく、それらの複合作用とも考えられるし、単一バブルのみの時の衝撃力のほかに、バブル群中の衝撃波伝播により衝撃力が加速されるとの理論的研究報告[35]もあり、エロージョンを評価する上で、今後の重要課題である。

本章では、ピット先端に生じた微小き裂を仮定した場合に、ウィンドウに生じる水銀の圧力波により生じる動的応力と定常熱応力が繰り返し作用した場合のき裂進展解析を行い、ターゲット寿命中にウィンドウ板厚のどの程度の深さまで進展するかを評価することにより許容できるピット深さを推定し、今後実施するエロージョン試験結果から実機の健全性を評価するためのデータとする。

5.3 破壊力学的アプローチ

き裂進展評価には、ウィンドウのマクロな応力場の変動が弾性範囲内である高サイクル疲労の領域であることから線形破壊力学(LEFM)が適用可能であり、容器材料のき裂進展速度には Paris 則を用いた[36]。Fig.23 に板の片面(ここでは水銀面)に微小クラックが生じている場合のクラック先端近傍の応力分布の概念図と線形破壊力学の最も重要な評価因子である応力拡大係数 K を求める式を示す。応力拡大係数は板厚に占めるクラック長さの割合が大きくなるほど飛躍的に増大する性質を持つ。Fig.24 にウィンドウ板厚(2.5mm)に平均引張り応力が作用している場合のクラック長さ(深さ)に対する応力拡大係数の変化を示す。応力拡大係数と破壊の関係は、応力拡大係数が限界値に達すると不安定破壊を生じることを示しており、その限界値を破壊靱性値 K_c と言う。破壊靱性値は SUS316L の場合で約 60 である。図から、ウィンドウに作用する引張り応力の値に関わらずクラック長さが 1mm 程度に達すると破壊に至ることが分かる。本来の線形破壊力学で対象とするクラックは非

常に鋭角なクラックであるが、ここではピットもクラックの一部と考えるため、Fig.24 で算出する応力拡大係数は安全側の評価となる。

応力拡大係数が求まれば、変動応力場が作用した場合の疲労き裂進展も応力拡大係数に対するき裂進展速度の関係から計算可能である。応力拡大係数に対するき裂進展速度の関係の概念図と変動応力場に対応する応力拡大係数の変動幅 ΔK から繰り返し寿命 N_f を算出する計算式を Fig.25 に示す。図に示すように、き裂進展速度は一般的に変動幅 ΔK の低い方から推移域-定常域-加速域の 3 領域から構成され、限界値より小さい領域ではき裂進展は停止する。本検討では定常域のき裂進展速度を限界値以下の領域まで外挿して安全側で評価する。

5.4 寿命評価と限界ピット深さ

SUS316(20%冷間加工材)のき裂進展速度データを Fig.26 に示す[37]。図には非照射材での低温と高温データと、高温での非照射材と照射材(10^{22}n/cm^2 オーダー)での比較データを示す。これらのデータから本検討で使用する材料データとして、非照射材での低温データを基に、照射効果として高温での照射による進展速度の増加率(20 倍)を採用して暫定的に照射データを設定した。本検討で用いるき裂進展速度データを Fig.27 に示す。

線形破壊力学によるき裂進展評価と同様に、繰り返し応力負荷に対する寿命評価として疲労破壊評価がある。この評価方法は、き裂進展評価のように初期き裂を仮定した上で個々の応力サイクルに対するき裂の成長を評価するのではなく、き裂は仮定せず疲労破壊試験データを基に、応力サイクルに対する損傷度合いを評価する手法である。疲労強度評価手法と疲労強度の基本的性質の概念を Fig.28 に示す。Fig.28a は負荷する応力サイクルの概念図、Fig.28b は応力変動幅と繰り返し回数との関係において、疲労評価の対象となる範囲の概念図、Fig.28c は応力変動幅に引張りまたは圧縮の平均応力成分を有する場合の疲労寿命に与える影響の概念図、Fig.28d は一般の両振り(平均応力成分無し)疲労寿命試験データを基に、弾性領域内で平均応力成分を有する応力サイクルの疲労寿命に修正するための一手法である修正 Goodman の手法とを示す[36]。Fig.28c, d から、繰り返し疲労強度の性質として、同一の応力振幅の場合でも、平均応力成分(定常応力成分と同等)として引張り応力が作用すると寿命が低下し、圧縮応力が作用すると逆に寿命が延びる性質を有する。

以上により、破壊力学によるき裂進展は、圧縮応力場においては、き裂は進展しないが、繰り返し疲労強度は圧縮応力場においても寿命を有する。

ウィンドウ中心、特に水銀キャビテーションの損傷を受ける内表面でのき裂進展を評価するにあたり、当該部の鉛直方向応力履歴を Fig.29 に、水平方向応力履歴を Fig.30 に示す。図には、内表面での動的熱衝撃応力履歴と定常熱応力、及びそれらの合成値を 2 つのウィンドウタイプについて示す。主要な応力成分である Fig.29 の鉛直方向応力履歴について比較すると、半円筒タイプでは、28MPa の引張り定常熱応力にプラス(引張り)90MPa、マイナス(圧縮)110MPa の動的熱衝撃による応力サイクルが負荷して合計 120MPa の最大引張り

応力が発生するのに対して、平板タイプでは、-51MPa の圧縮定常熱応力にプラス 50MPa、マイナス 100MPa の動的熱衝撃による応力サイクルが負荷して合成すると圧縮応力のみとなり、引張り応力は作用しないことになる。Fig.30 の水平方向応力成分についても、値は低いが同様の傾向がある。このことから、平板タイプウィンドウは引張り応力場が作用しない状態にあり、疲労強度上有利な構造である。

以上の検討から、定常熱応力と動的熱衝撃応力との相乗効果により、ウィンドウ中心内面では圧縮場の状態にあり、ピット先端にき裂の存在を仮定した場合においても、き裂が進展しないことが分かったが、加速器始動時やビームトリップ後の再起動時のようなウィンドウが低温時（熱応力が作用していない状態）に動的熱衝撃応力が作用した場合には、ウィンドウ内面にも繰り返し引張り応力場が作用することになり、ピット先端のき裂が進展する可能性が有る。以下では、この状態でのき裂進展量の評価を行う。

加速器停止状態からビームが入射し始め、ウィンドウが定常状態まで昇温した状態で突然ビームがトリップし、発熱が無くなつてウィンドウが降温する過程(1次元熱伝導方程式)を MATHEMATICA[38]を用いて解いた結果を Fig.31 に示す。ウィンドウ温度はビーム停止時が 50°C(水銀温度)で、ビームが入射し始め約 10 秒後に定常に達すると、外表面(He 層で断熱境界)が約 60°C、内表面(水銀で熱伝達境界 $10^4 \text{W/m}^2/\text{hr}$)が約 110°C となる。従つて、熱応力が作用しない時間として、最も安全側に 10 秒とした場合と、より現実的に $10/3$ 秒とした場合の 2 つのケースについてき裂進展量の評価を行つた。ビームトリップの回数としては、半年間の寿命中に 1 万回とした。これにより、トリップから再起動時のウィンドウ壁が低温状態(熱応力が低く動的熱衝撃により引張り応力サイクルが作用する状態)に晒されている間のパルス数(応力サイクル数)はそれぞれのケースで 2.5×10^6 回と 8.3×10^5 回となる。

これらの起動時／再起動時の応力サイクルにより、ウィンドウ内面のキャビテーションピットの先端に発生したクラックが進展し、寿命中に受ける繰り返し回数の後に限界値である破壊韌性値 K_C に達する初期き裂長さ(深さ)を、引張り応力強さをパラメータに計算した結果を Fig.32 に示す。計算に使用した SUS316 のき裂進展速度データは Fig.27 を用い、計算手法は Fig.25 に示す計算式を用いた。図から、ウィンドウ壁に作用する動的熱衝撃による応力が引張り応力で 50MPa 程度(Fig.29、Fig.30)であるから、ターゲット容器の寿命中(半年)に限界き裂に達するための初期き裂長さ(許容長さ)は、非照射材で $400 \sim 700 \mu\text{m}$ 程度であり、照射劣化(1/20)を考慮すると $200 \sim 300 \mu\text{m}$ 程度になる。すなわち、キャビテーションにより生じたピットとその先端のき裂深さが、最悪の条件でも $200 \mu\text{m}$ 程度以下であればターゲット容器の寿命は半年間保たれることになる。以上の実機運転を想定した応力条件におけるき裂進展評価フローを Fig.33 に示す。

5.5 マイクロジェットによるピット生成の解析的試み

キャビテーションにより固体壁に生じるピットは、固体壁近傍に発生したキャビテーションが崩壊する時の衝撃波(GPaに達する)や、壁に吸い寄せられるように潰れるときに生じるマイクロジェットが壁面を叩いた時の衝撃力(衝撃波と同様 GPaに達する)による塑性変形を生じ(ピットの生成)、それが繰り返すことにより疲労破壊による微小な剥離を生じ、それが進展してクレーター状の壊食(エロージョン)を形成すると考えられる。

キャビテーションで生じるピットを解析でシミュレートしたケースは多数報告されているが、固体のみの解析例が殆どである。ここでは最近の報告であり固体・液体を同時に扱った Patella らの例[39]を挙げる。彼らは、ピットを形成する要因として、バブル崩壊時のリバウンドで放出される衝撃波に着目し、液体と固体の連成相互作用解析を行い固体壁の塑性変形量を求めている。衝撃波の入力条件としては、固体壁近傍の液体中に初期高圧源を仮定し、液体の物性に非線形 EOS を用いることにより、圧力源が開放し伝播する過程で衝撃波を生じる。液体としては、水、ナトリウム、水銀を対象にし、別途実験で得られたピットプロファイルと比較して、解析で得られたピットプロファイルが実験結果と良く一致していることを示している。このアプローチは結果的には良いシミュレーション結果に終わっているが、問題設定に圧力源の仮定が入るため、より実際的にはバブルの崩壊挙動も同時に解く必要がある。そのような解析手法を開発すれば、マイクロジェットによるピット形成も衝撃波によるピット形成も統一的に扱うことが出来、双方の特性を定量的に評価することが可能となる。これに関しては、第 6 章において掲げた今後の課題の一つとして、開発が必要な解析コードとして挙げている。

本項では、その近似的手法として、單一バブルの崩壊挙動のシミュレーションからマイクロジェットの速度を推定して、その速度を初速度とした液体椎円体がマイクロジェットとして固体壁に衝突するときの動的弾塑性解析を実施して、塑性変形量からピット形状を推定する手法を試みた。

正弦波の圧力変動を受けた場合の、水銀中の單一バブルの生成・崩壊挙動にシミュレーションの一例を Fig.34 に示す。圧力変動は Fig.12 に示すウィンドウ壁内面での圧力変動に相当する 9kHz とし、変動圧力は $\pm 1\text{ MPa}$ 、 10 MPa とした。初期バブル径は $0.1\text{ }\mu\text{m} \sim 1\text{ mm}$ の範囲をパラメータとした。Fig.34a はバブルの初期半径に対する膨張半径比の応答変化を示し、Fig.34b は膨張率の激しい変動圧 10 MPa のケースのうち、バブル初期半径が $0.1\text{ }\mu\text{m}$ と $1\text{ }\mu\text{m}$ のケースについて、崩壊速度(バブル半径の収縮速度)を示す。最も膨張率の激しいケースでバブル半径が 1 万倍に達し半径 1 mm 程度のバブルに成長する。崩壊速度は膨張半径の約 $1/10$ 程度までの収縮速度の最大速度とすると、約 150 m/s 程度となる。水中のバブルの崩壊速度は同様の計算から $\sim 350\text{ m/s}$ となる。この計算は、無限水中のバブル挙動であり、球対称の膨張・崩壊過程である。実際に問題となるバブル崩壊は壁近傍での崩壊であり、その場合、崩壊は壁に吸い寄せられるように崩壊するため球対称とはならず、崩壊速度は減ずるものと考えられる。実際、実験による崩壊過程の観察から最大 150 m/s 程度との報告があり、球対称の計算結果は大きめの値を与えることがわかる。

水と水銀の場合について、マイクロジェットが固体壁に衝突するときの衝突速度と衝撃圧力の関係を Fig.35 に示す。図には固体壁として、剛体の場合と弾性体の場合(音響インピーダンス : $=\rho c$ を考慮)について示すが、水銀の場合でインピーダンスを考慮した場合は約 7 割程度となる。水と水銀では、水銀の方が質量が 1 衡程度大きいので、同じ衝突速度でも衝撃圧力が 1 衡程度大きい。水の場合には衝突速度が 100m/s で衝撃圧力が 150MPa 程度になるのに対して、水銀では 15m/s 程度で 150MPa になる。

マイクロジェットが固体壁に衝突するときの衝突速度と衝撃圧力の関係を 2 次元軸対称モデルで数値解析した結果を Fig.36 に示す。解析コードは有限要素法(FEM)と有限体積法(FVM)によるオイラー・ラグランジュ系衝撃解析コードである AUTODYN[40]を用いた。本解析モデルは、大変形にも耐えるように液体・固体ともにオイラー系でモデル化し、液体の EOS は多項式近似の 2 次項までを考慮、固体は加工硬化や歪速度硬化を考慮しない弾・完全塑性体とした。Fig.36a はマイクロジェットを短径 0.1mm、長径 0.2mm の液体樁円体とし 150m/s で 2.5mm 板厚の SUS316 板に衝突させた場合の解析モデルと、解析結果である塑性歪分布と変形図を示す。衝突後の中心部の最大歪は初期の $0.1 \mu s$ で生じ約 60% である。中心部の塑性変形量(ピット深さ)は $4 \mu m$ である。種々の実験例においてもエロージョン初期のピット深さは数 μm と報告されており、本シミュレーションの結果は実験結果に近い変形量である。Fig.36b は、水と水銀について衝突速度をパラメータにしてシミュレーションした結果の塑性変形量を示す。同じ衝突速度では、水より水銀の方が塑性変形量は大きいが、単一バブルの動的応答のシミュレーション結果から、バブルの崩壊速度は水よりも水銀の方が遅いため、結果的にはマイクロジェットの衝撃力による一回当たりの塑性変形量は数 μm とほぼ同等の値となる。Fig.36a に示す塑性歪量の大きい 2 部位の相当塑性歪と相当塑性歪速度の時刻歴変化を Fig.37 に示す。図から、塑性歪量は中心部よりマイクロジェットの外縁付近の方が大きいが、変形する時間は中心部(#1, #2, #3)が衝突の瞬間に変形するのに対して、外縁部(#23, #25)は $0.25 \mu s$ の時間遅れをもって変形する。これは、マイクロジェットの先端が樁円形状のため、除々に接触面が広がるためと固体表面を伝播する表面波、せん断波等が干渉したためにせん断応力が大きくなり塑性に達するものと考えられる。これらのメカニズムを理解することは、今後、ピットの疲労剥離のメカニズムを解明する上で重要な課題である。塑性歪速度は中心部が早く $\sim 10^7$ 程度の超高速歪速度に達するが、外縁部も 10^5 程度の超高速歪速度である。これらのシミュレーションを精度良く行うためには、 $\sim 10^8$ 程度の超高速歪速度領域での衝撃弾塑性モデルの構築と歪速度硬化データを整備する必要がある。

6. 今後の検討課題

MW 級液体金属ターゲットの構造健全性を確保するためには、水銀中の圧力波の伝播挙動を適切にモデル化しターゲット容器に発生する応力を精度良く求めると共に、容器壁近傍で発生するキャビテーションによる容器壁の損傷を適切に評価する必要がある。ターゲット容器に発生する応力を精度良く求めるためには、水銀中に潜在するマイクロバブルの挙動とそれに伴う水銀中の圧力波の伝播特性を明らかにし、水銀とターゲット容器との連成挙動を精度よくシミュレーションする必要がある。また、キャビテーションによる容器壁の損傷を適切に評価するためには、水銀中に発生するキャビテーションの崩壊挙動と容器壁との相互作用による容器壁の損傷を精度良く評価する手法を確立する必要がある。これらは、現象の適切な物理モデルの構築と解析によるシミュレーションを可能にすると共に、実験により検証することが必要である。特に、キャビテーションによるエロージョンの進展を予測するためには、ターゲット内で実際に生じる環境を模擬できる適切な実験が必要不可欠である。

これらはまた、一連の解析評価をワンスルーで行うことは不可能であり、それぞれの現象を個別に解析評価し、それぞれの結果を総合的に評価してキャビテーションによる損傷を推定する必要がある。それらの評価手順の一案を以下に示す。

< 実験から得られるデータと解析による壊食評価手法の手順 >

- ・実験から得られる損傷データ

実験条件[振幅(速度)+周波数+加圧] (\rightarrow 公称負圧+圧力履歴) \rightarrow 壊食量、壊食進展速度

- ・解析シミュレーション

 - 振幅(速度)+周波数

 - \rightarrow 公称負圧+圧力履歴; 線形・非線形波動方程式の解。

 - \rightarrow マイクロバブルの成長・崩壊挙動; 単一バブル運動方程式の解。

 - \rightarrow マイクロジェットの衝突速度の推定; CFD コード^{*1} によるバブル崩壊解析。

 - \rightarrow マイクロジェットによる材料ダメージ; 衝撃解析コード^{*2} による弾塑性衝撃解析。

 - \rightarrow 壊食量、壊食進展速度の推定; 単発ダメージから累積ダメージ推定方法の確立。

< 実機条件でのエロージョンの推定 >

- ・解析シミュレーション

 - 全体解析; 衝撃解析コードによる、水銀の非線形 EOS を考慮した解析。

 - \rightarrow 実験解析で検証した推定プロセスをもとに壊食量、壊食進展速度の推定。

*1 FLUENT、FLOW-3D、etc

*2 LS-DYNA、AUTODYN、RADIOSS、DYTRAN、開発コード、etc

また、以上の評価を行う上で今後必要となる解析項目と、それに必要な解析コード及び物性データを Table 5 に示す。表には現在使用可能な解析コードとともに、今後開発が必要な解析コードも合わせて示す。

以上は、将来においてターゲット容器の寿命診断を行う上で、重要な因子となるキャビテーションによる損傷を精度良く予測するための、長期的かつ総合的な開発・検討項目を抽出したが、物質生命科学実験施設の建設行程上の制約を考えた場合、設計上重要でかつ実現性の高い項目を優先的に進める必要がある。そのような観点から、1, 2年で実施すべき検討項目を整理した結果を下表に示す。

検討項目	実施計画			
	H15 後半	H16 前半	H16 後半	H17 前半
ピット形成の有力メカニズムである、キャビテーション崩壊時のマイクロジェットの強度(大きさ、衝突速度)とピット大きさの関係を明らかにする。				
キャビテーション発生の原因となる負圧のレベルを実験の計測値や実機設計の解析結果と比較し、予想される損傷の度合いを推定する。				
負圧のレベルと気泡の挙動との関係を解析検討し、マイクロジェットの強度を推定する。				
流体・構造連成解析コードに気泡動力学を連成させたコードを開発し、水銀中の波動伝播挙動シミュレーションの高精度化を図る。				

7. まとめ

中性子散乱施設用液体金属(水銀)ターゲットの開発における工学的課題を明らかにするために、3GeV/1MW のパルス状陽子ビームがクロスフロー型液体金属ターゲットに入射するときの定常熱応力と動的熱衝撃解析を行った。解析モデルは、実機構造を模擬した半円筒ウィンドウ型と平板ウィンドウ型の 2 種類の構造を対象とし、NMTC/JAM による核破碎発熱計算結果を基に、衝撃解析コード LS-DYNA を用いて解析した。その結果、動的熱衝撃により発生する応力は、最も厳しい環境にあるウィンドウ中心部で半円筒型よりも平板型の方が構造設計上有利であり、応力分類として 2 次応力的な性質を持つことが分かった。また、ターゲット主要部に発生する応力は曲げ応力、疲労強度とともに JIS の基準を満足していることが分かった。

ウィンドウ内面で水銀が負圧になりキャビテーションが発生し、ターゲット容器に損傷を与えることが実験により確認されたため、生成するピットとピット先端のき裂を対象に破壊力学的観点から評価した結果、ウィンドウ先端部では定常熱応力により圧縮応力場にあり、き裂は進展しないことが分かった。

また、水銀ターゲットを設計するにあたり、今後必要となるキャビテーションの評価手法について整理した。

謝 辞

本研究を進めるに当たり、解析条件の設定について有益な助言を頂きました日本原子力研究所大強度陽子加速器施設開発センターの渡辺昇特別研究員、核発熱密度等のデータを提供して下さった同研究センターの勅使河原誠氏、並びに懇切丁寧な助言を賜りました耐食材料研究グループの井岡郁夫副主任研究員を始めとする関係各位に多大なご支援を頂きましたことに深く感謝の意を表します。

参 考 文 献

- [1] JAERI・KEK 共同推進チーム：“大強度陽子加速器計画”，JAERI-Tech2000-003(2000).
- [2] ESS Council：“The European Spallation Source Study”，ESS-96-53-M(1996).
- [3] Bill R. Appleton.：Proc. ICANS-X IV, U.S.A, ANL-98/33, p.32-40(1998).
- [4] K. Skala, G.S. Bauer.：Proc. ICANS-X III, Switzerland, SI-Proc.95-2, p559-576(1995).
- [5] K. Niita, et al.:”High-energy particle transport code NMTC/JAM” Nucl. Instr. and Meth. B184, p.406-420(2001).
- [6] 石倉修一, 他：“中性子散乱施設用液体金属ターゲットの構造評価(第1報)”, JAERI-Tech97-037(1997).
- [7] 石倉修一, 他：“中性子散乱施設用液体金属ターゲットの構造評価(第2報)”, JAERI-Tech2000-008(2000).
- [8] 石倉修一, 他：“中性子散乱施設用液体金属ターゲットの構造評価(第3報)”, JAERI-Tech2000-008(2000).
- [9] 神永雅紀, 他：原子力学会「2000年春の年会」要旨集,Q31,(2000).
- [10] Achenbach, J.D.：“Wave Propagation in Elastic Solids”, North-Holland, Amsterdam(1975).
- [11] 株式会社 日本総合研究所：LS-DYNA(Vr.940).
- [12] 日本機会学会：“伝熱工学資料 改訂第4版”, p.323(1996).
- [13] 通産省資源エネルギー庁公益事業部原子力発電安全管理課編：“解説原子力設備の技術基準”, 電力新報社, (1986).
- [14] Dai, Y. : Proc. ICANS-X III, Switzerland, PSI-Proc.95-02, p.604-622(1995).
- [15] G.W. Toop：“A Regorous Equation of State for Solid, Liquid, and Gasses”, Metal. And Mat. Trans. B, Vol.26B, June, p.577-580(1995).
- [16] 谷下市松：“工業熱力学 基礎編”, 裳華房(1978).
- [17] “ABAQUS Theory Manual, Ver. 5.8”, Hibbit, Karlsson & Sorensen, Inc.
- [18] 木下秀孝、神永雅紀、日野竜太郎：“核破碎水銀ターゲット用熱伝達実験”, 茨城講演会講演論文集, No000-3(2000), P319.
- [19] JIS ハンドブック ポイラ・圧力容器”, (1996).
- [20] Y. Tomita, A. Shima: “Mechanism of Impulsive Pressure Generation and Damage Pit Formation by Bubble Collapse”, J. Fluid Mech. (1986), 169, pp. 535-564.
- [21] A. Philipp, W. Lauterborn: “Cavitation Erosion by Single Laser-Produced Bubbles”, J. Fluid Mech. (1998), 361, pp. 75-116.
- [22] Plesset, M. S., Chapman, R. B. “Collapse of an initially spherical vapour cavity in the neighbourhood of a solid boundary.” J. Fluid. Mech.(1971) 47, pp283-290.
- [23] 岡田、岩井、福田：“キャビテーション・エロージョン面の形成と進展”, 機論, 60-570, (1994), pp. 563-568.

- [24] 服部、他 3 名：“脱落粉形成からみたキャビテーション壊食機構の検討と壊食量の評価”，機論、65-630、(1999)、pp. 393-399.
- [25] 岡田、服部：“連載講座 キャビテーション壊食(1)～(18)”、機械の研究、49-9(1977)～51-2(1999).
- [26] F. G. Hammitt, D. O. Rogers, “Effects of Pressure and Temperature Variation in Vibratory Cavitation Damage Test”, J. Mech. Eng. Sci., Vol-12, No-6, (1970), pp432-439.
- [27] H. Soyama, H. Kumano, “The Fundamental Threshold Level-a New Parameter for Predicting Cavitation Erosion Resistance”, ASTM Int., PA 19428-2959, (2002).
- [28] H. Soyama, A. Lichtarowicz, “Useful Correlations for Cavitating Water Jet”, Rev. High Pressure Sci. Technol., Vol. 7 (1998), pp1456-1458.
- [29] H. Soyama, A. Lichtarowicz, et al., “A New Calibration Method for Dynamically Loaded Transducers and Its Application to Cavitation Impact Measurement”, Tran. ASME, J. Fluids Eng., Vol. 120, (1998), pp712-718.
- [30] ASTM Standard, G 134-95, ”Standard Test Method for Erosion of Solid Materials by a Cavitating Liquid Jet”.
- [31] ASTM Standard, C32-92, “Standard Test Method for Cavitation Erosion Using Vibratory Apparatus”.
- [32] S. G. Young, J. R. Jhonston: “Accelerated Cavitation Damage of Steels and Superalloys in Sodium and Mercury”, Erosion by Cavitation or Impingement, ASTM STP 408, Am. Soc. Testing Mats., 1967, pp. 186-219.
- [33] R. Gaarcia, F. G. Hammitt, and R. E. Nystrom, “Correlation of Cavitation Damage with Other Material and Fluid Properties”, Erosion by Cavitation or Impingement, ASTM STP 408, Am. Soc. Testing Mats., 1967, pp. 239-283.
- [34] M.D. Kass, et al.: “Nonlinear Cavitation Erosion of Stainless Steel in Mercury Versus Applied Power”, Tribology letter, 5, 1998, pp. 231-234.
- [35] M. Shimada, Y. Matsumoto, et al., “Dynamics of the Cloud Cavitation and Cavitation erosion”, Tran. JSME, B-65, Vol. 634, (1999), pp1934-1941.
- [36] R. I. Stephens, et al.: “Metal Fatigue in Engineering 2nd Ed.” John Wiley & Sons, Inc., 2001.
- [37] APT Data(Private communication memo).
- [38] S. Wolfram: “MATHEMATICA Vr.4”, Wolfram Research, Inc.
- [39] R. F. Patella, J. L. Reboud, “A New Approach to Evaluate the Cavitation Erosion Power”, Tran. ASME, J. Fluids Eng., Vol. 120, (1998), pp335-344.
- [40] “AUTODYN Theory Manual, Vr. 4.0”, Century Dynamics, Inc

Table 1 Fitting curve of heat deposition

*Fitting for x - y distribution.
$Amp_1 = 400.0, \alpha_1 = 5.0, \beta_1 = 2.2$ $Amp_2 = 61.33, \alpha_2 = 10.0, \beta_2 = 4.5$ $Qxy_1 = Amp_1 \times \text{Exp}[-((x/\alpha_1)^2 + (y/\beta_1)^2)]$ $Qxy_2 = Amp_2 \times \text{Exp}[-((x/\alpha_2)^2 + (y/\beta_2)^2)]$
* Fitting for z distribution.
$a_1 = 1.2891, a_2 = 1.7942, a_3 = -0.16017,$ $a_4 = 10.136, a_5 = -0.072889, a_6 = -2.4339$ $Q_z = a_1(1.0 - a_2 \text{Exp}[a_3(z + a_4)]) \text{Exp}[a_5(z + a_6)]$
* 3D distribution
$Q_{xyz} = (Qxy_1 + Qxy_2) \times Qz$
* Total heat energy
$Q_{Total} = \int_{z=0}^{80} \int_{y=-5}^5 \int_{x=-10}^{10} Q_{xyz} dx dy dz = 378.122 k$

Table 2 Material properties

Property (Unit)	SUS316L	Mercury
Density, ρ (kg/m ³)	7890	13285
Bulk modulus, K_e (GPa)	---	25.5
Young's modulus, E (GPa)	188	15.3 (E*)
Poisson's ratio, ν	0.303	0.4999 ($\nu*$)
Thermal expansion, α (1/K)	18.1E-6	61E-6
Specific heat, c_p (kJ/kg/K)	0.511	0.137

Table 3 Analytical maximum stress at center/corner and upper plate in two type window.

a. Stress in center part of window; t = 2.5mm

Window type	Beam profile	Maximum stress (Mises stress) :MPa			
		Inner press. 0.5MPa	Thermal stress ($\times 1.1$)	Pressure wave ($\times 1.1$)	Range of pressure wave ($\times 1.1$)
Semi-cylindrical	Gaussian	Max.:34.1	Max.:137.8 (159.9°C)	Bend.:103.1 Memb.:85.4	Bend.:190.9 Memb.:129.8
	Uniform		Max.:119.1 (146.3°C)	Bend.:102.8 Memb.:82.4	Bend.:192.3 Memb.:128.2
Flat-plate	Gaussian	Max.:85.6	Max.:172.2 (159.7°C)	Bend.:90.2 Memb.:29	Bend.:138.6 Memb.:40
	Uniform		Max.:161.3 (146.2°C)	Bend.:91.8 Memb.:31	Bend.:142.0 Memb.:43

b. Stress in corner part of window; t=2.5mm

Window type	Beam profile	Maximum stress (Mises stress) :MPa			
		Inner press. 0.5MPa	Thermal stress ($\times 1.1$)	Pressure wave ($\times 1.1$)	Range of pressure wave ($\times 1.1$)
Semi-cylindrical	Gaussian	----	----	----	----
	Uniform		----	----	----
Flat-plate	Gaussian	Max.:180.7	Max.:96.7 (64.0°C)	Bend.:118.3 Memb.:27	Bend.:168.7 Memb.:40
	Uniform		Max.:99.9 (61.0°C)	Bend.:117.9 Memb.:27	Bend.:168.9 Memb.:40

c. stress in upper and under plate near the moderator; t=7.5mm

Window type	Beam profile	Maximum stress (Mises stress) :MPa			
		Inner press. 0.5MPa	Thermal stress ($\times 1.1$)	Pressure wave ($\times 1.1$)	Range of pressure wave ($\times 1.1$)
Semi-cylindrical	Gaussian	Max.:74.4	Max.:53.7 (50.0°C)	Bend.:104.8 Memb.:10	Bend.:204.9 Memb.:20
	Uniform		Max.:52.8 (50.0°C)	Bend.:105.6 Memb.:10	Bend.:206.4 Memb.:20
Flat-plate	Gaussian	Max.:75.8	Max.:51.9 (50.0°C)	Bend.:111.9 Memb.:10	Bend.:225.7 Memb.:20
	Uniform		Max.:53.8 (50.0°C)	Bend.:112.6 Memb.:10	Bend.:229.1 Memb.:20

- Benb.: Bending stress
- Memb.: Membrane stress

$$\begin{aligned} & \bullet 85.6 + 172.2 + 90.2 = 348 \text{ MPa} < 3\text{Sm} \\ & \bullet 1.5\text{Sm} = 172.5, 3\text{Sm} = 345 \text{ MPa}, 2\text{Salt} = 330 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Table 4 Arrangement of experiment result concerning cavitation damage.

No Liquid	Freq.; kHz	Total range; μ m	Negative pressure: MPa	Testing time: Hr (repetition: n)	Depth of erosion: mm	Estimation of erosion depth on target design : mm
Design	約9kHz Analysis		-4.0 Analysis			Design repetition $n=1.94 \times 10^9$ (5cycles/pulse)
1、H ₂ O (Hg)	14.5	40	-4.0 (-50.0)	59hr (3.08×10^9) SUS304	0.6-1.0mm	$1.0 \times 1.94 \times 10^9 / (3.08 \times 10^9) = 0.63\text{mm}$ (0.63mm)
2、H ₂ O Hg	20.0	51	-6.5 -80	(7.2×10^7 / hr) 316SS(U-M)	2.3 μ m/hr 8.4 μ m/hr	$2.3 \times 1.94 \times 10^9 / (7.2 \times 10^7) = 0.06\text{mm}$ $8.4 \times 1.94 \times 10^9 / (7.2 \times 10^7) = 0.23\text{mm}$
3、Hg Na	25.0	44.5	-180 ?	(9.0×10^7 / hr) AISI-316	26.7 μ m/hr	Hg=3Na $\rightarrow 1.73\text{mm}$ Multiplication rate of Hastelloy used $26.7 \times 1.94 \times 10^9 / (9.0 \times 10^7) = 0.58\text{mm}$
4、Hg H ₂ O	20.0	21(20W) 47(40W) 74(60W)	Hg -45 -100 -150 H ₂ O -3.5,-7.5,-12		y=0.0499W ² -2.1225W+30.1 y=0.771W -9.5467	Hg 0.205mm 0.675mm 2.220mm H ₂ O 0.158, 0.574, 0.989mm

* Generating the negative pressure solved the wave motion equation by which the displacement boundary condition of the sine wave was input, and obtained pressure from the displacement response.

Table 5 Analytical item necessary for target impact analysis and evaluating cavitation damage.

Analytical item	Analytical content	Analytical code	Note and necessary data
Interaction of bubbly-liquid and container	Fluid-Structure interaction analysis which uses nonlinear EOS of Hg which considers dynamic response of bubbly-liquid. The macro behavior of the bubbly-liquid is simulated.	AUTODYN DYTRAN RADIOSS Etc.	• Nonlinear EOS of bubbly-Hg. • Direct coupling of bubbly-liquid equations.
When bubble collapses ▪ Formation of micro jet	Formation of micro jet when bubble collapses in mercury. (Stagnant and flowing condition)	FLUENT FROW-3D Etc.	• Is it possible because of the potential flow?
	Elasto-Plastic interaction with solid wall by micro jet when bubble collapses in mercury.	AUTODYN DYTRAN RADIOSS	• Nonlinear EOS of bubbly-Hg. • Strain rate hardening. $d\varepsilon/dt = \sim 10^7$
When bubble collapses ▪ Formation of shock wave.	Elasto-Plastic interaction with solid wall by shock wave when bubble collapses in mercury.	Ditto	Ditto
Evaluation of pit progress.	The pit progress is evaluated by the condition of the design analysis result (negative pressure) based on the experimental data.	There is a necessity for developing the code.	• Process of pit progress • Pit profile.
Evaluation of fatigue life.	Fatigue damage evaluation by which irradiation hardening to load cycles in target operation life. Fracture mechanics evaluation by which "Pit+Crack" is assumed.	There is a necessity for developing the code.	Irradiation effect at crack growth rate

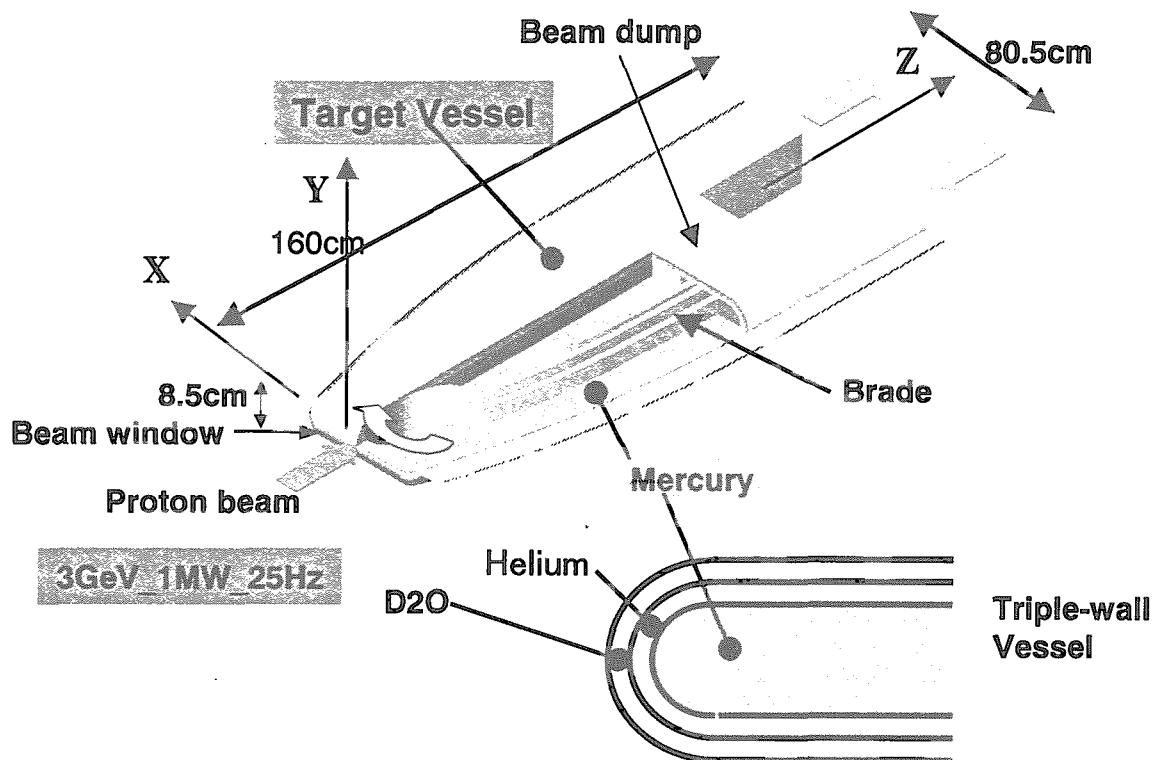


Fig.1 Schematic drawing of the structure of mercury target

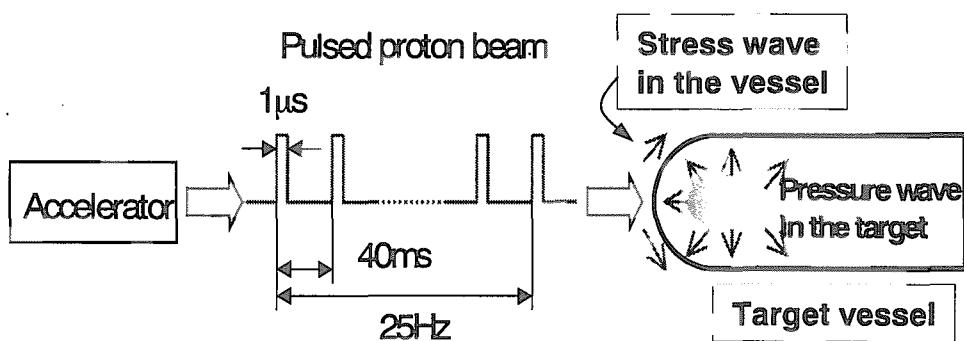
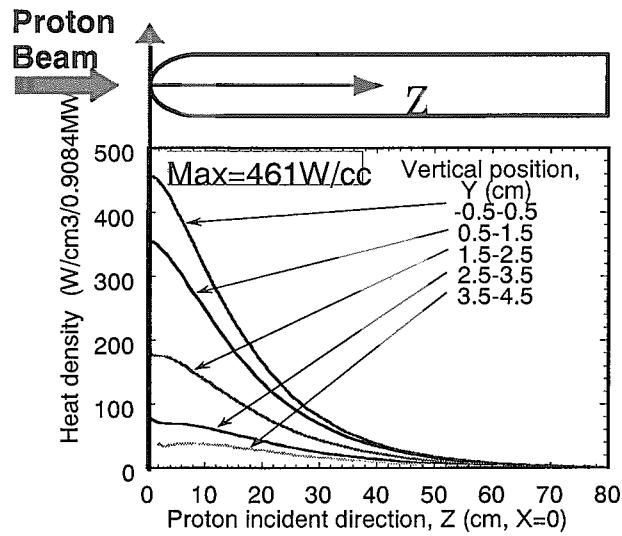


Fig.2 Pulsed proton beam structure



(a) Axial distribution(Gaussian)

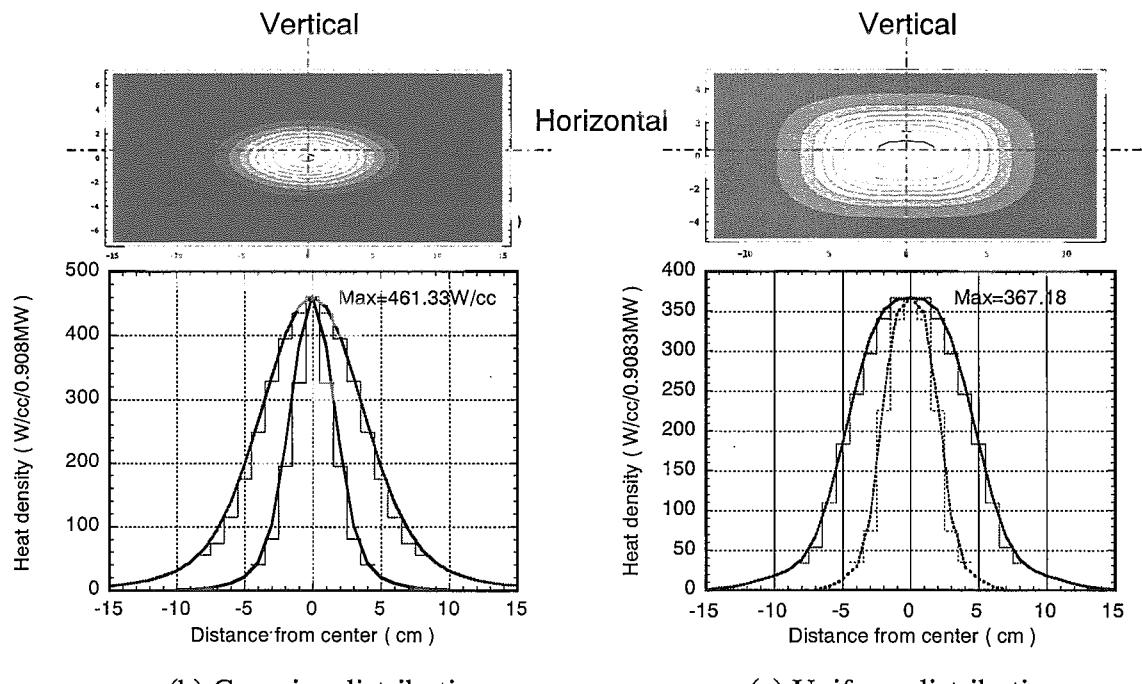


Fig.3 Distribution of heat deposition in the mercury target.

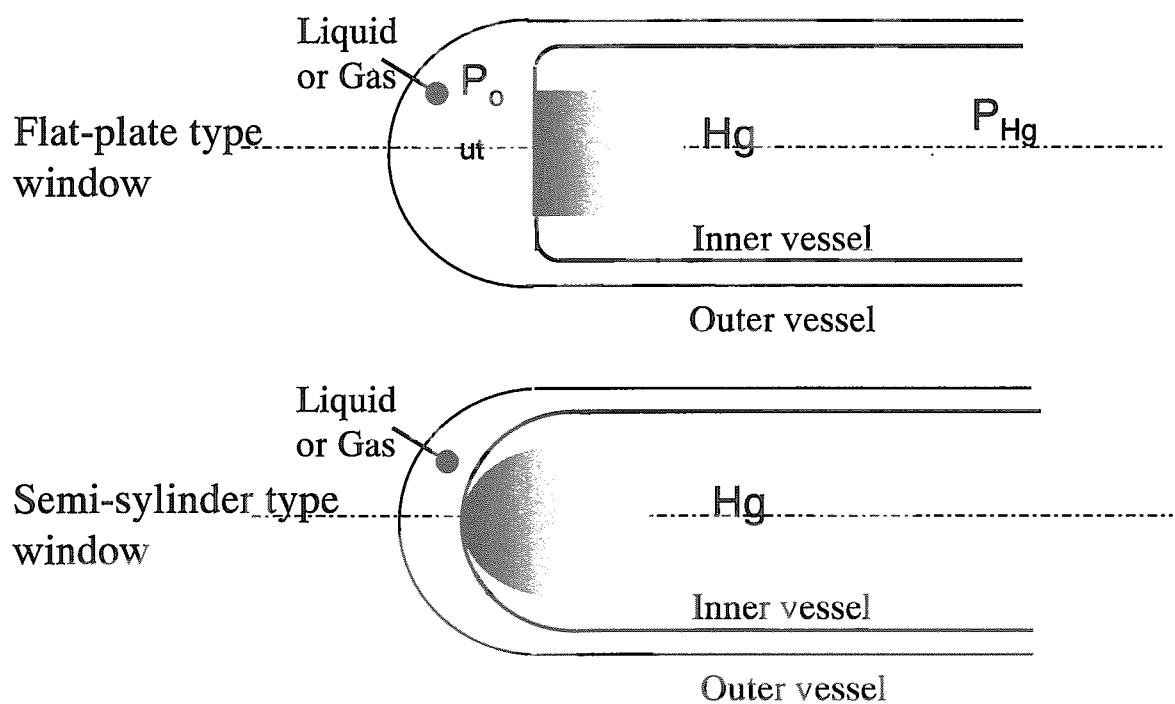


Fig.4 Comparison of structural concepts of semi-cylinder type and flat-plate type.

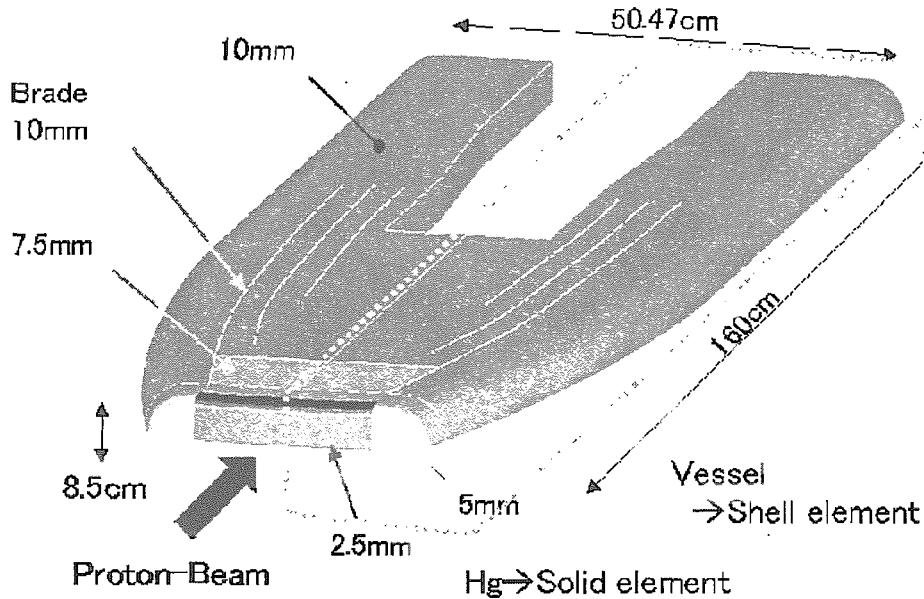


Fig.5 Analytical model of target.

Generation of pressure wave in target and action on target container. (For 0.91MW/25Hz)

Injecton of pulsed proton beam(1 μ s) :
36.4 kJ/pulse.



Heat generation by nuclear spallation :
 $Q \sim 14.6 \text{ kJ/pulse}$.



Max. heat density : $q \sim 18.5 \text{ J/cc/pulse}$.



Max. temperature rise : $\Delta T = q / \rho C_v \sim 11.7 \text{ }^{\circ}\text{C}/\text{pulse}$



Max. compressed press : $P = \alpha \Delta T K_s \sim 47.4 \text{ MPa}$



Sound velocity in mercury : $V \sim 1400 \text{ m/s}$



Action on target container.



How does structural integrity of the target container? ?

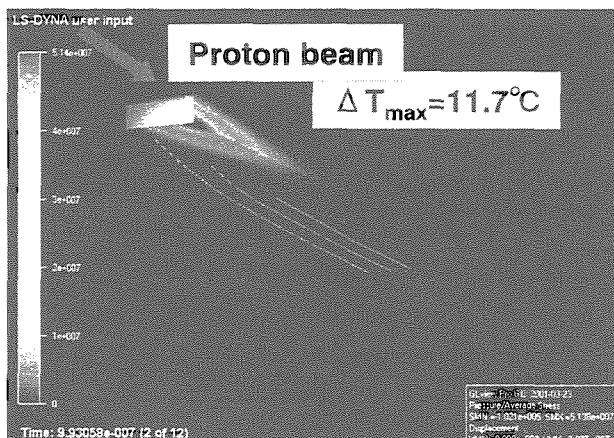


Fig. 6 Temperature rise distribution and formation of compression field.

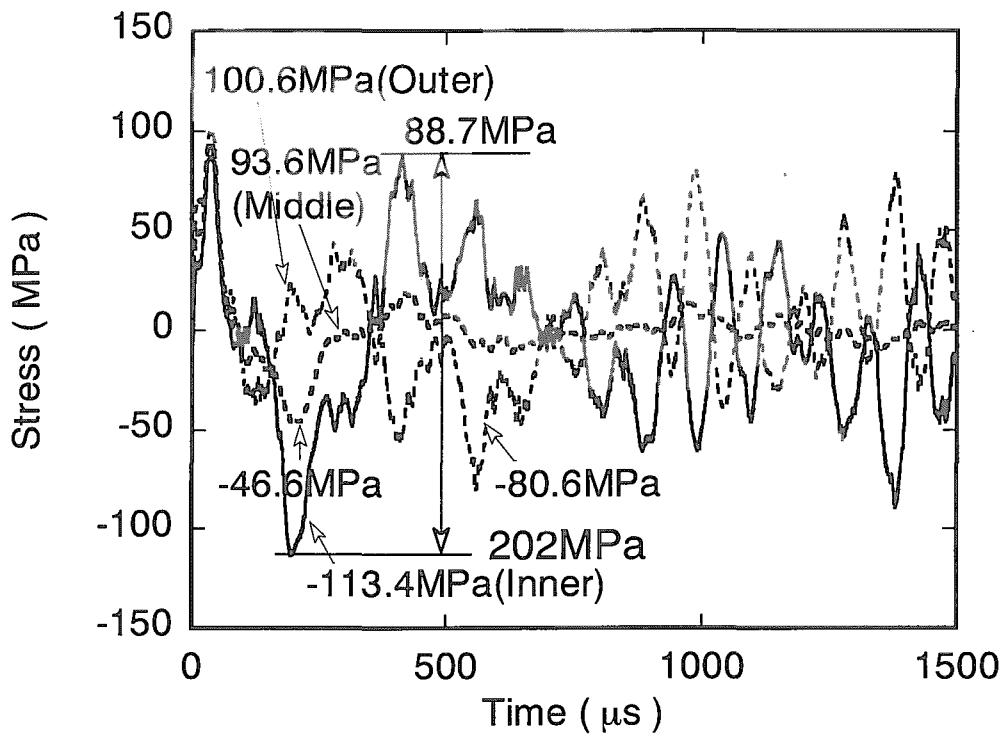


Fig.7 Analytical stress response at center of cylinder-type window.

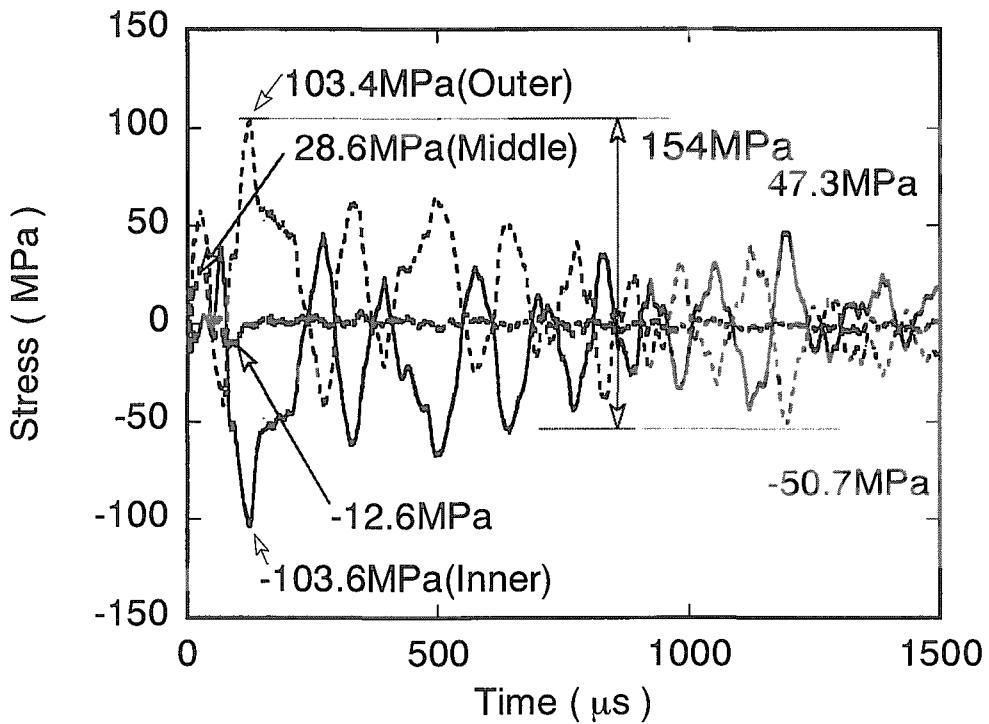


Fig.8 Analytical stress response at center of flat-type window.

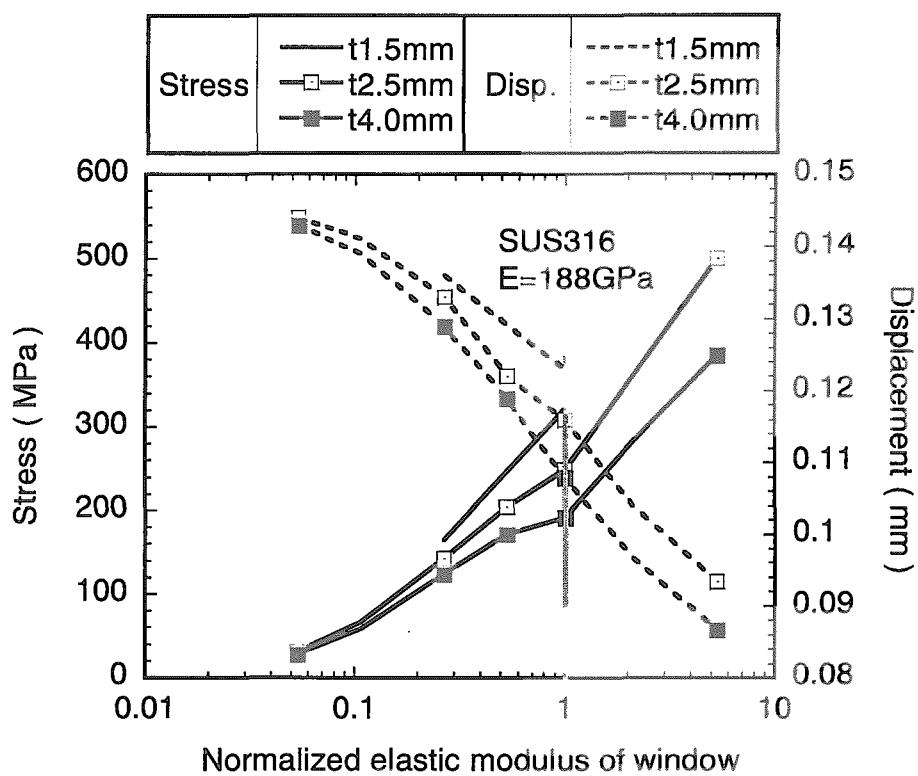


Fig.9 Dependency of stress and displacement on elastic modulus in the target with semi-cylinder type window.

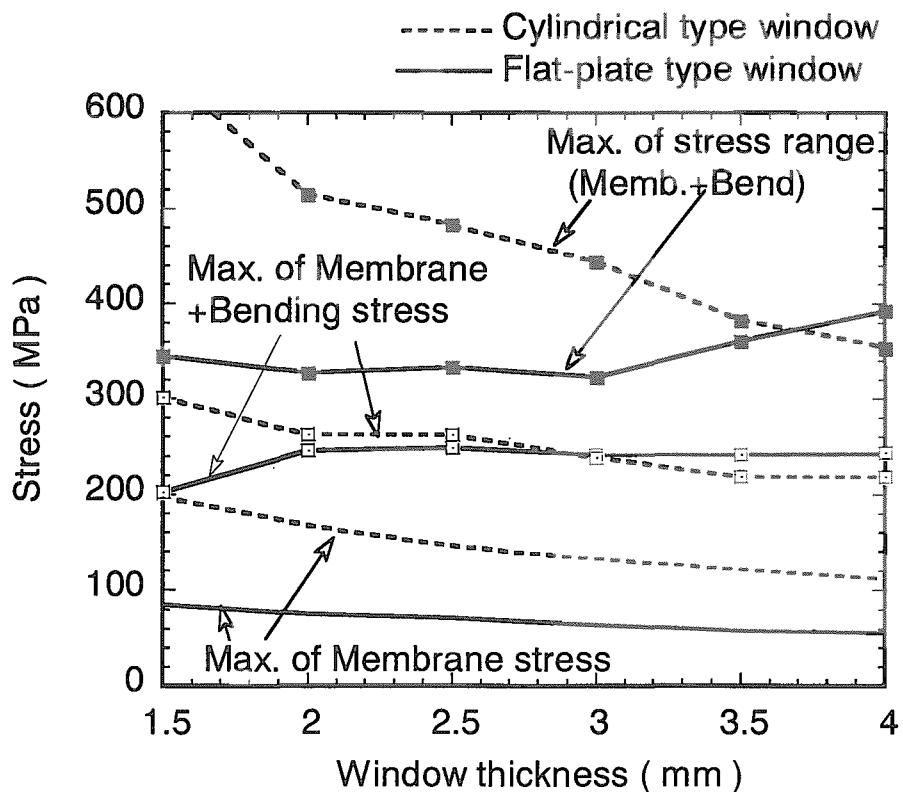


Fig.10 Dependency of stress on window thickness.

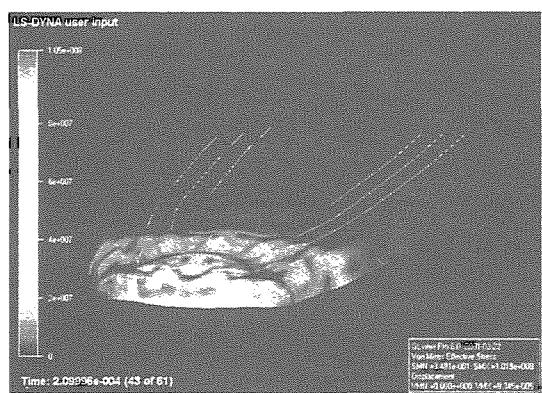
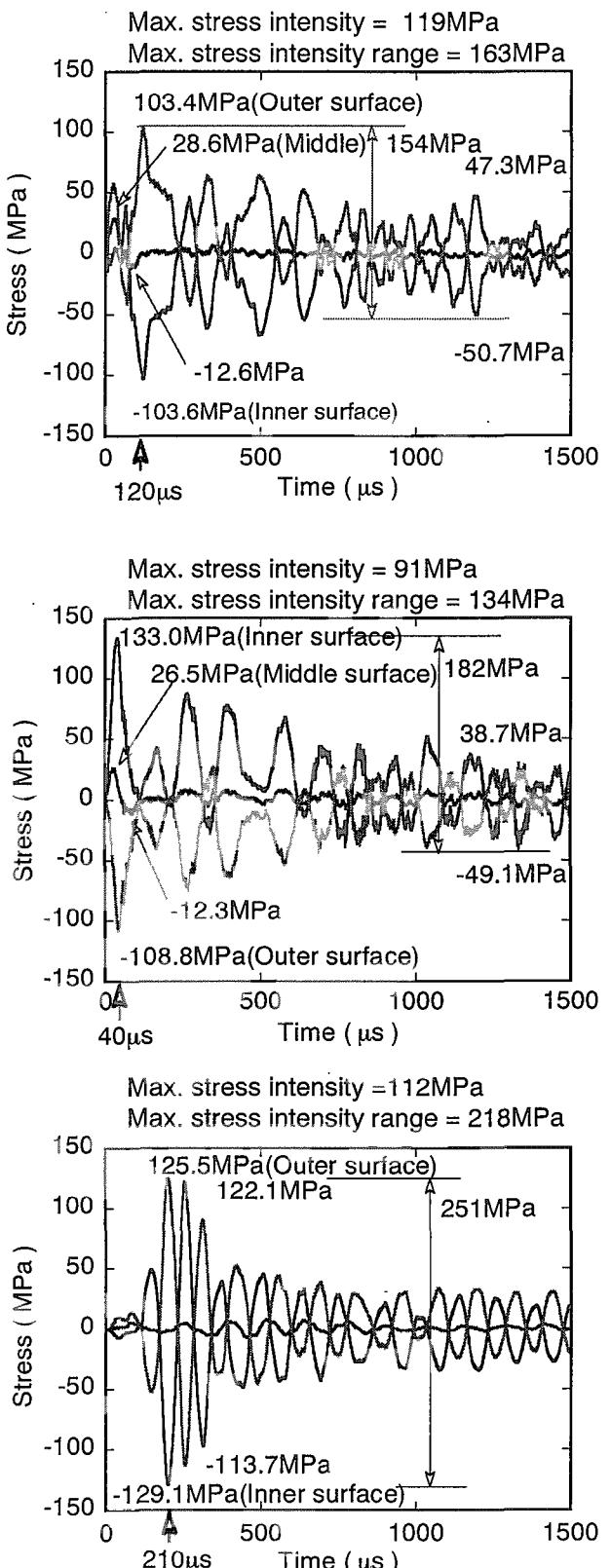
a. Center of window; $t=120\mu\text{s}$ b. Corner of window; $t=40\mu\text{s}$ c. Upper and Under plate; $t=210\mu\text{s}$ 

Fig.11 Analytical stress response at main part of target container and state of deformation when the maximum stress is generated.

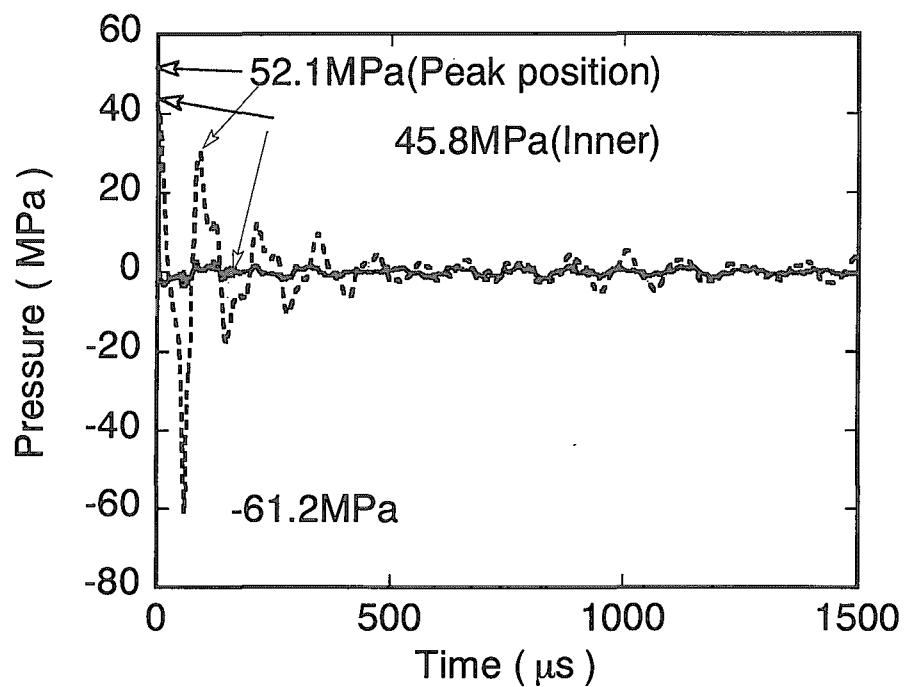


Fig.12 Analytical pressure response at center in flat-plate type window.

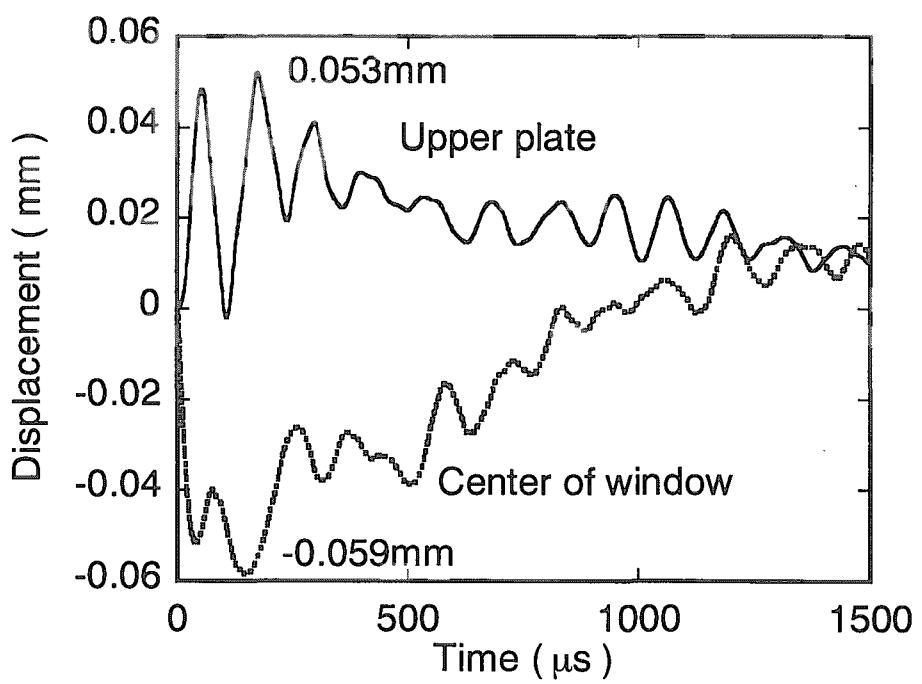


Fig.13 Analytical displacement response at center and upper plate in flat-plate type window.

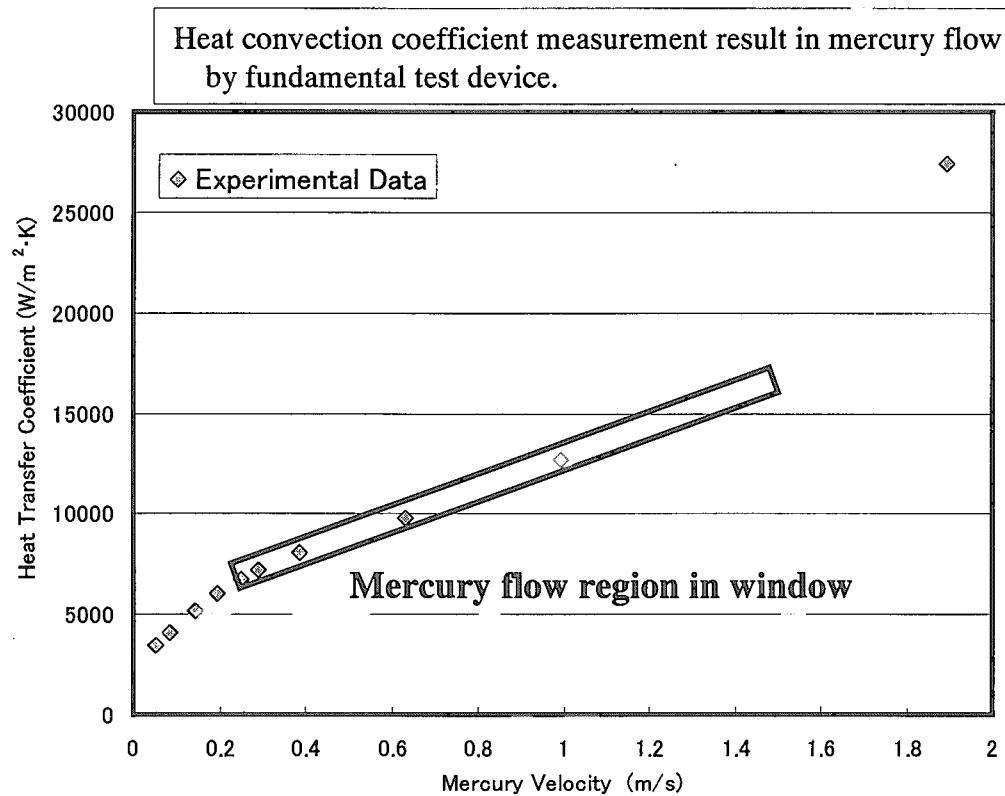
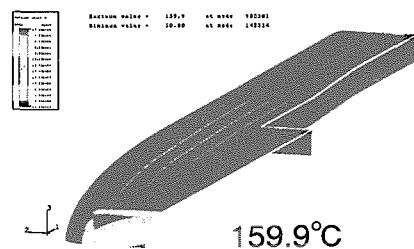
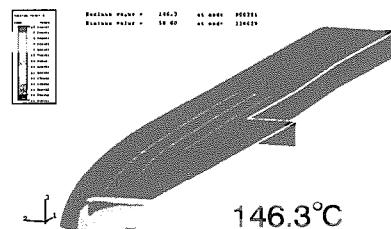


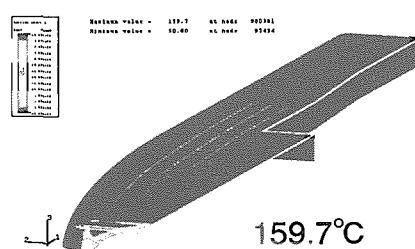
Fig.14 Relation between flow velocity and heat convection coefficient of mercury in window.



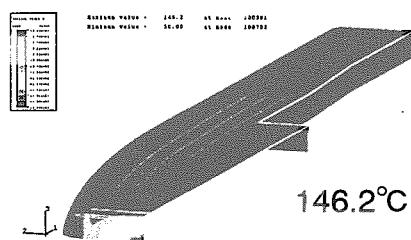
a-1. Semi-cylinder type window
Gaussian distribution



a-2. Semi-cylinder type window
Uniform distribution

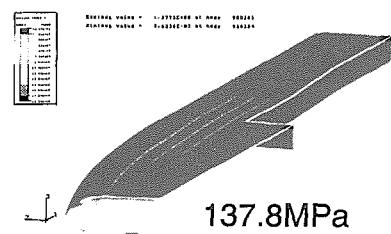


b-1 Flat-plate type window
Gaussian distribution

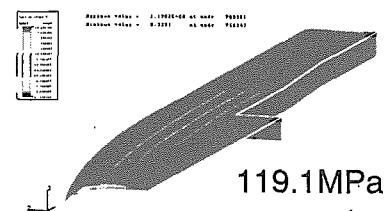


b-2 Flat-plate type window
Uniform distribution

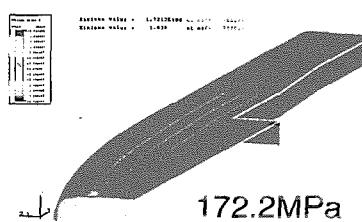
Fig.15 Steady state temperature distribution and the highest temperature in outer surface of target container.



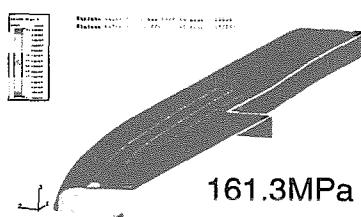
a-1. Semi-cylinder type window
Gaussian distribution



a-2. Semi-cylinder type window
Uniform distribution

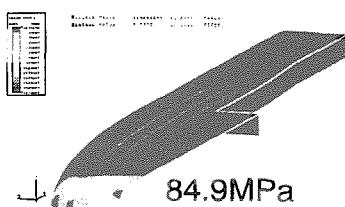


a-3 Flat-plate type window
Gaussian distribution

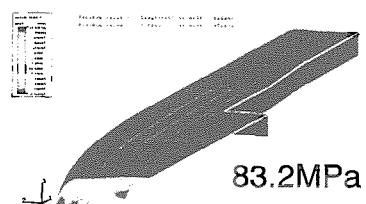


a-4 Flat-plate type window
Uniform distribution

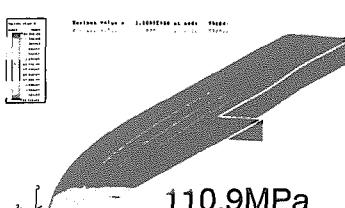
a. Stress contour on outer surface.



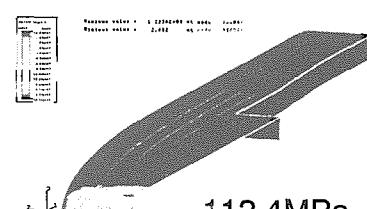
b-1. Semi-cylinder type window
Gaussian distribution



b-2. Semi-cylinder type window
Uniform distribution



b-3 Flat-plate type window
Gaussian distribution



b-3 Flat-plate type window
Uniform distribution

b. Stress contour on inner surface

Fig.16 Analytical displacement response at center and upper plate in flat-plate type window.

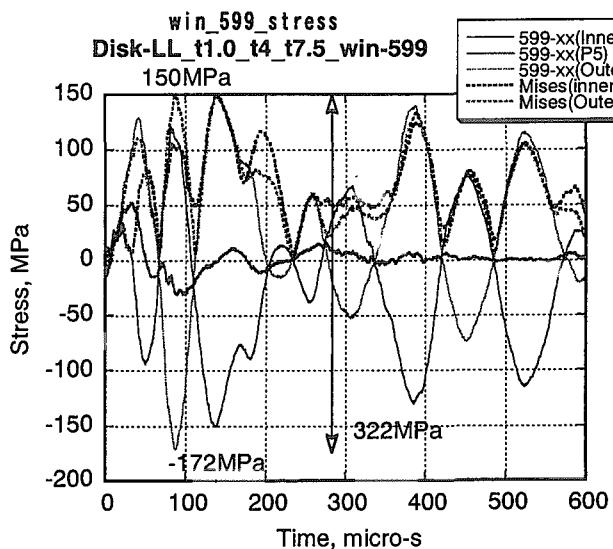
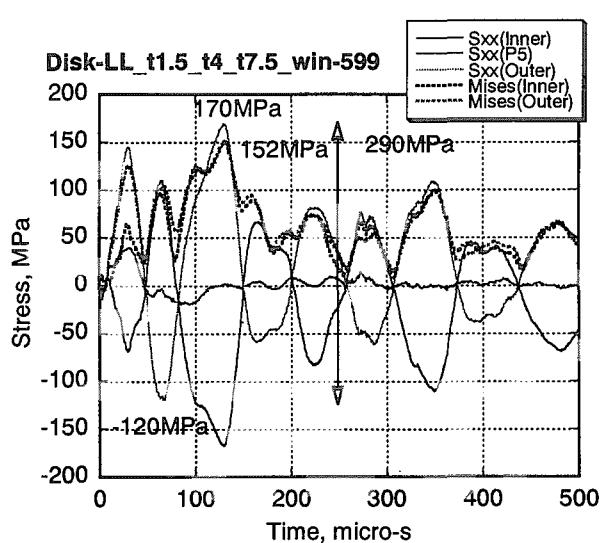
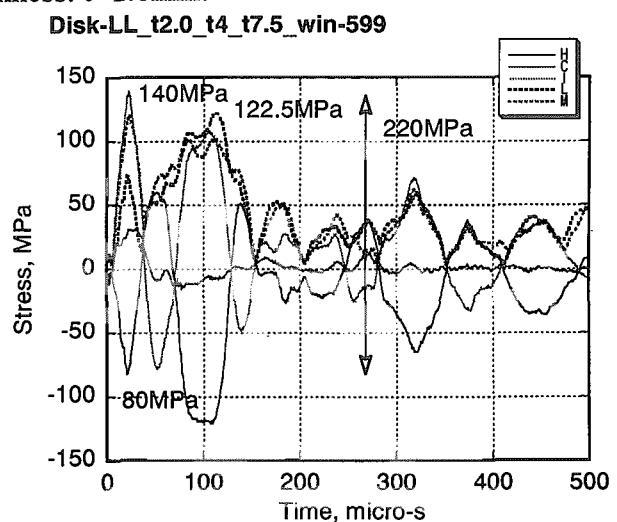
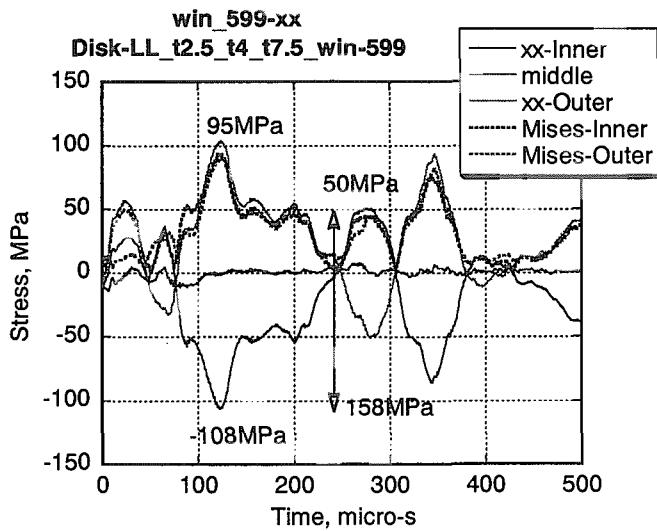
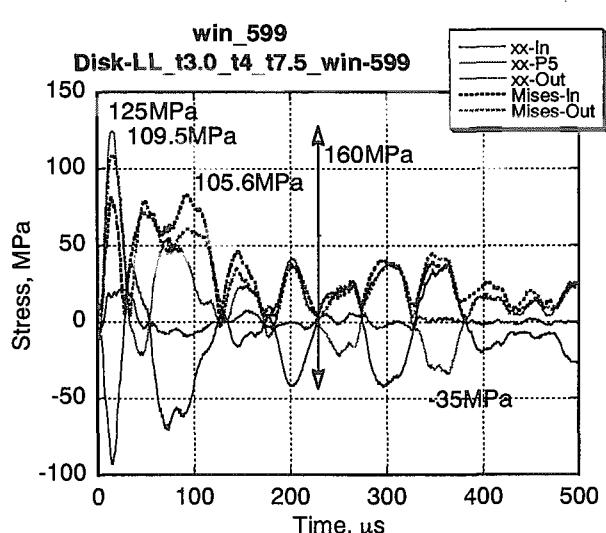
a. Window thickness: $t=1.0\text{mm}$.b. Window thickness: $t=1.5\text{mm}$.c. Window thickness: $t=2.0\text{mm}$.d. Window thickness: $t=2.5\text{mm}$.e. Window thickness: $t=3.0\text{mm}$.

Fig.17 Relation between window thickness and window center stress change.

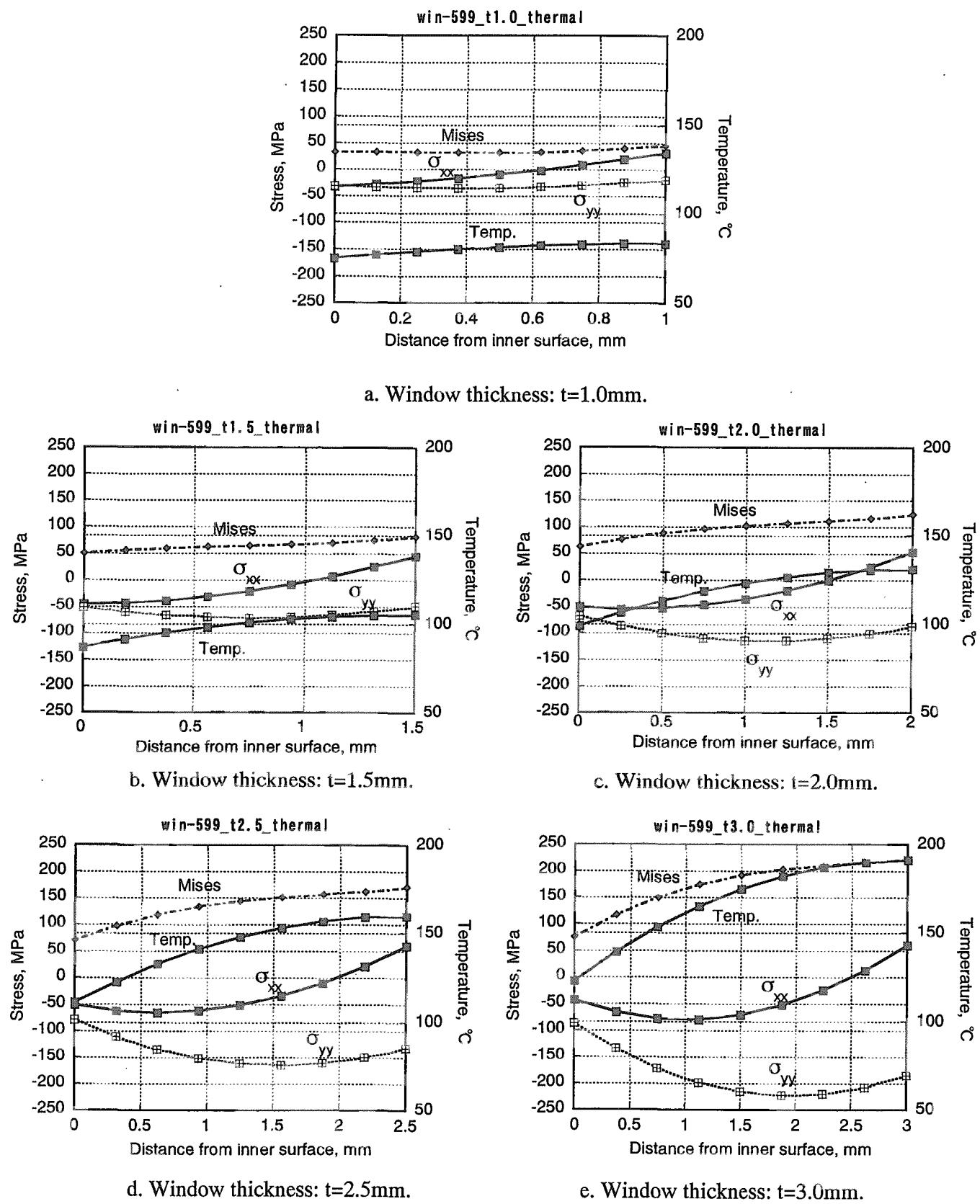
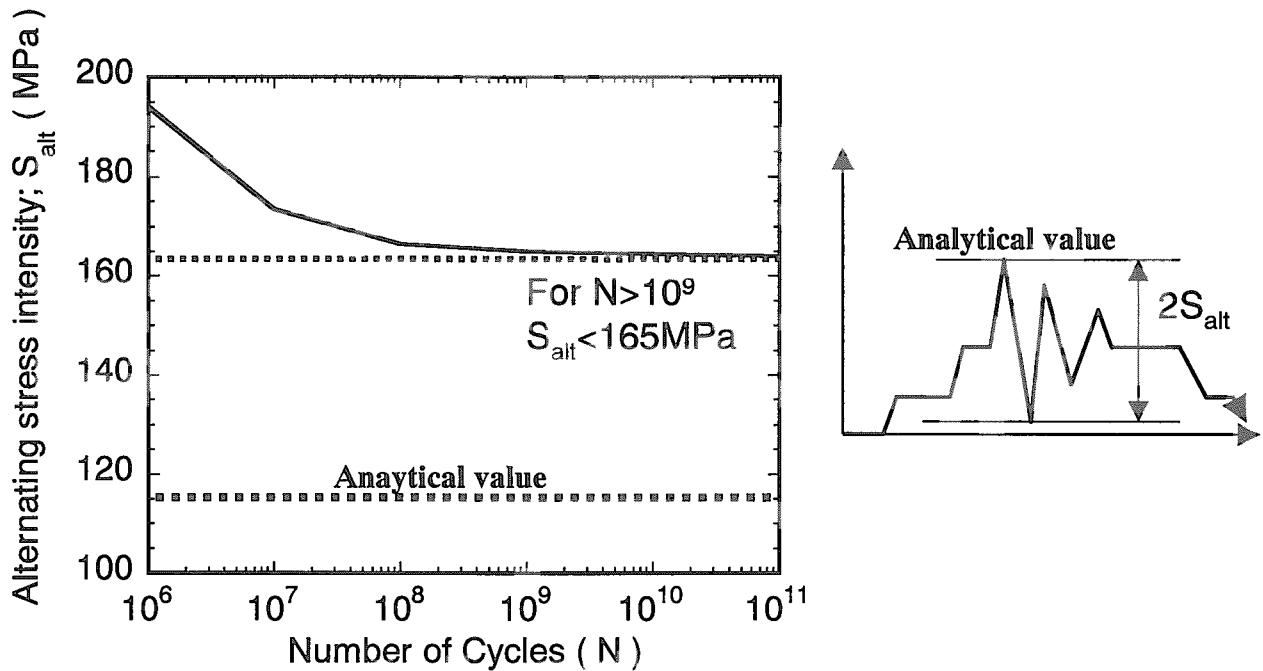


Fig.18 Relation between window thickness and temperature/stress distribution at window center.

a. Maximum stress ranges(2Salt) at main parts of target container by pressure wave, and allowable stresses.

Evaluation part	Max. stress intensity range*	Secondary stress range. $< 3S_m$	Fatigue stress range. $< 2S_{alt}$
Center of window	139		
Corner of window	169	345	330
Upper/Under plate	226		



b. Design fatigue curve of SUS316(LN)

Fig.19 Stress amplitude range at main part of target container and design fatigue strength curve.

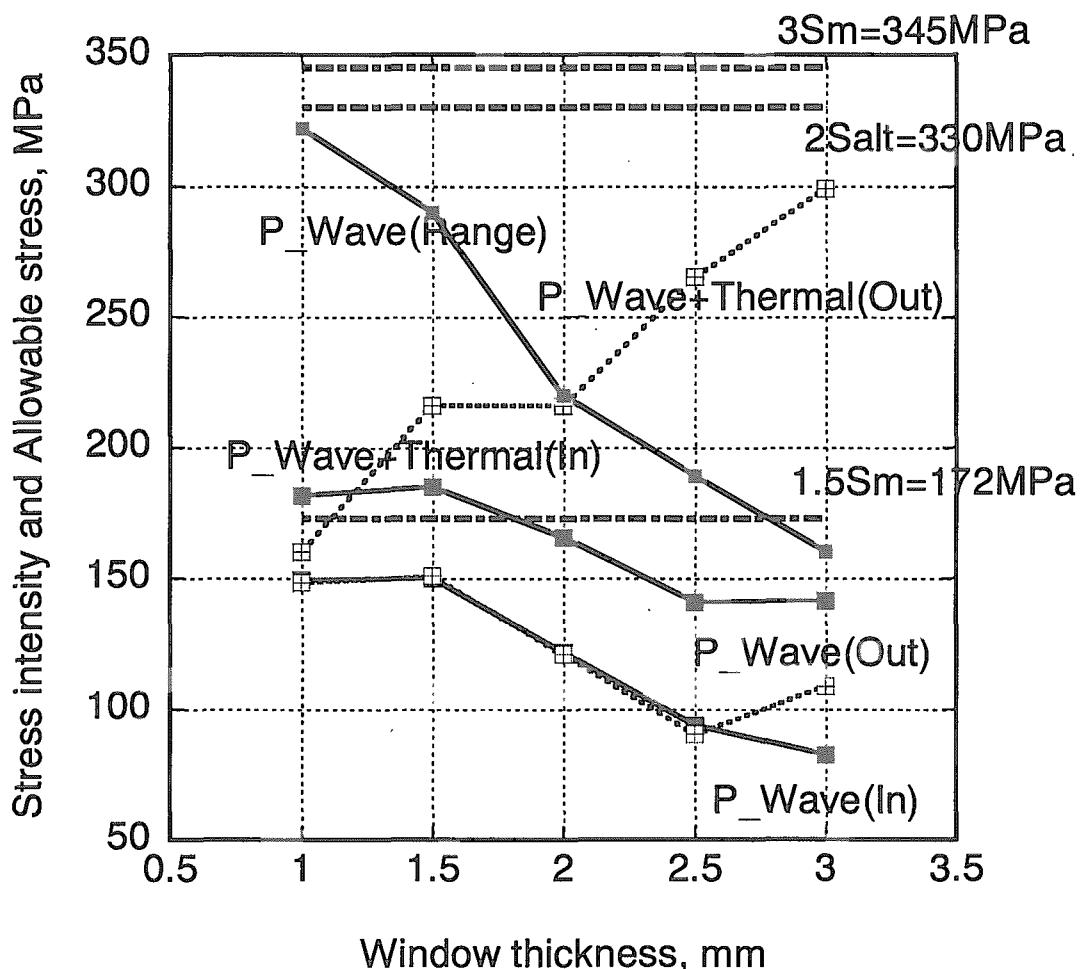


Fig.20 Relation between window thickness and window maximum stress.

The average erosion depth was estimated in the target life period (25Hz × 6month) based on the experimental results.

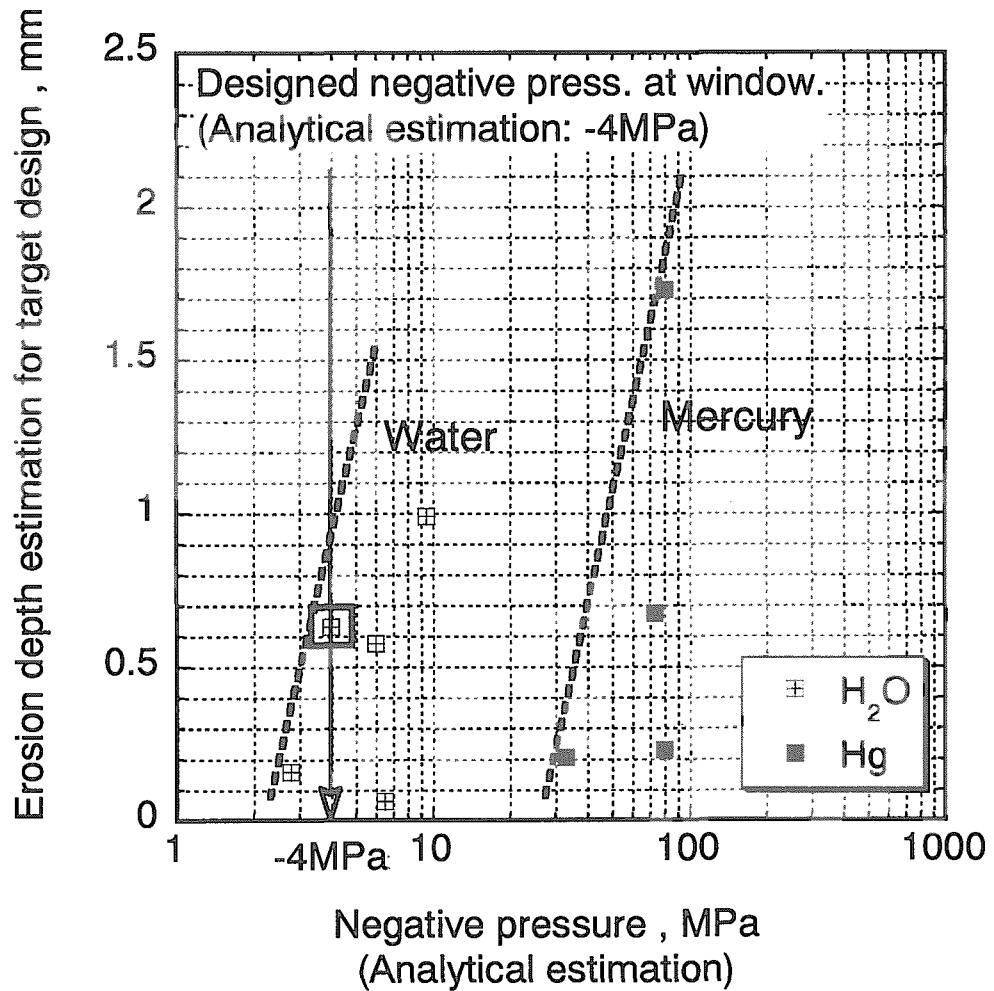


Fig.21 Experiment result of relation between negative pressure and erosion damage.

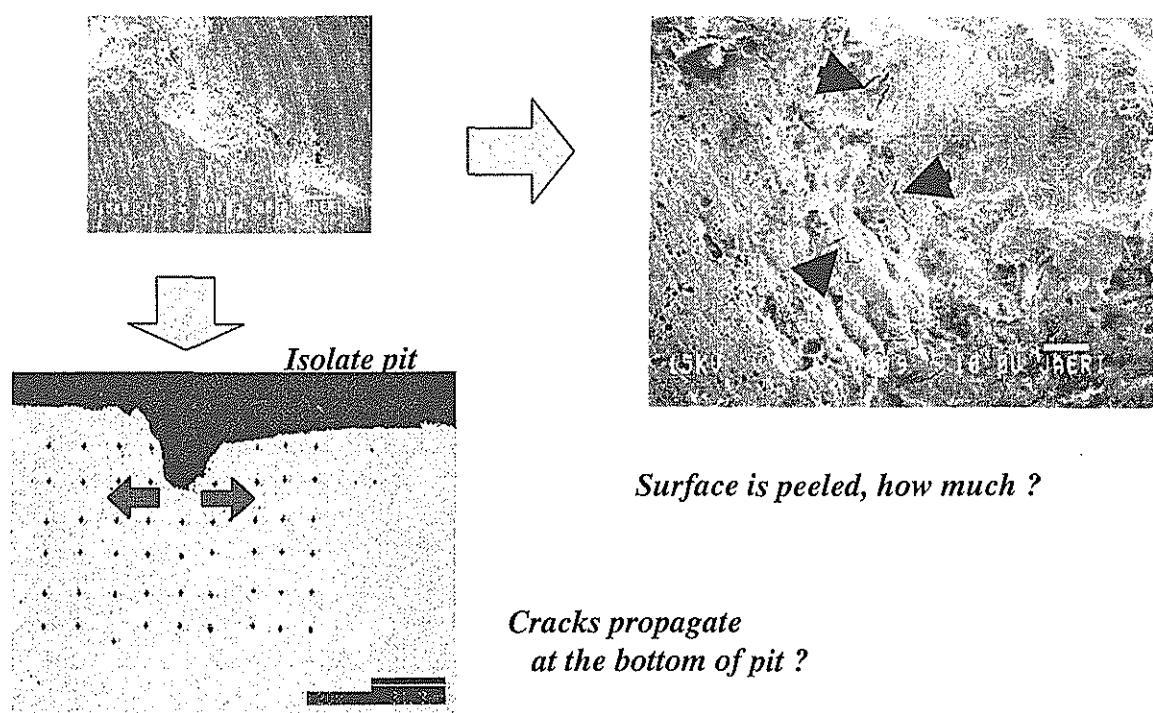


Fig.22 One example of experiment result of erosion damage.

Fracture toughness applied to failure due to pit formation

Stress intensity factor of pit is equivalent to plate with one side crack.

Linear elastic fracture mechanics (LEFM) is applied.

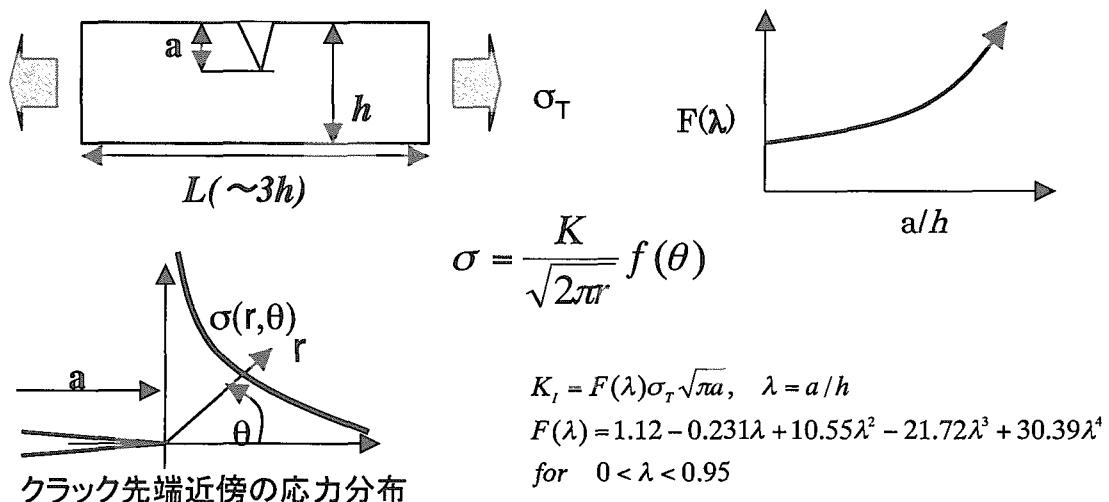


Fig.23 Concept of crack and linear elastic fracture mechanics.

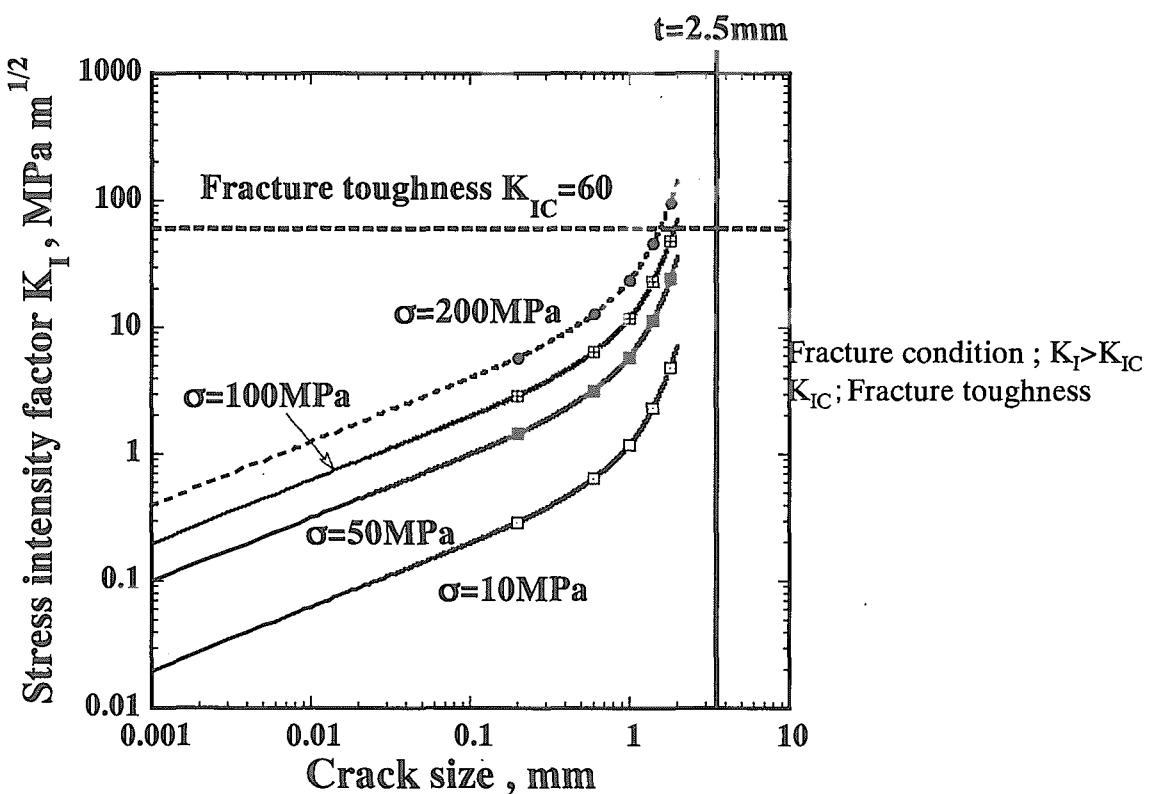
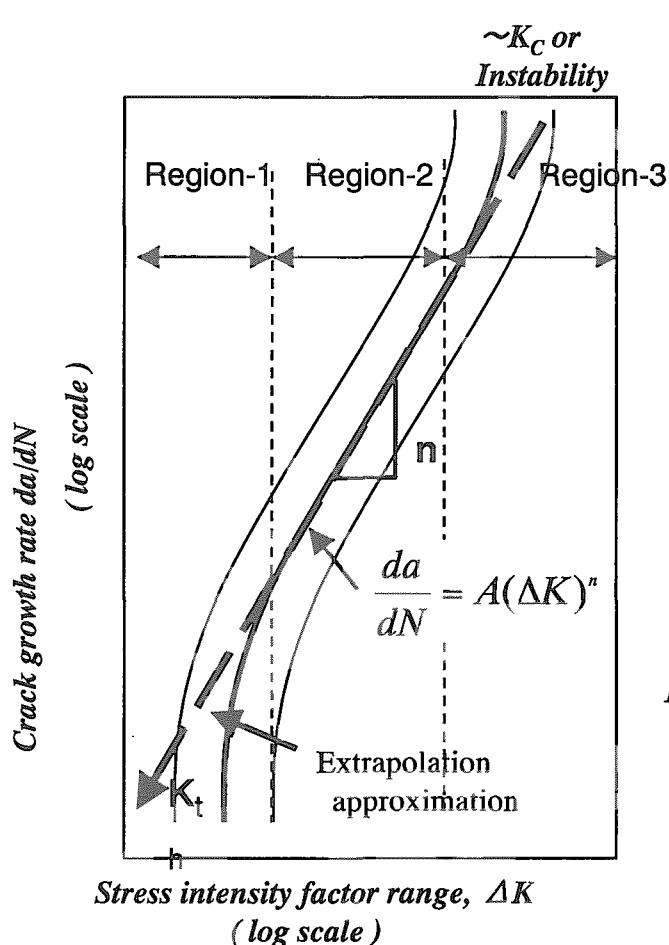


Fig.24 Relation between initial crack length and stress intensity factor.

Crack propagation based on Paris's Law



Crack Growth Life Integration

Paris's law to tiredness crack progress

$$\frac{da}{dN} = A(\Delta K)^n$$

$$\Delta K = F(\lambda) \Delta \sigma_r \sqrt{\pi a}, \quad \lambda = a/W$$

$$F(\lambda) = f(a, a^2, a^3, a^4)$$

Life cycle $N_f(a)$ is obtained from limit crack size a_f .

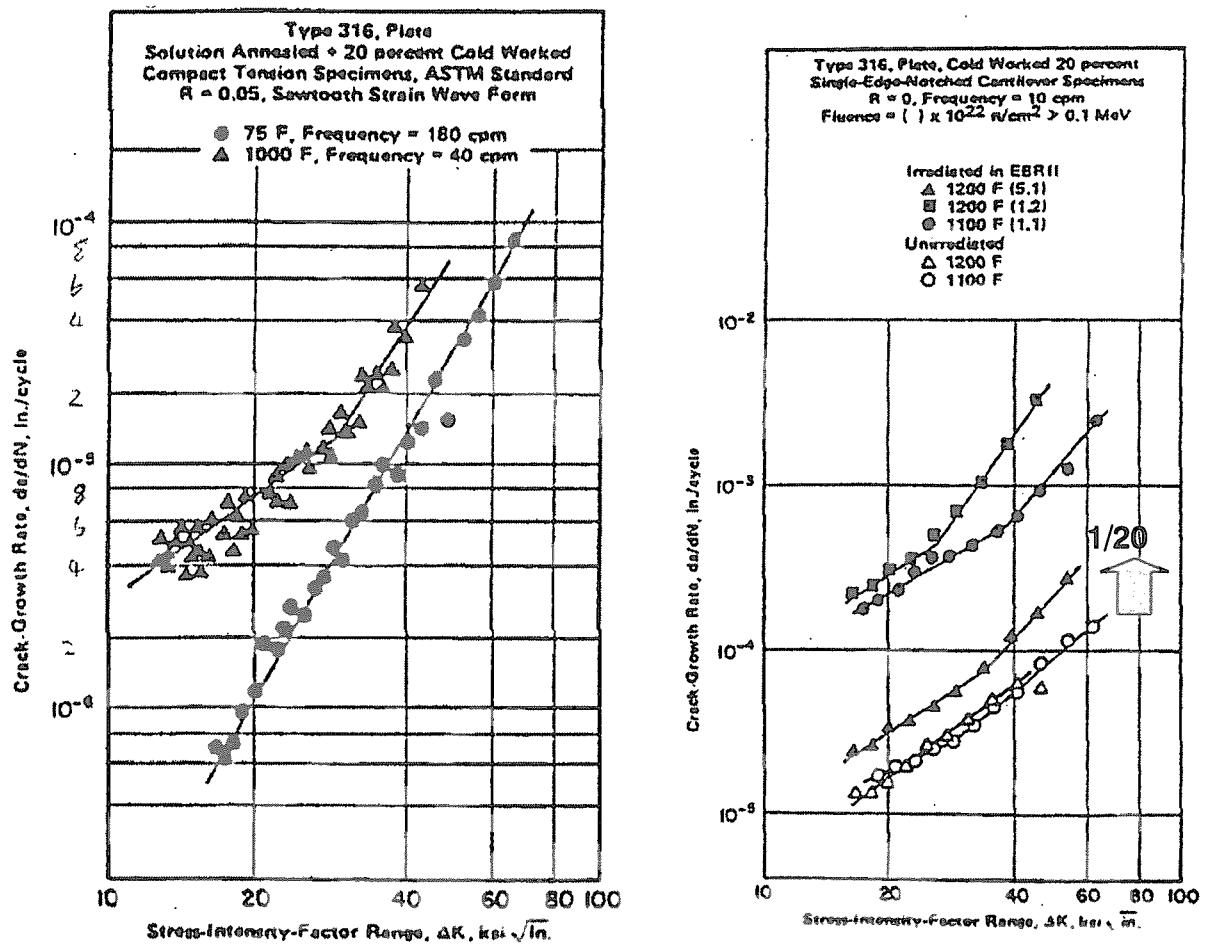
$$a_f = \frac{1}{\pi} \left(\frac{K_{cl}}{\Delta \sigma_r F(\lambda)} \right)^2$$

$$N_f = \int_0^{N_f} dN = \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{A(\Delta \sigma_r)^n (\pi a)^{n/2} F(\lambda)^n}$$

$$= \frac{1}{A(\Delta \sigma_r)^n (\pi)^{n/2}} \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{a^{n/2} F(\lambda)^n}$$

a_i ; Initial crack size.

Fig.25 Concept of crack growth rate and crack growth life integration.



43. Fatigue crack growth at room temperature.

a. Un irradiation

b. Irradiation: $1 \sim 5 \times 10^{22} \text{n/cm}^2$

Fig.26 Data of crack growth rate of SS316 material.

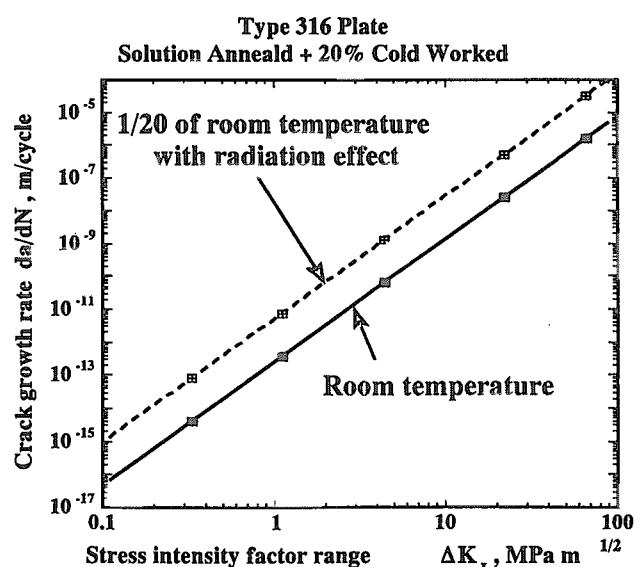
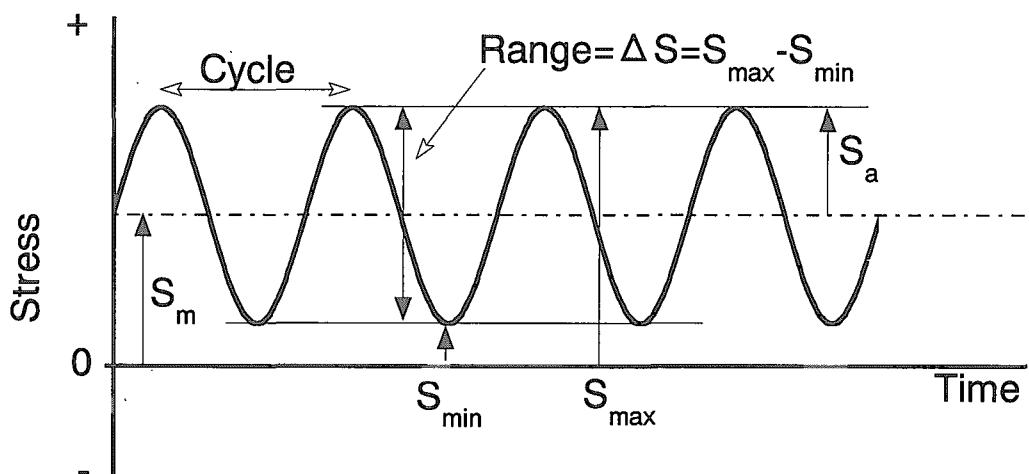
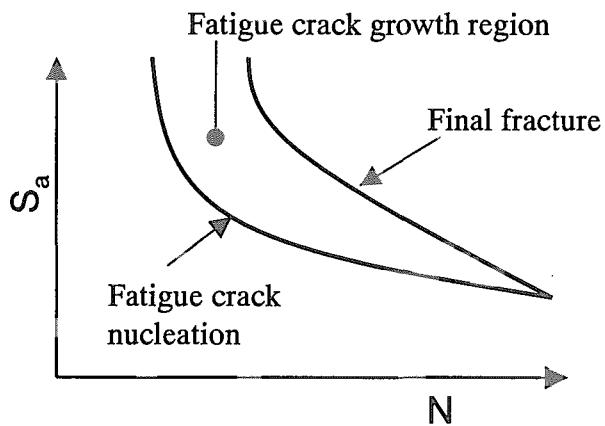


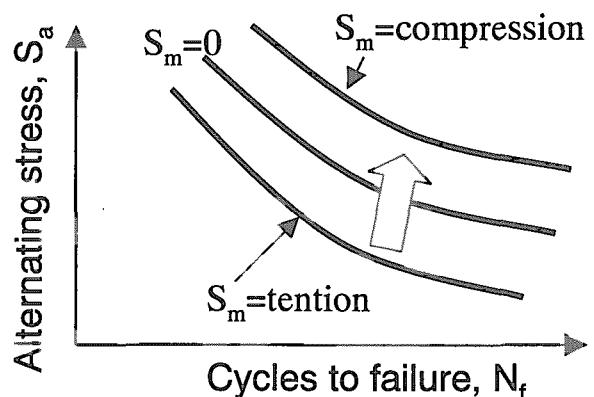
Fig.27 Data of crack growth rate of SS316 material for evaluation.



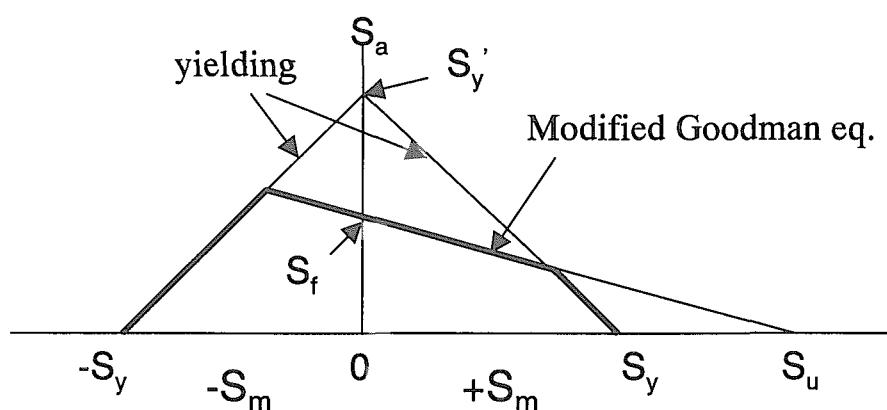
a. Nomenclature for constant amplitude cyclic loading.



b. S-N schematic of fatigue crack nucleation, growth, and final fracture.



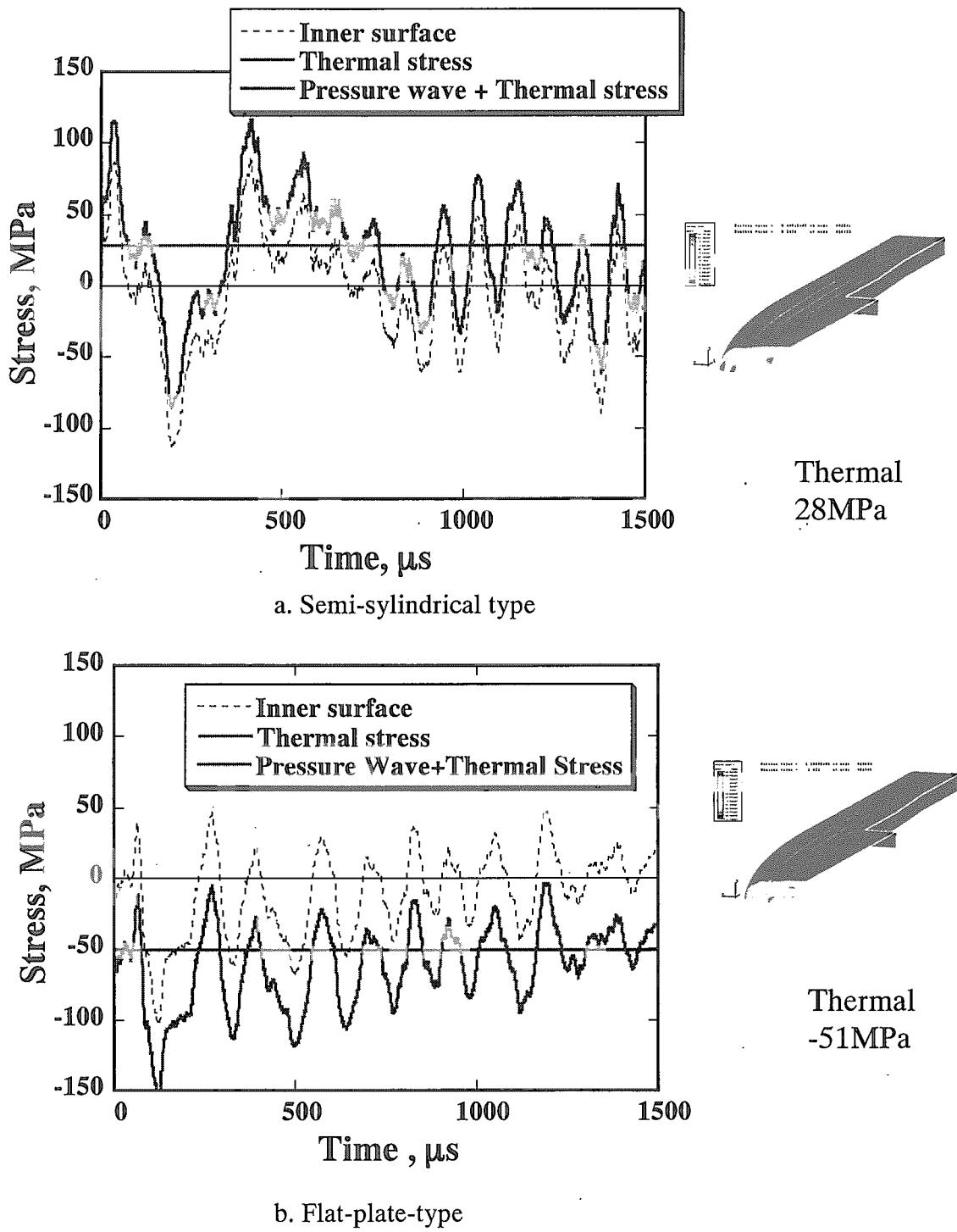
c. Effect of mean stress on fatigue life.



$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_u} = 1$$

d. Fatigue and yielding criteria for constant life of unnotched parts.

Fig.28 Concept of relation between stress cycle amplitude and fatigue life.



In the case of the flat-plate-type, no tensile stress is on inner surface under normal operation, because of compressive thermal stress.

Fig.29 Combination stress change of dynamic thermal shock stress and steady state thermal stress: vertical component.

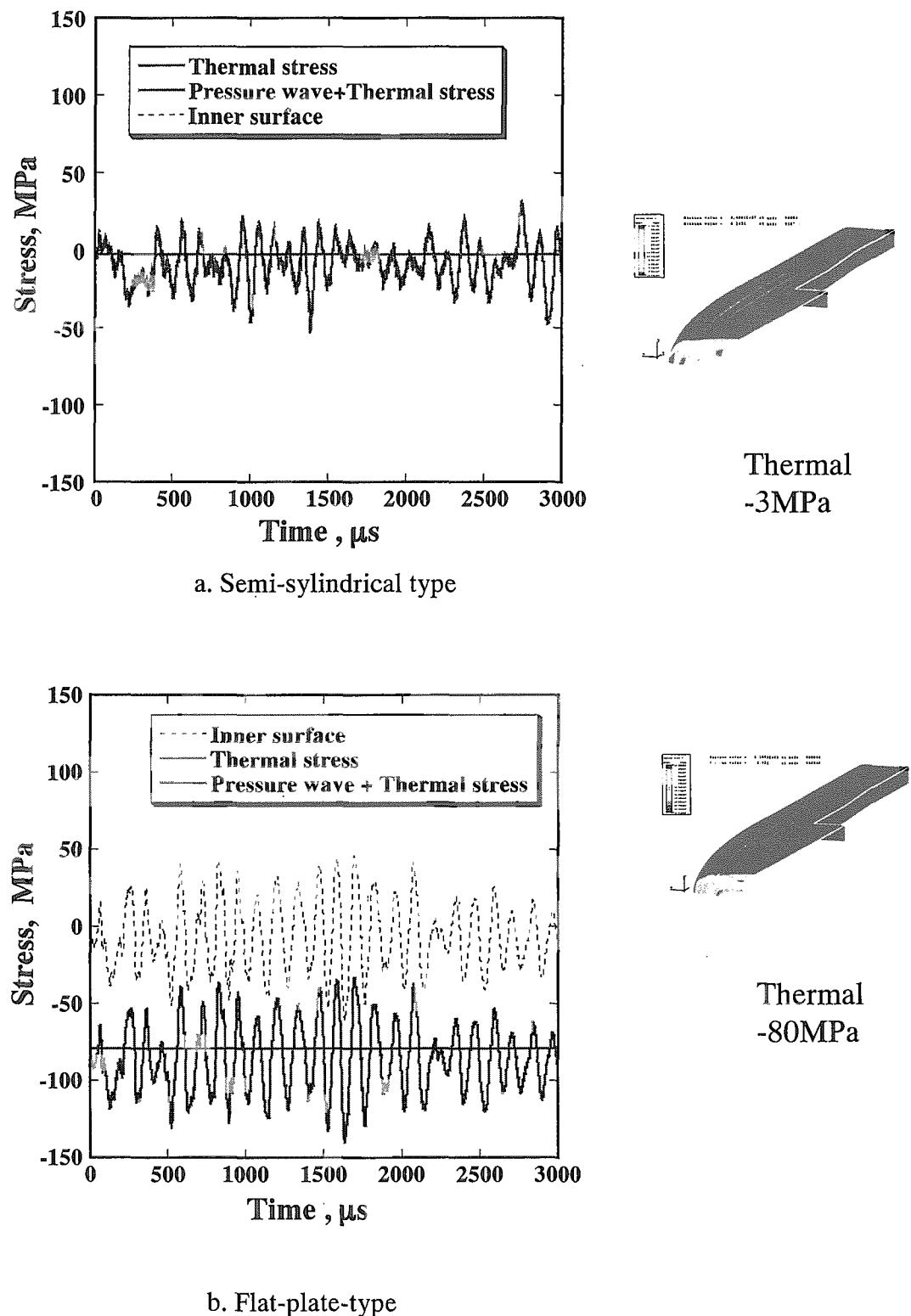
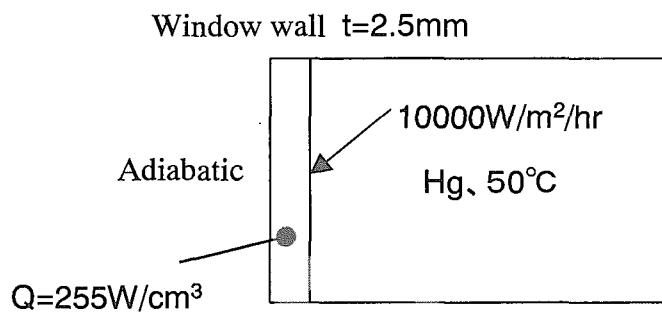


Fig.30 Combination stress change of dynamic thermal shock stress and steady state thermal stress: horizontal component.

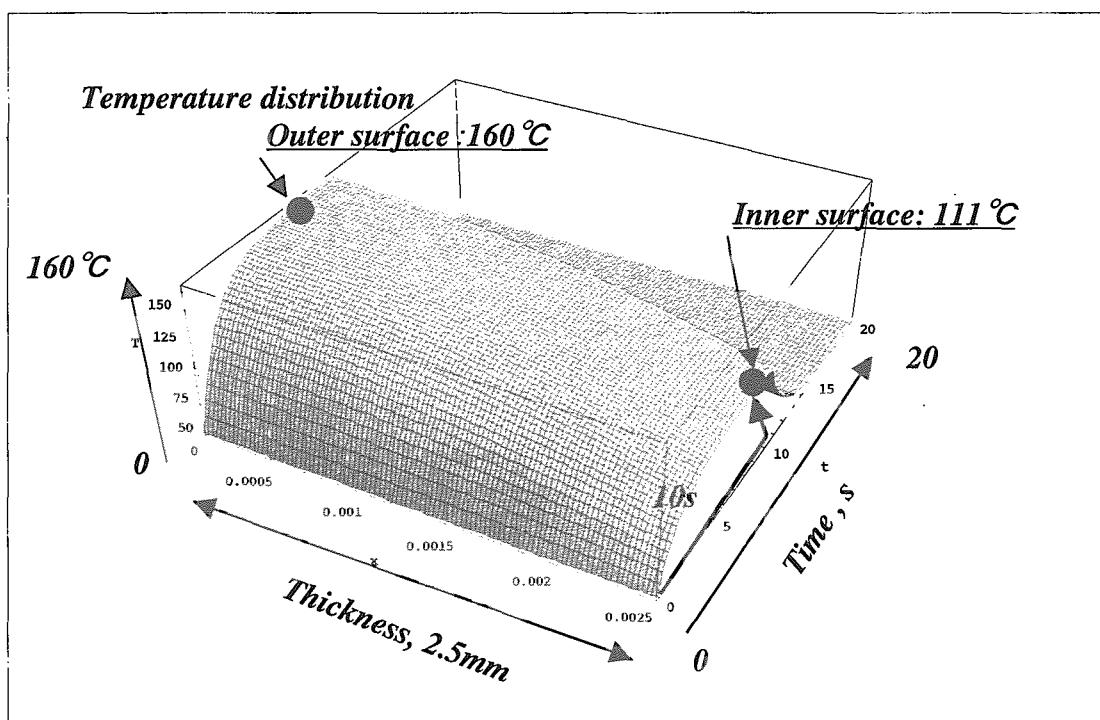
Effect of pit on thermal cycle fatigue due to beam trip

$$\frac{\partial T}{\partial t} - \frac{\lambda}{c_P \rho} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{Q}{c_P \rho}$$

$$\lambda = 15.14\text{J}/\text{m}/^\circ\text{C}$$

$$c_P = 0.511 \times 10^3 \text{J}/\text{kg}$$

$$\rho = 7890\text{kg}/\text{m}^3$$



Assumed number of beam trips/Life time of 6 month ($> 3\text{s period}$): 10^4

$$25\text{Hz} \times 10\text{s} \times 10^4 = 2.5 \times 10^6 \text{ cycles}$$

$$25\text{Hz} \times 10/3\text{s} \times 10^4 = 8.3 \times 10^5 \text{ cycles}$$

Fig.31 Calculation of temperature change of window wall when start and stops.

Crack growth life & Initial crack

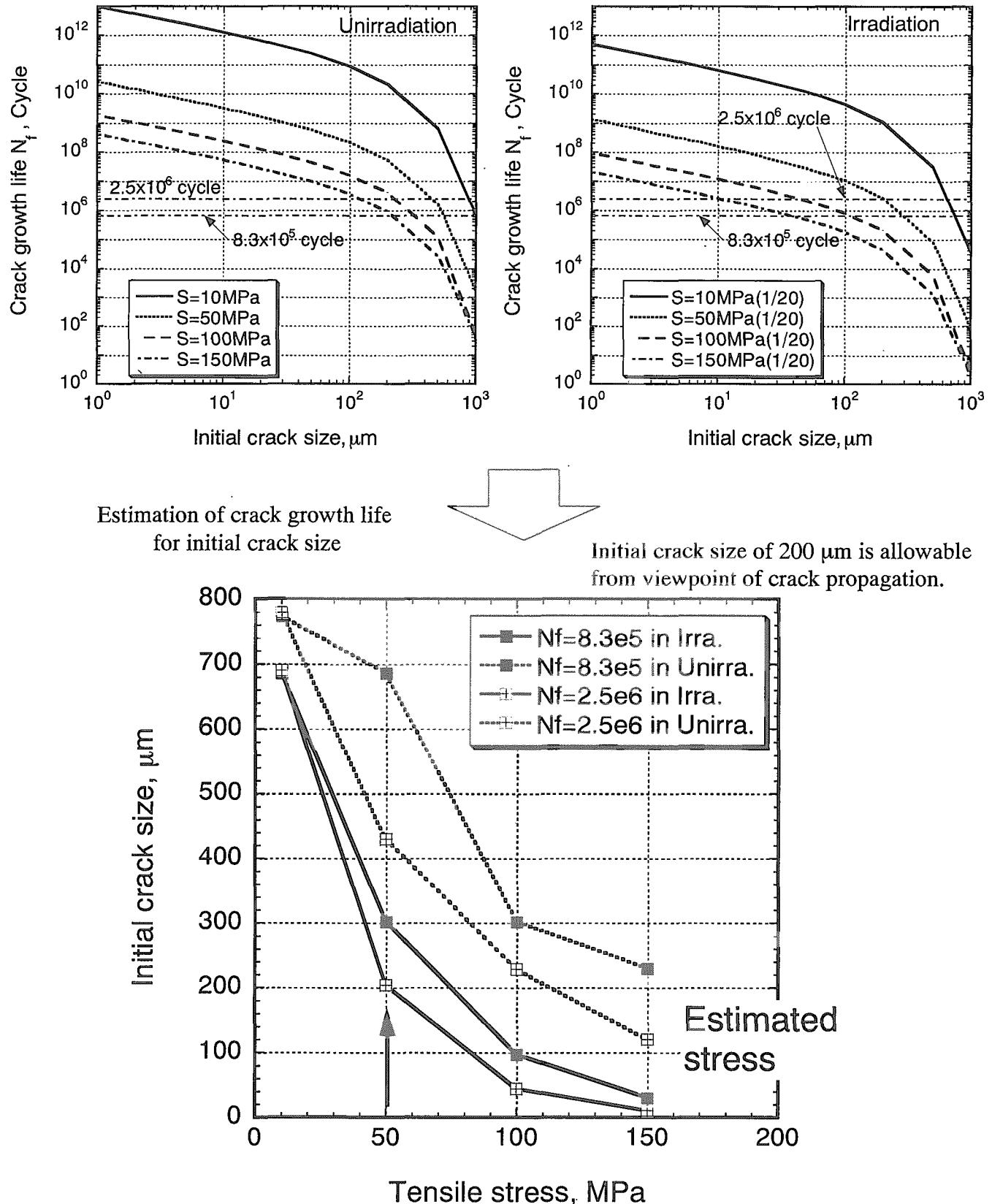


Fig.32 Crack growth evaluation when starting: allowable stress cycles.

Category to evaluate damage by cavitation erosion.

* LEFM: Linear Elastic Fracture Mechanics

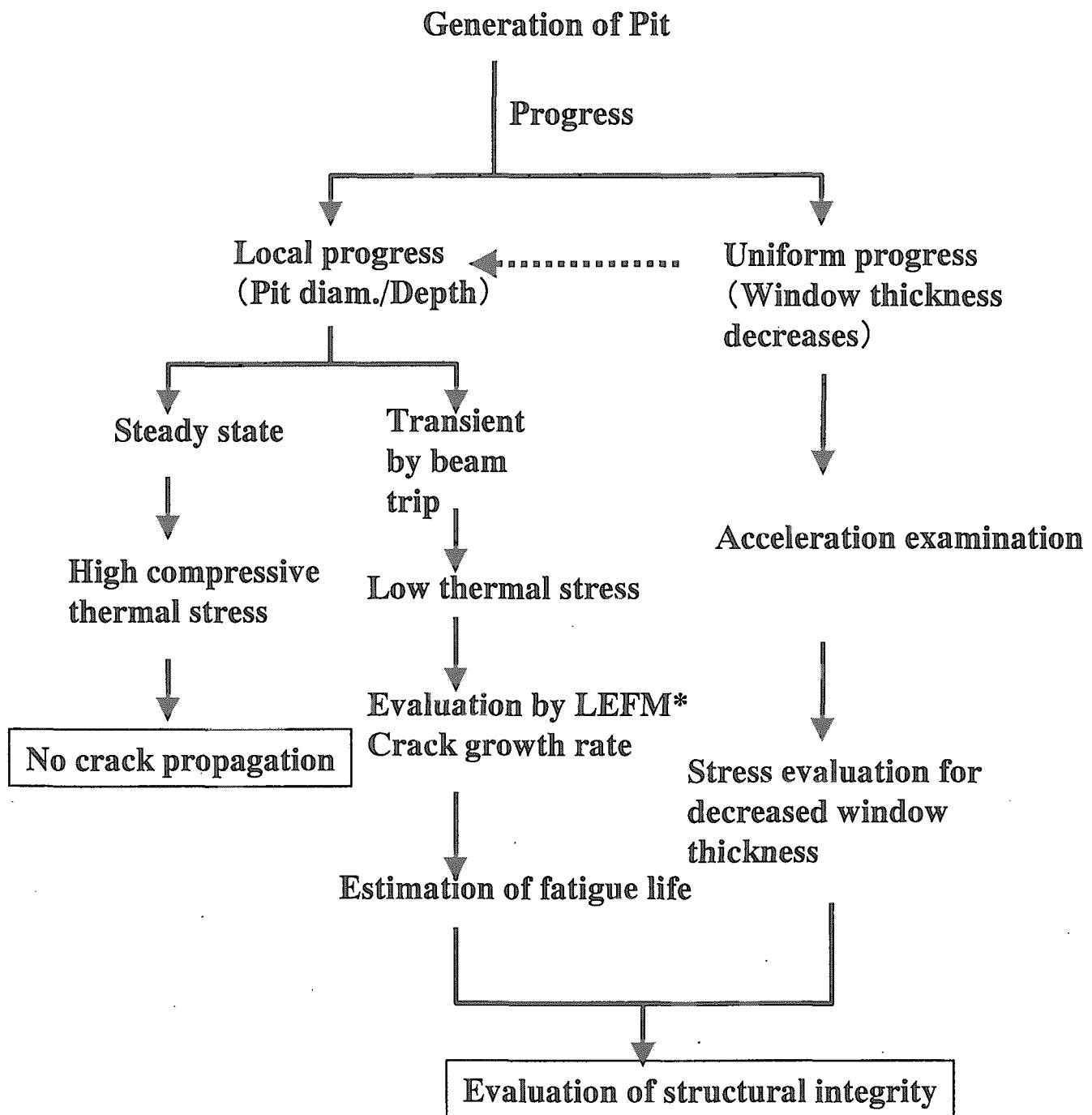
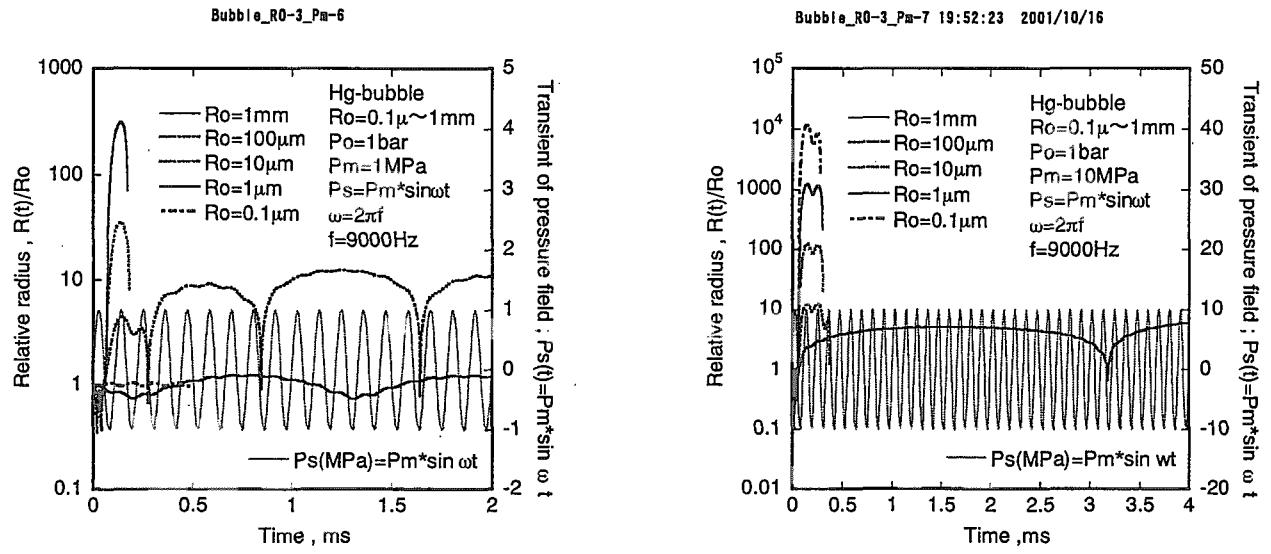
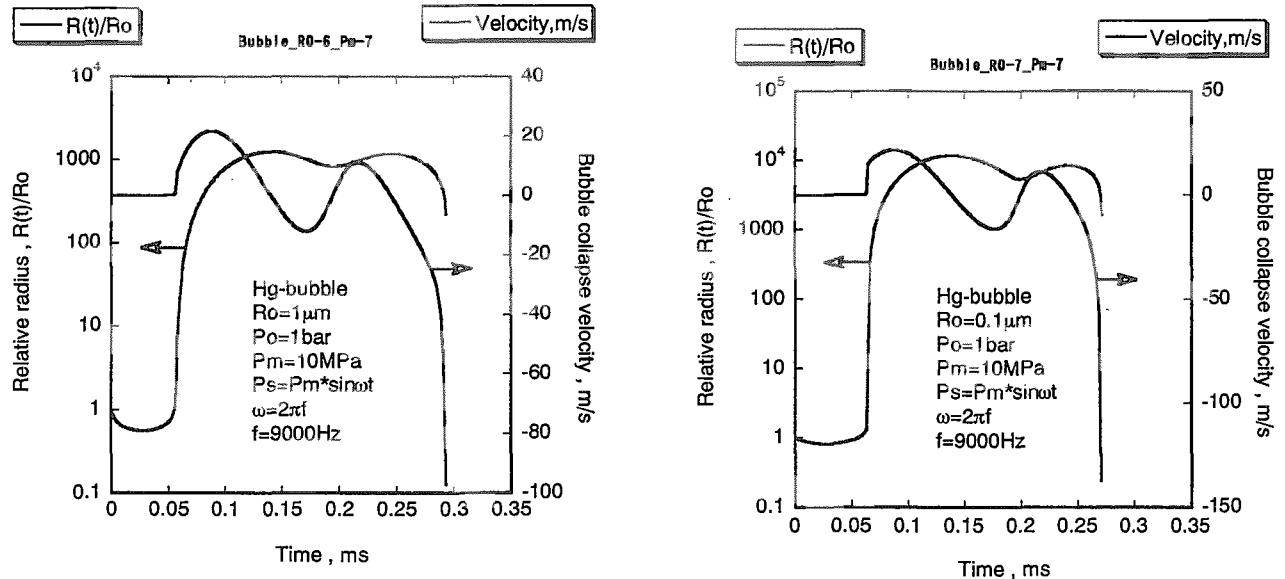


Fig.33 category to evaluate damage by erosion.

Frequency response of single bubble; $f=9\text{kHz}$ 

a Analytical displacement response at center



b Analytical displacement response at center

Fig.34 Dynamic simulation of single bubble under cyclic pressure change.

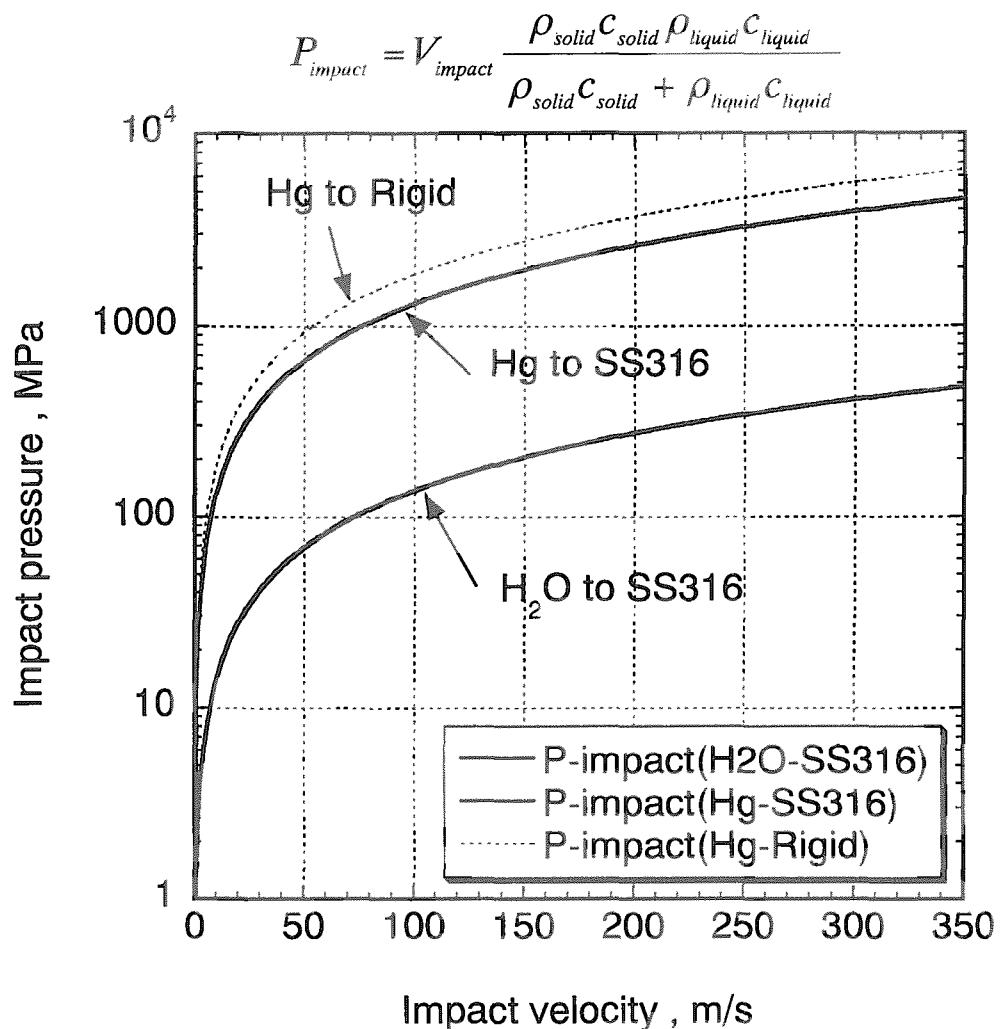
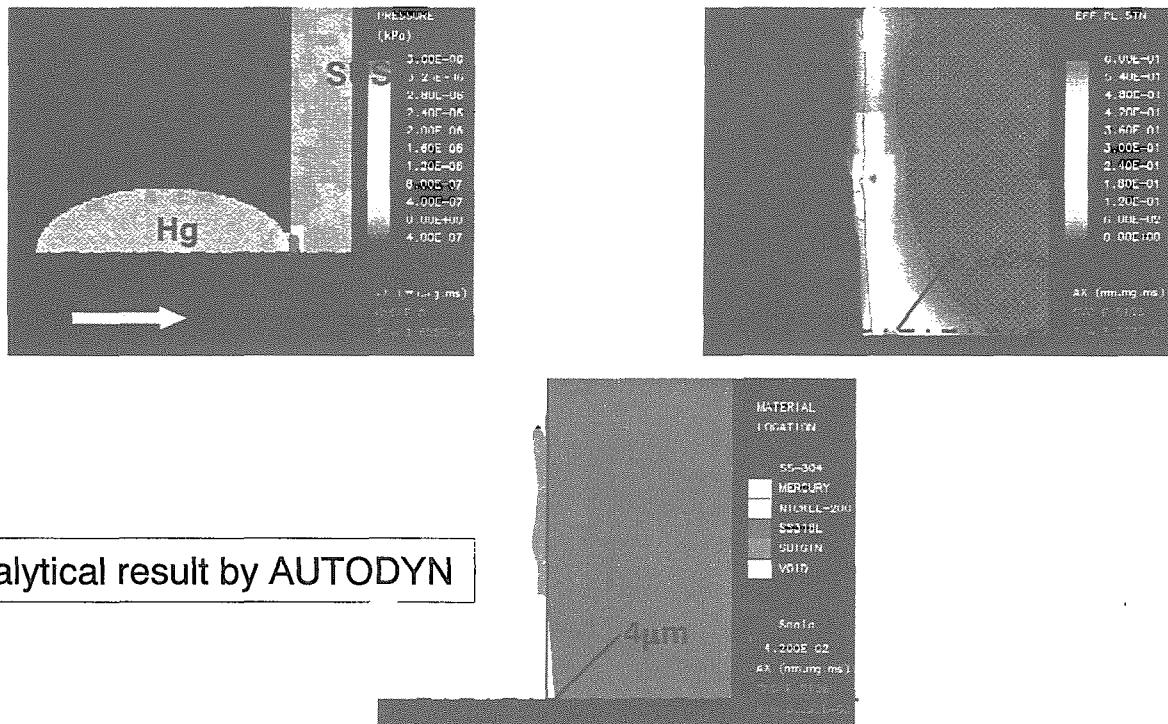


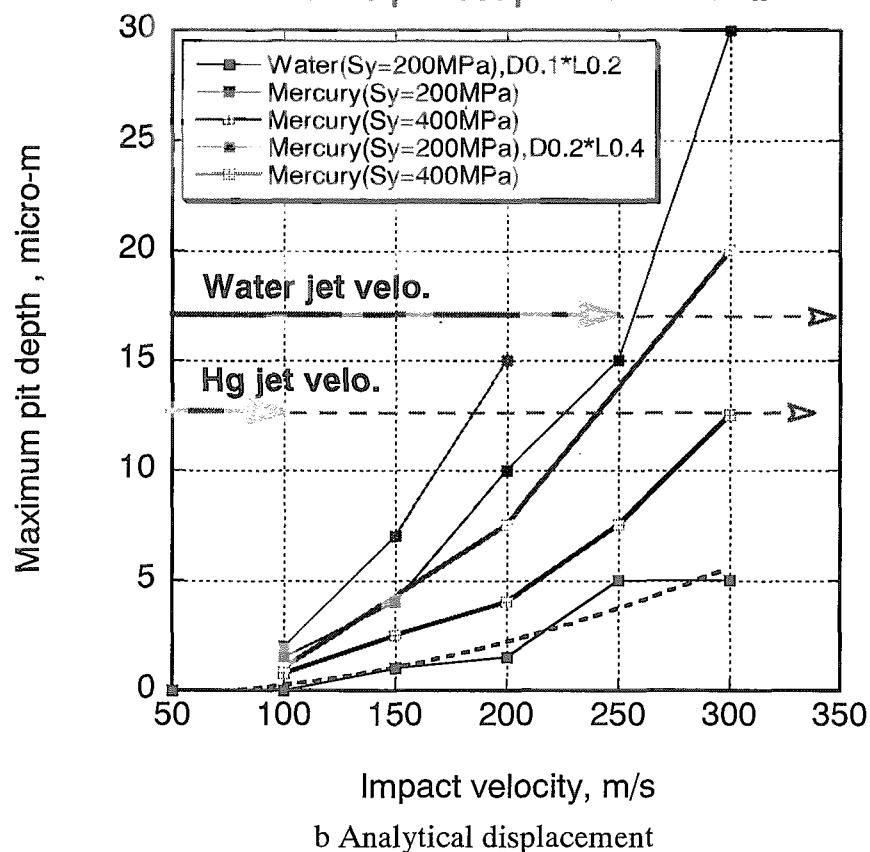
Fig.35 Relation between impact velocity and impact pressure.



Analytical result by AUTODYN

a Analytical displacement

**Strain hardening of SUS316 is not considered.
Elastic perfect-plastic material.**



b Analytical displacement

Fig.36 Analytical evaluation of pit formation by collision of mercury micro-jet to solid wall.

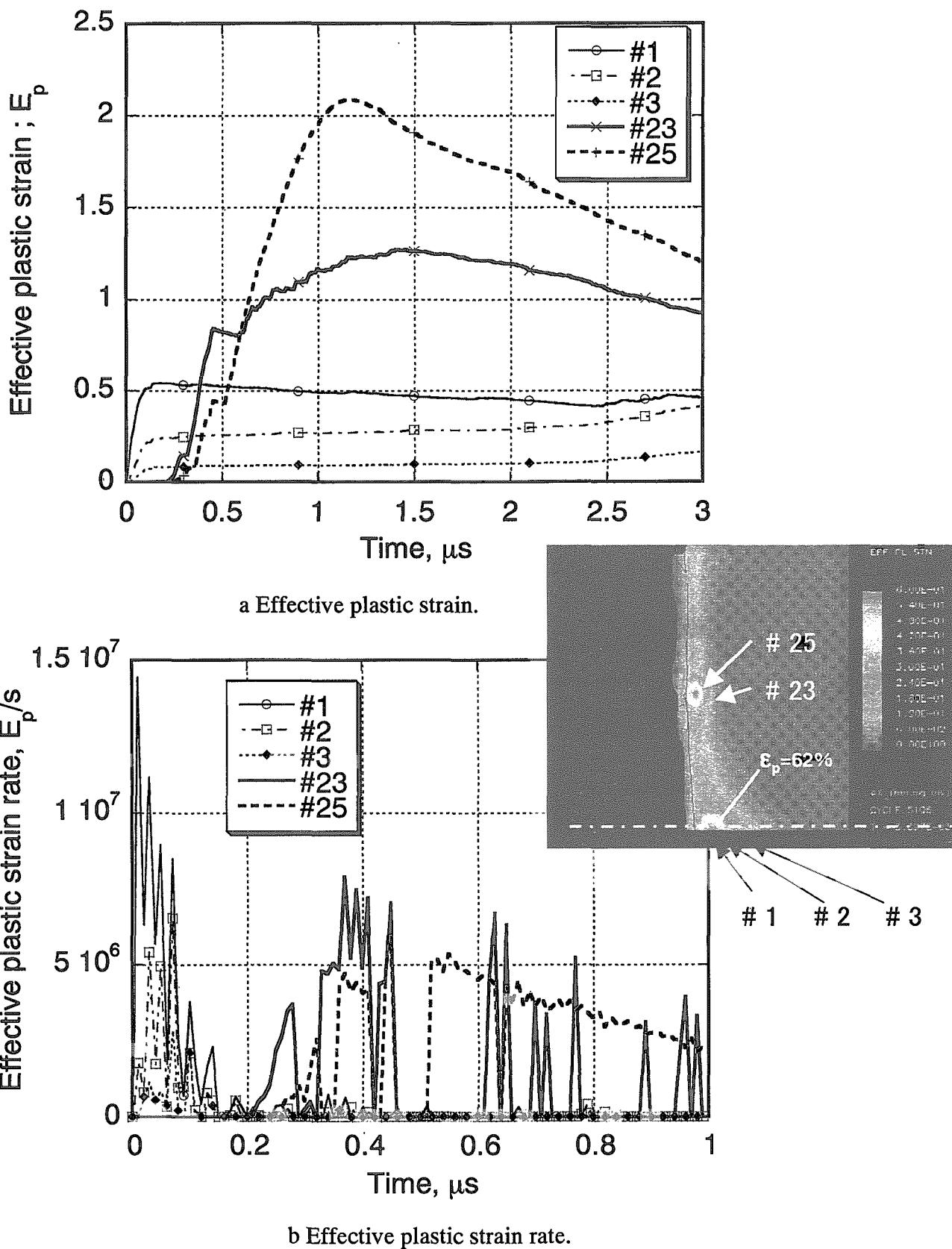


Fig.37 Transient of effective plastic strain and effective plastic strain rate:
impact velocity, $V=150\text{m/s}$.

This is a blank page.

国際単位系(SI)と換算表

表1 SI基本単位および補助単位

量	名称	記号
長さ	メートル	m
質量	キログラム	kg
時間	秒	s
電流	アンペア	A
熱力学温度	ケルビン	K
物質量	モル	mol
光强度	カンデラ	cd
平面角	ラジアン	rad
立体角	ステラジアン	sr

表3 固有の名称をもつSI組立単位

量	名称	記号	他のSI単位による表現
周波数	ヘルツ	Hz	s ⁻¹
力	ニュートン	N	m·kg/s ²
圧力、応力	パスカル	Pa	N/m ²
エネルギー、仕事、熱量	ジユール	J	N·m
工率、放熱束	ワット	W	J/s
電気量、電荷	クーロン	C	A·s
電位、電圧、起電力	ボルト	V	W/A
静電容量	ファラード	F	C/V
電気抵抗	オーム	Ω	V/A
コンダクタンス	ジーメンス	S	A/V
磁束密度	ウェーバ	Wb	V·s
磁束密度	テスラ	T	Wb/m ²
インダクタンス	ヘンリー	H	Wb/A
セルシウス温度	セルシウス度	°C	
光束度	ルーメン	lm	cd·sr
照度	ルクス	lx	lm/m ²
放射能	ベクレル	Bq	s ⁻¹
吸収線量	グレイ	Gy	J/kg
線量等量	シーベルト	Sv	J/kg

表2 SIと併用される単位

名称	記号
分、時、日	min, h, d
度、分、秒	°, ', "
リットル	L, L
トン	t
電子ボルト	eV
原子質量単位	u

$$1 \text{ eV} = 1.60218 \times 10^{-19} \text{ J}$$

$$1 \text{ u} = 1.66054 \times 10^{-27} \text{ kg}$$

表5 SI接頭語

倍数	接頭語	記号
10 ¹⁸	エクサ	E
10 ¹⁵	ペタ	P
10 ¹²	テラ	T
10 ⁹	ギガ	G
10 ⁶	メガ	M
10 ³	キロ	k
10 ²	ヘクト	h
10 ¹	デカ	da
10 ⁻¹	デシ	d
10 ⁻²	センチ	c
10 ⁻³	ミリ	m
10 ⁻⁶	マイクロ	μ
10 ⁻⁹	ナノ	n
10 ⁻¹²	ピコ	p
10 ⁻¹⁵	フェムト	f
10 ⁻¹⁸	アト	a

(注)

- 表1～5は「国際単位系」第5版、国際度量衡局1985年刊行による。ただし、1eVおよび1uの値はCODATAの1986年推奨値によった。
- 表4には海里、ノット、アール、ヘクタールも含まれているが日常の単位なのでここでは省略した。
- barは、JISでは流体の圧力を表わす場合に限り表2のカテゴリーに分類されている。
- EC閣僚理事会指令ではbar、barnおよび「血圧の単位」mmHgを表2のカテゴリーに入れている。

表4 SIと共に暫定的に維持される単位

名称	記号
オングストローム	Å
バーン	b
バール	bar
ガル	Gal
キュリ	Ci
レントゲン	R
ラド	rad
レム	rem

$$1 \text{ Å} = 0.1 \text{ nm} = 10^{-10} \text{ m}$$

$$1 \text{ b} = 100 \text{ fm}^2 = 10^{-28} \text{ m}^2$$

$$1 \text{ bar} = 0.1 \text{ MPa} = 10^5 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ Gal} = 1 \text{ cm/s}^2 = 10^{-2} \text{ m/s}^2$$

$$1 \text{ Ci} = 3.7 \times 10^{10} \text{ Bq}$$

$$1 \text{ R} = 2.58 \times 10^{-4} \text{ C/kg}$$

$$1 \text{ rad} = 1 \text{ cGy} = 10^{-2} \text{ Gy}$$

$$1 \text{ rem} = 1 \text{ cSv} = 10^{-2} \text{ Sv}$$

換算表

力	N(=10 ⁵ dyn)	kgf	lbf
	1	0.01972	0.224809
9.80665	1	2.20462	
4.4822	0.453592	1	

$$\text{粘度 } 1 \text{ Pa}\cdot\text{s}(N\cdot\text{s/m}^2) = 10 \text{ P(ポアズ)(g/(cm\cdot s))}$$

$$\text{動粘度 } 1 \text{ m}^2/\text{s} = 10^4 \text{ St(ストークス)(cm}^2/\text{s)}$$

圧力	MPa(=10bar)	kgf/cm ²	atm	mmHg(Torr)	lbf/in ² (psi)
	1	10.1972	9.86923	7.50062 × 10 ³	145.038
力	0.0980665	1	0.967841	735.559	14.2233
	0.101325	1.03323	1	760	14.6959
	1.33322 × 10 ⁻⁴	1.35951 × 10 ⁻³	1.31579 × 10 ⁻³	1	1.93368 × 10 ⁻²
	6.89476 × 10 ⁻³	7.03070 × 10 ⁻²	6.80460 × 10 ⁻²	51.7149	1

エネルギー・仕事・熱量	J(=10 ⁷ erg)	kgf·m	kW·h	cal(計量法)	Btu	ft·lbf	eV	1 cal = 4.18605 J (計量法)
	1	0.01972	2.77778 × 10 ⁻⁷	0.238889	9.47813 × 10 ⁻⁴	0.737562	6.24150 × 10 ¹⁸	= 4.184 J (熱化学)
9.80665	1	2.72407 × 10 ⁻⁶	2.34270	9.29487 × 10 ⁻³	7.23301	6.12082 × 10 ¹⁹		= 4.1855 J (15°C)
3.6 × 10 ⁶	3.67098 × 10 ⁵	1	8.59999 × 10 ⁵	3412.13	2.65522 × 10 ⁶	2.24694 × 10 ²⁵		= 4.1868 J (国際蒸気表)
4.18605	0.426858	1.16279 × 10 ⁻⁶	1	3.96759 × 10 ⁻³	3.08747	2.61272 × 10 ¹⁹		仕事率 1 PS(仮馬力)
1055.06	107.586	2.93072 × 10 ⁻⁴	252.042	1	778.172	6.58515 × 10 ²¹		= 75 kgf·m/s
1.35582	0.138255	3.76616 × 10 ⁻⁷	0.323890	1.28506 × 10 ⁻³	1	8.46233 × 10 ¹⁸		= 735.499 W
1.60218 × 10 ⁻¹⁰	1.63377 × 10 ⁻²⁰	4.45050 × 10 ⁻²⁶	3.82743 × 10 ⁻²⁰	1.51857 × 10 ⁻²²	1.18171 × 10 ⁻¹⁹	1		

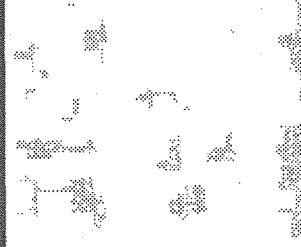
放射能	Bq	Ci
	1	2.70270 × 10 ⁻¹¹
3.7 × 10 ¹⁰	1	

吸収線量	Gy	rad
	1	100
	0.01	1

照射線量	C/kg	R
	1	3876
	2.58 × 10 ⁻⁴	1

線量当量	Sv	rem
	1	100
	0.01	1

(86年12月26日現在)



R100

古紙配合率100%再生紙を使用しています