

480φ 球型 FW チャンバーの設計と解析

河 田 幸 三・植 村 益 次・森 大吉郎

1. ま え が き

フィラメント・ワインディング (FW) による FRP のロケット・チャンバー [1]~[4] への応用としては、1965 年度に行なわれた L-ロケットの 3 段目ブースターを想定した FW 円筒/モールディング鏡板-接手方式の 500φ FW 大型チャンバー FW-500-M の研究、開発 [8][9] が既にあるが、さらに FW の利点を徹底的に追究するため、円筒部と端面が一体成型され接手部重量の節減される端面一体成型法の中、インプレーン・ワインディング (In plane winding) 法を至急開発して 480φ FW 球型チャンバーの試作を行なうこととし 1966, 67 両年度に実行した [6][7][8]。この間、一連の相当量の実験が積み重ねられ、最近推薬を充填しての燃焼実験を完了するに至り、国内最初の一体成型チャンバーとして、本法の有力さを実証したものと考えられるので、一応現在までの過程での設計、解析の結果についてまとめてみることにした。

この 480φ 球型 FW チャンバーは、L 型ロケットの 4 段目チャンバーを一応の目標とするが、主目的は徹底的な軽量化を目指し端面一体巻き FW 法を、国内ではじめてチャンバー成型に試みるもので、球型に限らずもっと長さの大きいチャンバーの端面一体巻きによる軽量化の瀬踏みの意味を持つものである。また、FW チャンバーの設計、応力解析、剛性解析などのデータは、これまでほとんど見られないので、やや冗長にわたるおそれがないではないが、ネットィング・アナリシス (netting analysis) による設計、応力の解析、素材力学物性よりのチャンバー各部の弾性係数の推測、耐圧試験でのひずみ分布の実測、この実測結果からの弾性係数の誘導と理論値との比較、この一連の実験により明らかになった FW 構造成型および実用に当たっての特徴の分析、上記計算法の批判などにわたり報告する。

応力の計算には、Hartung [10] の整理した Hoffman [11][12] の式を用いたが、電子計算機による演算には三菱重工業 K. K. 名古屋航空機製作所の担当者をわずらわせた。同所関係者の労を多とする次第である。

なお、らせん巻き-ヘリカル・ワインディング (helical winding) による端面一体成型チャンバー 500φ×1700 L の研究も 1967 年度に行なわれ [13]、これまた順調な成果を収め、燃焼実験に成功しているが、この仕事は日産自動車、住友電工が担当したことを付記しておく。

2. 成型法と設計との関係

FW の場合、成型法と設計、ことにワインディング・パターンとは大きい関連をもつ。現在の FW による圧力容器の成型法としては、表 1 があげられる (図 1) が、(i) は簡単ではあるが、接手部の重量増大が欠点であり、(ii) (a) は、一体成型により重量軽減をはかり得、また制御機構は比較的簡単ですむ。また両端開口部の径が異なってもワインディング

表 1 FW 成型法

(i) 別々に成型した円筒部(円周巻きと、クロースの組合せが多い)と鏡板部との機械的結合	
(ii) 端面一体巻き	(a) インプレーン
	(b) ヘリカル

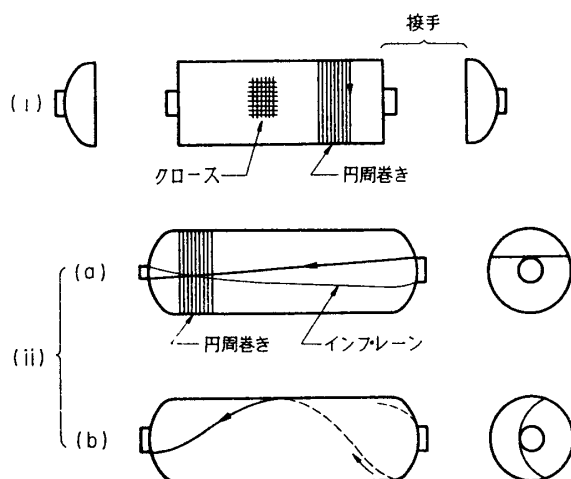


図 1 FW 成型法

でき、任意形状のドームに巻くことができるのは大きい利点である。一般にドーム上の繊維応力 σ_f は一様ではない。(ii) (b) は、同じく一体成型により重量軽減をはかり得る。ドームの形状を等張力曲面 (isotenoid) [14] とすれば、ドーム上の σ_f を均等にすることができ、理論上最適であるが、制御機構は複雑化する。また、isotenoid では、両端開口部径が等しくなくてはならないという制限が伴う。

インプレーンの場合、一般に円筒部で円周方向強度が不足するので、円周巻き

を追加する必要がある [15]。ここでは、(i) (a) のインプレーン・ワインディング法によることとし、中央の平行部には円周巻きの補足を行なうのを基本方針とした。

3. 材 料

インプレーン・ワインディング法では、プレプレグが用いられるが、その素材としては、まず E-ガラス*、耐熱エポキシ樹脂の組合せを選んだ。ガラス繊維としては、直径 8μ の単繊維のストランド (単繊維 204 本) 12 エンドを用いた。

試作プレプレグ・ロービング (ガラス含有量約 75% 重量) の NOL リング引張り強さは、表 2 のとおりで、平均 117 kg/mm^2 **、最低 103 kg/mm^2 以上の強度を期待できよう [16]。

4. 設 計

4.1 設計の二つの考え方 [2][4]

FW 構造の応力解析には、現在のところ、次の二つの解析法がある：(i) 実験的に求めた直交異方性の力学的性質にもとづく通常の計算法、(ii) netting analysis で、(i) は薄肉容器の場合、子午線方向およびこれに垂直方向の合応力、 N_φ , N_θ は $N_\varphi = Pr/2$,

* 最近では高強度の S-ガラスも用いている。

** 容量ガラス含有率 $2Q=0.60$ と仮定すると、ロービング強度は平均 192 kg/mm^2 、最低 168 kg/mm^2 程度の計算となる。

表 2 プレプレグ・ロービングの引張り強さ
(NOL リング値)

No.	リング径 (mm)	リング幅 (mm)	リング厚み (mm)	破断荷重 (kg)	引張り強さ (kg/mm ²)
1	480	25.1	2.2	11950	108
2	"	23.2	3.0	16400	118
3	"	25.2	2.4	13800	114
4	"	27.4	2.3	16650	132
5	"	25.3	3.6	18200	103
6	"	25.7	2.9	16150	110
7	112	12.6	2.8	7220	109
8	"	11.8	2.8	7600	119
9	"	12.6	2.3	7140	123
10	"	12.6	2.3	6800	117
平 均					117

$$N_{\theta} = \frac{Pr_2}{2} \left(2 - \frac{r_2}{r_1} \right) \quad ((3), (4) \text{ 参照})$$
 として求められるので、各部の直交異方性の強度が実験的に既知であればよいというものである。(ii) は FW 構造特有の考え方で、繊維とマトリックスに分け、負荷を主として繊維の張力で受持つとするもので、そのすじ道は以下述べるが、ここでは繊維のみならず、樹脂マトリックスにも応力配分を考える Hoffman の式 [11] [12] にもとづく Hartung の式 [10] をとり上げて分析を行なってみることとした。この考え方では、繊維応力 σ_f による破壊のみを考え、繊維に垂直方向にマトリックス内または繊維-マトリックスの界面で破壊するモードや、マトリックスのせん断破壊モードなど [17] [18] [19] を考慮していないのが難点で、決して万全のものとはいえないが、多方向強化材についてのこの完全な解析法は確立されたとはいえない状態にあるので、一応 netting analysis によりできるだけの分析を試み、その適用限界を探ってみることとした。FW 構造の設計には、ワインディング・パターン、つまり繊維の配分を決める必要があり、この概算には netting analysis が有用だが、この一連の実測により適用上の問題点も浮び上がってくることが期待される。

4.2 480φ 球型チャンバーの設計

ドームと円筒部(軸方向長さ約 120 mm)よりなる 480φ の球に近いチャンバー(図 13 参照)をインプレーン・ワインディング法で端面一体成型し中央の円筒部はフープ・ワインディングを補足することとした。ドームの子午線形状としては、line 1, line 2, および balanced design の三種を検討した。これらのドーム形状を図 2 に示す。line 1 は 120 R と 480 R の円弧を接合したもので、参考として秋葉助教授より提示されたもの、line 2 は円弧の組合せを少し変えたものである。後述のように、これら任意形状のドームではマトリックス応力が大となるので、続いて balanced design のドーム形状を求めた。これはマトリックスに応力をうけもたせない条件から、Hartung の式によって導いたものである。この中、ドーム

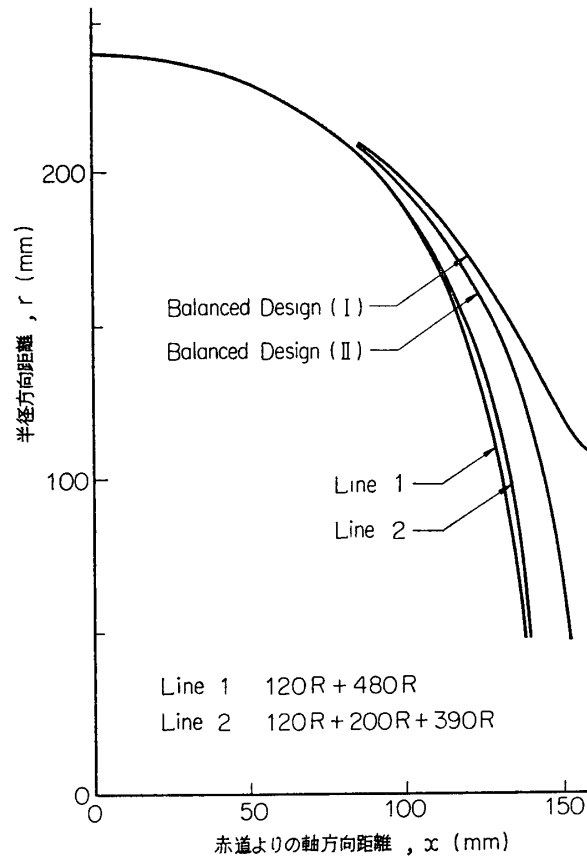


図 2-1 端面ドームの子午線形状

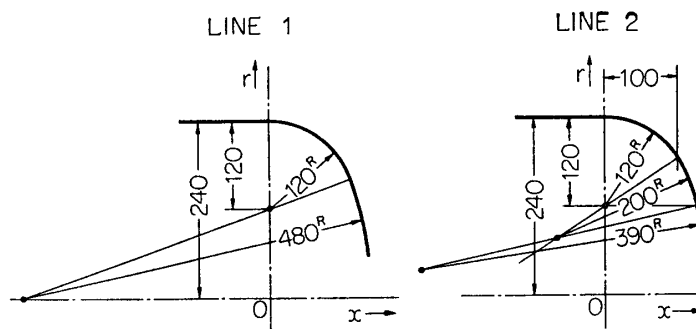


図 2-2 Line 1-1, Line 2 の形状

I はイグナイタ側, ドーム II はノズル側のドーム形状を意味する。

4.2.1 基礎式

計算に必要な記号と基礎式を説明する*。

(a) 端面ドーム

図 3 の形状の端面ドーム (回転体) において, 子午線形状を

* 主として文献 [10] によるが, 一部変更した箇所もある。

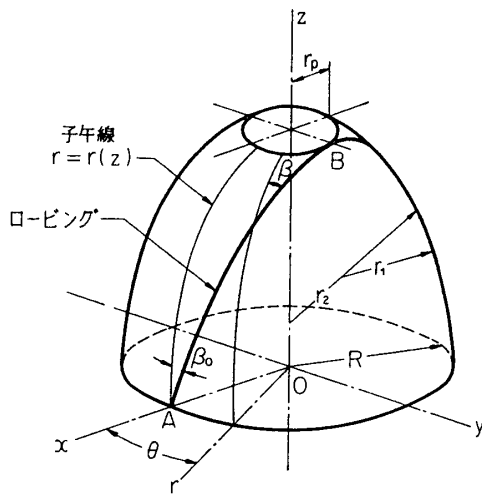
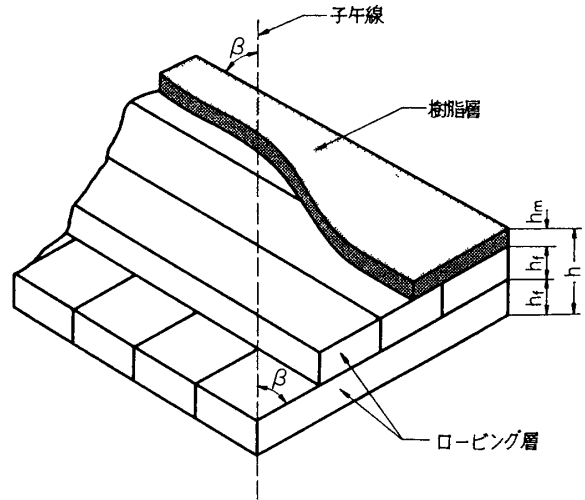


図 3 端面ドームの形状

子午線 $r=r(z)$ を z 軸まわりに回転して得られる回転体

r, θ, z : それぞれ半径, 円周, 軸方向の座標
 r_0 : 開口部半径 R : ドーム最大径 (ここから通常, 円筒部に移行, この円周を赤道と呼ぶ. 赤道を含む平面を赤道面と呼ぶ.)

β : ローピングと子午線とのなす角度

図 4 ドームの構成要素 ($h=l_m+2 h_f$)

$$r=r(z) \quad (1)$$

とすると,

$$\left. \begin{aligned} r_1 &= -\frac{(1+r'^2)^{\frac{3}{2}}}{r''} \\ r_2 &= r(1+r'^2)^{\frac{1}{2}} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

' は z に関する微分を示す. 膜理論から

$$N_\varphi = \frac{Pr_2}{2} \quad (3)$$

$$N_\theta = \frac{Pr_2}{2} \left(2 - \frac{r_2}{r_1} \right) \quad (4)$$

r_1 : 子午線の曲率半径,

r_2 : 子午線に垂直な面内での曲率半径,

N_φ : 子午線方向に垂直な単位幅に作用する子午線方向の力 ($=\sigma_\varphi \cdot h$)

σ_φ : 子午線方向応力,

N_θ : 円周方向に垂直な単位幅に作用する円周方向の力 ($=\sigma_\theta \cdot h$)

σ_θ : 円周方向応力,

h : ドームの厚み, P : 内圧,

ローピング軌跡の式を

$$\beta=\beta(z) \quad (5)$$

とする. ローピングの 2 層が代表して図 4 に示されているが, 子午線に関し対称である. こ

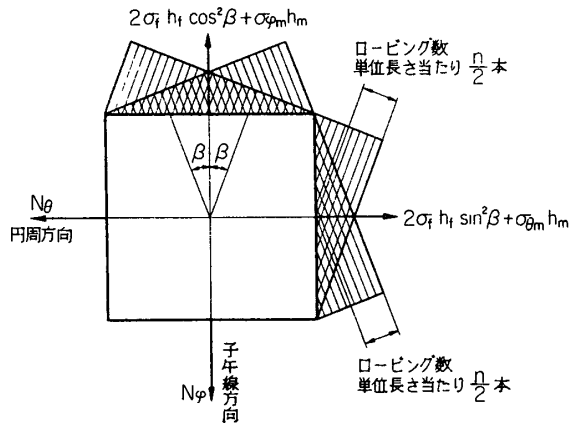


図5 ドーム部の応力

の時,

$$h = nHK \quad (6)$$

$$h_0 = n_0HK \quad (7)$$

$$h_f = Qh \quad (8)$$

$$h_m = Sh \quad (9)$$

$$n = \frac{n_0 R \cos \beta_0}{r \cos \beta} \quad (10)$$

ここで,

 h_f : ロービング層厚みの 1/2, h_m : 樹脂層の厚み, n : ロービングに垂直な単位幅に含

まれるロービングの数,

 Q : 容量ガラス含有率の $1/2 = (1-S)/2$, S : 容量樹脂含有率, H : 樹脂を含浸したロービング1本の幅, K : " の厚み,

添字 0: ドームの赤道での値.

この時, ロービングおよび樹脂に働く応力は次式のとおり (図5).

$$\sigma_f = \frac{N_\theta (\sin^2 \beta - \nu_m \cos^2 \beta) + N_\varphi (\cos^2 \beta - \nu_m \sin^2 \beta)}{2h_f (\sin^4 \beta + \cos^4 \beta - 2\nu_m \sin^2 \beta \cos^2 \beta) + \frac{E_m}{E_f} h_m} \quad (11)$$

$$\sigma_{\theta m} = \frac{N_\theta \left[\frac{h_f}{h_m} \cos^2 \beta (\cos^2 \beta - \nu_m \sin^2 \beta) + \frac{E_m}{2E_f} \right] - N_\varphi \left[\frac{h_f}{h_m} \sin^2 \beta (\cos^2 \beta - \nu_m \sin^2 \beta) \right]}{h_f (\sin^4 \beta + \cos^4 \beta - 2\nu_m \sin^2 \beta \cos^2 \beta) + \frac{h_m E_m}{2E_f}} \quad (12)$$

$$\sigma_{\varphi m} = \frac{-N_\theta \left[\frac{h_f}{h_m} \cos^2 \beta (\sin^2 \beta - \nu_m \cos^2 \beta) \right] + N_\varphi \left[\frac{h_f}{h_m} \sin^2 \beta (\sin^2 \beta - \nu_m \cos^2 \beta) + \frac{E_m}{2E_f} \right]}{h_f (\sin^4 \beta + \cos^4 \beta - 2\nu_m \sin^2 \beta \cos^2 \beta) + \frac{h_m E_m}{2E_f}} \quad (13)$$

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2} \cdot \frac{-N_\theta \left[\frac{h_f}{h_m} (1 - \nu_m) \cos^2 \beta + \frac{E_m}{2E_f} \right] + N_\varphi \left[\frac{h_f}{h_m} (1 - \nu_m) \sin^2 \beta + \frac{E_m}{2E_f} \right]}{h_f (\sin^4 \beta + \cos^4 \beta - 2\nu_m \sin^2 \beta \cos^2 \beta) + \frac{h_m E_m}{2E_f}} \quad (14)$$

ここで,

 σ_f : ロービングに作用する引張応力, $\sigma_{\theta m}$: 樹脂に作用する円周方向応力, $\sigma_{\varphi m}$: " 子午線方向応力, τ_{\max} : " 最大せん断応力, E_f, E_m : ロービングおよび樹脂のヤング係数

ν_m : 樹脂のポアソン比

以後の簡単化のため, 変数の無次元化を行なう:

$$\rho = \frac{r}{R} \quad (15)$$

$$\zeta = \frac{z}{R} \quad (16)$$

$$(\cdot) = \frac{d(\cdot)}{d\zeta} \quad (17)$$

$$\bar{h} = \frac{h}{nHKQ \cos \beta} \quad (18)$$

$$\bar{\sigma} = \frac{4nHKQ \cos \beta}{PR} \sigma \quad (19)$$

$$\lambda = \frac{h_m}{2h_f} = \frac{S}{1-S} \quad (20)$$

$$G_m = \frac{\lambda E_m}{E_f} \quad (21)$$

FW で構成される構造要素の強度は, 素材の物性, 配合の割合, ドーム形状およびワインディング・パターンによって定められるが, 逆にロービングや樹脂への所望の応力分布状態を満足させるドーム形状やロービングの配列をも求めることができる。

特に, ロービングの受持つ荷重のみで平衡が保たれ, 樹脂には応力をかけなくてすむ設計がバランسد・デザイン (balanced design) と呼ばれるものである。樹脂の受持つ応力を 0 として, (12)~(14) 式において,

$$E_m = \nu_m = 0 \quad (22)$$

とおけば, バランسد・デザインの条件:

$$\tan^2 \beta = \frac{\bar{N}_\theta}{\bar{N}_\varphi} \quad (23)$$

$\bar{N}_\theta, \bar{N}_\varphi$: (19) で無次元化した K_θ, N_φ . このときの $\bar{\sigma}_f$ は,

$$\bar{\sigma}_f = \frac{\bar{N}_\theta}{\bar{h}_f \sin^2 \beta} = \frac{\bar{N}_\varphi}{\bar{h}_f \cos^2 \beta} \quad (24)$$

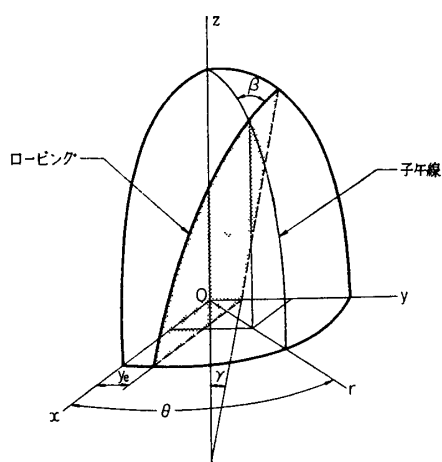
(2)~(4), (23), (24) より

$$\bar{\sigma}_f = \frac{\rho(1+\dot{\rho}^2)^{\frac{1}{2}}}{\bar{h}_f \cos^2 \beta} \quad (25)$$

$$\tan^2 \beta = 2 + \frac{\rho \ddot{\rho}}{(1+\dot{\rho}^2)} \quad (26)$$

$$\bar{h}_f = \frac{1}{\rho \cos \beta} \quad (27)$$

これらは 4 個の未知数: $\bar{\sigma}_f, \beta, \bar{h}_f$ および $\rho(\zeta)$ を含んでいる。ここで, 子午線形状 (1) 式を (25)~(27) に追加すれば, ロービング軌跡 $\beta(\zeta)$ は定まる。逆に, $\beta(\zeta)$ を (25)~(27) に追加してやれば, 子午線形状 $\rho(\zeta)$ が定まる。ゆえに, バランسد・デザインでは,



子午線形状とロービング軌跡を独立に勝手に定めることはできない。

このバランスド・デザインをここで考えているインプレーン・ワインディングで巻く時の条件は次のとおり：図6において、 z 軸と角 γ で交わる一平面がドームを切る切口を考える。両者の交線がロービング軌跡となり一平面上にある（これをロービング平面と呼ぶ。）

図6 インプレーン・ワインディングで巻かれたドーム y_e ：赤道面上での z 軸とロービング平面間の最短距離

$$\tan^2 \beta = \frac{[\rho \dot{\rho} - (\rho_e + \zeta \tan \gamma) \tan \gamma]^2 + (\tan^2 \gamma - \dot{\rho}^2) [\rho^2 - \zeta \tan \gamma]^2}{(1 + \dot{\rho}^2) [\rho^2 - (\rho_e + \zeta \tan \gamma)^2]} \quad (28)$$

$$\rho_e = \frac{y_e}{R}$$

(28), (23), (3), (4) より, ドームの子午線形状を定める式は,

$$[\rho \dot{\rho} - (\rho_e + \zeta \tan \gamma) \tan \gamma]^2 = [2 - \tan^2 \gamma + \rho \ddot{\rho} + 3 \dot{\rho}^2] [\rho^2 - (\rho_e + \zeta \tan \gamma)^2] \quad (29)$$

境界条件は, 赤道において子午線の切線が z 軸に平行になるとして,

$$\zeta = 0 \text{ の時, } \rho = 1 \text{ および } \dot{\rho} = 0$$

$\bar{\sigma}_r$ は (25), (27), (28) より,

$$\bar{\sigma}_r = \rho^2 \left\{ \frac{[\rho \dot{\rho} - (\rho_e + \zeta \tan \gamma) \tan \gamma]^2 + \sin^2 \gamma [\rho^2 - (\rho_e + \zeta \tan \gamma)^2]}{[\rho^2 - (\rho_e + \zeta \tan \gamma)^2]} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (30)$$

(b) 円筒部

圧力容器をインプレーン法で構成する場合, 二つのドーム部を鏡板として円筒部と接合した形状を一体巻きするのが普通である。本報告の 480 ϕ 球型チャンバーもこの構成法をとっている。インプレーン法では, 円筒部で一般に β が小さくなる (図7) ので, 円筒部では円周巻き (hoop winding) を補足し, 両者に応力を分担させる。図8の応力分布において

σ_{f1} : インプレーン層のロービングに作用する引張応力,

σ_{f2} : フープ層のロービングに作用する引張応力,

h_{f1} : インプレーン層のロービング層の厚みの 1/2,

h_{f2} : フープ層のロービング層の厚みの 1/2,

h_m : 全樹脂層の厚み,

t_1 : インプレーン層の厚み,

t_2 : フープ層の厚み。

図9において,

$$t_1 = n_1 H K \quad (31)$$

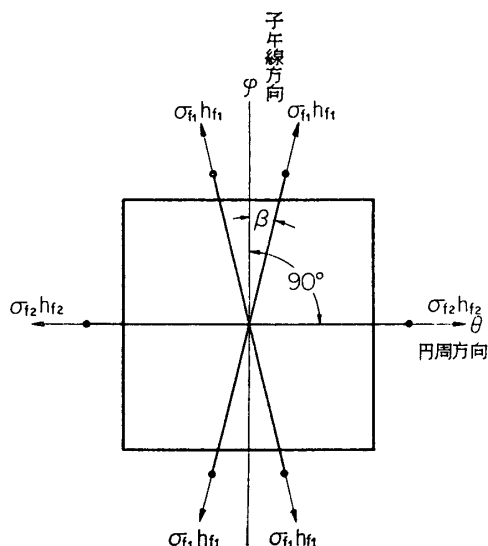


図 8 円筒部の応力

$$h_{f2} = Qn_2HK \quad (34)$$

フープ層、インプレーン層の両者について、樹脂含有率は共通とする。円筒部のロービングおよび樹脂に作用する応力は、

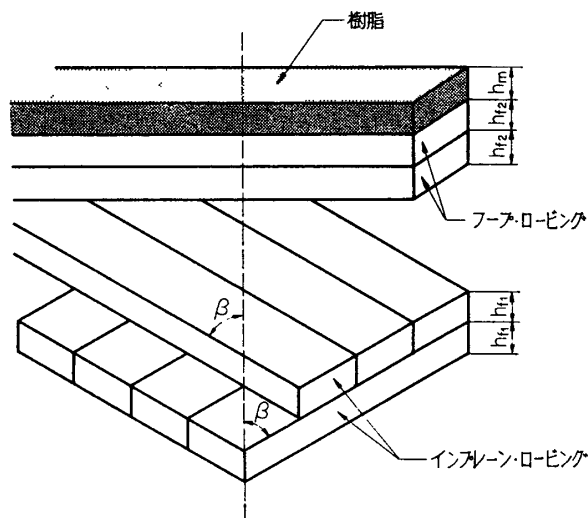


図 9 円筒部の構成要素

$$\bar{\sigma}_{\varphi m} = \frac{G_{m1}}{\bar{n}_{f1}\lambda_1} \{ -(\sin^2\beta - \nu_m \cos^2\beta)(3\cos^2\beta - 1) + G_{m1}(1 + \Gamma) + \Gamma \} / \Delta \quad (38)$$

$$\bar{\tau}_{\max} = (\bar{\sigma}_{\theta m} - \bar{\sigma}_{\phi m})/2 \quad (39)$$

ここで,

$$\begin{aligned} \Delta = \{ & [\Gamma(1-\nu_m^2) + (1+\Gamma)G_{m1}] \cos^4 \beta + (1+\Gamma)G_{m1} \sin^4 \beta \\ & - 2\nu_m(1+\Gamma)G_{m1} \sin^2 \beta \sin^2 \beta + (1+\Gamma)G_{m1}[\Gamma + (1+\Gamma)G_{m1}] \} \end{aligned} \quad (40)$$

$$\Gamma = \frac{h_{f2}}{h_{f1}} = \frac{n_2}{n_1} \quad (41)$$

$$\lambda_1 = \frac{h_m}{2(h_{f1} + h_{f2})} = \frac{S}{1-S} \quad (42)$$

$$G_{m1} = \frac{E_m}{E_f} \lambda_1 \quad (43)$$

4.2.2 応力解析

応力計算は多数回行なわれたが、二、三の例について述べよう。

(a) ドーム部

子午線形状 line 2 および balanced design のドーム部応力を表3の条件で計算した例を図10-1~10-5に示す。

表3 4 ply での line 2 および balanced design
ドーム応力の計算データ

	line 2	balanced design
A rev/rev	1840	1840
Z rev	2	2
X 本	7360	7360
W 本/mm/ply	1.219	1.219
β_0 度	19.42	19.42
n_0 本/mm	5.17	5.17
P kg/mm ²	0.7	0.7
H mm	1.6	1.6
K mm	0.23	0.23
R mm	240	240
S	0.35	0.35
Q	0.325	0.325
E_m kg/mm ²	300	300
E_f kg/mm ²	7000	7000
ν_m	0.3	0.3
子午線形状	line 2	balanced design

表中の記号とそれらの関係は次のとおり:

A(rev/rev) : マンドレルが1回転する間にフライヤーが回転する回数,
Z(rev) : インプレーン・ワインディングの際のマンドレル回転数,
X(本) : 赤道上で赤道と交差するローピングの全本数,
Y(本/mm) : 赤道上で赤道単位長さ当りに含まれるローピング本数,
U(—) : ply 数,
J(本/ply) : 1 ply に含まれるローピング本数,
W(本/mm) : 1 ply で赤道上で赤道単位長さ当り含まれるローピング本数,
 β_0 (度) : 赤道において, ローピングが子午線となす角度
 n_0 (本/mm) : 赤道上でローピングに垂直な単位幅に含まれるローピング本数,
T(kg/本) : ローピング張力 (樹脂強度なしとした場合の概算用)

$$U = 2z \quad (44)$$

$$X = 2AZ = UA \quad (45)$$

$$J = A \quad (46)$$

$$Y = \frac{X}{2\pi R} \quad (47)$$

$$W = \frac{A}{2\pi R} \quad (48)$$

$$n_0 = \frac{X}{2\pi R \cos \beta_0} \quad (49)$$

$$T = \frac{PR^2\pi}{X \cos \beta_0} \quad (50)$$

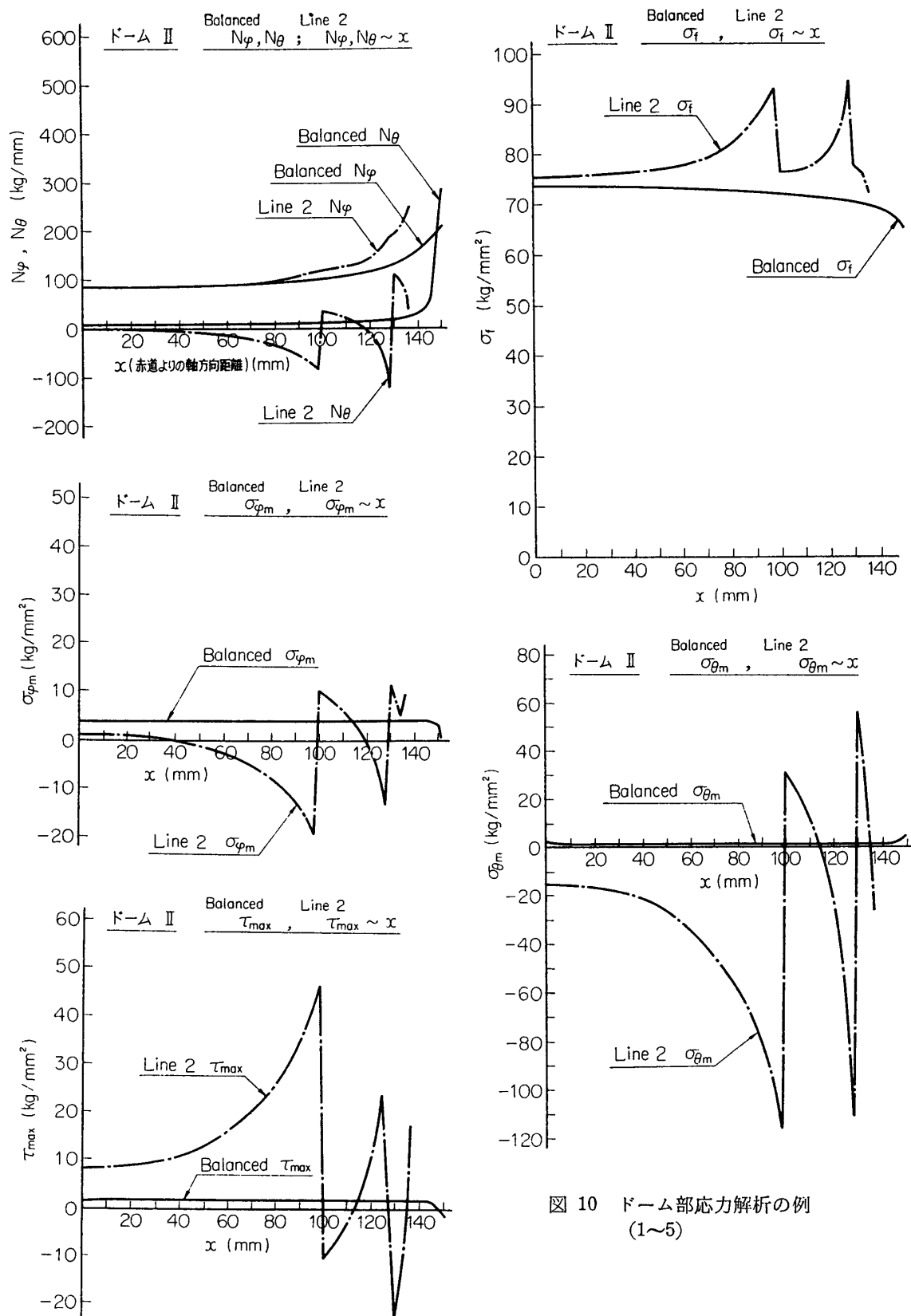


図 10 ドーム部応力解析の例
(1~5)

Hoffman 流の式では、樹脂分を1枚の板と考える強引な仮定をおいているので、実際との相関には実験により十分注意して検討する必要があるが、以上の計算例で見られるように、line 2 のような任意形状のドームでは、マトリックスの $\sigma_{\theta m}$, $\sigma_{\varphi m}$, τ_{\max} が相当大きい値になり得ること、この傾向が曲率不連続部で著しいこと、これに対し balanced design では樹脂応力が十分小さく、また繊維応力 σ_f も赤道よりの軸方向距離 x に対し、さほど著しい変化を示さぬよう設定し得るので、事実上等張力曲面に近くし得ることなどがうかがわれる。

後述の幾多の実験を経て、No. 11 テスト・チャンバーとして採用した条件は、ドーム形状: balanced design によるものでロービング本数などは次の数値

$$A = 1852 \text{ 回転/回転}$$

$$Z = 2 \text{ 回転}$$

$$X = 7408 \text{ 本}$$

である。balanced design の端面ドーム形状決定の条件は次のとおり (図6 参照):

	$Y_e(\text{mm})$	$\gamma(\text{deg})$	$R(\text{mm})$	境界条件
ドーム I	50.4	19.13	240	$\xi=0$ において
ドーム II	8.4			$\rho=1, \dot{\rho}=0$

ドーム形状計算式は (29) 式を用いた。得られた形状は図2 のとおり。 β の計算は (28) 式によった。 β_0 は、

$$\text{ドーム I} \quad \beta_0 = 19.62^\circ$$

$$\text{ドーム II} \quad \beta_0 = 19.22^\circ$$

σ_f は (11) 式で求められる。 n_0 はドーム I, II の β_0 の平均値 19.42° を用いて得られる。

$$n_0 = 5.21 \text{ 本/mm}, H = 1.6 \text{ mm}, K = 0.23 \text{ mm}, R = 240 \text{ mm}, E_f = 7000 \text{ kg/mm}^2$$

Q の値 0.325 は重量ガラス含有率 80% に該当するものである。 σ_f の計算値は、図 11 に示すように、ドーム I, II とも x 方向に著しく変化しない。

(b) 円筒部

円筒部については、次の条件で (35) ~ (39) 式を用いて計算された例を示そう。

$$n_1 = 5.21 \text{ 本/mm}, n_2 = 5.28 \text{ 本/mm},$$

$$\lambda_1 = 0.539, E_m = 300 \text{ kg/mm}^2$$

$$E_f = 7000 \text{ kg/mm}^2, \nu_m = 0.3, \beta = 19.42^\circ$$

$$P = 0.70 \text{ kg/mm}^2$$

得られた結果は次のとおり:

$$\sigma_{f1} = 70.1 \text{ kg/mm}^2, \sigma_{f2} = 118.4 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{\theta m} = 6.4 \text{ kg/mm}^2, \sigma_{\varphi m} = 4.7 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_{\max} = 0.9 \text{ kg/mm}^2$$

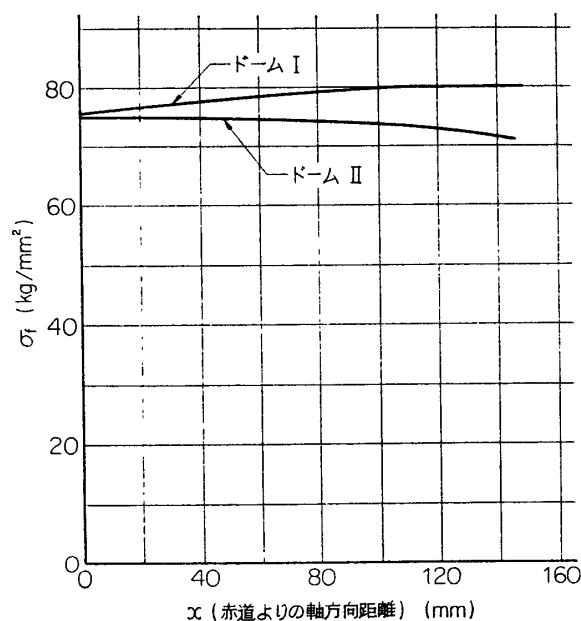


図 11 子午線形状 balanced design ドームの繊維応力 σ_f

表 4 数種のチャンバー円筒部の σ_{f1} , σ_{f2} 計算値

	# 4	# 5	# 6	# 7	# 8	# 9	#10	#11	#12
ドーム形状	line 2	line 1	line 1	line 1	balanced	line 2	line 1	balanced	#11 に 同 じ
A (rev/rev)	2150	2150	1950	1650	1840	1840	1840	1852	
Z (rev)	3	3	2	1	2	2	2	2	
X (本)	12900	12900	7800	3300	7360	7360	7360	7408	
W (本/mm/ply)	1.42	1.42	1.291	1.092	1.219	1.219	1.219	1.228	
β (度)	19.42	19.42	19.42	19.42	19.42	19.42	19.42	19.42	
$n_0=n_1$ (本/mm)	9.06	9.06	5.5	2.32	5.17	5.17	5.17	5.21	
t_1 (mm)			2.0	0.85	1.90	1.90	1.90	1.92	
σ_{f1} (kg/mm ²)			66.7	154.3	70.5	70.5	70.3	70.06	
n_2 (本/mm)			4.07	4.08	5.3	5.3	6.0	5.28	
t_2 (mm)			1.5	1.5	1.95	1.95	2.2	1.94	
σ_{f2} (kg/mm ²)			152.17	154.3	118	118	104.4	118.4	

なお、他の場合も含め、計算結果を表4に示す。この表の程度での、インプレーン層とフープ層とのロービング配分では、表4のように、フープ・ワインディング層のロービング応力 σ_{f2} は、インプレーン・ワインディング層のロービング応力 σ_{f1} に比較して大きいので、インプレーン層のロービング数をへらし、 σ_{f1} をもっと大きいところまで使うことも可能であるが、実際問題としては、ドーム部のワインディングの際必ずしも理論的に予測されるほど完全には、ロービングが整列しないので、インプレーン層はこれより厚くしてあるわけである。

得られた σ_{f1} , σ_{f2} の相互の大小は、後述の内圧による耐圧試験での破断個所と明瞭な関連をもつようで、興味ある結果といえよう。

次に、 $n_2=4.08$ 本/mm に対し、インプレーン・ロービング本数、角度を変化させて、 σ_{f1} , σ_{f2} の変化を計算した結果を図12に示す。これから、 $\beta=0\sim50^\circ$ 程度の範囲では、 n_1 は σ_{f2} にはほとんど影響しないこと、 β の増大に伴い σ_{f1} 増大、 σ_{f2} 低下の傾向を示すこと、 $\beta=19.42^\circ$ では $n_1=2.32$ 本/mm, $n_2=4.08$ 本/mm の組合わせで $\sigma_{f1}=\sigma_{f2}$ となることなどが知られる。

4.2.3 全体の構成

480 ϕ 球型チャンバー全体の形状を図13に示す。点火装置およびノズルを取付けるための端面金具は、実験途上では鋼を用いたが、軽量化のため、最終的には7075—T6 Al 合金におちついた。内面には気密を保つためシーラントが塗布してある。

5. 弾性係数の分布

上述のように、480 ϕ 球型 FW チャンバーでは、ロービングが子午線となす角度 β が各所で異なっているので、弾性係数の分布は単純な円筒とは相当異なるはずである。そこで、

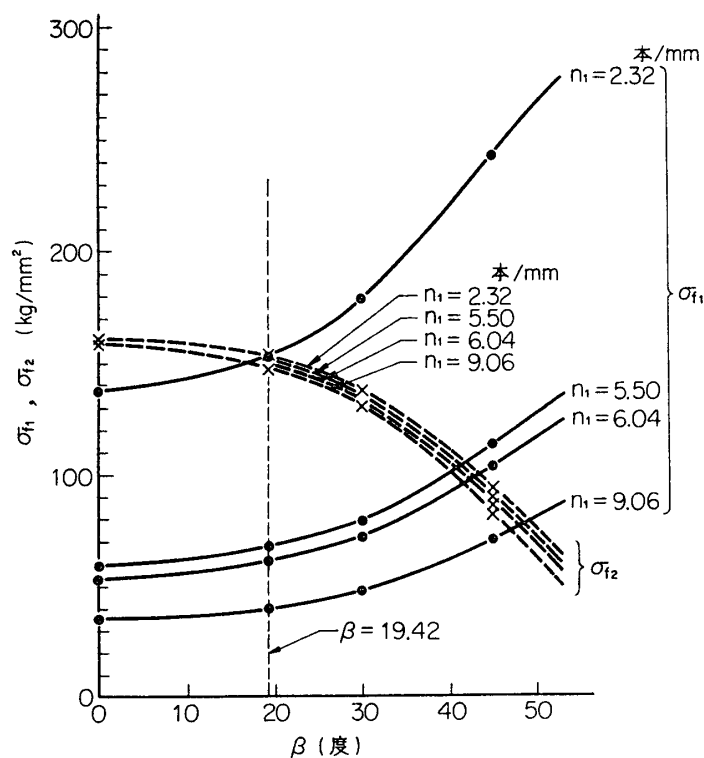


図 12 インプレーン・ローピング本数, 角度の円筒部

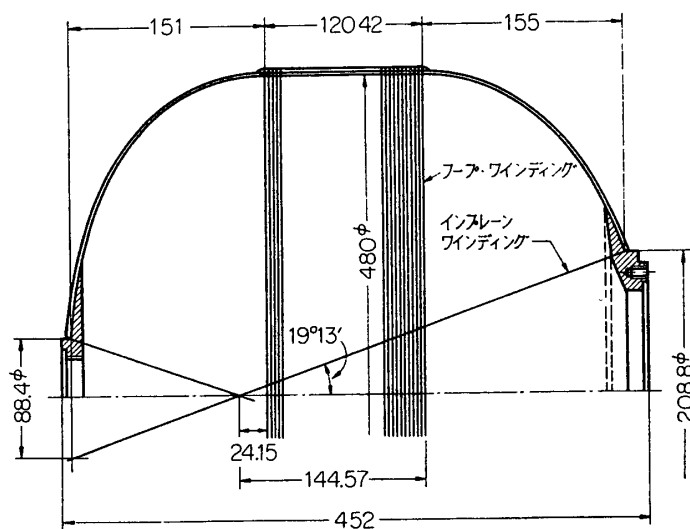
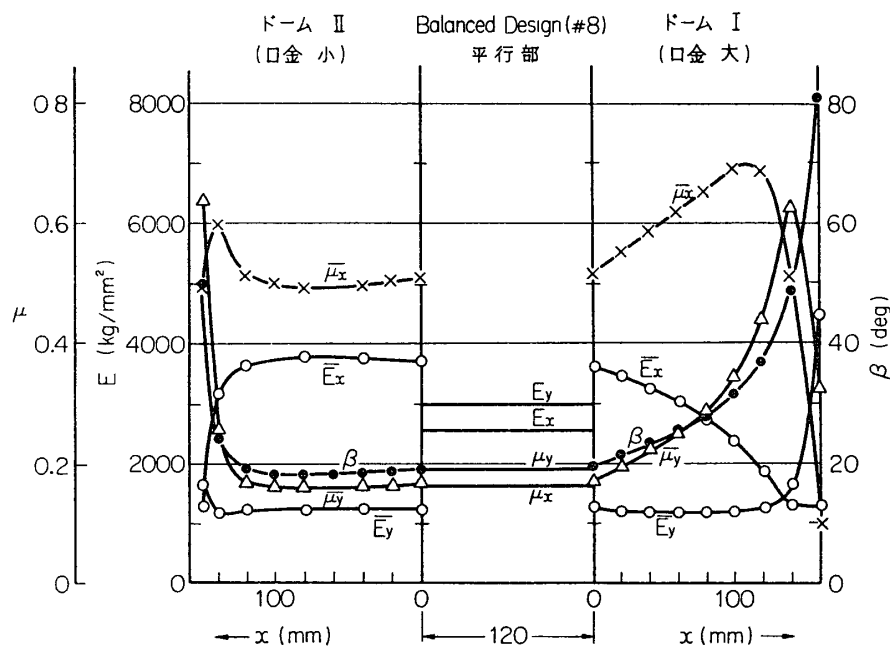
 σ_{f1}, σ_{f2} への影響 $R=240 \text{ mm}$ ($S=0.35$) $P=0.70 \text{ kg/mm}^2$ $E_m=300 \text{ kg/mm}^2$ $H=1.6 \text{ mm}$ $E_f=7000 \text{ kg/mm}^2$ $K=0.23 \text{ mm}$ $\nu_m=0.3$ $\lambda_1=0.539$ $n_2=4.08 \text{ 本/mm}$ 

図 13 480φ 球型チャンバ全体形状

(一連の実験中, 細部の変更, たとえばフープ・ワインディングでおおう幅の増大, 口金形状の変更などが行なわれたが, ここには一例を示す)

表 5 一方向強化材の基礎物性

$E_L=4700 \text{ kg/mm}^2$	E : ヤング係数
$E_T=1300 \text{ "}$	μ : ポアソン比
$\mu_L=0.25$	G : 剪断弾性係数
$\mu_T=0.07$	L : 繊維方向
$G_{LT}=450 \text{ kg/mm}^2$	T : これに垂直方向

図 14 #8 balanced design チャンバーの β と弾性係数分布 E : ヤング係数 μ : ポアソン比添字 x : 軸方向 添字 y : 円周方向

—: ドーム部 —なし: 円筒部

 x : 円筒部の終り (赤道) よりドーム開孔部方向への軸方向距離

一方向強化材の基礎物性 (表 5) をもとにして, L. B. Greszczuk の [20] [5] を用い, 弾性係数分布を計算した. 実測との比較については後述する. 結果は図 14 のように, 口金近くで \bar{E}_x が激減し, \bar{E}_y が急増することが目立つ. このため, 口金部周辺の補強はかなり広いのがよいであろう. もっとも元来この部の FW 層厚みは大きくなっているもので, 変形としては, 等厚で本図の E 分布の場合ほど大きくないはずである.

6. 耐圧試験結果とその検討

ドーム形状として, line 1, line 2 および balanced design の 3 種類を選び, ワインディング層の構成を変化させて, 一連の内圧破壊試験を行なった. ワインディング層の構成と重量, 試験結果を表 6 に示す. 重量には, シーラントを含まない. これは推葉のプライマーやインシュレーターと共用するためである.

表 6 480φ 球型チャンバ実験結果 (構成, バースト値, 重量)

No.	ドーム 形 状	インプレーン・ロー ピング 層数×本数/マン ドレル1回転	円周巻きロー ピング 本/軸方向 (mm)	バースト圧力 (kg/cm ²) 場 所	重 量 (kg)			強化繊維
					FRP	金 具	計	
○ 4	2	6 ply×2, 150	× 4.8	円周巻き >87 79.9	8.2	A 3.9 steel	12.1	E ガラス 12end roving
○ 5	1	6 ply×2, 150	× 4.8	円周巻き 101	8.2	3.9 steel	12.1	
	6	4 ply×2, 150	× 3.2	円周巻き 63.3	4.9	3.9 steel	8.8	
	7	× 2 ply×1, 880	4.8	ドーム 43	2.8	3.9 steel	6.7	
○ 8	balanced design	4 ply×1, 873	× 4.8	円周巻き 99.7 +少しドーム	4.38	B 5.85 steel	10.23	
○ 9	2	4 ply×1, 873	6.4	>87.5	(4.92)	5.85 steel	(10.77)	
	10	4 ply×1, 840	7.2	>56	5.15	C 0.91 Al	6.06	
○ 11	b. d.	× 4 ply×1, 863	5.8	ドーム 87.3	4.583	D 1.917 Al	6.50	
	12	4 ply×1, 852	5.28	} ~50 口金接 着部にて	4.52	1.92	6.44	
	13	"	"		"	"	"	
○ 17	"	4 ply×2, 024	5.4	70 proof OK	} 4.85	ノズル側 1.08 イグ側 0.87 計 1.95	6.80	S ガラス 20end roving
○ 18	"	"	"	燃 焼 OK				
○ 19	"	× 4 ply×1782/2	× 2.39	ドーム 73.0	} 3.005	ノズル側 1.145 イグ側 0.680 リング 0.110 計 1.935	4.94	
	20	"	"	未				

注 ○: 要求をみたしたもの

×: 破壊したローピング

バースト圧: >は途中で油がリークし, 昇圧しなくなったものを意味する。

6.1 油圧による内圧破壊試験とひずみ測定

油圧による内圧破壊試験に当り, 10 点程度に 8 % 塑性ひずみ計を接着して, 内圧とひずみの同時測定を行なった. 試験直前の E-ガラス製チャンバ, 試験の状況 (ドラム罐内で行なう), および破壊したチャンバの状況を図 15~17 に示す. 実験は大部分が東大宇宙航空研究所で, 一部が三菱重工業 K. K. 名古屋航空機製作所機体研究課で行なわれた. 測定されたひずみ分布の 2 例を図 18, 19 に示す.

6.2 実験結果とその検討

耐圧実験結果 (表 6) を検討して, 次のことが知られる.

(1) 破壊の様相とローピングの配分:

表 6 ローピングの欄にしるした×印は破壊の場所を示す. この結果と表 4 の σ_{f1} , σ_{f2} 計算値とは相当程度の対応が見られる. No. 4, 5 はインプレーン層を極端に厚くしてあるので, フープ層での破壊は当然であろう. No. 6 では, $\sigma_{f2} \gg \sigma_{f1}$ の設計としてあるので, フープ層で破壊している. No. 7 は $\sigma_{f1} = \sigma_{f2}$ であるが, ドーム部と平行部の接点での応力集中を考慮すれば, インプレーン層での破壊は十分うなづける. balanced design の No. 8 では,

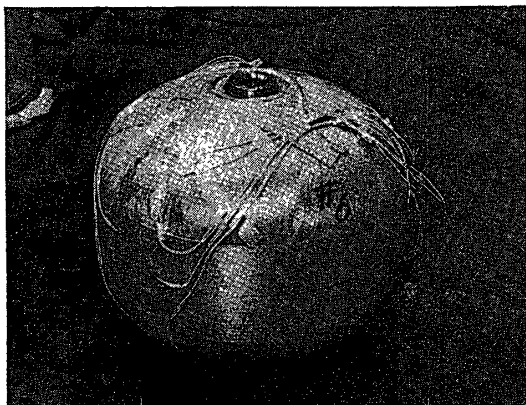


図 15 試験前のチャンバー



図 16 試験状況

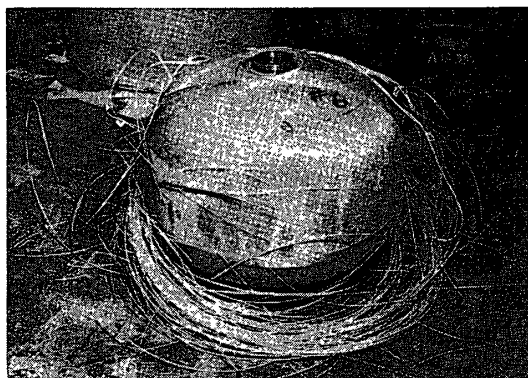
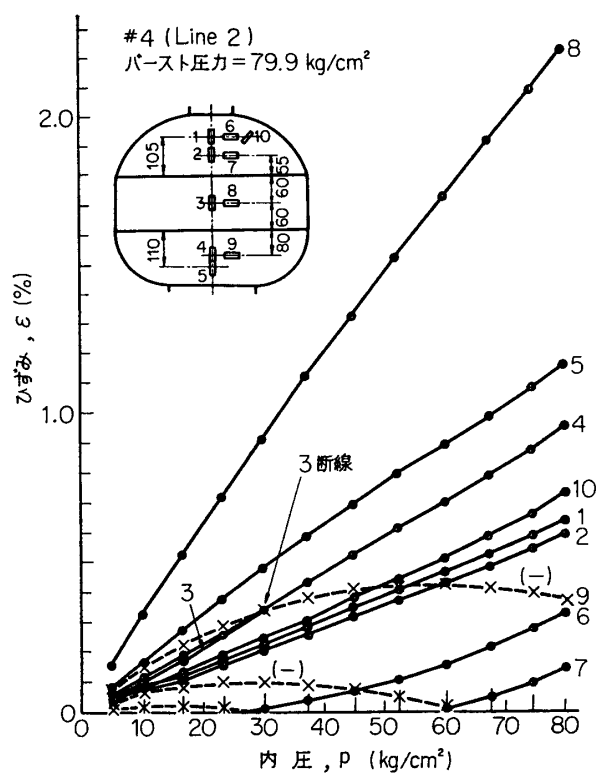


図 17 破壊したチャンバー

図 18 #4 (line 2) チャンバーのバースト・
テスト時のひずみ ϵ ~ 内圧 p 線図

#8 (Balanced Design)
バースト圧力 = 99.7 kg/cm²

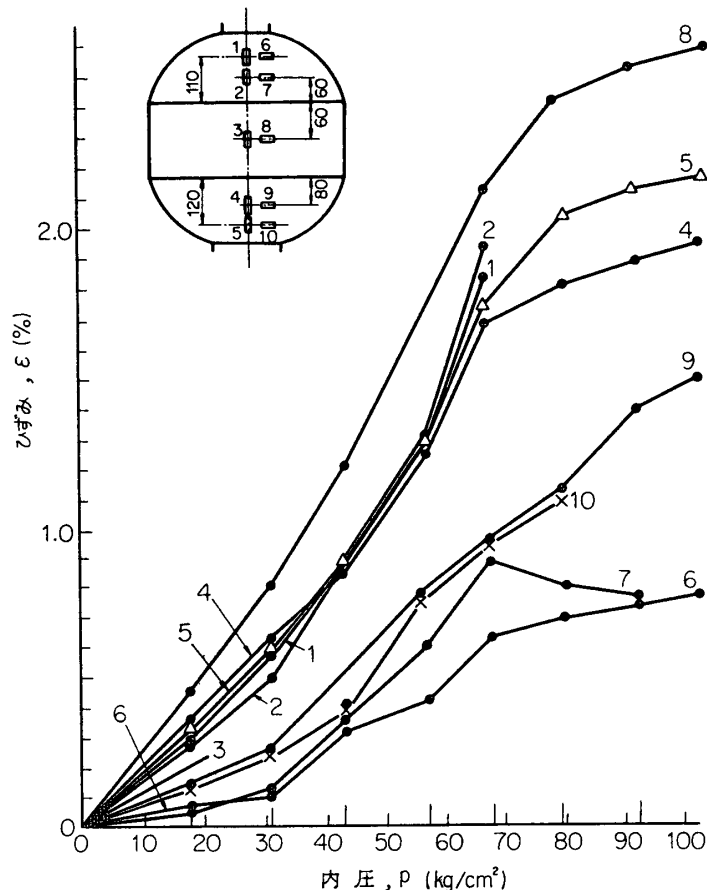


図 19 #8 (balanced design) チャンバーのバースト・テスト時のひずみ ϵ ～内圧 p 線図

$\sigma_{f2} > \sigma_{f1}$ でフープ層破壊. No. 9, 10 は line 2 と 1 のドームであるが, これはマトリックス応力が大であり, 当然樹脂の破断が考えられるが, テストでは繊維が破断せず, 油圧が繊維間よりリークしはじめて昇圧しなくなっている. 表 6 中の $>$ はその意味である. これはマトリックス応力の過大と関連づけられるものと推測される.

No. 12, 13 はロービングの配分およびドーム形状 (balanced design) は全く No. 11 と同じであるが, いよいよ燃焼用に作る目的で口金の接着剤を No. 11 までと異なるいわゆる耐熱性接着剤としたものである. だがこの接着剤は反面接着力不十分であつたらしく, 口金接着部が剥れ破断した. 以後は, この点を復旧し, さらに口金をリングで FRP 開孔部にしめつける設計とし, No. 17, 18 は満足な結果に復した.

ロービング配分について考えれば, E-ガラスの場合, インプレーン・ワインディング層は口金の接着さえ強力であれば, 2 ply \times 1852 本/マンドレル 1 回転当りで不足, 4 ply \times 1852 本/マンドレル 1 回転当りで十分である.

フープ・ワインディングは、ロービング本数 3.2 本/mm 幅で不足、4.8 本/mm 幅で十分である。

(2) 口 金

上述のように、口金の FRP との接着は重要である。No. 17 以降では口金をリングで FRP にしめつける設計とし、好結果を得ている。

口金重量は全体の中で相当のパーセンテージを占めるので、軽視できない。1.92~1.95 kg まで軽量化した 7075 T6 Al 合金の口金でよいと思われる。ただし、内面の耐熱性コーティングを十分考慮しておく必要がある。

(3) 重 量

E-ガラスロービングでは、No. 11, No. 17, 18 の重量 6.50~6.80 kg で 70 kg/cm² 以上の耐圧を得ている。

No. 19 の S-ガラスの導入で、4.94 kg, 耐圧 73.0 kg/cm² を得ている。

(4) 内圧 P ~ ひずみ ε の関係

注目されることは、たとえば line 2 のドーム形状をもつ #4 チャンバーに見られるように、内圧 P の上昇に伴い、負の ε_θ より正の ε_θ に移る個所があることである。これに対し、バランスド・デザインでは、皆最初から $\varepsilon > 0$ であった。これらの事実から、ドーム形状の内圧上昇に伴う変化が、 $N_\theta = (Pr_2/2)(2 - r_2/r_1)$ に顕著に利いていることが知られる*。

このように、内圧上昇によりドーム形状の変化することと、line 1, 2 に見られるような曲率のつぎ目での不連続も実際のマンドレルではおそらく滑かになっているであろうことから、netting analysis 理論で得られるドーム曲率不連続部で生じる σ_r , $\sigma_{\phi m}$, $\sigma_{\theta m}$ などのピーク値は、このままは働かぬであろうと推測される。

しかし、できるだけガラス・ロービングのみで応力を分担し、樹脂には極力配分しないのが、上述 (1) のようなリークの点からいって、またマトリックス破壊に始まる破壊のモードをさける点からいって好ましいと考えられる。

(5) E , μ 分布

球型チャンバーでの E , μ 分布は前述のように、一方向強化材の基礎力学物性値から求められたが、口金周辺での軸方向ヤング係数 \bar{E}_x の低下が顕著であり、口金による補強のこの面でもゆるがせにできないことが知られる。

表 7 に、 $P=0.7 \text{ kg/mm}^2$ での実測値と計算応力とから導いた弾性係数**と表 5 の値より導いた図 14 の分布との比較を示す。 μ_x , μ_y が合致の程度が不満足である。実測の $\varepsilon \sim P$ 線図は直線的でなく、 r_1 , r_2 は P によりかなり変化しているので、合致はこの程度となったものと推測される。

* p 小の時、 $2 < r_2/r_1$ ならば、 $N_\theta < 0$ であるが、 p 増大に伴い r_1 が r_2 に比し顕著に増大すると $2 > r_2/r_1$ なり、 $N_\theta > 0$ となる。

** 軸方向を x , 円周方向を y 方向として

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E_x} - \frac{\mu_y}{E_y} \sigma_y, \quad \varepsilon_y = \frac{\sigma_y}{E_y} - \frac{\mu_x}{E_x} \sigma_x, \quad \frac{\mu_x}{E_x} = \frac{\mu_y}{E_y}$$

が成り立つ。 ε_x , ε_y に実測値、 σ_x , σ_y に計算応力を入れると未知数 E_x , E_y , μ_x , μ_y は 4 個、式は 3 個だから、 E_x をあり得べき数個の値に仮定して、他の 3 者を計算してみると、表 7 のとおり。

表 7 # 8 balanced design 球型チャソバの弾性係数、基礎力学物性値よりの計算値とひずみ実測値よりの誘導値の比較

場所	位置 X (mm)	β (deg)	基礎物性値より計算した値 (kg/mm ²)	計算した応力 (kg/mm ²) σ_x σ_y	ゲージ No.	$P=0.70\text{kg/mm}^2$ でのひずみ実測 値 (%) ϵ_x ϵ_y	ひずみ実測値より誘導した値 (kg/mm ²)
平行部	中央	—	E_x E_y μ_x μ_y				E_x E_y μ_x μ_y
			2600 2880 0.174 0.194	22.95 45.9	3, 8	0.735 1.95	2500 2220 0.105 0.090 2600 2265 0.085 0.074 } ○ 2700 2290 0.068 0.059
ホーム I (口金大)	80	28.126	\bar{E}_x \bar{E}_y $\bar{\mu}_x$ $\bar{\mu}_y$				\bar{E}_x \bar{E}_y $\bar{\mu}_x$ $\bar{\mu}_y$
			2750 1180 0.65 0.29	39.4 11.2	4, 9	1.475 0.96	2500 854 0.223 0.076 ○ 2650 1110 0.031 0.013 2750 1390 - 0.106 - 0.053
ホーム II (口金大)	120	37.064					
			1900 1220 0.67 0.44	32.8 18.7	5, 10	1.565 0.90	1700 1210 0.332 0.237 ○ 1800 1380 0.248 0.190 1900 1580 0.163 0.136
ホーム II (口金大)	110	18.96					
			3720 1240 0.51 0.165	42.0 5.0	1, 6	1.655 0.64	2000 1155 1.7 1.0 × 2500 595 0.124 0.030 ○ 3000 — — — ×

(6) 破断ひずみ:

一般にフープ・ワインディング層のバーストは円周方向ひずみ $\epsilon_y = 2.5 \sim 2.6\%$ あたり (E-ガラス) でおこっている。

(7) その他:

以上の検討から、ドーム形状は balanced design がよいと思われる。E-ガラスで 70 kg/cm^2 バーストの要求で、 $6.5 \sim 6.8 \text{ kg}$ の重量が得られている。S-ガラスでは、 4.94 kg が得られた。これは軽量化の観点からはほぼ満足といえるが、一方チャンバーひずみの点では図 14 の円筒部で $E_x \approx 2600 \text{ kg/mm}^2$, $E_y \approx 3000 \text{ kg/mm}^2$ 程度の値をとることから金属より辛く、推薬のチャンバーひずみへの追従を確保するため、のびのある推薬を用いる必要があろう。

netting analysis はロービングを多方向に配分し、一方向強化のみとなることをさけるように注意すれば、ロービングの配分にかなり役立て得ると思われる。ただしこの際、樹脂応力は極力小さくするのがよいことはいうまでもなかろう。(1) 破壊の様相とロービングの配分、参照)

なお、S-ガラスを用いたチャンバーのデータは目下のところ、1 個であるが、これを図 20~22 に示す。

7. 結 言

1966 年度において、インプレーン・ワインディング法を急速に開発し、この方法により本邦最初の 480ϕ 球型 FW チャンバーの試作 (1966, 67 両年度) を行ない、一連のネッテ

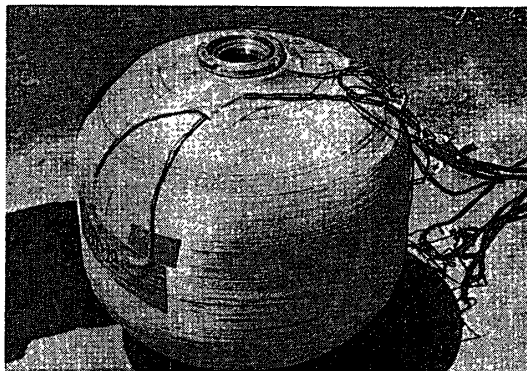


図 20 S-ガラス製 480ϕ 球型チャンバー
耐圧試験前

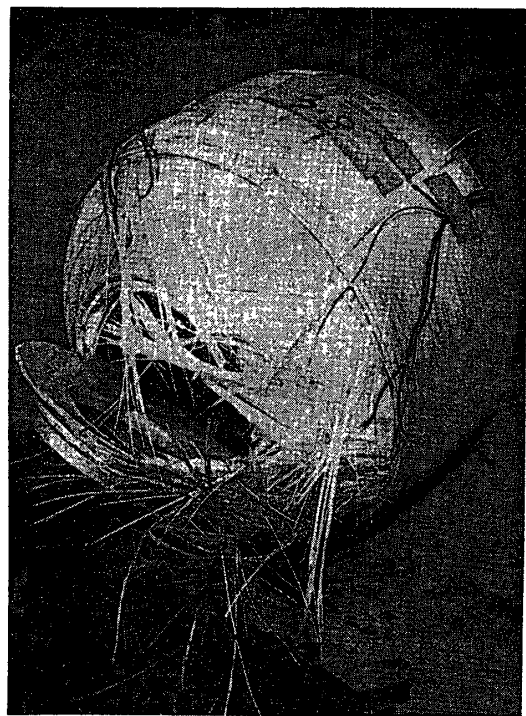
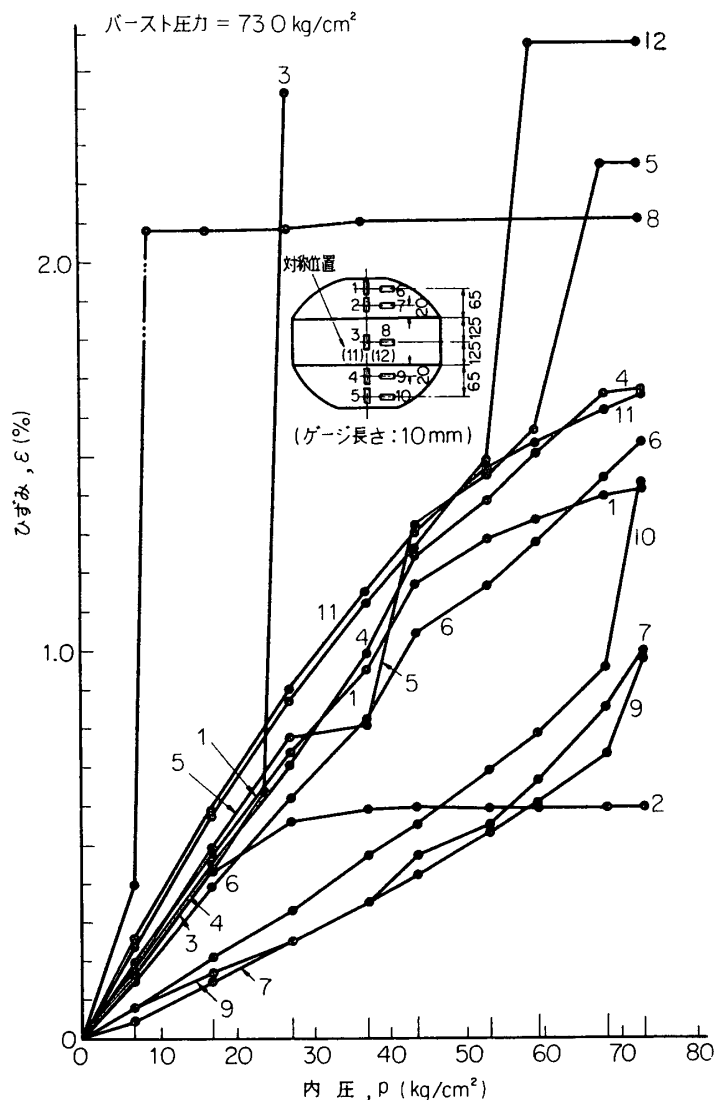


図 21 S-ガラス製 480ϕ 球型チャンバー
耐圧試験後

図 22 S-ガラス 480φ 球型チャンバーでの $\varepsilon \sim p$ 線図

ィングアナリシスによる解析, 内圧実験を行なった. この結果, 耐圧 70 kg/cm^2 以上で, 6.5 kg 重量 (E-ガラス) および 4.94 kg 重量 (S-ガラス) の 480ϕ 球型チャンバーが得られ, ほぼ満足な成果を収めた. この方法の有力であることが実証されたので, 今後さらに諸種のチャンバーに発展させたい. また, ネットィング・アナリシス理論は多方向強化チャンバーのロービング配分に有力な示唆を与えることが知られた. 終りに製作担当の三菱重工業 K. K. 名古屋航空機製作所, 田尾 忠, 加山 昭両技師はじめ関係諸氏, 実験に当り熱心に助力された当研究所井山向史, 阿部慎蔵, 橋本彰三, 本堂 明の諸氏に深甚の謝意を表する.

1968 年 9 月 20 日 材料部

参 考 文 献

- [1] D. V. Rosato, C. S. Grove, Jr.: "Filament Winding", Interscience Publishers (1964).

- [2] 河田幸三: “フィラメント・ワインディング法 FRP の成形と強度”, 日本航空学会誌, 14巻150号, 1966年7月, 223—239.
- [3] 植村益次, 山脇弘一: “フィラメント・ワインディング材の力学的性質”, 日本航空学会誌, 15巻 166号, 1967年11月, 381.
- [4] 河田幸三: “フィラメント・ワインディング (FW) 構造——FW ロケット・チャンバーの設計——” 複合材料シンポジウム予稿集, 日科技連, 1968年7月8—10日, 529—559.
- [5] 植村益次: “フィラメント・ワインディング (FW) 材料の剛性と強度” 同上, 491—528.
- [6] 森大吉郎, 河田幸三, 植村益次: “480φ フィラメント・ワインディング球型チャンバーの試験結果について”, 「宇宙航空工学におけるFRP」(第1回) シンポジウム予稿集, 東大宇宙航空研究所, 1967年1月, 239—245.
- [7] 河田幸三, 植村益次: “480φ 球型FRPチャンバに関する二, 三の解析” 同上(第2回) シンポジウム予稿集, 同上, 1967年12月, 161—168.
- [8] K. Kawata, M. Uemura, D. Mori: Proc. 7th ISTS (1967), 193.
- [9] 植村, 河田, 森, 加山: “500φ FRPチャンバの接合強度について” 同上(第2回) シンポジウム予稿集, 同上, 175—182.
- [10] R. F. Hartung: “Membrane Analysis of Orthotropic Filament-Wound Pressure Vessels”, Tech. Rep. 3-80-62-1, Lockheed Aircraft Corp., Calif., (1962)
- [11] O. Hoffman: “Analysis of Filament-Wound Pressure Vessels”, Lockheed Missile & Space Company, LMSD 480823, Calif., (1960)
- [12] O. Hoffman: “Stresses and Deformations in Filament-Reinforced Structures”, *ibid.*, 3-80-61-38, Calif., (1961)
- [13] 植村益次, 河田幸三, 森大吉郎, 岩田正明, 深井 保: “大型FW 一体巻きロケット・チャンバの内圧試験結果” 「宇宙航空工学におけるFRP」(第2回) シンポジウム予稿集, 東大宇宙研, 1967年12月, 169—174.
- [14] J. Zickel: TD-11 (1960), Aerojet-General.
- [15] 河田幸三: CAS研究報告, No. 9 (1966), 99.
- [16] 三菱のデータによる. たとえば, 田尾 忠, 加山 昭: 三菱重工技報, 4, No. 5 (1967/9), 59.
- [17] B. Paul: Trans. AIME, 219 (1960), 36.
- [18] Z. Hashin: Appl. Mech. Rev., Vol. 17, No. 1 (1964),
- [19] 林 毅: “繊維強化”, 複合材料シンポジウム予稿集, 日科技連, 1968年7月8—10日, 121—152: 日本機械学会誌, 71, 593 (1968), 721.
- [20] L. B. Greszczuk: “Elastic Constants and Analysis Methods for Filament Wound Shell Structures”, Rept. No. SM-45849, Douglas Aircraft Co., Jan. (1965).
- [21] M. F. Card: NASA TN D-3110 (1965).