



Title	オープンエンド精紡法に関する研究
Author(s)	矢井田, 修
Citation	大阪大学, 1977, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://hdl.handle.net/11094/1577
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

<https://ir.library.osaka-u.ac.jp/>

The University of Osaka

オープンエンド精紡法に関する研究

昭和 51 年 11 月

矢 井 田 修

オープンエンド精紡法に関する研究

昭和 51 年 11 月

矢 井 田 修

目 次

第1章 序 論	1
1.1 オープンエンド精紡法の原理および従来 of 精紡法との比較	1
1.2 オープンエンド精紡法に関する研究の概略と本研究の位置	2
1.3 本研究の目的と本論文の構成	4
第2章 撚のない繊維束の荷重伸長曲線	7
2.1 緒 言	7
2.2 繊維束の荷重伸長曲線について	7
2.3 等長繊維によって構成された繊維束の荷重伸長曲線の解析 に必要な各繊維群の本数分布曲線	18
2.3.1 仮定1の場合における各繊維群の本数分布曲線	18
2.3.2 仮定2の場合における各繊維群の本数分布曲線	19
2.4 等長繊維によって構成された繊維束の荷重伸長曲線	20
2.4.1 仮定1の場合の繊維束の荷重伸長曲線	20
2.4.2 仮定2の場合の繊維束の荷重伸長曲線	23
2.5 仮定1および2の場合の荷重伸長理論曲線と実験による荷重 伸長曲線との比較	24
2.5.1 撚のない繊維束の荷重伸長曲線を求める実験装置および 実験方法	24
2.5.2 荷重伸長理論曲線と実験による荷重伸長曲線との比較	25
2.6 結 言	29
第3章 気流中における繊維束の引張り強さ	31
3.1 緒 言	31
3.2 静止空気中における繊維束の引張り強さ	31
3.2.1 静止空気中における繊維束の引張り強さを表わす基礎式	32
3.2.2 静止空気中における繊維束の引張り装置ならびに実験方法、 実験試料について	37

3.2.3	静止空気中における繊維束の引張り強さの計算値と実験値との比較	39
3.3	気流中における繊維束の引張り強さ	40
3.3.1	気流中における繊維束の引張り強さを表わす基礎式	40
3.3.2	気流中における繊維束の引張り装置および実験結果	42
3.3.3	試料繊維束の摩擦抵抗	43
3.3.4	気流中における繊維束の引張り強さ	44
3.3.5	気流中における繊維束の伸度	44
3.4	気流中における繊維束の引張り強さに及ぼす種々の影響	45
3.4.1	繊維束引張り速度の影響	46
3.4.2	気流速度の影響	46
3.5	気流中における繊維束の引張り強さの計算値と実験値との比較	47
3.6	結 言	48
第4章	気流による繊維束の分離	51
4.1	緒 言	51
4.2	気流による繊維束の分離実験装置	52
4.2.1	実験装置概略	52
4.2.2	気流系装置部	53
4.2.3	繊維束供給部	54
4.2.4	測 定 部	55
4.3	繊維束の分離状態の評価	59
4.3.1	分離繊維集団の大きさ	59
4.3.2	分離時間間隔のばらつき	60
4.3.3	分離繊維量の時間的変動	60
4.4	繊維束の分離に及ぼす種々の影響	61
4.4.1	分離状態の種類	61

4.4.2	ドラフト比の影響	66
4.4.3	風速の影響	66
4.4.4	供給繊維量の影響	67
4.4.5	分離管径およびフロントローラと分離管の間隔の影響	68
4.5	結 言	69
第5章	ロータ内の繊維の状態と紡出張力	71
5.1	緒 言	71
5.2	ロータ滑壁面上での繊維の挙動	72
5.3	ロータ内の繊維の集束	74
5.4	紡出張力	78
5.4.1	紡出張力の基礎式	78
5.4.2	紡出張力の測定	82
5.4.3	紡出張力の理論値と実験値との比較	83
5.5	結 言	84
第6章	オープンエンド精紡に使用する空気駆動式高速回転体	85
6.1	緒 言	85
6.2	空気駆動方式によって高速回転を得る方法	85
6.2.1	下部フルーティング方式	87
6.2.2	上部フルーティング方式	88
6.3	空気ジェットによって高速回転を得るための実験装置 および実験方法	89
6.4	空気駆動方式による高速回転に及ぼす種々の影響	92
6.4.1	ロータの安定性について	92
6.4.2	駆動圧力の影響	93
6.4.3	ロータコーン角の影響	95
6.4.4	フルーティング数の影響	96
6.4.5	フルーティング角の影響	99

6.4.6	フルーティング深さの影響	102
6.5	結 言	103
第7章	空気駆動方式によるオープンエンド精紡法	105
7.1	緒 言	105
7.2	空気駆動方式をオープンエンド精紡法へ適用するための 条件について	105
7.2.1	紡糸室のロータへの取付け	106
7.2.2	繊維束を分離するのにじゅうぶんな空気流速を得ること	107
7.2.3	空気駆動オープンエンド精紡方式に使用する付属装置の設計	107
7.3	空気駆動オープンエンド精紡方式の機構	108
7.3.1	駆動部および空気系統部	108
7.3.2	ロータおよびステータ部	109
7.4	繊維束を分離するための気流速度の検討	110
7.5	紡糸ロータの高速回転に及ぼす種々の影響	112
7.6	空気駆動方式によるオープンエンド精紡機	115
7.7	結 言	118
第8章	オープンエンド精紡糸の特性	119
8.1	緒 言	119
8.2	オープンエンド精紡糸の構造解析	119
8.2.1	断面形状の観察	120
8.2.2	トレーサ繊維追跡法	122
8.2.3	紡出条件	124
8.3	オープンエンド精紡糸の強伸度特性	124
8.3.1	ロータ回転数の影響	125
8.3.2	繊維供給速度の影響	129
8.3.3	糸巻取り速度の影響	130
8.4	オープンエンド精紡糸の内部構造	131

8.4.1	ロータ回転数の影響	131
8.4.2	繊維供給速度の影響	135
8.4.3	糸巻取り速度の影響	137
8.5	結 言	138
第9章	結 論	140
	参 考 文 献	145
	記 号	148

第 1 章 序 論

1.1 オープンエンド精紡法の原理および従来の精紡法との比較

従来の精紡法ではリング精紡法がもっとも広範囲に使われている。リング精紡法は1828年に Thorp によって考案されて以来1860年頃まであまり進歩しなかったけれども、1860年以降19世紀の終わりまでに種々の改良がなされた。リング精紡法は非常に優れた精紡機であるが最近いろいろな面で限界に近づいている。

リング精紡法は図1.1(a)に示すように、ドラフトローラEから送り出された糸を糸道Fを通して、トラベラBにくぐらせ、木管Dに連続的に巻き取る方法である。トラベラは糸に引きずられて、木管の回転より少し遅い速度で木管を追いかけるように回転する。これが回転することによって撚りがかけられ、トラベラの回転が木管の回転より遅れただけ、糸が木管に巻き取られる。このリング精紡法では加撚と巻き取りが1本のスピンドルでおこなわれる点と、トラベラの走行速度の限界という点から、生産性の飛躍的な増大は困難である。

これらの点を解決するために、1本の軸で加撚と巻き取りをおこなわず、しかもリングとトラベラを用いない精紡法(1930年代頃から特許¹⁾がとられている)が応用されるようになった。この精紡法をオープンエンド精紡法と一般に呼んでいる。この方法では、加撚のためには専用のロータを、巻き取りのためには別の機構を用いる。

オープンエンド精紡法における重要な作用は、繊維束の分離、分離された繊維の集束、集束繊維束の加撚であり、これら作用の方式を組み合わせることによっていろいろな精紡方式が発表されている²⁾。

本研究の対象となるオープンエンド精紡方式はロータ式あるいはタービ

ン式と呼ばれるもの³⁾であり、現在実用化されているオープンエンド精紡機の多くはこの方式である。

ロータ式オープンエンド精紡方式の原理を図 1.1 (b)に示す。

フロントローラ E より送り出された繊維束は気流あるいはコーミングローラによってばらばらに分離され、輸送管 D を通ってロータ C 内へ運ばれる。ロータ内部へ入った繊維はロータの内壁面上に達し、滑壁面上をしゅう動して集束面 B に至る。このようにして集束面上に

集められた繊維はロータの回転により順次加燃されて巻き取りローラ A に巻き取られる。この方式では前述のように加燃と巻き取りが 1 本のスピンドルによるのではなく、そのために従来のリング精紡法よりも高速で紡出することが可能である。

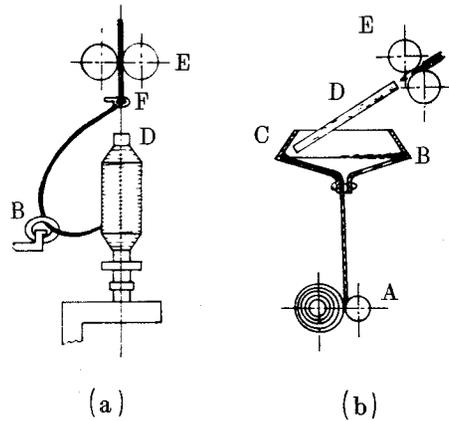


図 1.1 リング精紡法(a)とオープンエンド精紡法(b)の比較

1.2 オープンエンド精紡法に関する研究の概略と本研究の位置

オープンエンド精紡に関する研究は 1960 年頃まで主として、機構の開発・改良を目的としておこなわれてきた。そして各種のオープンエンド精紡法が考案されたが、その方式特有の紡糸過程の機構の解析には注意が払われず、いかにすれば良質の糸を紡出することができるかという点のみに研究の大部分が費やされてきた。

ロータ式オープンエンド精紡方式においてもその例にもれず、基本的な作用であるところの、繊維束の分離輸送、分離された繊維の集束、集束した繊維の加燃についての系統的な研究は少ない。ロータ式オープンエンド

精紡法の分離構としては、コーミングローラによるもの⁴⁾と高速気流によるもの⁵⁾とが開発されている。

コーミングローラを使用する分離機構に関する研究は多くなされているが、高速気流を用いる分離機構に関しては、繊維束の長さ方向に繊維同志が互いに重なり合わないことを分離であると定義して解析した川端⁶⁾、宇野・塩見⁷⁾の理論的な研究、および Lange,^{8) 9)} Lünenschloß,^{10) 11)}らによる実験的な研究がある程度である。また気流中での繊維の姿勢を高速度カメラによってとらえようとする試み^{9) 12)}もなされている。

ロータ内の繊維の集束状態を調べるために写真撮影による観察が試みられている¹²⁾が、ロータ最大内径の内壁上に繊維が集束しているため、集束繊維束の内部構造を直接観測するのは困難である。

そのため固定した観測点で供給される分離された繊維の時間的変動と紡出糸の太さの時間的変動の関係を導き、紡出糸の太さ変動を解析することによりロータ内部の繊維の集束状態を予測する研究が、宇野・塩見¹³⁾、Sevostyanov,¹⁴⁾ Krause¹⁵⁾、らによっておこなわれた。しかしこれら理論において示される分離された繊維の時間的変動は理想的に分離された場合についてであり、実際の紡出糸の太さの時間的変動と結びつきにくい。

供給繊維束から分離輸送された繊維はロータ内壁の集束面上に集束し、すでに形成された糸の中に順次撚込まれる。繊維は遠心力によってロータ最大内径に集束するが、これを糸の中に順次撚込むためには遠心力にさからって引張ることが必要である。

この加撚作用は糸を形成する上でもっとも重要な作用であり、紡出張力の大きさと関係する。紡出張力については、Ripka¹⁶⁾ Lord¹⁷⁾、Grosberg¹⁸⁾、清水¹⁹⁾らによって理論的かつ実験的に研究されてきた。しかし実際の紡出張力の変動は著しく、理論値と実測値との間にはかなりの相異がみられる。

このようにロータ式オープンエンド精紡法の基本的な作用である分離輸

送、集束、加撚についてはじゅうぶん解明されたとはいえ、これらを結びつけた体系的な研究が必要とされている。オープンエンド精紡法における繊維の状態は、最初繊維束であったものが個々の繊維に分離され、また集束されて繊維束となりそして加撚作用を受けて糸状になる。これらの過程を通じての問題点をあげるとつぎのようになる。

1. 繊維束の特性が気流によりどのような影響を受けるか。
2. 繊維束の分離作用に影響する要因は何か。
3. 分離状態をは握するための最適の表現は何か。
4. 集束状態と紡出張力との関係はどのようなか。
5. 集束状態をは握するための最適の表現は何か。
6. 加撚機構はどのようなになっているか。
7. ロータ式オープンエンド精紡法の特徴を生かすためにさらに高速回転する方法はないか。
8. 紡出糸の内部構造はどのようなになっているか、また内部構造と力学的性質との関連はどのようなか。

本研究ではこれらの問題点について実験的に研究し、ロータ式オープンエンド精紡法の各作用の解明とは握とを試みた。

1.3 本研究の目的と本論文の構成

オープンエンド精紡法は前述したように各種の方式が考案されているが、本研究ではその中で現在もっとも多く使用されているロータ式オープンエンド精紡方式について、その基礎的な作用である繊維束の分離、分離された繊維の集束、集束した繊維束の加撚について、ロータ回転の高速化をも考慮して研究する。

多くのロータ式オープンエンド精紡法の駆動方式としては、従来のリング精紡法の駆動方式を受けつぎ、玉軸受、ベルト駆動方式が採用されてい

る。しかしこの方式では軸受の性能の上限がそのままロータ回転数の上限となり、理論的に紡出可能な100,000 rpm という回転数まで性能を向上させるのは困難である。そこで本研究では空気軸受、空気駆動という方式²⁰⁾を採用し、この方式によるロータ式オープンエンド精紡機を試作して研究をおこなった。

本論文は9章より成り、その概要を示せばつぎのとおりである。

第1章では、ロータ式オープンエンド精紡方式と従来の代表的な精紡方式であるリング式精紡方式との紡糸過程の相違について述べ、またロータ式オープンエンド精紡に関する従来の研究の概要とともに本論文の目的および構成を示した。

第2章では、精紡工程に使用する繊維束の状態をは握するために、燃のない繊維束の荷重伸長曲線を求め実験と比較した。

第3章では、気流中におかれた繊維束の力学的特性が静止空気中における場合とどのように異なるかを調べた。その場合燃のない繊維束の引張り強さは、繊維束を引張ったときの繊維相互の摩擦力の和であると考え、繊維束を長さ方向に沿って流れる気流中で等速にて引張る場合の気流中における繊維束の引張り強さを表わす式を導き、実験と比較した。

第4章では、分離状態をどのようにには握したらよいかを調べるために、ドラフトローラ出口から繊維束を気流によって分離する分離実験をおこない、繊維の分離状態の評価方法を示し、また繊維の分離状態に影響を与えると考えられる要因を変化させて実験し、実際の分離状態を調べた。

第5章では、気流によってばらばらに分離された繊維がロータ内壁に集束し、糸として紡出されていく過程について、写真による観察と考察をおこない、また紡出張力を求める式を導き、実験と比較した。

第6章では、ロータ式オープンエンド精紡法の高速化を促進させる1つの方法として、空気軸受、空気駆動方式を採用し、高速で安定した回転を達成するための基礎的な実験をおこなった。

第7章では、第6章の結果を参考にして、空気軸受、空気駆動方式のロータ式オープンエンド精紡機を試作し紡出実験をおこない、高速回転体に紡糸室を取付けることによって生じる問題について調べた。

第8章では、第7章での試作機を使用して紡出した糸の構造についてトレーサ繊維法と断面形状測定法とを用いて解析し、また紡出糸の力学的特性について調べた。

第9章では、各章においてえられた研究結果を総括し、結論を述べた。

第 2 章 撚のない繊維束の荷重伸長曲線

2.1 緒 言

撚のない繊維束を引張った場合の、引張りに対する繊維相互の摩擦抵抗力についてはすでに多くの研究がなされている。^{21) 22) 23)} これらの研究では、繊維束の引張りに対する繊維相互の摩擦抵抗力すなわち繊維束の引張り強さを求めることを目的としており、繊維束を引張ったときの繊維束の荷重伸長曲線にまで言及しているものは少ない。

ドラフトローラから送り出された繊維束は気流により分離されるが、気流速度の小さい場合には、繊維束はフロントローラから切断されずに送り出され、ある一定の長さになれば切断する。このように気流中における繊維束の引張り強さはオープンエンド精紡工程の分繊という面で重要であり、その引張り強さを導くことは必要であるが、その場合の考え方のチェックをするために荷重伸長曲線の形状を調べることも必要である。

ここでは、撚のない繊維束を引張った場合、短時間のうちに引張り強さが最大になると考え、引張り強さが最大値を示したのちの荷重伸長曲線について解析した。また荷重伸長曲線に影響する要因として、つかみ間隔、繊維長、断面繊維本数をとり理論曲線を導き実際の荷重伸長曲線と比較検討した。

2.2 繊維束の荷重伸長曲線について

試料のつかみ間隔 (L) を繊維束構成繊維の最大繊維長 (l_0) より大きくして、繊維束を引張った場合の荷重伸長曲線はたとえば図 2.1 のような

曲線となる。

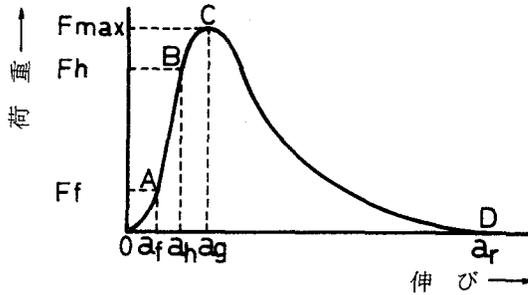


図 2.1 燃のない繊維束の代表的な荷重伸長曲線の例

引張りに対する摩擦抵抗力は最大値までほぼ直線的に増加し、それを過ぎると徐々に低下し切断する。この荷重伸長曲線の解析についてはつぎの要因が重要である。²⁴⁾

a) 最大荷重 (繊維束の最大引張り強さ) F_{max} (g)

b) 滑脱伸度 a_g (mm)

あるいは原長に対する%で表わされる。

c) 破断伸度 a_r (mm)

この値を厳密に決定することはなかなか困難であるが、荷重が同一値をとりはじめる点で繊維束が切れたものとみなし得る。これも原長に対する%でも表わされる。

d) 最大荷重までの変形仕事量 w_a (g・mm)

図 2.1 中の $o c a_g o$ の面積で表わされる。

以上の要因が代表的なものであるが、ここでは最大荷重を示したのちの荷重伸長曲線の形状の解析をおこなう。

図 2.2 (a) に示すように繊維束の長さ方向に x 軸をとり、繊維束のある断面 B を原点とし、断面 B および B と L の距離の断面 A において繊維束をは

持する。このとき断面 B では持される繊維のは持分布曲線を $f_B(x)$ 、断面 A では持される繊維のは持分布曲線を $f_A(x)$ で表わす。

荷重伸長曲線を求めるためにつぎの仮定をおく。

- (1) 繊維は円柱形状である。
- (2) 長さ方向に本数と繊維長の分布状態が変化しない。
- (3) つかみ間の繊維はゼロもしくは引張り速度に等しい速度で動く。

異なる繊維群（たとえば B には持されている繊維群と、A には持されている繊維群）の間に働く摩擦力をつぎのように考えて導く。

繊維が密に理想的な配列をしているとすれば、繊維束の任意の断面における 1 本の繊維は異なる繊維群に属する 6 本の繊維と接触する。

1 本の繊維のまわりに接触している繊維の中で B には持されている繊維、A には持されている繊維、浮遊繊維の本数は、その断面における各群の繊維本数に比例し、おのおの $6f_B(x)/f(x)$ 、 $6f_A(x)/f(x)$ 、 $6f_F(x)/f(x)$ 、となる。したがって微小区間 dx について B には持されている 1 本の繊維と A には持されている繊維群との間に働く摩擦力は次式で表わされる。

$$dF = f_d \times \frac{6f_A(x)}{f(x)} \times dx$$

また dx の間に B によって把持されている繊維本数は $f_B(x) - df_B(x)$ となるが、2 次微分は省略して接触可能範囲 $[a, b]$ で積分すると両繊維群間の摩擦力は次式で示される。

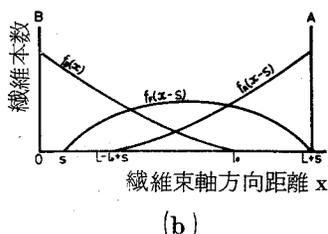
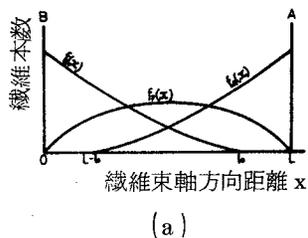


図2.2 仮定 1 の場合のは持曲線のモデル
(a) 静止状態
(b) S だけ引張ったとき

$$F = 6 f_d \int_a^b \frac{f_B(x) f_A(x)}{f(x)} dx \quad (2.1)$$

ここで f_d は単位長さ当たりの動摩擦力、 $f(x)$ は繊維束の本数分布曲線。繊維束の引張り強さを求める場合とは異なり、荷重伸長曲線を求めるには、 s だけ引張ったときの浮遊繊維群（ A にも B にもは持されていない繊維群）の位置を知る必要がある。しかしこれは瞬間における状態であるし、1本の浮遊繊維が A 、 B どちらには持された繊維群と行動をとるかは、その浮遊繊維に働く摩擦力の釣合によって決まるから、その浮遊繊維が接触している繊維の長さ、その繊維がどの群に属しているかが重要となる。ここでは試長間の繊維群をつぎの2種類に分類して荷重伸長曲線を求める。

仮定1 試長間の繊維群は、 A には持された繊維群、 B には持された繊維群、 A にも B にも持されない浮遊繊維群の3種類に分類される。

仮定2 試長間の繊維群は、 A には持された繊維群、 B には持された繊維群、 A には持された繊維群と行動をとる浮遊繊維群、 B には持された繊維群と行動をとる浮遊繊維群の4種類に分類される。

以上の2種類の分類方法にしたがって荷重伸長曲線を導くが、仮定1の場合には、浮遊繊維間の摩擦力は計算できず、これに対し仮定2の場合には計算できる。

繊維束の引張り強さは繊維相互の摩擦力の和であると考えて、異なる繊維群間の摩擦力を計算するが、仮定1の場合には、 B には持された繊維群と A には持された繊維群との間に働く摩擦力と B には持された繊維群と浮遊繊維群の間に働く摩擦力とを加えたものが全体の摩擦力である。仮定2の場合には、 B には持された繊維群と A には持された繊維群との間に働く摩擦力、 B には持された繊維群と A には持された繊維群とともに働く浮遊

繊維群との間に働く摩擦力、Bには持された繊維群とともに残る浮遊繊維群とAには持された繊維群との間に働く摩擦力、およびBには持された繊維群とともに残る浮遊繊維群とAには持された繊維群とともに動く浮遊繊維群との間に働く摩擦力を加えたものが全体の摩擦力である。

2.2.1 試長間の繊維群を、Aには持された繊維群、Bには持された繊維群、AにもBにもは持されない繊維群の3種類に分類した場合の荷重伸長曲線の基礎式

a) sだけ引張った場合に、Bには持された繊維群とAには持された繊維群との間に働く摩擦力について

図2.2(b)において、断面Bを固定して、断面AをA'の位置へsだけ引張った場合、 $f_A(x)$ はsだけ位相が進んだ状態となるのでAには持された繊維群のは持分布曲線は $f_A(x-s)$ となる。そしてこのとき、Bには持された繊維群とAには持された繊維群との接触範囲は $L-l_0+s \leq x < l_0$ であるから、両繊維群間に働く摩擦力は次式で表わされる。

$$F_t = 6 f_d \int_{L-l_0+s}^{l_0} \frac{f_B(x) \cdot f_A(x-s)}{f(x)} dx \quad (2.2)$$

ここで f_d は繊維の単位長さ当たりの動摩擦力である。

b) sだけ引張った場合に、Bには持された繊維群と浮遊繊維群との間に働く摩擦力について

図2.2(a)において、Bによっては持された繊維群と浮遊繊維群との接触範囲は $0 \leq x < l_0$ であるが、繊維束を構成する繊維の種類は $0 \leq x < L-l_0$ の範囲と $L-l_0 \leq x < l_0$ の範囲とは異なる。

すなわち

$0 \leq x < L-l_0$; Bには持された繊維群と浮遊繊維群

$L-l_0 \leq x < l_0$; BおよびAには持された繊維群と浮遊繊維群

断面Bを固定して、断面AをA'の位置へsだけ引張った場合に、浮遊繊維

繊維群はAには持された繊維群に引きずられsだけ引張られるとすれば、浮遊繊維群はsだけ位相がすすみ、その分布曲線は $f_F(x-s)$ となる(図2.2(b))。

またsの大きさによって繊維束を構成する繊維の種類の変化も考慮しなければならず、 $L-l_0+s$ が l_0 に到達したのちにはAには持された繊維群を $f(x)$ の中に含めなくてもよい。したがってsの範囲を $0 \leq s < 2l_0 - L$ と $2l_0 - L \leq s < l_0$ に分類して式を導く(図2.3(b)参照)。

i) $0 \leq s < 2l_0 - L$ の場合

sだけ引張った場合のBには持された繊維群と浮遊繊維群との接触範囲は $s \leq x < l_0$ であるが、 $s \leq x < L-l_0+s$ と $L-l_0+s \leq x < l_0$ とは繊維束を構成する繊維の種類は異なり、 $s \leq x < L-l_0+s$ の範囲では、 $f(x) = f_B(x) + f_F(x-s)$ 、 $L-l_0+s \leq x < l_0$ の範囲では、 $f(x) = f_B(x) + f_A(x-s) + f_F(x-s)$ となる(図2.3(a))。

上述の範囲でBには持された繊維群と浮遊繊維群との間に働く摩擦力を計算すると次式で与えられる。

$$F_2 = 3 f_d \int_s^{L-l_0+s} \frac{f_B(x) \cdot f_F(x-s)}{f(x)} dx \quad (2.3)$$

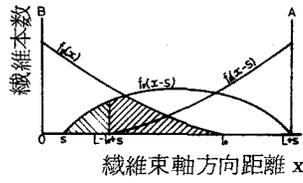
$$F_3 = 3 f_d \int_{L-l_0+s}^{l_0} \frac{f_B(x) \cdot f_F(x-s)}{f(x)} dx \quad (2.4)$$

ii) $2l_0 - L \leq s < l_0$ の場合

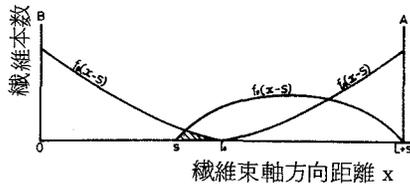
この場合には、接触範囲は $s \leq x < l_0$ となって次式を適用しなければならない。(図2.3(b)参照)

$$F_4 = 3 f_d \int_s^{l_0} \frac{f_B(x) \cdot f_F(x-s)}{f(x)} dx \quad (2.5)$$

ここで各式の右辺の係数3については、第3章2.1にて説明してある。



(a)



(b)

図 2.3 仮定 1 の場合のは持曲線のモデル

(a) $0 \leq s < 2l_0 - L$ (b) $2l_0 - L \leq s < l_0$

2.2.2 試長間の繊維群を、Aには持された繊維群、Bには持された繊維群、Aには持された繊維群と行動をともにする浮遊繊維群、Bには持された繊維群と行動をともにする浮遊繊維群の4種類に分類した場合の荷重伸長曲線の基礎式

この場合には浮遊繊維群を2種類に分類するが、Aには持された繊維群とともに動く浮遊繊維群の本数分布曲線を $f_{FA}(x)$ で表わし、Bには持された繊維群とともに残る浮遊繊維群の本数分布曲線を $f_{FB}(x)$ で表わす。また浮遊繊維群を構成する浮遊繊維の位置が試長間のどの位置にあるかによってどちらの繊維群と行動をともにするかが決定されるが、ここでは試長間の中心よりB側にある浮遊繊維はBには持された繊維群と行動をともにし、中心よりA側にある浮遊繊維はAには持された繊維群と行動をともにすると考えて解析をおこなう。

a) s だけ引張った場合に、Bには持されている繊維群とAには持されている繊維群との間に働く摩擦力について

この場合には、両群間に働く摩擦力は 2.2.1 (a) の場合と同じであり 2.2 式で表わされる。

b) s だけ引張った場合に、B には持された繊維群と A には持された繊維群とともに動く浮遊繊維群との間に働く摩擦力について

s の大きさによって繊維群の種類が変わり、静止の状態 (図 2.4 (a)) から s だけ引張った状態 (図 2.4 (b)) を経て、 $L - l_0 + s$ が l_0 と一致すると (図 2.5 (a))、 $\frac{1}{2}(L - l_0) + s \leq x < l_0$ の範囲には A には持された繊維群は含まれなくなる。さらに引張ると、 $\frac{1}{2}(L - l_0) + s$ が l_0 に一致すると (図 2.5 (b))、B には持された繊維群と A には持された繊維群とともに動く浮遊繊維群とは接触しなくなる。したがって s の範囲を、i) $0 \leq s < 2l_0 - L$ ii) $2l_0 - L \leq s < \frac{3l_0 - L}{2}$ に分類して摩擦力を導く。

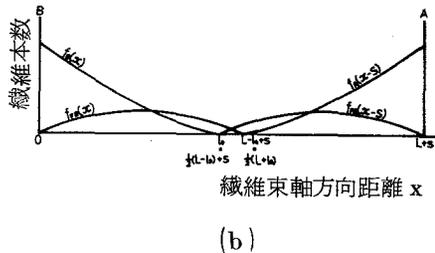
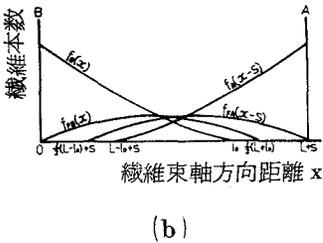
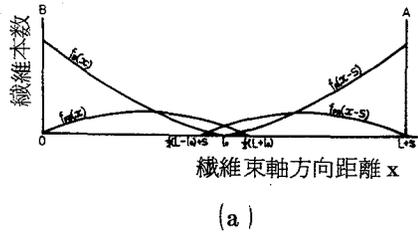
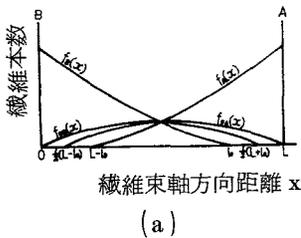


図 2.4 仮定 2 の場合のは持曲線モデル 図 2.5 仮定 2 の場合のは持曲線モデル

(a) 静止状態 (b) s だけ引張ったとき (a) $s = 2l_0 - L$ (b) $s = \frac{3l_0 - L}{2}$

1) $0 \leq s < 2l_0 - L$ の場合

s だけ引張った場合での B には持された繊維群と A には持された繊維群とともに動く浮遊繊維群との接触範囲は $\frac{1}{2}(L - l_0) + s$ から l_0 である。しかし $\frac{1}{2}(L - l_0) + s \leq x < L - l_0 + s$ と、 $L - l_0 + s \leq x < l_0$ の範囲では、繊維束を構成する繊維群の種類は異なり、摩擦力は次式で表わされる。

$$F_5 = 6 f_d \int_{\frac{1}{2}(L-l_0)+s}^{L-l_0+s} \frac{f_B(x) \cdot f_{FA}(x-s)}{f_B(x) + f_{FA}(x-s) + f_{FB}(x)} dx \quad (2.6)$$

$$F_6 = 6 f_d \int_{L-l_0+s}^{l_0} \frac{f_B(x) \cdot f_{FA}(x-s)}{f_B(x) + f_{FB}(x) + f_A(x-s) + f_{FA}(x-s)} dx \quad (2.7)$$

ii) $2l_0 - L \leq s < \frac{3l_0 - L}{2}$ の場合

s がこの範囲に及ぶと、B には持された繊維群と A には持された繊維群とともに動く浮遊群との接触範囲に、A には持された繊維群は含まれず、摩擦力は次式で表わされる。

$$F_7 = 6 f_d \int_{\frac{1}{2}(L-l_0)+s}^{l_0} \frac{f_B(x) \cdot f_{FA}(x-s)}{f_B(x) + f_{FA}(x-s) + f_{FB}(x)} dx \quad (2.8)$$

c) s だけ引張った場合に、A には持された繊維群と B には持された繊維群とともに残る浮遊繊維群との間に働く摩擦力について

この場合にも、(b)の場合と同様に s の範囲を分類して摩擦力を計算しなければならない(図 2.5)。

1) $0 \leq s < 2l_0 - L$ の場合

前と同じように考えて、摩擦力をつぎの 2 つの範囲で分けて表わす。

$$F_8 = 6 f_d \int_{L-l_0+s}^{l_0} \frac{f_{FB}(x) \cdot f_A(x-s)}{f_B(x) + f_{FB}(x) + f_A(x-s) + f_{FA}(x-s)} dx \quad (2.9)$$

$$F_q = 6 f_d \int_{l_0}^{\frac{1}{2}(L+l_0)} \frac{f_{FB}(x) \cdot f_A(x-s)}{f_{FB}(x) + f_A(x-s) + f_{FA}(x-s)} dx \quad (2.10)$$

ii) $2l_0 - L \leq s < \frac{3l_0 - L}{2}$ の場合

s がこの範囲に及ぶと、Aには持された繊維群とBには持された繊維群とともに残る浮遊繊維群との接触範囲に、Bには持された繊維群は含まれず、摩擦力は次式で表わされる。

$$F_{i_0} = 6 f_d \int_{L-l_0+s}^{\frac{1}{2}(L+l_0)} \frac{f_{FB} \cdot f_A(x-s)}{f_{FB}(x) + f_A(x-s) + f_{FA}(x-s)} dx \quad (2.11)$$

d) s だけ引張った場合に、2種類の浮遊繊維群間に働く摩擦力について Bには持された繊維群とともに残る浮遊繊維群とAには持された繊維群とともに動く浮遊繊維群との接触範囲は $\frac{1}{2}(L-l_0)+s$ から $\frac{1}{2}(L+l_0)$ までの範囲である。この場合にもやはり s の大きさによって繊維束を構成する繊維の種類は異なる。浮遊繊維群間に摩擦力が働かなくなるのは $\frac{1}{2}(L-l_0)+s$ が $\frac{1}{2}(L+l_0)$ に一致したときであり、そのため s の範囲をつぎのように分類して考える。

$$i) \quad 0 \leq s < 2l_0 - L \quad \text{ii) } 2l_0 - L \leq s < \frac{3l_0 - L}{2} \quad \text{iii) } \frac{3l_0 - L}{2} \leq s < l_0$$

i) $0 \leq s < 2l_0 - L$ の場合

静止の状態(図2.4(a))から、 s だけ引張った状態(図2.4(b))において、両繊維群間の接触範囲は $\frac{1}{2}(L-l_0)+s$ から $\frac{1}{2}(L+l_0)$ までの範囲であるが、 $\frac{1}{2}(L-l_0)+s \leq x < L-l_0+s$ 、 $L-l_0+s \leq x < l_0$ 、 $l_0 \leq x < \frac{1}{2}(L+l_0)$ の範囲では繊維束を構成する繊維の種類は異なる。したがって摩擦力をつぎの3つの範囲で分けて表わす。

$$F_{11} = 6 f_d \int_{\frac{1}{2}(L-l_0)+s}^{L-l_0+s} \frac{f_{FB}(x) \cdot f_{FA}(x-s)}{f_B(x) + f_{FB}(x) + f_{FA}(x-s)} dx \quad (2.12)$$

$$F_{12} = 6 f_d \int_{L-l_0+s}^{l_0} \frac{f_{FB}(x) \cdot f_{FA}(x-s)}{f_B(x) + f_{FB}(x) + f_{FA}(x-s) + f_A(x-s)} dx \quad (2.13)$$

$$F_{13} = 6 f_d \int_{l_0}^{\frac{1}{2}(L+l_0)} \frac{f_{FB}(x) \cdot f_{FA}(x-s)}{f_{FB}(x) + f_{FA}(x-s) + f_A(x-s)} dx \quad (2.14)$$

ii) $2l_0 - L \leq s < \frac{3l_0 - L}{2}$ の場合

前と同じように考えて、図 2.6 (a) における各範囲について摩擦力はつぎの 3 つの式で表わされる。

$$F_{14} = 6 f_d \int_{\frac{1}{2}(L-l_0)+s}^{l_0} \frac{f_{FB}(x) \cdot f_{FA}(x-s)}{f_B(x) + f_{FB}(x) + f_{FA}(x-s)} dx \quad (2.15)$$

$$F_{15} = 6 f_d \int_{l_0}^{L-l_0+s} \frac{f_{FB}(x) \cdot f_{FA}(x-s)}{f_{FB}(x) + f_{FA}(x-s)} dx \quad (2.16)$$

$$F_{16} = 6 f_d \int_{L-l_0+s}^{\frac{1}{2}(L-l_0)} \frac{f_{FB}(x) \cdot f_{FA}(x-s)}{f_{FB}(x) + f_{FA}(x-s) + f_A(x-s)} dx \quad (2.17)$$

iii) $\frac{3l_0 - L}{2} \leq s < l_0$ の場合

s がこの範囲に及ぶと、浮遊繊維群間に摩擦力の働く接触範囲には A には持された繊維群も B には持された繊維群も含まれなくなり (図 2.6 (b))、摩擦力は次式で表わされる。

$$F_{17} = 6 f_d \int_{\frac{1}{2}(L-l_0)+s}^{\frac{1}{2}(L+l_0)} \frac{f_{FB}(x) \cdot f_{FA}(x-s)}{f_{FB}(x) + f_{FA}(x-s)} dx \quad (2.18)$$

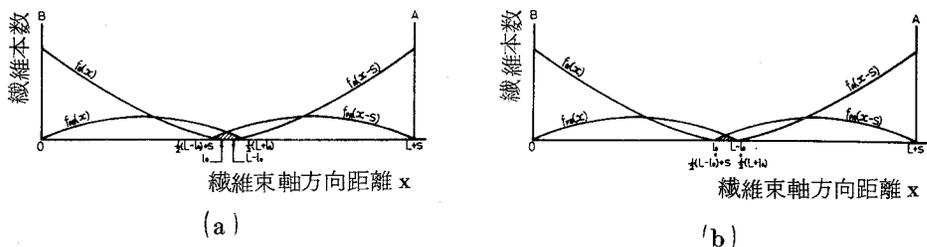


図 2.6 仮定 2 の場合のは持曲線のモデル

$$(a) \quad 2l_0 - L \leq s < \frac{3l_0 - L}{2} \quad (b) \quad \frac{3l_0 - L}{2} \leq s < l_0$$

2.3 等長繊維によって構成された繊維束の荷重伸長曲線の解析に必要な各繊維群の本数分布曲線

2.3.1 仮定 1 の場合における各繊維の本数分布曲線

仮定 1 の場合には、A には持された繊維群、B には持された繊維群および浮遊繊維群の本数分布曲線は、静止状態（引張る前）では図 2.7 (a)、s だけ引張った状態では図 2.7 (b) のようになる。²⁵⁾

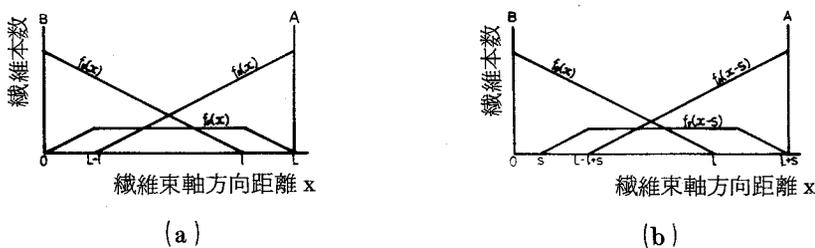


図 2.7 等長繊維で構成された繊維束のは持曲線（本数分布曲線）のモデル（仮定 1 の場合）

(a) 静止状態 (b) s だけ引張ったとき

s だけ引張った場合の各繊維群の本数分布曲線の式は、等長繊維の繊維長を l とすると、繊維束を構成する繊維の最大繊維長 l_0 と等しくなり、 $l = l_0$ となるので、図 2.7 によって、次式で表わされる。

$$\left. \begin{aligned}
 f_B(x) &= \frac{l-x}{l} n_0 \\
 f_A(x-s) &= \frac{l-L+(x-s)}{l} n_0 \\
 f_F(x-s) &= \frac{x-s}{l} n_0 \quad (s \leq x < L-l+s) \\
 f_F(x-s) &= \frac{L-l}{l} n_0 \quad (L-l+s \leq x < l)
 \end{aligned} \right\} (2.19)$$

2.3.2 仮定2の場合における各繊維群の本数分布曲線

仮定2の場合には、Aには持された繊維群、Bには持された繊維群、Aには持された繊維群とともに動く浮遊繊維群およびBには持された繊維群とともに残る浮遊繊維群の本数分布曲線は、静止状態（引張る前）では図2.8(a)、sだけ引張った状態では図2.8(b)のようになる。

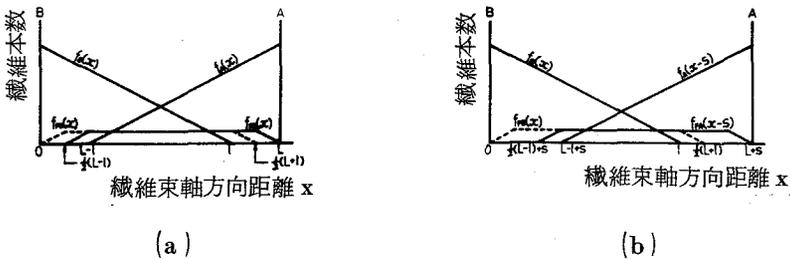


図 2.8 等長繊維で構成された繊維束の
 は持曲線（本数分布曲線）のモデル（仮定2の場合）
 (a) 静止状態 (b) sだけ引張ったとき

sだけ引張った場合の各繊維群の本数分布曲線の式は、図2.8に示されているように次式で表わされる。

$$\begin{aligned}
 f_A(x-s) &= \frac{\ell-L+(x-s)}{\ell} n_0 \\
 f_B(x) &= \frac{\ell-x}{\ell} n_0 \\
 f_{FA}(x-s) &= \frac{2(x-s)-L+\ell}{2\ell} n_0 \quad \left(\frac{1}{2}(L-\ell)+s \leq x < L-\ell+s \right) \\
 f_{FA}(x-s) &= \frac{L-\ell}{2\ell} n_0 \quad (L-\ell+s \leq x < \frac{1}{2}(L+\ell)+s) \\
 f_{FA}(x-s) &= \frac{L-(x-s)}{\ell} n_0 \quad \left(\frac{1}{2}(L+\ell)+s \leq x < L+S \right) \\
 f_{FB}(x) &= \frac{x}{\ell} n_0 \quad (0 \leq x < \frac{1}{2}(L-\ell)) \\
 f_{FB}(x) &= \frac{L-\ell}{2\ell} n_0 \quad \left(\frac{1}{2}(L-\ell) \leq x < \ell \right) \\
 f_{FB}(x) &= \frac{L+\ell-2x}{2\ell} n_0 \quad (\ell \leq x < \frac{1}{2}(L+\ell))
 \end{aligned}
 \tag{2.20}$$

ここで n_0 は繊維束の断面繊維本数（一定）である。

2.4 等長繊維によって構成された繊維束の荷重伸長曲線

2.4.1 仮定1の場合の繊維束の荷重伸長曲線

断面Bを固定して断面Aを引張ったとき、断面Bにかかる力は、繊維束の各部分での摩擦力を合計したものである。静止状態 ($s=0$) から引張って、 s の大きさによって摩擦力は異なり次式で表わされる。

$$i) \quad 0 \leq s < 2\ell - L$$

$$F = F_1 + F_2 + F_3 \tag{2.21}$$

$$ii) \quad 2\ell - L \leq s < \ell$$

$$F = F_A \tag{2.22}$$

2.2、2.3、2.4、2.5式に2.19式を代入し、 s の各範囲において F を計算したのが図2.9、2.10、2.11である。ここで断面繊維本数 $n_0 = 2280$ 本、 $f_d = 0.83 \text{ mg/cm}$ 、 $l = 5.08 \text{ cm}$ とし、 s を 0.2 cm の間隔でおおのこの F の値を計算した。

図2.12は、繊維長 l を5.50、5.08、3.50として計算した荷重伸長曲線を表わし、図2.13は繊維の単位長さ当たりの動摩擦力 f_d を1.20、0.83、0.40として計算した荷重伸長曲線を表わし、図2.14は断面繊維本数 n_0 を2500、2280、1500として計算した荷重伸長曲線を表わす。

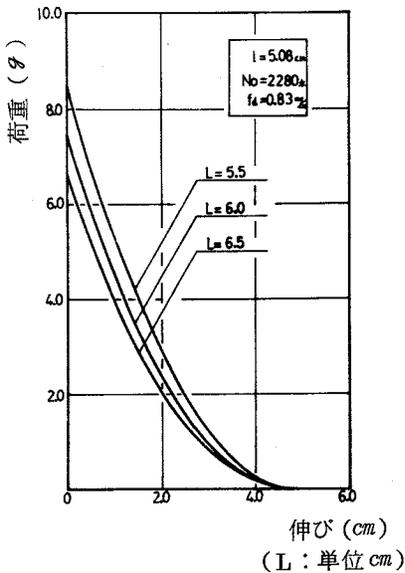


図 2.9 仮定 1 の場合の荷重伸長理論曲線
(つかみ間隔の影響)

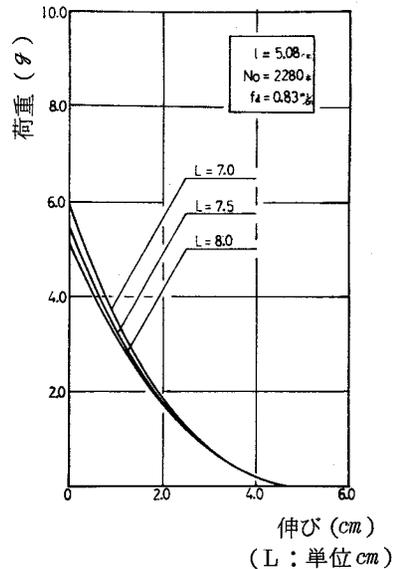


図 2.10 仮定 1 の場合の荷重伸長理論曲線
(つかみ間隔の影響)

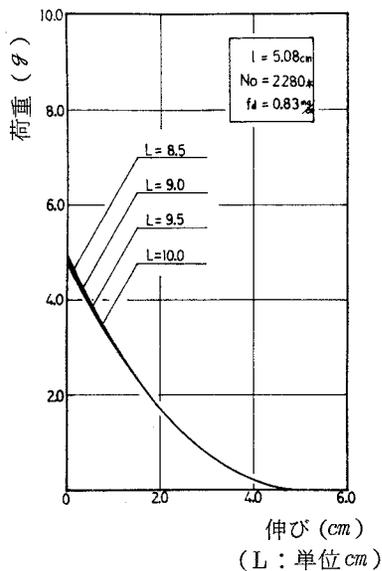


図 2.11 仮定 1 の場合の荷重伸長理論曲線
(つかみ間隔の影響)

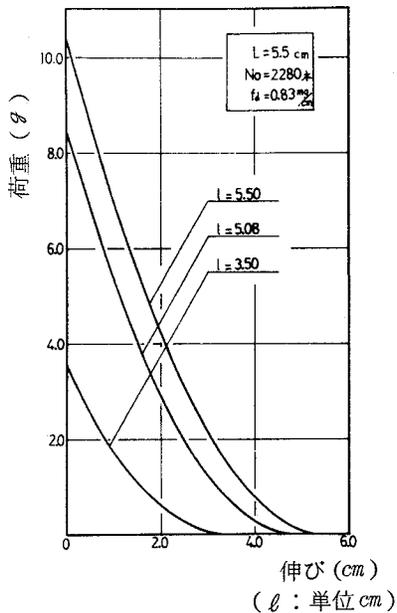


図 2.12 仮定 1 の場合の荷重伸長理論曲線
(繊維長の影響)

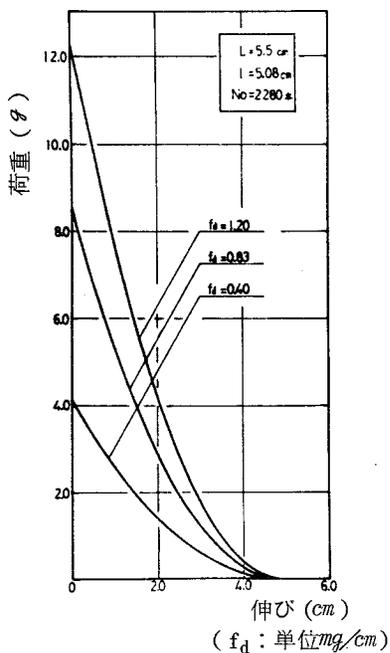


図 2.13 仮定 1 の場合の荷重伸長理論曲線
(単位長さ当たり動摩擦力の影響)

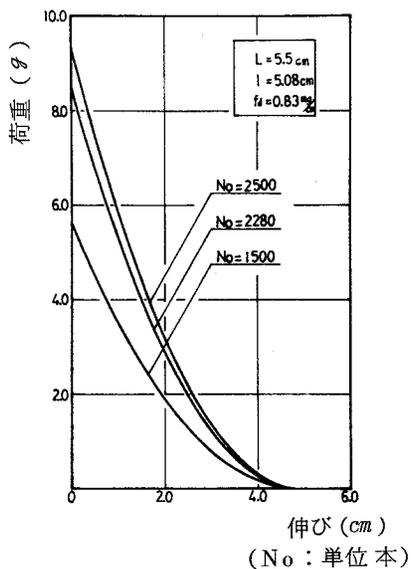


図 2.14 仮定 1 の場合の荷重伸長理論曲線
(断面繊維本数の影響)

2.4.2 仮定2の場合の繊維束の荷重伸長曲線

2.4.1と同様に s の範囲によって摩擦力を整理すると次式のようにになる。

i) $0 \leq s < 2\ell - L$

$$F = F_1 + F_5 + F_6 + F_8 + F_7 + F_{11} + F_{12} + F_{13} \quad (2.23)$$

ii) $2\ell - L \leq s < \frac{3\ell - L}{2}$

$$F = F_7 + F_{10} + F_{14} + F_{15} + F_{16} \quad (2.24)$$

iii) $\frac{3\ell - L}{2} \leq s < \ell$

$$F = F_{17} \quad (2.25)$$

おのおのの F の式に 2.20 式を代入し、計算した。

図 2.15 はつかみ間隔 L を変化させた場合の荷重伸長曲線を示すが、この場合には、つかみ間隔を変化させても荷重伸長曲線は変化せず、1本の曲線となる。

図 2.16、2.17、2.18 はそれぞれ、断面繊維本数 n_0 、繊維長 ℓ 、単位長さ当たりの動摩擦力 f_d を変化させたときの荷重伸長曲線を示す。

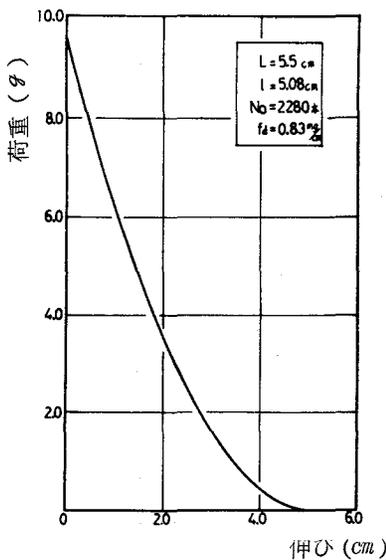


図 2.15 仮定2の場合の荷重伸長理論曲線

(つかみ間隔の影響)

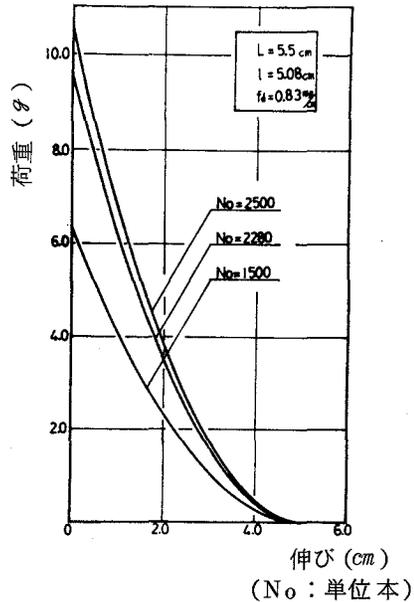


図 2.16 仮定2の場合の荷重伸長理論曲線

(断面繊維本数の影響)

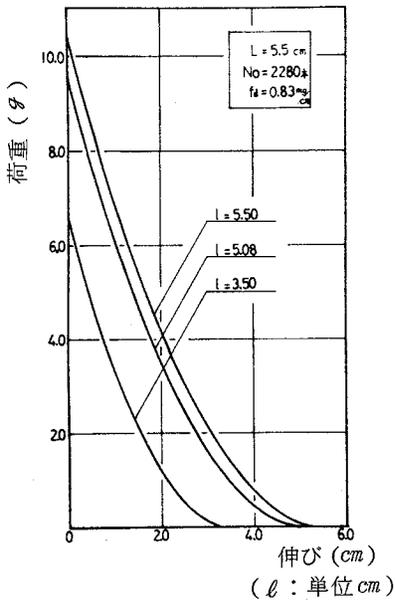


図 2.17 仮定 2 の場合の荷重伸長理論曲線
(繊維長の影響)

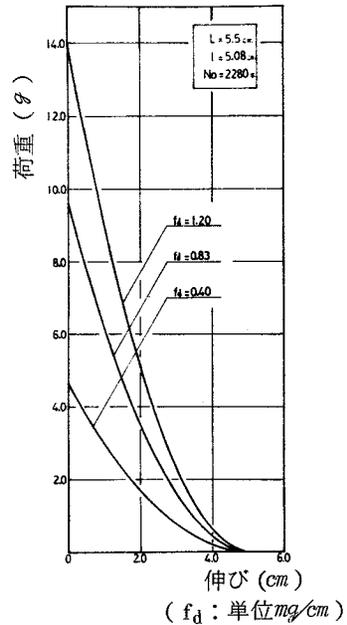


図 2.18 仮定 2 の場合の荷重伸長理論曲線
(単位長さ当たり動摩擦力の影響)

2.5 仮定 1 および 2 の場合の荷重伸長理論曲線と実験による荷重伸長曲線との比較

2.5.1 撚のない繊維束の荷重伸長曲線を求める実験装置および実験方法
撚のない繊維束の引張り強さは、繊維の種類その他の条件にもよるが、
ほぼ 10 g 程度であり、このため特別の装置を試作して荷重伸長曲線を求
めた。図 2.19 は装置の外観であり、図 2.20 は繊維 1 本の単位長さ当た
りの摩擦力を測定するための装置である。装置の詳細な説明は第 3 章にお
いておこり。

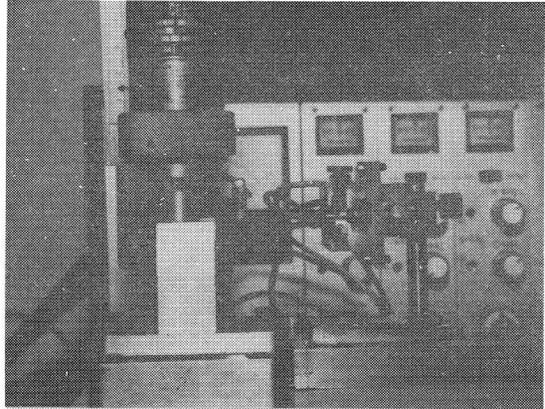
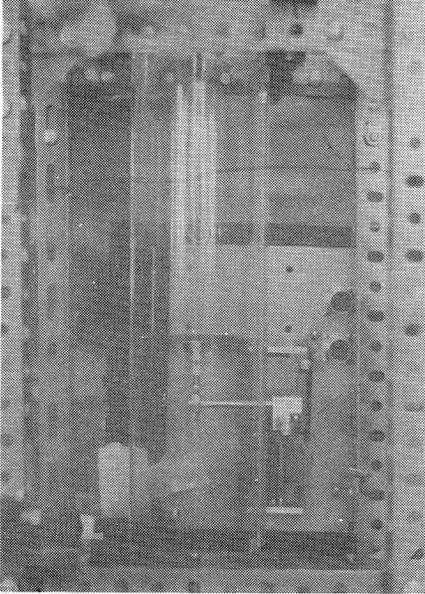


図2.19 荷重伸長曲線測定装置

図2.20 単位長さ当たりの摩擦力測定装置

2.5.2 荷重伸長理論曲線と実験による荷重伸長曲線との比較

仮定1および仮定2の場合の荷重伸長曲線を比較すれば、浮遊繊維群間の摩擦を考慮しているため、仮定2の場合の方が荷重伸長曲線の荷重の絶対値は大きい。また仮定2では、つかみ間隔を変化させても、荷重伸長曲線は変化しないが、これは、図2.8に示されているように、Bには持された繊維群とBには持された繊維群とともに残る繊維群とをまとめた繊維群、Aには持された繊維群とAには持された繊維群とともに動く浮遊繊維群とをまとめた繊維群との2種類の繊維群間の摩擦力を計算していることにな

るためである。また図 2.1 2 および図 2.1 7 を比較すれば、繊維長の影響は仮定 1 の場合の方が大きい。断面繊維本数および単位長さ当たりの動摩擦力の影響は仮定 1 および 2 の場合ともあまり差はない。

つかみ間隔を変化させて実験し得られた荷重伸長曲線をもとにして、縦軸に F/F_{max} をとり、横軸に s/l をとって荷重伸長曲線を整理した。また理論曲線としては、 $n_0 = 2280$ 本、 $f_d = 0.83 \text{ mg/cm}$ 、 $l = 5.08 \text{ cm}$ を測定値として代入し、縦軸に F/F_{max} 、横軸に s/l をとって整理した。実験による荷重伸長曲線としては、引張り強さの平均値にもっとも近い値を示す荷重伸長曲線を採用した（試料数は各条件とも 20 個）。図 2.2 1 は仮定 1 の場合、図 2.2 2 は仮定 2 の場合における荷重伸長理論曲線と実験による荷重伸長曲線との比較を示す。

仮定 1 および 2 の場合とも、 L/l が小さい範囲では理論曲線に比べて実験曲線の値はかなり小さい。これは A には持された繊維群と B には持された繊維群との間に働く摩擦力の影響が大きく、理論曲線を求めたときの浮遊繊維群との摩擦力が実際にはほとんど影響を及ぼさないためと考えられる。 L/l の値が大きくなればつかみ間における浮遊繊維の量が多くなり、浮遊繊維群との摩擦力の影響が大きくなり、理論曲線と実験曲線とは近づいてくる。

仮定 1 の場合の理論曲線と仮定 2 の場合の理論曲線とを比較すると、一般的に、仮定 1 の場合の方が実験値に近い。これは前述のように、浮遊繊維群間の摩擦力が理論値ほど実際には大きくないためであると考えられる。

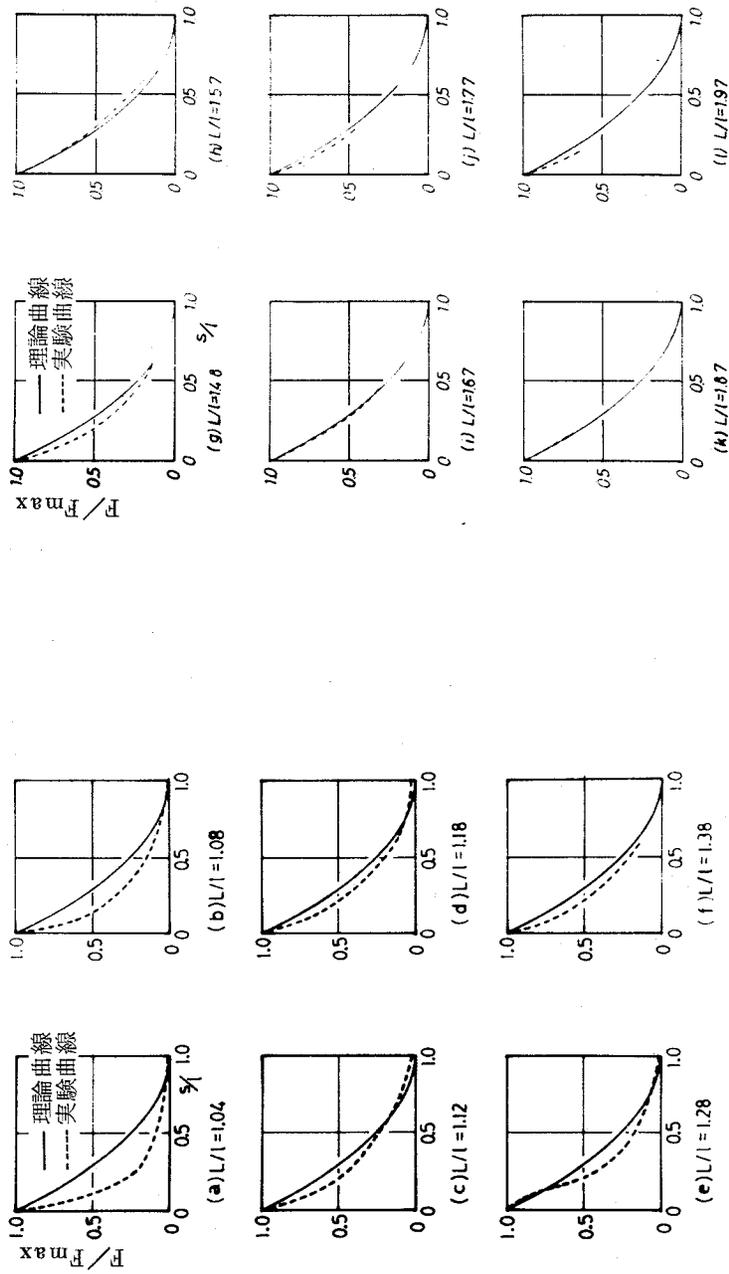


図 2.2.1 仮定 1 の場合の荷重伸長理論曲線と荷重伸長実験曲線との比較

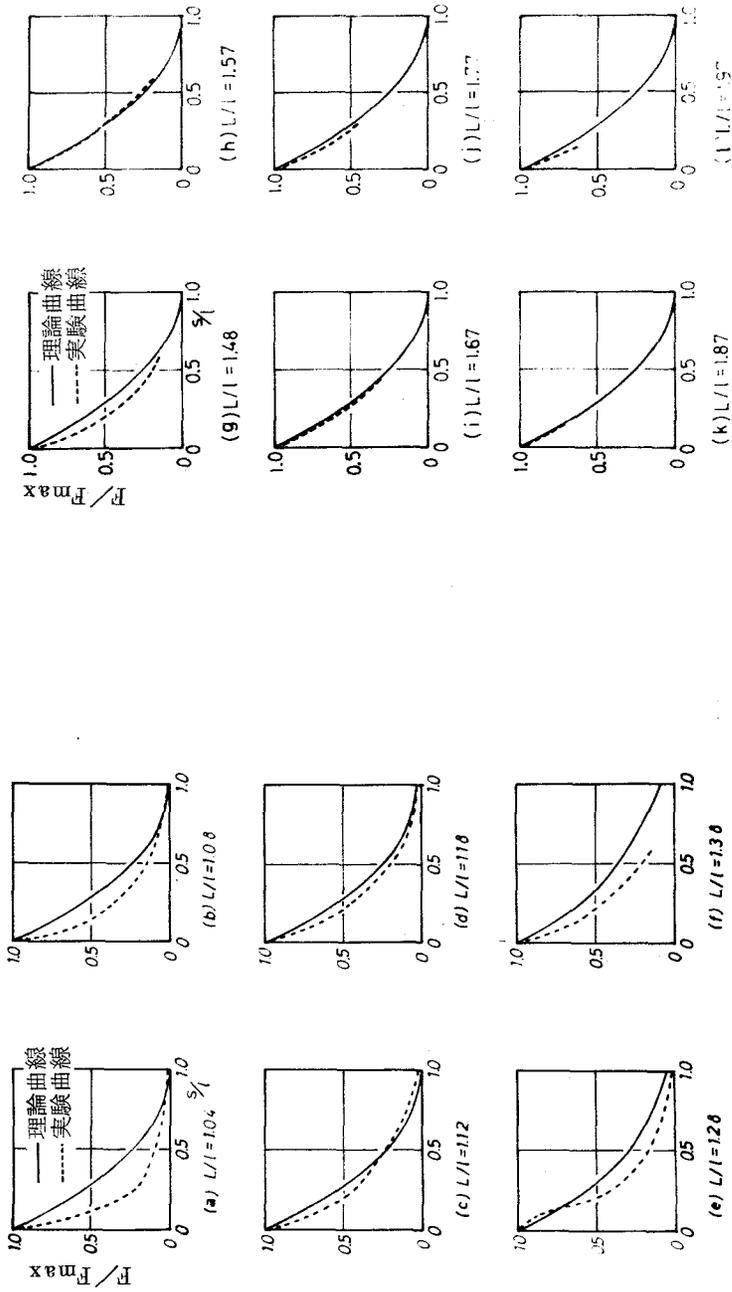


図 2.2.2 仮定 2 の場合の荷重伸長理論曲線と
荷重伸長実験曲線との比較

2.6 結 言

燃のない繊維束を引張った場合の繊維束の荷重伸長曲線を求めるために、繊維束を構成する繊維は密接に接触しあうという条件で繊維相互の摩擦力を積分して加える方法を用いた。その場合、試長間の繊維群の分類方法として、a) 3種類の繊維群に分類する方法、b) 4種類の繊維群に分類する方法、の2つの仮定を用い、それぞれの荷集伸長曲線を示した。またそれら荷重伸長理論曲線と実験によって得られた荷重伸長曲線とを比較検討した。得られた結果はつぎのとおりである。

- 1) 試長間の繊維群を上記仮定にしたがって分類し、おのおのの場合の荷重伸長曲線を理論的に導いた。
- 2) 仮定2の場合には、つかみ間隔を変化させても荷重伸長理論曲線は変化しない。
- 3) 繊維長の荷重伸長曲線に及ぼす影響は仮定2の場合に比べて仮定1の場合の方が大きい、断面繊維本数、単位長さ当たりの摩擦力の影響は類似している。
- 4) L/l の小さい範囲では、荷重伸長理論曲線に比べて実験による荷重伸長曲線の値はかなり小さい。しかし L/l の大きい範囲では、つかみ間の浮遊繊維の量が多くなり、したがって浮遊繊維を含む摩擦力の項が実際と近くなり、理論曲線と実験曲線とは近づいている。
- 5) 仮定1の場合の荷重伸長理論曲線の方が、仮定2の場合の荷重伸長理論曲線よりもやや実際の荷重伸長曲線に近い。

第 3 章 気流中における繊維束の引張り強さ

3.1 緒 言

フロントローラによって送り出された繊維束は気流によって分離されるが、気流により分離される以前に、気流による影響を受けて繊維束の集合状態が変化し、そのため強さが低下する。気流中における繊維集合体を取扱った例としては、糸、綿塊などの摩擦抵抗²⁶⁾を測定したり、混相流としてその輸送を取扱った²⁷⁾²⁸⁾例はあるが、気流中での繊維束の強伸度特性についてはまだ研究されていない。

この章では、気流中における繊維束の引張り特性について、まず静止空気中における繊維束の引張り強さを表わす式を導き、つぎにそれを基礎にして、気流による繊維束の摩擦抵抗と気流による繊維束の内部構造の変化を表わす係数とを考慮した気流中における繊維束の引張り強さを表わす式を導き、測定値を代入して実験値と比較した。また気流中における繊維束の引張り強さに与える影響として、気流速度、引張り速度、つかみ間隔などを変化させ実験をおこなった。

3.2 静止空気中における繊維束の引張り強さ

気流中における繊維束の引張り強さを示す式を導くために、まず静止空気中における繊維束の引張り強さを示す式を導く。繊維束の引張り強さに関しては Shoter²⁴⁾ および Grosberg²⁹⁾ による基礎的な研究や、Anderson, Cox, Hardy³⁰⁾ によるもの、および Burte³¹⁾ による研究がある。ここでは Anderson らによる考え方にもとづき静止空気中における繊維

束の引張り強さを示す式を導く。対象とする繊維束は燃のかけられていないものであり、また繊維束は繊維どうしの滑脱によって切断にいたると考えて式を導く。

3.2.1 静止空気中における繊維束の引張り強さを表わす基礎式
基礎式を導くにあたり、つぎの仮定をおく。

- (1) 繊維はまっすぐで、その断面形状は円形である。
- (2) 長さ方向に本数と繊維長の分布状態が変化しない。
- (3) つかみ間の繊維はゼロもしくは引張り速度に等しい速度で動く。

図 3.1 に示すように繊維束の長さ方向に x 軸をとり、繊維束のある断面 B を原点とし、断面 B および B と L だけ離れた断面 A で繊維束をは持する。このとき断面 B では持される繊維のは持分布曲線を $f_B(x)$ 、断面 A では持される繊維の

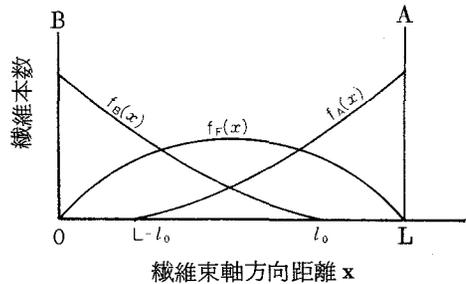


図 3.1 は持曲線のモデル

は持分布曲線を $f_A(x)$ で表わす。断面 B より x の距離における断面繊維本数を $f(x)$ とすると、 $f_A(x)$ 、 $f(x)$ は次式で表わされる。

$$f_A(x) = f_B(L - x)$$

$$f(x) = f_B(x) + f_A(x) + f_F(x)$$

ここで $f_F(x)$: 浮遊繊維 (A にも B にもは持されていない繊維) の本数分布曲線

以上のように試長間の繊維群を 3 種類 (A には持されている繊維群、B には持されている繊維群、浮遊繊維群) に分類して荷重伸長曲線を比較すると実験結果とよく合ったので (第 2 章)、上の分類にしたがって繊維束の引張り強さを導くことにする。

繊維束を引張ったとき生じる抵抗力は繊維相互の摩擦力だけであると考え、また繊維束を構成する各繊維は引張りによって切断しないとして、断

面 B を固定して断面 A を引張ったときの B A 間の引張りに対する抵抗力を繊維束の引張りに対する強さとし、繊維束の引張り強さと表現する。またこの抵抗力を、断面 B によっては持されている繊維群と断面 A によっては持されている繊維群との間に働く摩擦力、断面 B によっては持されている繊維群と浮遊繊維群との間に働く摩擦力の和として考え、繊維束の引張り強さの式を導く。

(A) B によっては持されている繊維群と A によっては持されている繊維群との間に働く摩擦力

ある繊維と相対的に動こうとする他の 1 本の繊維との間の単位長さ当たりの静摩擦力を f_s (g/cm) とし、断面 B と A との距離 (つかみ間隔) を L (cm)、繊維束を構成する繊維の最大繊維長を l_0 (cm) とする。B によっては持されている繊維群と A によっては持されている繊維群との接触可能な範囲は図 3.1 より、 $L - l_0 \leq x < l_0$ となる。

繊維が密に理想的な配列をしているとし、繊維束の任意の断面についてその構成繊維がどの群に属しているかをみると図 3.2 のようになる。すなわち 1 本の繊維のまわりにはいろいろな群に属する 6 本の繊維が存在する。

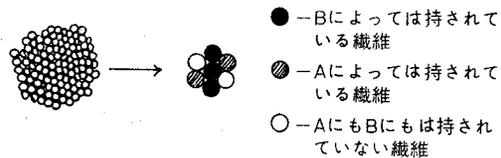


図 3.2 繊維束の任意断面における構成繊維

$L - l_0 \leq x < l_0$ の範囲では、1 本の繊維のまわりに接触している繊維の中で

B には持されている繊維、A には持されている繊維、浮遊繊維の本数は、その断面における各群の繊維本数に比例し、おのおの $6f_B(x)/f(x)$ 、 $6f_A(x)/f(x)$ 、 $6f_F(x)/f(x)$ 、となる。

微小区間 dx について B には持されている 1 本の繊維と A には持されている繊維群との間に働く静摩擦力は次式で表わされる。

$$dF_1 = f_s \times 6 \frac{f_A(x)}{f(x)} \times dx \quad (3.1)$$

また dx の間に B によっては持されている繊維本数は $f_B(x) - df_B(x)$ となるが、2次微分は省略して接触可能範囲 $L - l_0 \leq x < l_0$ にて積分すると次式となる。

$$F_1 = 6 f_s \int_{L-l_0}^{l_0} \frac{f_B(x) f_A(x)}{f(x)} dx \quad (3.2)$$

(B) B によっては持されている繊維群と浮遊繊維群との間に働く摩擦力 B によっては持されている繊維群と浮遊繊維群とが接触可能な範囲は、 $0 \leq x < l_0$ であるが、繊維束を構成する繊維の種類は $0 \leq x < L - l_0$ の範囲と $L - l_0 \leq x < l_0$ の範囲とでは異なる。

すなわち

$0 \leq x < L - l_0$; B によっては持されている繊維群と浮遊繊維群
 $L - l_0 \leq x < l_0$; B によっては持されている繊維群と浮遊繊維群
 および A によっては持されている繊維群。

B によっては持されている繊維群と浮遊繊維群との間に働く摩擦力は前と同じように考えて、

$$F_2 = 6 f_s \int_0^{l_0} \frac{f_B(x) f_F(x)}{f(x)} dx \quad (3.3)$$

ただし上式において

$0 \leq x < L - l_0$ の範囲では $f_F(x) = f(x) - f_B(x)$

$L - l_0 \leq x < l_0$ の範囲では $f_F(x) = f(x) - f_B(x) - f_A(x)$

ここで1本の浮遊繊維に働く摩擦力の釣合を考えると、 $x = L/2$ の位置に中心のある浮遊繊維においては、 A には持されている繊維群と B には持されている繊維群による摩擦力が等しくなるので、この位置より中心が A 側にある浮遊繊維は A には持されている繊維群とともに行動し、この位置より中心が B 側にある浮遊繊維は B には持された繊維群とともに残ると

考えられ、3.3式における $f_F(x)$ の $\frac{1}{2}$ の繊維群が引張り強さに寄与することになる。

したがってBによっては持されている繊維群と浮遊繊維群との間に働く摩擦力は3.3式の $\frac{1}{2}$ となり次式で表わされる。

$$F_3 = 3 f_s \int_0^{\ell_0} \frac{f_B(x) f_F(x)}{f(x)} dx \quad (3.4)$$

全体としての摩擦力は3.2式と3.4式とを加えた値で、繊維束の引張り強さ F は次式で表わされる。

$$\begin{aligned} F &= F_1 + F_3 \\ &= 6 f_s \int_{L-\ell_0}^{\ell_0} \frac{f_B(x) f_B(L-x)}{f(x)} dx + 3 f_s \int_0^{L-\ell_0} \frac{f_B(x) \{f(x) - f_B(x)\}}{f(x)} dx \\ &\quad + 3 f_s \int_{L-\ell_0}^{\ell_0} \frac{f_B(x) \{f(x) - f_B(x) - f_B(L-x)\}}{f(x)} dx \quad (3.5) \end{aligned}$$

等長繊維の場合には、ステーブルダイアグラムとは持繊維長分布曲線との関係は図3.3のようになり²⁵⁾、ステーブルダイアグラムが長方形で、持分布曲線 $f_B(x)$ 、 $f_A(x)$ は直線となる。等長繊維であるから繊維長と最大繊維長は等しく $\ell = \ell_0$ となり、各分布曲線は次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} f_B(x) &= \frac{\ell - x}{\ell} n_0 \\ f_A(x) &= f_B(L-x) = \frac{\ell - (L-x)}{\ell} n_0 \\ f(x) &= n_0 \\ f_F(x) &= \frac{x}{\ell} n_0 \quad (0 \leq x < L - \ell) \\ f_F(x) &= \frac{L - \ell}{\ell} n_0 \quad (L - \ell \leq x < \ell) \end{aligned} \right\}$$

ここで n_0 ; 断面繊維本数

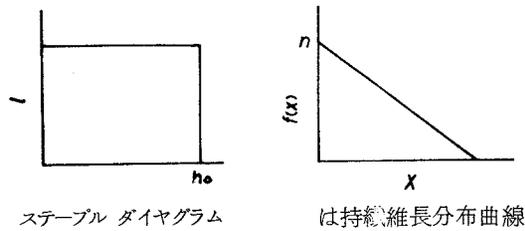


図 3.3 ステープルダイアグラムと
は持繊維長分布曲線との関係

B によっては持されている繊維群と A によっては持されている繊維群との間に働く摩擦力は、3.6 式を 3.2 式に代入して次式で表わされる。

$$F_1 = f_s \cdot n_0 \cdot l \left\{ -\left(\frac{L}{l}\right)^3 + 6\left(\frac{L}{l}\right)^2 - 12\left(\frac{L}{l}\right) + 8 \right\} \quad (3.7)$$

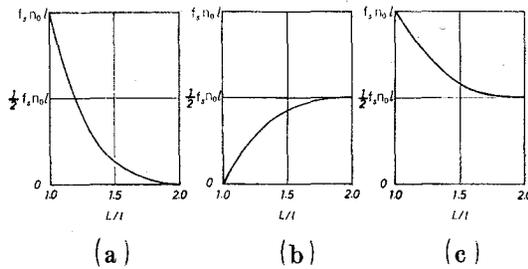
B によっては持されている繊維群と浮遊繊維群との間に働く摩擦力は、3.6 式を 2.4 式に代入して次式で表わされる。

$$F_3 = f_s \cdot n_0 \cdot l \left\{ \frac{1}{2}\left(\frac{L}{l}\right)^3 - 3\left(\frac{L}{l}\right)^2 + 6\left(\frac{L}{l}\right) - \frac{7}{2} \right\} \quad (3.8)$$

断面 A を x 軸の + 方向に引張ったとき、断面 B にかかる力は 3.7 式と 3.8 式の摩擦力を加えたものとなり、3.2、3.3、3.6 式を 3.5 式に代入して次式で表わされる。

$$F = f_s \cdot n_0 \cdot l \left\{ -\frac{1}{2}\left(\frac{L}{l}\right)^3 + 3\left(\frac{L}{l}\right)^2 - 6\left(\frac{L}{l}\right) + \frac{9}{2} \right\} \quad (3.9)$$

図 3.4 に 3.7、3.8 および 3.9 式のグラフを示す。



- (a)… B によっては持されている繊維群と A によっては持されている繊維群との間に働く摩擦力のグラフ。
- (b)… B によっては持されている繊維群と浮遊繊維群との間に働く摩擦力のグラフ。
- (c)…全体としての摩擦力のグラフ。

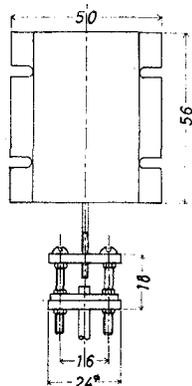
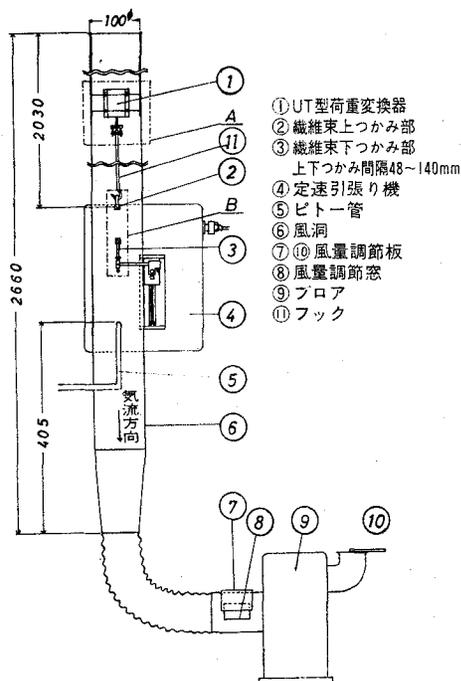
図 3.4 繊維束の引張り強さの理論曲線

3.2.2 静止空気中における繊維束の引張り装置ならびに実験方法、実験試料について

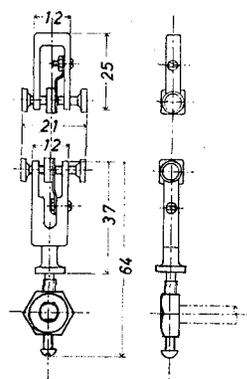
繊維束引張り装置としてはインストロン型引張り試験機などが市販されているが、本実験では燃のない繊維束を試料として使うので、引張り強さがかなり小さい（10g程度）と推測されるのと、さらに気流中において繊維束の引張り試験をおこなうので目的に合う装置を試作した。

静止空気中における繊維束の引張り装置を図 3.5、図 3.6 に示す。なおこの装置は第 3 節の気流中における繊維束の引張り装置としても併用する。実験順序はつぎのとおりである。

試料の上部先端を上部つかみ部（図 3.5 の②）でつかみ試長 L の長さのところに印をつける。つぎにそれを風洞内にあるフック（図 3.5 の⑪）に取付けたのち、風洞内で繊維束の燃をもどして、先に印をつけたところを下つかみ部（図 3.5 の③）でつかみ、下つかみ部を定速で下方に移動させ



A部詳細図



B部詳細図(つかみ部)

図 3.5 実験装置概略図(単位 mm) 図 3.6 A・B部詳細図(単位 mm)

て繊維束の引張り強さを測定した。

実験に使用した繊維束はレーヨンステープル 50mm カット長のローピングであり、ローピング状態での燃数は $0.173/cm$ で、実験では注意深く燃をもどして使用した。

実験試料繊維束の諸特性はつぎのとおりである。

平均繊維長	50.8 mm
平均繊維径	1.44×10^{-2} mm
平均繊維束径	3.25 mm
平均断面繊維本数	2280 本
平均空げき率	0.965

空げき率の計算は次式によっておこなった。³²⁾

$$d' = \frac{\gamma_f - \gamma_F}{\gamma_f - \gamma_a}$$

ここで

d' ; 繊維束の空げき率

γ_F ; 繊維束の比重量 (g/cm^3)

γ_f ; 繊維の比重量 (g/cm^3)

γ_a ; 空気の比重量 (g/cm^3)

3.2.3 静止空気中における繊維束の引張り強さの計算値と実験値との比較

3.9式に、 f_s 、 n_o 、 ℓ 、 L の値を代入すると静止空気中における繊維束の引張り強さ F の値を導くことができる。 f_s の値は繊維束から1本の繊維を引抜くときの引抜き抵抗力から求める。最大静摩擦力に相当する、繊維がすべり始めるときの繊維1本の単位長さ当たりの引抜き抵抗力を f_s (g/cm)とする³²⁾。

引抜き抵抗力の測定値は、荷重のかかっていない撚のない繊維束から1本の繊維を引抜いたときの引抜き抵抗力から求めるが、このとき引抜く繊維の繊維束断面位置をできるだけ変化させて測定し、その平均値をとった。そしてその値を6で割り、また引抜き長さで割って f_s の値とした。引抜き速度は300 mm/minに固定して f_s の値を求めた。

図3.7は引張り速度300 mm/minにて試料長 L を変化させて繊維束を引張ったときの実験値と、3.9式に f_s 、 n_o 、 ℓ 、 L の測定値を代入した F の値とを比較したものである。

測定値はつぎのとおりである

$$f_s = 0.083 \text{ mg/mm}$$

$$n_o = 2280 \text{ 本}$$

$$\ell = 50.8 \text{ mm}$$

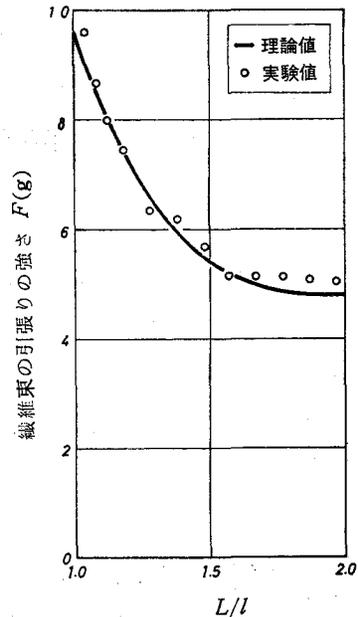


図3.7 静止空気中での繊維束の引張り強さ

3.3 気流中における繊維束の引張り強さ

気流中における繊維束の力学的特性は、繊維束の内部構造が気流により影響を受けるので単繊維の場合と比べて複雑となる。福多³⁴⁾らの研究において、空気の流動する管内では繊維束の内部圧が変化し、繊維どうしの接触点数が少なくなるような束構造の変化を生じて管内における粗糸の強さは管外のそれよりも小さくなるものと予想された。ここでは第2節において導いた静止空気中における繊維束の引張り強さの式をもとにして、気流による束構造の変化を含んだ気流中における繊維束の引張り強さを表わす式を導き実験値と比較する。

3.3.1 気流中における繊維束の引張り強さを表わす基礎式

繊維ならびに繊維集合体の摩擦抵抗については、糸、綿塊などを対象とした研究²⁶⁾³⁵⁾はあるが、繊維束についてはじゅうぶん解明されているとはいえない。

細長い円柱状の繊維束に対して、その軸方向に流れる気流による摩擦抵抗を3.1.1式で表わす。

$$D_a = \frac{1}{2} C_f \rho_a v_a^2 \pi d_F L \quad (3.11)$$

ここで C_f … 摩擦抵抗係数

ρ_a … 空気の密度 ($\text{Kg} \cdot \text{s}^2/\text{m}^4$) v_a … 空気流速 (m/s)

d_F … 繊維束の直径 (m) L … 繊維束の長さ (m)

気流の向きを x 軸の $+$ 方向とし、気流中におかれた長さ L の繊維束の断面 B を固定して断面 A (図 3.1 参照) を引張る。そのときの繊維束の引張り強さを、繊維束内へ気流が入り込むことによる繊維相互の接触状態の低下を考慮するため 3.5 式に係数 k_a を乗じたものから繊維束に働く摩擦抵抗を引いたものとする。そうすると等長繊維で構成された繊維束の気流中における引張り強さは次式となる。

$$\begin{aligned}
 F_a &= k_a \cdot n_o \cdot f_s \cdot \ell \left\{ -\frac{1}{2} \left(\frac{L}{\ell} \right)^3 + 3 \left(\frac{L}{\ell} \right)^2 - 6 \left(\frac{L}{\ell} \right) + \frac{9}{2} \right\} - D_a \\
 &= -\frac{k_a \cdot f_s \cdot n_o \cdot \ell}{2} \left(\frac{L}{\ell} \right)^3 + 3 \cdot k_a \cdot f_s \cdot n_o \cdot \ell \left(\frac{L}{\ell} \right)^2 \\
 &\quad - \left(6 k_a \cdot f_s \cdot n_o \cdot \ell + \frac{1}{2} C_f \cdot \rho_a \cdot v_a^2 \pi d_f \ell \right) \left(\frac{L}{\ell} \right) + \frac{9}{2} k_a \cdot f_s \cdot n_o \cdot \ell
 \end{aligned}
 \tag{3.12}$$

ここで $0 < k_a \leq 1$

図 3.8、3.9 は 3.12 式に f_s 、 n_o 、 ℓ 、 $\frac{1}{2} C_f \rho_a v_a^2 \pi d_f \ell$ の測定値を代入したときの、 $k_a = 0.85$ 、 1 の場合の F_a の計算曲線である。

静止空气中で 1 本の繊維のまわりに 6 本の繊維が密に接触している場合を $k_a = 1$ とし、1 本の繊維のまわりに 5 本の繊維が接触する場合に近い値として $k_a = 0.85$ を選んだ。

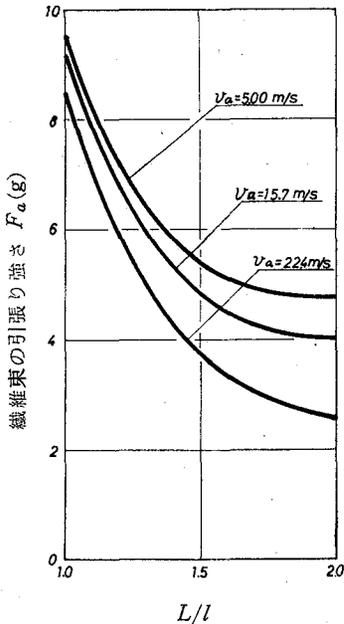


図 3.8 各風速における繊維束の引張り強さの理論値

($k_a = 0.85$ の場合)

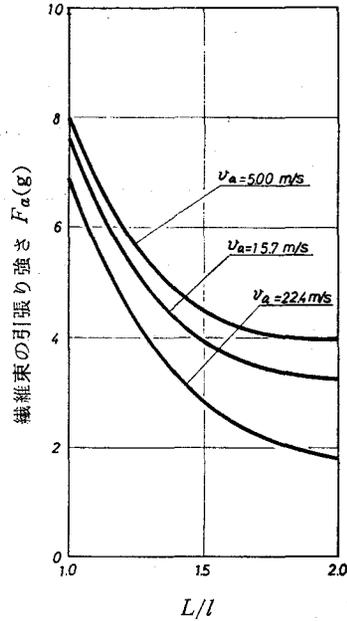


図 3.9 各風速における繊維束の引張り強さの理論値

($k_a = 1$ の場合)

3.3.2 気流中における繊維束の引張り装置および実験結果

気流中における繊維束の引張り装置は第2節において使用した実験装置(図3.5、3.6)を使用し、実験順序はつぎのとおりである。

繊維束の上つかみ部(図3.5の②)に繊維束を取付け、その上つかみ部を風洞内の上部フック(図3.5の⑪)にかけてから撚を注意深く取除き、下つかみ部(図3.5の③)に繊維束の下端をは持させる。そしてニューマニズ(図3.5の⑨)によって風洞内に気流を発生させ、ピトー管(図3.5の⑤)およびベッツ型マンオメータによって気流速度を測定し、風洞内の気流速度が定常になってから等速引張り機にて引張る。そのとき荷重変換器(図3.5の①)に加わる力を動ひずみ測定器と記録計に接続して記録した。また管内の気流速度の調節は風量調節窓(図3.5の⑦⑧⑩)によっておこなった。

図3.10に風洞内の空気流速分布を示す。(a)は上つかみ部より24mm下方の位置での流速分布を示し、(b)は上つかみ部より224mm下方の位置での流速分布を示す。実験中、試料の置かれている位置の流速は測定できないので、あらかじめ風量調節窓につけた目盛を基準として(a)と(b)での流速を測定して、(a)と(b)の関係を示すグラフを作成し、実験中は(b)の位置の流速を記録し、のちに(a)の位置に換算する方法をとった。

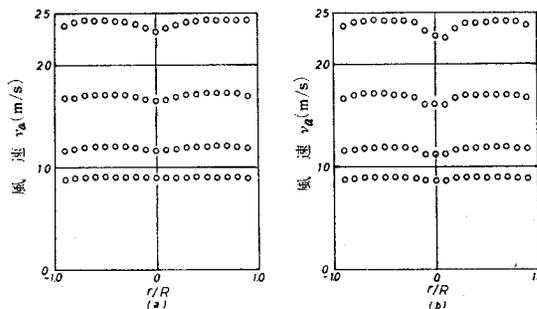


図3.10 風洞内流速分布

(R : 円管の半径、 r : 中心からの距離)

3.3.3 試料繊維束の摩擦抵抗

気流中における繊維束の摩擦抵抗を調べるため、前述の装置に繊維束を燃えない状態で取付け、気流速度を変化させてその摩擦抵抗を測定した。荷重変換器にはフックの摩擦抵抗も感知されるため、試料長を2種類にしてその差をとることにしてフックの摩擦抵抗を消去した。図3.11は $L = 60\text{ mm}$ とした場合、図3.12は $L = 110\text{ mm}$ とした場合の繊維束の摩擦抵抗を示し、図3.13は繊維束の単位長さ当たりの摩擦抵抗を示す。

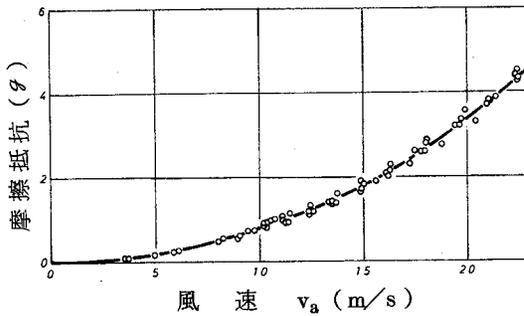


図3.11 $L = 60\text{ mm}$ のときの繊維束の摩擦抵抗

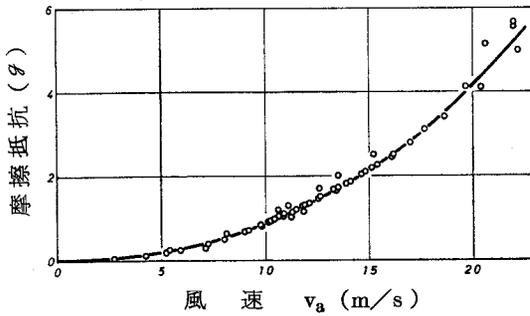


図3.12 $L = 110\text{ mm}$ のときの繊維束の摩擦抵抗

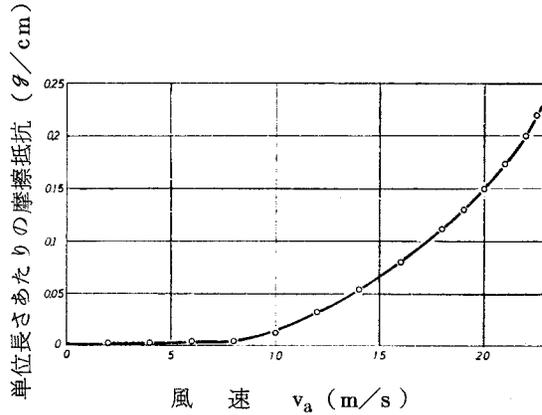


図 3.13 風速と単位長さ当たりの摩擦抵抗との関係

3.3.4 気流中における繊維束の引張り強さ

引張り速度を一定にして、気流速度を 5 ~ 22.4 m/s の範囲で変化させ、また繊維束のつかみ間隔を 53 ~ 110 mm の範囲にして実験をおこなった。その結果をまとめたのが図 3.14 である。

ここで 1 個の測定点は 20 個の試料の平均である。

繊維束の引張り特性に対する湿度の影響は大きいけれども、本装置は大型のため装置全体を恒温恒湿室にすえ付けることができず、できるだけ同湿度 (65%) になるように実験時間を調節した。

図 3.14 は、 L/l が大きくなるにつれて気流の繊維束内部構造に及ぼす影響が増大し、繊維束の引張り強さが低下し、しかもそれが気流速度の大きい場合に顕著であることを示している。このため気流速度が大きいほど繊維束の引張り強さに対して悪影響を及ぼす。

3.3.5 気流中における繊維束の伸度

繊維束の伸度は $\Delta L/L$ の値で示され、荷重伸長曲線の破断伸長から求める。ただし ΔL は破断伸長から試料原長 L を引いたものである。図 3.15 は各気流速度における繊維束の伸度を示す。 L/l 一定のもとで、伸度は

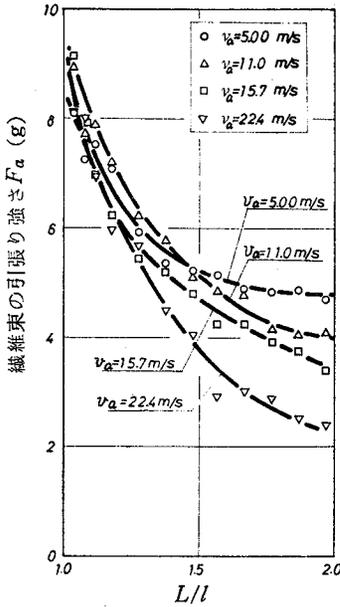


図 3.14 各風速における繊維束の引張り強さの実験結果

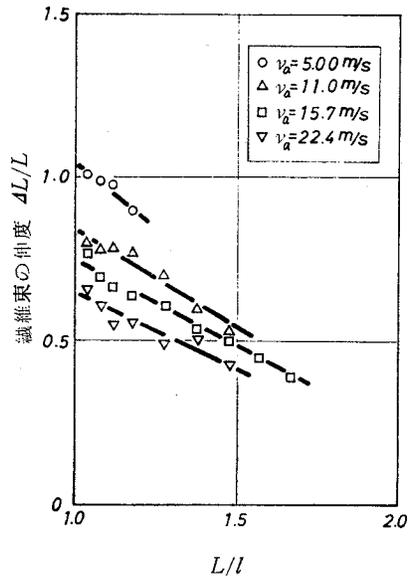


図 3.15 各風速における繊維束の伸度の実験結果

気流速度の増加にともない低下している。これは気流による摩擦抵抗の増加と繊維束の内部構造への影響の増加によるものである。気流速度一定のもとで、やはり伸度は L/l の増加にともない低下しているが、これも同じ理由によると考えられる。

3.4 気流中における繊維束の引張り強さに及ぼす種々の影響

気流中における繊維束の引張り強さに影響すると考えられる要因は、静止空気中における繊維束の引張り強さに影響する、たとえば、引張り速度、空げき率、繊維のクリンプの有無などのほかに、気流速度とか気流による繊維束の内部構造の変化などがある。

ここではそれらの要因の中でとくに重要であると考えられる 1、2 のも

のについて検討した。

3.4.1 繊維束引張り速度の影響

繊維束から単繊維を引抜くときの引抜き速度が引抜き力に影響するのと同じように、繊維束の引張り速度は引張り強さに影響する。

気流速度を一定にして、引張り速度を15~300mm/minまで変化させたときの繊維束の引張り強さを図3.16に示す。図3.16によると、繊維束の引張り強さは引張り速度の増加にともない増加している。そしてこの関係は直線的でなく、引張り速度を大きくすれば、引張り速度とは無関係にある一定値に近づく。また引張り速度の増加にともなう繊維束の引張

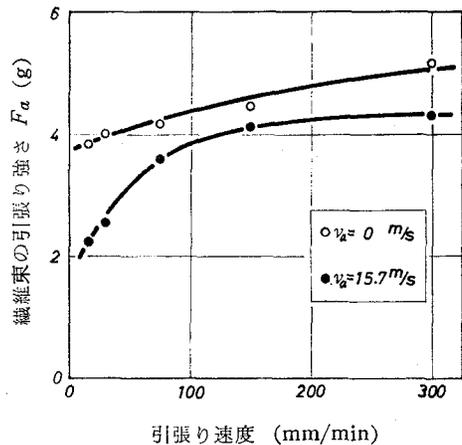


図3.16 引張り速度の繊維束引張り強さに及ぼす影響

り強さの増加割合は、引張り速度の小さい範囲では静止空気中と比べて気流中における方が大きい。これは、引張り速度が大きい場合には気流によって繊維束内部に生じる束構造の変化が切断にいたる時間が短いために小さく、引張速度の小さいほど気流の影響を長時間受けるためである。

3.4.2 気流速度の影響

風洞内の気流速度は5~22.4 m/sまで変化させることができる。引張り速度を300 mm/minとし、試料長を一定としたときの気流速度の影響を図3.17に示す。気流速度の増加にともない繊維束の引張り強さは減少する。

繊維束に気流が作用したとき、まず繊維束表面の繊維群が気流の影響を受け、平行に伸ばされたり、あるいは非常に速く振動する。時間の経過につれて気流の影響で繊維束の内部構造の変化が引き起こされる。

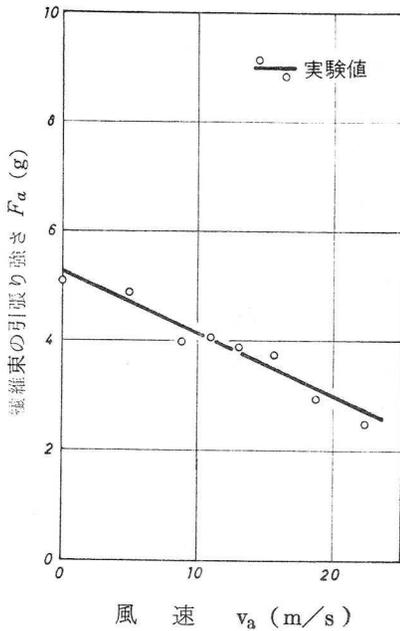
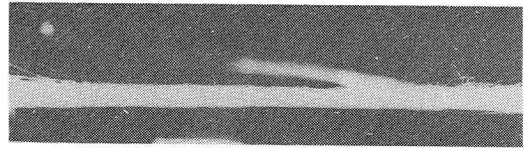
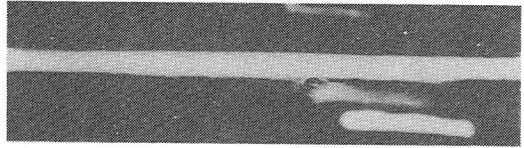


図3.17 気流速の繊維束引張り強さに及ぼす影響



(a) 静止空気中にて繊維束を引張った場合



(b) $v_a = 15.7 \text{ m/sec}$ で繊維束を引張った場合

図3.18 繊維束を引張り始めてから同じ時間を経たときの繊維束の状態の比較

図3.18は、繊維束を引張り始めてから同じ時間を経たときの繊維束の状態を比較した写真である。図3.18によると、気流中におけるみかけの直径は増加し、空げき率が增大し、繊維束を構成する繊維相互の接触割合が減少する結果となることを示している。

3.5 気流中における繊維束の引張り強さの計算値と実験値との比較

おのおのの流速について2.12式に測定値を代入し、 k_a の値として、0.85、1.0を代入した曲線と実験値とを比較したのが図3.19、3.20である。 $k_a = 0.85 \sim 1.0$ の範囲内に実験値は含まれる。また気流速の大きい場合の方が k_a の値は0.85に近くなる。

k_a の値は、気流による繊維束の内部構造の変化を代表しているが、 k_a の値を気流中における繊維束の引張り強さの減少率と考えることもできる。

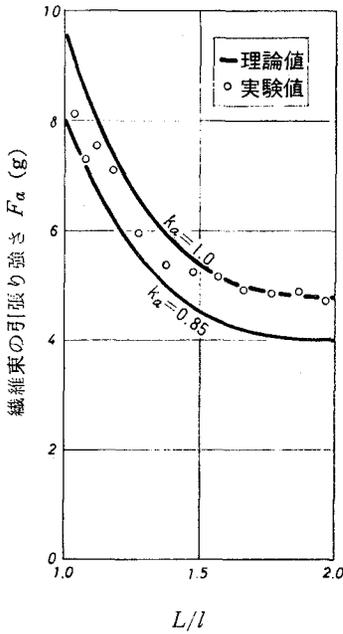


図3.1.9 $v_a=5.0\text{m/s}$ の場合の繊維束の引張り強さ
(理論値と実験値との比較)

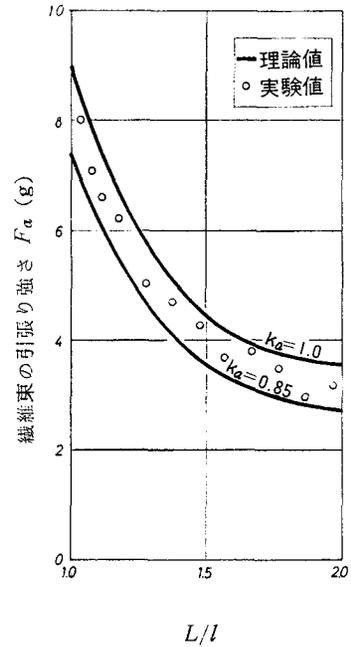


図3.2.0 $v_a=18.8\text{m/s}$ の場合の繊維束の引張り強さ
(理論値と実験値との比較)

3.6 結 言

繊維束の長さ方向に沿って流れる空気流の中で、繊維束を燃のない状態で引張ったときの繊維束の引張り強さを表わす式を導き、実験値と比較した。また気流中における繊維束の引張り強さに及ぼす気流速度および引張り速度の影響を調べた。

基礎式を導くにあたって、静止空気中において繊維束を構成する繊維が密接に接触し合うという条件をもちい、繊維相互の摩擦力を積分することによって繊維束の引張り強さを求めた。

前記仮定のもとで得た静止空気中における繊維束の引張り強さを表わす式に、繊維相互の単位長さ当たりの摩擦力、平均断面繊維本数、繊維長、つかみ間隔などの測定値を代入した値と実験値とはかなりの一致をみた。

このため静止空気中における繊維束の引張り強さを表わす式をもとにして気流中における繊維束の引張り強さを表わす式を導いた。その場合、気流中では繊維束内へ気流が入り込むことによる繊維相互の接触状態の低下を考慮するための係数 k_a を乗じ、一万繊維束に働く摩擦抵抗を繊維束を長柱と仮定して求めて、上記繊維相互の摩擦力による引張り抵抗から差し引くという方法で導き、実験値と比較したが、 $k_a = 0.85 \sim 1.0$ の範囲で理論値と実験値とのかなりの一致をみた。

また実験では、気流中における繊維束の引張り強さは気流速度が増加するにつれて小さくなり、また引張り速度の小さい範囲では、繊維束の引張り強さの増加割合は静止空気中にくらべて気流中の方が大きいという結果となった。さらに繊維束の伸度は、気流速度の増加につれて減少した。以上の実験結果は、繊維束の内部構造、たとえば空げき率、繊維相互の接触割合、からみ合いの程度、が気流により繊維束の引張り強さが低下する方向に変化することによって説明できる。

第4章 気流による繊維束の分離

4.1 緒 言

オープンエンド精紡法においては繊維束の連続性を断つことが必要であるが、そのための方法としてはコーミングローラによるものと高速気流によるものの2種類が開発されている。

コーミングローラによる方法では繊維束の分離能力は大きいですが、分離された繊維が損傷する欠点がある。それに対して高速気流による方法では繊維の損傷がない代わりに、分離能力が劣るといえる。

ここでは後者の方法を採用し、気流による繊維束の分離状態の基本的な判定法について考察し、また種々の要因が繊維束の分離状態に与える影響について調べる。

気流によって繊維束から分離された繊維はばらばらになって輸送管を通りロータの内部へ導かれるのであるが、繊維の分離状態がロータ内部の集束繊維群の配列状態を直接に支配する。繊維束の分離が不じゅうぶんであればロータ内集束繊維群にむらを生ぜしめ、それが結果的に紡出糸のむらと関係する。オープンエンド精紡法の大きな利点である紡出糸の均斉さということを考えると、繊維束の分離をじゅうぶんに起こない紡出糸の均斉さをさらに進めなければならない。

気流による繊維束の分離に関する研究は他の文献^{1) 10) 36)}にもみられるが、気流による繊維束の分離状態に影響を及ぼすパラメータについての基礎的な研究は少ない。また理想化された分離状態における考察³⁶⁾はなされているが、実際の分離においては、集団で分離したり個々の繊維に分離したりする状態の混在したものであり、このような状態のは握方法はまだ研究

されていない。

本研究では、繊維束の分離状態を評価するために、a) 分離繊維集団の大きさ、b) 分離時間間隔のばらつき、c) 分離繊維量の時間的変動、というものに着目し、分離状態に影響を及ぼすと考えられるパラメータに関しておこなう実験に適用して繊維束の分離状態を調べる。

4.2 気流による繊維束の分離実験装置

4.2.1 実験装置概略

実験装置全体の概略を図

4.1に示す。

ドラフトローラによってドラフトされながら送り出された繊維束は、プロアによって発生した吸引気流によって分離輸送管に吸込まれ分離・輸送される。分離された繊維はランプとフォトトランジスタが対向する部分を通過するとき電氣的信号(パルス)と

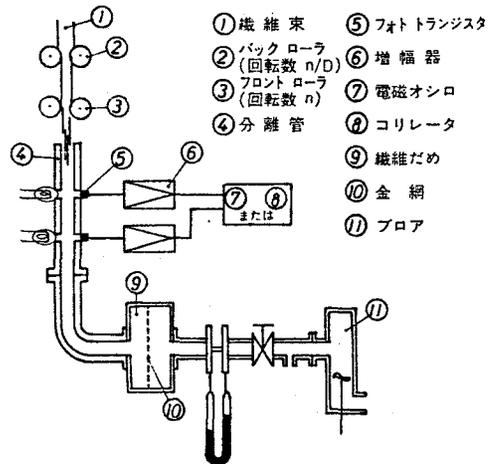


図 4.1 実験装置概略図

して感知される。このパルス信号の振幅の大きさによって通過繊維群の断面本数を知ることができ、またこのような測定点を2点設置することによってパルス信号の時間差から通過繊維の速度が計算できる。⁸⁾ 分離管を通過した繊維は繊維だめタンクの中に入り、タンク内に設けてある金網のフィルタに付着し、空気のみが通過する。以下この実験装置をつぎの3系統(気流系装置部、繊維束供給部、測定部)に分類して詳細に述べる。

4.2.2 気流系装置部

これは分離管内に吸引気流を発生させ、その速度を調節および測定する部分で、フロア、オリフィス、マンメータ、バルブより成る。オリフィスはJISにもとづくもので、管路内径 $D = 50 \text{ mm}$ 、口径 $d = 25 \text{ mm}$ で検定済のものを使用した。

オリフィス流量 Q は

$$Q = \alpha_a A \sqrt{2gB/\gamma_a} \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

α_a ; 流量係数 B ; マノメータの水頭 (mm Aq)

A ; $\frac{\pi}{4} d^2$ (m^2) γ_a ; 空気の比重量 (kg/m^3)

分離管径を d_p とすると、 760 mmHg 、 15°C にて $\gamma_a = 1.226 (\text{kg}/\text{m}^3)$ として、気流速度 v_a (m/s)と水頭 B との関係は表4.1となる。また

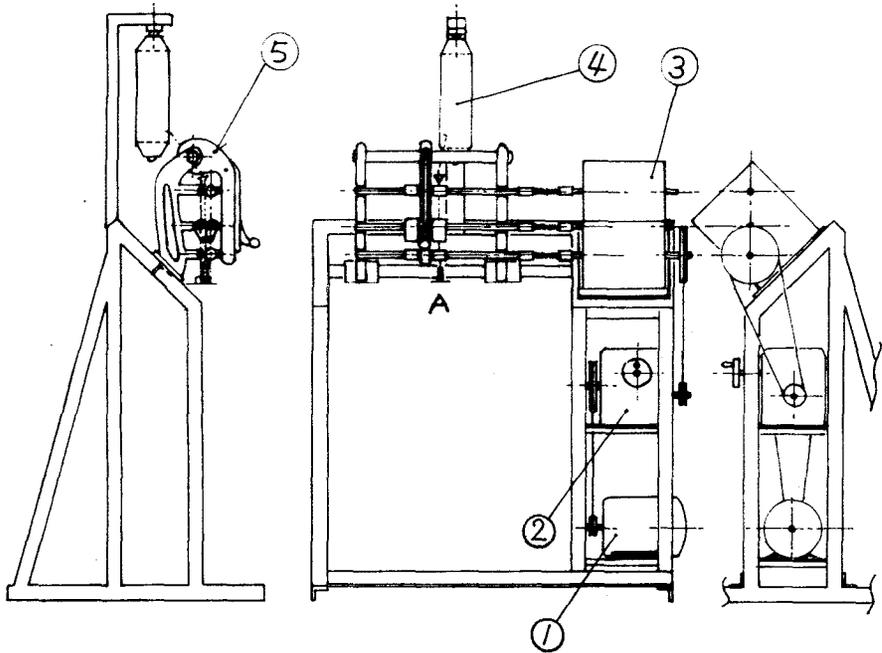
$$v_a = 8.31 \times 10^{-4} \frac{\sqrt{B}}{\sqrt{\gamma_a} \cdot d_p^2} \quad (\text{m}/\text{s})$$

表4.1 気流速度とマンメータ水頭との関係

v_a (m/s) \diagdown $d_p \phi$	13	16	20
10	5.1	11.6	28.4
20	20.3	46.5	113.6
30	45.7	104.7	255.7
40	81.2	186.0	—
50	126.9	—	—

4.2.3 繊維束供給部

繊維束供給部の概略を図4.2に示す。



- ① 駆動モータ ② 無段変速機 ③ 歯車減速機
④ スライバボビン ⑤ ドラフト装置

図4.2 繊維束供給部

繊維束はスライバボビンより引出され、3線式ドラフト装置を通してドラフトされながら送り出され、分離管に吸引される。図4.2では、A点の真下に分離管の先端が位置することになる。

3本のローラは分離管に近いものから順に、フロントローラ、ミドルローラ、バックローラと呼ばれ、おのおのの回転数は分離管に近いものほど大であり、3本のローラの回転数の比は歯車減速機によって決定される。また繊維の送り出し速度は無段変速機によって調節される。

図4.3に歯車減速機の構成を示す。

図 4.3 において、①軸はバックローラ、②軸はミドルローラ、③軸はフロントローラにそれぞれフレキシブルジョイントにより接続している。また A～G の歯車の歯数によって①、②、③軸の回転数の比が変化し、とくに①軸と③軸の回転数の比をドラフト比 D と呼び、スライバピンを出た繊維束は 3 本のローラによって D 倍の長さに引伸ばされ、断面繊維本数は $1/D$ 倍となる。ドラフト比は 5～20 まで調節可能であり、表 4.2 に歯車の歯数とドラフト比との関係を示す。

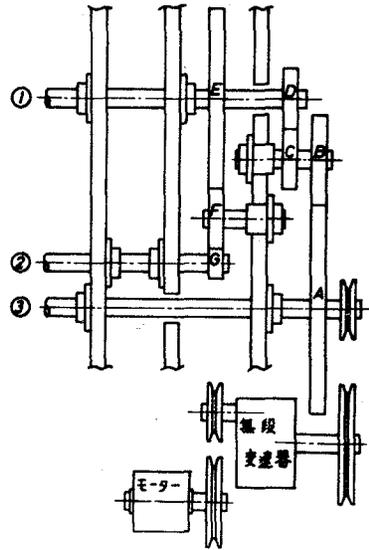


図 4.3 歯車減速機の構造

表 4.2 歯車の歯数とドラフト比との関係

歯車の歯数				ドラフト比 D
A	B	C	D	
37	58	25	80	5
32	75	25	80	7.5
24	75	25	80	10
24	75	22	105	15
17	82	25	105	20

4.2.4 測定部

本実験では分離繊維の量（断面繊維本数）、速度の測定にフォトランジスタを使用するが、この場合フォトランジスタの諸特性のうちつぎにあげるものに対する考慮が必要である。すなわち周波数特性、照度特性（感度）、指向特性である。

使用したフォトトランジスタはNEC製PT7Lであり、図4.4にその周波数特性を示す。

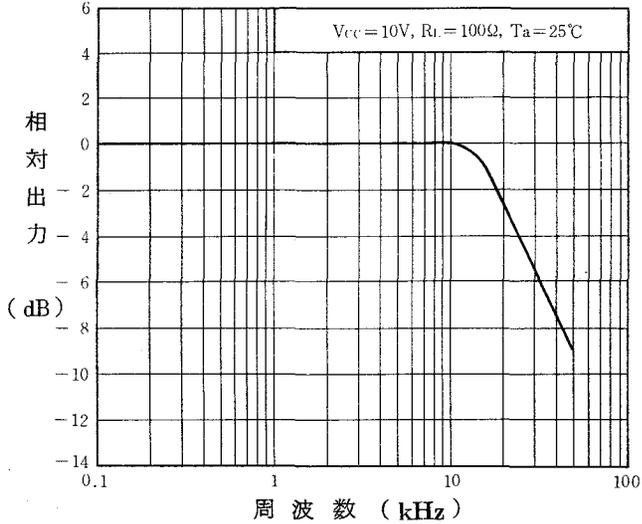


図4.4 周波数特性(R_L :直列抵抗 T_a :周囲温度)

実験にもちいた繊維束を構成する単繊維の長さは $\ell = 5.08 \text{ mm}$ であるから、繊維束から単繊維が分離されて $v_f \text{ (m/s)}$ の速度でフォトトランジスタ前面を横切った場合にその通過時間 $t \text{ (s)}$ は次式で与えられる。

$$t = \frac{\ell \times 10^{-3}}{v_f} \quad (\text{s})$$

$v_f = 5.0 \text{ m/s}$ とすると、 t のオーダーは 10^{-3} s となり周波数に換算すると 1 kHz である。これに対しフォトトランジスタの周波数特性は 10 kHz までフラットであるから応答速度はじゅうぶんである。その他の部分、すなわち増幅器、電磁オシロ、コリレータともに 1 kHz の信号に対して応答可能であるから、測定部を総合しても周波数特性に関して問題はない。

またフォトトランジスタの感度は受光面の照度に影響され、最高感度となる照度が存在する。本実験では単繊維の検出が可能なおよび通過繊維

維量と出力信号の大きさが比例することの2点が要求されるため、最適照度の調節は重要である。照度の調節は接続電池の個数の変化と直列抵抗のそう入の2方式でおこない、結果として300~500 luxの照度で単繊維の検出が可能(増幅器を要する)であり、通過繊維量と出力信号の大きさもほぼ比例した。

図4.6にフォトトランジスタの指向特性を示す。これによると指向特性がフラットなのは角度偏差が7~8°までであって、それをこえると急激に感度が低下する。

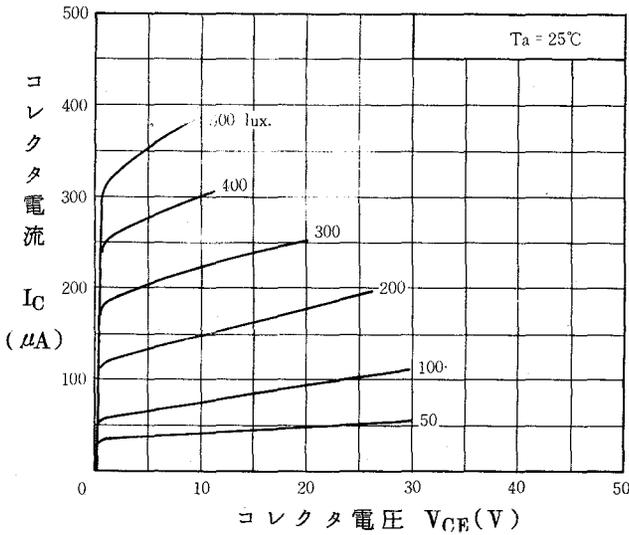


図 4.5
照 度 特 性

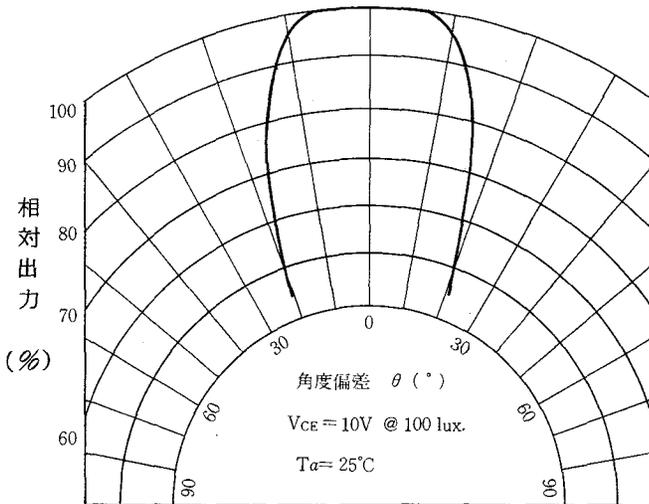


図 4.6
指 向 特 性

フォトトランジスタとランプの分離管への取付けを図4.7に示す。フォトトランジスタの指向特性がフラットな範囲で d_L がとりうる最大値のとき、角度偏差 θ_v° は

$$\tan \theta_v^\circ = \frac{d_L - d_t}{2d_p}$$

図4.8に示すように d_t は3mmであり、本実験でもちいる最小の d_p が1.3mmであるから、角度偏差 $\theta_v = 8^\circ$ とすれば、 $d_L = 7$ mmとなる。したがってランプ取付け部の口径を7mmにすれば、フォトトランジスタを指向特性がフラットな範囲で使用することができる。

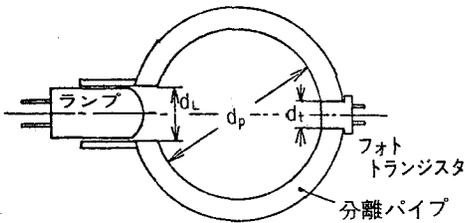


図4.7 分離管と測定部の接続

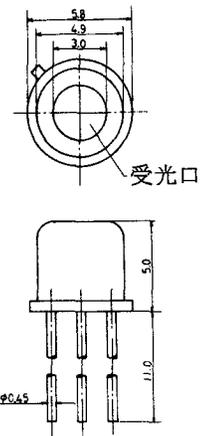


図4.8 フォトトランジスタ寸法(単位mm)

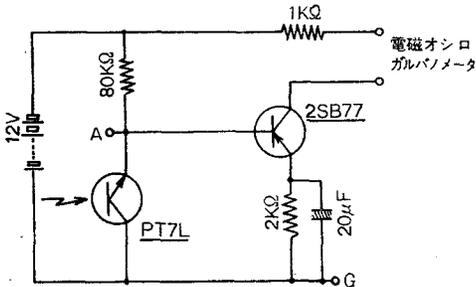


図4.9 測定部電気回路図

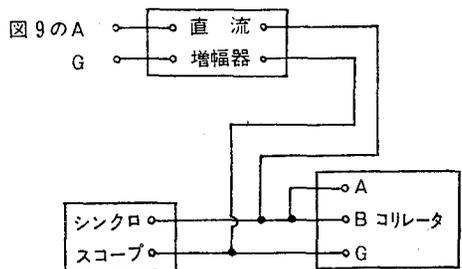


図4.10 コリレータ接続電気回路図

増幅器を使用する場合の測定部電気回路を図 4.9 に示す。ここで電磁オシロは 1 mA の入力に対して記録紙上で 8 mm の振幅を示し、1 本の繊維の通過に対して振幅 0.4~0.5 mm のパルス信号を示す。

相関器を使用する場合の電気回路を図 4.10 に示す。また自己相関関数は次式で定義される。

$$R(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} x(t) \cdot x(t + \tau) dt$$

繊維分離の時間間隔のばらつきに関する実験については、電磁オシログラフで縁維分離の時間間隔のばらつきを記録紙上で測定するのが困難な領域 (ms のオーダー) において、相関器をもちいて自己相関関数を計算し繊維通過の信号の周期性を検討する。

4.3 繊維束の分離状態の評価

繊維束から引抜かれ加速・輸送される場合に行動をとにもするひとかたまりの繊維集団を分離繊維集団とする。

分離繊維集団は単繊維のこともあれば複数の繊維から成ることもあり、それぞれ単独分離、集団分離と呼ぶ。実際の分離状態は単独分離や大小の集団分離の混合したものとなるが、本研究ではつぎの点に着目して分離状態を評価する。

- a) 分離繊維集団の大きさ (平均値、分散値)
- b) 分離時間間隔のばらつき
- c) 分離繊維量の時間的変動

4.3.1 分離繊維集団の大きさ

分離繊維集団の大きさの平均値は繊維束がどこまで微細に分離されたかを示し、理想的には 1 本 (すべての分離が単独分離である状態) となる。また分離繊維集団の大きさの分散値は、大きな集団分離が発生すると急に大きくなるため、大集団分離の有無の検討に有効である。

4.3.2 分離時間間隔のばらつき

ある繊維集団が分離したのちつぎの繊維集団が分離するまでの時間間隔の変動の大きさはオープンエンド精紡ではとくに重要である。この変動の大きさが大であって長時間にわたって分離が発生しないとか、変動の大きさが小さくしかも時間間隔が周期性を有する場合には、オープンエンド精紡の分離機構としてはじゅうぶんとはいえない。すなわち糸切れに対しては最長不分離時間、糸むらに対しては周期性に注目する必要がある。周期性については、ロータの回転周期 (10^{-3} s のオーダー) あるいはそれ以下の短い時間スケールでの測定が必要とされるから、ここでは相関器をもちいて周期性を検討する。

4.3.3 分離繊維量の時間的変動

これは単位時間に分離する繊維量の分散値で示される。フロントローラより供給される繊維量と分離される繊維量は長時間では等しいが、短時間でみると分離繊維量には時間的な変動が生じてくる。したがって時間スケールの取り方が問題となる。本研究では時間スケールを 10^{-2} s として検討する。

繊維束の分離状態に影響すると考えられるパラメータとして、1) 風速 v_a 、2) ドラフトローラのドラフト比 D 、3) フロントローラ回転数 n 、4) 分離管径 d_p 、5) フロントローラと分離管先端との間隔 h をとり実験をおこない分離状態を調べた。

風速 v_a は繊維束に作用する摩擦抵抗すなわち分離のための駆動力を支配するパラメータであり、ドラフト比 D は分離管に供給される繊維束の断面繊維本数を決定し、またフロントローラ回転数 n はドラフト比とともに分離管への供給繊維量を支配するが、ドラフト比が断面繊維本数に関するものであるのに対してフロントローラ回転数は供給速度に関するパラメータである。分離管径 d_p は分離管入口付近の空気の流れの状態に、フロントローラと分離管先端との間隔 h は繊維束に作用する空気流の作用長

に着目してとりあげた。

本実験での各パラメータの範囲はつぎのようである。

v_a	; 10、15、17、20、30、55	m/s
n	; 95、165、245、360	r pm
d_p	; 13、16、20	mm
h	; 16、25、38、51	mm
D	; 7.5、10、15	

また実験にもちいた試料繊維束は第3章における試料と同じものである。

4.4 繊維束の分離に及ぼす種々の影響

4.4.1 分離状態の種類

繊維束を気流によって分離する場合、その分離状態はつぎの3種類の分離繊維集団に分類できる。周期的集団分離によるものと非周期的集団分離によるもの、そして単独分離によるものである。周期的集団分離は v_a が低い場合に発生し、周期的で大規模（パルス振幅 $P = 10 \sim 40$ mm）な集団分離である。また非周期的集団分離は周期的集団分離ほど大きな集団分離ではなく、パルス振幅 $P = 8 \sim 10$ mm程度である。これは試料繊維束のもつれ、からみ、ドラフトの不良などの原因によって生じると考えられる。周期的集団分離はつぎのような過程を経て発生する。すなわち風速が低い場合には繊維束を分離するための駆動力となる摩擦抵抗が小さく、単独および小集団分離による繊維分離量がフロントローラからの繊維供給量を下まわる。このためフロントローラの回転につれて分離されずに残された繊維束が下方に伸びていき、繊維束の長さがある限度に達すると、繊維束全体に作用する摩擦抵抗が繊維束の強さをこえ、大きな繊維集団が脱落する。以上の過程が繰り返されて周期的集団分離が発生する。

図4.1.1に分離繊維集団の大きさのひん度分布の1例を示すが、図中で、

P = 18 ~ 28 mm のものが周期的集団分離によるものであり、P = 10 mm 程度のものが非周期的集団分離によるものである。そしてPが数mmまでのものが単独、小集団分離によるものであり、ひん度分布はポアソン分布となっている。

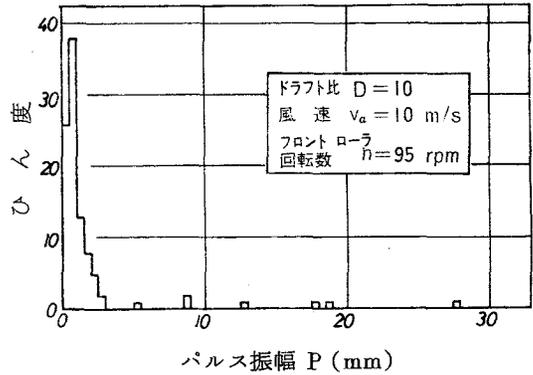


図 4.1.1 ひん度分布の 1 例

周期的集団分離は紡出糸の糸むらの最大の原因となるので、

$$\alpha_p = \frac{\text{周期的集団分離による分離量}}{\text{全分離量}} \times 100 \quad (\%)$$

なる α_p を定義して、分離状態の良否を示す 1 つの尺度とする。この α_p の値について、ドラフト比 $D = 7.5$ と 10 の場合の全分離量に対して計算した結果が表 4.3 である。

表 4.3 全分離量に対する周期的集団分離量の割合

D	n (rpm)	v_a (m/s)	α_p (%)	D	n (rpm)	v_a (m/s)	α_p (%)
10	95	10	47	7.5	95	10	46
		17	7			17	29
		30	0			30	0
	165	10	43		165	10	44
		17	25			17	10
		30	0			30	0
	245	10	63		245	10	75
		17	33			17	25
		30	0			30	0

α_P の値は風速 v_a の影響を強く受け、 $v_a = 10 \text{ m/s}$ では $\alpha_P = 50 \sim 75\%$ であるが、 $v_a = 30 \text{ m/s}$ では $\alpha_P = 0\%$ となる。またフロントロー回転数 n (供給繊維量) が増加すれば α_P も増加する傾向がある。

測定値の定量的処理は前述の分離状態の評価法によっておこなう。分離繊維集団の大きさは記録紙上のパルス信号の振幅 P として測定され、その平均値、分散値は次式によって計算される。

$$\text{平均値 ; } \mu_P = \frac{\sum_{i=1}^M P}{M}$$

$$\text{分散値 ; } \sigma_P^2 = \frac{\sum_{i=1}^M (P - \mu_P)^2}{M} = \frac{\sum_{i=1}^M P^2}{M} - \mu_P^2$$

M ; 単位時間に分離される繊維集団数

分離時間間隔のばらつきに関しては、最長不分離時間と周期性について調べる。最長不分離時間は記録紙上でのパルス間の最長間隔 T_{\max} として測定される。各条件での T_{\max} の値を表 4.4 に示す。

表 4.4 最長不分離時間 T_{\max}

D	n (rpm)	v_a (m/s)	T_{\max} 10^{-2} s	D	n (rpm)	v_a (m/s)	T_{\max} 10^{-2} s	
7.5	95	10	16	10	245	30	—	
		17	6			10	9	
		30	7			17	—	
	165	10	12		15	95	30	—
		17	—				10	16
		30	—				17	10
	245	10	13		165	165	30	8
		17	—				10	24
		30	—				17	9
10	95	10	12	245	245	30	—	
		17	10			10	15	
		30	8			17	—	
	165	10	25	165	165	30	—	
		17	11			17	—	

(—は $5 \times 10^{-2} \text{ s}$ 未満)

周期性については相関器を使用して調べ、その結果を図 4.1 2、4.1 3 に示す。

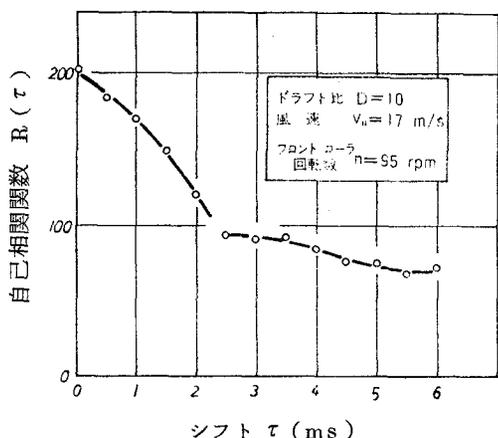


図 4.1 2 自己相関関数のグラフ
(サンプリング 0.5 ms)

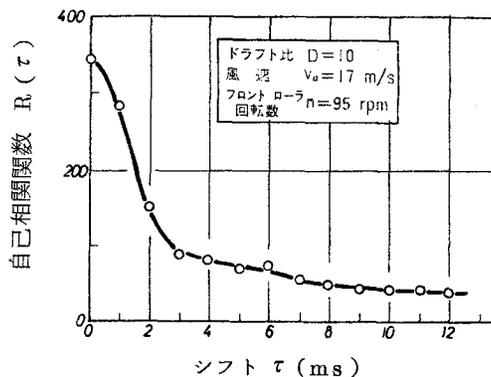


図 4.1 3 自己相関関数のグラフ
(サンプリング 1 ms)

図 4.1 2、4.1 3において、シフトが 2.5 ms 以下で自己相関関数 $R(\tau)$ が急に大きな値になっているが、これはつぎの理由による。

この実験はドラフト比 $D=10$ 、フロントローラ回転数 $n=95$ rpm、風速 17 m/s の条件下でなされたので、繊維 ($l=50.8$ mm) が測定点を通過するのに約 3 ms の時間を要する。したがってシフト時間が 3 ms 以下であると同一のパルス信号に対して $x(t)$ と $x(t-\tau)$ とがオーバーラップしてしまうためである。しかしこの他の範囲では、繊維分離の時間間隔については周期性成分よりランダム成分が全変動の大部分を占めていて、繊維集団がほぼランダムな時間間隔で分離していると考えられる。

分離繊維量の時間的変動は、 10^{-2} s ごとの分離繊維量について 1 s にわたってその分散値を計算して表わした。

$$\sigma_t^2 = \frac{\frac{1}{100} \sum (P_t - \mu_t)^2}{100} = \frac{\frac{1}{100} \sum P_t^2}{100} - \mu_t^2$$

ここで

P_t ; 10^{-2} s 間の分離繊維
量すなわち 10^{-2} s 間
のパルス振幅の和

μ_t ; P_t の平均値で

$$P_t = \frac{\sum_1^{100} P_t}{100}$$

この分離繊維量の時間的変動値
を示したのが図 4.14、4.15 で
ある。

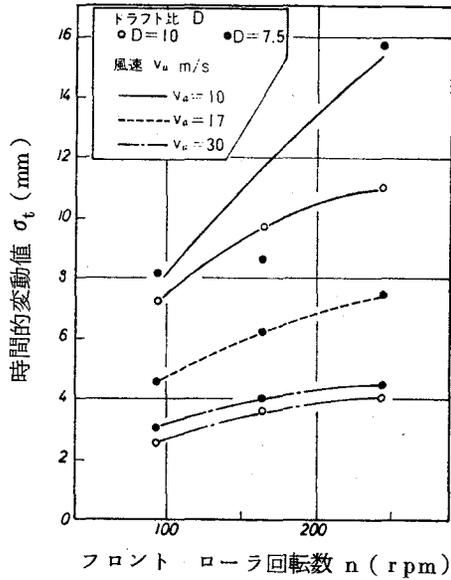


図4.14 分離繊維量の時間的変動

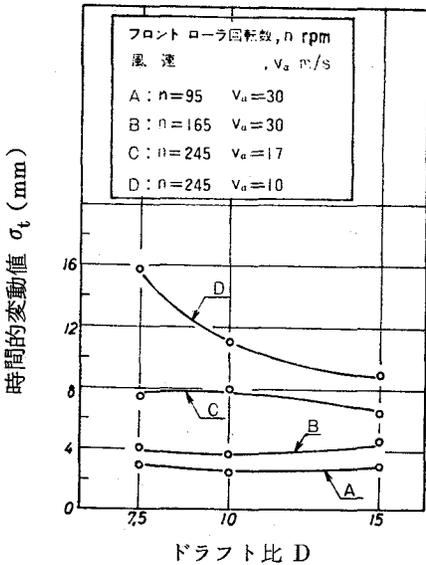


図4.15 分離繊維量の時間的変動

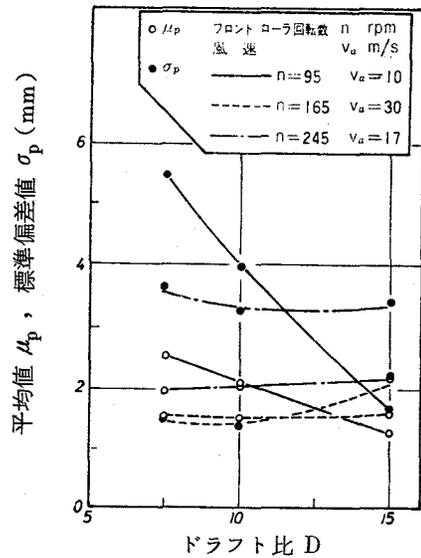


図4.16 パルス振幅 P の統計値

4.4.2 ドラフト比の影響

ドラフト比 D を変化させた場合のパルス振幅 P の統計値を図4.16に示す。ドラフト比の影響が大きいのは $v_a = 10 \text{ m/s}$ 、 $n = 95 \text{ rpm}$ の場合であり、 D が増加するにつれて μ_P 、 σ_P ともに減少する。ドラフト比は供給繊維量と供給繊維束の太さに関係し、フロントローラの回転数が増加すれば、ドラフト比の小さいところ ($D = 7.5$ 付近) では μ_P 、 σ_P ともに大きくなる。分離繊維量の時間的変動値は、フロントローラの回転数が大きく風速の低い場合にのみ、ドラフト比の増加にともない減少する。また分離時間間隔のばらつき (最長不分離時間、周期性) に関しては一定の傾向はみられない。この結果ドラフト比の影響は風速が低い場合に顕著に現われることになる。

4.4.3 風速の影響

風速を変化させた場合のパルス振幅 P の統計値を図4.17に示す。風速が低い場合は μ_P 、 σ_P は大きく、風速が増加すると μ_P 、 σ_P は減少するが、 $v_a = 30 \text{ m/s}$ になるとフロントローラ回転数によらずその値は接近している。また図4.14、4.15によれば、ドラフト比およびフロントローラの回転数によらず風速が増加すれば時間的変動値 σ_t は減少する。

風速が 30 m/s までの範囲で分離状態に及ぼす風速の影響は大きく、 30 m/s をこえると周期的集団分離が発生しなくなる。分離時間間隔のばらつきに関しては最長不分離時間について考察すれば、表4.4から風速が高くなれば T_{\max} の値は減少する。

このように分離状態に及ぼす

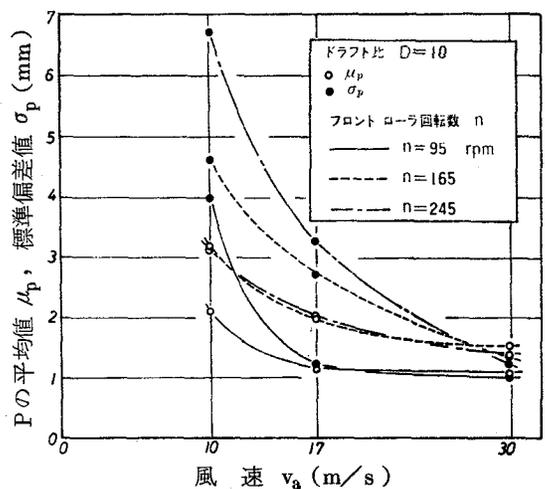


図4.17 パルス振幅 P の統計値

風速の影響は大きく、ロータ式オープンエンド精紡法では、いかにして分離のためのじゅうぶんな風速を得るかが重要な問題である。

4.4.4 供給繊維量の影響

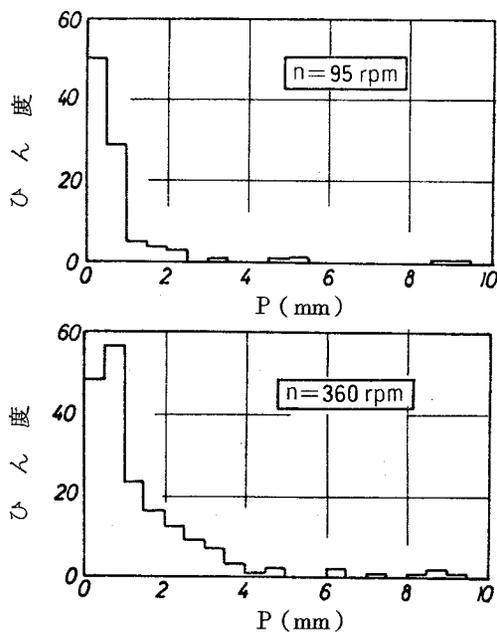


図 4.18 パルス振幅 P のひん度分布

$$\left(\begin{array}{l} D = 10, \quad v_a = 15 \text{ m/s} \\ d_P = 16 \text{ mm}, \quad h = 38 \text{ mm} \text{ の場合} \end{array} \right)$$

供給繊維量を示すパラメータとしてフロントローラ回転数 n をとり、 n を変化させた場合のひん度分布の例を図 4.18 に示す。

分離繊維集団の大きさの平均値、標準偏差は、風速の低い場合とかドラフト比の大きい場合にフロントローラの回転数の増加にともない増加する (図 4.16、4.17)。分離時間間隔のばらつきに関して最長不分離時間 T_{max} に対して、フロントローラ回転数の影響がもっとも大きく (表 4.4)、フロントローラ回転数が大きいほど T_{max} の値は小さくなる。とくに風速が低い場合に T_{max} が最大値をとる。分離繊維量の時間的変動については、

図 4.14 からフロントローラ回転数の増加につれて時間的変動値 σ_t の値が増加することがわかる。さらに同図から、フロントローラ回転数の増加に対する時間的変動値 σ_t の増加割合は、風速の低い場合に大きい。以上のことから、フロントローラ回転数 n の分離状態に及ぼす影響は風速の低い場合に著しく、フロントローラの回転数の大きさは最長不分離時間については正の要因となり、分離繊維集団の大きさとか分離繊維量の時間的変動については負の要因となる。

4.4.5 分離管径およびフロントローラと分離管の間隔の影響

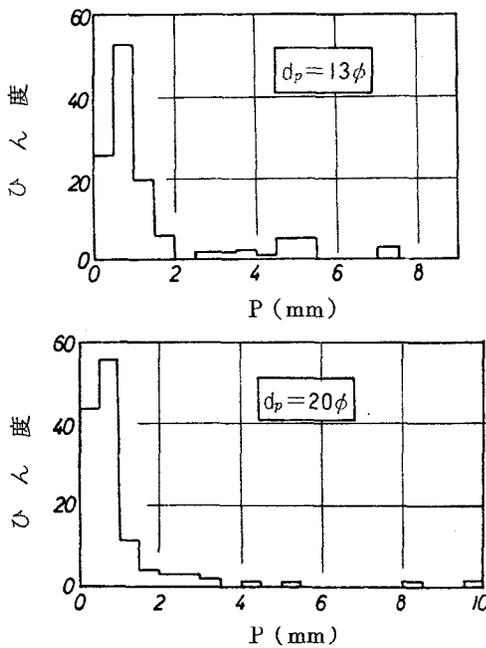


図 4.19 パルス振幅 P のひん度分布

$$D = 10, \quad v_a = 1.5 \text{ m/s}$$

$n = 245 \text{ rpm}$ $h = 38 \text{ mm}$ の場合

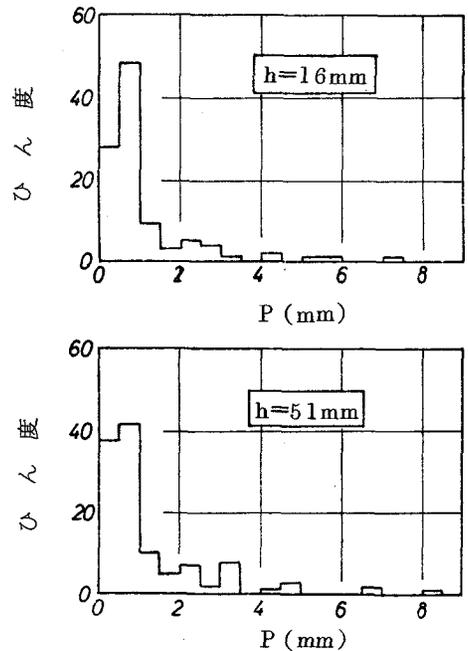


図 4.20 パルス振幅 P のひん度分布

$$D = 10, \quad v_a = 1.5 \text{ m/s}$$

$n = 245 \text{ rpm}$ $d_p = 16 \text{ mm}$ の場合

分離管径 d_p および分離管とフロントローラとの間隔 h を変化させて実験をおこなったが、他のパラメータに比べて分離状態に及ぼす影響は少なかった（図 4.19、4.20 参照）。ただし実験条件の範囲は、分離管径 $d_p = 13、16、20$ mm、フロントローラと分離管の間隔 $h = 16、25、38、51$ mm であった。

4.5 結 言

気流によって繊維束を分離する場合、その分離状態の評価方法として、a) 分離繊維集団の大きさ（平均値、分散値）、b) 分離時間間隔のばらつき、c) 分離繊維量の時間的変動、について調べ、実験結果を比較した。また気流によって繊維束を分離する場合に、その分離状態に影響を及ぼすと考えられるパラメータについて実験をおこないつぎの結果を得た。

風速 v_a は繊維束の分離状態にもっとも大きな影響を及ぼし、 $v_a = 30$ m/s までの範囲で分離状態に大きく影響し、 v_a が低い場合には周期的集団分離を発生させる。そして $v_a = 30$ m/s をこえると周期的集団分離はなくなる。

繊維供給量を支配するフロントローラ回転数 n が小さいほど分離状態は良いが、風速の高い場合には n の影響は少ない。ただし最長不分離時間に関しては n が小さければ糸切れを起こす可能性があることを示している。すなわち最長不分離時間 T_{max} に対する影響は n がもっとも大きい。

ドラフトローラのドラフト比 D は、風速の低い場合に分離状態に影響を及ぼす。また分離管径 d_p とフロントローラと分離管との間隔 h は本研究の実験範囲では分離状態に及ぼす影響は小さい。分離状態を評価する尺度として、周期的集団分離量の全分離量に占める割合で定義される α_p (%) は有効である。周期性については、相関器を使用して調べたが、繊維束はほぼランダムに分離されているという結果を得た。

以上のことから、前述の3種類の評価法は分離繊維集団の分離状態の評価法として有効であると考えられる。

第5章 ロータ内の繊維の状態と紡出張力

5.1 緒 言

繊維束は気流によって1本の繊維あるいは大小の繊維集団に分離され高速で回転するロータ内に流入し、ロータ上部内面の滑壁上に達する、そして滑壁上をしゅう動しながら繊維集束面へ移動する。さらに集束面上に集積した繊維は、すでに形成された糸に順次撚込まれ連続的に糸を形成する。

この過程において重要な要因は、繊維集束面上から糸を引出す張力である。オープンエンド精紡では、糸の張力はロータ内の中心において大きく、ロータ集束面上でもっとも小さい。この集束面上で張力が小さいということがオープンエンド精紡糸の特性を決定しており、たとえば、オープンエンド糸はかさ高性に富むとか、糸切れ数が少ないとか、糸中の繊維のフック量が多いとかいったことはすべてこのことに起因している。

紡出張力が糸の引張り強さよりも大きくなれば、糸は切断する。したがって紡出張力がロータ回転数の関数であることを考えれば、紡出される糸の強さという観点からロータ回転数の上限が定まる。Ripka³⁷⁾らによれば、ロータ回転数100,000rpmが紡出張力からみた最高回転数であると報告されている。

ここではロータ内の糸形式および紡出の状態を写真撮影によって観察するとともに、供給繊維束中のトレーサ繊維の紡出方向がどのようなものであるかを調べることにより糸形成時の繊維の運動を検討する。また紡出張力についての基礎式を導き、ロータ回転数を変化させて紡出張力を測定し、理論値と実験値とを比較する。

5.2 ロータ滑壁面上での繊維の挙動

繊維分離輸送管中では繊維の運動方向は管軸方向であるが、繊維が滑壁から集束面上へ移動する前には滑壁の接線方向平面上になければならない。滑壁面上では、繊維の接線方向の運動量の成分は繊維と滑壁面との摩擦によって非常に短期間に増大し、繊維は滑壁上をしゅう動してその形を変える。

Ripka³⁸⁾による滑壁上の繊維のしゅう動の式はわれわれの装置の場合にも適用できる。滑壁上の繊維の回転運動および傾斜面として作用する滑壁上の繊維集束面への繊維のしゅう動運動の重ね合わせである繊維軌道については、ロータ内へ送り込まれた繊維の全長が滑壁と接触し、その重心がある半径での一定の周速度になったときに繊維がすべり始めると仮定して導かれている。そうして繊維は遠心力によってより大きな半径の方へ円錐形の滑壁上をすべる。

図 5.1 はロータ内の滑壁面の形状を示す。

繊維がしゅう動するための条件は次式で与えられる。

$$\alpha_c > \arctan \mu_f \quad (5.1)$$

ここで、 α_c は滑壁の傾斜角であり、 μ_f は繊維（レーヨン）と滑壁（アルミニウム）との静摩擦係数である。

円錐形の滑壁を平面に展開すると図 5.2 のようになる。図 5.2 において、重心の周速度は $V_\varphi = \omega_k R = \omega_k r \sin \alpha_c$ で表わされる。

繊維に働く力として遠心力と滑壁面との摩擦力を考えると、滑壁面の長さ方向の加速度 α_r は次式で表わされる。

$$\alpha_r = r \sin \alpha_c \omega_k^2 (\sin \alpha_c - \mu_f \cos \alpha_c) \quad (5.2)$$

繊維の軌道 k を表わす式は最終的に次式となる。

$$\varphi = (1 - \mu_f \cot \alpha_c)^{\frac{1}{2}} \left\{ \ln \left| r + \sqrt{r^2 - r_0^2} \right| - \ln r_0 \right\} \quad (5.3)$$

- V_c : 円錐形滑壁の頂点
- I : 円錐形滑壁の足
- D_1 : 滑壁の出発点
- S : 集束面

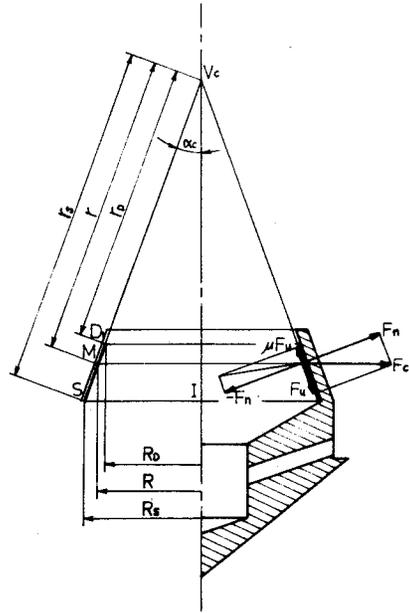


図 5.1 ロータ内滑壁面の形状

- V : 繊維重心の速度
- k : 繊維重心の軌道
- M : 座標 (φ, r) で与えられる繊維重心の位置
- φ_k : 頂角 $2\alpha_c$ の円錐壁を展開したときの中心角
- V_G : 繊維重心の速度
- V_r : 繊維重心の壁の長さ方向の速度
- V_φ : 繊維重心の周速度

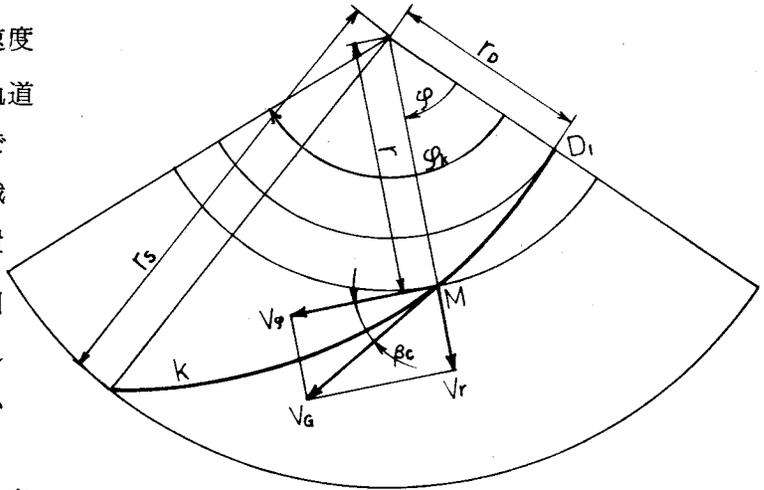


図 5.2 滑壁の平面展開図

図 5.2 における角度 β_0 は次式で与えられる。

$$\beta_0 = \arctan \left[\left(1 - \mu_f \cot \alpha_0 \right) \cdot \left\{ 1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right\} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5.4)$$

ここで繊維（レーヨン）と滑壁（アルミニウム）との静摩擦係数 $\mu_f = 0.3$ として、 α_0 の異なる値に対する繊維軌道を示したのが図 5.3 である。

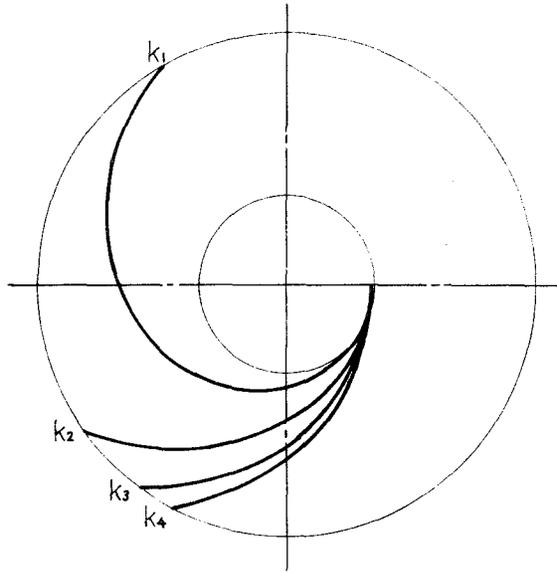


図 5.3 滑壁上の繊維の軌道

$k_1 \sim k_4$ は図 5.1 における α_0 が 20° 、 30° 、 40° 、 50° の場合の繊維の軌道を示し、 k_2 がわれわれが使用したロータにおける繊維の軌道である。

5.3 ロータ内の繊維の集束

繊維滑壁面上をしゅう動しつつ繊維はロータ最大内径の部分に設けられている集束面上に達する。そして集束面上につぎつぎと繊維が到達し、それらの繊維が集積されて繊維束が集束面上に形成される。

繊維束の集積状態と糸形成については他の報告³⁹⁾に詳しく解析されており、ロータ内の繊維の周期的な集積に対する一般的な概念が導かれている。ここでは集束面上の繊維束およびロータ内の糸の形状を調べるため、ロータ内の写真観察をおこなった。図 5.4、5.5 は糸紡出途中におけるロータ内の繊維および糸の状態を示す。

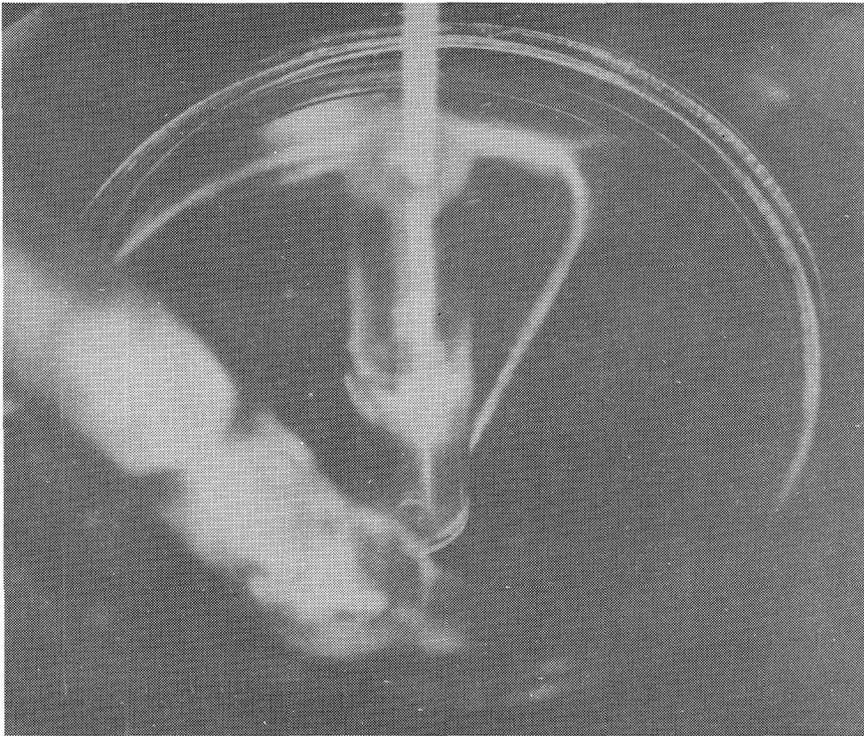


図 5.4 ロータ内部の糸の形状 (1)

(ロータ回転数 1.25×10^4 rpm)

ロータ内での糸形成機構がどのようになっているかを調べることは、糸の内部構造に関係するので重要である。

ロータ内での糸形成機構を調べるために、トレーサ繊維追跡法⁴⁰⁾を用いて糸の内部構造を観察した。供給スライバ中に赤を先端、黒を後端として

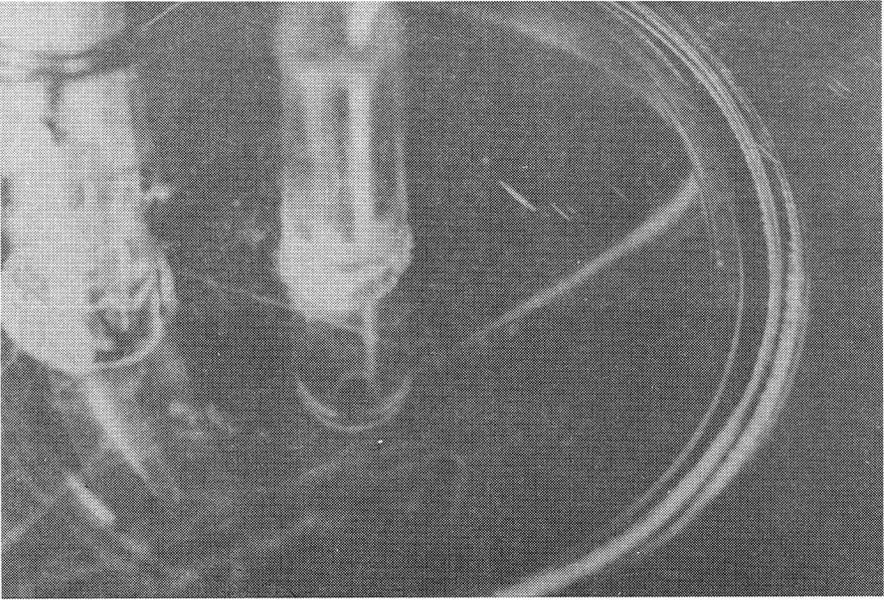


図 5.5 ロータ内の糸の形状 (2)

(ロータ回転数 2.5×10^4 rpm)

トレーサ繊維を埋め込み、精紡機によって糸を紡出し、紡出糸中のトレーサ繊維の方向を調べることによりロータ内での糸形成機構を推測する。供給スライバ中に埋め込まれたトレーサ繊維は一度気流によってばらばらに分離されるが、そのときには繊維の方向が変化しないことはすでに報告されている⁴¹⁾。そして繊維供給管出口から繊維は飛び出しロータ内部滑壁面に衝突するが、そのときにも繊維は衝突によってその方向を変えることはない。というのはロータ壁面の速度は気流に乗って飛走してくる繊維の速度よりも大きく、相対速度を考えると衝突によって繊維のクリンプが引伸ばされることはあってもその方向を変えることはない。したがって繊維の方向が変わるのは糸形成時であって、紡出糸のトレーサ繊維の方向を調べることによってある程間糸形成時の糸端の運動を推測することができる。

ロータ内の糸端の角速度は次式で示される。

$$\omega_u = \omega_k \pm \omega_p \quad (5.5)$$

ここで、 ω_u は糸端の角速度、 ω_k はロータの角速度、 ω_p は糸形成点の相対角速度である。

5.5式において、符号が+の場合には、糸端の回転がロータの回転よりも速く、-の場合にはロータの回転が糸端の回転よりも速い。

紡出糸中のトレーサ繊維の方向を観察した結果を表5.1に示す。

表5.1 紡出糸中のトレーサ繊維の方向

紡出方向 ロータ回転数	赤先端数	黒先端数
8000	2	8
10000	1	9
12000	6	4
15000	2	8
合計	11	29

表5.1によれば、トレーサ繊維の方向がスライバ中と同じ場合が3割程度であり、紡出することによって方向が変わる場合は7割程度である。

この結果からみると、糸端はロータよりも速く回転していると考えられる。すなわち ω_p が正のとき、糸端の角速度がロータの角速度よりも大きい場合には、糸端は集束面上にある繊維を後方から追いかけて糸に撚込んでいくので、糸に形成されたときに繊維の方向はスライバ中での繊維の方向と逆になる。また ω_p が負のとき、糸端の角速度がロータの角速度よりも小さい場合には、糸端は集束面上にある繊維を前方から糸に撚込んでいくので、糸中の繊維の方向はスライバ中での繊維の方向と同じになる。

糸形成点の方向が逆転するのは、ロータ上から繊維を糸に撚込む場合に、正規の方向の繊維とともに逆方向からも繊維を糸に撚込む状態が起こることがあるからであり、その逆方向の繊維とのからみ合いの力が強ければ、その方向へ糸形成点の方向が変化する。

5.4 紡出張力

オープンエンド精紡ではロータの高速回転という面から、紡出張力の大きさを知ることは重要である。また紡出張力は糸切れの重要な因子であるので実際の紡出にさいして大きな意味をもつ。

ロータ内の糸には、糸引出し管入口での摩擦力をも含めた大きな張力が働く。したがって糸の張力が発生するのはロータの内部であるにもかかわらず最大張力は糸引出し管内で生じる。

ロータ内の糸に働く力の中でもっとも大きいのは遠心力であり、ロータ内の糸曲線の基本的な形状を決定する。また糸は糸引出し管の入口の部分でころがりによる回転撚がかけられる。

そのほかに糸に働く力としては、摩擦抵抗、コリオリの力、撚込みによる加速力、糸の重さなどが考えられるが、それら力の大きさの程度を糸の微小長さ ds について計算した報告¹⁶⁾がある。

それによると、ロータ角速度 $\omega_k = 3.14 \times 10^3 \text{ s}^{-1}$ 、ロータ半径 $R = 30 \text{ mm}$ 、糸の引出し速度 $v_f = 30 \text{ m/min}$ 、撚縮み係数 $\eta = 0.95$ 、糸番手 $E = 40$ の場合にはおのおの力の比はつぎのようになる。

(遠心力) : (摩擦抵抗) : (コリオリの力) : (撚込みによる加速力)
: (糸の重さ) = 3.02×10^4 : 2.37×10^3 : 3.5×10^2 : 2.62×10 : 1

この報告では考慮されていないが、ロータ壁面と糸との摩擦による力、および糸引出し管入口での糸との摩擦による力もかなりの大きさになると予想される。

5.4.1 紡出張力の基礎式

図 5.6 は実験に使用したロータの形状を示す。

写真撮影によってロータ内部の糸の形状を観察した結果、糸は集束面 A から B 点まで下部壁面上を動き、B 点で下部壁面を離れ糸引出し管の入

口のC点まで空間を動き糸引出し管に入る。またC点からD点への糸の方向変化は90°である。

ここではロータ内の糸に働く力として、遠心力および糸と下部壁面との摩擦力、糸と糸引出し管入口との摩擦力を取り上げ、紡出張力を導く。

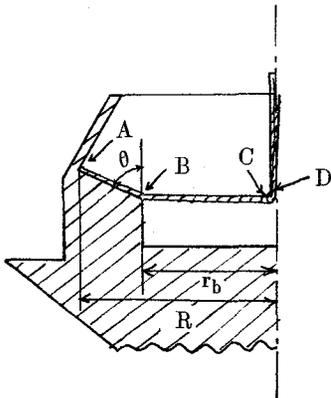


図 5.6 ロータ内部形状図

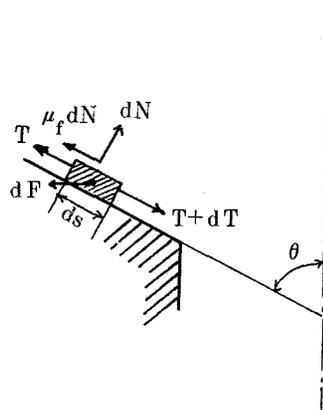


図 5.7 A B間の糸に働く力

A B間の糸について、糸の微小部分 ds に働く力を考える（図 5.7）。この場合、遠心力 dF の斜面に沿う方向の分力を dF' とすると力の釣合いにより、

$$T + \mu_f dN + dF' = T + dT \quad (5.6)$$

$$dT = \rho r \omega_k^2 (\sin \theta + \mu_f \cos \theta) ds$$

$$d_s \sin \theta = dr \quad \text{より}$$

$$dT = \rho r \omega_k^2 (\sin \theta + \mu_f \cos \theta) \frac{dr}{\sin \theta} \quad (5.7)$$

5.7式をA点からB点まで積分すると

$$T_1 = \frac{1}{2} \frac{\rho \omega_k^2}{\sin \theta} (\sin \theta + \mu_f \cos \theta) (R^2 - r_b^2) \quad (5.8)$$

同様に、BC間の糸について微小部分 dr に働く力を考えると、この範囲では、糸は空間中にあるので遠心力のみが作用する（図 5.8）。

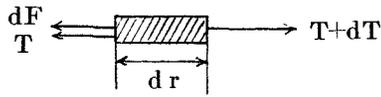


図 5.8 BC間の糸に働く力

力の釣合いにより

$$dF + T = T + dT \quad (5.9)$$

$$dT = dF$$

$$= \rho \omega_k^2 r dr \quad (5.10)$$

5.10式をB点からC点まで積分すると

$$T_2 = \frac{1}{2} \rho \omega_k^2 (r_b^2 - r_c^2) \quad (5.11)$$

ここで r_c の値は糸の引出し管の半径 (0.3 cm) であるので、 $\frac{r_c}{R} \neq 0$ とみなし得る。したがって 5.11式は次式となる。

$$T_2 = \frac{1}{2} \rho \omega_k^2 r_b^2 \quad (5.12)$$

したがってC点における張力は

$$T_3 = T_1 + T_2 = \frac{1}{2} \rho \omega_k^2 \{ (1 + \mu_f \cot \theta)(R^2 - r_b^2) + r_b^2 \} \quad (5.13)$$

C点からD点へは図 5.9 に示すように方向が変化し、糸引出し管入口壁との摩擦を考慮すると次式となる。

$$T_4 = T_3 e^{\mu_f \frac{\pi}{2}} = \frac{1}{2} \rho \omega_k^2 e^{\mu_f \frac{\pi}{2}} \{ 1 + \mu_f \cot \theta \} (R^2 - r_b^2) + r_b^2 \} \quad (5.14)$$

5.14式に、実験に使用したロータの各寸法および μ_f の値を代入すれば紡出張力を導くことができる。

測定値として $\theta = 60^\circ$ 、 $R = 3 \text{ cm}$ 、 $r_b = 2 \text{ cm}$ 、そして $\mu_f = 0.3$ を 5.14式に代入して次式が得られる。

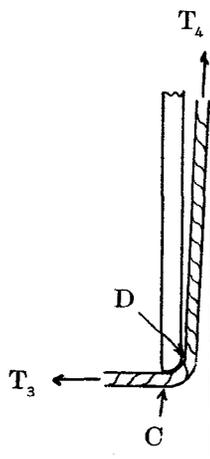


図 5.9 C点からD点への糸の方向変化

$$T_4 = 7.9 \rho \left(\frac{2 n_k \pi}{60} \right)^2 \quad (5.15)$$

図 5.10 は、種々の回転数における糸の線密度 ρ (単位長さ当たりの質量) と紡出張力の関係を示したものであり、図 5.11 は種々の糸線密度における回転数と紡出張力との関係を示している。

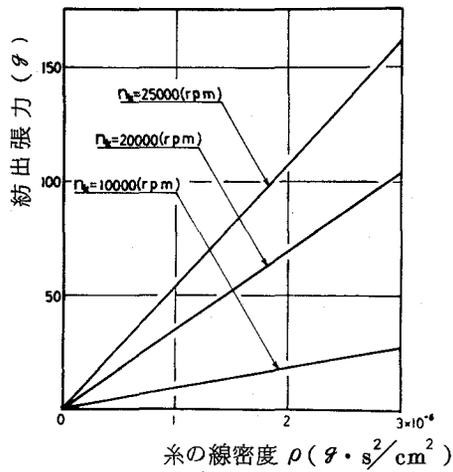


図 5.10 糸の線密度と紡出張力との関係

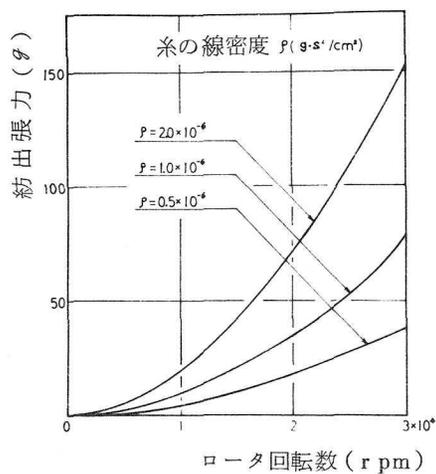


図 5.1 1 ロータ回転数と紡出張力との関係

5.4.2 紡出張力の測定

オープンエンド精紡での紡出張力測定装置を図 5.1 2 に示す。

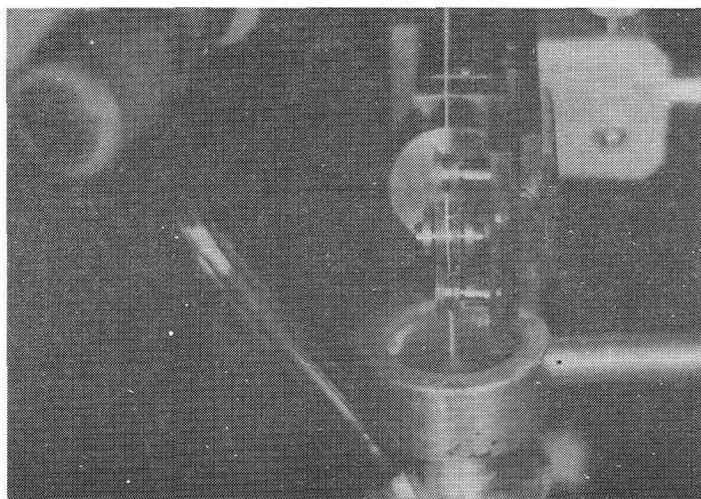


図 5.1 2 紡出張力測定装置

ここではロータ内の糸張力を直接測定することができないので、ロータより引出したあとのいわゆる巻取り張力を 3 線式プーリの張力計で測定し、

動歪測定機に接続し記録した。

図 5.1 3 は測定データの 1 例を示す。紡出張力の測定値としては、平均値を採用した。

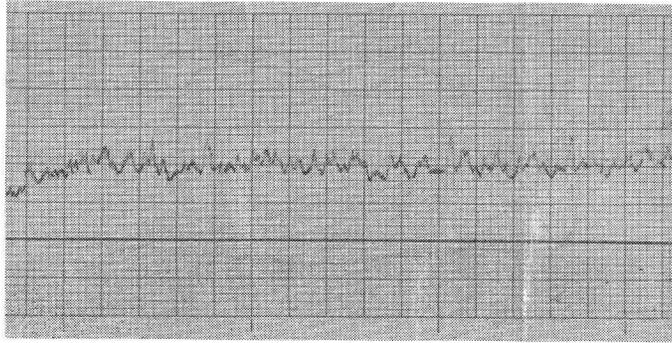


図 5.1 3 紡出張力測定データの 1 例

5.4.3 紡出張力の理論値と実験値との比較

5.1 4 式は、紡出張力が糸の線密度に比例し、ロータ回転数の 2 乗に比例することを示しているので、線密度 (5.1 4 式における ρ) を一定として、理論値と実験値とを比較した。

図 5.1 4 は $\rho = 1.13 \times 10^{-6} \text{ g} \cdot \text{s}^2/\text{cm}^2$ の場合の紡出張力の理論値と実験値との比較を示している。

図 5.1 4 によれば、理論曲線と実験曲線の形状は異なり、ロータ回数が増加するにつれて理論値と実験値との差が増加する。

ここで摩擦抵抗の大きさおよびコリオリの力について検討してみる。

一般にロータは部分的あるいは

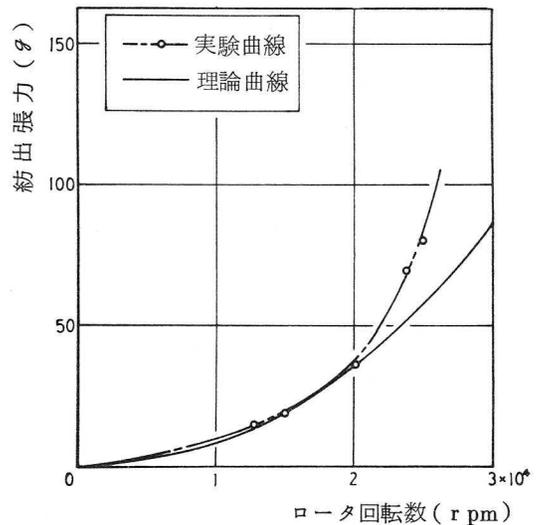


図 5.1 4 紡出張力の理論値と実験値との比較

完全な密閉型なので、その中の空気はロータとともに回転している。また他の報告⁴²⁾によれば、ロータ内の空気はロータ速度の50～70%の速度で回転していることがわかっている。また摩擦抵抗はロータ回転軸からもっとも遠い糸の部分に対して大きく影響するが、この部分はロータ集束面に近接しているので、その空気はロータとほとんど同じ速度で回転していると考えられる。またコリオリの力は遠心力に比べて1/100程度のオーダーであるので、糸と壁面あるいは糸と引出し管入口との摩擦力に比べて小さい。

ロータ回転数の範囲を広くすれば、一般に理論値の方が実験値よりも小さくなる。

5.5 結 言

ロータ内での繊維および糸の挙動は直接紡出糸の構造に影響を及ぼす。ここでは、繊維束分離輸送管によって運ばれてロータ内に流入してきた繊維がどのようにして糸に形成されるかを調べた。また、紡出糸の構造および糸切れ数などに影響を及ぼす紡出張力について、その大きさを示す式を導き実験値と比較検討した。

得られた結果はつぎのとおりである。

- 1) ロータ滑壁面上の繊維の挙動について、Ripka の式をわれわれの場合に適用し、使用したロータに対する繊維の軌道を示した。
- 2) ロータ内での糸端の挙動を調べるために、トレーサ繊維追跡法を使用して考察したが、その結果、ロータ内で糸端はロータよりも速く回転している場合が多い。
- 3) 紡出張力は糸の線密度に比例し、遠心力の2乗に比例する。また一般に理論値よりも実験値の方が大きく、ロータ回転数の大きいほどその差は大きくなる。

第 6 章 オープンエンド精紡に使用する 空気駆動式高速回転体

6.1 緒 言

オープンエンド精紡法の長所は要約すると、生産性の大きいこと、省力化のできること、および紡出糸が均斉なことである。この方法によれば、リング精紡機のスピンドル回転数に比べて3～5倍の高速化を達成することができる。生産性は回転数に比例するので、高速化はこれからの課題である。しかし現在のオープンエンド精紡機はボールベアリングを使用しているものが多く、ベアリングの性能がそのままロータ回転数の上限となる場合が多い。

70,000 rpm をこえるロータ回転数を目標とするには、ボールベアリングにかわる新しい方式を採用するか、もしくはボールベアリングの開発をまつしかない。そこでボールベアリングにかわる軸受として空気軸受を取りあげ、これに適した駆動方式として空気駆動方式をもちいて、ロータの高速回転を得ようと試みた。

本章では、オープンエンド精紡法に適用しやすいと考えられる空気軸受、空気駆動方式の2種類について回転性能と安定性についての基礎的な実験をおこない、ロータ式オープンエンド精紡方式の軸受、駆動方式として採用するためのデータを得ることを目的とした。

6.2 空気駆動方式によって高速回転を得る方法

ノズルから噴出する空気ジェットを利用して高速回転を得ようとする試みは Henriot と Hugunard²⁰⁾ によって1920年代ごろから研究⁴³⁾⁴⁴⁾

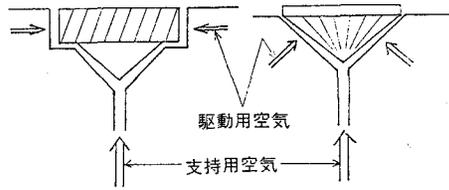
され、Beams や Pickels⁴⁵⁾ はその原理にもとづいて遠心分離機を試作しかなりの成果をあげている。これらはすべて基本的には、ステータとロータの主要部品から成り、ステータの底部からロータに対して空気を供給し両者の間に空気の薄い膜をつくり、ロータを浮上させたのちステータ側面に設けられた空気口から空気ジェットを噴出させ、ロータに回転を与える構造である。この構造の特徴としておもなものはつぎのとおりである。

- 1) 他の高速回転装置と比べて構造が簡単である。
- 2) ロータの最高回転数は、目的としている範囲(50,000~100,000 rpm)ではロータの材質の強度によってのみ限定される。
- 3) ロータの回転によるセルフバランシングの作用により安定した状態を保つので、ロータの製作にさいしてあまり厳密な精度を要求しなくてよい。
- 4) 比較的重いものでも高速回転することができる。
- 5) 安定した高速回転状態に達すると、駆動圧を一定に保つことのみによってその状態を維持できる。

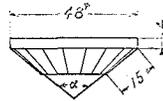
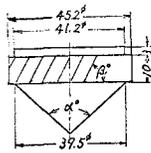
この空気駆動方式としては、その目的、用途などによって各種のものが研究されているが、ロータのフルーティング(ロータ表面に溝状に削られたもの)とステータのジェット噴出口との相対的な位置によって、つぎの2つの形式に分類することができる。

- 1) フルーティングがロータのコーン部にあり、ジェット噴出口がステータのコーン上にあるもの(下部フルーティング方式)。
- 2) フルーティングがロータ上部外周部にあり、ジェット噴出口がステータ上部内周上にあるもの(上部フルーティング方式)。

本章では上の2つの場合について、それぞれをオープンエンド精紡法へ適用するための基礎的な実験をおこない比較した。



(A) 上部フルーティング方式 (B) 下部フルーティング方式



(C) ロータ部

図 6.1 空気駆動の 2 つの方式および
各方式において使用したロータ

6.2.1 下部フルーティング方式

ロータのコーン部にフルーティングのついた方式であり、高圧チューブを通った圧縮空気はステータに入り、ロータに向かって斜め下から 35° 、回転方向へは 75° の傾きで駆動用空気ジェットを噴出する。本実験では

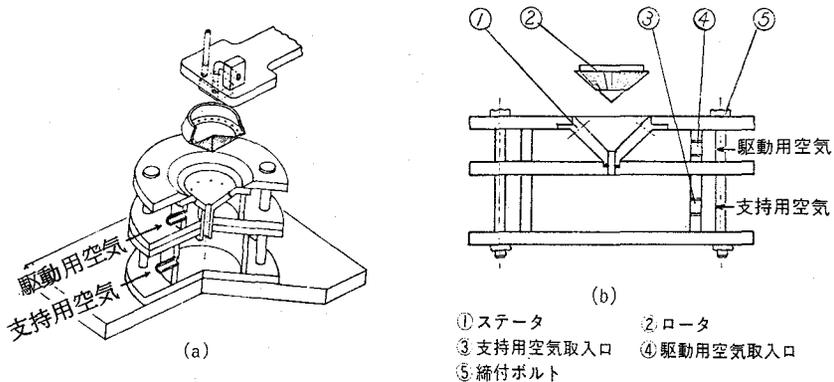


図 6.2 下部フルーティング方式駆動機構略図(a)
およびステータ組立図(b)

ステータのコーン角度は 9° である。さらにロータを浮上させるために、ステータの底部より支持用の空気を供給する。これら2つの駆動用および支持用空気を互いに調和を保って操作することにより、ロータを高速回転させる。

図 6.2 (a)は、この方式による駆動機構の概略図を、図 6.2 (b)はステータの組立図を示す。

6.2.2 上部フルーティング方式

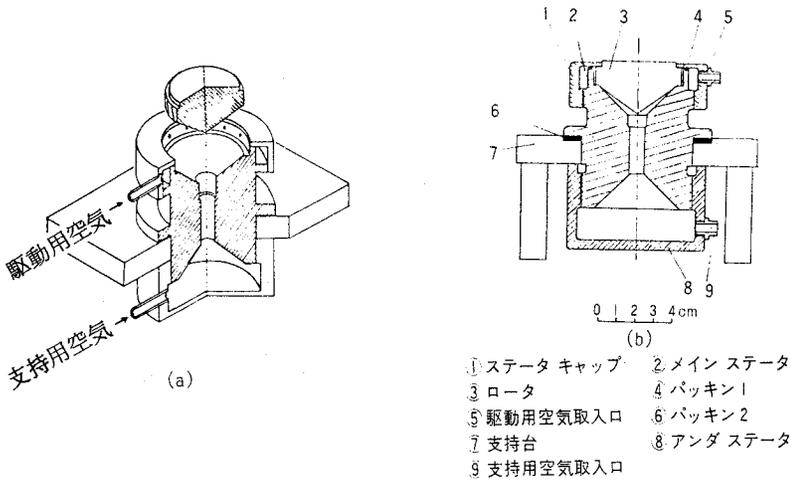


図 6.3 上部フルーティング方式駆動機構略図(a)
およびステータ組立図(b)

ロータ上部の外周にフルーティングのついた方式であり、ステータからロータに対して真横から空気ジェットを噴出する。支持用空気は下部フルーティング方式と同じくステータ底部より供給される。この方式では、ロータ上部とステータ上部とのすき間が高速安定性に大きく影響する。図 6.3 (a)にこの方式による駆動機構の概略図を、図 6.3 (b)にステータの組立図を示す。

6.3 空気ジェットによって高速回転を得るための実験装置および実験方法

空気ジェットによって高速回転を得るための実験装置は、駆動および支持空気系統部、ロータ、ステータ部に大別される。従来の研究⁴³⁾では、ロータはそれ自体の高速回転域における摩擦抵抗をできるだけ小さくするために、簡単な形状および小さな径で製作されており、高速回転を目標としたものにおいては、大多数が30 mmをこえないものである。

しかし本実験では、オープンエンド精紡機の紡糸ロータとして使用することを目的としているので、ロータ径は50 mm程度のものが要求され、高速域でのロータの破壊について考察する必要がある。

実際の紡糸ロータの形状は複雑であるが、危険速度の大きさの目安をつけるため、ロータを平らな中空円板と仮定してその危険速度を求めた。

最大応力は中空の穴の周辺でおこり⁴⁶⁾、

$$\sigma_{\max} = \frac{\gamma v^2}{g} \cdot \frac{3 + \mu}{4} \quad (6.1)$$

ただし、 γ ; ロータ材質の比重量 (Kg/m^3)

v ; ロータの周速 (m/s)

μ ; ポアソン比

で与えられる。いま許容応力を σ_a とすれば

$$\sigma_a > \sigma_{\max} \quad (6.2)$$

よりロータの最高回転数 (rpm) は次式で与えられる。

$$n_{\max} \leq \frac{60}{2\pi r} \sqrt{\frac{\sigma_a}{\frac{\gamma}{g} \cdot \frac{3 + \mu}{4}}} \quad (6.3)$$

たとえば、アルミ合金では、許容応力 $40 \text{ Kg}/\text{mm}^2$ 、ポアソン比 0.34、比

重量 2.68 g/cm^3 、であり直径を 60 mm とすれば最高回転数は $133,000 \text{ rpm}$ となる。

またロータの高速化につれて、高速回転体装置全体の振動に対する配慮も必要である。この目的のためには安定でがん強な土台、そして振動を吸収するためにコルクもしくは硬質ゴムなどを適当に備えつけるなどしなければならない。さらに高圧の場合には、ステータを構成する部材間の空気もれがロータの回転に大きく影響するので注意する必要がある。またステータの材質としては、黄銅が多くもちいられ、ほかにジュラルミン、青銅などがもちいられている。これらは一般に加工しやすいもので、また酸化によって空気ジェットの噴出口をつまらせにくいものが採用されている。駆動用ならびに支持用空気は、水、ほこりなどが混入することがないように適当なフィルタをとおす必要がある。またコンプレッサの容量が小さい場合には、その脈動が直接ロータにつたわり、ロータを振動させる原因となる。このような場合には管路の途中に空気だめをつくるか減圧バルブを入れる必要がある。本実験装置では、駆動部とコンプレッサの間に2個の減圧バルブならびに空気だめを使用した。図 6.4 に実験装置の空気系統図を示す。

コンプレッサ(自動アンローダ式、最高圧力 10 kg/cm^2 、吐出力 750 l/min)により加圧された空気は高圧チューブをとおってステータ⑧に入り、ステータに設けられた8個の小口より噴出してロータ⑥のフルーティングに衝突しロータを回転させる。回転数の測定にはストロボを使用する。なおロータはジュラルミン、ステータ

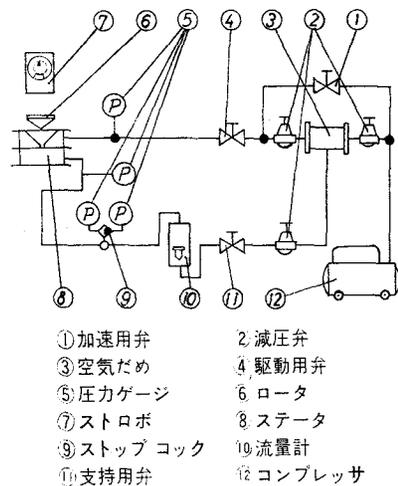


図 6.4 空気系統回路図

タは黄銅製である。図 6.1 (c)、6.2 (b)、6.5 は実験に使用したロータおよびステータである。

ロータの回転に影響を及ぼすと考えられる要因は、ステータ側の要因とロータ側の要因とに分類できる。本実験ではステータ側の要因を固定し、ロータ側の要因について駆動圧力および支持空気流量を変化させて、回転数および回転の状態について調べた。

ステータに関しては Garman⁴⁷⁾ による研究をもとにして設計した。彼は適度に傾くノズルを製作し、ノズルの方向を2つの要素によって決定している。ノズルの回転中心を含む水平面との間の角 P_N と水平角 H (図 6.6 (b)) である。この場合、フルーティングの形状は直線状であり、そしてコーンの頂点を通りコーンに接する面上にある。

Garman の研究によると、最適なジェット噴出角度はつぎの2つの範囲である。1) P_N が $25 \sim 35^\circ$ で H が $20 \sim 65^\circ$ の範囲、2) P_N が $20 \sim 45^\circ$ で H が $75 \sim 90^\circ$ の範囲である。上記の P_N の範囲では、 H が増加すれば回転数は増加するが、 H が 1) と 2) の範囲の間になると不安定な回転状態となる。

本実験では、ステータのジ

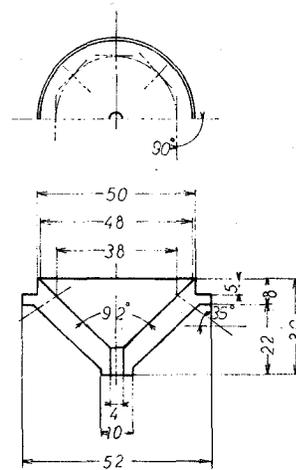


図6.5 下部フルーティング方式のステータ寸法図

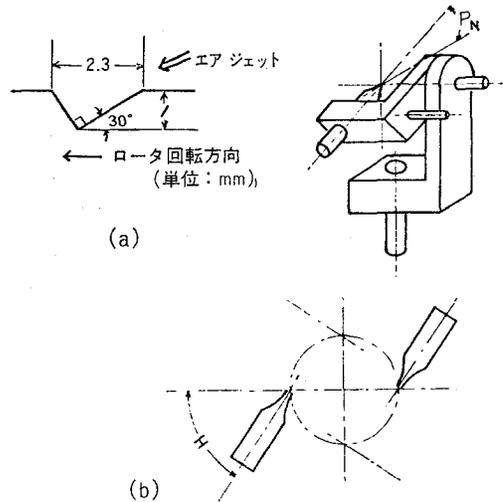


図6.6 フルーティングの断面形状(a)および Garman によるノズルの垂直角 P_N と水平角 H (b)

ジェット噴出口の角度としては上記の値を参考して、上部フルーティング方式では $H = 6.5^\circ$ 、下部フルーティング方式では $P_N = 3.5^\circ$ 、 $H = 7.5^\circ$ として製作した。

ロータ側の要因としては、コーン角度 α ($^\circ$)、フルーティング数 N (個)、フルーティングの深さ d (mm)、フルーティングの角度 β_1 ($^\circ$) (図 6.1 参照)、 β_2 ($^\circ$) (図 6.1.1 参照)、を変化させて実験した。ステータ側の条件は、ジェット噴出口径 1 mm、ステータのコーン角 9.2° である。

ここでロータ側の要因の実験条件をつぎに示す。

1) 上部フルーティング方式では

α	;	9.6、10.2、10.8、11.6、12.0	$^\circ$
N	;	10、20、29、36、47	個
d	;	0.5、1.0	mm
β_1	;	30、40、60、70、90	$^\circ$

2) 下部フルーティング方式では

α	;	9.6、10.2、10.8、11.6	$^\circ$
N	;	0、9、18、36	個
d	;	1.0	mm
β_2	;	0、15、20、35	$^\circ$

6.4 空気駆動方式による高速回転に及ぼす種々の影響

6.4.1 ロータの安定性について

ロータの振動はロータ内部の空気を乱し、また回転状態を不安定にするので、オープンエンド精紡機のロータとして使用する場合にはできるだけ振動を少なくしなければならない。ロータの不安定さは、回転状態の観察によりつぎの3種の運動、歳差運動、垂直振動、水平振動によって生じることがわかった。

歳差運動は、ステータのすえ付けが水平でなかったり、空気ジェットの推進力が不均一（噴出口が詰まったとき）な場合に生じる。それにはステータを水平にしたり、細かいメッシュのフィルタを付けたり空気噴出口を清浄にすることによって避けることができる。垂直振動は、空気軸受、空気駆動方式の高速回転装置においては本質的なものであり、高速域ではステータとロータとのすき間が真空に近くなり、支持用空気の支持力に打ち勝ちロータはステータと瞬間的に接触する。その現象は周期的でありそして低周波数の大きな音を生じる。そしてこの振動をなくするためには、ステータとロータとの間に少量の錯乱空気を入れるのが効果的である。水平振動は、ロータの回転軸はまったく垂直のままであるのに、ロータがけいれん性の躍動をし、水平に動く場合である。そしてこの現象は周期的でない。水平振動の原因としてはつぎの2つの事がらが考えられる。まず第1に、ロータが幾何学的な中心上でなく、重心上で回転するためであり、一般的にこれらの中心は一致せずロータの周囲は幾何学的中心を離れて回転するためである。もしステータが剛体的に固定されているならば、中心を離れてロータが回転する割合が増加し、結局ステータに触れて外へ飛び出すことになる。もしステータがフレキシブルな状態で置かれているならば、中心を離れるロータの運動は制御されロータが飛び出すといった危険性は少なくなる。またできるだけ多くの噴出口を設けるといった方法も水平振動の減少に役だつ。第2の原因は空気ジェットの乱れである。そしてそれは駆動圧の高い場合と空気流量の多い場合にみられる。水平振動が大きくなれば、前述したようにロータが外へ飛び出すといった現象をひきおこすので、その減少には、空気噴出口数を多くしたり、ステータのすえ付けをフレキシブルにしたり、ステータの重量を減じたりする方法をとった。

6.4.2 駆動圧力の影響

駆動圧の増加にともなって空気噴出口より噴出するジェットの流速も増加し、したがってロータの回転数も増加する。しかし空気噴出口を通る空

気流速は急に限界速度に達するため、駆動圧を増加させるのにも限界がある。理想的な摩擦のない空気噴出口を通る圧縮性流体に対して、断熱流れの式を適用して、次式により空気噴出口を通る空気流速を得る。

$$U_2 = \sqrt{2gP_1V_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \times \frac{\kappa}{\kappa-1} \quad (\text{m/s}) \quad \dots\dots\dots (6.4)$$

- ここで U_2 ; 空気噴出口をとるジェットの流れ速 (m/s)
 g ; 重力加速度 (m/s^2)
 P_1 ; 上流の圧力 (Kg/m^2)
 P_2 ; 下流の圧力 (Kg/m^2)
 V_1 ; P_1 での気体の比容積 (m^3/Kg)
 κ ; 断熱指数

20℃の乾燥空気に対しては次式となる。

$$U_2 = 764 \sqrt{1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{0.288}} \quad (\text{m/s}) \quad \dots\dots\dots (6.5)$$

空気噴出口から出たジェットは U_2 の速度でロータに衝突するが、そのときジェットの周方向速度が実際には問題である。たとえば下部フルテイニング方式の場合、ジェットがロータに衝突する位置でのジェットの周方向速度 U は次式で与えられる。

$$U = U_2 \cos 35^\circ \cdot \sin 90^\circ \quad (\text{m/s}) \quad \dots\dots\dots (6.6)$$

つぎにジェットが衝突する位置でのロータ周方向速度 V は、ロータ回転数を n_k (rpm)、ジェット衝突位置におけるロータ径を R_j (mm) とすると次式となる。

$$V = \frac{R_j \pi n_k}{60} \times 1.0^{-3} \quad (\text{m/s}) \quad \dots\dots\dots (6.7)$$

たとえばロータのコーン角が 102° のものでは、 $R_j = 36 \text{ mm}$ であるので、ロータの周方向速度 V は次式で与えられる。

$$V = 1.88 \times 10^{-3} n_k \quad (\text{m/s}) \dots\dots (6.8)$$

ここで計算値 U と実測値 V とを比較したのが図 6.7 である。図 6.7 によると、ジェット周方向速度とロータ周方向速度との間には当然のことながら差がある。これはジェットがロータに回転を与えることによるエネルギーの損失があること、ロータの摩擦抵抗、ノズルの形状が理想的でないことに起因している。

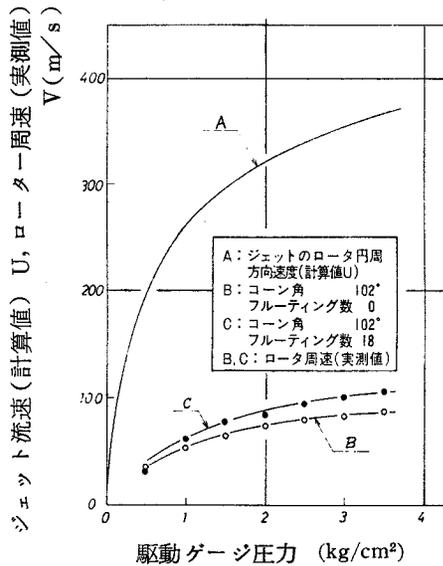


図 6.7. ジェットの周方向速度とロータの周方向速度との比較

6.4.3 ロータ・コーン角の影響

ロータ・コーン角を変化させるとステータのコーン部との間の空気流路の形状が変化する。下部フルーティング方式の場合には、ステータ底部より噴出する支持空気流と流路の途中に空気噴出口のある駆動用ジェットの流れとが混合し、ロータの安定性（とくに垂直振動の大きさ）に大きく影響する。上部フルーティング方式については、ロータコーン角として、

96°、102°、116°、120°をとり駆動圧力と支持空気量を変化させて実験をおこなった。他の条件は、フルーティング数 $N = 29$ 個、フルーティングの深さ $d = 1.0$ mm、フルーティングの角度 $\beta_1 = 90^\circ$ である。表 6.1 は実験結果をまとめたものである

実験の結果 $\alpha = 108^\circ$ の場合に最高回転数を得た。下部フルーティング方式については、ロータ・コーン角として、96°、102°、108°、116°をとり実験をおこなったが、96°と116°の場合にはロータの垂直振動が激しく安定した回転は得られなかった。 $\alpha = 102^\circ$ と108°の場合の駆動圧とロータ回転数との関係を図 6.8 に示す。

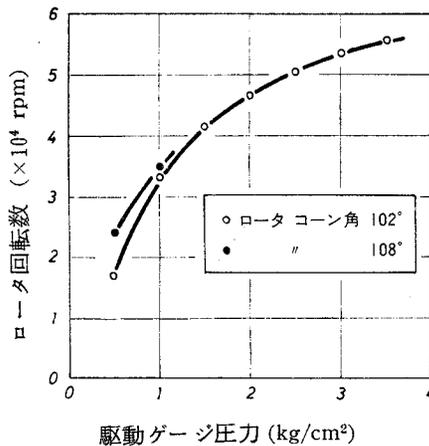


図6.8 ロータ回転数に及ぼすロータ・コーン角の影響
(下部フルーティング方式)

6.4.4 フルーティング数の影響

フルーティング数はロータの回転トルクとロータの摩擦抵抗の大きさに関係するので、上部フルーティング方式についてはフルーティング数を、10、20、29、36、47個、下部フルーティング方式については、

表6.1 ロータ回転数に及ぼすロータ・コーン角の影響
(上部フルーティング方式)

ステータ・コーン角 92°

騒動圧力 (atg)	ロータ 番号	コーン角 $\alpha(^{\circ})$	支持流量 (ℓ/min)		
			10	20	30
1.0	4	96	1,000	1,000	1,000
	12	102	900	4,000	8,800
	20	108	6,000	13,000	7,000
	28	116	—	800	1,000
	36	120	—	10,000	7,600
2.0	4	96	9,000	9,500	11,800
	12	102	15,600	14,100	12,000
	20	108	13,200	17,000	16,200
	28	116	—	1,100	1,400
	36	120	—	8,200	10,200
3.0	4	96	11,000	12,800	13,000
	12	102	18,000	17,000	13,000
	20	108	20,500	21,000	20,300
	28	116	—	8,500	10,500
	36	120	—	13,000	11,200
4.0	4	96	13,500	15,500	15,200
	12	102	17,500	19,000	19,000
	20	108	24,700	24,000	20,300
	28	116	12,000	10,000	12,000
	36	120	—	12,000	12,700
5.0	4	96	—	16,200	17,500
	12	102	19,200	21,300	19,500
	20	108	—	28,000	23,500
	28	116	—	—	—
	36	120	—	10,800	14,000

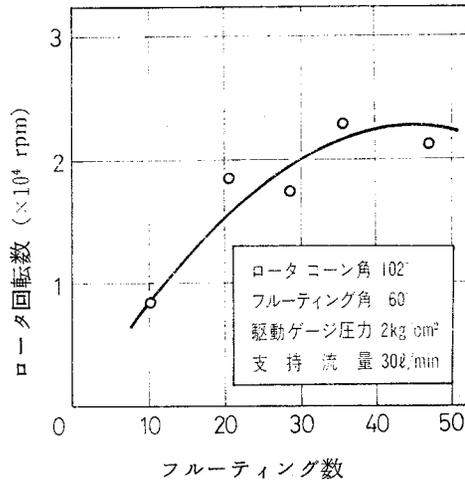


図6.9 ロータ回転数に及ぼすフルーティング数の影響
(上部フルーティング方式)

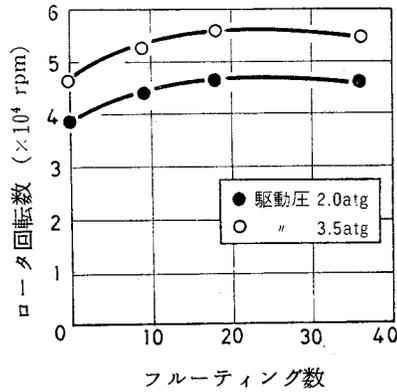


図6.10 ロータ回転数に及ぼすフルーティング数の影響
(下部フルーティング方式)

0、9、18、36個にして実験をおこなった。実験結果を図6.9、6.10に示す。

ジェットがロータに衝突するとき、衝突した部分がフルーティングのある部分か、ない部分かは、ジェットがロータの回転に与えるトルクの違

いになってくる。もちろんフルーティングに衝突する方が効率は高い。したがってジェットの利用効率についていえば、フルーティング数が多いほどロータの高速回転が可能である。しかしフルーティングの有無はロータの摩擦抵抗の増減とつながり、とくにロータ回転数が大きくなるにつれてその影響は大きくなる。つまり、フルーティング数はロータの回転に対してプラス面とマイナス面をもつことになる。よってロータの回転を高速化する場合に最適のフルーティング数が存在する。図 6.9、6.10 によれば上部フルーティング方式では $N = 40$ 付近、下部フルーティング方式では $N = 20$ 付近の個数が最適と考えられる。

6.4.5 フルーティング角の影響

上部フルーティング方式の場合に、フルーティング角を変化させておこなった実験結果をまとめたのが表 6.2 である。表 6.2 によれば、ほぼフルーティング角 45° の付近に最適値があるが、駆動圧力が $1 \sim 2 \text{ atg}$ の範囲では支持空気流量 40 l/min の場合に、それ以上の駆動圧力の範囲では支持空気量 50 l/min の場合に最高回転数を得た。

下部フルーティング方式の場合、ステータを真上からみると、空気ジェットはフルーティングに衝突してロータを回転させ、図 6.11 (a) に示されるように方向を変化させてステータ外部へ出ていく。

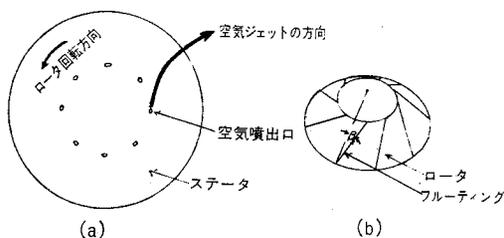


図 6.11 空気ジェットの方法変化(a)とフルーティング角(b)
(下部フルーティング方式)

表6.2 ロータ回転数に及ぼすフルーティング角の影響

(上部フルーティング方式)

駆動圧 (atg)	ロータ 番号	フルーティン グ角 β_1 (°)	支 持 流 量 (ℓ/min)					
			0	10	20	30	40	50
1.0	68	30	—	—	—	16,200	17,400	13,000
	67	45	—	—	—	13,800	16,000	14,500
	11	60	—	—	16,800	16,200	13,500	14,000
	69	70	—	—	1,000	12,600	9,000	8,400
	12	90	—	900	4,000	8,800	7,000	7,400
2.0	68	30	—	—	—	—	22,200	22,200
	67	45	—	—	—	23,700	29,500	16,000
	11	60	—	—	18,500	22,500	24,200	18,000
	69	70	—	2,200	19,000	27,000	13,000	17,000
	12	90	1,600	15,600	14,100	12,000	10,700	10,200
3.0	68	30	—	—	—	—	15,700	28,700
	67	45	—	—	—	20,600	26,800	33,500
	11	60	—	—	—	16,200	28,300	23,200
	69	70	2,600	22,000	25,300	26,500	23,500	18,000
	12	90	1,900	18,000	17,000	13,000	13,500	12,500
4.0	68	30	—	—	—	—	16,700	28,200
	67	45	—	—	—	9,800	20,000	37,500
	11	60	—	—	—	10,100	31,000	15,300
	69	70	21,500	24,500	26,000	26,000	27,000	27,000
	12	90	2,100	17,500	18,000	19,000	22,000	18,500
5.0	68	30	—	—	—	—	17,000	28,500
	67	45	—	—	—	—	—	37,000
	11	60	—	—	—	25,000	34,200	13,700
	69	70	7,800	26,500	29,500	30,000	31,000	30,000
	12	90	3,000	19,200	21,300	19,500	18,500	17,000

注) — : 回転不能

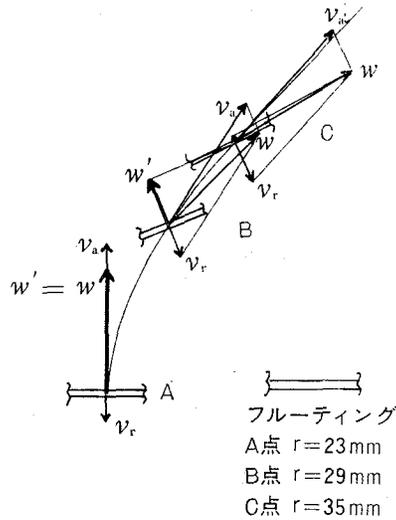


図 6.1 2 空気ジェットのパクトル図

空気ジェットのロータ駆動に対するベクトル図を図 6.1 2 に示す。ただしこの場合、ロータ駆動に関係のない紙面に垂直な成分は無視してある。

実際にロータを駆動するのに有効な成分 w' は半径が大きくなるほど小さくなってゆき、極端な場合には c 点において逆駆動力として働くことも考えられる (図 6.1 2)。また w' の大きさが同じ場合でも半径の大きなところに衝突する方が駆動トルクとしては大きくなる。以上の理由により、放射状に配列されたフルーティングの形状は効率があまりよくない。駆動ジェットの利用効率のもっとも高い形としては、フルーティングの方向が、もっとも効率の高い、つまり w' の大きくなる方向であればよい。しかしこのような形は複雑な曲線となり工作が困難な上に、ロータ回転数が増加すれば効率は低くなる。

本章では以上の考え方をもとにして図 6.1 1 (b) のようにフルーティング角を規定 (下部フルーティング方式の場合) して実験をおこなった。フルーティングに角度をつけることによって得られる利点はまず第一に、半径

の小さいところで w' が小さくなるかわりに半径の大きいところで w' が大きくなり、そのため全体の駆動トルクとしては大きくなる点である。つぎに放射線状のフルーティングでは、支持用空気の流れが逆駆動力として働いていたが、その影響が小さくなること、とくに支持空気をステータ底部より流入する段階では駆動力として利用できることである。しかしフルーティング角が大きすぎると（放射状から大きくはずれる場合）、全体的に w' が小さくなり、最適のフルーティング角が存在する。

図 6.13 は、フルーティング角を 0° 、 15° 、 25° 、 35° と変化させて実験した結果を示す。図 6.13 により、下部フルーティング方式ではフルーティング角 25° の場合が最適であるとの結論を得た。

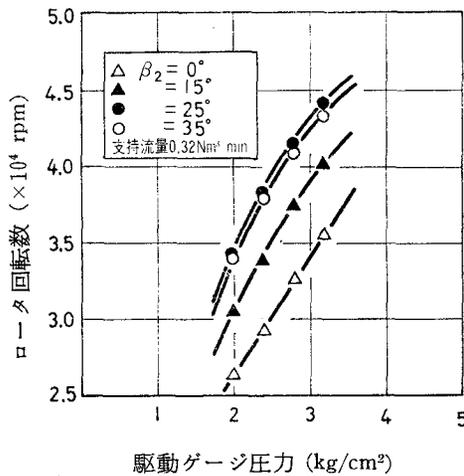


図 6.13 ロータ回転数に及ぼすフルーティング角の影響
(下部フルーティング方式)

6.4.6 フルーティングの深さの影響

フルーティングの深さは空気ジェット効率と関係がある。もちろんフルーティングの深い方が空気ジェットを効率よく受けとめるが、フルーティング数と同じく、ロータの摩擦抵抗も増加する。

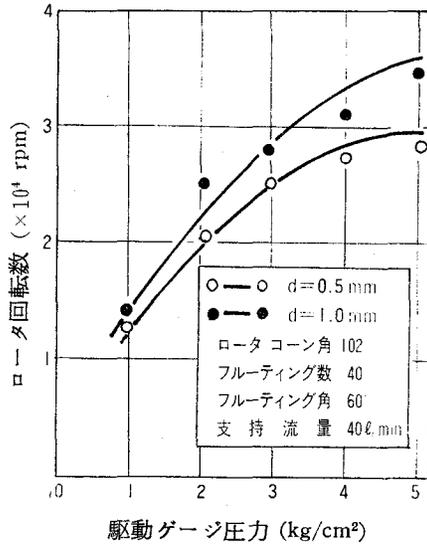


図6.14 ロータ回転数に及ぼすフルーティングの深さの影響
(上部フルーティング方式)

本実験では上部フルーティング方式について、フルーティングの深さを 0.5 mm、1.0 mm の 2 種類としロータ回転数に及ぼす影響を調べた。図 6.14 はその実験結果を示す。ロータ回転数が 10,000 ~ 40,000 rpm の範囲ではフルーティングの深い方が駆動効率が良いとの結論を得た。

6.5 結 言

オープンエンド精紡機用として空気軸受、空気駆動方式の高速回転装置を試作し、高速回転に影響すると考えられる要因を変化させて実験し、ロータ式オープンエンド精紡機のロータ回転装置として使用するための基礎的なデータを得た。

空気駆動による高速回転方式として、上部フルーティング方式と下部フルーティング方式の 2 種類をとり上げ、支持空気量と駆動圧力とを変化さ

せ、種々の条件のもとで実験をおこなったが、上部フルーティング方式は下部フルーティング方式と比べて安定性に問題があった。

実験の結果、オープンエンド精紡機のロータ回転方式としては、安定性、高速回転性、また紡糸室のロータへの取付という面からも下部フルーティング方式の方が適しているという結論を得た。

また空気ジェットによる高速回転に影響すると考えられる要因に関しての実験によってつぎの結果を得た。

- 1) 駆動圧を増加させるとロータ回転数は増加するが、空気ジェットの駆動効率が低いために駆動圧をむやみに増加させるのは損失となる。空気ジェットの速度は本質的に駆動圧のみの関数であるが、空気ジェットの効率を高めるためには種々の要因を最適にすることが必要である。
- 2) ロータ・コーン角は、ステータ・コーン角を 9° に固定した場合には、上部フルーティング方式では 108° 、下部フルーティング方式では 102° が最適であった。またロータ・コーン角はロータの安定性（おもに垂直振動）に重要な影響を及ぼした。
- 3) フルーティング数は駆動トルクに関してはプラス要因となり、摩擦抵抗に関してはマイナス要因となる。実験に使用したロータ径に対して、上部フルーティング方式では 40 個、下部フルーティング方式では 20 個程度が最適であった。
- 4) フルーティング角はジェットの駆動効率と密接に関係する。実験結果では、上部フルーティング方式の場合には 45° が最適であったが、下部フルーティング方式の場合には 25° が最適であった。
- 5) フルーティングの深さは 1 mm 程度が、上部フルーティングの場合には適している。

第7章 空気駆動方式によるオープンエンド精紡法

7.1 緒 言

空気駆動によって高速回転を得る方法の中で、第6章では、オープンエンド精紡法に適用しやすいと考える上部および下部フルーティング方式について基礎的な実験をおこなった。それによると、上部フルーティング方式は高速安定性に難があり、オープンエンド精紡法のロータ回転方式としてはあまり適していないという結論を得た⁴⁸⁾。

そのため本章では、下部フルーティング方式をオープンエンド精紡法のロータ回転機構に適用するための条件について考察し、また紡糸ロータ回転の安定性と高速化を促進するための実験をおこない、その結果を参考にして空気駆動式オープンエンド精紡機を試作して紡出試験をおこなう。

また下部フルーティング方式におけるロータをオープンエンド精紡法のロータとして使用するために、ロータと紡糸室とを1体化しその形状を検討するとともに、フロントローラから送り出される繊維束を分離して輸送するのにじゅうぶんな空気流速が得られるかどうかについて検討する。さらに下部フルーティング空気駆動方式をオープンエンド精紡法に適用するための付属装置の改良と、ロータに紡糸室を取付けることによって生じる新たな問題、たとえば空気放出口数のロータ回転数に及ぼす影響などについて検討する。

7.2 空気駆動方式をオープンエンド精紡法へ適用するための条件について

下部フルーティング方式では、空気の薄い膜によってロータをステータ

より浮上させ、ステータの空気噴出口から空気ジェットを噴出してロータを駆動させるが、この方式には構造が簡単とか、ロータの回転によるセルフ・バランスの作用により安定した回転状態を保つなどの利点がある。

しかしこの方式をオープンエンド精紡法のロータ回転機構として適用する場合には、つぎの諸条件を満足しなければならない。

- (1) 使用する繊維の最大繊維長によって紡糸室の最大径を変える必要があり、そしてこの紡糸室をロータに取付けること。
- (2) 紡糸室や空気放出口などを取付けても、なおかつ高速回転が得られ、しかも歳差運動や水平振動、垂直振動（第6章参照）などが少ないこと。
- (3) フロントローラから送り出される繊維束を分離し輸送するのにじゅうぶんな気流速度が得られること。
- (4) 空気駆動オープンエンド精紡方式に適した繊維束分離機構および糸引出し装置などを設計すること。

以上がおもな条件と考えられ、これらの条件に当てはまる装置を設計し、実験をおこなった。

7.2.1 紡糸室のロータへの取付け

オープンエンド精紡法における紡糸ロータの役割は、ばらばらに分離され送られてきた繊維を再集束させ、紡糸ロータの回転によって繊維束に撚を加え糸を形成することである。下部フルーティング方式で使ったロータ（第6章図6.1参照）の上部平らな部分に紡糸室を取付けると、ロータ全体の重心が高くなり、ロータの高速回転状態が不安定となる。したがって本実験では、ロータの内部をくり抜き、ロータと紡糸室とを1体構造として製作したものを使用した。

空気駆動方式によって高速回転を得る方法では、ロータの摩擦抵抗の大きさのロータ回転数に及ぼす影響が大きい。したがって紡糸ロータの摩擦抵抗が小さくなるように紡糸ロータの形状を決定しなければならない。し

かし、糸を紡出するための紡糸室の最適形状というものは可紡性という面から決められており、両者の要求をできるだけ満たす紡糸室の形状にする必要がある。また紡糸室を取付けた場合には、紡糸室の空気放出口のロータ回転数に及ぼす影響についても考慮しなければならないが、空気放出口は繊維束分離のための気流速度に関連するので、7.2.2において述べる。

7.2.2 繊維束を分離するのにじゅうぶんな空気流速を得ること

空気駆動オープンエンド精紡方式では、紡糸ロータの回転により発生するロータ内負圧によって繊維束分離送管に気流を生じさせる方式をとっている。

ロータの空気放出口はロータ内に負圧を発生させるのに必要であるが、空気放出口を設けるとロータの回転に対する摩擦抵抗が増加し、ロータの回転数が減少する。

空気放出口径を一定とすれば、空気放出口数の多いほどロータ内部に発生する負圧は大きく、分離および輸送効果が大きい。しかし空気放出口数を多くすれば、ロータの摩擦抵抗が増加する。このように空気放出口数は繊維束分離のための気流速度とロータ回転数に密接に関係している。

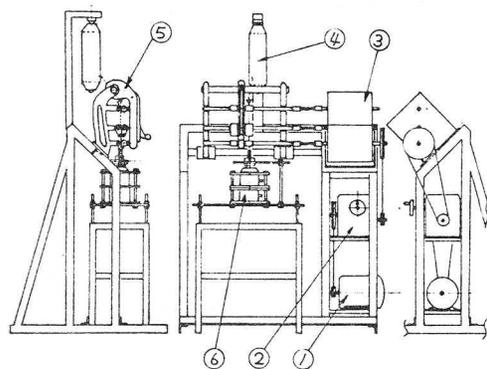
また繊維束分離輸送管と糸引出し管とを備えた上部ステータ（図7.4参照）と紡糸ロータとのすき間の大きさも繊維束分離のための気流速度に影響する。本実験では、そのすき間をできるだけ小さくして空気放出口数を変化させ実験をおこない、繊維束分離のための気流速度について検討した。

7.2.3 空気駆動オープンエンド精紡方式に使用する付属装置の設計

空気駆動オープンエンド精紡方式に使用する付属装置は、ボールベアリング・ベルト駆動方式によるものと比べてとくに大きな違いはない。しかし空気駆動方式ではステータの下部より支持空気を噴出させ、また斜め下から駆動用ジェットを噴出させる機構であるから、ロータ紡糸室の下部より糸を引出す方法は適用できない。本装置では、繊維を上方から供給し、糸を上方へ引出す方式を採用した。

7.3 空気駆動オープンエンド精紡方式の機構

7.3.1 駆動部および空気系統部



- | | |
|---------|---------|
| ① モーター | ④ スライバ |
| ② 無段変速機 | ⑤ ドラフト部 |
| ③ 歯車減速機 | ⑥ 高速回転部 |

図 7.1 試作装置全体図

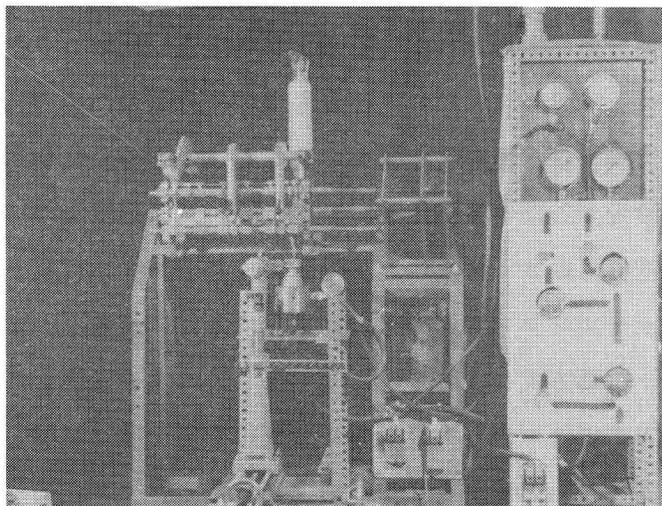


図 7.2 装置全体図

空気駆動オープンエンド精紡方式による試作機の全体図を図 7.1 に示す。
また図 7.2 は装置の全景である。

繊維束の供給部、装置の空気系統部の取扱いについては第 4 章、第 6 章
の装置の説明と同様である。

7.3.2 ロータおよびステータ部

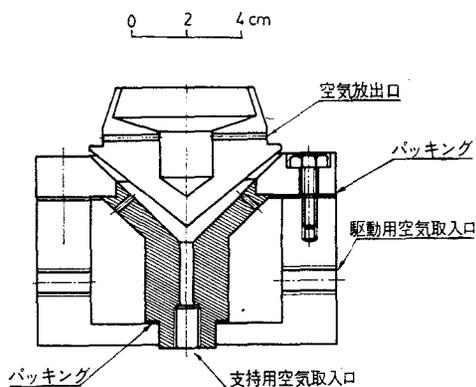


図 7.3 ロータおよびステータの形状

ロータは紡糸室を内部に組み込んだものでその標準的な形状を図 7.3 に
示す。ロータは第 6 章の結果⁴⁸⁾を参考にしつぎのように設計した。

- (1) ロータの材質は、加工性、強度の面から 14 ST ジュラルミン。
- (2) 紡糸室の最大内径は 50 mm。
- (3) ロータのコーンの角度は 10.2° 。
- (4) ロータのフルーティングの角度は 25° 。
- (5) ロータのフルーティング数は 20 個。
- (6) ロータのフルーティングの深さは 1.0 mm。

またステータについても、第 6 章の結果を参考にしつぎのように設計
した。

- (1) ステータの材質は黄銅（一部鋳鉄）。

- (2) 駆動用ジェットのスリット口径は 1.0 mm で個数は 8 個。
- (3) 駆動用ジェットのスリット角について、その垂直角は 35° 、水平角は 75° (第 6 章図 6.6 参照)。
- (4) ステータのコーンの角度は 92° 。

実験に使用したステータの標準的な形状を図 7.3 に示す。また繊維の供給および糸の引出しは前述のようにロータ上部に位置する上部ステータに取り付けておこなう方式を採用した。その概略図を図 7.4 に示す。

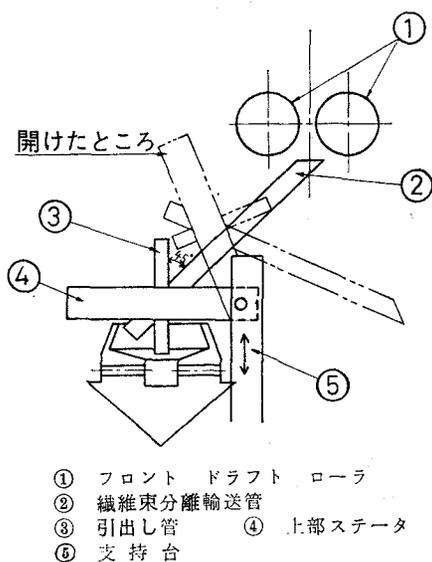


図 7.4 上部ステータ概略図

7.4 繊維束を分離するための気流速度の検討

オープンエンド精紡法における繊維束分離機構としては、コーミングローラを使用する方法と高速気流を使用する方法の 2 種類が開発されている。空気駆動オープンエンド精紡方式では高速気流を使用する方法を採用した。

ここでは、空気駆動方式で繊維束をじゅうぶんに分離するのに必要な気流速度を得ることができるかどうかを確かめるために基礎的な実験をおこ

なった。図 7.5 は繊維束分離輸送管中の気流速度を測定するための装置の概略図である。

繊維束分離輸送管としては、内径 7 mm、外径 13 mm、長さ 200 mm のアクリルパイプを使用し、上部より 140 mm の位置に全圧測定用のピトー管⁴⁹⁾を取付け、また静圧測定用の小口をピトー管先端と同じ高さに設けた。

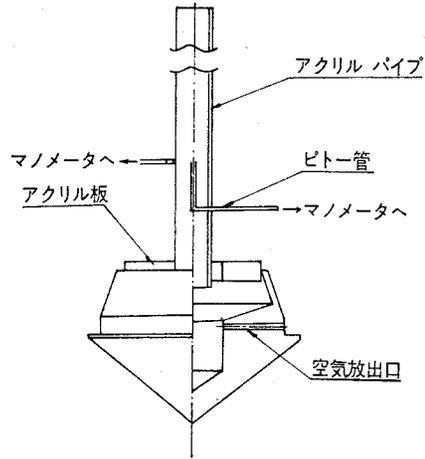


図 7.5 繊維束分離輸送管中の気流速度の測定装置

ロータにはドーナツ状の薄板（内径 16 mm）を接着し、その中央の穴に繊維束分離輸送管をそ入しロータを回転させ、繊維束分離輸送管中に生じる気流の速度を測定した。

空気の比重量を 1.22 kg/m^3 、重力加速度を 9.81 m/s^2 、速度係数を 0.98（本実験に使用したピトー管の速度係数の検定値）とした場合、気流速度 $v_a \text{ (m/s)}$ とマノメータの読み $B \text{ (mm Aq)}$ との関係は $v_a = 4.01\sqrt{B} \text{ m/s}$ となる。

なお使用したロータは図 7.3 に示した形状のロータであるが、空気放出口の寸法はつぎの 2 種類である。

- a) 内径 2.0 mm、長さ 20 mm、個数 8。
- b) 内径 3.2 mm、長さ 20 mm、個数 8。

いま繊維束分離輸送管とロータにはめ込まれたドーナツ状薄板とのすき間面積を A_1 、繊維束分離輸送管の断面積を A_2 とすると、 $A_1 = 68.3 \text{ mm}^2$ となり、この値は、上部ステータと紡糸ロータの上縁とのすき間が 0.45 mm の場合のすき間面積と同じである。また、アクリルパイプの管路断面積は $A_2 = \frac{\pi}{4} \cdot 7^2 = \frac{\pi}{4} (6^2 + 3.6^2) \text{ mm}^2$ であり、繊維束分離輸送管径 6 mm、

糸引出し管径が 3.6 mm、の場合の面積を加えたものに等しくなる。

空気放出口から空気が流出し、繊維束分離輸送管、糸引出し管および上部ステータとロータのすき間から空気が流入すると仮定すれば、この実験は繊維束分離輸送管径が 6 mm、糸引出し管径が 3.6 mm、そして上部ステータとロータとのすき間が 0.45 mm の場合となる。

繊維束分離空気流速の測定結果を図 7.6 に示す。ロータの回転数が 37,500 rpm をこえると、空気放出口径 2.0 mm、空気放出口数 8 個の場合でも 30 m/s の空気流速を得ることができるので、繊維束をかなり理想的に分離し輸送することができる⁵⁰⁾ (第 4 章参照)。

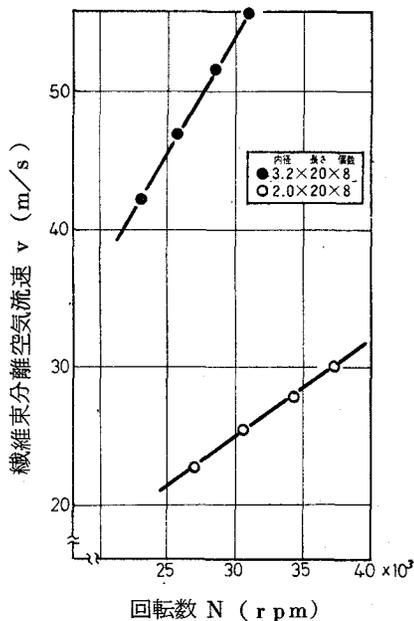


図 7.6 繊維束分離空気流速とロータ回転数との関係

7.5 紡糸ロータの高速回転に及ぼす種々の影響

ロータの高速回転に及ぼす種々の影響については第 6 章で検討したが、

紡糸室をロータに取付けることによって生じる高速回転への影響を調べるために実験をおこなった。それは紡糸室に設けられている空気放出口のロータ回転数へ及ぼす影響であり、また全体の重量が大きくなることによる支持空気流量へ及ぼす影響である。

空気放出口数がロータの回転数に及ぼす影響を調べるために、空気放出口径を1.4 mmに固定して、その数を0、18、36個とした場合の実験結果を図7.7に示す。図7.7において、紡糸ロータの回転数は空気放出口数の増加にともない減少している。しかもその減少割合は直線的でなく、空気放出口数の増加にともなって減少割合も増加している。また空気放出口数の多い場合ほど、駆動圧を増加させてもロータの最高回転数は小さいことがわかる。このように空気放出口を設けることによるロータ回転数への影響は著しく、空気駆動オープンエンド精紡方式では、空気放出口数はとくに必要最小限にとどめることが要求される。

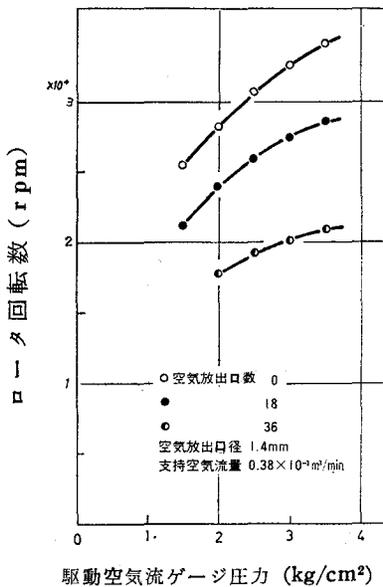


図7.7 ロータ回転数に及ぼす空気放出口数の影響

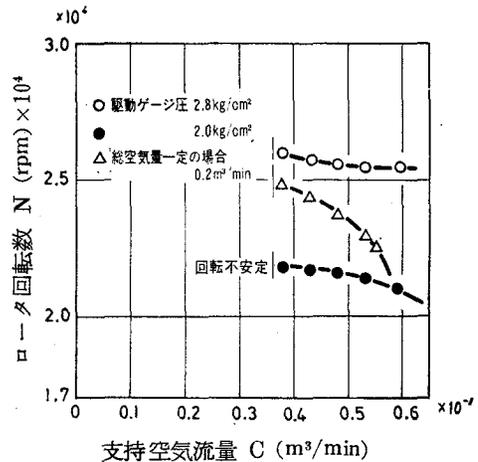


図7.8 支持空気流量とロータ回転数との関係

支持空気流量を変化させて紡糸ロータの回転数を調べたのが図 7.8 である。図 7.8 によると、駆動圧を一定にして支持空気流量を減少させた場合のロータ回転数の変化は小さいが、空気総量を一定とすると、支持空気流量を減らせば、駆動空気流量を増加させることができ、図 7.8 の△印のようにロータ回転数のかなりの増加を達成することができる。図 7.8 によれば、いずれの場合も支持空気流量が $0.038 \text{ m}^3/\text{min}$ 以下では回転は不安定となる。

またロータが高速回転している状態では、その周速度は非常に大きく、たとえばロータが $40,000 \text{ rpm}$ で高速回転している場合にはロータ外周部の速度は 100 m/s をこえる。紡糸ロータの重量はおおよそ $160 \sim 200 \text{ g}$ であり、支持に要する圧力は計算上は $0.0041 \sim 0.0052 \text{ Kg/cm}^2$ 程度あればじゅうぶんのはずであるが、実際にはもっと大きな支持空気圧を必要とする。本実験装置では、ステータ内へ支持空気を導入する部分の支持空気圧は平均して 0.2 atg であった。これはロータとステータとの間の空気流路を通る気流の速度が非常に大きく、静圧が小さく、ロータをステータに接触させようとする圧力が働くためである。したがってロータとステータとのすき間の圧力を大きくすれば支持空気量を減少させることができる。そこで図 7.9 に示すように、ロータ・コーン部に下部空気口というものを設け、ロータの回転によってその下部空気口から空気を噴出させステータ・コーン上に空気を吹きつけるようにした。

下部空気口のないロータ (6-1) と下部空気口のあるロータ (6-2) とを同じ支持空気流量のもとで回転させた場合のロータ回転数を図 7.10 に示す。

下部空気口のないロータは支持空気流量を $0.038 \text{ m}^3/\text{min}$ に減少させると、ロータとステータとが接触しロータの回転は不安定となるが、下部空気口のあるロータはその値では安定して回転し、不安定となるのは支持空気流量が $0.02 \text{ m}^3/\text{min}$ 以下になった場合である。

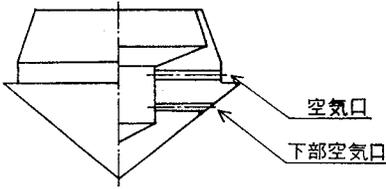


図 7.9 下部空気口の説明図

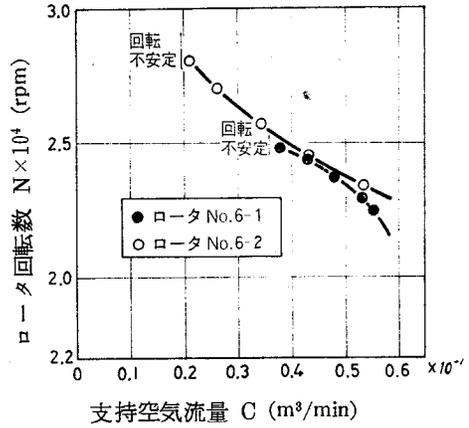


図7.10 総空気量一定の場合の下部空気口の有無によるロータ回転数への影響

支持空気流量はロータ回転状態の安定性に関係し、少なすぎても多すぎてもロータの回転は不安定となる。しかし支持空気流量を少なくすれば駆動空気量を増大させることができるので、ロータの回転を不安定にすることなしに支持空気流量を少なくすることが必要であり、下部空気口は支持空気流量を少なくしてしかも安定してロータを回転させるのに有効であることがわかった。

7.6 空気駆動方式によるオープンエンド精紡機

これまで述べた実験結果を参考にして、空気駆動方式によるオープンエンド精紡機を試作し、紡出実験をおこなった。図 7.11 は実際に糸を紡出している状態を示す。原料としてはレーヨン・ステープル 2 インチカット長 (第 3 章参照) をもちいた。紡出条件を表 7.1 に示す。

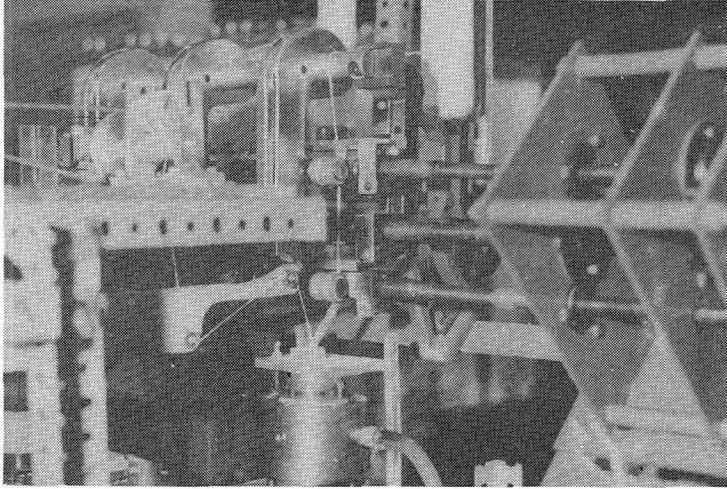


図 7.1 1 紡出中の状態

表 7.1 紡出条件

織 維 供給速度 cm/s	ロータ 回転数 $\times 10^3 rpm$	糸巻き取り 速度 cm/s
23.0	10.7	18.8
29.5	12.4	23.5
38.5	14.1	30.5
50.5	15.7	35.2
64.5	17.1	42.2
81.5	18.4	46.9

図 7.1 2、7.1 3は紡出糸の1列である。

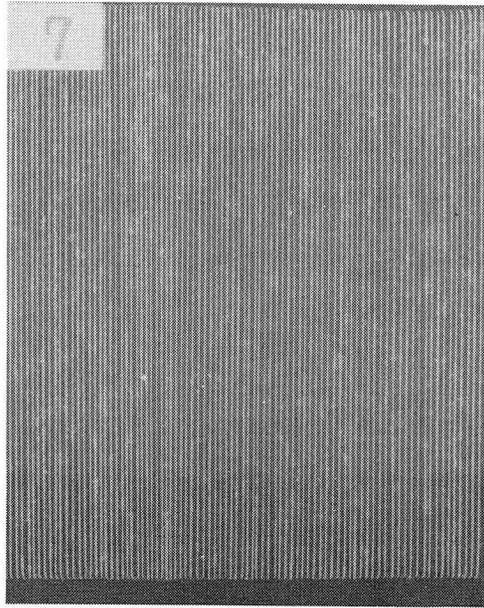


図 7.12 紡出糸の 1 例 (1)

(ロータ回転数 1.84×10^3 rpm . 繊維供給量 23.0 cm/s . 巻取速度 4.09 cm/s)

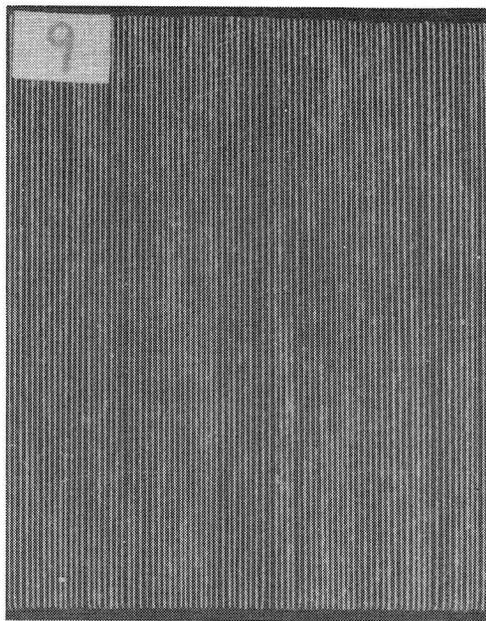


図 7.13 紡出糸の 1 例 (2)

(ロータ回転数 17.1×10^3 rpm . 繊維供給量 2.30 cm/s . 巻取速度 4.22 cm/s)

7.7 結 言

空気駆動方式をオープンエンド精紡方式の駆動機構として適用する場合に満たさねばならない条件を調べ、それに合った紡糸ロータおよびステータなどを設計した。また下部フルーティング方式のロータを紡糸ロータとして使用する場合の問題点について実験をおこなった。これらの結果を参考にして、空気駆動方式のオープンエンド精紡機を試作し紡出実験をおこなった。

得られた結果はつぎのとおりである。

- 1) 空気駆動方式をオープンエンド精紡方式の駆動機構として適用するためには、1) 紡糸室の付いたロータが安定した状態で高速回転すること、2) 供給される繊維束を分離するためのじゅうぶんな空気流速が得られること、3) 空気駆動オープンエンド精紡方式に適した繊維束分離輸送装置および糸引出し装置などを設計すること、などの条件を満たすことが必要である。
- 2) 空気放出口数はロータの高速回転性能に大きく影響するので、繊維束を分離するのに必要な空気流速の得られる最小の個数にしなければならない。
- 3) 空気駆動方式によるオープンエンド精紡機で繊維束分離のために必要な空気流速を得ることができる。
- 4) 支持空気流量はロータ回転状態の安定性に関係し、少なすぎるとロータの回転は不安定となるが、下部空気口を設けると支持空気流量が少なくても安定してロータは回転する。

第8章 オープンエンド精紡糸の特性

8.1 緒 言

オープンエンド精紡法は他の精紡法と比べて紡出原理が異なるために、紡出糸の内部構造が異なる。従来リング精紡法によって紡出されたリング精紡糸とオープンエンド精紡糸との特性の比較についての研究はすでに多くなされている⁵¹⁾⁵²⁾⁵³⁾。

それらの研究の結果をまとめると、オープンエンド精紡糸はリング精紡糸と比較して、糸の均斉度が良いとか強さが低いとか、均斉な強さをもつとかいった特徴がある⁵⁴⁾。

このような糸特性はオープンエンド精紡糸の内部構造によるものであるから、ここでは糸断面形状測定法⁵⁵⁾とトレーサ繊維追跡法⁴⁰⁾を用いてオープンエンド精紡糸の内部構造を調べ、またこの内部構造に及ぼす繊維供給速度、ロータ回転数、糸巻取り速度の影響について検討する。

8.2 オープンエンド精紡糸の構造解析

オープンエンド精紡法での糸形成過程を考えた場合、ロータ壁面に集束している繊維束の拾い上げ点付近での糸張力は小さい。それに比べてリング精紡法においては、ドラフト装置のフロントローラ出口後の糸形成過程では、トラベラの走行によるバレーニングによって生ずる全張力が加わる。ロータ式オープンエンド精紡法においては、遠心力による張力が最大となるのは糸引出し管付近であり、糸形成部では逆に張力が最小となる。

このように糸形成時に低張力で紡出すると、紡出糸の糸軸方向の繊維の転移量が少なく、同時にかさ高性に富むようになる。

ここでは以上の推測を確かめるために、ロータ回転数、繊維供給速度、糸巻取り速度などを変化させて紡出し、紡出糸の内部構造と強伸度特性について実験的に調べる。

一般に精紡糸の内部構造を研究する場合には、直接その内部構造を調べる方法と、精紡糸の幾何学および力学的特性を調べることによりその構造を推測する方法とがある。ここでは両者の方法について、直接内部構造を調べるための断面形状測定とトレーサ繊維の追跡、幾何学および力学的特性として強伸度特性について検討する。

糸の構造は多数の要因の関数であるが、つぎにあげるものがもっとも重要である。

- a) 糸構成要素としての繊維の特性、たとえば繊維の形状（長さ、織度、断面形状あるいはかさ高性）と物理的特性（強さ、伸び、曲げ強さ、弾性など）。
- b) 繊維の分布状態、たとえば糸断面中での繊維本数と配置（半径方向および四分円中での分布）、糸の長さ方向に沿っての繊維の均一性と配置などで、結局は糸中に撚込まれている繊維の形状と長さの分布の状態。
- c) 糸構成要素間の関係、たとえば繊維間の摩擦、表面特性の違い、接触点数などで、精紡工程中での撚の程度とか、化学的あるいは機械的な加工によって与えられる。

これらすべての要因について解析をおこなうのが理想的であるが、ここでは繊維を、糸を構成する同じ特性をもつ要素と考えて、糸中での糸軸方向の繊維形状および糸断面中での繊維の分布状態を調べることにする。

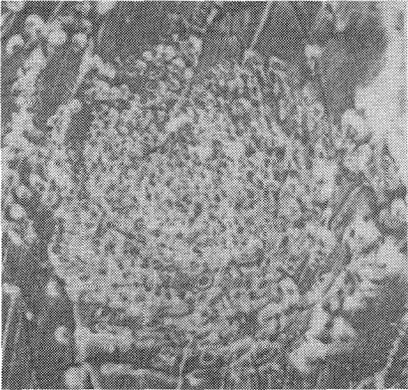
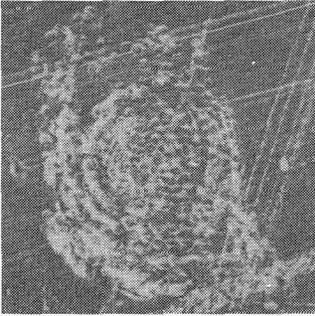
8.2.1 断面形状の観察

紡出条件をかえて紡出した試料糸をエポキシ樹脂包埋法によって硬化させ、そこから薄片を切取って断面形状を観察する。

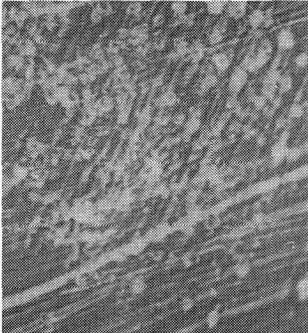
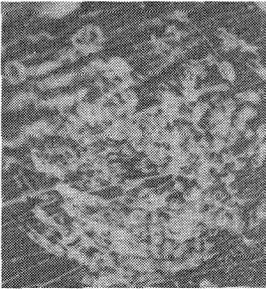
使用した材料はエポキシ樹脂（Epon 812）で、硬化剤として無水ド

デセニルコハク酸 (DDSA)、無水メチルナジン酸 (MNA)、硬化促進剤として 246 ポリスジメチルアミノメチルフェノール (DMP30) を混合した。

まずエポキシ樹脂を 62 ml、DDSA を 100 ml として A 液をつくり、エポキシ樹脂を 100 ml、MNA を 89 ml として B 液をつくる。この A 液と B 液とを混合させ、それに DMP30 を 1~2 滴加える。薄片作製のさ



(a) ロータ回転数 18.4×10^3 (rpm) 繊維供給速度 38.5 (cm/s) 巻取り速度 35.2 (cm/s)
 (b) ロータ回転数 17.2×10^3 (rpm) 繊維供給速度 38.5 (cm/s) 巻取り速度 35.2 (cm/s)



(c) ロータ回転数 18.4×10^3 (rpm) 繊維供給速度 81.5 (cm/s) 巻取り速度 51.6 (cm/s)
 (d) ロータ回転数 15.7×10^3 (rpm) 繊維供給速度 81.5 (cm/s) 巻取り速度 42.2 (cm/s)

図 8.1 断面写真の例

いには、試料の硬度が問題となるので、A液とB液との割合をいろいろ変化させて試料を作製し、断面形状測定のための試料薄片を3～5μにカミソリで薄く切り採取したが、硬度には、7：3～5：5程度の混合割合が適当であった。

このようにして作製した薄片を万能投影機で100倍に拡大し写真撮影をおこなった。図8.1は断面写真の例を示す。

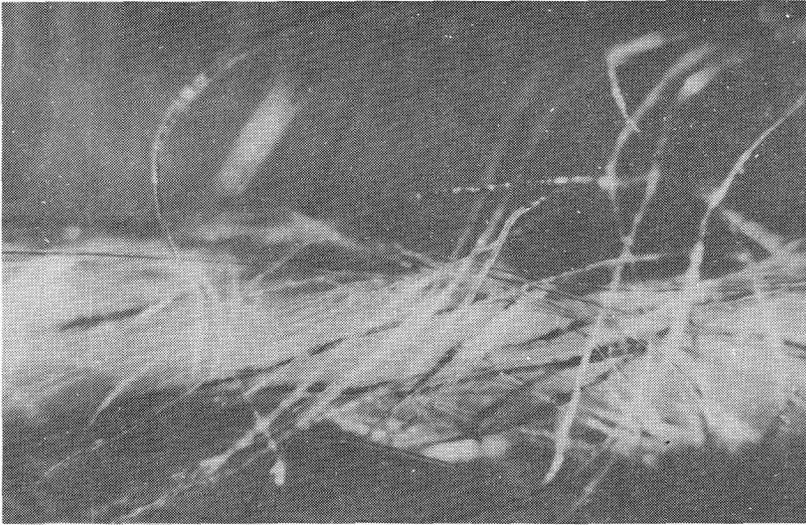
8.2.2 トレーサ繊維追跡法

糸軸方向の内部構造を調べるために「トレーサ繊維追跡法」を用いた。この方法は、紡出糸の構造、とくに撚構造などを調べるために、あらかじめ特定の繊維を染色してトレーサとし、他の繊維とともに紡出し、紡出糸におけるトレーサ繊維の幾何学的形状を観察することにより糸全体の構造を調べようとするものである。

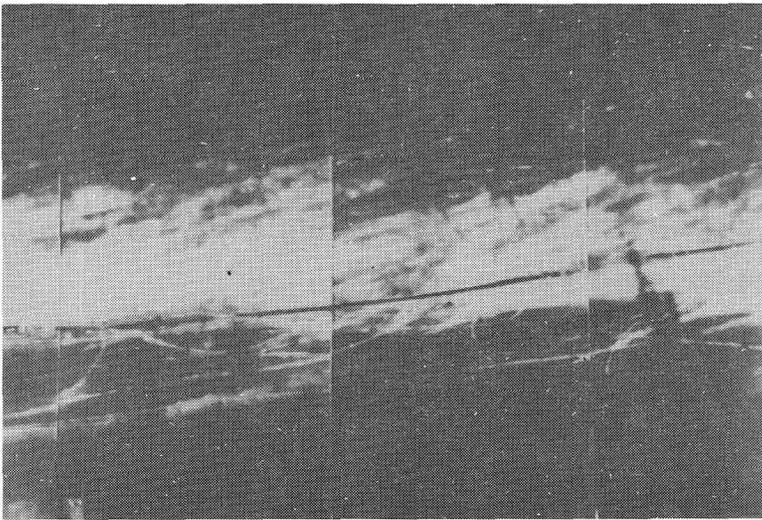
トレーサ繊維追跡法による実験順序はつぎのとおりである。

スライバの中に繊維染色材料で染色した3～5本の繊維を埋込み、オープンエンド精紡機を使用して紡出し試料とする。トレーサ繊維をスライバの中へ埋込む場合には、1本1本可能なかぎりその形状を真すぐにし、トレーサ繊維どうしがその長さ方向に重ならないようにする必要がある。つぎに紡出糸中でトレーサ繊維を含む部分をルーペでとらえ、トレーサ繊維を含む糸部分を8～10cm切り取り、それをプリズム付顕微鏡写真機で撮影する。このとき、トレーサ繊維が糸中に強く撚込まれていると写真観察が困難となるので、使用した繊維（レーヨンスタープルファイバ）とほぼ同じ屈折率の液体（ヨウ化メチル）中に試料を浸して写真撮影をおこなった。

図8.2は紡出糸の顕微鏡写真の例を示す。図8.2(a)は紡出糸中でトレーサ繊維がからみ合った状態（写真中の黒い線がトレーサ繊維を表わす）をとらえたものであり、図8.2(b)は顕微鏡写真をつなぎ合わせたもので、トレーサ繊維がからまっていない状態を示している。



(a) 紡出糸中でトレーサ繊維がからまった状態



(b) 紡出糸中でトレーサ繊維がからまっていない状態

図 8.2 紡出糸の顕微鏡写真の例

ロータ回転数	184×10^3	(rpm)
繊維供給速度	38.5	(cm/s)
巻取り速度	35.2	(cm/s)

8.2.3 紡出条件

オープンエンド精紡糸の内部構造は、ロータ回転数、繊維供給速度、糸巻取り量などの影響を受ける。ここではそれらを組合せて紡出条件を設定した。

内部構造を調べるための試料の紡出条件は表 8.1 のとおりである。

表 8.1 紡 出 条 件

繊維供給速度 cm/s	ロータ回転数 $\times 10^3 rpm$	糸巻き取り速度 cm/s
23.0	10.7	18.8
29.5	12.4	23.5
38.5	14.1	30.5
50.5	15.7	35.2
64.5	17.1	42.2
81.5	18.4	46.9

紡出糸の強伸度特性についても検討したが、その場合の紡出条件は糸の内部構造を調べる場合と同じ値に設定した。

8.3 オープンエンド精紡糸の強伸度特性

一般にオープンエンド精紡糸の強伸度特性はリング精紡糸と比較して研究されてきており、両者の代表的な荷重伸長曲線は図 8.3 のようになる。⁵⁶⁾

オープンエンド糸はヤング率が小さく、伸度が大きい。しかも最高強さを示したのちただちに完全に切断せずに、強さが最高値の約 30% 位まで低下したのち Stick-slip 現象を示しながら徐々に減少して切断する。これは初期引張時に張力を負担する比較的平行な繊維群と強さをほとんど負担しない配列の乱れた繊維群のうち、後者がかなりの割合を占めている

ことによる。したがって、前者の繊維群が切断すると配列の乱れた後者の繊維群が伸ばされつつ荷重を負担し、これが Stick-Slip 現象となって現われる。これはオープンエンド精紡糸の構造特性の中で、かさ高性が大きくて繊維相互の内部圧力が小さいとか、糸構造が円筒状らせんで、繊維間の摩擦抵抗が小さいなどの要因⁵⁷⁾による。

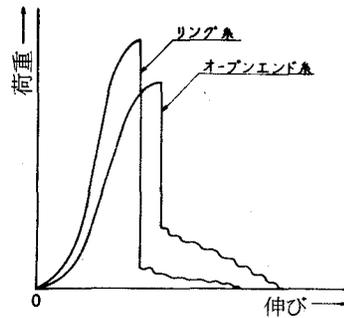


図 8.3 オープンエンド糸とリング糸との強伸度特性の比較

ここでは、紡出糸の強伸度特性に及ぼすロータ回転数、繊維供給速度、糸巻取り速度などの影響について調べた。

8.3.1 ロータ回転数の影響

糸の強伸度特性は断面繊維本数が一定の場合には糸の撚数ともっとも関係が深い。おのおのの糸にはそれに合った最適撚数が存在し、その最適撚数は糸の構造に関係する。したがってオープンエンド糸とリング糸とでは糸の構造が異なるためにその最適撚数も異なる。

オープンエンド精紡糸の撚数はロータ回転数と糸の巻取り速度によって定まる。

繊維束の供給速度を v_0 (m/min)、糸の巻取り速度を v_r (m/min)、ロータの回転数を n_k (rpm) とすると、近似的に(糸の撚縮みを無視)、撚数は次式で表わされる。

$$T_F = \frac{n_k}{v_r} \quad (8.1)$$

また精紡システム全体のドラフト比は次式となる。

$$D_o = \frac{v_r}{v_0} \quad (8.2)$$

撚はロータ回転軸での糸の方向と引き出し速度と関連するロータ回転の方向と速度によって決定される。撚数は 8.1 式に示されるように糸の巻取り速度とロータの回転数との比によって表わされる。しかし実際の撚数は糸の巻取り速度とロータ内の糸端の回転数との比で表わされるべきであり、8.1 式を修正する必要がある。

ロータ内での糸端の回転数を n_P とすると、 n_P はロータ内に集束している繊維を糸に撚込む点 P の絶対速度と集束面の円周 πd_k の比によって与えられ次式となる。

$$n_P = \frac{V + v_P}{\pi d_k} = \frac{V + \frac{v_r}{\eta}}{\pi d_k} = n_k + \frac{v_r}{\eta \pi d_k} \quad (8.3)$$

そして糸の撚数は次式で与えられる。

$$T = \frac{n_P}{v_r} = \frac{n_k}{v_r} + \frac{1}{\eta \pi d_k} = \frac{n_k}{v_r} + \Delta T \quad (8.4)$$

ここで V ; ロータの周速度
 v_P ; ロータ内の糸形成点の速度
 d_k ; ロータ径
 η ; 糸の撚縮み係数

ロータ回転数を変化させて紡出した糸の強さとロータ回転数との関係、および糸の伸びとロータ回転数との関係を図 8.4、8.5、8.6、8.7 に示す。

ここで、糸の強さとして最大破断荷重をとり、伸びとしては伸長率 $x/L \times 100$ (%) で示した。ただし x は糸の伸びであり、 L は試長である。

図 8.4 によると、ロータ回転数が 14000 rpm 付近で、図 8.6 によると、ロータ回転数が 14000 ~ 16000 rpm 付近で糸の強さは極大値を

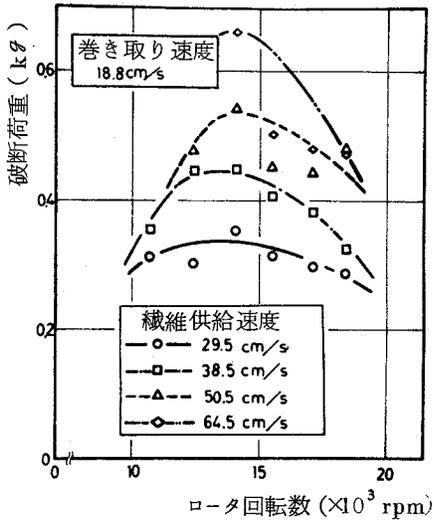


図 8.4 ロータ回転数と糸の強さとの関係

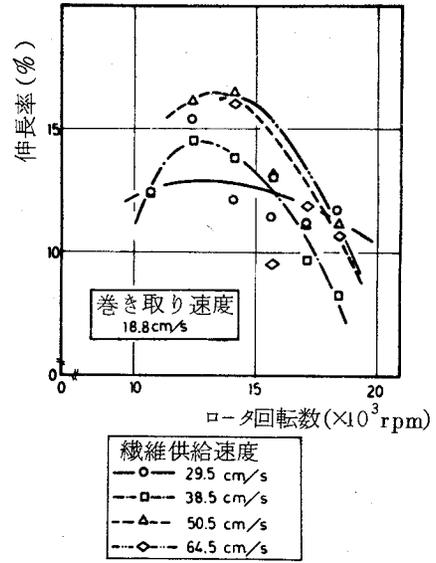


図 8.5 ロータ回転数と糸の伸びとの関係

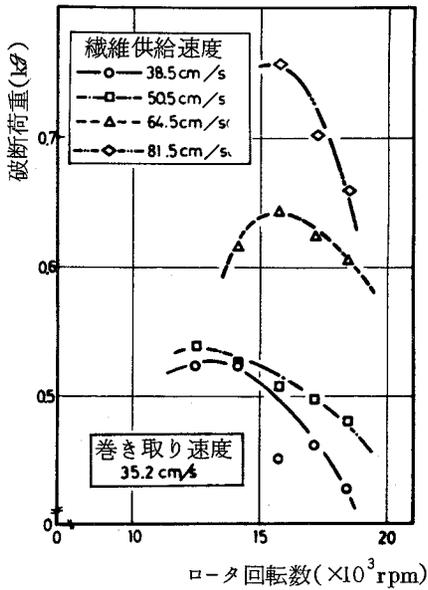


図 8.6 ロータ回転数と糸の強さとの関係

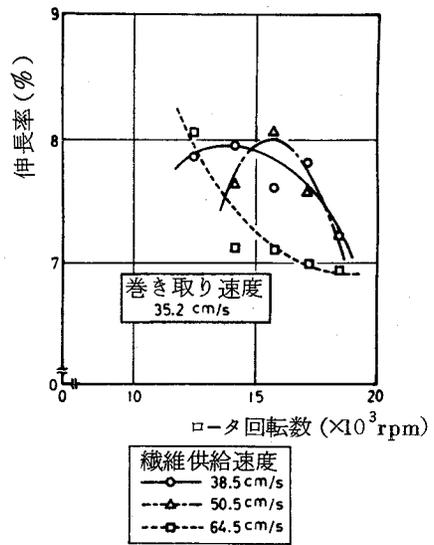


図 8.7 ロータ回転数と糸の伸びとの関係

とり、それを過ぎるとロータ回転数の増加にともなって糸の強さは低下する。また図 8.5 によると、ロータ回転数が 13000~14000 rpm、図 8.7 によると、ロータ回転数が 14000~16000 rpm の範囲に糸の伸びの極大値があり、それを過ぎると糸の強さと同じようにロータ回転数の増加にともなって低下する。そして繊維供給量の多い場合(□印)には、この実験範囲ですでに極大値をすぎている。

ロータ回転数が増加すると、糸の単位長さ当たりに加えられる撚数が増加し、その値が最適値に達するまで糸の強さは増加するが、最適値を過ぎると逆に糸の強さが低下することを図 8.4、8.6 は示している。これは伸びについても同様である。

前述のように、リング精紡法ではフロントローラより送り出された繊維束は、その一端がフロントローラで確実に持され、かつへんべい化した状態で撚がかけられる⁵⁷⁾。したがって加撚時の繊維の移動は拘束され、リング精紡糸はちようどテープを撚ったような構造となる。これに対してオープンエンド精紡法ではロータ集束面に堆積した繊維束が糸に撚込まれつつ糸を形成する。したがって加撚中の繊維束の端を保持するものは繊維束とロータ集束面との摩擦ならびに繊維間の摩擦だけであり、繊維の移動を拘束する力はきわめて小さい。したがって加撚中の繊維はより安定な状態をとろうとして移動しやすくなる。その結果、極端な場合には多層構造となり、外層の繊維はつねに外層に、中心部の繊維はつねに中心に存在し、かつ内外層の撚数は異なったものとなる。さらにオープンエンド精紡糸とリング精紡糸の構造を異ならしめる繊維群がある。すなわち、加撚されつつある繊維束に繊維供給管より直接に吹付けられ、巻き付く繊維である。この繊維は紡出糸本体にほとんど撚込まれず、その最外層に細かいピッチで巻き付き、糸の外観を悪くする。

糸の強伸度特性について、繊維供給速度が増加すれば、極大値を示すロータ回転数、つまり最適撚数の値が増加している。これはロータ内に流入

する繊維本数が増加（糸断面中の繊維本数が増加）すると、それに最適燃を加えるためにはロータの回転数を増加させる必要があることを示している。

8.3.2 繊維供給速度の影響

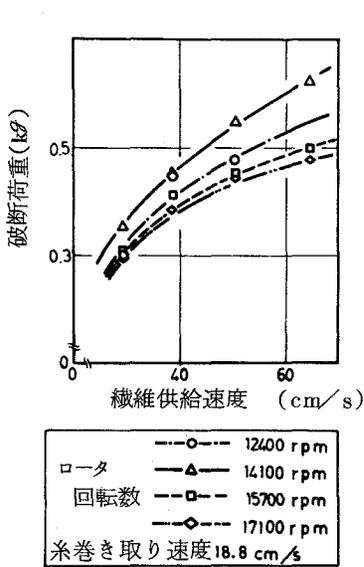


図 8.8 繊維供給速度と糸の強さとの関係

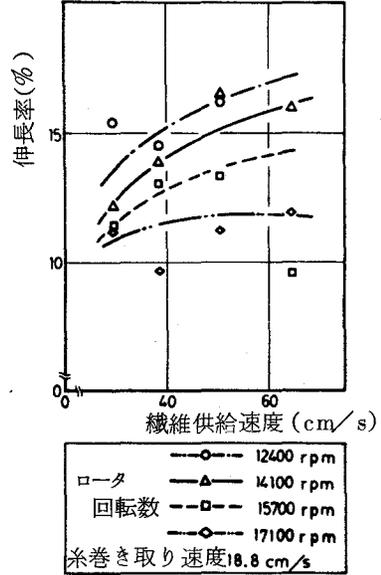


図 8.9 繊維供給速度と糸の伸びとの関係

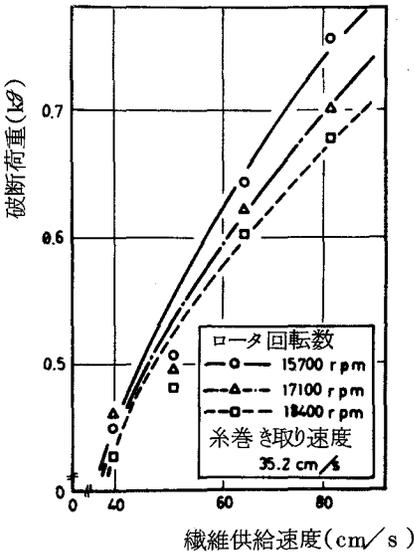


図 8.10 繊維供給速度と糸の強さとの関係

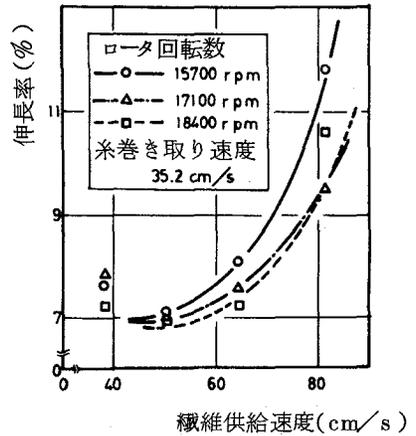


図 8.11 繊維供給速度と糸の伸びとの関係

繊維供給速度を変化させて糸を紡出し、紡出糸の強伸度特性についてまとめたものが図 8.8、8.9、8.10、8.11 である。

図 8.8、8.10 によれば、繊維供給速度（フロントローラの表面速度）の増加にともない糸の強さは増加する。また図 8.9、8.11 によれば、繊維供給速度の増加にともない糸の伸びは増加する。

繊維供給速度は繊維供給量に比例するので、繊維供給速度を増加させれば、糸巻取り速度を一定とすると糸を構成する繊維の量を増加させることになり、糸の断面繊維本数が増加するので糸の強さが大きくなる。糸の伸びは繊維供給速度の増加にともなって増加する傾向を示すが、繊維供給速度の値によって最大伸びを示すロータ回転数が変化する。

8.3.3 糸巻取り速度の影響

糸巻取り速度は糸の撚数に関係し（8.4式）、巻取り速度が増加すれば糸の撚数は減少する。また糸巻取り速度が増加すれば糸の断面繊維本数が減少するので糸の強さは小さくなる。糸巻取り速度を変化させて紡出した糸の強伸度特性を図 8.12、8.13 に示す。

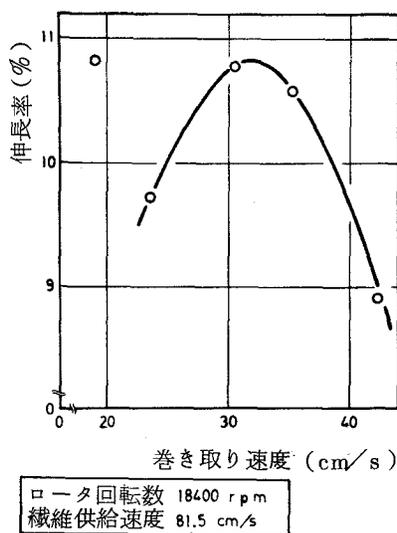
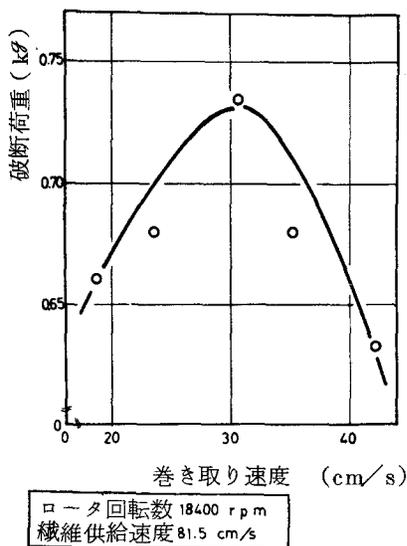


図 8.12 糸巻取り速度と糸の強さとの関係

図 8.13 糸巻取り速度と糸の伸びとの関係

繊維供給速度 8.15 cm/s 、ロータ回転数 18400 rpm の場合には、糸巻取り速度が 30 cm/s の付近で強さ伸びとともに極大値を示すが、この現象の原因はロータ回転数の影響のところで述べたように、オープンエンド精紡糸の最適撚数が上記の条件の場合には糸巻取り速度 30 cm/s の付近に存在するためである。

8.4 オープンエンド精紡糸の内部構造

8.4.1 ロータ回転数の影響

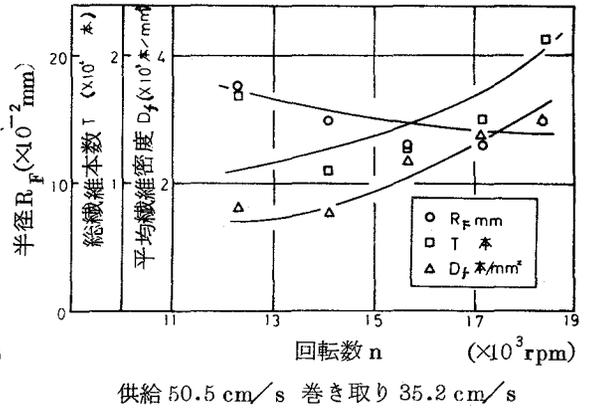
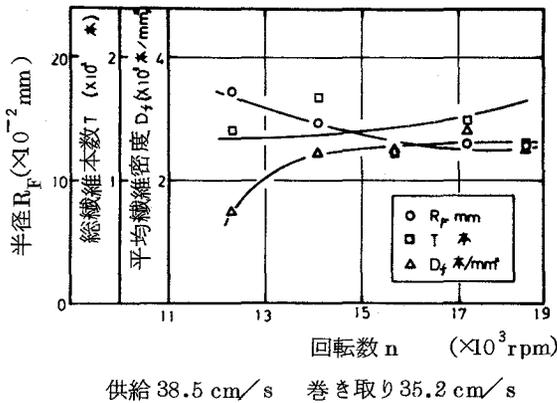


図8.14 ロータ回転数による糸断面ファクタの変化(I) 図8.15 ロータ回転数による糸断面ファクタの変化(II)

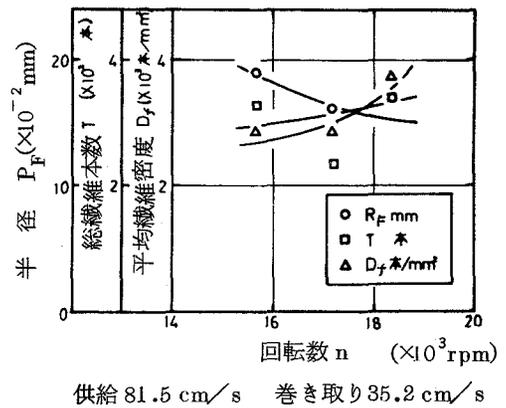
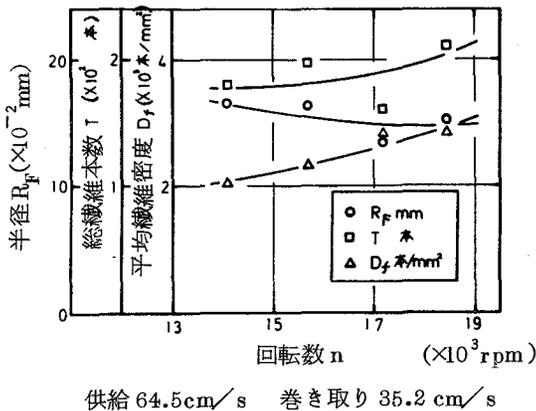


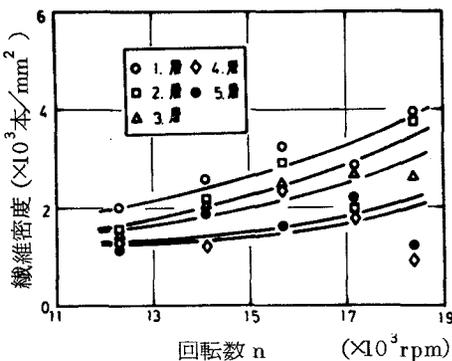
図8.16 ロータ回転数による糸断面ファクタの変化(III) 図8.17 ロータ回転数による糸断面ファクタの変化(IV)

オープンエンド精紡糸の構造に影響を及ぼす要因はいろいろあるが、オープンエンド精紡法の特徴である、ロータ内に繊維を再集束させて加燃するという面からみると、ロータ回転数の影響が大きい。

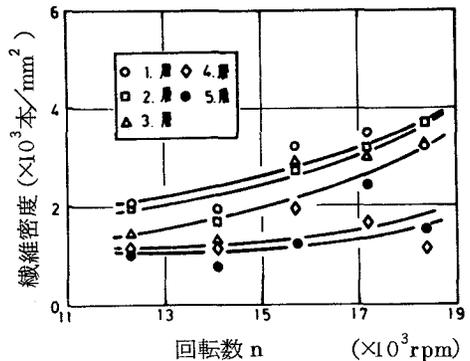
ここでは、オープンエンド精紡糸の構造に及ぼすロータ回転数の影響を調べるため、ロータ回転数を変化させ糸を紡出し、紡出糸の断面繊維の分布および糸軸方向の繊維の転移について観察した。断面形状の観察に関しては、各条件で撮影した断面写真をもとにして、半径 R_f (mm)、総繊維本数 T (本)、および平均繊維密度 D_f (本/mm²) を計算した。図 8.14、8.15、8.16、8.17 はその結果を示す。

図 8.14、8.15、8.16、8.17 において、ロータ回転数の増加にともない半径は小さくなる。これは回転数の増加にともない、単位長さ当たりの燃数が増加し、繊維束を構成する各繊維のらせん角度が大きくなり、外側から内部を締めつけることにより半径が減少することによる。

平均繊維密度はロータ回転数の増加にともない増加する。これは繊維供給速度と糸巻取り速度が一定（糸断面繊維本数が一定）で半径が小さくなるのであるから当然である。

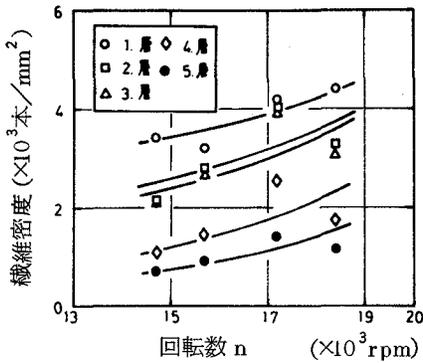


供給 38.5 cm/s 巻き取り 35.2 cm/s

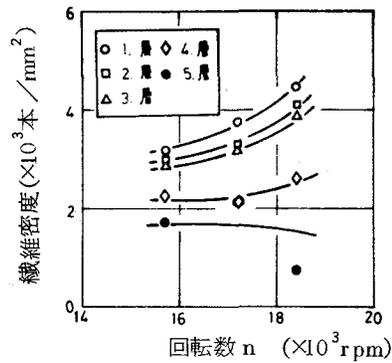


供給 50.5 cm/s 巻き取り 35.2 cm/s

図 8.18 ロータ回転数による糸断面各層の変化(I) 図 8.19 ロータ回転数による糸断面各層の変化(II)



供給 64.5 cm/s 巻き取り 35.2 cm/s



供給 81.5 cm/s 巻き取り 35.2 cm/s

図8.20 ロータ回転数による糸断面各層の変化(Ⅲ) 図8.21 ロータ回転数による糸断面各層の変化(Ⅳ)

つぎに糸断面内の繊維の分布状態を調べるために、糸断面を等面積の5層(最外層より5層、4層と名付け中心部は1層となる)に分割し、各層の繊維密度を計算した。

図 8.18、8.19、8.20、8.21はその結果を示す。

図 8.18、8.19、8.20、8.21によると、オープンエンド精紡糸では糸の芯部の密度が外層に比べて大きい。そして1層、2層、および3層、4層、5層との間にははっきりとした差があり、繊維供給速度の大きい場合(図 8.21)にはロータ回転数の増加にともなう繊維密度の変化状態はまったく異なる。繊維供給速度の小さい場合(図 8.18)には糸の芯部と外層とのそういった差は少なくなる。この原因としては飛び込み繊維の量(第5章参照)が考えられる。すなわち繊維供給量が多ければそれともなって飛び込み繊維や巻付き繊維が多くなって糸の表面にも羽を生じ、外層部はロータ回転数の影響をさほど受けないためである。

オープンエンド精紡糸の構造には前述のようにロータ回転数の影響が大きいため、糸軸方向の繊維形態を調べるためトレーサ繊維追跡法を使用して構造解析をおこなった。

糸の境界より内側にある個々のトレーサ繊維を観察したが、糸の長さ方

向に沿う断面における転移繊維のらせん軌跡は、2次元平面では、糸の長さ方向に沿って振幅の変化するサインカーブの形状であると仮定して解析をおこなった。

ほぼ撚の半回転で頂点と谷間があり、トレーサ繊維各点の糸中心線からの距離 r および糸半径 R を測定し、繊維の配列を3個のパラメータによって特性づけた。

これらは Hearle⁵⁸⁾ によって発表されたものであり、ここではその方法にしたがって糸軸方向の糸構造を解析する。この場合、繊維の半径方向の位置を $(r/R)^2$ で表わす。すなわち、

a) 平均繊維位置 \bar{Y}

$Y_i = (r_i/R)^2$ であるから、平均繊維位置 \bar{Y} は次式で与えられる。

$$\bar{Y} = \sum_i Y_i / n$$

ここで n は長さ方向の観測数である。このパラメータは糸の断面における繊維の平均的な半径方向の位置を示す。これは糸の外層近くあるいは中心近くにある1本の繊維の全長にわたっての傾向を表わしている。

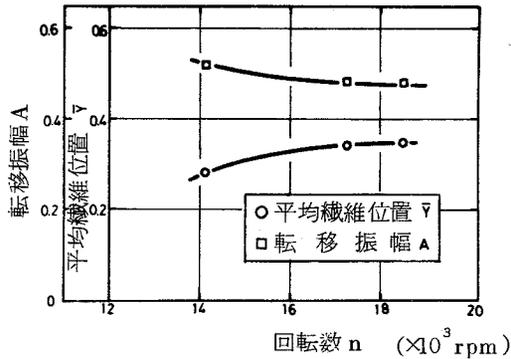
b) 転移振幅 A

$$A = \sqrt{3 D}$$

ここで $D = \left[\frac{1}{Z_n} \int_0^{Z_n} (Y - \bar{Y})^2 dz \right]^{1/2}$

図 8.2 2 はロータ回転数を変化させた場合の \bar{Y} と A の値を示す (観測数 200 個)。

図 8.2 2 によると、ロータ回転数の増加にともない \bar{Y} は 0.5 に近づき、 A は減少する。



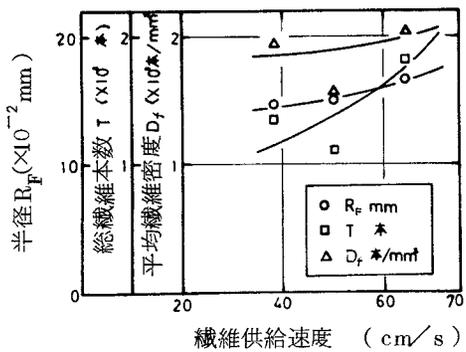
供給速度 81.5 cm/s 巻き取り速度 46.9 cm/s

図 8.2.2 ロータ回転数による平均位置および転移振幅の変化

8.4.2 繊維供給速度の影響

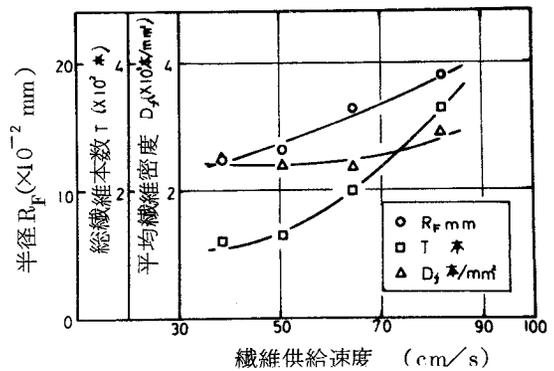
繊維供給速度を変化させ紡出した糸断面における半径、総繊維本数、平均繊維密度を計算した結果を図 8.2.3、8.2.4、8.2.5、8.2.6 に示す。これらの図によると、繊維供給速度を増加させると糸半径と総繊維本数は増加するが、ロータ回転数の小さい場合(図 2.2.3)には総繊維本数は一定の傾向を示さず、また平均繊維密度も一定の傾向を示さない。というのは空気駆動オープンエンド精紡方式ではロータの回転による排気作用によって繊維束を分離するための空気流速を得ているので、ロータ回転数の小さい場合には繊維束をじゅうぶん分離するだけの空気流速を得ることができず⁵⁹⁾、分離状態が不良のまま繊維束が集団で分離してそのまま紡出されるので、紡出糸の各断面における繊維本数が異なるためである。

図 8.2.7、8.2.8、8.2.9 は繊維供給速度を変化させて紡出した糸の断面各層の変化を示している。内層ほど外層と比べて繊維密度が大きいという傾向は他の場合の実験結果と同じであるが、やはり回転数の小さい場合には内層と外層との密度差は繊維供給速度の増加にともない大きくなる。この原因も、ロータ回転数の小さい場合には繊維束を分離するのに必要



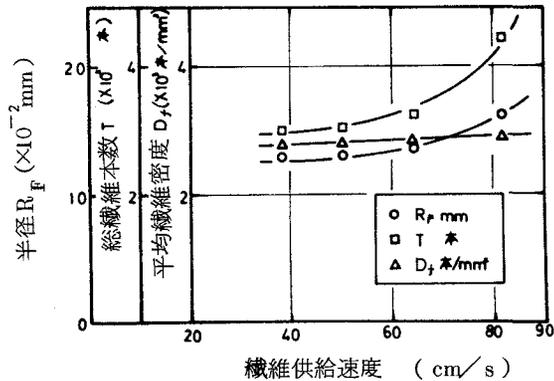
回転数 14.1×10^3 rpm 巻き取り 35.2 cm/s

図8.23 繊維供給速度による糸断面ファクタの変化(I)



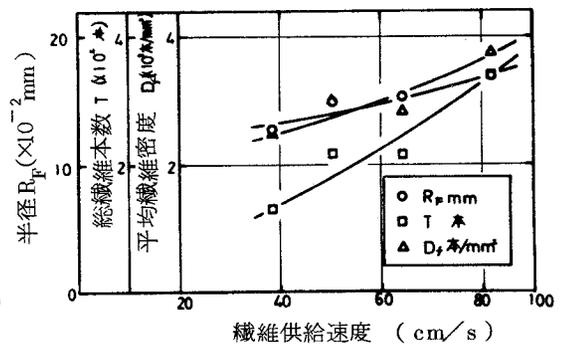
回転数 15.2×10^3 rpm 巻き取り 35.2 cm/s

図8.24 繊維供給速度による糸断面ファクタの変化(II)



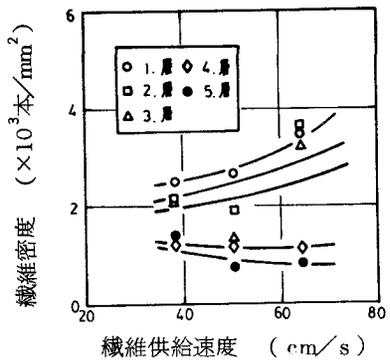
回転数 17.2×10^3 rpm 巻き取り 35.2 cm/s

図8.25 繊維供給速度による糸断面ファクタの変化(III)



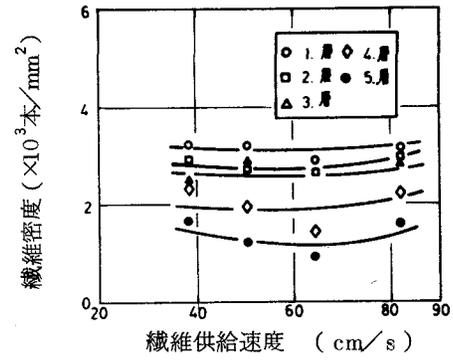
回転数 18.4×10^3 rpm 巻き取り速度 35.2 cm/s

図8.26 繊維供給速度による糸断面ファクタの変化(IV)



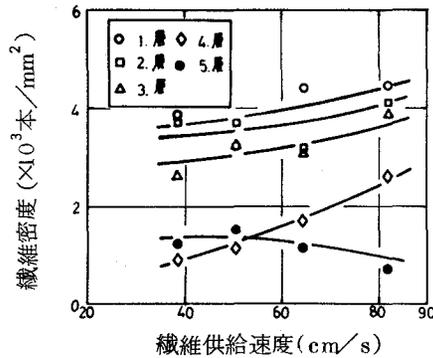
回転数 12.3×10^3 rpm 巻き取り 35.2 cm/s

図8.27 繊維供給速度による糸断面各層の変化(I)



回転数 15.7×10^3 rpm 巻き取り 35.2 cm/s

図8.28 繊維供給速度による糸断面各層の変化(II)



回転数 18.4×10^3 rpm 巻き取り 35.2 cm/s

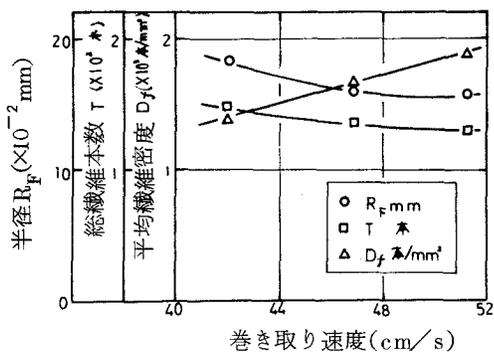
図8.29 繊維供給速度による糸断面各層の変化(Ⅲ)

な空気流速が得られず分離状態が不良になることによる。しかも繊維供給速度の大きい場合にその傾向が顕著に現われる。

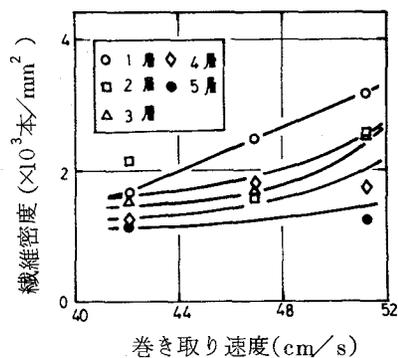
8.4.3 糸巻き取り速度の影響

図 8.3 0 は巻き取り速度を変化させて紡出した糸の半径、総繊維本数および平均繊維密度を示している。巻き取り速度の増加にともない糸半径、総繊維本数は減少し、平均繊維密度は増加している。

図 8.3 1 は糸巻き取り速度を変化させて紡出した糸の断面各層の繊維密度の変化を示している。図 8.3 1 によると、糸巻き取り速度の増加にともなう各層の繊維密度の増加割合は糸の内層において大きく、繊維供給速度が大きくなれば断面各層の密度差が大きくなる。これはロータ集束面上から繊維をすでに形成された糸へ撚込むときに低張力であるという条件のほか、高速および繊維量が多いという条件が加わるため繊維束内部の繊維のからみの状態が影響を受けるためと推測される。



回転数 15.7×10^3 rpm - 供給 81.5 cm/s



回転数 15.7×10^3 rpm 供給 81.5 cm/s

図8.30 糸巻き取り速度による糸断面フアクタの変化 図8.31 糸巻き取りによる糸断面各層の変化

8.5 結 言

オープンエンド精紡糸の特性を、断面形状観察法とトレーサ繊維追跡法とをもちいて調べた。またオープンエンド精紡糸の構造に及ぼす繊維供給速度、ロータ回転数、糸巻き取り速度の影響については、紡出糸の強伸度特性や糸断面内の繊維の分布状態などを測定することによって検討した。

得られた実験結果はつぎのとおりである。

- 1) オープンエンド精紡糸の構造に対してはロータ回転数の及ぼす影響が大きく、糸の最適撚数を与えるロータ回転数、糸巻き取り速度に設定する必要がある。とくに空気駆動オープンエンド精紡方式では、ロータ回転数の小さい場合には繊維束を分離するための空気流速をじゅうぶん発生させることができず、繊維束の分離状態が不良となり糸質に悪影響を及ぼす。
- 2) ロータ回転数が増加するにしたがい、紡出糸の半径は減少し、繊維密度が増加し、糸軸方向の平均繊維位置は 0.5 に近づき転移振幅は減少する。

- 3) 繊維供給速度が増加するにしたがい、紡出糸の半径および総繊維本数は増加するが、ロータ回転数の小さい場合には総繊維本数は一定の傾向を示さない。
- 4) 糸巻取り速度は糸の撚数と反比例する。しかしロータ回転数が繊維束分離空気流速に関係するのに対して、糸巻取り速度はロータ集束面上で繊維を糸に撚込む状態に関係すると考えられる。

第 9 章 結 論

本論文は、オープンエンド精紡法の中で代表的な方法であるロータ式オープンエンド精紡法について、糸紡出過程中的の基本的な作用および問題点について研究したものである。

本論文では、ロータ式オープンエンド精紡における基本的な作用、すなわち繊維束の分離輸送、分離された繊維の集束、集束した繊維の加撚および糸形成について、各作用の解明を試み、さらにオープンエンド精紡法の高速化をはかるため、空気軸受および空気駆動方式によるオープンエンド精紡方式を開発した。

つぎに本研究によって得られた結果を要約して示す。

- 1) 撚のない繊維束を引張った場合の荷重伸長曲線をつぎの2つの仮定を用いて導いた。仮定1としては、試長間の繊維束が試長のそれぞれ一方の端線では持されている2つの繊維群とどちらの両端にもは持されていない繊維群（浮遊繊維群）とによって構成されていると考え、仮定2としては、試長間の繊維束が、それぞれ一方の端線では持されている繊維群と各端には持されている繊維群と行動をとともにする2つの浮遊繊維群とによって構成されていると考えた。

これら2つの仮定について、引張りに対する抵抗力は繊維相互の摩擦力のみであり、繊維束は繊維の滑脱によって分離するとして、各仮定の場合の荷重伸長曲線を導いた。その結果、仮定2の場合にはつかみ間隔（試長）を変化させても荷重伸長の理論曲線に変化がなかった。また繊維長の荷重伸長理論曲線に及ぼす影響は仮定2の場合に比べて仮定1の場合の方が大きかった。

つぎに実験により繊維束の荷重伸長曲線を求めて、各仮定の場合の

荷重伸長理論曲線と比較した。その結果、繊維長に対するつかみ間隔の比が小さい範囲（1.04～1.48）では、理論による荷重伸長曲線に比べて実験による荷重伸長曲線の値は小さく、その比が大きくなると（1.57以上）、理論による荷重伸長曲線と実験による荷重伸長曲線とは近づいてくることがわかった。また仮定1の場合の荷重伸長理論曲線は仮定2の場合に比べて実験による荷重伸長曲線に近いことがわかった。

- 2) 繊維束の長さ方向に沿って流れる空気流の中で燃のない繊維束を引張ったときの繊維束の引張り強さを表わす式を、繊維相互の摩擦力をもとにして導き実験値と比較した。その場合、気流中における繊維束の内部へ気流が入り込むことによって繊維相互の接触状態が低下すると考えられるので、その接触状態の低下率を示す係数（静止空気中での繊維束の接触状態を1で表わす）を導入した。その結果、係数の値が0.85～1.0の範囲で実験値とかなりの一致をみた⁶⁰⁾。

つぎに、実験により気流中における繊維束の引張り強さに及ぼす気流速度および引張り速度の影響を調べた。その結果、気流中の繊維束の引張り強さは気流速度の増加につれて小さくなり、繊維束の伸度も減少した。また引張り速度の影響は、引張り速度の小さい範囲（0～100 mm/min）では静止空気中に比べて気流中における方が大きかった。

- 3) オープンエンド精紡における繊維束の分離状態をは握するための評価値として、a)分離繊維集団の大きさ（平均値、分散値）、b)分離時間間隔のばらつき、c)分離繊維量の時間的変動の3つを考え⁶¹⁾、高速気流による繊維束の分離状態に影響すると思われる要因について調べた。その結果、風速は繊維束の分離状態にもっとも大きな影響を及ぼし、風速が30 m/sまではその影響がとくに大きく、風速が低いところ(10 m/s)では、周期的集団分離が発生することがわかった。

またフロントローラの回転数が小さいほど、すなわち単位時間あたりの繊維供給量が少ないほど繊維束の分離状態は良好であったが、風速が 30 m/s では、フロントローラ回転数の繊維束分離状態に及ぼす影響はなかった。さらに周期的集団分離量が多ければ、周期的集団分離量の全分離量に対する割合を示す値が大きくなり、この値は繊維束の分離状態を示す1つの尺度として有効であった。また分離時間間隔の周期性については相関器を使用して調べたが、その結果、繊維束はほぼランダムに分離されていた。

- 4) ロータ内の繊維および糸の状態を観察するために写真撮影をおこない、また糸形成点の動きを調べるために供給スライバ中に小数の染色したトレサ繊維を埋め込んで紡出し、紡出糸中のトレサ繊維の方向を調べた。その結果、ロータ内で糸形成点はロータよりも速く回転している場合が多いことがわかった。

紡出時の糸張力については、遠心力、糸と下部壁面との摩擦力および糸と糸引出し管との摩擦力を考慮して紡出張力を導き実験値と比較した。その結果、ロータ回転数が小さい範囲 (20000 rpm 以下) では理論値と実験値と比較的よく一致しているが、ロータ回転数が 20000 rpm をこえると理論値は実験値よりも小さくなった。また紡出張力は糸の線密度に比例し、ロータ回転数の2乗に比例する。

- 5) ロータの高速化をはかるために、ロータ下部の円錐面上にみぞのある下部フルーティング方式と、ロータ上部の円筒面上にみぞのある上部フルーティング方式の2種類の駆動方式による高速回転装置を試作し、高速回転に影響すると考えられる要因を変化させて実験した。その結果、上部フルーティング方式は下部フルーティング方式と比べて回転の状態が不安定であり、オープンエンド精紡法の駆動機構として適していないことがわかった⁶²⁾。また駆動圧力を増加させるとロータ回転数は増加するが、空気ジェットの駆動効率が低いために駆動圧をむやみに (5 kg/cm^2 以上) 増加させ

るのは動力の損失となることがわかった。

さらにロータの幾何学的形状の高速回転への影響を調べるため、ロータ・コーン角、フルーティング数、フルーティング角、フルーティングの深さを変えて実験した。その結果、ロータ・コーン角は、ステータ・コーン角を 9.2° に固定した場合、上部フルーティング方式では 10.8° 、下部フルーティング方式では 10.2° が最適であった。フルーティング数は、上部フルーティング方式では40個、下部フルーティング方式では20個程度が最適であった⁶³⁾。フルーティング角は駆動ジェットの効率に関係し、上部フルーティング方式では 4.5° 、下部フルーティング方式では 2.5° が最適であった。またフルーティングの深さは1mm程度が最適であった。

- 6) 下部フルーティング空気駆動方式をオープンエンド精紡法の駆動機構として適用するために、まず空気放出口の付いた紡糸ロータを製作し、フロントローラから送り出される繊維束を分離するのにじゅうぶんな空気流速が得られるかどうかを調べた。その結果、この方法で繊維束を分離するのにじゅうぶんな空気流速(30m/s)を得ることができた。

また繊維束を分離する空気流速を増加させるために、空気放出口数を増加させたが、その結果、ロータの回転数は低下したので、空気放出口数は繊維束を分離するのにじゅうぶんな空気流速が得られる最小の数(本実験装置では8個)にしなければならない。

つぎに支持空気流量のロータ回転数に及ぼす影響を調べるため、総空気流量を一定にし支持空気流量を変えて実験した。その結果、支持空気流量が増加するとロータの回転数は低下し、支持空気流量が $0.038\text{m}^3/\text{min}$ 以下になるとロータの回転状態が不安定になった。それで支持空気流量を減らしてもロータの回転状態が不安定にならないようにするため、ロータとステータとの間に空気を吹き込む作用をする下部空気口

をロータに設け、下部空気口のあるロータと下部空気口のないロータについて支持空気流量を変化させてロータ回転数を調べた。その結果、下部空気口のないロータは支持空気流量が $0.038 \text{ m}^3/\text{min}$ 以下になれば回転状態が不安定になり、最高回転数も 25000 rpm であったが、下部空気口のあるロータは支持空気流量が $0.02 \text{ m}^3/\text{min}$ まで安定して回転し、最高回転数も 28000 rpm に増加した。したがって下部空気口を設けると支持空気流量を少なくすることができ、ロータ回転数も増加することがわかった。

- 7) オープンエンド精紡糸の内部構造を調べるために、断面形状の観察と、紡出スライブ中に小数の染色したトレーサ繊維を埋め込んで紡出し、紡出糸中のトレーサ繊維の形状を観察する方法を用いた。また繊維供給速度、ロータ回転数および糸巻取り速度のオープンエンド精紡糸の内部構造に及ぼす影響について調べた。その結果、ロータ回転数が増加すれば、紡出糸の半径は減少し、繊維密度は増加することが確かめられた。また繊維供給量が多い場合には、糸断面各層の繊維密度はロータ回転数の増加にともない異なる割合で増加したが、繊維供給量が少ない場合にはほぼ同じように増加する傾向を示すことがわかった。さらにロータ回転数が増加するにつれて糸軸方向の平均繊維位置は 0.5 に近づき、転移振幅は減少するという結果を得た。また繊維供給量が増加するにつれて、糸半径および糸の断面繊維本数は増加するが、ロータ回転数の小さい場合には、糸断面繊維本数は一定の傾向を示さず変動した。糸巻取り速度の増加にともない糸半径および断面繊維本数は減少し、平均繊維密度は増加した。

オープンエンド精紡糸の強伸度特性について、ロータ回転数、繊維供給速度、糸巻取り速度をかえて実験した。その結果、糸に最適撚を与える値（供給繊維量によってかわる）にロータ回転数および糸巻取り速度を設定するのがオープンエンド精紡糸の強伸度特性に関しては重要であることがわかった。

参 考 文 献

1. Berthelsen, Dänemark, BP. 447259 (1937)
2. 堀川著、纖維便覧加工編、 p 71 ~ 80
3. Smith, The Textile Institute, I, No 2 (1969)
4. Lünenschloß, Chemiefasern, 24, 355 (1974)
5. McBain, J. American. Chemical. Soc., 57, 2631 (1935)
6. Kawabata, J. Text. Inst., 63, 150 (1972)
7. 宇野, 塩見, 纖維機械学会論文集, 21, T275 (1968)
8. Lange, Textil. Tech., 22, 151 (1972)
9. Lange, Textil. Tech., 25, 285 (1975)
10. Lünenschloß, Melliand Textilberichte, 54, 570 (1973)
11. Lünenschloß, Chemiefasern, 24, 478 (1974)
12. Ripka, Textil. Tech., 24, 341 (1974)
13. 宇野, 塩見, オープンエンド紡績, 理工新社 (1970)
14. Sevostyanov, Tech. Text. Ind. USSR, 41, 4 (1971)
15. Krause, Melliand. Textilberichte, 52, 497 (1971)
16. Ripka, 海外纖維技術文献集, 17, 744 (1967)
17. Lord, Textil. Res. J., 41, 178 (1971)
18. Grosberg, J. Text. Inst., 66, 228 (1975)
19. 清水, 纖維工学, 20, 845 (1967)
20. Henriot, Hugunard, Comptes. Rend. Acad., 180, 1389
(1925)
21. Cox, J. Text. Inst., 43, T87 (1952)
22. Taylor, J. Text. Inst., 46, T59 (1955)
23. 木下, 滝沢, 纖維学会誌, 16, T100 (1960)

24. Peirce, J. Text. Inst., 17, T355 (1926)
25. ドラフト研究会編, ドラフトの理論と実際, p99~100
日本繊維機械学会, 1958
26. 樋口, 勝, 繊維機械学会誌, 13, 771 (1960)
27. 鈴木, 小林, 繊維工学, 20, 845 (1967)
28. 堀川, 中村, 繊維機械学会論文集, 23, T24 (1970)
29. Grosberg, J. Text. Inst., 57, T15 (1966)
30. Anderson, Cox, Hardy, J. Text. Inst., 43, T362 (1952)
31. Burte, Textile. Res. J., 23, 469 (1953)
32. 堀川著, 基礎繊維工学1, p157, 1965
33. ドラフト研究会編, ドラフトの理論と実際, p245~246
日本繊維機械学会, 1958
34. 福多, 繊維工学, 20, 856 (1967)
35. 樋口, 笠原, 繊維機械学会誌, 15, 334 (1962)
36. 宇野, 塩見, 繊維機械学会論文集, 21, T247 (1968)
37. Ripka, Textil. 23, 165 (1968)
38. Ripka, Symposium on OE spinning, Prague, p1 (1967)
39. Krause, Textil. Res. J., 41, 101 (1971)
40. Pillay, Textil. Res. J., 45, 366 (1975)
41. Edberg, 海外繊維技術文献集, 17, 789 (1967)
42. Shepherd, Collection papers, Sirtec, p301 (1969)
43. Beams, Rev. Scient. Instr., 1, 667 (1930)
44. Beams, Phy. Rev., 47, 336 (1935)
45. Pickels, Rev. Scient. Instr., 9, 358 (1938)
46. 片山, 北島, ティモシエンコ材料力学, P351, コロナ社, 1939
47. Garman, Rev. Scient. Instr., 4, 450 (1933)
48. 堀川, 矢井田, 清水, 杉浦, 繊維機械学会論文集, 28, T108

(1975)

49. 高野著，流体力学1， p29 ~ 31，岩波書店， 1973
50. 堀川，矢井田，村本，纖維機械学会論文集， 28， T51 (1975)
51. Frey, Textil. Praxis, 29, 160 (1974)
52. Nutter, Text. Ind., 135, 59 (1971)
53. Sultan, J. Text. Inst., 65, 194 (1974)
54. Kašpárek, 纖維工学， 20, 598 (1967)
55. Wearle, J. Text. Inst., 63, 605 (1972)
56. Locher, 海外纖維技術文献集， 19, 1 (1969)
57. 田畑，須佐見，纖維工学， 21, 736 (1968)
58. Hearle, J. Text. Inst., 63, 605 (1972)
59. 堀川，矢井田，森，吉野，纖維機械学会論文集， 29, T86 (1976)
60. 堀川，矢井田，伊丹，纖維機械学会論文集， 28, T68 (1975)
61. Horikawa, Yaida, J. Text. Mach. Soc. Japan. 22, 7
(1976)
62. Horikawa, Yaida, J. Text. Mach. Soc. Japan 22, 81
(1976)
63. Yaida, Horikawa, Tech. Report. Osaka. University 26,
575 (1976)

- A : 転移振幅
a_f : 破断伸度
a_g : 滑脱伸度
B : マノメータの水頭
C : 支持空気流量
C_f : 摩擦抵抗係数
D : ドラフトローラのドラフト比
D_a : 摩擦抵抗
D_c : 精紡システム全体のドラフト比
D_f : 平均繊維密度
D_l : 滑壁の出発点
d : フルーティングの深さ
d' : 空げき率
d_F : 繊維束の直径
d_R : ロータ集束面の直径
d_P : 繊維束分離管径
E : 糸の番手
F : 繊維束の引張り強さ
F_a : 気流中における繊維束の引張り強さ
F_{max} : 繊維束の最大引張り強さ
f(x) : 繊維束の本数分布曲線
f_A(x) : 繊維群の本数分布曲線
f_B(x) : 繊維群の本数分布曲線
f_F(x) : 浮遊繊維群の本数分布曲線
f_{FA}(x) : 繊維群の本数分布曲線

- $f_{FB}(x)$: 繊維群の本数分布曲線
 f_d : 繊維の単位長さ当たりの動摩擦力
 f_s : 繊維の単位長さ当たりの静摩擦力
 g : 重力加速度
 H : ノズルの水平角
 h : フロントローラと分離管先端との間隔
 I : 円錐形滑壁の足
 k : 繊維重心の滑壁上の軌道
 k_a : 気流による繊維束内部の接触状態の低下を表わす係数
 L : 試長
 l : 繊維長
 l_0 : 最大繊維長
 M : 座標 (φ, r) で与えられる繊維重心の位置
 N : フルーティング数
 n : フロントローラの回転数
 n_{max} : ロータの最高回転数
 n_0 : 断面繊維本数
 n_k : ロータの回転数
 n_p : ロータ内での糸端の回転数
 P : パルス振幅
 P_1 : ノズル上流の圧力
 P_2 : ノズル下流の圧力
 P_N : ノズルの垂直角
 P_t : 単位時間当たりの分離繊維量
 Q : オリフィス流量
 R : ロータ最大半径
 $R(\tau)$: 自己相関関数

- R_j : ジェットの衝突する位置のロータ半径
 R_y : 糸の半径
 r_b : ロータ下部壁面の下端の半径
 r_c : 糸引出し管の入口端の半径
 r_f : トレーサ繊維各点の糸中心軸からの距離
 S : ロータ集束面
 s : 引張り長さ
 T : 総繊維本数
 T_{max} : 最長不分離時間
 T_F : 糸の撚数
 $T_{1,2,3,4}$: 糸の張力
 t : 時間
 U : 空気ジェットの周方向速度
 U_2 : ジェットの速度
 V : ロータの周速度
 V_1 : 気体の比容積
 V_c : 円錐形滑壁の頂点
 V_G : 繊維重心の速度
 V_r : 繊維重心の滑壁の長さ方向の速度
 V_φ : 繊維重心の周速度
 v_a : 気流速度
 v_f : 繊維の飛行速度
 v_k : 糸形成点の速度
 v_o : 繊維の供給速度
 v_r : 糸の引出し速度
 W_a : 最大荷重までの変形仕事量
 w' : 駆動ジェットの有効成分

\bar{Y}	平均繊維位置
z	糸中の繊維に沿っての距離
α	ロータのコーン角
α_a	流量係数
α_c	滑壁の傾斜角
α_P	全分離量に対する周期的集団分離量の割合
α_r	滑壁上の繊維重心の長さ方向の加速度
β_1	上部フルーティング方式におけるフルーティング角
β_2	下部フルーティング方式におけるフルーティング角
β_c	滑壁上の繊維重心の運動方向の角度
γ	ロータ材質の比重量
γ_a	空気の比重量
γ_F	繊維束の比重量
γ_f	繊維の比重量
η	糸の撚縮み係数
θ	ロータ下部壁面の角度
θ_v	角度偏差
κ	断熱指数
μ	ポアソン比
μ_f	繊維と壁面との摩擦係数
μ_P	分離繊維集団の大きさの平均値
μ_t	分離繊維量の時間的的平均値
ρ	糸の線密度
ρ_a	空気の密度
σ_a	許容応力
σ_{max}	最大応力
σ_P	分離繊維集団の大きさの分散値

- σ_t : 分離纖維量の時間的変動値
 τ : 自己相関のシフト
 φ_k : 頂角 $2\alpha_c$ の円錐壁を展開したときの中心角
 ω_k : ロータの角速度
 ω_p : 糸形成点の相対角速度
 ω_u : 糸端の速度

謝 辞

本研究は、大阪大学工学部機械工学教室において行なわれたものである。本研究を遂行するにあたり、終始御懇篤なる御指導と御鞭撻を賜った大阪大学 堀川明教授、ならびに御校閲いただいた大阪大学 浜田実教授、森川敬信教授、吉川暉教授に厚く御礼申し上げます。

また、しばしば有益な御助言を賜りました大阪大学 中村喜代次助手、山田国広助手をはじめとする堀川研究室一同の方々に深く感謝いたします。

さらに本研究を行なうにあたり実験に協力くださった当時大阪大学工学部の学生であった、伊丹正夫、清水俊行、杉浦典之、森教安、村本久雄、吉野正器、渡辺公明、浦野雅司、北本雅人、浜田徹、長門尚和、狭間祐二の諸氏に感謝いたします。