

JAERI-M

4 7 5 8

ホールディングスペーサについて
(原子炉燃料棒の整列用)

1 9 7 2 年 3 月

岡 崎 元 昭

日 本 原 子 力 研 究 所
Japan Atomic Energy Research Institute

ホールディングスペーサーについて（原子炉燃料棒の整列用）

日本原子力研究所東海研究所原子炉工学部

岡崎元昭

（1972年2月10日受理）

原子炉燃料集合体の管束流路における熱料棒を規則正しく配列し、定められたピッチ間隔を保持させるためのスペーサーとして考案されたホールディングスペーサーを紹介し、その構造と特長、試作例について述べた。また、一般的にスペーサーに要求される事項を列挙すると共にスペーサーでの流動抵抗および熱除去機構に関する考察も述べた。なお、本スペーサーは熱交換器管群の整列用としても適用できると思われる。

Holding Spacer for Nuclear-fuel Rods etc.

Motoaki OKAZAKI

Division of Reactor Engineering, Tokai, JAERI

(Received February 10, 1972)

A new-type spacer, "Holding Spacer", contrived for keeping the arraying pitches of nuclear-fuel rods or heat-exchanger pipes is described; two kinds of the holding spacer are given for trial. General requirements for a spacer are reviewed, and also the mechanisms of hydraulic resistance and heat removal at the spacer. The holding spacer is expected to have many advantages over the conventional ones.

目 次

1. はじめに	1
2. スペースに要求される事項	1
3. ホールディングスペースの構造	2
3.1 三角配列の場合	2
3.2 四角配列の場合	2
4. ホールディングスペースの試作	4
4.1 試作 1	4
4.2 試作 2	4
5. ホールディングスペースの特長	5
5.1 従来のものとの比較	5
5.2 ホールディングスペースでの流動抵抗および熱除去に関する考察	6
5.3 スペース同志が互に管軸方向に拘束される構造(変法)	9
6. 結 論	10
7. 謝 辞	10
8. 参 考 文 献	10

図，表，写真 目次

図

Fig.1. Scheme of Holding spacer in triangular arrangement.	12
“ 2. Case of $P/d > 1183$ and $P/d < 1183$	13
“ 3. Scheme of Holding spacer in square Lattice arrangement $P/d < 1707$	14
“ 4. Dimensions and arrangement in trial manufacture.1.	15
“ 5. The case of Holding spacers which are constrained one another between adjacent spacers to axial direction.	16
“ 6. Skeleton of ware pad spacer.	17
“ 7. Skeleton of wire wrapping spacer. (For FBR)	17
“ 8. Skeleton of grid type spacer (For FBR)	18

表

Table. Comparison with the other types.	19
--	----

写真

Photo.1. Holding Spacer, Trial.1.View from right overhead.	20
“ 2. Fixed by 16.46ϕ rod	20
“ 3. View from right overhead 37 pieces are arranged triangularly.The outside are fixed by rubber bands.	21
“ 4. Oblique view of the same as above.	21
“ 5. $37-1646 \phi$ rods are assembled in spacers.	22
“ 6. Oblique view of the same as above.	22
“ 7. Trial 1(left). Trial 2(right).	23
“ 8. $10 \text{ mm } \phi$ pipe are fixed to trial 2. pitch of pipes is 1175 mm	23
“ 9. 3 pieces of Holding spacer with $10 \text{ mm } \phi$ pipe are set in $2667 \text{ mm } \phi$ inner dia-pipe.	24
“ 10. Oblique view of the same as above.	24
“ 11. Trial 1 (right)and Trial 2 (left) with pipe.	25
“ 12. Plate type spacer.	26
“ 13. Twist spacer.	26
“ 14. Wire type spacer.	26
“ 15. Bent wire spacer.	27
“ 16. Twist spacer.	27
“ 17. Ring spacer.	27
“ 18. Heart type spacer.	18

1 はじめに

管群が格子状あるいは千鳥形に配列された流路を流体が流れて加熱したり冷却したりするよ
うな装置、たとえば原子炉燃料集合体や熱交換器などではそれらの管群が規則正しいピッチで
配列されるようにスペーサーが用いられる。一般にこのような流路では水力直径は小さいが流
路断面積が大きいので流れの乱れが大きく、特に気液二相流や沸騰を起しつゝ流れる流れの場
合には流動状態は気泡流あるいは泡状流となり⁽¹⁾⁽²⁾、管群に加えられる流体力は单相流に比較
して非常に大きくなる。たとえばJPDR-II燃料集合体やATR 1次設計燃料集合体での流
れによる燃料棒の振動振巾は单相流にくらべ定常気液二相流では約1桁大きな値⁽³⁾⁽⁴⁾となっ
ている。スペーサーはこのような流体力による外力に対して十分な保持力がなければならぬと
同時に管および管群の振動によって、管とスペーサー接触部に発生するフレッキングコロ
ジョンと呼ばれる浸食作用を起さない構造とする必要がある。更に動力用原子炉では炉心をコ
ンパクトにして多くの熱量を取り出すために燃料棒間隔は出来るだけ狭くし、冷却材の流速を大
きくにとって高熱流束の熱除去を行なう（特に、核・熱設計上の要求から新型転換炉や高速増殖
炉で大きい）ため燃料要素内で生ずる圧力損失の内スペーサーの占める割合は非常に大きい。
⁽¹⁾⁽²⁾⁽⁸⁾⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾従って出来るだけ流動抵抗の少ない構造とすることが望まれる。この度、従来の形
式のものと比較して、これらの要求に対してかなり良い結果をもたらすであろうと考えられる
ホールディングスペーサーと呼ぶ新しいタイプのスペーサーを考案した^(注1)ので、その特徴
と試作結果について述べる。

2 スペーサーに要求される事項

性能上、製作上および組立上に分けて次のものが考えられる。^(注2)

性能上では

- (1) 管のピッチ間隔を精度よく保つこと。
- (2) 流動抵抗は出来る限り小さいこと。
- (3) 中性子吸収が出来るだけ小さくなるように、中性子吸収断面積の小さい材料を使うこと
が出来ると共にその構造自体が中性子吸収の少ないものであること。
- (4) 流れによる管の振動によってスペーサーと管の接触面でフレッキングコロジョンが
起らない構造であること。
- (5) 流体力によって管のピッチ間隔が狂わないこと。

(注1) 現在特許申請中。

(注2) これらの項目については文献(5)を参考にした。

1 はじめに

管群が格子状あるいは千鳥形に配列された流路を流体が流れて加熱したり冷却したりするよ
うな装置、たとえば原子炉燃料集合体や熱交換器などではそれらの管群が規則正しいピッチで
配列されるようにスペーサーが用いられる。一般にこのような流路では水力直径は小さいが流
路断面積が大きいので流れの乱れが大きく、特に気液二相流や沸騰を起しつゝ流れる流れの場
合には流動状態は気泡流あるいは泡状流となり⁽¹⁾⁽²⁾、管群に加えられる流体力は单相流に比較
して非常に大きくなる。たとえばJPDR-II燃料集合体やATR 1次設計燃料集合体での流
れによる燃料棒の振動振巾は单相流にくらべ定常気液二相流では約1桁大きな値⁽³⁾⁽⁴⁾となっ
ている。スペーサーはこのような流体力による外力に対して十分な保持力がなければならぬと
同時に管および管群の振動によって、管とスペーサー接触部に発生するフレッキングコロ
ジョンと呼ばれる浸食作用を起さない構造とする必要がある。更に動力用原子炉では炉心をコ
ンパクトにして多くの熱量を取り出すために燃料棒間隔は出来るだけ狭くし、冷却材の流速を大
きくにとって高熱流束の熱除去を行なう（特に、核・熱設計上の要求から新型転換炉や高速増殖
炉で大きい）ため燃料要素内で生ずる圧力損失の内スペーサーの占める割合は非常に大きい。
⁽¹⁾⁽²⁾⁽⁸⁾⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾従って出来るだけ流動抵抗の少ない構造とすることが望まれる。この度、従来の形
式のものと比較して、これらの要求に対してかなり良い結果をもたらすであろうと考えられる
ホールディングスペーサーと呼ぶ新しいタイプのスペーサーを考案した^(注1)ので、その特徴
と試作結果について述べる。

2 スペーサーに要求される事項

性能上、製作上および組立上に分けて次のものが考えられる。^(注2)

性能上では

- (1) 管のピッチ間隔を精度よく保つこと。
- (2) 流動抵抗は出来る限り小さいこと。
- (3) 中性子吸収が出来るだけ小さくなるように、中性子吸収断面積の小さい材料を使うこと
が出来ると共にその構造自体が中性子吸収の少ないものであること。
- (4) 流れによる管の振動によってスペーサーと管の接触面でフレッキングコロジョンが
起らない構造であること。
- (5) 流体力によって管のピッチ間隔が狂わないこと。

(注1) 現在特許申請中。

(注2) これらの項目については文献(5)を参考にした。

- (6) 作動状態の温度と放射能の中で変形せず、かつ長期の使用に耐えること。
- (7) スペーサーが流れによって管軸方向にすべらない構造であること。
- (8) スペーサーを置くために余分のスペースを要し発熱部が短くなり、結果として、原子炉をコンパクトに出来ないことがないこと。

製作上では

- (9) 構造が簡単で困難な作業を伴わずに精度の良いものが出来ること。
- (10) 溶接部のない方が望ましい。
- (11) なるべく使用材料が少なく重量の小さいこと。
- (12) 製作工数が少ないこと。

組立上では

- (13) 管に装着する際管表面を傷つけないこと。
- (14) スペーサーを管束集合体に装着した状態に組立てやすいこと。

3 ホールディングスペーサーの構造

3.1 三角配列の場合

Fig.1に三角配列の管にホールディングスペーサーを装着した所の横断面図を示す。ホールディングスペーサーは半径 r_2 の円筒の円弧の一部を3箇所内側に同じ半径 r_2 で曲げた形で管を保持する形になっている。保持力はスペーサー全体の円弧のバネ力によって得るので、図のように管の装着する前の自由な状態では円弧 r_2 は少し小さくなっている。この状態のものを管にはめることによって内側に曲げた円弧が管をしっかりと掴むと共に Fig.1のような寸法関係になる形式のものである。管径 d と配列ピッチ間隔 P の関係は $(P/d) = 1.183$ とすると Fig.1のように円弧の接続部が隣り合う3個のスペーサーで一点に交る。 $(P/d) > 1.183$ の場合は Fig.2(a)のように円筒の内側に曲げた部分によって囲まれる三角形の空間ができる。これに対して $(P/d) < 1.183$ の場合は Fig.2(b)のように円筒の部分によって囲まれる三角形の空間ができる。

3.2 四角配列の場合

Fig.3に四角配列の管にホールディングスペーサーを装着した所の横断面図を示す。この場合は半径 r_2 の円筒の円弧の一部を4箇所内側に同じ半径 r_2 で曲げた形で管を保持する形になっている。保持力は千鳥形配列(正三角配列)の場合と同様にスペーサー全体の円弧のバネ力によって得るので管に装着する前の自由な状態では円弧 r_2 は少し小さくなっている。管径 d と配列ピッチ P の関係は三角配列のようにある点を境にして空間の形状が異なるということはないが P/d に限界がある。 $P/d = 1.707$ のとき Fig.3の \widehat{BC} はB点とC点が一点にくるので $P/d > 1.707$ では同じような形状としては使えない。従って一応 $P/d < 1.707$ が使用限界である。又、三角配列では隣接するスペーサー同志が互にかみあって回転することはないが四角配

- (6) 作動状態の温度と放射能の中で変形せず、かつ長期の使用に耐えること。
- (7) スペーサーが流れによって管軸方向にすべらない構造であること。
- (8) スペーサーを置くために余分のスペースを要し発熱部が短くなり、結果として、原子炉をコンパクトに出来ないことがないこと。

製作上では

- (9) 構造が簡単で困難な作業を伴わずに精度の良いものが出来ること。
- (10) 溶接部のない方が望ましい。
- (11) なるべく使用材料が少なく重量の小さいこと。
- (12) 製作工数が少ないこと。

組立上では

- (13) 管に装着する際管表面を傷つけないこと。
- (14) スペーサーを管束集合体に装着した状態に組立てやすいこと。

3 ホールディングスペーサーの構造

3.1 三角配列の場合

Fig.1に三角配列の管にホールディングスペーサーを装着した所の横断面図を示す。ホールディングスペーサーは半径 r_2 の円筒の円弧の一部を3箇所内側に同じ半径 r_2 で曲げた形で管を保持する形になっている。保持力はスペーサー全体の円弧のバネ力によって得るので、図のように管の装着する前の自由な状態では円弧 r_2 は少し小さくなっている。この状態のものを管にはめることによって内側に曲げた円弧が管をしっかりと掴むと共に Fig.1のような寸法関係になる形式のものである。管径 d と配列ピッチ間隔 P の関係は $(P/d) = 1.183$ とすると Fig.1のように円弧の接続部が隣り合う3個のスペーサーで一点に交る。 $(P/d) > 1.183$ の場合は Fig.2(a)のように円筒の内側に曲げた部分によって囲まれる三角形の空間ができる。これに対して $(P/d) < 1.183$ の場合は Fig.2(b)のように円筒の部分によって囲まれる三角形の空間ができる。

3.2 四角配列の場合

Fig.3に四角配列の管にホールディングスペーサーを装着した所の横断面図を示す。この場合は半径 r_2 の円筒の円弧の一部を4箇所内側に同じ半径 r_2 で曲げた形で管を保持する形になっている。保持力は千鳥形配列(正三角配列)の場合と同様にスペーサー全体の円弧のバネ力によって得るので管に装着する前の自由な状態では円弧 r_2 は少し小さくなっている。管径 d と配列ピッチ P の関係は三角配列のようにある点を境にして空間の形状が異なるということはないが P/d に限界がある。 $P/d = 1.707$ のとき Fig.3の \widehat{BC} は B点とC点が一点にくるので $P/d > 1.707$ では同じような形状としては使えない。従って一応 $P/d < 1.707$ が使用限界である。又、三角配列では隣接するスペーサー同志が互にかみあって回転することはないが四角配

列では Fig. 3 で(a)と(d)のスペーサーは回転できる。しかし \widehat{BC} と間隙 AB は同じ長さを有するので(a)のスペーサーが何らかの原因で回転してゆくとスペーサー(a)の \widehat{BC} に相当する部分が間隙 AB にはまりこむ危険性がある。その対策としてはスペーサー(c)の点線で示したような形状に(b)のスペーサーも変形させ(a)および(d)のスペーサーの回転を防止することができる。あるいは、(d)の一部に示したように(a)のスペーサーの \widehat{BC} に相当する部分を長くする方法もあるが、この場合は(b)(c)のスペーサーが半径 r_2 の円筒から製作できるのに対し(a)(d)では r_2 より少し大きな円筒から製作しなければならないので材料が多く入り、製作工数も多くなる。

しかしながら、この回転の問題は燃料棒の長さ方向に 2 箇所以上スペーサーを取付けなければならない場合は、スペーサーの並べ方を(a)と(b)を長さ方向で交互に取付けることによって防止できるので全然問題なくなる。

4 ホールディングスペーサーの試作

ホールディングスペーサーの保持力を調べることを主目的とし、構造上および製作上の問題点をも探るために、管束が三角配列の場合における管径16.46 mmと10 mmの管用の大小2つの大きさのホールディングスペーサーを試作した。試作1では一応大量生産方式の「型による絞り加工」にしてみたが、ある程度予想されたように原材料である0.3 mmのインコネルの板は±1割程度の偏肉が生じた。保持力は1~1.5 kg程度であった。試作2では0.175 mmの薄いパイプの両わきを型でプレスして作った。0.175 mmの薄いパイプは削り出して作ったが、この肉厚にバラつきがあったようで、保持力にバラつきが生じた。

4.1 試作 1

被覆管径16.46 mm, 管ピッチ18.56 mmの三角配列の場合、

- 材質 三菱金属製 MA-201 (インコネル600相当品)

高温における耐食性を考えたこと、およびインコネルにおける加工性がどの程度かを知りたいことなどの点で一応本材質を選んでみた。

- 製作方法

0.3 mmの薄板から深絞りによって製作した。絞り型の数は10個(即ち10段階で絞る)であった。

- 製作結果

深絞り加工による偏肉は厚くなった部分で0.3 mmから0.33 mm程度、薄くなった部分で0.3 mmから0.27 mm程度であった。加工表面は多少粒子の荒れているのが観察された。photo.1~photo.6に試作品の写真を示す。保持力はスペーサー1個につき1~1.5 kg程度の荷重まで棒とスペーサーの間にすべりが起らなかった。ピッチはphoto.3の六角形の3つの対角線について測定した所、目標値の18.56 mmに対しての正確さはなかったがピッチは19.2 mmで非常に精度がよかった。即ちスペーサーは対称性がよく製作の再現性もよいことが分った。

4.2 試作 2

被覆管径10 mm, 管ピッチ11.75 mmの三角配列の場合、

- 材質 SUS27

- 製作方法

0.175 mmの板厚の円筒を、パイプから削り出して作り、それを円筒の両わきから型でプレスして作った。

- 製作結果

プレスする前段階の非常に薄い(0.175 mm)円筒材をパイプから削り出して作るためか肉厚にバラつきがあるようで保持力は一定せず、棒とスペーサーの間のすべりを生じさせるに必要な力は100 gr~400 grの間にバラついた。ピッチはphoto.3のように並べられる程沢山製作しなかったので詳しくは分らないがphoto.9のように並べた所では相当良いように思われる。photo.7~photo.11に試作品の写真を示す。

5 ホールディングスペーサーの特長

5.1 従来のものとの比較

動力用原子炉のために開発されているこれまでのスペーサーには比較的燃料棒径の大きく又棒のピッチ間隔の広い水冷却型用として板状型、ツイスト型、ウェアパッド型、リング型、ワイヤ型、抑え板型など、その他沢山の種類があり、(Photo.12~18参照)燃料棒径が非常に小さく、棒のピッチ間隔も狭い高速炉用としてグリッド型、ワイヤラッピング型などがある。(Fig.6~8参照)一応これらのものにつき、2章「スペーサーに要求される事項」の各項目につきホールディングスペーサーと比較してみる。

Table においてホールディングスペーサーが劣ると思われる項目は板状型における7, 12であるが、^(P.19)7については板状型は燃料棒に直接取付けられるので絶対すべらないのであるが(このことはスペーサーコネクティングロッドを用いる場合他の型のものについてもあてはまる)ホールディングスペーサーは燃料棒にスペーサー自身のバネ力で燃料棒を抱き締める形なので抱き締め力が何らかの原因で弱まると流れの摩擦力ですべてゆく可能性がある。しかし、これが品質上、使用条件のもとで保証されれば必ずしも燃料棒に固定されている必要はない。もし、どうしてもこれが心配ならば5.3に述べるように隣り同志のスペーサーが互に軸方向に拘束しあう形状とし、一つあるいはいくつかのスペーサーを燃料棒に固定する構造にすることもできる。項目5, 6, 7, 8, 14については殆どでどちらとも云えないことになっているが、これは他のスペーサーにおいてこれらの項目は大体、充分満足するように出来ていると考えたためでありホールディングスペーサーが、他の形式のものより劣ることはないと考えられる。項目13については、被覆管へのホールディングスペーサー装着用治具を用いることによって、被覆管表面をすべらせることなくスペーサーを所定の位置に取付けることが可能なので従来のようにスペーサー内をすべらせて被覆管を装着する際の被覆管表面のすり傷について心配する必要がない。以上の比較表をもとにホールディングスペーサーの特長を上げると次のようである。

- (1) スペーサー内の流れに突起物となるものがなく、又壁面が少なくなる(即ち、スペーサー内流路でぬれ縁長さが小さい)ので流動抵抗が非常に小さい。
- (2) スペーサーが燃料棒の一本一本を固く抱き締める形なのでスペーサーによる保持は確実である。従ってこの保持力が流体摩擦による軸方向のすべりに対して安全上充分あることが保証できればスペーサーコネクティングロッドは不要となる。
- (3) 燃料棒の振動によるフレッチングコロージョン(Fretting Corrosion)はスペーサーが棒を固く抱き締めているので、スペーサーと燃料棒表面の間では起らず隣接するスペーサー表面で起ることになるが、スペーサー同志の接触面積が非常に大きいので、接触圧力は非常に小さく、これは実際は殆ど問題なくなる可能性が大きい。
- (4) スペーサー材料が少ない。
- (5) 構造が簡単で製作容易

円筒材料から型でプレス加工もできるし、この形状のダイスから引抜きで作れる可能性もある。

- (6) 溶接部が全くないのでそれによる歪が生ぜず、寸法精度のよいものができるだろう。
- (7) スペーサー装着用治具を用いることによって被覆管表面を傷つける恐れが全くない。
- (8) 燃料体は横置きにして、一本一本横重ねて組立てることができる。
- (9) スペーサーの支え方が管を管軸方向に真直にするように支えるものであること。即ちスペーサーの支え方が管表面の軸方向に対して線接触であり、スペーサーの形状からして軸方向に真直のものができること。従来の場合には支えることによってその部分でどうしても曲げるような力がかかる構造となっている。この支え方は又、あらゆる支持方法の内、振動振巾を最も小さくする両端固定（材料力学で云う所の）による支持である。

5.2 スペーサーでの流動抵抗および熱除去に関する考察

一般にスペーサーによって生ずる流動抵抗は現象的にみて次の3つのものが考えられる。

1. スペーサー壁面による摩擦抵抗
2. スペーサーが突起物となって流路面積をせばめ、スペーサー内の流れに大きな乱れを与えることによるもの
3. スペーサー内の流れに大きな乱れは与えないが、流路面積が非常に小さくなり、そこでの流速が大となり、スペーサーを出たあとの流路で大きな乱れを起すもの。

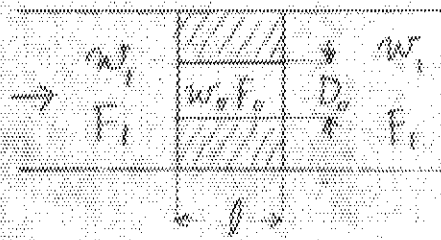
ホールディングスペーサーにおいては2.と3.に対しては最も少なくなっている型と思われるが、1.に対してはそれ程でもない。これをなくす方法としては壁面に窓をあけることが考えられる。しかしながら1.による流動抵抗は空気-水二相流による圧力損失測定結果によると二相流に対してはあまり大きな要素とならないと考えられる結果が出ている。⁽¹⁾⁽²⁾即ちリング型、ウェアパッド型およびツイスト型の3種類につき単相および二相流によるスペーサーでの圧力損失は単相流の場合、ウェアパッド型、ツイスト型、リング型の順で大きくなるが、二相流になるとボイドの増加に伴う圧力損失の増加の割合はリング型、ツイスト型、ウェアパッド型の順序で大きく、あるボイド率以上になるとリング型の方がウェアパッド型よりも結局小さくなる。これら3種類の型のものにつき上述したような圧力損失を起す項目につき検討してみると項目1.についてはツイスト型、ウェアパッド型、リング型の順で大きく、項目2.についてはリング型、ウェアパッド型、ツイスト型の順で大きく、項目3.についてはリング型、ツイスト型、ウェアパッド型の順で大きい。従ってリング型が単相流で最も大きな圧力損失を生じさせたにも拘らず二相流のあるボイド率以上になると、最も小さな圧力損失となった原因は、二相流になると項目1.の効果が減少し、項目2.3の効果が最も少ないために結局圧力損失が小さくなったと考えられる。これは一応次のように解釈することができる。リング型スペーサーは管束流路内に流れを切るように突然存在するので、二相流の気泡がスペーサーリングによって切られる状態で流れるであろう。このため気泡がリング壁面での流れのせん断力を弱める作用をし、スペーサー内の流路に突起物もなく又流路断面積も小さくならない利点が活かされることになるのであろう。

ここで、試作例 1.の場合のホールディングスペーサーによって生ずる圧力損失を水単相流の場合につき予測してみる。単相流の場合管束流路内にホールディングスペーサーがあるよう

な流れでは、管束流路およびスペーサーがある部分の水力直径を用いて円管流路が急激に狭まり、ある距離をへだて、再び急激に広がる流れにおける圧力損失計算式⁽⁷⁾を用いることによって近似できる。註)

今、試作例 1, 2 では被覆管径 16.46 mm, 管ピッチ 18.56 mm の三角配列である。Fig. 4 および Photo. 3, 5 のように 37 本を六角形状に配列し、これを内径 13.38 mm の圧力管に収めたとする。この時圧力管壁に最も近い被覆管との間隙は 3 mm である。スペーサー板厚としては製作例 1, 2 の場合の 0.3 mm (A) の他に 0.25 mm (B) の場合についても考える。この時流路における寸法は次のようになる。

	スペーサーのある断面	スペーサーなしの断面
流路断面積 (mm ²)	(A) 5466.5 (B) 5586.6	6187
スペーサー断面積 (mm ²)	(A) 720.45 (B) 600.4	
ぬれ縁長さ (mm)	(A)(B) 5189.5	2333.6
水力直径 (mm)	(A) 4.214 (B) 4.306	10.61
スペーサー長さ (mm)	(A)(B) 25	



- w : 流速 m/sec
- F : 断面積 m²
- D₀ : 直径 m
- ΔH : 圧力損失 Kg/m²
- γ : 流体の比重量
- ν : 流体の動粘性係数 m²/sec
- D_h : スペーサー断面での水力直径 (m)
- ℓ : 長さ (m)

文献(7)の P. 140より

1. $Re = \frac{W_0 D_h}{\nu} > 10^5$ のとき

$$\zeta = \frac{\Delta H}{\gamma w_1^2} = \left[\left(0.5 + \tau \sqrt{1 - \frac{F_0}{F_1}} \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right) + \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^2 + \lambda \frac{\ell}{D_h} \right) \left(\frac{F_1}{F_0} \right)^2 \right]$$

$$= \left(\zeta_0 + \lambda \frac{\ell}{D_h} \right) \left(\frac{F_1}{F_0} \right)^2 \dots \dots \dots (1)$$

ここで τ は $\frac{\ell}{D_h}$ の関数で、グラフより求める。

註) 伝熱流動第1研究室秋野氏、谷田氏の研究結果(未発表)による。

2. $Re < 10^6$ (大体) のとき

$$\zeta = \frac{\Delta H}{\frac{\gamma w_1^2}{2g}} = \left(\zeta_\varphi + \frac{Re}{\epsilon_0} \zeta_0 + \lambda \frac{\ell}{D_h} \right) \left(\frac{F_1}{F_0} \right)^2 \dots \dots \dots (2)$$

ここで ζ_φ , $\frac{Re}{\epsilon_0}$ は Re 数と $\frac{F_0}{F_1}$ の函数としてグラフより求める。

今 20°C の水 ($\gamma = 1000 \text{ Kg/m}^3$ とする) が流れるとき、

$$w_1 = 3 \text{ m/sec} \text{ として計算すると}$$

$$Re = \frac{w_1 D_h}{\nu} = 1.34 \times 10^4$$

従って(2)式を用いることになる。

λ は平滑管として文献(7)中の D 2-2 (P. 67) より求める。 $Re = 1.34 \times 10^4$ では

$$\lambda = 0.029$$

$$\zeta_\varphi = 0$$

$$\frac{Re}{\epsilon_0} = 0.76$$

$$\zeta_0 = 0.0718 \text{ (A)}$$

$$= 0.0572 \text{ (B)}$$

結局 $\zeta = 0.29 \text{ (A)}$

$$= 0.26 \text{ (B)}$$

$$\Delta H = \begin{cases} 133.2 \text{ Kg/m}^2 \text{ (A)} \\ 119.4 \text{ Kg/m}^2 \text{ (B)} \end{cases}$$

ここで、スパーサーが存在する区間 25 mm にスパーサーがない場合の 25 mm 区間の管束流路における圧力損失 ΔP_R を計算すると、

$$\Delta P_R = 0.316 Re^{-\frac{1}{4}} \frac{\ell}{d} \frac{\gamma}{2g} w_1^2 \dots \dots \dots (3)$$

$w_1 = 3 \text{ m/sec}$ のとき $\Delta P_R = 25.66 \text{ Kg/m}^2$ である。

従ってスパーサーが存在するため余分に起る流動抵抗をスパーサーによる圧力損失 ΔP_{sp} とすると

$$\Delta P_{sp} = \Delta H - \Delta P_R = \begin{cases} 107.5 \text{ Kg/m}^2 \text{ (A)} \\ 93.74 \text{ Kg/m}^2 \text{ (B)} \end{cases} \dots \dots \dots (4)$$

となる。

(4)で示される値は ATR 2 次設計燃料体でのリング型、ツイスト型、ウェアパッド型における圧力損失測定結果⁽²⁾と比較すると(この場合スパーサーがない部分の管束流路の水力直径は約 9.6 mm で本計算における 10.61 より少し小さいが)非常に小さい値である。測定結果を参考のために記すと、

$$w_1 = 3 \text{ m/sec} \text{ で}$$

リング型	~350 Kg/m ²
ツイスト型	~250 Kg/m ²
ウェアパッド型	~220 Kg/m ²

次に(4)の計算結果からスペーサーにかかる浮上力 $[F_D]_{sp}$ を計算してみる。

文献(11)より $[F_D]_{sp} = \Delta P_{sp} \times A_f$ で近似できるから、

ここで A_f : スペーサーなしの断面における管束流路断面積

$$[F_D]_{sp} = 107.5 \times 6187 \times 10^{-6} \text{ Kg}$$

$$= 665.1 \text{ gr}$$

$[F_D]_{sp}$ は A_f の断面積内にあるスペーサー全体がうける浮上力であるから、ホールディングスペーサー1個当りうける浮上力は

$$\frac{665.1}{37} \div 18 \text{ gr} \text{ である。}$$

本試作の場合常温において1~1.5 Kgのすべりに対する静摩擦力があったが実際の燃料棒が冷却材中で発熱している場合、この保持力がどの程度になるかについて別途試験を要する。

次にスペーサーが存在するためその部分での熱伝達率がどのように変化するかという問題であるが、これは最終的にはバーンアウトがここで起るか起らないかの問題となるのでスペーサーを取付けた管束流路でのバーンアウトの実験結果を参考にしてみる。リング型スペーサーを取付けたATR燃料体での実験結果^(註1)によるとスペーサー部ではバーンアウトは生じていない。リング型の場合スペーサーと棒との間隙は棒の全周にわたって約0.75 mmしかないのでこの部分の熱除去は相当悪くなるのではないかと予想されるが、それでもバーンアウトは起らなかったことからすると、この部分での流れの乱れあるいはフィン効果が大きく作用し、熱伝達率はむしろよくなっているのではないかと考えられる。もしこの推測が正しいとするとホールディングスペーサーの場合は燃料棒とスペーサーとの接触圧力は大きいのでフィン効果が大きく作用し、隘路のような部分が存在したとしてもフィン効果によって熱伝達率は悪くはならないのではないかと予想される。しかしこう断定することはできず、当然実験してみないと分らないことである。

5.3 スペーサー同志が互に管軸方向に拘束される構造(変法)

もしスペーサーの燃料棒に対する抱き締め力が、流動抵抗によるスペーサー軸方向のすべりを生じさせる力に対して安全上充分と認めることができない場合は Fig. 5 のように隣接するスペーサー同志が軸方向に互に拘束しあい、すべらない構造とすることができる。^(註2)

(註1) 小堀哲雄氏ATR伝熱専門委員会資料(Dec. 1971)

(註2) この方法は燃料設計研究室森島淳好室長の提案による。

6 結 論

ホールディングスペーサーは比較的燃料棒径の大きく、棒ピッチ間隔も大きい水冷却型管束流路用スペーサーとしても燃料棒径の小さく、棒ピッチ間隔も小さい高速炉用としても他の形式のスペーサーと比較してかなり良い結果をもたらすことが予想される。その特長は5章に記してあるが主要な特長を要約すると

1. 流動抵抗が小さい。
2. フレッキングコロージョンの心配がない。
3. 構造簡単で製作容易
4. 寸法精度が良い。
5. スペーサーを被覆管に装着する際治具を用いることによって被覆管表面を損傷する恐れがない。
6. スペーサーの支え方が被覆管を管軸に真直に支えるものであること。このためスペーサーのピッチと被覆管真直度が保証されるならば管束流路内の管ピッチは全長にわたって保証される。
7. スペーサーコネクティングロッドを不要とすることができる可能性が大きい。

7 謝 辞

本ホールディングスペーサーの変法につきご提案頂いた燃料設計研究室森島淳好室長、試作2のスペーサーを製作して頂いた原研工作課の方々、試作1のスペーサーを製作して頂いた佐藤金属株式会社および特殊金属株式会社の方々、ホールディングスペーサーでの圧力損失が(1)、(2)式によって近似できることを示唆して頂いた伝熱流動第一研究室秋野詔夫氏および谷田稔氏そして本レポート作製に当って種々有益な御助言を頂いた伝熱流動第2研究室山崎弥三郎室長に深く感謝いたします。

8 参 考 文 献

1. 岡崎元昭, 新妻恭, 山崎弥三郎 JAERI-memo 3882 「ATR用燃料体の圧力損失」
Dec. 1969
2. 岡崎元昭, 新妻恭, 山崎弥三郎 JAERI-memo 4318 「ATR 2次設計燃料体の圧力損失」
Jan. 1971
3. 岡崎元昭, 新妻恭, 山崎弥三郎 JAERI-memo 4361 「燃料棒の振動 (ATR 1次設計燃料体の場合)

6 結 論

ホールディングスペーサーは比較的燃料棒径の大きく、棒ピッチ間隔も大きい水冷却型管束流路用スペーサーとしても燃料棒径の小さく、棒ピッチ間隔も小さい高速炉用としても他の形式のスペーサーと比較してかなり良い結果をもたらすことが予想される。その特長は5章に記してあるが主要な特長を要約すると

1. 流動抵抗が小さい。
2. フレッキングコロージョンの心配がない。
3. 構造簡単で製作容易
4. 寸法精度が良い。
5. スペーサーを被覆管に装着する際治具を用いることによって被覆管表面を損傷する恐れがない。
6. スペーサーの支え方が被覆管を管軸に真直に支えるものであること。このためスペーサーのピッチと被覆管真直度が保証されるならば管束流路内の管ピッチは全長にわたって保証される。
7. スペーサーコネクティングロッドを不要とすることができる可能性が大きい。

7 謝 辞

本ホールディングスペーサーの変法につきご提案頂いた燃料設計研究室森島淳好室長、試作2のスペーサーを製作して頂いた原研工作課の方々、試作1のスペーサーを製作して頂いた佐藤金属株式会社および特殊金属株式会社の方々、ホールディングスペーサーでの圧力損失が(1)、(2)式によって近似できることを示唆して頂いた伝熱流動第一研究室秋野詔夫氏および谷田稔氏そして本レポート作製に当って種々有益な御助言を頂いた伝熱流動第2研究室山崎弥三郎室長に深く感謝いたします。

8 参 考 文 献

1. 岡崎元昭, 新妻恭, 山崎弥三郎 JAERI-memo 3882 「ATR用燃料体の圧力損失」
Dec. 1969
2. 岡崎元昭, 新妻恭, 山崎弥三郎 JAERI-memo 4318 「ATR 2次設計燃料体の圧力損失」
Jan. 1971
3. 岡崎元昭, 新妻恭, 山崎弥三郎 JAERI-memo 4361 「燃料棒の振動(A TR 1次設計燃料体の場合)

6 結 論

ホールディングスペーサーは比較的燃料棒径の大きく、棒ピッチ間隔も大きい水冷却型管束流路用スペーサーとしても燃料棒径の小さく、棒ピッチ間隔も小さい高速炉用としても他の形式のスペーサーと比較してかなり良い結果をもたらすことが予想される。その特長は5章に記してあるが主要な特長を要約すると

1. 流動抵抗が小さい。
2. フレッキングコロージョンの心配がない。
3. 構造簡単で製作容易
4. 寸法精度が良い。
5. スペーサーを被覆管に装着する際治具を用いることによって被覆管表面を損傷する恐れがない。
6. スペーサーの支え方が被覆管を管軸に真直に支えるものであること。このためスペーサーのピッチと被覆管真直度が保証されるならば管束流路内の管ピッチは全長にわたって保証される。
7. スペーサーコネクティングロッドを不要とすることができる可能性が大きい。

7 謝 辞

本ホールディングスペーサーの変法につきご提案頂いた燃料設計研究室森島淳好室長、試作2のスペーサーを製作して頂いた原研工作課の方々、試作1のスペーサーを製作して頂いた佐藤金属株式会社および特殊金属株式会社の方々、ホールディングスペーサーでの圧力損失が(1)、(2)式によって近似できることを示唆して頂いた伝熱流動第一研究室秋野詔夫氏および谷田稔氏そして本レポート作製に当って種々有益な御助言を頂いた伝熱流動第2研究室山崎弥三郎室長に深く感謝いたします。

8 参 考 文 献

1. 岡崎元昭, 新妻恭, 山崎弥三郎 JAERI-memo 3882 「ATR用燃料体の圧力損失」
Dec. 1969
2. 岡崎元昭, 新妻恭, 山崎弥三郎 JAERI-memo 4318 「ATR 2次設計燃料体の圧力損失」
Jan. 1971
3. 岡崎元昭, 新妻恭, 山崎弥三郎 JAERI-memo 4361 「燃料棒の振動 (ATR 1次設計燃料体の場合)

4. 岡崎元昭, 新妻恭, 井口正 昭和46年原子力学会炉物理・炉工学分科会A7 Oct.
Oct.1971
5. 森島淳好, 原山泰雄, 白鳥徹雄ほかJAERI-memo 3157 「JPDRの燃料用スペーサー
について」 July 1968
6. 山崎弥三郎, 井口正ほかJAERI-memo 4316 「スペーサーがバーンアウト熱流束に及ぼ
す影響」
7. I.E.Idel'chik AEC-tr-6630
"Handbook of Hydraulic Resistance" P.140, 1960
8. 岡本芳三他 JAERI-memo 2658
「高速炉燃料体の流動試験 第4報, 水流動実験」
9. Von.K.Rehme ATKE, 15, (1970)127~130
"Widerstands beiwerte von Gitterabstands halten für Reaktorbrennel-
emente"
10. A.N.de Stordeur Nucleonics,19.(1961) 74~79
"Drag coefficients for Fuel-Element Spacers"
11. 岡崎元昭, 新妻恭, 山崎弥三郎 JAERI-memo 4629 「ATR燃料体にかゝる浮上力」
Nov.1971

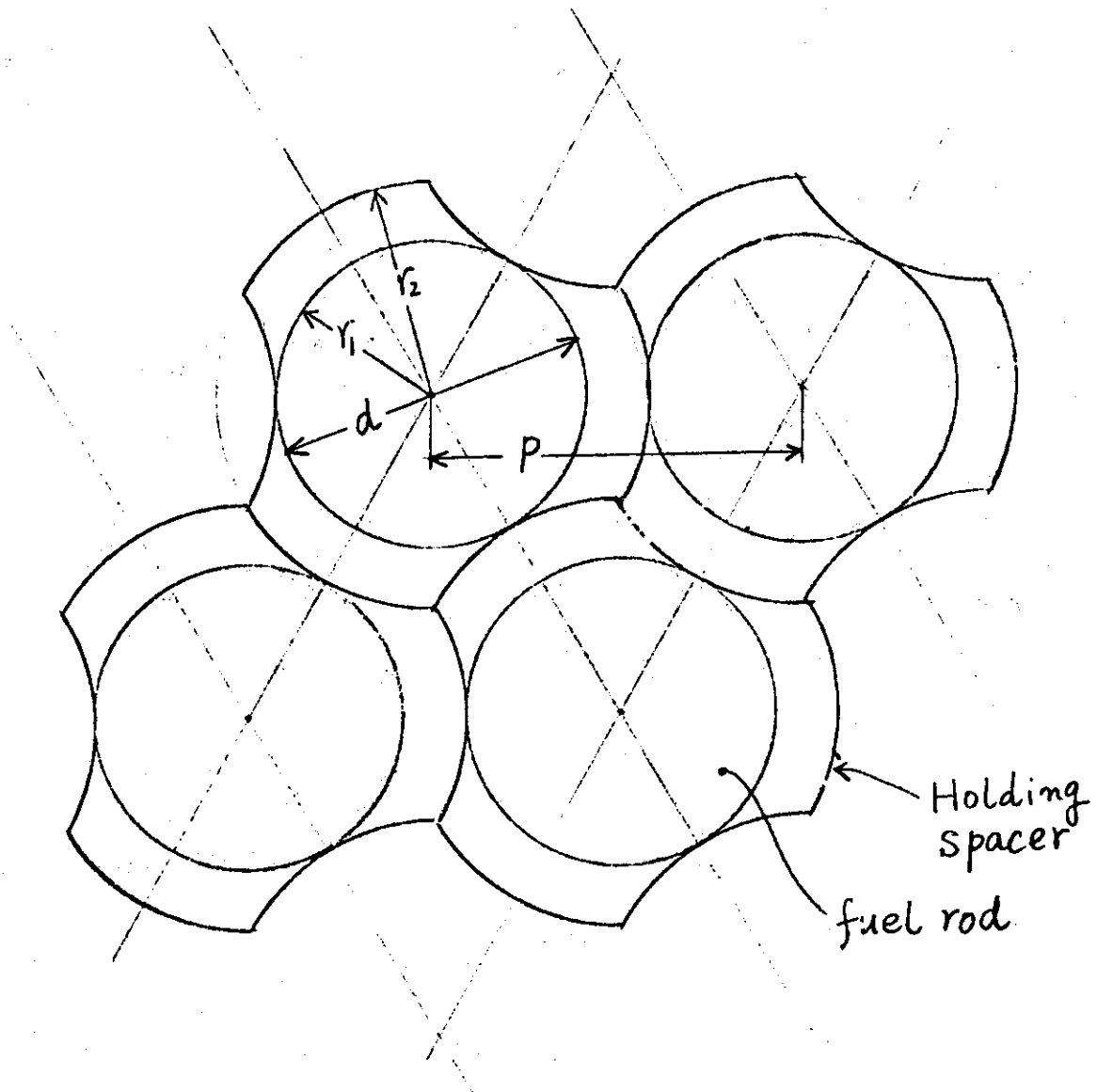


Fig.1. Scheme of Holding spacer in triangular arrangement

(千鳥形配列の場合の基本図) $\frac{p}{d} = 1.183$

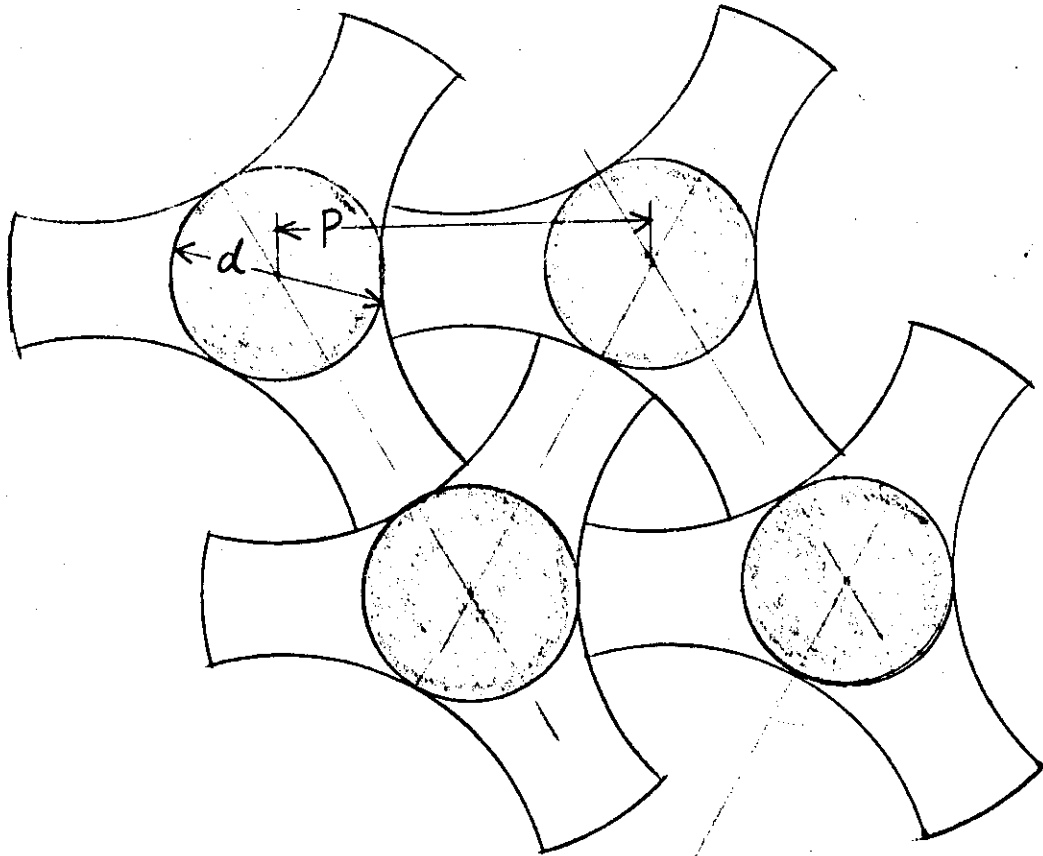


Fig. 2 (a) $\frac{P}{d} > 1.183$

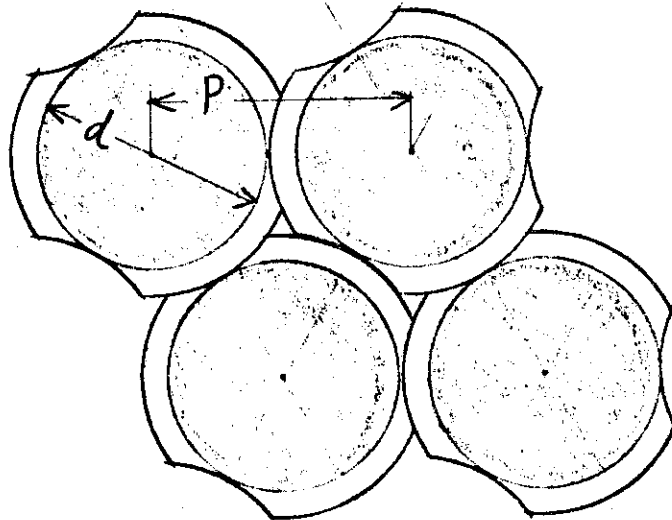
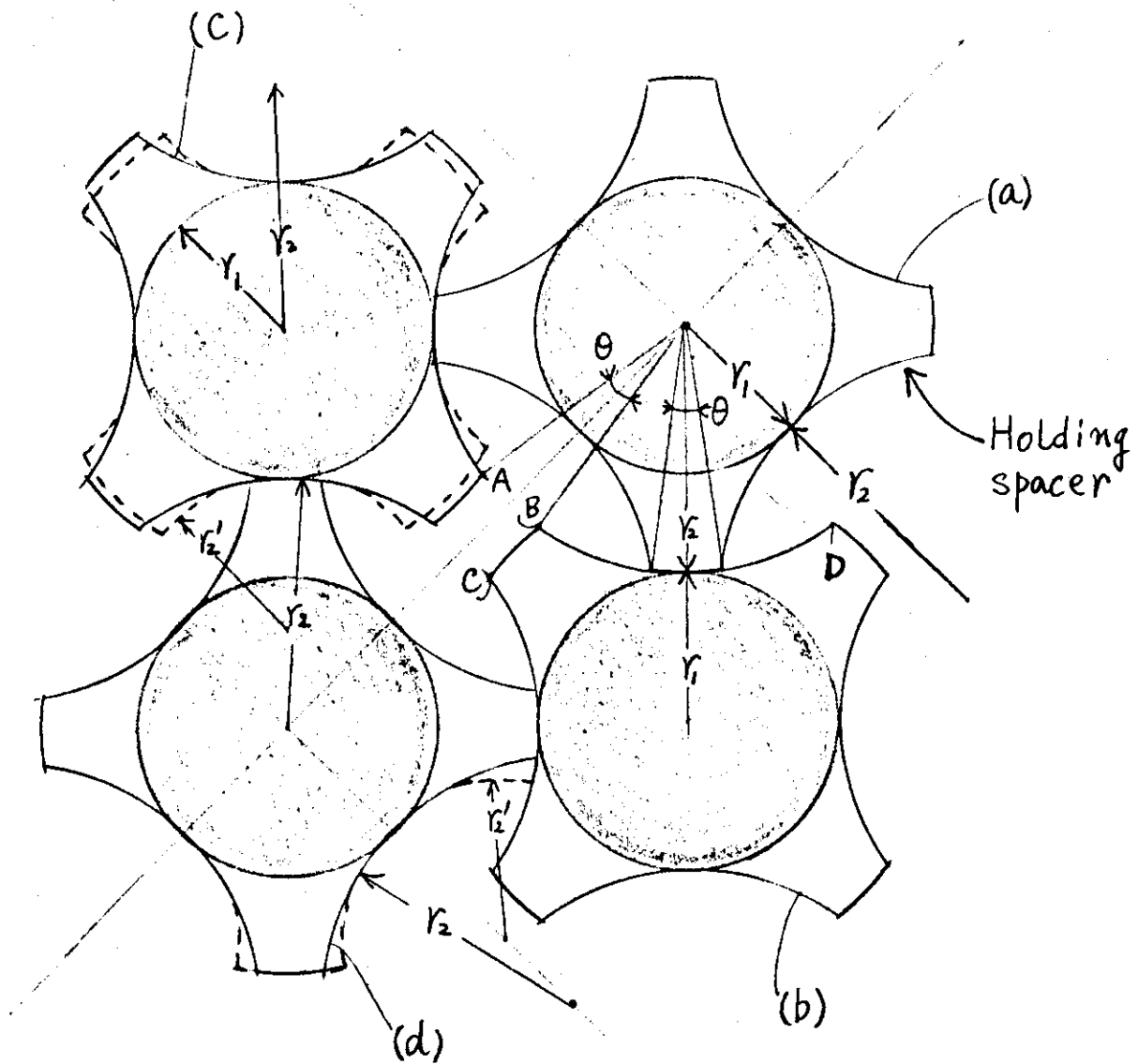


Fig. 2. (b) $\frac{P}{d} < 1.183$



$$P = r_1 + r_2 = \text{pitch of rods}$$

Fig.3 Scheme of Holding spacer in square Lattice arrangement $\frac{P}{d} < 1.707$

(四角配列の場合の基本図)

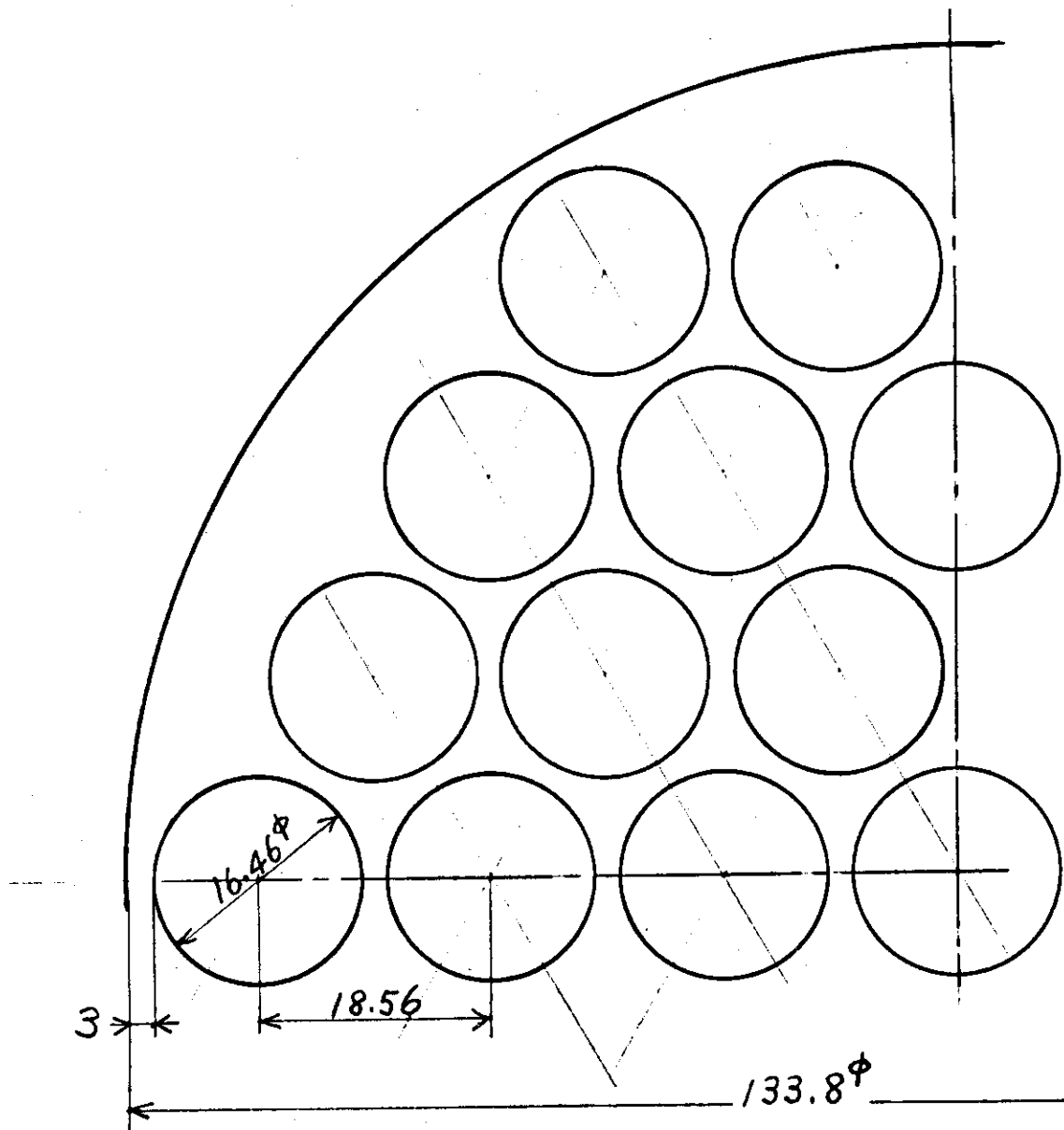


Fig.4. Dimensions and arrangement in trial manufacture.1.

(試作例. 1. の配列寸法図)

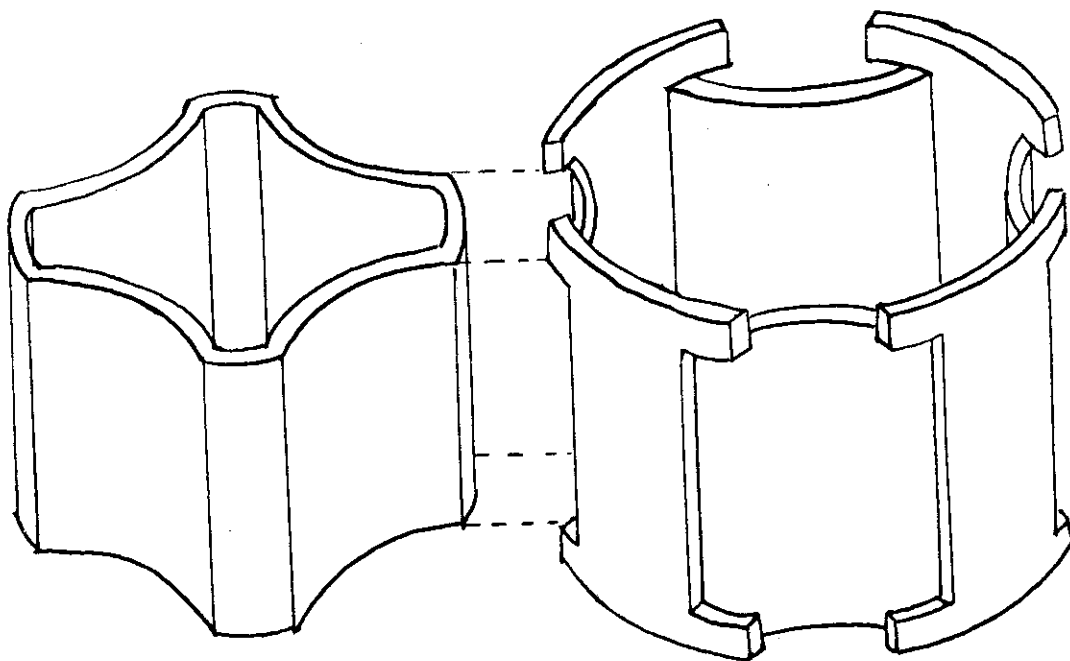


Fig.5. The case of Holding spacers which are constrained one another between adjacent spacers to axial direction

(隣り合うスペーサーで互に軸方向に拘束しあうようにしたホールディングスペーサー)

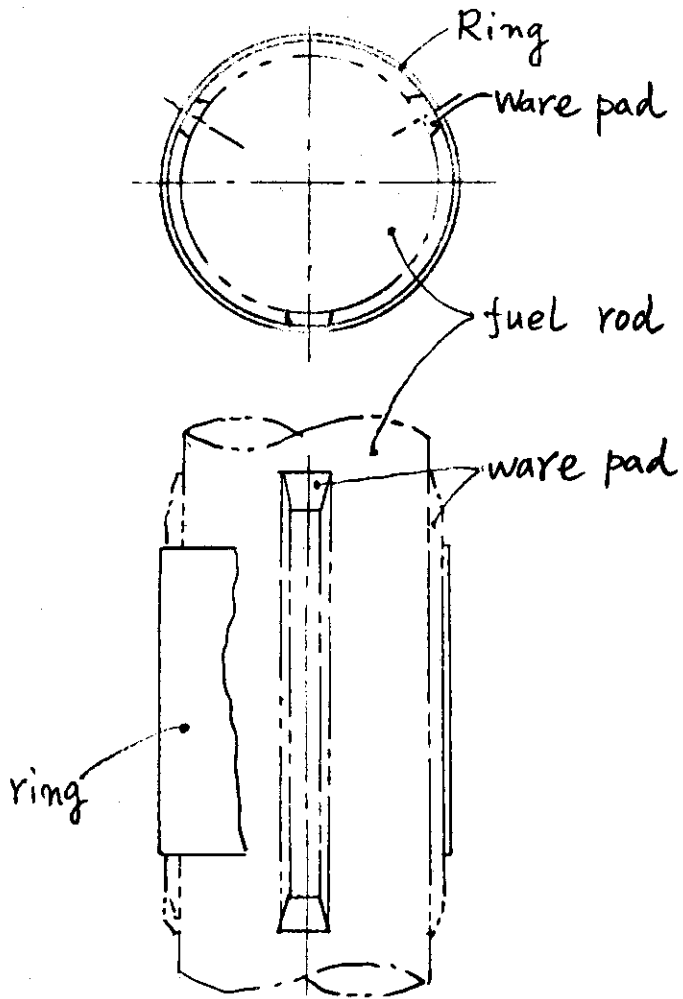


Fig.6
Skeleton of ware
pad Spacer
ウェアパッド型ス
ペーサー構造図

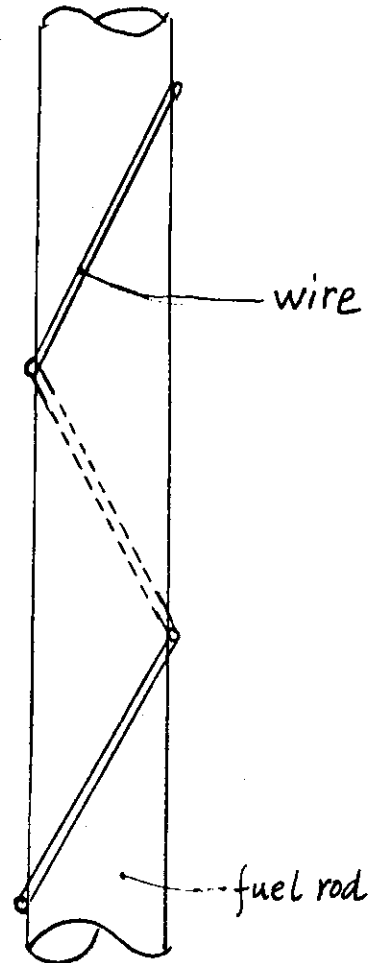


Fig.7
Skeleton of wire
wrapping spacer
(For FBR)
ワイヤーラッピング型
スペーサー構造図
(高速炉用)

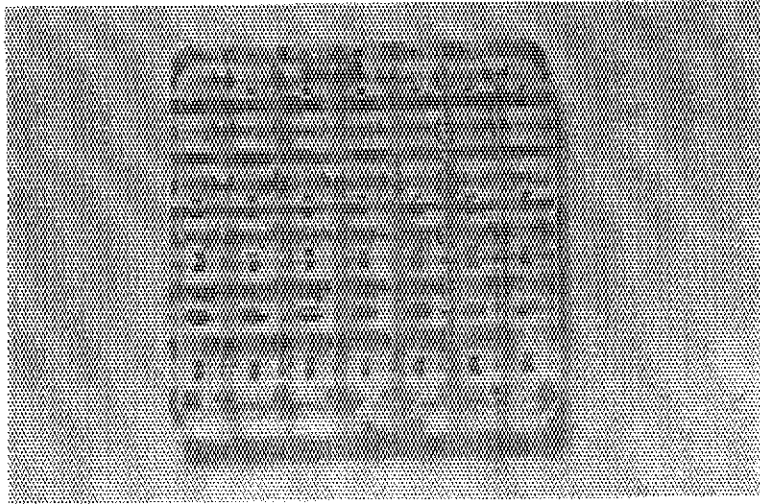


Photo 18. Heart type spacer (半固定式抑え板型)

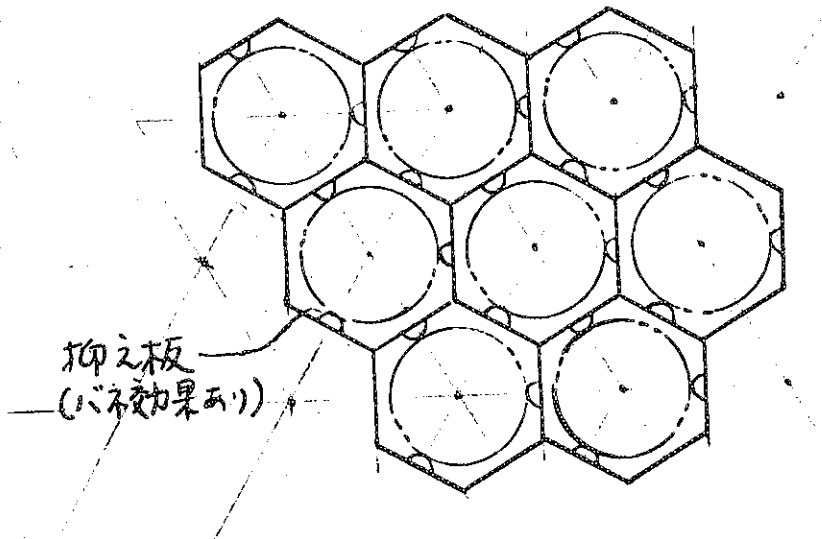


Fig.8. Skeleton of grid type spacer (For FBR)

グリッド型スペーサー

Table. Comparison with the other types

type	Item	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Plate type		○	○	○	-	-	-	X	○	-	-	X	X	-	-
Twist type		○	○	-	○	-	-	-	-	○	○	○	○	○	-
Ware pad type		-	○	-	-	-	-	-	-	○	○	-	○	-	-
Ring type		○	○	-	○	-	-	-	-	○	○	○	○	○	-
Bent wire type		○	-	-	○	-	-	-	-	○	○	-	○	-	-
Heart type (抑え板型)		○	○	-	○	-	-	-	-	○	○	○	○	○	-
Grid type		-	-	-	○	-	-	-	-	○	○	-	○	○	-
Wire wrapping		○	-	-	○	-	-	-	-	-	-	-	-	-	○

Note. ○ Holding spacer is superior to other type.
 X Holding spacer is inferior to other type.
 - No difference or not clear

Item 1. Accuracy of pitch

2. Low flow resistance
3. Small amount of neutron absorption
4. Endurance to fretting corrosion
5. Unchangeability of order of pitch by flow disturbance
6. Endurance in high temperature and high radioactivity
7. Immovability by fluid flow drag.
8. Compactness in space
9. Simplicity of structure
10. Less welding points
11. Weight
12. Number of manufacturing process.
13. Fuel rods are not injured in the process of fixing spacers.
14. Easiness of assembling spacers to fuel rods assembly.

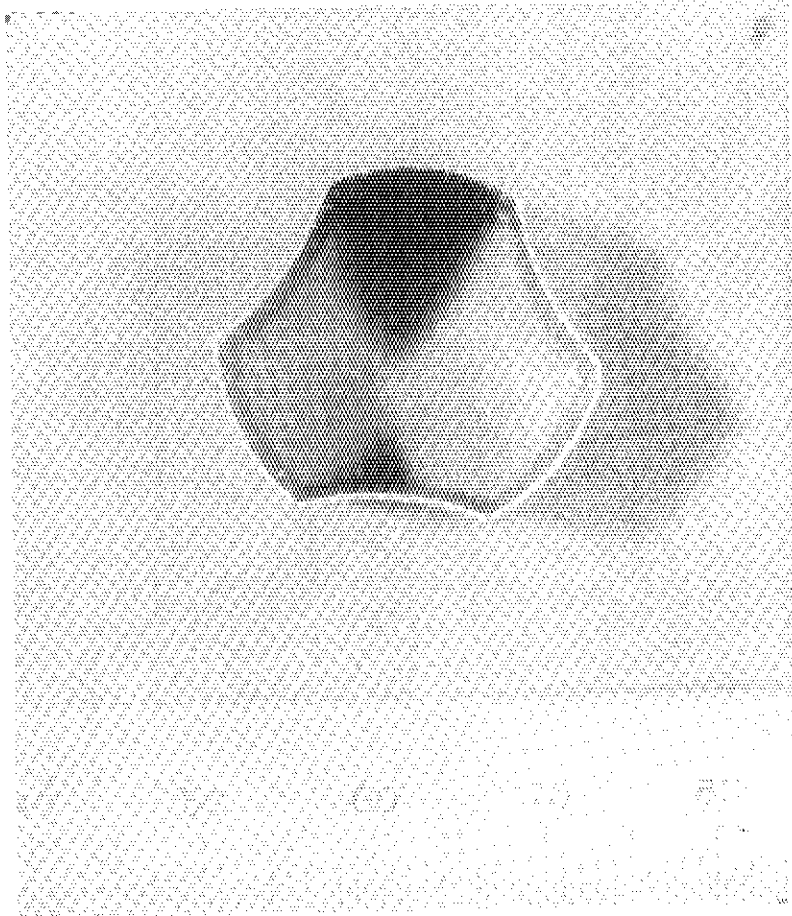


Photo.1

Holding Spacer,
Trial.1. (試作 1)
View from right
overhead.
For rod dia.1646 ϕ
pitch of rods is
1856 mm
(For Photo.1~ Photo.6)
(mm)

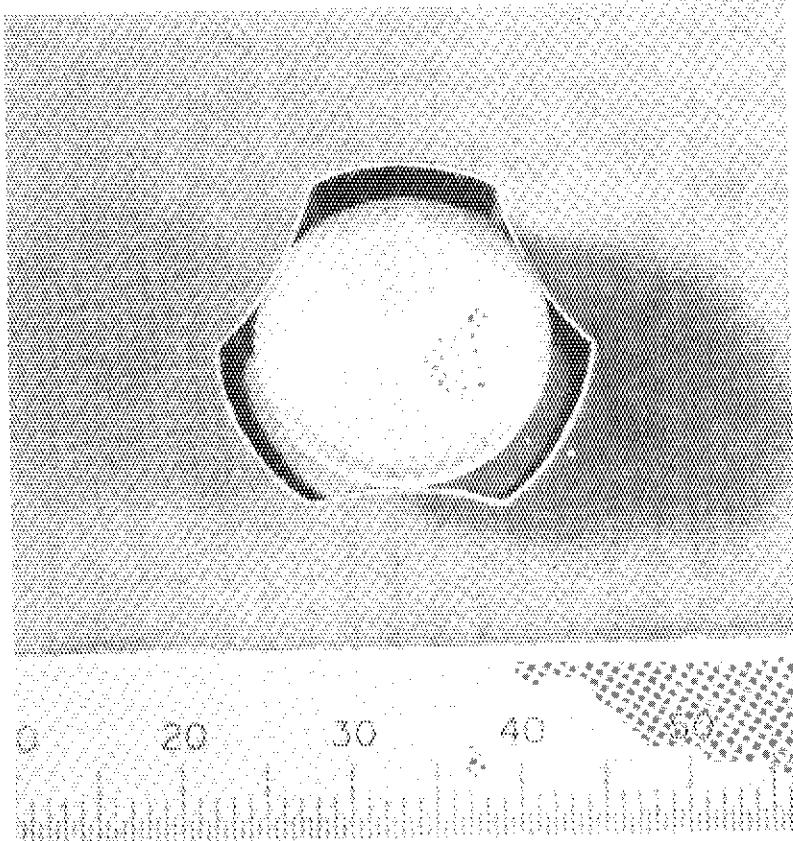


Photo.2

Fixed by 1646 ϕ rod
16.46 ϕ の棒をはめた所

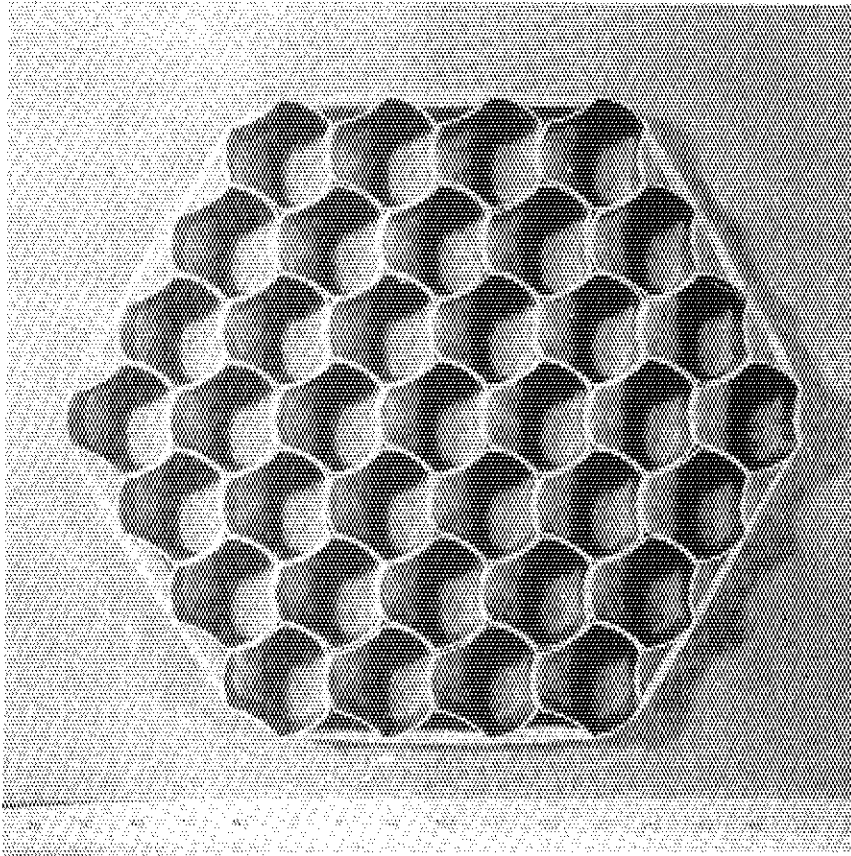


Photo.3

View from right over-
head. 37 pieces are
arranged triangularly.
The outside are
fixed by rubber bands.
(37コのスペーサーが千鳥形
配列で並べられた所まわりは
ゴム輪でおさえてある。)

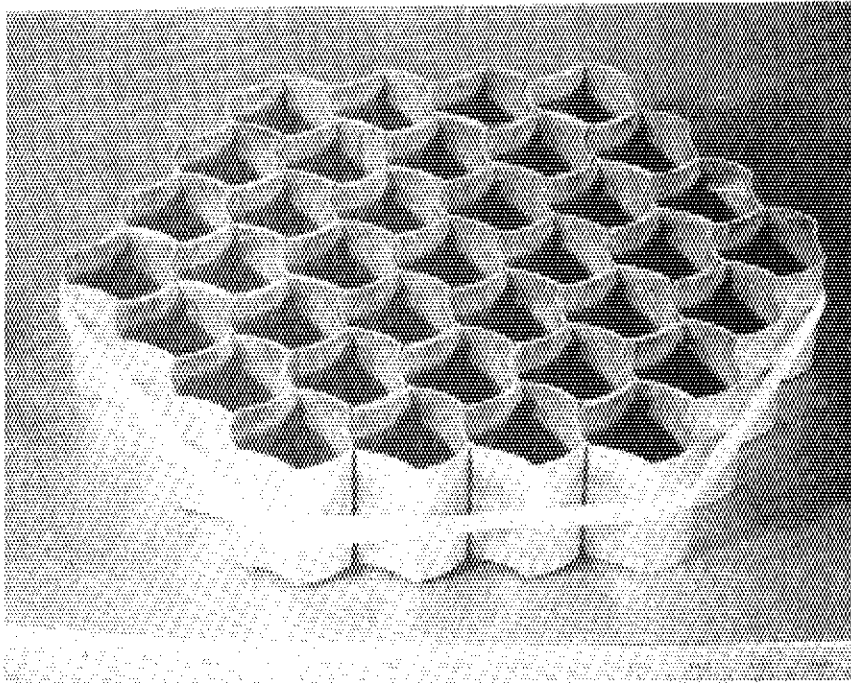


Photo.4

Oblique view of the
same as above
(同上の斜めからの写真)

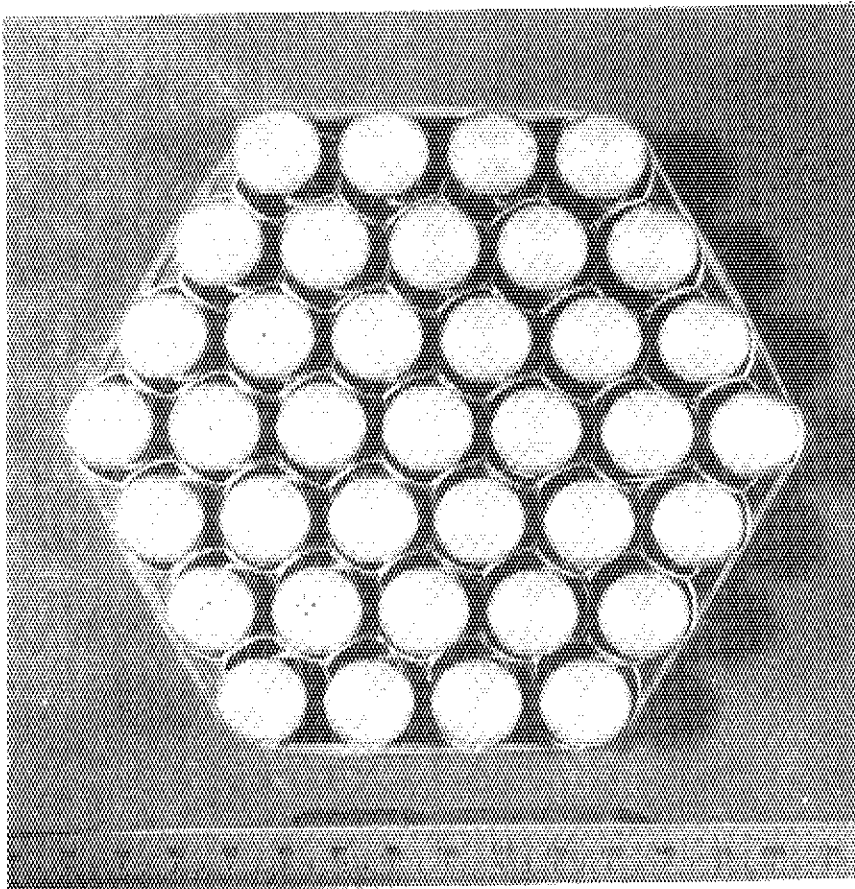


Photo.5

37- ϕ 16.46 rods are
assembled in spacers

37本配列に ϕ 16.46
棒をはめた所の平面写真

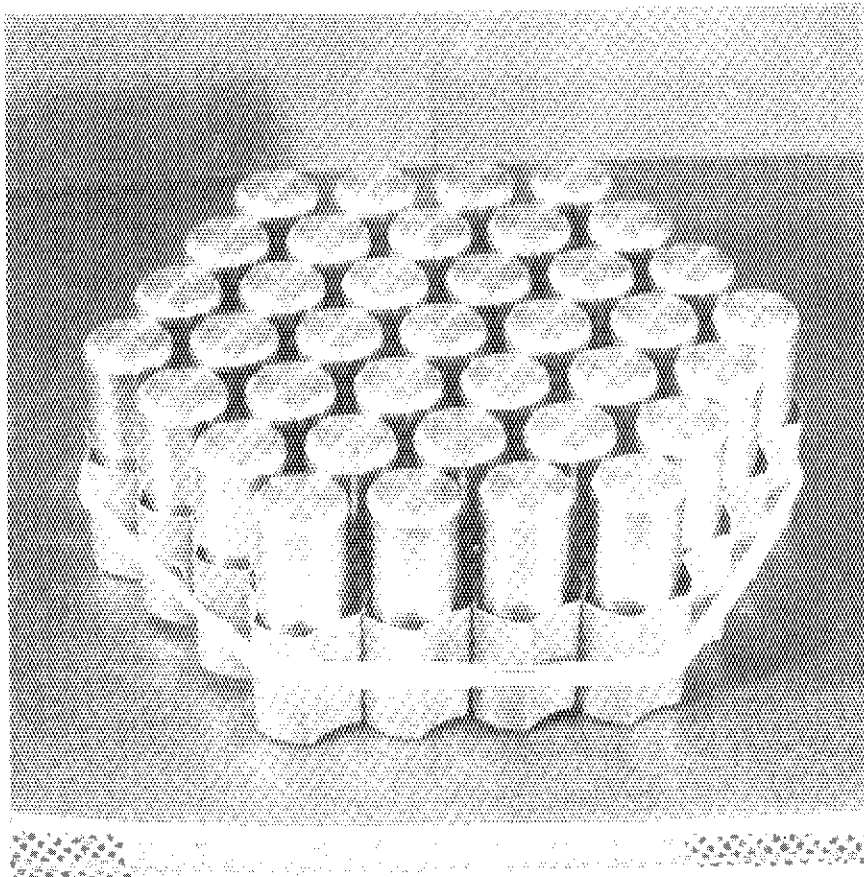


Photo.6

Oblique view of
the same as above

同上の斜めからの写真

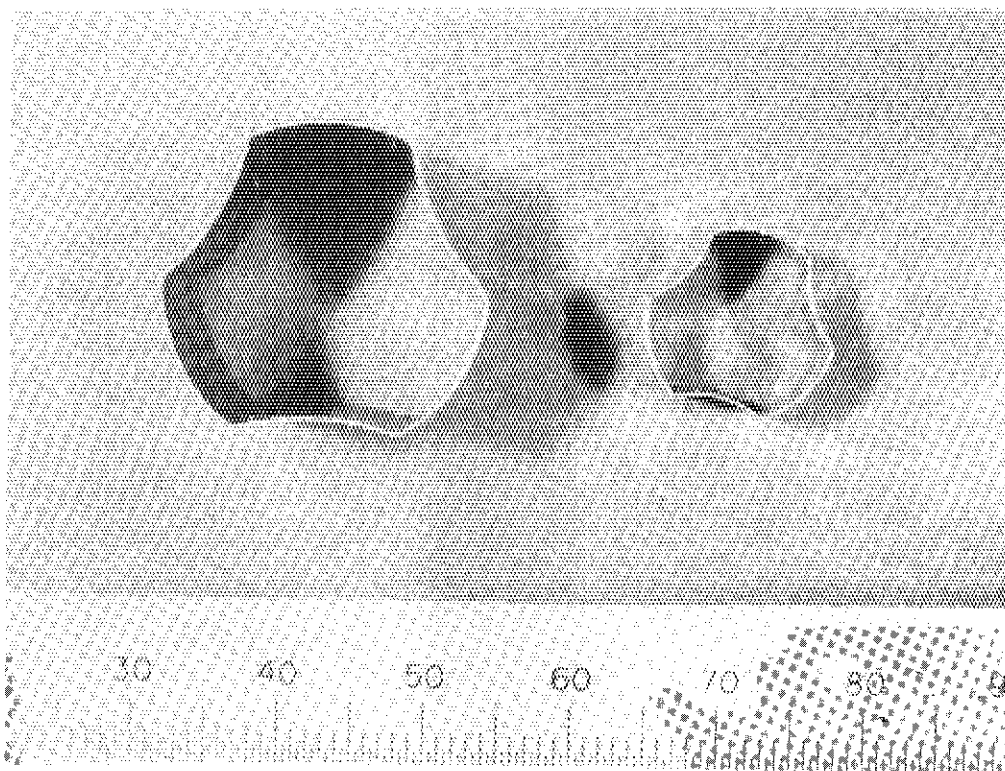


Photo. 7
 Trial1(left)
 Trial2(right)
 試作1.(左)
 試作2.(右)
 を並べた所
 単位 mm

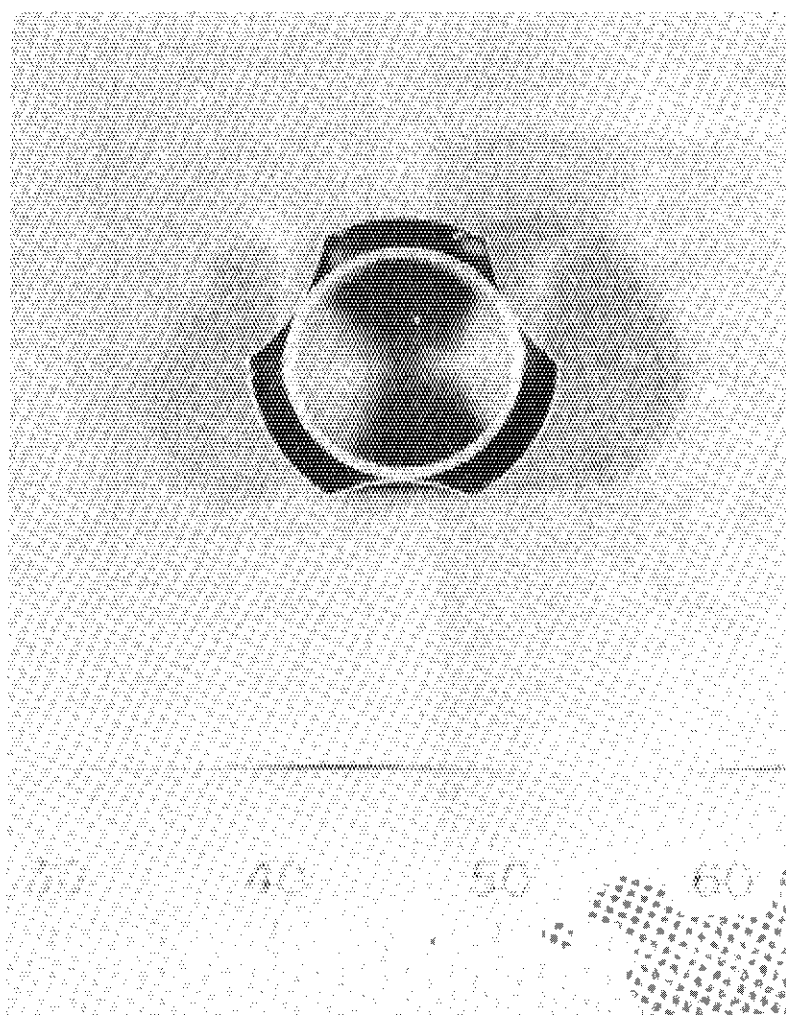


Photo. 8
 10mmφ pipe are fixed
 to trial 2.
 pitch of pipes is
 11.75 mm
 試作2.に管をはめた所
 適用被覆管 10 mm
 ピッチ 11.75 mm

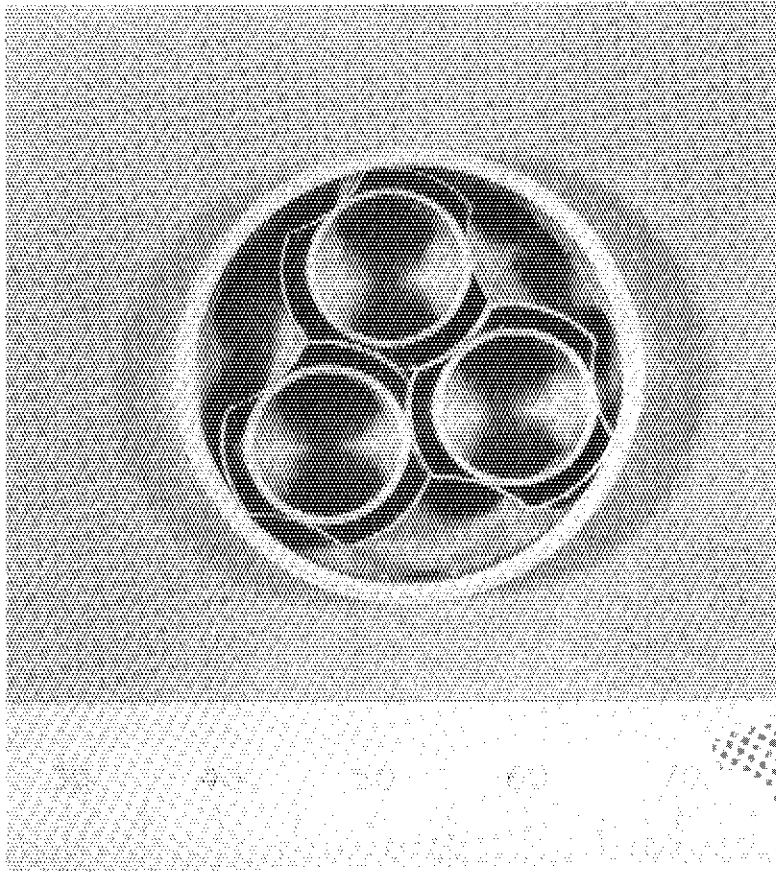


Photo.9

3 pieces of Holding
Spacer with 10mm ϕ
pipe are set in
26.67 mm ϕ inner dia.
pipe.

内径26.67mmの管の中
に3本のホールディング
スペーサー付管を収めた
所の平面写真

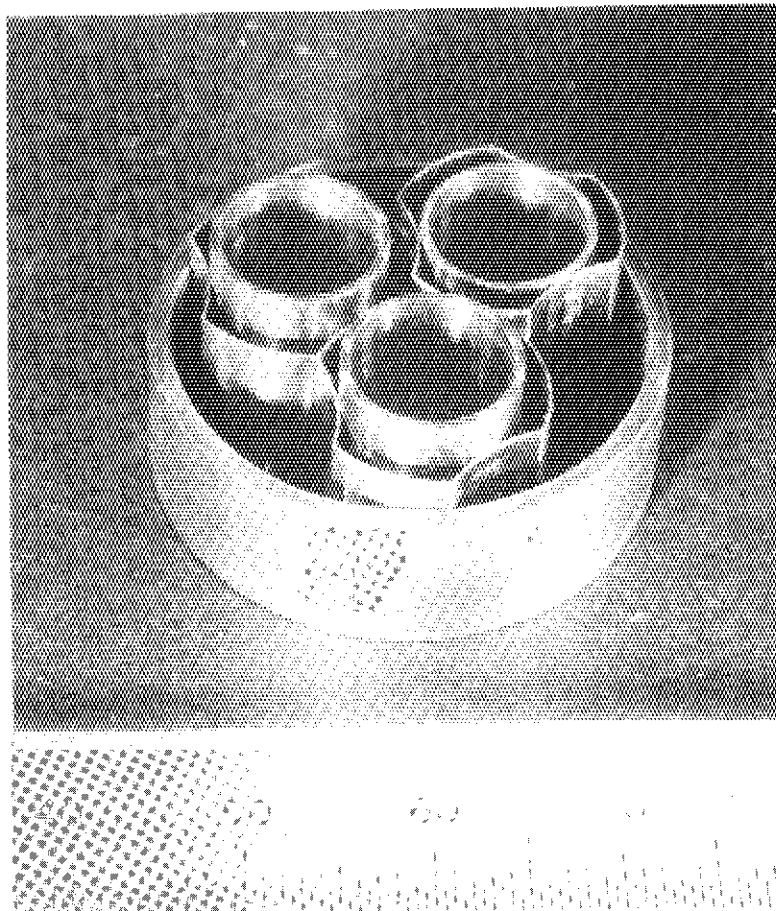


Photo.10

Oblique view of
the same as above

同上の斜め上からの写真

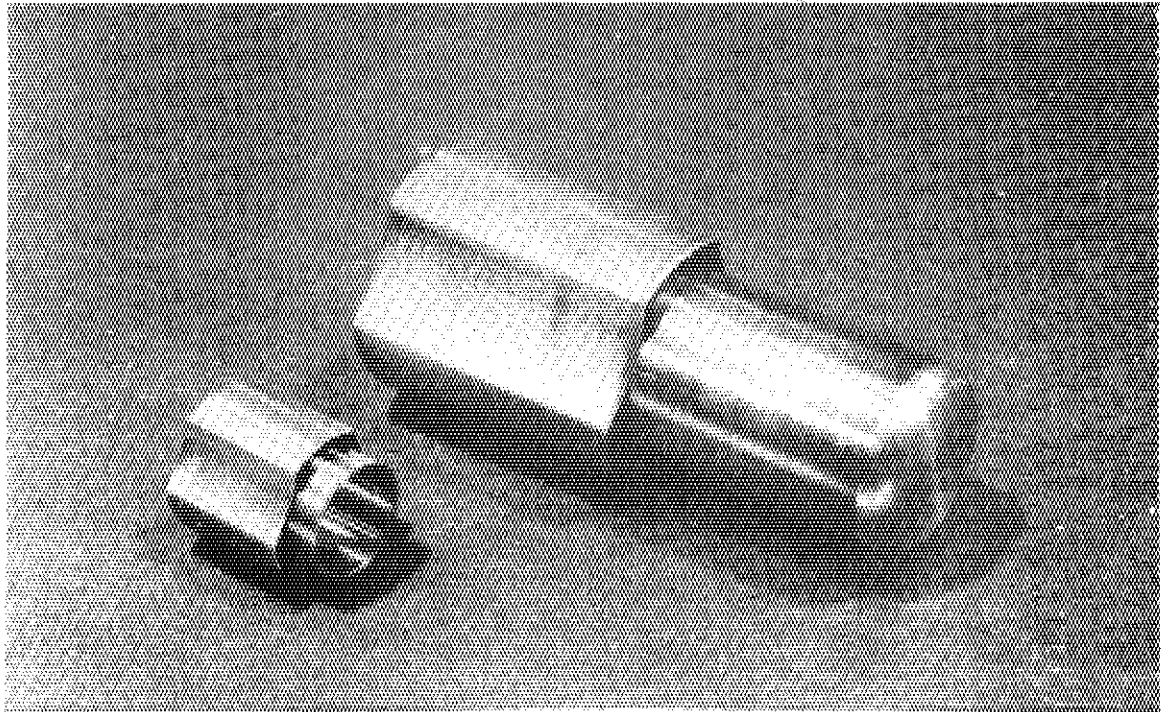


Photo:11

Trial 1 (right) and Trial 2 (left) with pipe.

試作1(右)と試作2(左)のホールディングスペーサーに管をはめた所

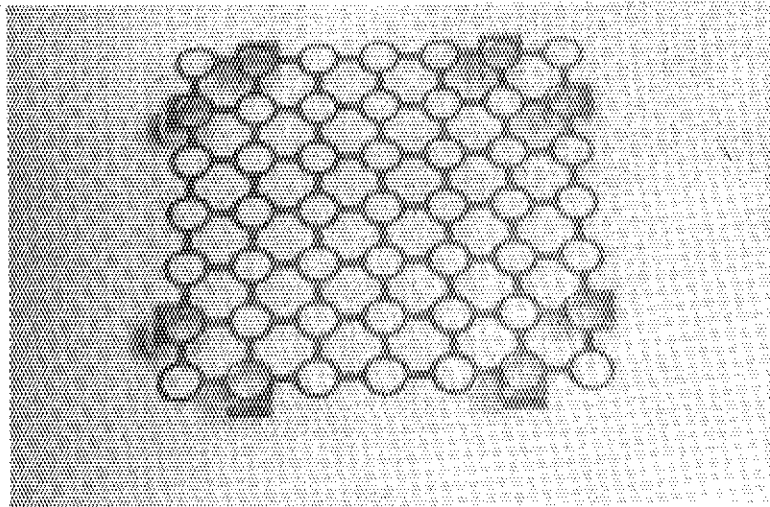


Photo 12. Plate type spacer (板状型スペーサー)

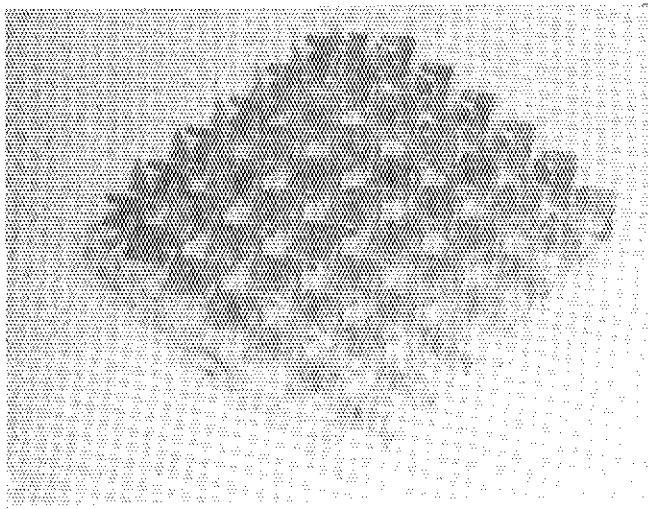


Photo 13. Twist spacer (ツイスト型スペーサー)

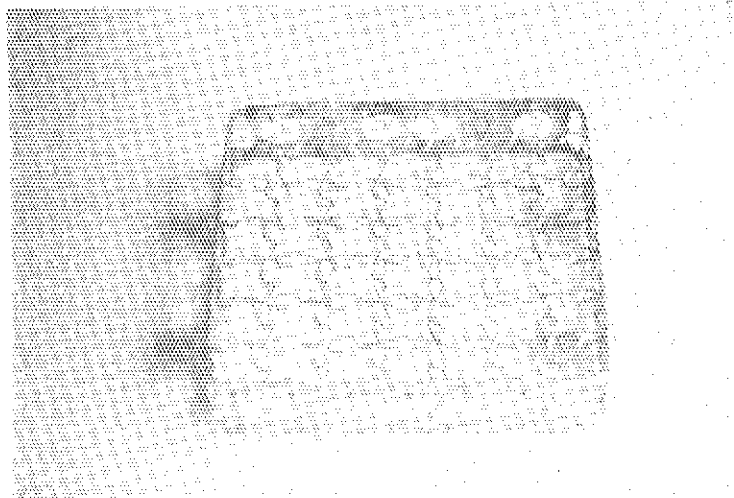


Photo 14. Wire type spacer (ワイヤー型スペーサー)

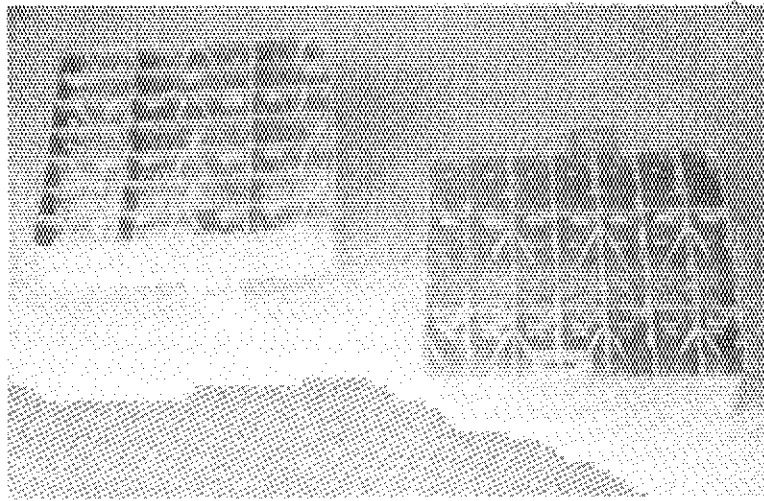


Photo 15. Bent wire spacer (たわみワイヤスペーサー)

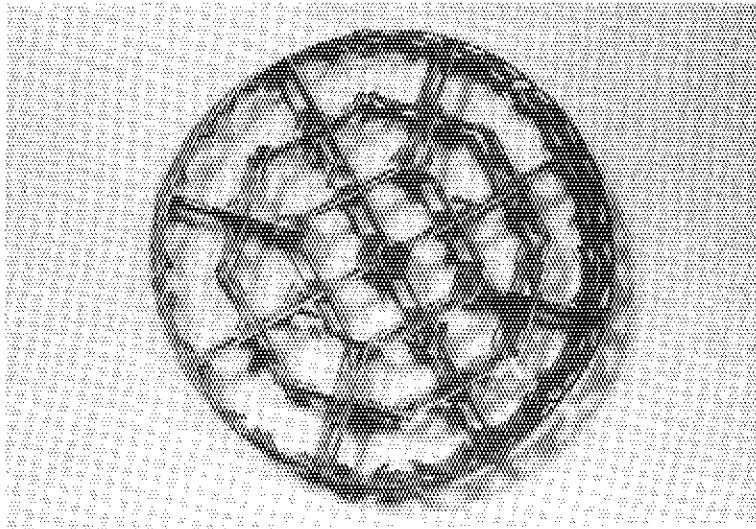


Photo 16. Twist spacer (ツイストスペーサー)

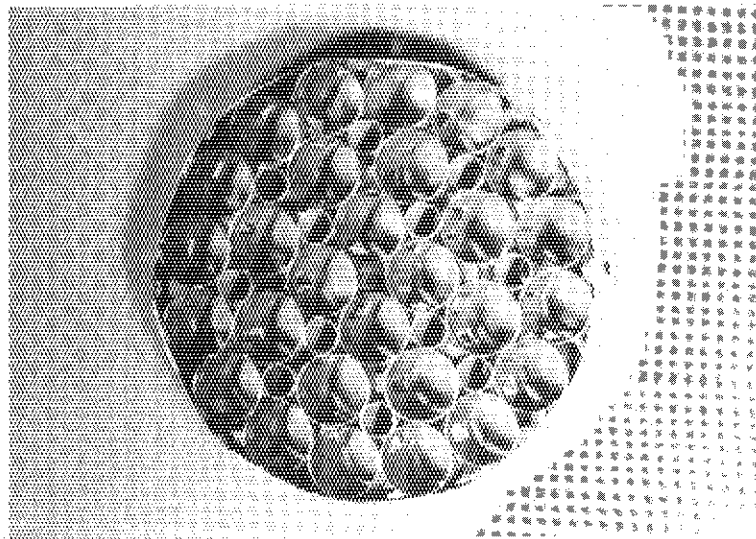


Photo 17. Ring spacer (リングスペーサー)