②

自動脱穀機の脱粒機構の解析

1992

梅田幹雄

目　次

第１章　はじめに

収穫作業は耕うん作業と並んで大きな労力と経費を必要とするため，欧米においては早くから機械化が進められ，コンバインが開発されてきた．また，脱穀に関する研究も古くから行われてきた[1-3]．コンバインは自走式のプロセスマシン[31]といわれるように，刈り取り，脱穀，選別および搬送と多数の作業を同時に行うため，脱穀部の研究と並行して，各部の負荷バランスをとるための制御や，傾斜地での姿勢制御など自動制御の研究も早くから行われてきた[7]．脱穀方式についても各種検討された[4]．しかし，普通コンバインとしては，直流脱穀シリンダと大型のストローラックを備えた機械が主流であった．近年になって処理能力の向上から新しい脱穀選別機構が普及してきた[5,15,40]．自動制御についても負荷のみでなく穀粒損失を最小とすることを目的とした方式[11]が試みられ，現在でも緩やかではあるが進歩している．

わが国おいては，収穫対象が穀稈の剛性の低い，脱粒難の稲であるため，独自の穂先供給式の回転脱穀機[16]が発達した．この脱穀機は人力用の足踏み式脱穀機[16]から動力脱穀機[16]，自動脱穀機（以下自脱という）と発展し，多くの改良が加えられた．脱穀機の研究としては１９５０年代半ばから開始され動力脱穀機の受網下の脱穀物分布の研究[54-57]，および９００コマ／秒の高速度撮影による脱穀過程の研究などが報告されている[58]．１９６０年代には，脱穀部に自脱を搭載したわが国独自の自脱コンバインが開発され，同時期に開発された歪ゲージを用いて，コンバイン各部の所要動力の計測による負荷解析が行われ[17,29]，実機による性能試験を中心とする研究が実施された[8,9]．自脱コンバインの自動制御に関する研究も１９７０年代はじめから開始され[31,32]，１９７０年代半ばには電子制御を取り入れた適応制御の研究が行われ[25-27]実用期に入った[65]．１９８０年代にはマイクロコンピュータを使用した制御装置が搭載されるようになった[52]．

自脱以外の脱穀機の研究としては，穂刈式小型コンバイン[70,71]，コーン型スレシャー[44,45]，複胴による懸垂脱穀[37]，立毛脱穀の研究[35]が行われた．しかし，水稲には自脱が最も適しており，これらの脱穀機は広く普及するまでには至っていない．これまで，わが国で脱穀機といえば自脱であったが，水稲の減反政策のため，

麦，大豆の相対的比重が高まり，麦，大豆といった米以外の作物への適応性およびコンバインの大型化に対応するため，生物系特定産業技術研究推進機構でスクリュ型脱穀機が研究され[18-22]，農機メーカで生産が開始された．普通コンバインの軸流型の普及と同様わが国でも，自脱に変わる脱穀機が緩やかではあるが普及しつつある．このように，多くの研究が行われた結果，穀物用脱穀の研究は終了したと考えられたのか，農業機械学会誌においては，１９８６年の李の報告[45]を最後にここ数年研究報告がなされていない．

一方，自脱コンバインの自動制御系の解析の研究について[65]，脱穀機の脱粒機構を考えると，エンジンの調速や油圧回路の解析については，実用上十分な理論式が使用されているが，脱穀部については１次遅れ系で近似されているだけで不十分である．これは，エンジンの調速や油圧回路については，たとえば文献[62,63,66]のような教科書あるいは教科書的文献が存在するのに対して，自脱の負荷特性については力学的考察を行った研究が少なかったためではないかと考えられる．現在の機械設計は電子制御やインテリジェント化を前提として，これらが適切に機能するように行われるべきであり，電子制御がうまく機能するためには，対象システムのモデリングと理論解析が不可欠である．しかし，自脱の脱粒機構については現在でも不明な点が多く[30]，制御対象としての理論解析は十分とはいえない．

本研究は，電子制御を前提としたコンバインの脱穀部の設計を行うことを最終目標として，脱粒機構の解析を行ったものである．

脱粒機構の解析の対象として自脱を取り上げた理由の一つは，堀端の論説[13]である．一部を引用すると，”・・・．現在，技術革新のトリガーとして新素材・エレクトロニクス等が中心技術であることは今更言うまでもない．と言ってこれらの技術が脱穀機の基本機能を改変するには至っていない．脱穀方式やフィードチェーンによる搬送方式といった古典的技術も，コンバインとなってからも余り変わっていない部分である．が，数ある収穫機の中で省エネルギの見地からは，自脱型が絶対的強みを持っていることは論を待たない．この強みを生かし，新しいトリガー技術によって，更にエネルギー効率の向上が，小型化が，軽量化が計れないものだろうか．・・・・・”． 脱穀機の設計を考える場合，日本では稲の収穫を第一に考える必要がある．茎，穂軸および枝梗の剛性が低く，脱粒難の稲の脱穀では，品質および消費動力の両面から，現状の穂先供給式が最も有利と考えられる．

２番目の理由は，脱穀機のような現象の複雑な機械の解析を行う場合，機械としての完成度が高く，なぜこのような構造となっているのか，これまでの報告結果はなにを意味しているのか等の解釈を通じて，研究を行える有利さがある．自脱は足踏み式脱穀機の出現以来，これまで多くの改善がなされ高性能化が計られてきたが，基本構造はほとんど変わっておらず，多くの技術や経験が集積されていて[72]，研究報告も多い．したがって，自脱を使用して稲の脱粒機構の解析を行うことにした．

自脱の負荷変動の特徴は，稲がフィードチェーンによってこぎ室内を数秒間にわたって通過しながら，脱穀作用を受けることである．このため，こぎ胴軸トルクはこぎ室内の稲の脱穀抵抗トルクの累積されたものとなり，供給量の変動に対するこぎ胴軸トルクは履歴現象となる[38]．この点が短時間に脱穀部を通過する普通コンバインと異なる．また，こぎ歯と穀粒の衝突時の姿勢，衝突確率およびフィードバック作用も普通コンバインと異なる．このため，自脱の脱粒機構の解析には上記の現象を考慮して，こぎ室内でのこぎ歯と穀粒の衝突時の姿勢の考察を行うための稲の運動解析，運動解析を行うための稲の振動特性の解析，穀粒の受ける力積と脱粒の関係，および，こぎ歯と穀粒の衝突確率を解析することが必要である．次に，これらの解析結果をパラメータとして考慮した負荷変動のダイナミクスを状態方程式に記述する必要がある．

本研究は，稲の振動特性，こぎ室内での稲の運動，こぎ歯と穀粒の衝突時の姿勢，穀粒の受ける力積と脱粒の関係，脱粒確率過程，および，負荷変動のダイナミクスを理論的にを明らかにした．次に，脱粒性や剛性が異なる日本晴，アケボノおよび密陽23の茎，穂軸および枝梗の曲げ剛性と質量，脱粒力（穀粒を小枝梗から分離するのに必要な引張力），枝梗の等価ばね定数の解析に必要な稲の物理特性を実測を行い，これらの結果を用いて，２種類の模型実験機による実験と自脱を用いての脱粒分布および負荷計測実験により，理論と実験の両面から”自動脱穀機の稲の脱粒機構”を明らかにしたものである．

第２章　稲の振動特性の解析

２．１　茎，穂軸および枝梗の曲げ剛性

こぎ室内での稲の運動を解析するためには，まず，稲の振動特性を把握する必要がある．このためには，茎，穂軸および枝梗の曲げ剛性を求める必要があり，はじめに，曲げ剛性の解析法について述べる．

稲は，その形状から穂の先端に近づく程曲げ剛性が低下する。麦稈は外径が距離の２乗に比例して細くなるため，これによって剛性を求めた報告がある[48)]．稲も茎の外径はほぼ距離の２乗に比例して細くなるが，この方法で解析すると根元の剛性が高くなりすぎる．稲の曲がり状態を観察するとある点で等曲率となることから，本研究では剛性ＥＪが長さに比例して変化する平等強さのはりとして近似する．剛性が長さに比例して変化するはりのモデルを図２．１に示す．

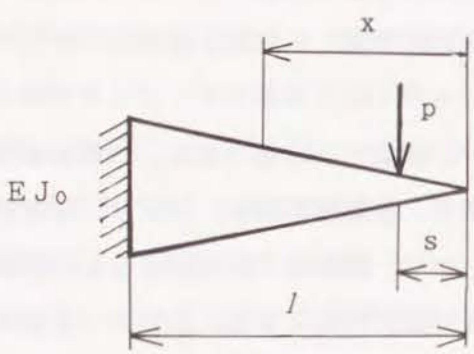


図２．１　平等強さのはり

位置ｘでの曲げ剛性ＥＪと荷重ｐに対するモーメントＭは

曲げ剛性　　：　$EJ = EJ_0 \dfrac{x}{l}$　　(2.1)

曲げモーメント：　$M = p\,(x - s)$　　(2.2)

となる．ここで，EJ_0：　根元の剛性

x　：　先端からたわみを求める位置までの距離

l　：　全長

s　：　先端から荷重点までの距離

曲率は，はりの公式にしたがって

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EJ} = \frac{p\,(x-s)}{EJ_0}\,\frac{l}{x} = \frac{pl}{EJ_0}\left(1 - \frac{s}{x}\right) \tag{2.3}$$

となる．傾斜θとたわみｙは

$$\theta = \int \frac{d^2y}{dx^2}\,dx = \frac{pl}{EJ_0}\left(x - s\log|x| + C_1\right) \tag{2.4}$$

$$y = \int \theta\,dx = \frac{pl}{EJ_0}\left\{\frac{x^2}{2} - s\,(x\log|x| - x) + C_1x + C_2\right\} \tag{2.5}$$

となる．C_1，C_2は積分定数である．片持はりでは，$x = l$にて

$$\theta = 0, \quad y = 0 \tag{2.6}$$

から積分定数は

$$C_1 = -1 + s\log|l| \tag{2.7}$$

$$C_2 = -\frac{l^2}{2} - sl \tag{2.8}$$

片持はりの傾斜θとたわみｙは

$$\theta = \int \frac{d^2y}{dx^2}\,dx = \frac{pl}{EJ_0}\left(x - l - s\log\left|\frac{x}{l}\right|\right) \tag{2.9}$$

$$y = \int \theta\,dx = \frac{pl}{EJ_0}\left\{\frac{(l-x)^2}{2} - s\,x\log\left|\frac{x}{l}\right| - s\,(l - x)\right\} \tag{2.10}$$

となる．式(2.10)から試験片の荷重ｐとたわみｙの関係を求めれば，曲げ剛性EJ_0が求められる．

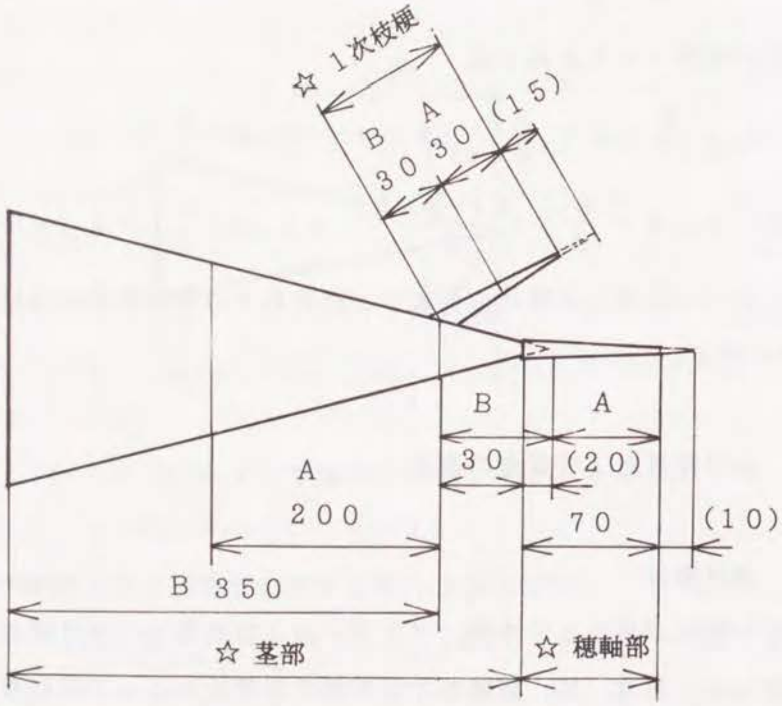
２．２　曲げ剛性および質量の測定

（１）　曲げ剛性

脱粒性や剛性が異なる日本晴，アケボノおよび密陽23の曲げ剛性と穀粒の質量の実測を行った．稲は，茎，穂軸および枝梗の各部位によって剛性が異なるため，それぞれを独立のはりとして近似する．図２．２に示す茎，穂軸および枝梗の３箇所から，図２．３に示す，Ａ，Ｂ２箇所計６種の試験片を各１０個以上切り出し，片持はりとして矢印部に荷重をかけたわみを測定した．

切り出だした６種の試験片の寸法諸元を図２．３に示す．１試料について３個以上の荷重を用意し順次増加しその後減少させ，計５点以上のそれぞれについてEJ_0を算出し，平均値をその試料の曲げ剛性とした．供試材料は応力緩和の特性があるが，すばやく測定すると荷重とたわみは比例した．しかし，荷重を減少させるとき，完全に元に回復することはなく，測定値が低くなる傾向が見られた．供試片の長さは$l-s$であり，実測結果からEJ_0を算出の際には，ｓの長さを想定する必要がある．ｓの長さにより同じ測定値を用いても，EJ_0の算出値は変化する．このため，試料Ａ，Ｂの測定値から算出したEJ_0の差，および連続点での変化が最小となるようｓを決定した．

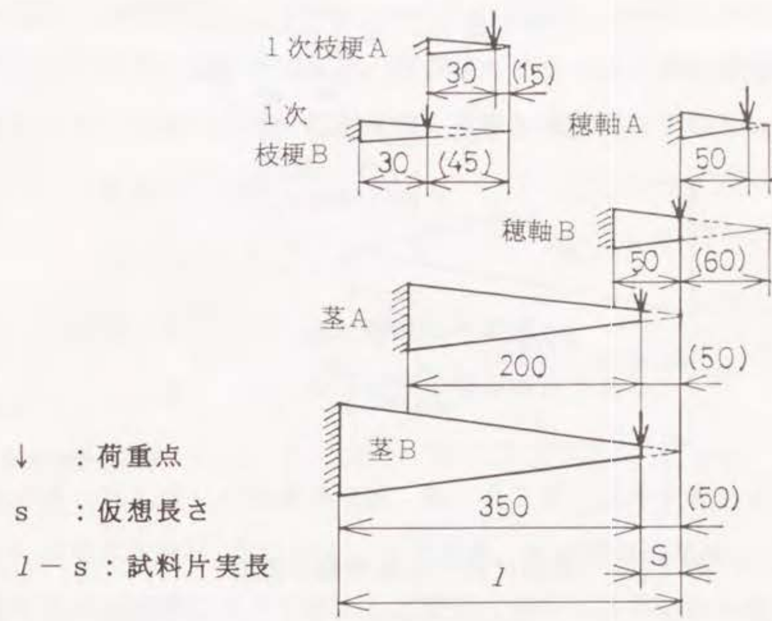
供試材料には，脱粒難品種として日本晴を，脱粒易品種としてアケボノ，および茎の剛性の違いを考慮してインディカとジャポニカの交配品種の密陽23を用いた．試料採集は，日本晴と密陽23は京都大学農学部附属京都農場，アケボノは同附属高槻農場から採集した．測定結果を表２．１に示す．



単位（ｍｍ）

☆印間を等曲率と仮定

図２．２　試料切り出だし部



単位（ｍｍ）

図２．３　試験片切り出し部位および長さ

表２．１　品種別部位別曲げ剛性実測値

曲げ剛性の単位　Ｎｍｍ^2

品種 ＼ 部位		枝梗 A	枝梗 B	穂軸 A	穂軸 B	茎 A	茎 B
切出長 $l-s$ (mm)		30	30	50	50	200	350
仮想長 s (mm)		15	45	10	60	50	50
日本晴 (73.5%)	EJ_0	1.79	2.99	36.9	199	4411	5883
	σ	0.59	1.31	16.5	46.9	1629	1551
日本晴 (19.9%)	EJ_0	2.32	3.18	47.7	159	3213	4786
	σ	0.71	1.18	18.3	46.9	1022	1876
アケボノ (73.0%)	EJ_0	2.11	3.51	177	516	3681	7536
	σ	0.91	1.10	144	160	1071	1406
密陽23 (81.1%)	EJ_0	1.89	2.92	224	--	--	24514
	σ	0.42	0.90	112	--	--	8604

品種名下の（　）内は含水率(wb)

EJ_0は平均値を，σは標準偏差を示す．

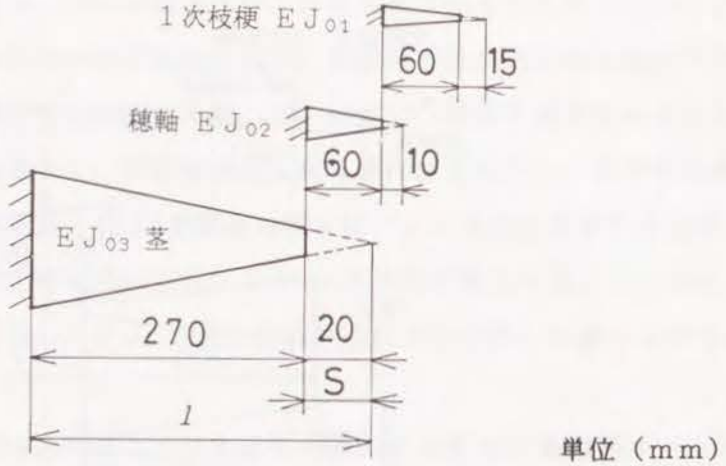


図２．４　解析に用いる標準稲の長さ

表２．２　解析時に使用する標準稲の部位別長さと曲げ剛性

曲げ剛性の単位　Ｎｍｍ^2

	部　位	枝梗	穂軸	茎
実　長	$l-$s (mm)	60	60	270
仮想長	s　(mm)	15	10	20
日本晴	平均値	3.0	49	4200
	最　大	5.6	93	6500
生材	最　小	1.7	27	3100
日本晴	平均値	3.2	64	3400
	最　大	5.5	112	6200
乾材	最　小	2.0	39	2100
アケボノ	平均値	3.5	240	5400
	最　大	5.7	620	7500
生材	最　小	2.4	44	4400
密陽23	平均値	2.9	300	17000
	最　大	4.7	600	30000
生材	最　小	2.0	150	11500

こぎ室内での穂の位置から脱穀時のフィードチェーン部までの距離を考慮して，以後の解析には標準稲として図２．４の長さと表２．２の値を用いた．曲げ剛性の最大値EJ_{0max}と最小値EJ_{0min}は，実測値のばらつきと稲の固有振動数の変動の範囲を求めるという曲げ剛性の使用目的を考慮して次式にて決定した．

$$EJ_{0max}=\overline{EJ}_0+2\sigma \qquad (2.11)$$

$$EJ_{0min}=\overline{EJ}_0-\sigma \qquad (2.12)$$

ここで，$\overline{EJ}_0$ ：　曲げ剛性の平均値

σ　：　曲げ剛性の標準偏差である．

供試材料（日本晴）の熟期別の籾，葉，茎上部，茎中央部および茎下部の含水率（ｗｂ）の変化を図２．５に示す．この結果，籾の水分は登熟とともに減少するが，葉や茎の水分は熟期によってほとんど変化しないことがわかった．

なお，本研究の水分測定は全て，１０５℃，２４時間乾燥法にて行った．

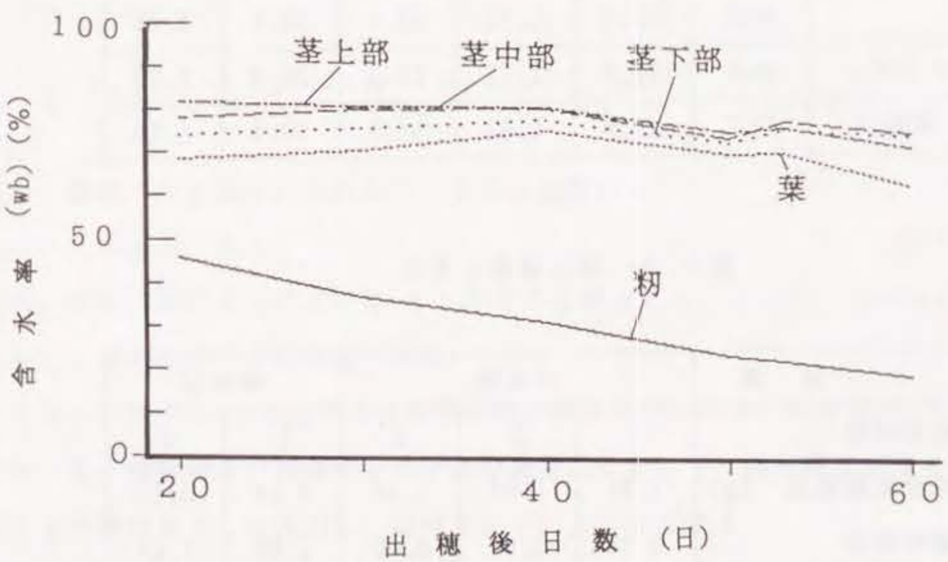


図２．５　日本晴，熟期・部位別含水率(wb)の変化

（２） 質量

曲げ剛性とともに，振動解析に必要な穀粒の質量を求めた．穀粒の質量を表２．３に穂の質量及び長さを表２．４に示す．水分の影響を除去するため，完全乾燥質量を測定した．なお，解析時には含水率から推定した湿潤質量を適宜用いた．ここで、採集ほ場１，２，３とは，穂の質量と長さはほ場による差が著しいためほ場別のデータを示したものである．

表２．３ 稔実籾質量

品 種	出穂後日数	完全乾燥質量 (mg)	標準偏差 σ	含水率 (wb) (%)	湿潤換算質量 (mg)	標準偏差 σ
日本晴	20日	21.9	1.58	45.7	40.4	2.91
	30日	20.9	2.81	36.9	33.2	4.55
	40日	23.7	2.33	31.2	34.4	4.09
	50日	22.9	1.72	23.1	30.0	2.25
アケボノ	40日	25.7	1.77	27.3	35.3	2.03
密陽23	40日	25.9	1.49	34.5	39.4	2.28

表２．４ 穂の質量と長さ

品 種	日本晴			密陽23	
採集ほ場	1	2	3	1	2
完全乾燥質量 (g)	1.31	1.98	1.34	3.14	3.63
標準偏差	0.29	0.40	0.20	1.00	1.04
穂の長さ (mm)	143	163	150	214	224
標準偏差	22.3	16.8	16.5	11.7	21.7

２．３ フレキシビリティ・マトリクスの作成

振動特性の解析法には，変位法と力法の２種類がある．複雑な構造物では変位法により有限要素法を用いるのが一般的であるが，片持はりとして扱える自脱のこぎ室内での稲の振動特性の解析については，力法または影響係数法と呼ばれる方法が有利である．このため，本研究では，稲の振動特性を影響係数法により解析する．

稲は，穂軸に１０本程度の１次枝梗があり，各１次枝梗に約１０粒の穀粒の付いた分岐系であるが，計算目的から１本のはりとし，穀粒も集中させて数自由度の集中定数系として近似する．

弾性はりでは集中荷重とたわみは比例するので，ｊ点に荷重p_jが作用するとき，各点のたわみy_iは１つ１つの荷重によるたわみを重ね合わせれば良い．そこで，荷重p_jとたわみy_iは

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ y_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_{11}, f_{12}, \cdots, f_{1n} \\ f_{21}, f_{22}, \cdots, f_{2n} \\ \\ \\ f_{n1}, f_{n2}, \cdots, f_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ p_n \end{bmatrix} \qquad (2.13)$$

となる．荷重ベクトルｐとたわみベクトルｙの関係は

$$y = Fp \qquad (2.14)$$

となる．Ｆは，フレキシビリティ・マトリクスと呼ばれる．ここで，Maxewllの相反定理から，マトリクスＦは対称となる．

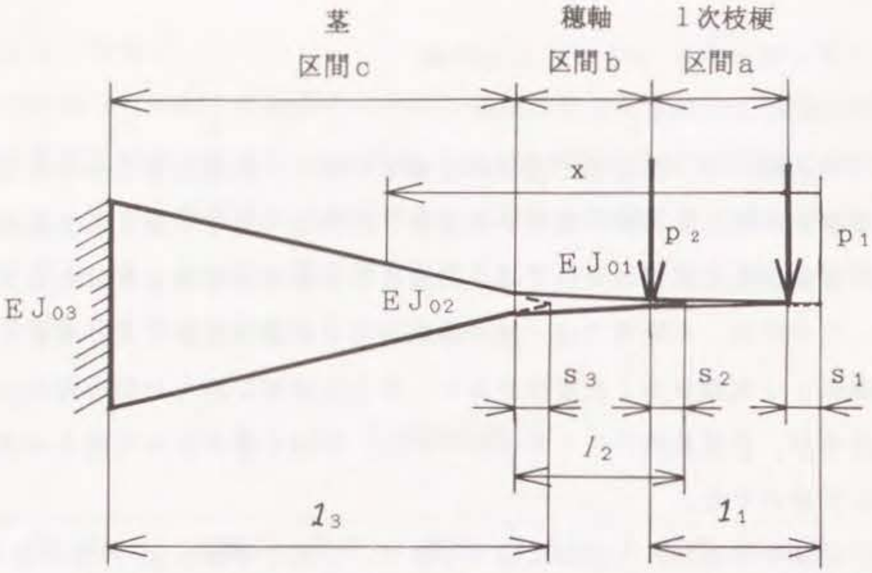
フレキシビリティ・マトリクスＦを求める手順を以下に示す．稲を図２．６に示すように，茎，穂軸および枝梗をそれぞれ等曲率はりとして，曲げ剛性が途中で２度変化する片持はりとして近似し，記号を以下のように定める．

l_1：１次枝梗の長さ，s_1：１次枝梗の仮想長さ，$l_1 - s_1$：１次枝梗の実長

l_2：穂軸の長さ，s_2：穂軸の仮想長さ，$l_2 - s_2$：穂軸の実長

l_3：茎の長さ，s_3：茎の仮想長さ，$l_3 - s_3$：茎の実長

ここで，１次枝梗部を区間ａ，穂軸部を区間ｂとし，茎部を区間ｃとよぶ．



曲げ剛性$EJ_{01,02,03}$は，区間a，b，cの左端部での曲げ剛性を表す．

図2．6　稲の振動モデル（1）

（1）　1次枝梗の区間aの右端に，図2．6に示す荷重p_1が作用したときの各区間の傾斜θとたわみy

（i）［区間a］── 1次枝梗部での傾斜θとたわみy

区間aでのxの範囲　　$0 < x \leqq l_1$　　(2.15)

区間aでの曲げ剛性　　$EJ_a = EJ_{01}\dfrac{x}{l_1}$　　(2.16)

区間aでの曲げモーメント　$M = p_1(x - s_1)$　　(2.17)

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EJ_a} = \frac{p_1(x - s_1)}{EJ_{01}}\,\frac{l_1}{x} = \frac{p_1 l_1}{EJ_{01}}\left(1 - \frac{s_1}{x}\right) \tag{2.18}$$

式(2.18)から，傾斜θとたわみyは次式となる．

$$\theta = \int\frac{d^2y}{dx^2}dx = \frac{p_1 l_1}{EJ_{01}}(x - s\log|x| + C_{a1}) \tag{2.19}$$

$$y = \int\theta\,dx$$

$$= \frac{p_1 l_1}{EJ_{01}}\left\{\frac{x^2}{2} - s_1(x\log|x| - x) + C_{a1}x + C_{a2}\right\} \tag{2.20}$$

C_{a1}，C_{a2}は積分定数，以下同様にC_{b1}，C_{b2}，C_{c1}，C_{c2}も積分定数である．

（ii）［区間b］── 穂軸部での傾斜θとたわみy

区間bでのxの範囲　$l_1 \leqq x \leqq l_1 + l_2 - s_2$　　(2.21)

ここで，ダミー変数を次のようにおく．

$$x_b = x - l_1 + s_2 \tag{2.22}$$

$$l_b = l_1 - s_2 - s_1 \tag{2.23}$$

：モーメントをx_bで表示するためのダミー

$$x - s_1 = x_b + l_b \tag{2.24}$$

：荷重点からたわみを求めるまでの距離

区間bでの曲げ剛性　　$EJ_b = EJ_{02}\dfrac{x_b}{l_2}$　　(2.25)

区間bでの曲げモーメント　$M = p_1(x - s_1) = p_1(x_b + l_b)$　　(2.26)

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EJ_b} = \frac{p_1(x_b + l_b)}{EJ_{02}}\,\frac{l_2}{x_b} = \frac{p_1 l_2}{EJ_{02}}\left(1 + \frac{x_b}{l_b}\right) \tag{2.27}$$

$$\theta = \int\frac{d^2y}{dx^2}dx = \frac{p_1 l_2}{EJ_{02}}(x_b - l_b\log|x_b| + C_{b1}) \tag{2.28}$$

$$y = \int\theta\,dx$$

$$= \frac{p_1 l_2}{EJ_{02}}\left\{\frac{x_b^2}{2} - l_b(x_b\log|x_b| - x_b) + C_{b1}x_b + C_{b2}\right\} \tag{2.29}$$

（iii）［区間c］── 茎部での傾斜θとたわみy

区間cでのxの範囲　　$x \geqq l_1 + l_2 - s_2$　　(2.30)

区間bと同様，ダミー変数を次のようにおく

$$x_c = x - l_1 - l_2 + s_2 + s_3 \tag{2.31}$$

$$l_c = l_1 + l_2 - s_1 - s_2 - s_3 \tag{2.32}$$

$$x - s_1 = x_c + l_c \tag{2.33}$$

区間cでの曲げ剛性　　$EJ_c = EJ_{03}\dfrac{x_c}{l_3}$　　(2.34)

区間cでの曲げモーメント　$M = p_1(x - s_1) = p_1(x_c + l_3)$　　(2.35)

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EJ_c} = \frac{p_1(x_c + l_3)}{EJ_{03}}\,\frac{l_3}{x_c} = \frac{p_1 l_3}{EJ_{03}}\left(1 + \frac{l_c}{x_c}\right) \tag{2.36}$$

$$\theta = \int\frac{d^2y}{dx^2}dx = \frac{p_1 l_3}{EJ_{03}}(x_c - l_c\log|x_c| + C_{c1}) \tag{2.37}$$

$$y = \int\theta\,dx$$

$$= \frac{p_1 l_3}{EJ_{03}}\left\{\frac{x_c^2}{2} + l_c(x_c\log|x_c| - x_c) + C_{c1}x_c + C_{c2}\right\} \tag{2.38}$$

フィードチェーン取付部を固定端とすると

$$x = l_3 - s_3 + l_2 - s_2 + l_1 \tag{2.39}$$

すなわち　$x_c = l_3$　にて，

$$\theta = 0, \ y = 0 \tag{2.40}$$

から，積分定数 C_{c1}，C_{c2} が決定できる．

$$C_{c1} = -l_3 - l_c \log l_3 \tag{2.41}$$

$$C_{c2} = \frac{l_3^2}{2} + l_c l_3 \tag{2.42}$$

となり，［区間c］での，傾斜 θ とたわみ y は次式となる．

$$\theta = \frac{p_1 l_3}{E J_{03}} \left(x_c + l_c \log \left| \frac{x_c}{l_3} \right| - l_3 \right) \tag{2.43}$$

$$y = \frac{p_1 l_3}{E J_{03}} \left\{ \frac{(l_3 - x_c)^2}{2} + l_c x_c \log \left| \frac{x_c}{l_3} \right|) + l_c (l_3 - x_c) \right\} \tag{2.44}$$

(iv)　積分定数 $C_{a1}, C_{a2}, C_{b1}, C_{b2}$ の決定

積分定数 $C_{a1}, C_{a2}, C_{b1}, C_{b2}$ は，各区間の接点での傾斜 θ とたわみ y が等しくなることから決定する．このため，区間a，b，cでの傾斜 θ とたわみ y を，それぞれ $\theta_c, \theta_b, \theta_a$ および y_c, y_b, y_a とする．

［区間c］と［区間b］の接点

$$x = l_1 + l_2 - s_2 \tag{2.45}$$

では

$$x_c = x - l_1 - l_2 + s_2 + s_3 = s_3 \tag{2.46}$$

$$x_b = x - l_1 + s_2 = l_2 \tag{2.47}$$

$$\theta_c = \theta_b \tag{2.48}$$

$$y_c = y_b \tag{2.49}$$

から，積分定数 C_{b1}，C_{b2} が決定できる．

同様に，［区間b］と［区間a］の接点

$$x = l_1 \tag{2.50}$$

では

$$x_b = s_2 \tag{2.51}$$

のとき

$$\theta_b = \theta_a \tag{2.52}$$

$$y_b = y_a \tag{2.53}$$

から，積分定数 C_{a1}，C_{a2} が決定できる．

以上で，荷重 p_1 が作用したときのたわみ y_j の係数 f_{j1} が決定できた．

（2）　穂軸の区間bの右端に荷重 p_2 が作用したときの各部のたわみ

区間bの右端に荷重 p_2 が作用した場合も，同様の手順でフレキシビリティ･マトリクスFの要素 f_{j2} を求めることができる．図2．6の荷重点より右側の点kでの，傾斜 θ_k は荷重点jの傾斜 θ_j に等しいので，たわみ y_k は荷重点jでの傾斜 θ_j に荷重点jからたわみを算出する点kまでの距離 l_{k-j} を乗じることで次式で決定できる．

$$y_k = y_j + \theta_j l_{k-j} \tag{2.54}$$

2．4　モーダル解析

2．4．1　理論[51,66]

フレキシビリティ･マトリクス　Fから質量の存在する箇所と強制変位を与えたい箇所を残した小行列を作る，つまり，質量が存在しない点，または荷重点にならない不要な行と列を削除した小行列をつくる．この小行列の逆マトリクスが剛性マトリクスKとなる．

質量マトリクスをM，外力ベクトルをpとし，茎等の構造減衰は小さいので無視すると，運動方程式は

$$M\ddot{\mathbf{y}} + K\mathbf{y} = p \tag{2.55}$$

の標準形で表せる．固有値を求めるため，$p=0$ として

$$M\ddot{\mathbf{y}} + K\mathbf{y} = 0 \tag{2.56}$$

yの解を

$$y = a \sin \omega t \tag{2.57}$$

とおくと，式(2.56)は

$$\omega^2 M a = K a \tag{2.58}$$

となる．ここで，質量マトリクスMを

$$M = L L^T$$

となるLに分解（Choleski分解）して，L^{-1} を式(2.58)の両辺にかけると

$$\omega^2 L^{-1} L L^T a = L^{-1} K a \tag{2.59}$$

となる．a を

$$a = (L^T)^{-1} v \tag{2.60}$$

とすると，式(2.59)は

$$\omega^2 L^T (L^T)^{-1} v = L^{-1} K (L^T)^{-1} v \tag{2.61}$$

となる．次にAを

$$A = L^{-1} K (L^T)^{-1} \tag{2.62}$$

とおくと，このとき，マトリクスAは対称マトリクスとなり

$$\omega^2 v = A v \tag{2.63}$$

$$\lambda v = A v \tag{2.64}$$

を得る．λ $(=\omega^2)$ はマトリクスAの固有値であり，vは固有ベクトルである．

ベクトルωの成分ω_iは，i次の規準角振動数を表し，マトリクスVのベクトル成分v_iはi次の規準振動を行うときの各点jの振幅比つまりi次の固有モードを表す．v_iを正規化すると，i次のモーダルベクトルすなわちモード形Φ_iは

$$\Phi_i = v_i \tag{2.65}$$

となり，モーダルマトリクスΦは式 (2.66) となる．

$$\Phi = [\Phi_1, \ \Phi_2, \ \cdots, \ \Phi_n]$$

$$= \begin{bmatrix} \Phi_{11}, & \Phi_{12}, & \cdots, & \Phi_{1n} \\ & & & \\ & & & \\ \Phi_{n1}, & \Phi_{n2}, & \cdots, & \Phi_{nn} \end{bmatrix} \tag{2.66}$$

yをモーダルマトリクスΦと新しい変数zを用いて書き換える．

$$y = \Phi z \tag{2.67}$$

$$M \Phi \ddot{z} + K \Phi z = p \tag{2.68}$$

i次のモード形をΦ_i^Tの転置行ベクトルを前乗すると

$$\Phi_i^T M \Phi \ddot{z} + \Phi_i^T K \Phi z = \Phi_i^T p \tag{2.69}$$

ここで，固有モードの直交性を利用すると，

$$\Phi_i^T M \Phi_j = \begin{cases} 0 & i \neq j \\ 1 & i = j \end{cases} \tag{2.70}$$

$$\Phi_i^T K \Phi_j = \begin{cases} 0 & i \neq j \\ \lambda_i & i = j \end{cases} \tag{2.71}$$

であるから，モード方程式は次式で表せる．

$$\ddot{z}_i + \lambda_i z_i = q_i \tag{2.72}$$

ここで，　λ_i　：　固有値

$q_i = \Phi_i^T p$ ：　モーダル外力

式(2.72)の自由振動の解は

$$z_i = a_i \sin(\omega_i t + \varphi_i) \tag{2.73}$$

となる．式(2.67)から点jの変位y_jの一般解は次式で決定される．

$$y_j = \sum_{i=1}^{n} \Phi_{ji} z_i$$

$$= \sum_{i=1}^{n} \Phi_{ji} a_{ji} \sin(\omega_i t + \varphi_i) \quad (j = 1, \ \cdots, \ n) \tag{2.74}$$

2．4．2　固有振動数の解析

1次枝梗，穂軸および茎の先端に集中させ，茎の2カ所に強制変位y_4，y_5を与えることを想定し，図2．7のようにモデル化した稲の固有振動数を求める．

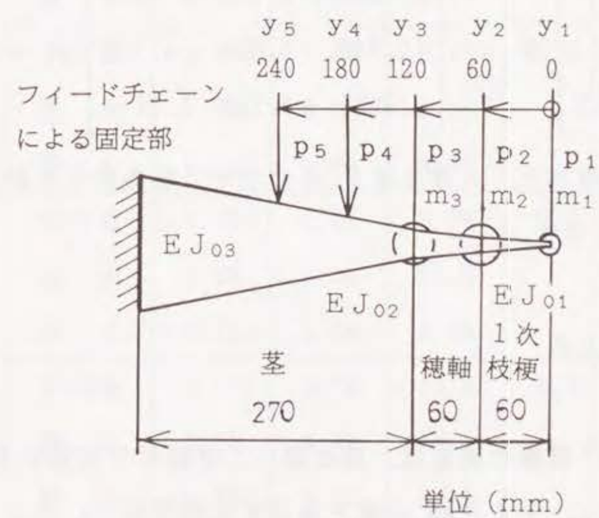


図2．7　稲の振動モデル（2）

質量は

$m_1=0.5$ g, $m_2=1.5$ g, $m_3=1.5$ g

とし，稲の各長さ，曲げ剛性は表２．２の日本晴生材の平均値を用いた．このとき，$j=1, 2\cdots, 5$ の各点に荷重 p_i が作用したときの，フレキシビリティ·マトリクスFは次式となる．

$$F=\begin{bmatrix} 59.0 & 11.7 & 4.01 & 2.26 & 1.11 \\ 11.7 & 6.67 & 3.11 & 1.82 & 0.909 \\ 4.01 & 3.11 & 2.22 & 1.37 & 0.710 \\ 2.26 & 1.82 & 1.37 & 0.932 & 0.511 \\ 1.11 & 0.909 & 0.710 & 0.511 & 0.312 \end{bmatrix} \qquad (2.75)$$

ここで，$j=5$ に変位を与える場合の剛性マトリクスは、上式の４行目と４列目の要素を除去した小行列をつくりこの逆マトリクスを求めて作成する．同様に，$j=4$ に変位を与える場合の剛性マトリクスは，５行目と５列目の要素を除去した小行列をつくりこの逆マトリクスを求める．

ここでは，稲の固有振動を求めるため，４，５行，列を除外し，３×３の剛性マトリクスを求めた．自由振動の運動方程式は次式となる．

$$\begin{bmatrix} 0.0005 & 0 & 0 \\ 0 & 0.0015 & 0 \\ 0 & 0 & 0.0015 \end{bmatrix} \ddot{y} + \begin{bmatrix} 0.0281 & -0.742 & 0.0535 \\ -0.742 & 0.632 & -0.754 \\ 0.0535 & -0.754 & 1.41 \end{bmatrix} y = 0 \qquad (2.76)$$

式(2.76)の固有値，固有ベクトル等を表２．５に示す．同条件にて計算した，品種別固有振動数を表２．６に示す．

２．５　考察およびまとめ

通常の自脱においてこぎ歯の速度は，最も遅いこぎ胴付け根部においても５５０rpm時に約１１m/sであり，１５０mm の穂を通過する時間は ０．０１４sである．２００rpm時においても０．０３８sである．稲の固有振動数は低くこの時間内では応答できない．

表２．５　日本晴生材の固有値と固有ベクトル

規準振動数		1次	2次	3次
固有値		28.9	135	1255
固有円振動数	(rad/s)	5.37	11.6	35.4
固有振動数	(Hz)	0.855	1.85	5.64
固有	枝梗 m_1	40.3	-19.0	3.62
ベクトル	穂軸 m_2	10.4	19.5	-13.4
	茎 m_3	4.13	13.0	21.9

表２．６　品種別固有振動数

品種条件	表2.2の曲げ剛性	固有振動数 (Hz) 1次	2次	3次	質量 (g) m_1	m_2	m_3
日本晴生材	平均値	0.855	1.85	5.63	0.5	1.5	1.5
	最大	1.14	2.40	7.55			
	最小	0.663	1.50	4.37			
日本晴乾材	平均値	0.950	1.88	6.17	0.4	1.4	1.4
	最大	1.26	2.50	8.19			
	最小	0.747	1.48	4.83			
アケボノ生材	平均値	0.994	1.91	8.64	0.6	1.8	1.8
	最大	1.25	2.34	11.9			
	最小	0.738	1.64	4.95			
密陽23生材	平均値	0.971	2.79	10.9	0.7	1.9	1.9
	最大	1.25	3.71	15.1			
	最小	0.792	2.27	8.15			

質量は，品種ごとに共通

曲げ剛性は品種により差があるが振動特性の差は少なく，この結果，3品種とも固有振動数はこぎ歯の速度に比べて低く，脱粒の進んでいない入り口付近ではこぎ歯が茎等に変位を与えても，こぎ歯の通過時間内に穀粒はこぎ胴軸方向にほとんど移動することができず，穀粒はこぎ歯と接触した状態で移動すると考えられる．

自脱のこぎ室内での運動解析を目的とした稲の固有振動解析は，これまで報告がなされておらず，このため，稲はこぎ室内で振動現象を生じているか，否かは不明であった．今回の解析により稲の固有振動数は低く，こぎ歯の通過時間内に穂軸や枝梗の有するポテンシャルエネルギでは移動できず，”質量の持つ運動エネルギと穂軸等のばね要素のポテンシャルエネルギの交換”によるいわゆる振動現象は生じないことがわかった．そこで，こぎ歯が作用したときの稲の運動は，こぎ歯の移動による穀粒の位置の変化を，幾何的条件から記述すれば稲の運動解析が行える．次章にて，この方法により稲の運動解析を行う．

さらに，稲の固有振動数がこぎ歯の通過速度に比べて低いという結果は，脱粒率やこぎ胴軸の所要動力の計算の際に必要なこぎ歯と穀粒の衝突確率の解析において，穂の振動現象を考慮しなくて良いという重要な結果を導出している．

第3章　こぎ室内での稲の運動解析

3．1　基本的考え方

3．1．1　こぎ室内での稲のモデル

前章にてこぎ歯の速度に対して稲の固有振動数は低く，こぎ歯がこぎ室内の稲と衝突したとき，稲は穂軸および枝梗（以下穂軸等という）のポテンシャルエネルギにより茎の横方向には移動できないことを明らかにした．このため，こぎ歯が穂軸等に作用したとき，慣性により元の位置に留まろうとする穀粒は，穂軸等から横方向の力はほとんど受けず，軸方向に引張力のみを受ける．穂軸等の軸方向の弾性率は横方向の曲げ剛性に比較して高いため，こぎ歯が作用したとき，軸方向の長さの変化は無視できる．このため，稲は糸に集中質量のついたものとして近似できる．しかし，穂軸は一定の剛性を有しているので曲げモーメントを受けた場合，曲げ剛性の高い根元部分では剛性による曲率を考慮する必要がある．

ここで，自脱の座標を図3．1に示すように，稲の茎に沿う方向をｘ軸，こぎ胴軸方向をｙ軸，ｘｙ面に直角なこぎ胴の法線方向をｚ軸とする．ただし，座標の原点は問題に合わせて適宜移動する．本研究では主として，下こぎ式自脱を対象として考察する．

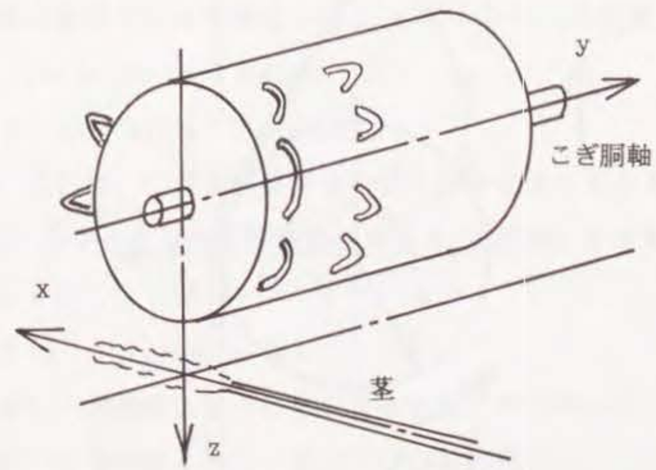


図3．1　自脱の座標

穂軸の剛性により生じる曲率を一定とみなして $1/\rho$ とし，半径 ρ のつくる仮想円を Γ とする．こぎ胴の角速度を ω，こぎ歯の回転半径を r とすると，こぎ歯は

$$v = r\omega \tag{3.1}$$

の速度 v で矢印の方向に移動し，こぎ歯の移動につれて仮想円 Γ は x 軸上を

$$\Omega = v / \rho = r\omega / \rho \tag{3.2}$$

の角速度 Ω で転動するとみなすことができる．

穂軸の先端部の剛性は低いため糸に質量の付いたモデルで近似すると，こぎ歯が作用したとき穂軸の先端は，穀粒の慣性により元の位置に留まろうとするため，直線となる．このため，こぎ歯の作用を受ける穂軸は，図３．２の点Ａ，Ｂ，Ｏと x 軸をつないだ曲線で表せる．ここで，図３．２のＡＢ間は常に直線を維持する．穂部の穀粒の１つをＡＢ上の質点Ｊで代表する．B'点を質点Ｊから円 Γ への接線の交点として，こぎ歯の移動とともに移動する点とすると，円 Γ の転動により接線ＪB'の距離は減少するが，ＪB'間は穀粒の慣性により直線を維持する．円 Γ の中心から円 Γ の転動による質点Ｊの動きを観察すると，質点Ｊは図３．２の２点鎖線で表示した，円 Γ を基礎円とするインボリュート曲線を描く．したがって，こぎ歯が作用したときの穀粒の運動は，角速度 Ω をパラメータとして質点Ｊのインボリュート曲線が記述できれば解析できる．茎，枝梗の場合も同様に取り扱うことができる．

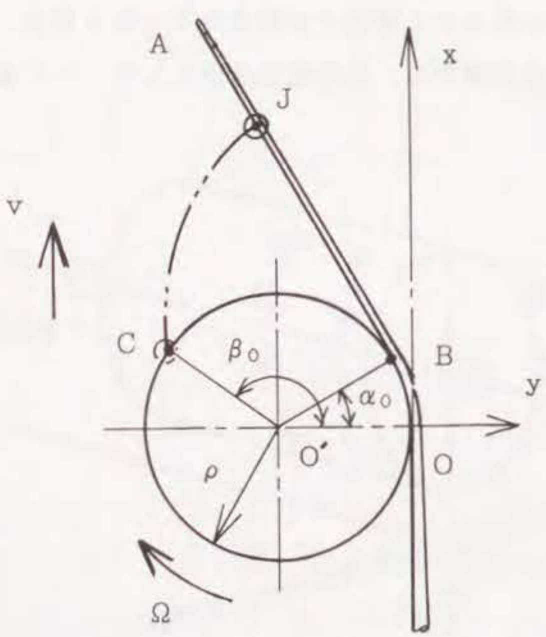


図３．２　衝突時のこぎ歯と質点Ｊの関係

３．１．２　インボリュート曲線の原点Ｃの軌跡

長さＪＢの糸を円 Γ に巻き付けると，図３．２に示す質点Ｊのインボリュート曲線の原点Ｃが求められる．ここで，角 α_0 と角 β_0 を

$$\angle BO'O = \alpha_0 \tag{3.3}$$

$$\angle CO'O = \beta_0 \tag{3.4}$$

とする．

図３．２の座標 O-xy に対する点Ｃの軌跡は，サイクロイド曲線となる．このため，点Ｃの座標（x_c，y_c）は Ω の関数として次式で表せる．

$$\left.\begin{aligned} x_c &= \rho\,[\sin(\beta_0 - \Omega t) + \Omega t] \\ y_c &= \rho\,[\cos(\beta_0 - \Omega t) - 1] \end{aligned}\right\} \tag{3.5}$$

点Ｃは

$$\beta_0 - \Omega t = 0 \tag{3.6}$$

のとき，x 軸上に位置しサイクロイド運動を終了する．

３．１．３　穀粒の軌跡

（１）　質点Ｊのインボリュート曲線の軌跡

インボリュート曲線の原点Ｃの軌跡が求められたので，質点Ｊの軌跡は点Ｃを固定して，固定点Ｃに対するインボリュート曲線を記述すれば求められる．図３．３に示す点Ｃを座標の原点とした座標 C-x_1y_1 に対する点Ｊの位置（x_1，y_1）は

$$\left.\begin{aligned} x_1 &= \rho\,(\cos\theta + \theta\sin\theta - 1) \\ y_1 &= \rho\,(\sin\theta - \theta\cos\theta) \end{aligned}\right\} \tag{3.7}$$

で与えられる．ここで，こぎ歯が整そ歯のように xy 面で傾斜角 ϕ を有する場合には，点Ａは式(3.3)で与えられる衝突時の角度 α_0 を維持したまま移動するので，動きは簡単になり θ は

$$\theta(t) = \beta_0 - \alpha_0 - \Omega t \tag{3.8}$$

で表せる．しかし，補強歯のように傾斜角 ϕ を持たない場合は，円 Γ の転動につれて点Ａは基礎円 Γ に巻き付くので，角 $\angle BO'O$ は時間とともに変化し，角 α は時間の関数となる．

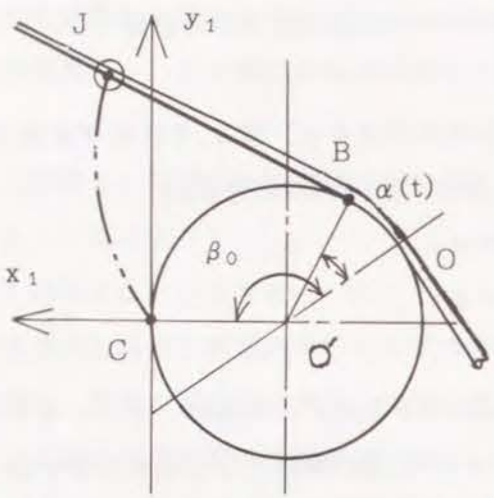


図３．３　点Ｊの座標$C\text{-}x_1y_1$での位置

このため，$\theta(t)$は式(3.8)のα_0を$\alpha(t)$に置換した

$$\theta(t)=\beta_0-\alpha(t)-\Omega t \tag{3.9}$$

となる．式(3.9)の$\alpha(t)$の$t=0$での初期角度$\alpha(0)$は，式(3.8)のα_0と一致する．$\alpha(t)$の計算方法については，３．２．２節にて詳述するのでここでは省略する．

こぎ歯の移動とともに$\theta(t)$は小さくなってゆき，質点Ｊは式(3.8)と式(3.9)のについて，それぞれ

$$\theta(t)=\beta_0-\alpha_0-\Omega t=0$$

$$\text{および}\quad \theta(t)=\beta_0-\alpha(t)-\Omega t=0 \tag{3.10}$$

の時刻で点Ｃに一致し，インボリュート曲線上の運動は終了する．時刻ｔが

$$0\leqq t\leqq \frac{\beta_0-\alpha(t)}{\Omega} \tag{3.11}$$

の間は，質点Ｊは点Ｃを原点とするインボリュート曲線上を移動し，点Ｃはサイクロイド曲線を描く．質点Ｊの軌跡はこの２つの軌跡を重ね合わせれば良い．

座標$C\text{-}x_1y_1$の点（x_1，y_1）の座標$O\text{-}xy$のx方向およびy方向成分（x_1，y_1）は，図３．４に示すように，座標$C\text{-}x_1y_1$と座標$O\text{-}xy$は角度が

$$\zeta=\beta_0-\pi/2-\Omega t \tag{3.12}$$

ずれているので

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} \sin(\beta_0-\Omega t), & -\cos(\beta_0-\Omega t) \\ \cos(\beta_0-\Omega t), & \sin(\beta_0-\Omega t) \end{bmatrix}\begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \end{bmatrix} \tag{3.13}$$

にて求められる．したがって，質点Ｊの座標$O\text{-}xy$の軌跡は次式で与えられる．

$$\begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} x_C+x_1 \\ y_C+y_1 \end{bmatrix} \tag{3.14}$$

（２）　質点Ｊのサイクロイド曲線上の軌跡

インボリュート曲線上の運動が終了した時点で質点Ｊは点Ｃと一致し，質点Ｊはサイクロイド曲線上を移動するのみとなる．インボリュート運動が終了し，サイクロイド運動が終了するまでの時刻ｔ

$$\frac{\beta_0-\alpha(t)}{\Omega}\leqq t\leqq \frac{\beta_0}{\Omega} \tag{3.15}$$

の間は，（x，y）と（x_C，y_C）は一致するので次式となる．．

$$\begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} x_C \\ y_C \end{bmatrix} \tag{3.16}$$

以上で，こぎ歯が作用したときのこぎ室内での稲の運動が記述できた．しかし，このような記述方法を用いなくとも，こぎ歯と穀粒の幾何的位置関係からより簡潔な方法で穀粒の軌跡は記述できるため，次節以降に実際に使用した稲の運動の基礎方程式を示す．

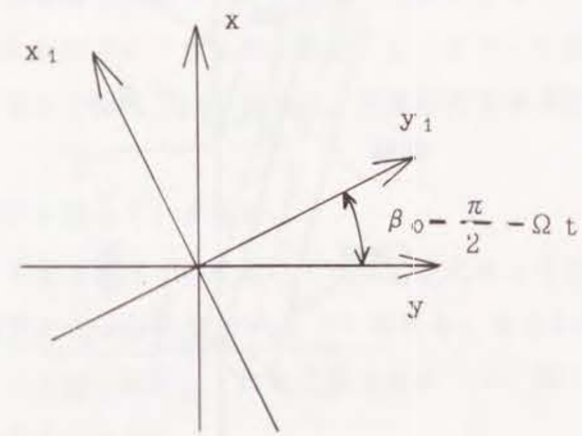


図３．４　座標$C\text{-}x_1y_1$と座標$O\text{-}xy$の関係

３．２　こぎ胴軸方向の運動

３．２．１　こぎ歯が傾斜角ϕを持つ場合

通常の自脱では整そ歯は傾斜角ϕ[50]を有するが，補強歯は傾斜角ϕを持たない．なお，本節では半径ρの仮想円Γは用いず，穂軸等は線径２ａのこぎ歯の断面に巻き付くものとする．曲げ剛性による曲率を考慮する必要のある場合は，ａの値を適宜変更すれば良い．

こぎ歯が傾斜角ϕを持つ場合，こぎ歯と穂の関係は図３．５となる．時間ｔの間にこぎ歯は距離ｖｔ移動する．このとき穂はこぎ歯の傾斜角ϕを維持したまま移動するので，点ＡはＡ'へ点ＪはＪ'へ移動する．穂軸等の軸方向の長さの変化は無視できるので，原点ＯからＡＢ上の任意の質点Ｊ（穀粒の位置）までの距離をl_{0J}とすると，こぎ歯の移動による任意の質点Ｊの位置（x_J，y_J）は

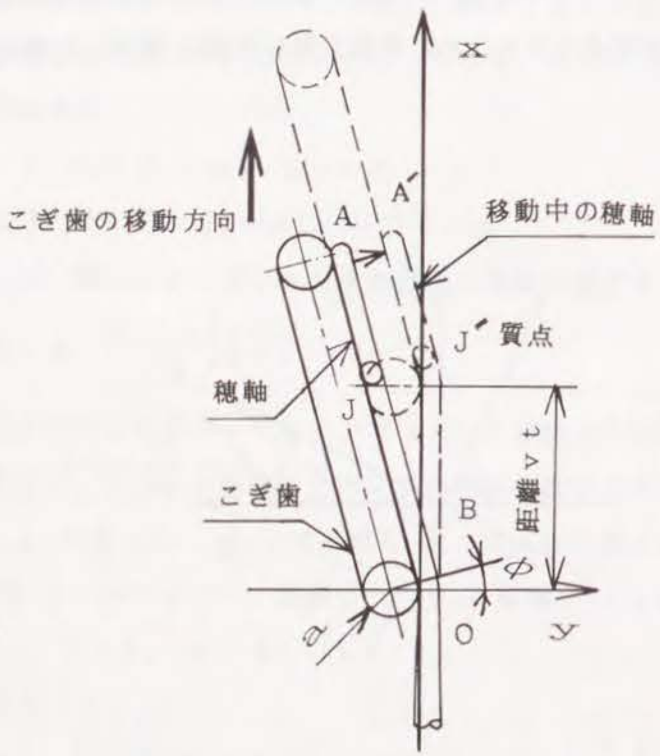


図３．５　傾斜角ϕを持つこぎ歯による稲の運動

$$\left.\begin{aligned} x_J &= vt + a\sin\phi + l_J(t)\cos\phi \\ y_J &= a(1-\cos\phi) - l_J(t)\sin\phi \end{aligned}\right\} \qquad (3.17)$$

$$l_J(t) = l_{0J} - a\phi - vt \qquad (3.18)$$

となる．

整そ歯の傾斜角ϕは１０°以内のため，質点Ｊの速度は

$$\left.\begin{aligned} \dot{x}_J &= v(1-\cos\phi) \fallingdotseq 0 \\ \dot{y}_J &= v\sin\phi \fallingdotseq v\phi \end{aligned}\right\} \qquad (3.19)$$

となる．傾斜角ϕを持つ歯の移動により，質点Ｊはこぎ歯の速度ｖと角度ϕに比例した速度でこぎ胴軸方向へ等速度運動する．たとえば

こぎ歯の速度　：　ｖ＝１１m/s

（こぎ胴回転数 550rpm，こぎ歯の回転半径 0.19m ）

こぎ歯の傾斜角　：　ϕ＝６．５°（ 0.11rad ）

のとき

こぎ胴軸方向への移動速度：$\dot{y}$＝１．２５m/s

となる．

３．２．２　こぎ歯が傾斜角を持たない場合

この場合は，質点がこぎ歯から離れているときはインボリュート運動をするが，質点がこぎ歯に接触した後はサイクロイド運動をする．また，こぎ歯が傾斜角を持っていても穂先がこぎ歯から離れている場合は，本解析式を適用する必要がある．

（１）　穀粒がこぎ歯から離れている場合

こぎ歯の移動中にこぎ歯と質点Ｊの接近による角度変化ｄαを求める．こぎ歯を固定して考えると角度変化ｄαは図３．６のように表せる．質点Ｊは時刻ｔからｔ＋ｄｔの間にｖｄｔこぎ歯に接近し，この正弦成分が，ｄｔ間に$\alpha(t)$をｄα増加させる．そこでｄαは次式となる．

$$d\alpha = \sin^{-1}\frac{v\,dt\,\sin\alpha(t)}{l_J(t)} \qquad (3.20)$$

$$l_J(t) = l_{0J} - vt - a\alpha(t) \qquad (3.21)$$

$\alpha(t)$の計算は数値計算によるので，離散形で表示すると

$$\alpha_{k+1}=\alpha_{kj}+\sin^{-1}\frac{v\Delta t\sin\alpha_k}{l_{0j}-vt-a\alpha_k} \qquad (3.22)$$

となる．角度変化を考慮した質点Jの位置（x_J，y_J）は

$$\left.\begin{aligned} x_J &= vt+a\sin\alpha(t)+l_J(t)\cos\alpha(t) \\ y_J &= a(1-\cos\alpha(t))+l_J(t)\sin\alpha(t) \end{aligned}\right\} \qquad (3.23)$$

となる．$\alpha(t)$の値は距離$l_J(t)$によっても変化する．穂の質量は5箇所程度に集中して近似するが，各質点ごとに$d\alpha$の大きさが異なる．このため，数値計算においては，影響の最も大きい点での$d\alpha$を計算して，この値を全体の代表値とする．

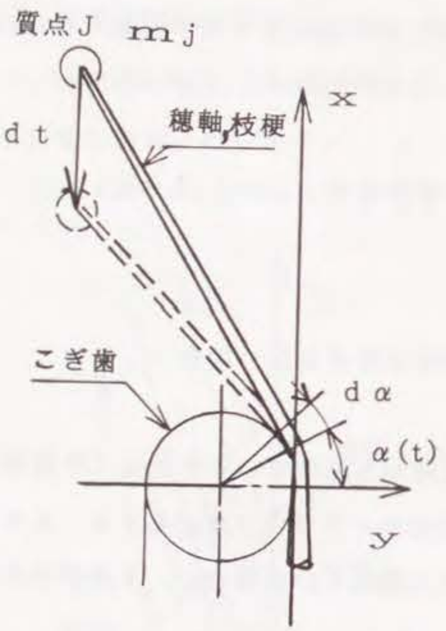


図3.6 こぎ歯の移動による角度α(t)の変化

（2） 穀粒がこぎ歯と接触した場合

$l_J(t)=0$となる時刻で，質点Jのインボリュート曲線上の運動は終了する．こぎ歯上の質点D，E，Fは，図3.7に示すように，こぎ歯の移動によりサイクロイド曲線を描きながら，x軸上の点D′，E′，F′に移動する．サイクロイド曲線を描きながら移動する質点の位置（x_j，y_j）は

$$\left.\begin{aligned} x_j &= a\sin\left(\frac{l_{0j}-vt}{a}\right)+vt \\ y_j &= a\cos\left(\frac{l_{0j}-vt}{a}\right)-a \end{aligned}\right\} \qquad (3.24)$$

で表される．$l_{0j}-vt=0$の時刻でこぎ歯の作用は終了する．

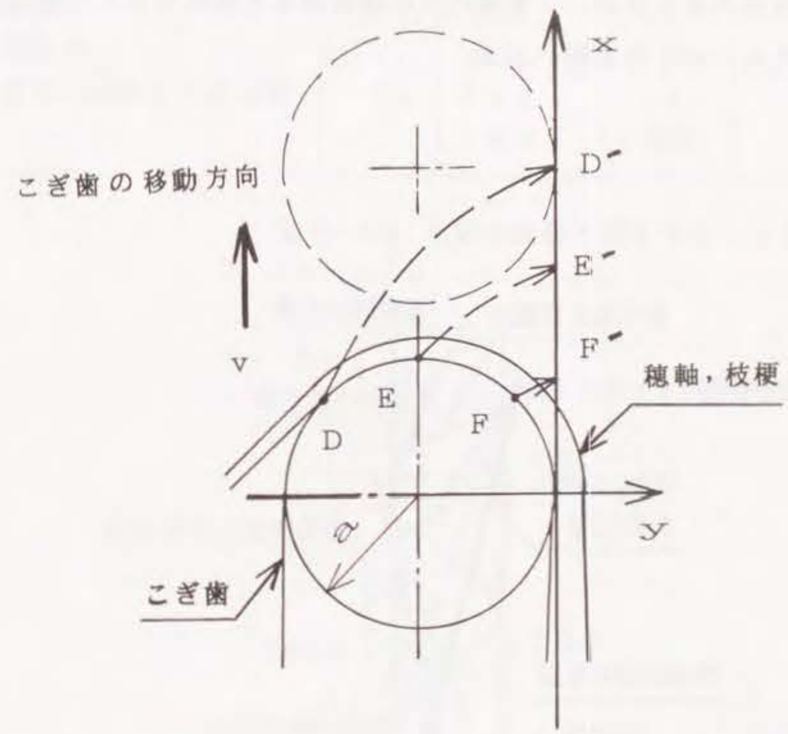


図3.7 こぎ歯と接触した後の稲の運動

（3） 数値計算例

図3.7に，表3.1条件Aでのこぎ歯の移動による穂軸と枝梗の動きを示す．図3.8に穂軸，枝梗の根元の曲げ剛性の影響を考慮した，表3.1の条件Bの仮想円Γの半径20mmの場合の穂軸と枝梗の動きを示す．この場合，インボリュート運動をする時間は短くなり，サイクロイドの運動をする時間が長くなる．先に述べたように，曲げ剛性を考慮したい場合は，半径aの値を変更するのみで可能であり，関係式の一般性は失われない．

穂軸の先端の穀粒は最初斜め方向に引き寄せられ，こぎ歯が穀粒に近づくにつれて横に引っ張られ，最終的にはこぎ歯の進行方向に引っ張られる．枝梗の先端も同様な運動をする．つまり，穂先や枝梗の先端の穀粒は，穂軸等に引っ張られながら円を描くように運動する．

衝突時の角度α_0は，稲のこぎ胴軸方向の運動の振幅が大きい場合，大きくなる可能性が増す．aおよびα_0が大きくなる程サイクロイドの開始位置が早まり，こぎ胴軸方向への速度は大きくなる．こぎ室内での稲の動きを観察すると，先端が舞っているように見えるのはこの運動による．

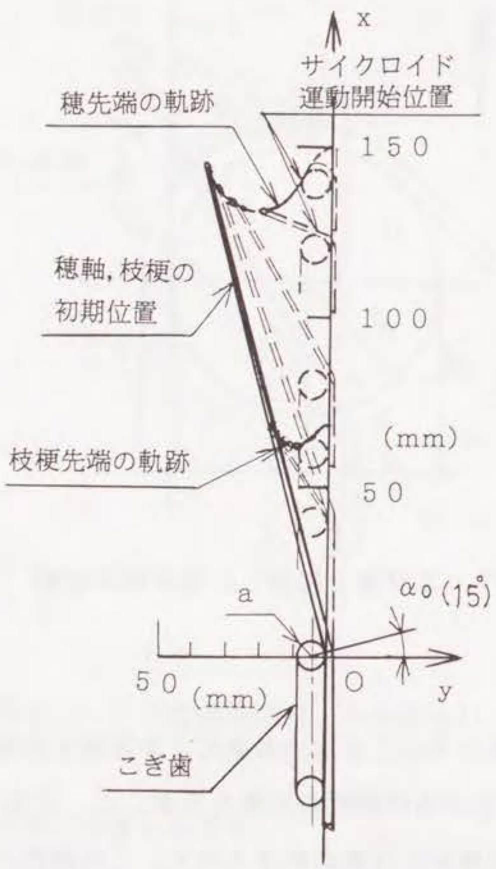


図3.8　傾斜角ϕを持たないこぎ歯による稲の運動（a＝4㎜）

表3.1　稲の運動の数値計算条件

項　　目	記号	単位	条件 A	条件 B
こぎ歯の断面の半径	a	mm	4	20
こぎ胴軸角速度	ω	s^{-1}	57.5	←
		rpm	(550)	←
こぎ歯の回転半径	r	mm	200	←
こぎ歯の速度	v	m/s	11.5	←
穂軸長さ	l_{oJ}	mm	150	←
枝梗長さ	l_{oJ}	mm	70	←
こぎ歯と穂軸の初期角度	α_0	deg	15	←
		rad	(0.262)	←

記号←は，左記の数値と同じであることを示す．

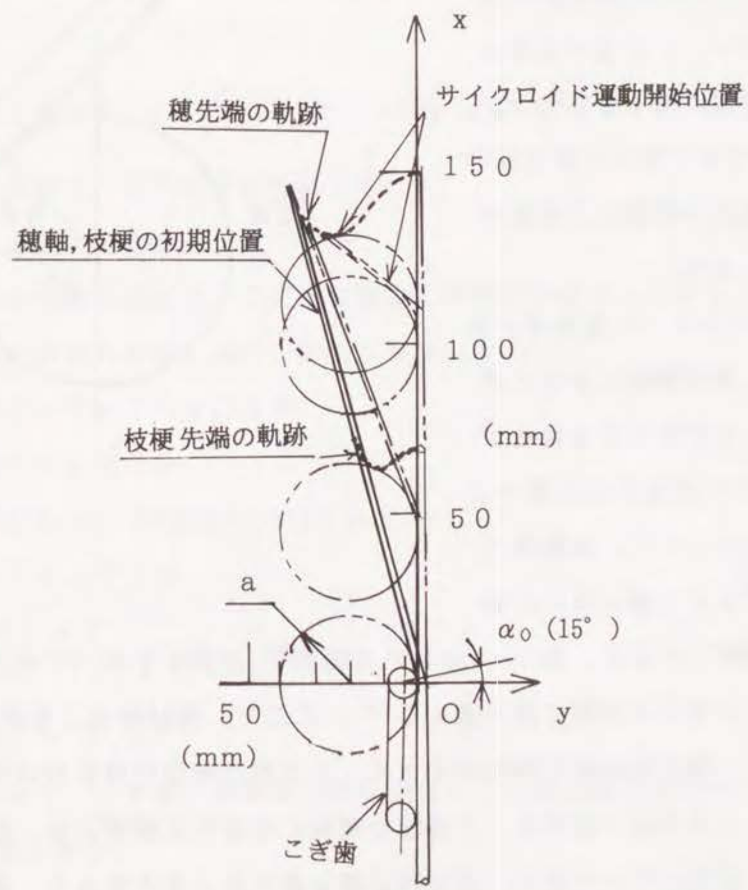


図3.9　傾斜角ϕを持たないこぎ歯による稲の運動（a＝20㎜）

3．3　穂軸等に生じる力

こぎ歯が移動することにより，質点Ｊに

$$\ddot{u}_J=\sqrt{\ddot{x}_J^{\,2}+\ddot{y}_J^{\,2}} \tag{3.25}$$

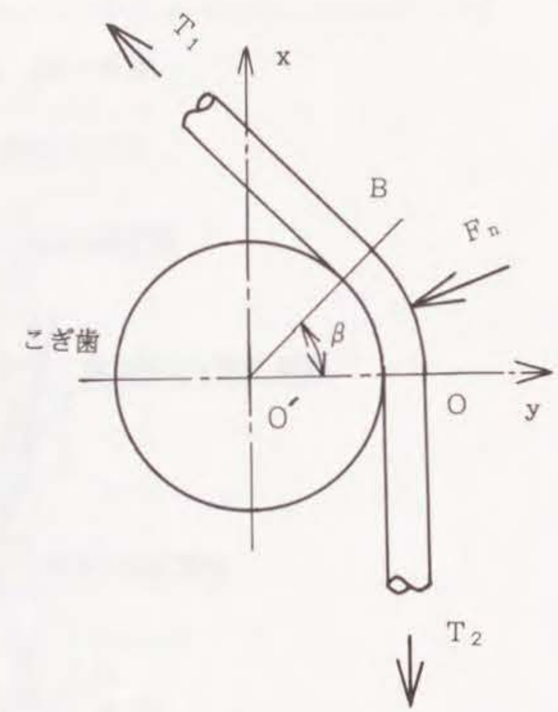
の加速度が生じる．質点Ｊの質量をm_Jとすると穂軸と枝梗には，加速度$\ddot{u}_J$により

$$T_1=\sum_{j=1}^{n} m_J\,\ddot{u}_J \qquad (n：質点数) \tag{3.26}$$

張力T_1が生じる．

加速度が常に増加する方向に働いている場合，こぎ歯と穂軸等は接触を続ける．サイクロイド上では式(3.24)の微分形からわかるように，こぎ歯の速度より質点の速度が速くなるので，張力T_1が十分でないと質点は自身の持つ速度で移動しこぎ歯から離れてしまう．

図３．１０　穂軸に生じる張力



張力T_1が小さいと穂軸等の曲げ半径は，曲げ剛性によりこぎ歯の線径より大きくなる場合がある．張力T_1が生じた状態でこぎ歯が移動するので，穂軸等のフィードチェーン側にはこぎ歯と穂軸の摩擦力により，図３．１０に示す張力T_2が発生する．この力の関係は，巻き掛け伝動の場合と同様に取り扱える[23)]．ここで，穂軸等のこぎ歯への巻き付き角はβとする．穂軸等の曲げ剛性が小さく，こぎ歯の断面に巻き付いている場合は，前述の角αと角βは一致する．こぎ歯と穂軸に作用する摩擦力は，図３．１０のＢＯ間で次第に変化していくので，この間の微小長さをｄＳとすると，図３．１１に示すようにｄＳのT_1側にはＴ，T_2側にはＴ＋ｄＴの張力が存在する．穂軸がこぎ歯を押しつける力をＱｄＳとすると，こぎ歯の半径方向の力のつりあいから次式が成立する．

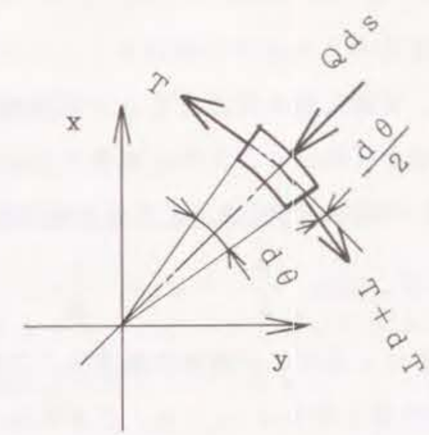


図３．１１　こぎ歯と穂軸等の間に生じる摩擦力

$$QdS=T\sin\frac{d\theta}{2}+(T+dT)\sin\frac{d\theta}{2} \tag{3.27}$$

ｄθは微小であるので，ｄＴｄθを無視すると

$$QdS=Td\theta \tag{3.28}$$

を得る．こぎ歯の円周方向には，こぎ歯と穂軸の動摩擦係数をμとするとＱｄＳにより，μＱｄＳの摩擦力が働くので，力のつりあいから

$$T+dT=T+\mu QdS \tag{3.29}$$

$$dT=\mu QdS \tag{3.30}$$

式(3.28)と(3.30)から，T_2は式(3.33)となる．

$$dT=\mu Td\theta \tag{3.31}$$

$$\int_{T_1}^{T_2}\frac{dT}{T}=\mu\int_0^{\beta}d\theta \tag{3.32}$$

$$T_2=T_1e^{\mu\beta} \tag{3.33}$$

張力T_1とT_2により，こぎ歯と穂軸等の間に生じるこぎ歯の断面の法線方向に作用する力F_nは次式となる．

$$F_n=T_1(1+e^{\mu\beta})\sin\frac{\beta}{2} \tag{3.34}$$

3．4　こぎ胴軸法線方向の運動

（1）　穂に作用する力

下こぎ式自脱のこぎ歯と稲の間に生じるこぎ胴軸法線方向の力の関係を図3．12に示す．茎の軸方向をｘ軸とし，これに直角な方向をｚ軸とする．F_nによりｘ軸方向に生じるこぎ歯への抵抗力F_xは，こぎ歯と穂の動摩擦係数μとすると

$$F_x = F_n\left(\sin\frac{\beta}{2} + \mu\cos\frac{\beta}{2}\right) \tag{3.35}$$

となる．この力によって稲はこぎ胴軸法線方向の運動を行う．

ｚｘ面でのこぎ歯の傾き角をφ_0とする．こぎ歯は，ｘ軸とｚ軸の交点から穂に作用するとは限らないので，こぎ歯が穂に作用を開始するまでの位置のずれを角γで表す．F_xによって生じる穂をこぎ歯に沿って移動させる力F_1は，こぎ胴の角速度をωとして条件ごとに次式で与えられる．

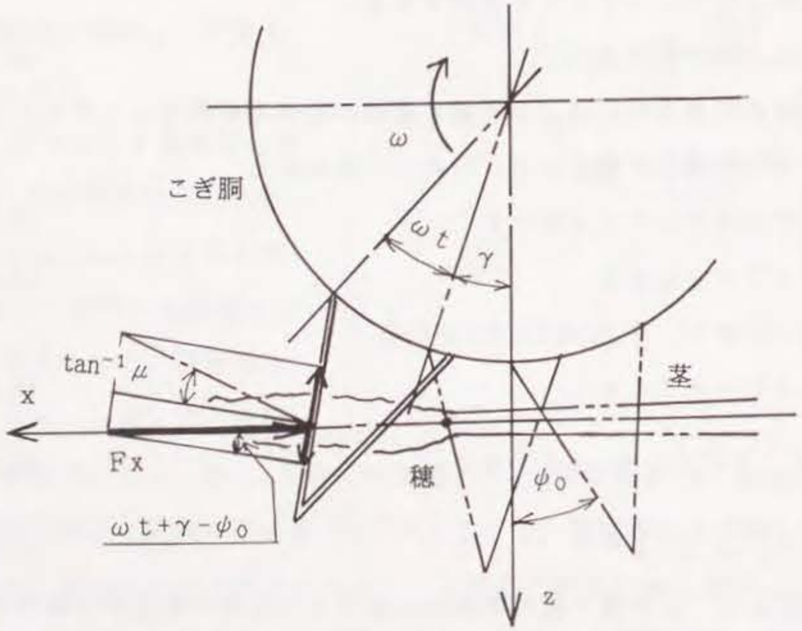


図3．12　下こぎ式自脱の穂の持上力

$\omega t+\gamma-\varphi_0 < -\tan^{-1}\mu$

$$F_1 = F_x\{\sin(\omega t+\gamma-\varphi_0)+\mu\cos(\omega t+\gamma-\varphi_0)\} \tag{3.36}$$

このとき，穂は力F_1によりこぎ胴軸から離れる方向に移動する．

$-\tan^{-1}\mu < \omega t+\gamma-\varphi_0 < \tan^{-1}\mu$

$$F_1 = 0 \tag{3.37}$$

この条件では，穂を移動させる力より摩擦力が大きく穂は移動できない．

$\omega t+\gamma-\varphi_0 > \tan^{-1}\mu$

$$F_1 = F_n\{\sin(\omega t+\gamma-\varphi_0)-\mu\cos(\omega t+\gamma-\varphi_0)\} \tag{3.38}$$

このとき，穂はこぎ歯により持ち上げられる．

（2）　数値計算例

下記の条件の組み合わせで，表3．1の条件Aで，図3．7に示す運動を行ったときに生じる持上力F_1の計算結果を図3．12に示す．ただし，持上力F_1の方向は，穂を持ち上げる方向を正とし，こぎ胴軸から離れる方向を負とする．

図3．12のこぎ歯の傾き角φ_0	補強歯相当　φ_0＝35°（0.611rad） 整そ歯相当　φ_0＝60°（1.05rad）
こぎ胴軸角速度	ω＝57.5 s^{-1}　（550rpm） ω＝31.4 s^{-1}　（300rpm）
こぎ歯の線径	a＝4 mm
動摩擦係数	μ＝0．3
各質点までの距離	l_{oj}＝30，60，90，120，150 mm
質点の質量	$m_{1,5}$＝0．4g，　$m_{2,3,4}$＝0．8g

こぎ歯が穂に作用を開始するまでの位置のずれγ＝30°（0.523rad）の場合，補強歯では式(3.22)が成立し穂を持ち上げる力が生じるが，整そ歯では式(3.21)が成立し持ち上げ力は作用しない．γ＝15°（0.261rad）の場合は，補強歯では式(3.21)が成立するが，整そ歯では式(3.20)が成立し力F_1は穂をこぎ胴軸から離す方向に作用する．

脱粒するためには，こぎ歯は穂を持ち上げて接触を続ける必要があるが，図3．12のこぎ歯の傾き角φ_0が大きい場合，こぎ歯の速度が遅い場合および浅こ

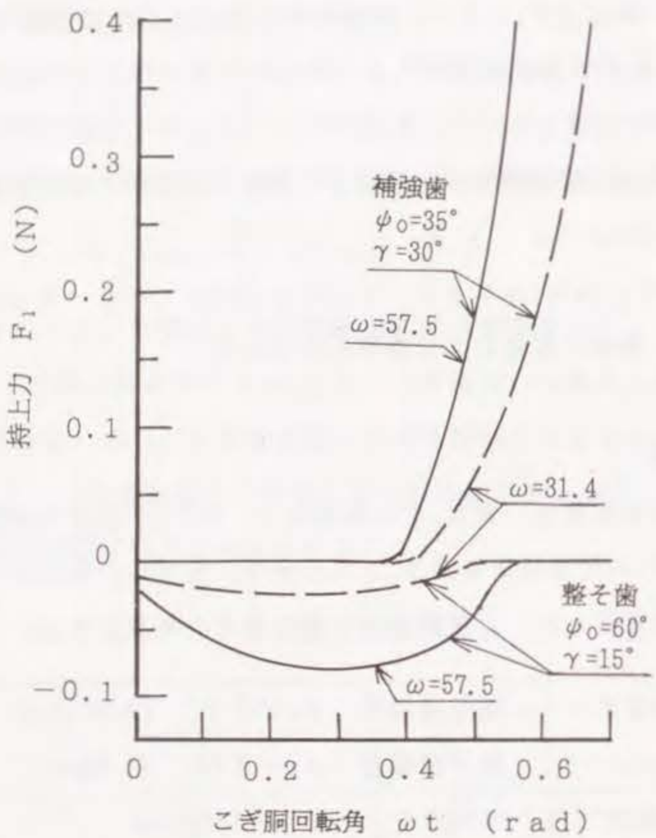


図３．１３　下こぎ式自脱の条件別持上力

ぎでγが小さい場合はF_1は小さくなるか，または，穂をこぎ胴から離す方向に作用する．市販の脱穀機は，こぎ室の供給口付近で脱粒が進行していない段階で無理に脱粒すると穂切れが発生するのでψ_0を大きくとり，脱粒が進行した段階でψ_0を小さくするように設計されている．さらに，穂の長さから考えて，持上力を有効に利用するには市販の脱穀機のこぎ胴径（約３６０～４００mm)が必要と思われる．また，γには茎の静的な曲げ剛性が影響する．茎の剛性はこの点でも脱粒性に関係する．

４．１　はじめに

脱粒機構の解明には，衝突時のこぎ歯に対する穀粒の姿勢と脱粒の関係，および穀粒がこぎ歯から受ける力積と脱粒の関係の解析が必要である．本章では，前章までのこぎ室内での稲の運動解析を基に，衝突時の姿勢と力積が脱粒に及ぼす影響を考察し，脱粒機構の解析を行う．

脱粒に影響する要因は，こぎ歯の速度と品種ごとに異なる脱粒力である．ここで，脱粒力とは枝梗を軸方向に引っ張ったとき，穀粒と小枝梗を分離するために必要な力と定義する．本研究では，こぎ歯と穀粒の衝突を２球の衝突とみなし，穀粒がこぎ歯から受けた力積が枝梗の引張力に変化するとして，こぎ歯の速度と脱粒力の関係について実用上有効な解析を行った．

脱粒力と，力積を引張力に換算するのに必要な枝梗の等価ばね定数は，引張試験により求めるが，こぎ歯の速度は通常の自脱でこぎ胴との付け根部でも約１１m/sであるため，高速にて脱粒力および等価ばね定数を測定する必要がある．高速の衝撃試験としてはコーンの穀粒損傷の解析が報告されている[39]．しかし，脱粒の場合は曲げを受けた状態で引張力やせん断力が作用するので，実際の状態を試験機にて再現することは難しい．そこで，引張試験の精度を考慮して，これまでの報告された方法[33,34]と同様の低速での引張試験により，脱粒性の異なる日本晴，アケボノおよび密陽23について脱粒力および等価ばね定数を測定した．さらに，測定した脱粒力，枝梗の等価ばね定数および穀粒の質量がそれぞれ独立にGauss分布するとして，３変数の”シグマ確率[24]”を用いて，こぎ歯の速度に対する脱粒確率を推定した．

４．２　脱粒機構の解析

４．２．１　衝突時のこぎ歯と穀粒の姿勢の考察

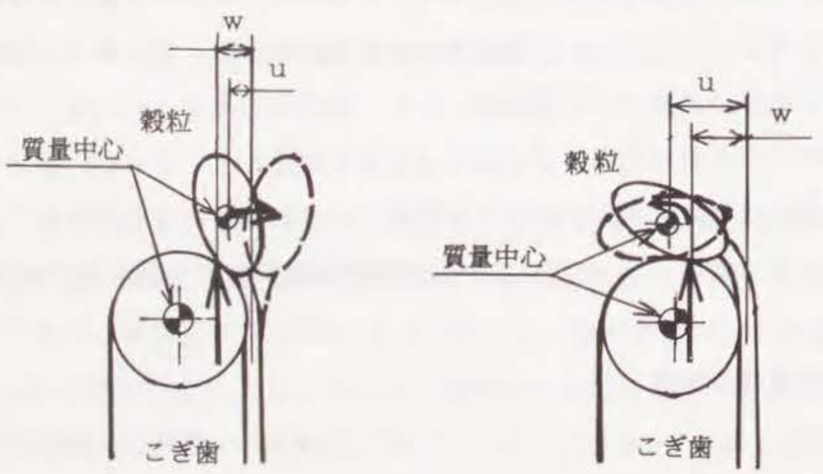
稲と衝突したこぎ歯は，穂軸または枝梗と接触した状態で移動する．このため，

こぎ歯の通過軌跡上にある穀粒は，移動してこぎ歯の通過を避けるか，あるいは脱粒されるかのどちらかである．

図4．1（a）のように，衝突時の穀粒の質量中心がこぎ歯と穀粒の接触位置と枝梗の中間にある場合で，衝突後の穀粒が破線で示した位置に移動してこぎ歯の通過を避けられる（u＜w）場合は，穀粒がこぎ歯から受けた力積は，小枝梗の引張力に変換され，引張力が脱粒力を上回れば脱粒する．

一方，籾は偏平楕円体であるため，図4．1（b）のようにこぎ歯と穀粒の接触点が，穀粒の質量中心と枝梗の中間にある（u＞w）場合は，こぎ歯の力の方向は穀粒をこぎ歯に押しつける方向に働き，穀粒は移動することができない．この場合は，小枝梗は曲げを受けた状態でこぎ歯から衝撃力を受け，小枝梗には，曲げ，引張りおよびせん断の各応力が作用するので，こぎ歯の速度が図4．1（a）の場合より遅くても脱粒する．こぎ歯の線径が細いほど，接触点は穀粒の質量中心と枝梗の中間に位置しやすくなり，この状態が発生しやすくなる．逆に，こぎ歯と穀粒の衝突時に葉やチャフがこぎ歯と穀粒の中間に存在して，直接接触できない場合は，図4．1（b）の状態は発生しにくくなる．自脱においては，図4．1（a），（b）の両方の衝突の仕方が併存して脱粒が行われていると考えられる．

枝梗の直角方向の運動量が大きい場合は，枝梗の付け根部が割かれるようにはく離し，枝梗付き粒となって脱粒する．はく離力とは，枝梗が付け根部から割かれる



（a）横方向に移動できる場合　　（b）こぎ歯に押しつけられる場合

図4．1　こぎ歯と穀粒の衝突時の姿勢

ように分離するのに必要な力と定義する．

4．2．2　衝突時に穀粒の受ける力積

穀粒つまり籾は偏平楕円体であるが実用上有効な解析を行うため，こぎ歯と穀粒の衝突は2球の衝突と仮定する，図4．2に示す中心線方向には運動量保存の法則と反発の法則が成立する．穀粒の質量に比べてこぎ胴の慣性能率は大きく，こぎ歯の速度v_tは衝突の前後で変わらないため，穀粒の衝突後の速度v_0とこの速度が中心線方向となす角度θ_0について次式が成立する．．

$$v_0\cos\theta_0 = -e\,v_g\cos\theta_g + (1+e)\,v_t\cos\theta_t \qquad (4.1)$$

ここで，

v_t：こぎ歯の衝突前の速度

v_g：穀粒の衝突前の速度

v_0：穀粒の衝突後の速度

e　：こぎ歯と穀粒の反発係数

μ　：こぎ歯と穀粒の動摩擦係数

θ_t：衝突前のこぎ歯の速度が中心線方向となす角度

θ_g：衝突前の穀粒の速度が中心線方向となす角度

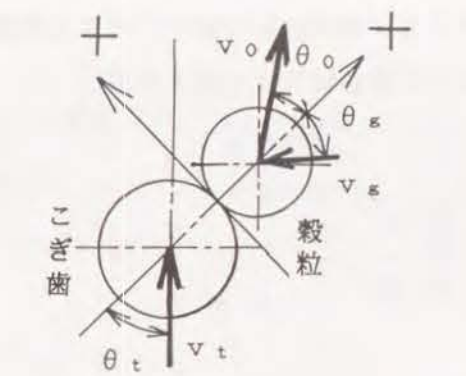


図4．2　衝突時の速度変化

θ_0：衝突後の穀粒の速度が中心線方向となす角度

ただし，中心線方向と接線方向は図4．2に示した方向を正とする．

中心線方向に作用する力をNとすると，接線方向にはμNの力が作用する．力積は運動量の変化に等しいので，力積の中心線方向と接線方向の成分比から式(4.5)を得る．

$$\int N dt : \int \mu N dt = 1 : \mu \qquad (4.2)$$

$$\int N dt = v_g\cos\theta_g - v_0\cos\theta_0 \qquad (4.3)$$

$$\int \mu N dt = v_g\sin\theta_g - v_0\sin\theta_0 \qquad (4.4)$$

$$v_0\sin\theta_0 = v_g\sin\theta_g - \mu(1+e)(v_g\cos\theta_g - v_t\cos\theta_t) \qquad (4.5)$$

式(4.1)と式(4.5)から，穀粒の衝突後の速度v_0および角度θ_0が求められる．v_0は

質量に関係しないので，不稔籾のように質量の小さな穀粒は，こぎ歯から受ける力積が小さく脱粒しにくい．

4．2．3　力積と脱粒力－－小枝梗の力学モデル

植物体である枝梗を，図4．3に示すMaxwellの4要素モデルとする．

ここで，　m：穀粒の質量

c_1，c_2：要素の等価粘性減衰係数

k_1，k_2：要素の等価ばね定数

x_1，x_2，$x_3=\dot{x}_2$：状態変数　（変位および速度）

y：出力，枝梗に生じる引張力

とすると，穀粒mに力積が作用する問題は初期値問題となるので，状態変数xと引張力yの関係は次式で表される．

$$\dot{\mathbf{x}}=A\,x \tag{4.6}$$

$$y=c\,x \tag{4.7}$$

ここで，

$$A=\begin{bmatrix} -k_1/c_1, & 0, & 1 \\ 0, & 0, & 1 \\ -k_1/m, & -k_2/m, & -c_2/m \end{bmatrix} \tag{4.8}$$

$$c=[\ k_1,\ k_2,\ c_2] \tag{4.9}$$

図4．1(b)の状態での脱粒でも，こぎ歯との衝突時に穀粒の受けた力積が破断部に作用して生じることには変わりなく，引張り，曲げおよびせん断の各応力は相互に関連を持っているので，穀粒の持つ運動量は枝梗の引張力に変化すると考える．

式(4.1)，(4.5)から求めた衝 突後の穀粒の速度をv_0とすると，初期条件は

$$x^T(0)=[\ 0,\ 0,\ v_0] \tag{4.10}$$

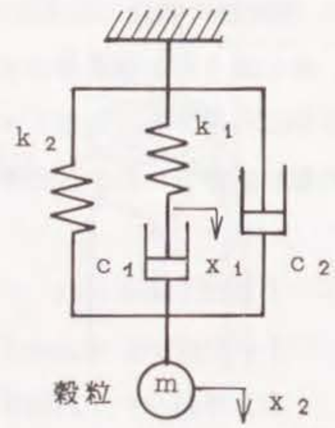


図4．3　枝梗の力学モデル

となり，小枝梗の引張力yは$\phi(t,0)$を推移行列とすると次式となる．

$$y=c\,\phi(t,0)\,x(0) \tag{4.11}$$

4．2．4　引張試験による4要素の同定

要素　k_1，k_2，c_1，c_2は引張試験により決定する．引張試験時の引張速度を一定値v_pとして初期条件を0とすると，x_3の変化は

$$\left.\begin{aligned} x_3 &= 0 \quad (t<0) \\ &= v_p \quad (t>0) \end{aligned}\right\} \tag{4.12}$$

となる．式(4.6)からx_1，x_2とx_3の関係は

$$\dot{x}_1+\frac{k_1}{c_1}x_1=x_3$$

$$\dot{x}_2=x_3$$

であるので，これはx_3を入力とするステップ応答になり，x_1，x_2は

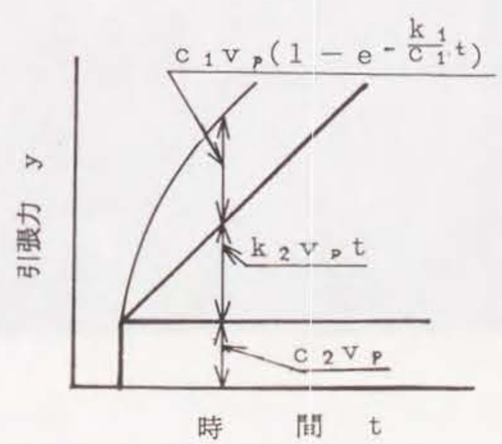
$$x_1=\frac{c_1v_p}{k_1}\left(1-e^{-\frac{k_1}{c_1}t}\right) \tag{4.13}$$

$$x_2=v_pt \tag{4.14}$$

となり，引張力yは，式(4.7)から次式となる．

$$\begin{aligned} y &= c\,x=k_1x_1+k_2x_2+c_2x_3 \\ &= c_1v_p\left(1-e^{-\frac{k_1}{c_1}t}\right)+k_2v_pt+c_2v_p \end{aligned} \tag{4.15}$$

図4．4
4要素モデルの
引張力の時間変化



このとき，引張力ｙの経時変化は図４．４となる．このため，速度v_pを変えた引張試験を行い，波形を観察すれば，要素k_1，k_2，c_1，c_2の値が推定できる．４要素の値が決定できれば，式(4.1)，(4.5)および(4.14)から衝突時に穀粒の受けた力積と枝梗に生じる引張力ｙすなわち脱粒の関係が解析できる．

４．３　枝梗の引張試験

４．３．１　試験装置および方法

（１）　脱粒力および枝梗の等価ばね定数の測定

供試材料には，脱粒難品種として日本晴，脱粒易品種としてアケボノおよびインディカとジャポニカを掛け合わせた密陽23を用い，小型材料試験機（東洋計器製，テンシロンＵＴＭ－４Ｌ）を用い，図４．５の方法にて引張試験を行った．

上部のバイトで枝梗をクランプし，籾をピンセットでつまみ，このピンセットを下部のバイトで固定した．ピンセットを使用したのは，直接バイトでクランプした場合は，摩擦力不足で十分な引張力が加えられなかったためである．

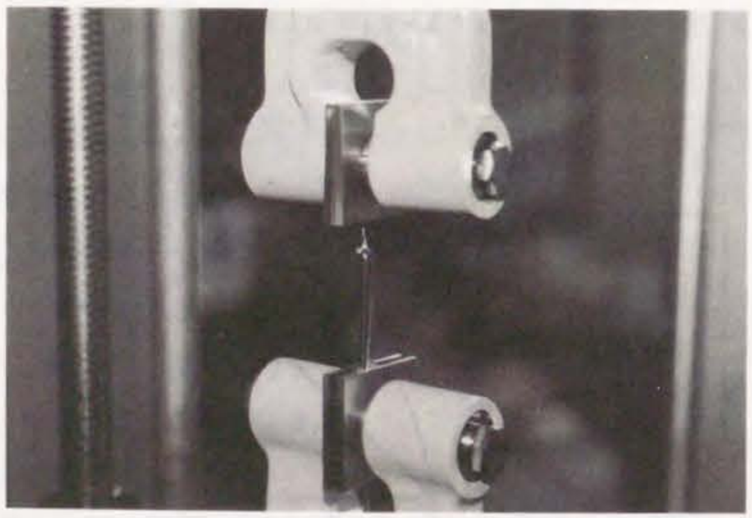


図４．５　枝梗の引張試験

引張速度（v_p）は，

０．０６６７mm/s （４mm/min）

６．６６７　mm/s （４００mm/min）

の２種類とした．枝梗と破断部の伸びの比率を把握するため枝梗の長さは，１０mmと４０mmの２種類として，ばらつきを把握するため，１０本の稲から数個以上を採取して１条件につき５０点以上の測定を行った．日本晴については

出穂後　２０日，３０日，４０日，５０日，６０日

と熟期による変化も測定した．

（２）　はく離力および葉の切断力の測定

引張速度　０．０６６７mm/s にて，穀粒を図４．６のように軸と直角方向に引っ張り，小枝梗と１次枝梗のはく離力を測定した．はく離力試験は，図４．６（ｂ）に示すように籾つき枝梗の下部を上部のバイトでクランプし，下部のピンセットで籾をクランプして引っ張った際にはく離を生じるようにした．

葉の切断力については，こぎ室内に，供給される止葉について上下とも直接バイトでクランプし，切断するまでの荷重を測定した．

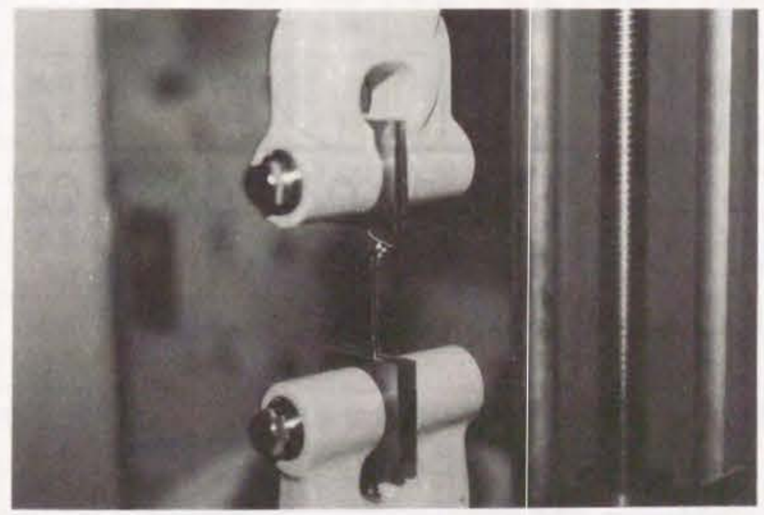


図４．６　小枝梗のはく離試験

4．3．2　試験結果および考察

（1）　脱粒力および枝梗の等価ばね定数の試験結果

初めに，引張速度の影響を考察する．日本晴の枝梗長さ４０mmの引張速度の異なる実測波形を図４．７に示す．横軸の伸びを同スケールに目盛った両波形は，引張速度に関係なくほぼ同形をしており，立ち上りは滑らかで脱粒までの引張力は，伸びに比例してほぼ直線的に変化している．このことから，式(4.14)のk_1，c_1およびc_2の影響は小さく，近似的に

$$k_1 = 0,\quad c_1 = \infty \quad \text{および} \quad c_2 = 0$$

と置ける．このため，枝梗の特性はばねk_2で代用できる．そこで，脱粒までの伸びと脱粒力の比を枝梗の等価ばね定数kとした．

品種，熟期等条件別の試験結果を表４．１に示す．

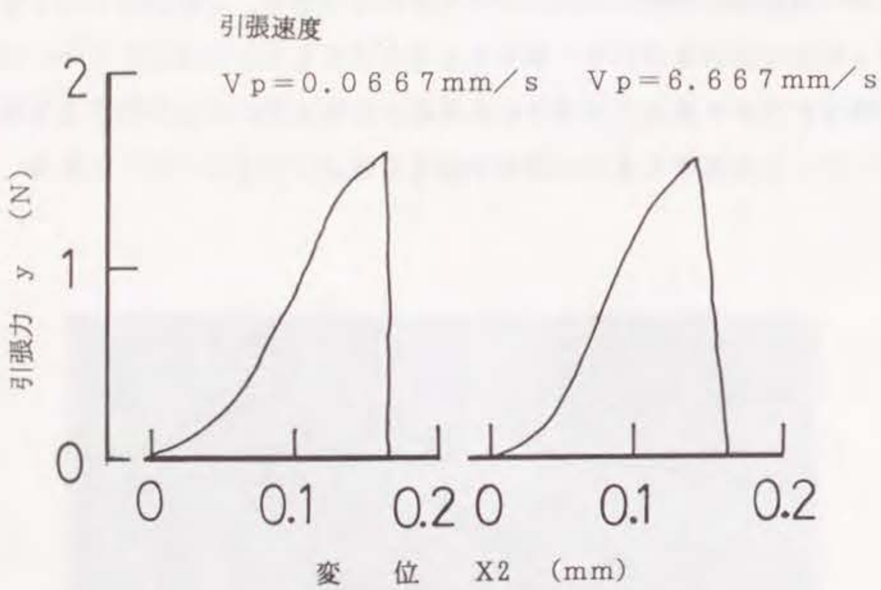


図４．７　引張速度の異なる引張力実測波形

（2）　脱粒力および枝梗の等価ばね定数の考察

表４．１の結果を条件ごとに個別にグラフにして考察する．

図４．８に引張速度別，熟期別の平均脱粒力の変化を示す．品種による差は大きく，アケボノと密陽23の脱粒力は日本晴の約５０％であった．アケボノと密陽23の差は少ないがアケボノのほうが少し脱粒しにくい．引張速度の影響は生じなかった．日

表4．1　品種別脱粒力及び枝梗の等価ばね定数

σは標準偏差

出穂後 日 数 (日)	含水率 上段籾 下段茎 (wb) (%)	引張 速度 (m/s)		脱粒力 (N)	等価ばね定数 (N/mm)	脱粒力 (N)	等価ばね定数 (N/mm)	脱粒力 (N)	等価ばね定数 (N/mm)
				全データ平均		小枝梗長１０mm		小枝梗長４０mm	
[日本晴]		0.0667	平均値	1.71	2.24	1.78	2.60	1.66	1.92
20	45.7		σ	0.374	0.731	0.286	0.798	0.429	0.482
生材	74.0	6.67	平均値	1.71	2.71	1.74	2.98	1.70	2.58
			σ	0.204	1.41	0.239	1.17	0.185	1.34
30	36.9	0.0667	平均値	1.61	3.08	1.70	3.87	1.54	2.38
生材	76.2		σ	0.276	1.26	0.321	1.22	0.197	0.790
		6.67	平均値	1.60	2.55	1.62	2.50	1.58	2.60
			σ	0.224	0.966	0.197	0.941	0.248	0.992
40	31.2	0.0667	平均値	1.66	3.36	1.75	4.41	1.58	2.35
生材	78.4		σ	0.251	1.60	0.240	1.65	0.234	0.578
		6.67	平均値	1.72	2.43	1.77	2.53	1.67	2.34
			σ	0.279	0.883	0.324	0.922	0.222	0.774
50	23.1	0.0667	平均値	1.63	2.64	1.66	3.29	1.60	1.99
生材	74.1		σ	0.276	0.960	0.320	0.912	0.219	0.400
		6.67	平均値	1.52	2.63	1.55	2.55	1.50	2.69
			σ	0.277	0.986	0.264	1.02	0.284	0.947
60	19.0	0.0667	平均値	1.90	2.81	1.89	3.52	1.91	2.10
生材	63.4			0.305	1.21	0.327	1.25	0.281	0.570
		6.67	平均値	1.49	2.06	1.49	2.30	1.49	1.84
				0.363	1.13	0.311	1.29	0.403	0.896
乾材	15.3	0.0667	平均値					2.19	3.17
	19.9		σ					0.515	1.21
[アケボノ]		0.0667	平均値	0.864	1.82	0.745	2.35	0.966	1.37
50	20.3		σ	0.510	1.32	0.416	1.55	0.559	0.861
生材	73.0	6.67	平均値	0.969	1.50	1.03	1.70	0.907	1.29
			σ	0.520	0.819	0.556	0.768	0.483	0.826
乾材	14.0	0.0667	平均値					0.894	1.77
	15.0		σ					0.439	0.511
[密陽23]									0.628
40	34.5	0.0667	平均値	0.799	1.40	0.737	1.39	0.848	1.41
生材	78.6		σ	0.348	0.672	0.274	0.679	0.391	0.667
45	30.4	6.67	平均値	0.754	2.23	0.960	2.31	0.547	2.14
生材	75.6		σ	0.555	1.22	0.684	1.20	0.252	1.23
乾材	16.5	0.0667	平均値					0.794	1.75
	16.0		σ					0.235	0.628

本晴では熟期による変化もみられず，作物学の関係者が言われる"日本晴は自然に脱粒する性質を既に失っているといわれている"ことを裏づける結果となった．

図４．９に枝梗の長さ別，熟期別の平均脱粒力の変化を示す．脱粒力は枝梗の長さに関係せず一定であり，特定の場所が破断して脱粒が生じていることが明らかとなった．

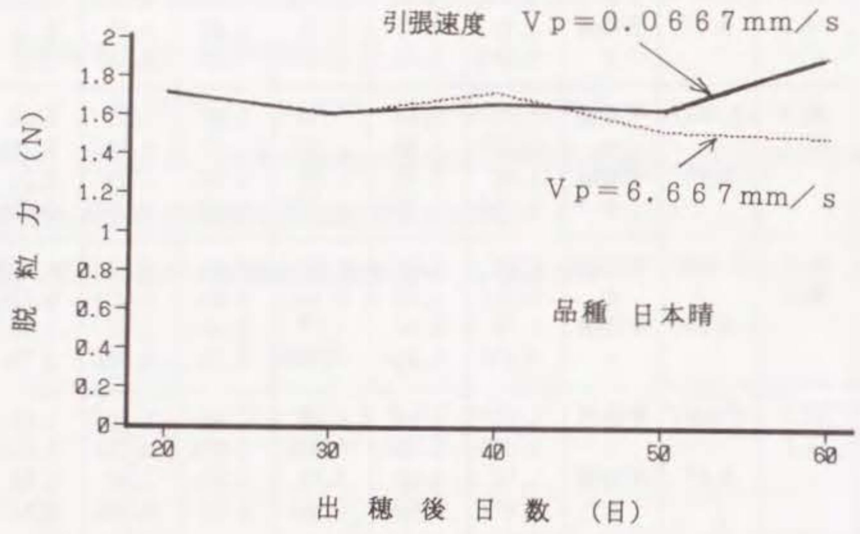


図４．８　引張速度別，熟期別脱粒力

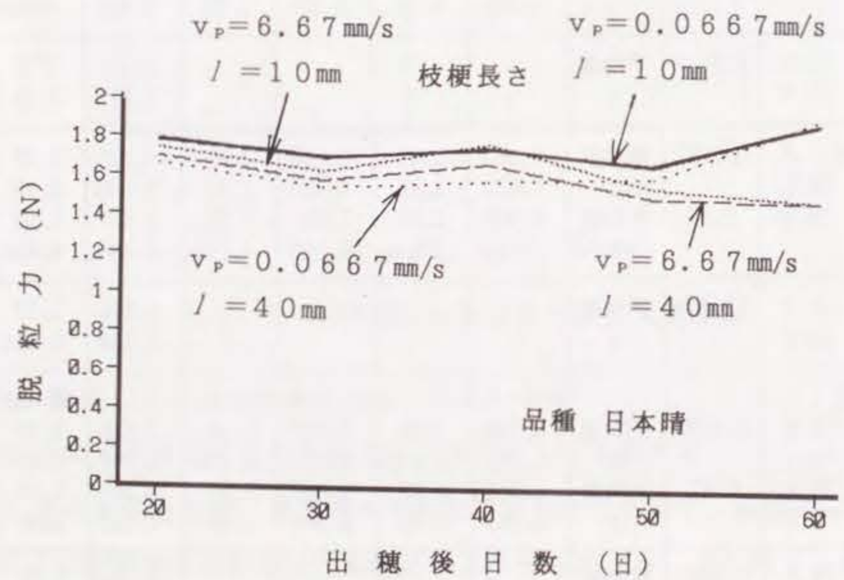


図４．９　枝梗の長さ別，熟期別脱粒力

これに対して枝梗の等価ばね定数ｋは，図４．１０，図４．１１に示すように，枝梗が長くなるほど低くなり，引張試験を行った場合，枝梗全体が伸びることが明らかとなった．脱粒力と同様，熟期による変化は少なかったが，品種による差が生じた．

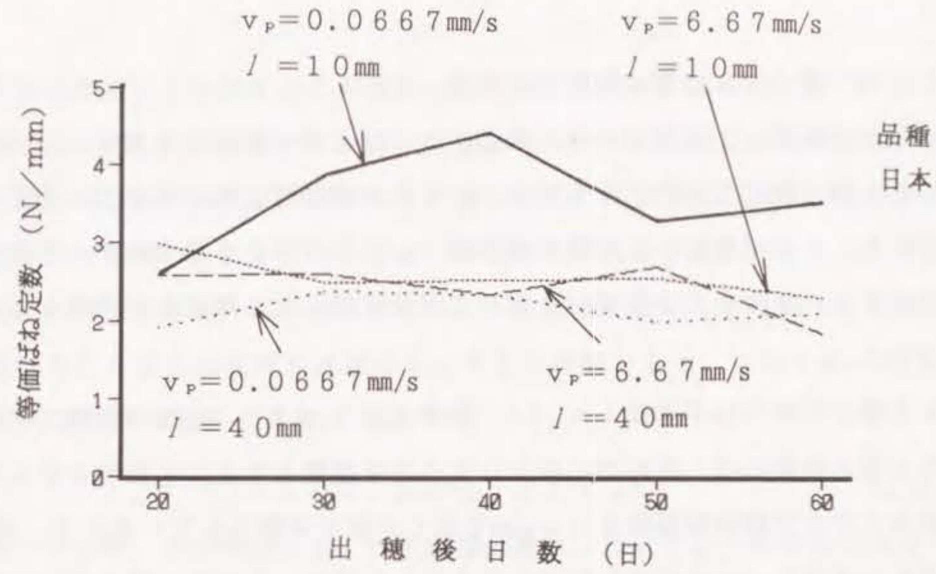


図４．１０　枝梗の長さ別，熟期別等価ばね定数

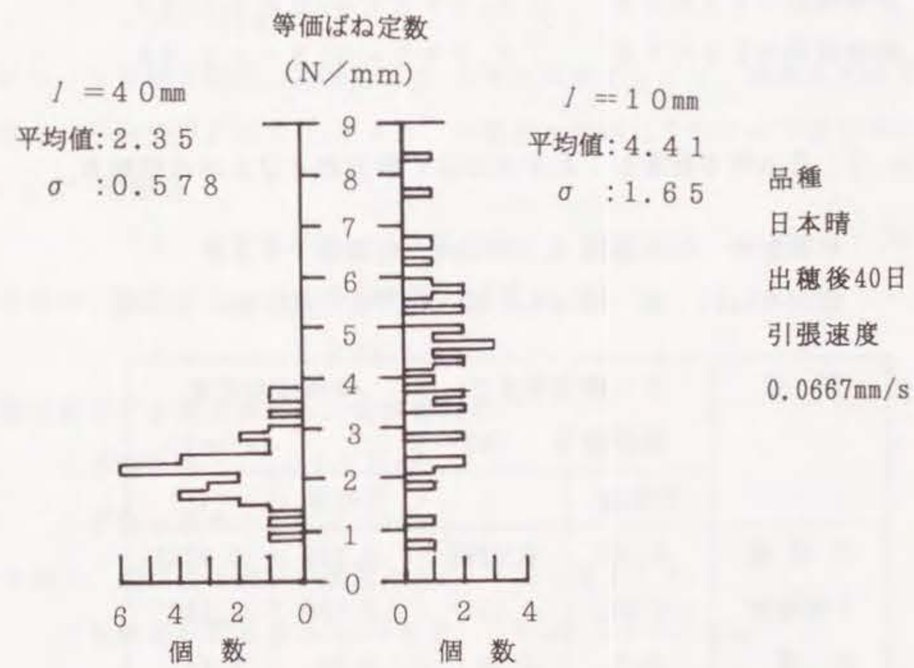


図４．１１　枝梗の長さ別，等価ばね定数ヒストグラム

２０日間陰干し乾燥した稲の試験結果について，脱粒力は，日本晴は増加したがアケボノと密陽23の変化は少なかった．一般に乾燥すると脱粒性が悪くなると言われるが，本試験結果では日本晴はこの傾向を示したが，アケボノと密陽23では大きな変化はなかった．等価ばね定数は，３品種とも高くなる傾向を示した．

（３）　はく離力および葉の切断力の考察

日本晴の小枝梗と１次枝梗のはく離力，および止葉の切断力を表４．２に示す．小枝梗のはく離は脱粒力の約１０％で生じ，１次枝梗のはく離は脱粒力の約５０％の力で生じた．この結果は，こぎ歯が櫛で梳くように作用する場合以外の作用を，穀粒に及ぼすと，小さな力で枝梗付き粒およびはく離による穂切れが発生することを示している．

また止葉の切断力は平均値１６．６N，標準偏差５．３Nで，枝梗の脱粒力の約１０倍となり葉の切断には，脱粒力の約１０倍の力を必要とすることが明らかとなった．

自脱内ではこぎ胴軸回転数５５０rpmで全ての葉が切断されているので，葉の切断力のばらつきがGauss分布にしたがうとみなした場合，こぎ歯に巻き付いた状態で葉に生じる力は，

標準偏差の２σのとき　　１６．６＋２×５．３＝２７．２N

標準偏差の３σのとき　　１６．６＋３×５．３＝３２．５N

表４．２　日本晴小枝梗と１次枝梗のはく離力および止葉の切断力

試験条件　引張速度 0.0667m/s，出穂後　５３日

含水率(wb)　籾　22.4%，葉　70.7%，茎上部　76.3%

部　位	はく離力および葉切断力　(N)		等価ばね定数 (N/mm)	
	平均値	σ	平均値	σ
小 枝 梗	0.167	0.0746	0.143	0.0782
１次枝梗	0.891	0.437	0.606	0.289
止　葉	16.6	5.30	3.59	1.46

σは標準偏差

となる．すなわち，自脱のこぎ室内でこぎ歯に巻き付いた葉には，２５Nあるいは３０Nを越す力が生じていると推定される．

４．４　衝突後の穀粒の速度

整そ歯の作用による穀粒のこぎ胴軸方向の最大速度は，第３章式(3.19)から，こぎ歯の速度の約１０％と遅い．一方，補強歯の作用による穀粒のこぎ胴軸方向の最大速度は，式(3.23)の数値計算からこぎ歯の速度とほぼ等しい速度となるが，最大速度を有した状態で，となりのこぎ歯に衝突する穀粒は少なく，また，こぎ歯と穂が衝突した瞬間を除き，こぎ歯は穂軸あるいは枝梗と接触して移動するため，大部分の穀粒のこぎ歯との衝突前速度は０と考えて考察できる．このため，式(4.1)と(4.5)から衝突後の穀粒の速度v_0は

$$v_0 = (1+e)\,v_t \cos^2\theta_t \sqrt{1+\mu^2} \qquad (4.16)$$

とする．ここで，反発係数eおよび動摩擦係数μについては，李昇揆の鋼板と穀粒の測定値[45]，$e=0.45$，$\mu=0.3$を用いる．$\mu=0.3$のとき，$\sqrt{1+\mu^2}$ はθ_tの推定精度から無視できるので，速度v_0は

$$v_0 = (1+e)\,v_t\cos\theta_t \qquad (4.17)$$

とおける．こぎ歯と穀粒の衝突角度θ_tの検討範囲としては，最悪条件の$\theta_t=0^\circ$の場合と，平均的値として$\theta_t=45^\circ$の場合を検討しておけば十分と考えられる．

$\theta_t=45^\circ$の場合

$$(1+e)\cos\theta_t = 1.025 \qquad (4.18)$$

であるので１とすると，衝突後の穀粒の速度v_0は

$$v_t < v_0 < 1.45\,v_t$$

の範囲を分布する推定される．供試自脱の

こぎ胴半径：$r_c=180$ mm

こぎ歯の高さ：$h=70$ mm

であるので，衝突後の穀粒の速度v_0は，下記の値をとる．

こぎ胴回転数５５０rpmのとき　　$v_0=21\sim10$ m/s

〃　　２００rpmのとき　　$v_0=7.5\sim3.5$ m/s

4．5　脱粒確率としてのシグマ確率

4．5．1　脱粒に必要な穀粒の速度

前節に述べたように，速度を変えた引張試験結果から近似的に

$$k_1=0,\quad c_1=\infty \quad および \quad c_2=0$$

となる．したがって

$$k_2=k$$

とおくと，式(4.6),(4.7)から

$$\dot{x}_3=-\frac{k}{m}x_2 \tag{4.19}$$

$$\ddot{x}_2+\omega_n{}^2=0 \tag{4.20}$$

ここで，$\omega_n=\sqrt{k/m}$

$$y = c\phi(t,0)v_0 \tag{4.21}$$

$$\phi(t,0)=\frac{1}{\omega_n}\sin\omega_n t \tag{4.22}$$

が得られる．これにより，衝突時の穀粒の初期速度v_0に対する枝梗の引張力yは

$$y=v_0\sqrt{mk}\ \sin(\sqrt{k/m}\ t) \tag{4.23}$$

となる．ここで，式(4.23)の固有角振動数 $\omega_n=\sqrt{k/m}$ は，

$m=30$ mg：穀粒の質量

$k=2.5$ N/mm：枝梗の等価ばね定数

のとき，

$$\omega_n=1\times10^7 s^{-1}$$

であり，短時間で最大値に達するため

$$\sin\omega_n t\fallingdotseq 1$$

とすると，式(4.23)は

$$y=v_0\sqrt{mk} \tag{4.24}$$

引張試験よる脱粒力をF_dとすると

$$y>F_d \tag{4.25}$$

のとき脱粒するので，脱粒に必要な穀粒の初期速度v_dは次式となる．

$$v_d>F_d/\sqrt{mk} \tag{4.26}$$

4．5．2　シグマ確率[24)]

脱粒力F_d，穀粒の質量mおよび等価ばね定数kのばらつきを考慮して，脱粒に必要な速度v_dを求めるために，" シグマ確率" の考え方を用いる．シグマ確率とは，脱粒力F_d，穀粒の質量mおよび等価ばね定数kの３変数が独立にGauss分布（標準偏差σ）にしたがう場合，各変数がそれぞれ1σ，2σ，3σの値を持つとき，何パーセントのものがこの範囲に入るかを表したものである．３変数が独立にGauss分布をなすときの共分散行列Pは次式で与えられる．

$$P=E\begin{bmatrix}\sigma_F{}^2 & 0 & 0\\ 0 & \sigma_m{}^2 & 0\\ 0 & 0 & \sigma_k{}^2\end{bmatrix} \tag{4.27}$$

ここで，σ_Fは脱粒力F_dの，σ_mは質量mの，そしてσ_kは等価ばね定数kの標準偏差である．所定の確率で脱粒するのに必要な速度v_dの問題は，３変数をベクトル

$$x^T=[F_d,\ m,\ k] \tag{4.28}$$

としたとき，xが楕円体

$$(x-\bar{x})\ P^{-1}\ (x-\bar{x})=l^2 \tag{4.29}$$

の内側にある確率を求めることである．lは標準偏差の何倍の楕円に相当するかを表す．たとえば，$l=2$のときは３変数が2σの範囲に入る値を持つときの確率で$l=3$のときは３変数が3σの範囲に入る値を持つときの確率を表す．

変数$n=3$のとき，楕円の中にはいる確率は，$erf(x)$を誤差関数として次式で与えられる[24)]．

$$q(l)=\sqrt{\frac{2}{\pi}}\int_0^l exp\left(-\frac{1}{2}r^2\right)r^2dr$$

$$=erf\left(\frac{l}{\sqrt{2}}\right)-\frac{\sqrt{2}}{\pi}exp\left(-\frac{1}{2}l^2\right) \tag{4.30}$$

脱粒確率としてのシグマ確率$\sigma(l)$は$l=0$のときの確率が５０％となるため，楕円の中にはいる確率$q(l)$の２分の１の値を用いて次式にて求めた．

$$\sigma(l)=\frac{q(l)}{2}+0.5 \tag{4.31}$$

シグマ確率$\sigma(l)$を表４．３に示す．

表４．３　シグマ確率

l	0	1	1.5	2	2.5	3
$\mathrm{erf}\left(\frac{l}{\sqrt{2}}\right)$	0	0.683	0.707	0.955	0.960	0.997
$\sqrt{\frac{2}{\pi}}l\ \exp\left(-\frac{l^2}{2}\right)$	0	0.484	0.389	0.216	0.0876	0.0266
$\frac{q(l)}{2}$	0	0.0995	0.159	0.370	0.436	0.485
シグマ確率　$\sigma(l)$	0.5	0.600	0.659	0.870	0.936	0.986

４．６　シグマ確率別の脱粒に必要な穀粒の速度

シグマ確率別に脱粒に必要な速度v_dを品種ごとに求めた．脱粒力，等価ばね定数および穀粒の質量は，表４．１と表２．３の値をまとめた表４．４の値を用いた．結果を表４．５に示す．この表から，たとえば，日本晴稔実籾において３変数が標準偏差で２σの値が重なった場合，つまり

脱粒力　　　：$F_d=2.1$N，

等価ばね定数：$k=1.3$N/mm，

質量　　　　：$m=27$mg

のとき，脱粒に必要なこぎ歯との衝突後の穀粒の速度は式(4.26)から

$v_0=12.2$m/s

表４．４　解析に用いる脱粒力，枝梗の等価ばね定数および穀粒の質量

σは標準偏差

品　種	脱　粒　力 (N)		等価ばね定数 (N/mm)		穀粒の質量 (mg)	
	平均値	σ	平均値	σ	平均値	σ
日本晴	1.60	0.25	2.30	0.60	33.0	3.0
アケボノ	0.95	0.25	1.40	0.40	37.0	2.5
密陽２３	0.85	0.20	1.40	0.40	37.0	2.0
日本晴（乾材）	2.20	0.30	3.20	0.60	27.0	2.5

表４．５　品種別，シグマ確率別の脱粒に必要な穀粒の速度

単位（m/s），σは標準偏差

シグマ確率	平均値	1σ	1.5σ	2σ	2.5σ	3σ
品種　　(%)	50.0	60.0	65.9	87.0	93.6	98.6
日本晴	5.8	8.0	9.9	12.2	15.5	21.5
アケボノ	4.2	6.5	8.2	10.5	14.2	22.1
密陽２３	3.7	5.6	7.0	8.9	11.9	18.4
日本晴（乾材）	7.5	9.9	11.4	13.3	15.7	18.8

であり，この速度を有していれば８７％が脱粒する．同様に，３変数が標準偏差で３σの値が重なった場合，つまり

脱粒力　　　：$F_d=2.35$N，

等価ばね定数：$k=0.5$N/mm，

質量　　　　：$m=24$mg

のとき，脱粒に必要な速度は

$v_0 = 21.5\,\mathrm{m/s}$

であり，この速度を有していれば９９％が脱粒する．

自脱の脱粒過程の解析には，こぎ歯と穀粒がどれだけの確率で衝突できるかの衝突確率と，衝突した場合にどれだけ確率で脱粒できるかの確率の２つが必要である．本章でのシグマ確率は，後者の確率を表すものである．衝突確率および実機での脱粒確率との関連については第８章で述べる．

４．７　まとめ

脱粒において最も影響を与える要因は，こぎ歯の速度と穀粒を小枝梗から離脱するのに必要な脱粒力と考え，衝突時のこぎ歯と穀粒の姿勢，および，こぎ歯と穀粒の衝突時に穀粒の受ける力積と脱粒の関係を考察し脱粒機構の解析を行った．

こぎ歯と穀粒の衝突の仕方あるいは姿勢には，図４．１(ａ)と（ｂ）の２種類あり脱粒に必要なこぎ歯の速度が異なるが，こぎ歯から衝撃を受けたとき枝梗の脱粒部に作用する曲げ，引張りおよびせん断の各応力は相互に関連を持っているので，どちらの場合もこぎ歯との衝突時に穀粒の受けた力積が枝梗の引張力に変化するとして解析を行った．衝突時の力積の受け渡しは，こぎ歯と穀粒の衝突を２球の衝突とみなして解析した．

脱粒性の異なる日本晴，アケボノおよび密陽23について，引張試験を行い脱粒力および力積を引張力に換算するために必要な枝梗の等価ばね定数を決定した．

脱粒力，枝梗の等価ばね定数および穀粒の質量がそれぞれ独立にGauss分布するとして，実測値を用いて品種別およびシグマ確率別に，脱粒に必要なこぎ歯の速度つまりこぎ胴回転数と衝突後の穀粒の速度を求めた．

所定のこぎ歯の速度と稲の品種が指定された場合の脱粒確率を解析した．

第５章　模型実験機による実験

５．１　実験の目的

前章までに，こぎ室内での稲の運動と脱粒機構について解析した．次に，これらを実験により検証する必要があるが，自脱は稲が層状になってこぎ室内に供給され，さらに観察場所が受網部に限られるため，自脱による実験だけでは，こぎ室内での稲の運動の観察およびこぎ歯に生じる力の計測は難しい．このため，実機による実験と並行して，２種類の脱穀模型実験機を試作し，ストロボ写真撮影とこぎ歯の歪の計測により脱穀理論の実証を行った．

一方，本研究は，電子制御を付加することにより脱穀機の処理能力を向上することを最終目的としている．脱穀機の設計を考える場合，日本では稲の収穫を第一に考える必要があるが，茎，穂軸および枝梗の剛性が低く脱粒難の稲の脱穀では，品質および消費動力の両面から現状の穂先供給式が最も有利と考えられる．しかし，自脱は元来制御を行うようには設計されていないため，電子制御装置を付加しても処理能力の向上には限度があり，この目的を達成するには，最初から制御を前提として脱穀機を設計する必要がある．このためには，脱穀理論に基づいて設定した条件下で自脱と同性能の脱粒の可否の確認により，自脱と異なる脱穀方式の場合でも，これらの理論が適用できることを実証する必要がある．さらに，脱穀状態のセンシングの可否を確認することが必要である．このため，模型実験においてはこれらの項目の確認も並行して行った．

製作したＡ，Ｂ２種類の実験装置は，両装置とも１本の棒状こぎ歯を油圧モータにとりつけ，油圧モータの回転を制御することにより，こぎ歯を所定の速度，所定の角度で所定の回数，稲の所定の位置に衝突させることができる．こぎ歯は計測，解析を正確に行うために線径２ａの片持はりとした．

実験Ａの目的は，主としてこぎ歯と衝突した際の稲の動きの観察することである．動きが観察しやすいように，葉を除去した１本の稲を垂直に吊るし，これにこぎ歯を衝突させた．この実験に用いた実験装置Ａを図５．１に示す．

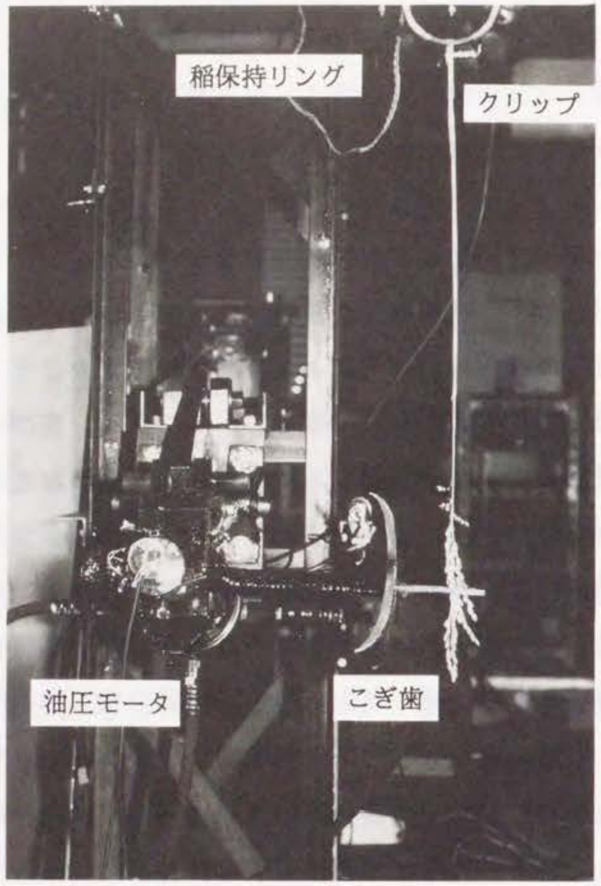


図5.1

実験装置A

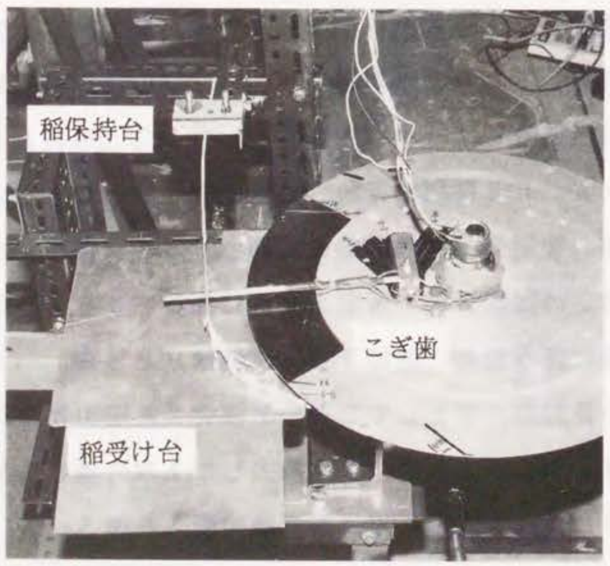


図5.2

実験装置B

実験Bの目的は,

1）こぎ歯に作用する力の計測

2）脱穀理論に基づいて設定した条件下での自脱と同性能の脱粒の可否の判定,

3）穂切れの発生の制御およ穂切れ時のセンシングの可否の判定

を行うことである．このため，水平に保持した稲にこぎ歯を作用させた．この実験に用いた実験装置Bを図5.2に示す．

5．2　脱穀時の基礎方程式

5．2．1　xy面での稲の運動

模型実験機にて，稲の運動の観察と脱粒機構の解析の検証が可能であることを確認するため，模型実験機と実機の脱穀時の基礎方程式が，同一であることを確認する．実験装置Bのこぎ歯と稲の位置関係を図5．3に示す．稲の茎の方向をx軸，こぎ歯の回転軸をy軸とし，xy面に直角の方向をz軸とする．ただし，実機の場合と同様に，座標の原点は，問題に合わせて適宜移動する．

こぎ歯の回転軸の角速度をω，原点Oから衝突点までのこぎ歯の回転半径をrとすると，こぎ歯の周速度vは次式となる．

$$v = r\omega \tag{5.1}$$

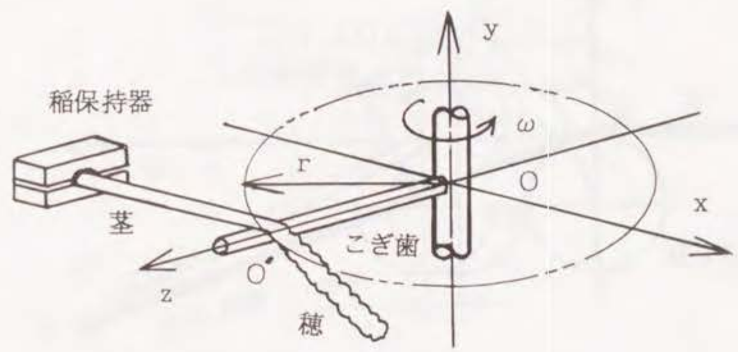


図5．3　実験装置Bのこぎ歯と稲の関係

こぎ歯の断面と稲の関係は図５．４となる．原点Ｏから任意の質点ｊ（質量m_jの籾粒の位置）までの距離をl_{0j}とし，ｙ軸方向の初期位置をh_{0j}とする．t＝０でのこぎ歯の回転面（ｚｘ面）と穂の初期傾き角α_0は次式となる．

$$\alpha(0)=\alpha_0 \fallingdotseq \sin^{-1}\frac{h_{0j}}{l_{0j}} \tag{5.2}$$

ここで，こぎ歯が稲と接触している間の回転半径ｒの変化は無視し，こぎ歯はｘ軸方向に速度ｖで移動するものと仮定する．穂軸または枝梗とｚｘ面との傾き角度を$\alpha(t)$とすると，こぎ歯は時刻ｔからｔ＋ｄｔの間にｖｄｔ移動し，この正弦成分がｄｔ間に$\alpha(t)$をｄαを増加させるのでｄαは次式となる．

$$d\alpha=\sin^{-1}\frac{v\,dt\sin\alpha(t)}{l_j(t)} \tag{5.3}$$

ここで，　$l_j(t)=l_{0j}-vt-a\alpha(t)$　(5.4)

$\alpha(t)$の計算は数値計算によるので，離散形で表示すると

$$\alpha_{k+1}=\alpha_k+\sin^{-1}\frac{v\Delta t\sin\alpha_k}{l_{0j}-vt-a\alpha_k} \tag{5.5}$$

となる．したがって，原点Ｏからの質点ｊまでの距離x_jとy_jは次式となる．

$$\left.\begin{aligned} x_j&=vt+a\sin\alpha(t)+l_j(t)\cos\alpha(t)\\ y_j&=a(1-\cos\alpha(t))+l_j(t)\sin\alpha(t)\end{aligned}\right\} \tag{5.6}$$

これらの式は，自脱のこぎ歯が傾斜角ϕを持たない場合に成立する第３章の式(3.20)～(3.23)と同じである．

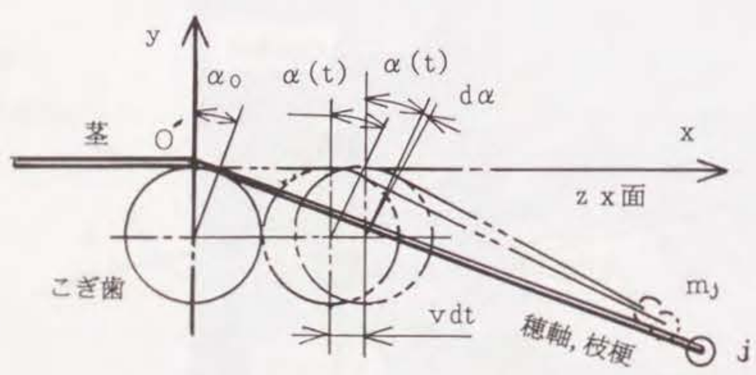


図５．４　こぎ歯の移動による傾き角αの変化

５．２．２　こぎ歯と穂軸等に作用する力

質点ｊの質量をm_jとし，これに生じる加速度のｘｙ平面の成分を

$$\ddot{u}_j=\sqrt{\ddot{x}_j^{\,2}+\ddot{y}_j^{\,2}} \tag{5.7}$$

とすると，穂軸等に生じる張力T_1は

$$T_1=\sum_{j=1}^{n} m_j\ddot{u}_j \qquad (n：質点数) \tag{5.8}$$

となる．図５．５に示すように，張力T_1により固定端側に作用する張力T_2は，こぎ歯と穂軸等の動摩擦係数をμ，穂軸等のこぎ歯への巻付角度をβとすると

$$T_2=T_1e^{\mu\beta} \tag{5.9}$$

となる．初期傾き角α_0が大きい場合張力T_1，T_2が増加し，張力T_2が穂軸等の引張強さを越えたとき穂切れが生じる．張力T_1とT_2によりこぎ歯の断面の法線方向に作用する力F_nは，

$$F_n=T_1(1+e^{\mu\beta})\sin\frac{\beta}{2} \tag{5.10}$$

となる．この力F_nがこぎ歯に作用する．式(5.7)～(5.10)は，第３章の式(3.25)～(3.34)と同じである．

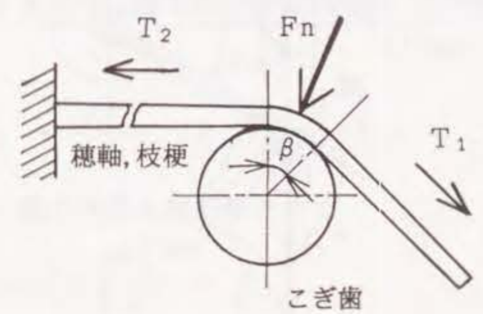


図５．５　こぎ歯に作用する力

5．2．3　ｚｘ面での稲の運動

ｚｘ面での稲の運動の観察は，実験装置Ａにて行う．式(5.10)の力F_nによりｘ軸方向に生じるこぎ歯への抵抗力F_xは

$$F_x = F_n \left(\sin\frac{\beta}{2} + \mu\cos\frac{\beta}{2}\right) \tag{5.11}$$

となる．この力によって穂はこぎ歯に沿って運動する．このとき，実験装置Ａに生じる力の関係を図５．６に示す．ｔ＝０で穂に衝突する位置でのこぎ歯とｚ軸のなす初期角度をγ_0，とし，こぎ歯の角速度をωとして

$$\psi(t) = \omega t + \gamma_0 \tag{5.12}$$

すると，穂に作用するこぎ歯の軸心方向の力F_rは条件ごとに次式となる．

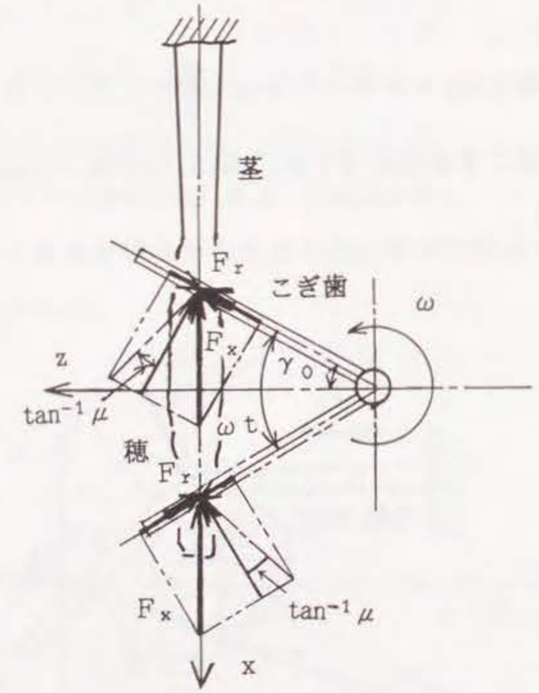


図５．６　穂に作用するこぎ歯の軸心方向の力

$\psi(t) < -\tan^{-1}\mu$　の場合

$$F_r = F_x(\sin\psi(t) + \mu\cos\psi(t)) \tag{5.13}$$

このとき，穂はこぎ歯の回転軸から離れる方向に移動する．

$-\tan^{-1}\mu < \psi(t) < \tan^{-1}\mu$　の場合

$$F_r = 0 \tag{5.14}$$

この条件では，摩擦力のため穂は移動できない．

$\psi(t) > \tan^{-1}\mu$　の場合

$$F_r = F_x(\sin\psi(t) - \mu\cos\psi(t)) \tag{5.15}$$

このとき，穂はこぎ歯の回転軸に近づく方向に移動する．

自脱のこぎ歯は図３．１２の傾き角ψ_0を有するが，模型実験機では棒状こぎ歯のため$\psi_0 = 0$である．このため，式(5.13)～(5.15)と式(3.36)～(3.38)はこの点に関してのみ

異なる．

以上のように，ｘｙ面，ｚｘ面の稲の運動，こぎ歯と穂軸に作用する力とも，模型実験機は自脱と同じ運動方程式が成立する．したがって，模型実験において脱穀理論の実証が行える．

５．３　こぎ歯に作用する力

こぎ歯は片持はりとなるので，はりの横振動の理論[72]が適用できる．はりの横振動の運動方程式は，

$$\rho A\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}\left(EJ\frac{\partial^2 y}{\partial x^2}\right) = 0 \tag{5.16}$$

となる．こぎ歯は断面一様の中実丸棒であるので

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + a_p^2\frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = 0 \tag{5.17}$$

$$a_p^2 = \frac{EJ}{\rho A} \tag{5.18}$$

ここで，　Ｅ：縦弾性係数

Ｊ：断面２次モーメント

ρ：比重，　　Ａ：断面積

規準関数を$Y(x)$，規準座標を$q(t)$とすると，$y(x,t)$は

$$y(x,t)=Y(x)q(t)=Y(A\sin\omega_i t+B\cos\omega_i t) \tag{5.19}$$

となる．この式を式(5.17)に代入すると

$$\frac{d^4Y}{dx^4}-\frac{\omega^4}{a_p^2}Y=0 \tag{5.20}$$

となる．ここで

$$k^4=\frac{\omega^2}{a_p^2} \tag{5.21}$$

とすると，式(5.20)は

$$\frac{d^4Y}{dx^4}-k^4Y=0 \tag{5.22}$$

となり，一般解は次式となる．

$$Y_i(x)=C_1\cosh k_i x+C_2\sinh k_i x+C_3\cos k_i x+C_4\sin k_i x \tag{5.23}$$

全長lの片持はりの境界条件は

$$Y(0)=Y'(0)=Y''(l)=Y'''(l)=0 \tag{5.24}$$

となるので，振動数方程式は

$$1+\cosh kl\cos kl=0 \tag{5.25}$$

となる．i次の規準振動を添え字iで表示すると，これを満足する$k_i l$は表5.1となる．

表5.1　i次の規準振動の$k_i l$の値

$k_1 l$	$k_2 l$	$k_3 l$	$k_4 l$	$k_5 l$	$k_6 l$
1.875	4.694	7.855	11.00	14.14	17.28

固有角振動数ω_iはlが既知であれば

$$\omega_i=a_p\left(\frac{k_i l}{l}\right)^2\quad(i=1,2\cdots) \tag{5.26}$$

で求められる．

次に，規準関数は

$$Y_i=C\{(\sinh k_i l+\sin k_i l)(\cosh k_i x-\cos k_i x)$$
$$-(\cosh k_i l+\cos k_i l)(\sinh k_i x-\sin k_i x)\} \tag{5.27}$$

となる．したがって，曲げ振動の一般解は次式となる．

$$y(x,t)=\sum_{i=1}^{\infty}Y_i(x)q_i(t)=\sum_{i=1}^{\infty}Y_i(A_i\sin\omega_i t+B_i\cos\omega_i t) \tag{5.28}$$

各規準振動数のときの振幅比を検討するため，自由端をy_0だけ変位させ，放す場合の自由振動を検討する．初期条件は，はりの静たわみ曲線から

$$y(x,0)=y_0\frac{x^2}{2l^2}\left(3-\frac{x}{l}\right),\qquad \frac{\partial}{\partial t}y(x,0)=0 \tag{5.29}$$

とする．境界条件は，式(5.24)と同じである．

式(5,17)を，式(5.29)の初期条件を用いてtについてLaplace変換すると

$$L[y^n(x,t)]=s^nY_t-s^{n-1}y(x,+0)$$
$$-s^{n-2}y'(x,+0)-\cdots-y^{(n-1)}(x,+0) \tag{5.30}$$

から

$$s^2Y_t+a_p^2\frac{d^4Y_t}{dx^4}=sY_t(x,0)=sy_0\frac{x^2}{2l^2}\left(3-\frac{x}{l}\right) \tag{5.31}$$

ここで

$$-\gamma^4=\frac{s^2}{a_p^2} \tag{5.32}$$

とすると，式(5.31)は

$$\frac{d^4Y_t}{dx^4}-\gamma^4Y_t=\frac{-\gamma^4}{s}y_0\frac{x^2}{2l^2}\left(3-\frac{x}{l}\right) \tag{5.33}$$

となる．次に，固定端について，せん断と曲げの未知の境界条件を

$$\frac{\partial^2y(0,t)}{\partial x^2}=u_1(t),\qquad \frac{\partial^3y(0,t)}{\partial x^3}=u_2(t) \tag{5.34}$$

とおき，$u_1(t)$および$u_2(t)$のtについてのLaplace変換をそれぞれ$U_1(s)$および$U_2(s)$として，式(5.34)をxについてLaplace変換すると

$$Y_{tx}=\frac{\sigma U_1(s)+U_2(s)}{\sigma^4-\gamma^4}-y_0\frac{3\gamma^4}{l_2 s(\sigma^4-\gamma^4)}\left(\frac{1}{\sigma^3}-\frac{1}{l\sigma^4}\right) \tag{5.35}$$

となる．式(5.35)をσについて部分分数に分解して逆変換すると

$$Y_t=\frac{y_0 x_2}{2 s l_2}\left(3-\frac{x}{l}\right)$$

$$+\left\{U_1(s)-\frac{3 y_0}{l^3 s}\right\}\frac{1}{2\gamma_2}(\cosh\gamma x-\cos\gamma x)$$

$$+\left\{U_2(s)-\frac{3 y_0}{l^3 s}\right\}\frac{1}{2\gamma^3}(\sinh\gamma x-\sin\gamma x) \qquad (5.36)$$

式(5.24)の境界条件のLaplace変換したもの

$$\frac{d^2Y_t}{dx^2}=0 \quad , \quad \frac{d^3Y_t}{dx^3}=0 \qquad (5.37)$$

を，式(5.36)に代入して$U_1(s)$および$U_2(s)$を求めて，これらを再度式(5.36)に代入して消去すると

$$Y_t=\frac{y_0 x_2}{2 s l_2}\left(3-\frac{x}{l}\right)+\frac{y_0{}^3}{2s(\gamma l)^3}\frac{\eta(\gamma, x)}{1+\cosh\gamma l\cos\gamma l} \qquad (5.38)$$

ここで，

$$\eta(\gamma, x)=(\cosh\gamma l+\cos\gamma l)(\sinh\gamma x-\sin\gamma x)$$
$$+(\sinh\gamma l+\sin\gamma l)(\cosh\gamma x-\cos\gamma x)$$

Y_tについてs→tの逆変換を行って$y(x, t)$を得る．式(5.38)の逆変換は，右辺第2項とe^{st}との積の

$$1+\cosh\gamma l\cos\gamma l=0 \qquad (5.39)$$

の根に対する留数の総和に等しくなる．式(5.39)の正の実根を$k_i l$とすると

$$\gamma l=\pm k_i l,\ \pm j k_i l \qquad (5.40)$$

となる．そこで式(5.32)は

$$-k^4=\frac{s^2}{a_p{}^2} \qquad (5.41)$$

$$s=j a_p k_i{}^2 \quad , \quad \omega_i=a_p k_i{}^2 \qquad (5.42)$$

ここで，ω_iは片持はりの固有角振動数である．式(5.42)を用いて式(5.38)を逆変換すると

$$y(x, t)=y_0\sum_{i=1}^{\infty}\left[\frac{3e^{st}}{2s(\gamma l)^3}\frac{\eta(\gamma, x)}{\left\{\frac{d(1+\cosh\gamma l\cos\gamma l)}{ds}\right\}}\right]_{s=j\omega}$$

$$=y_0\sum_{i=1}^{\infty}\left[\frac{3e^{st}}{(\gamma l)^4}\frac{\eta(\gamma, x)}{\sinh\gamma l\cos\gamma l-\cosh\gamma l\sin\gamma l}\right]_{s=j\omega} \qquad (5.43)$$

したがって，γの代わりにk_iと置くと，式(5.43)は

$$y(x, t)=y_0\sum_{i=1}^{\infty}\left[\frac{3e^{j\omega_i}}{(k_i l)^4}\xi_i(x)\right]_{s=j\omega}$$

$$=y_0\sum_{i=1}^{\infty}\frac{6}{(k_i l)^4}\xi_i(x)\cos\omega_i t \qquad (5.44)$$

ただし

$$\xi_i(x)=\frac{\eta_i(k_i, x)}{\sinh k_i l\cos k_i l-\cosh k_i l\sin k_i l}$$

$$\eta_i(k_i, x)=(\cosh k_i l+\cos k_i l)(\sinh k_i x-\sin k_i x)$$
$$+(\sinh k_i l+\sin k_i l)(\cosh k_i x-\cos k_i x)$$

振幅は式(5.44)から$k_i l$の４乗に比例して減少する．このため，式(5.26)から各規準振動数の振幅は固有角振動数ω_iの２乗に反比例して減少する．２次規準振動の固有角振動数は，式(5.26)と表５．１から１次規準振動の６．２６倍となるので，振幅は１/３９．２分となる．このため，２次規準振動以上を無視すると，こぎ歯の歪の観測波形は，１自由度の振動系に入力F_nが作用したときの出力波形とみなすことができて，観測波形からこぎ歯に作用する入力F_nを推定することができる．

５．４　脱穀エネルギ

こぎ歯の反力として計測できる力は，個々の穀粒の作用する力の和であるため，脱穀エネルギにより脱穀理論の実証を行う．図５．１のこぎ歯と稲の関係において，脱穀に要するエネルギは次の５つの成分に分けられる．

１）穀粒がこぎ歯の回転面（ｚｘ面）に達したときに保有する運動エネルギ（E_t）

$$E_t=\frac{1}{2}\sum_{j=1}^{n} m_j\dot{u}_j{}^2 \qquad (5.45)$$

$$\dot{u}_j=\sqrt{\dot{x}_j{}^2+\dot{y}_j{}^2} \qquad (5.7)$$

n：一穂の質点数または穀粒数

2）穀粒がこぎ歯と衝突したときに受け取るエネルギ（E_f）

$$E_f = \frac{1}{2}\sum_{j=1}^{n} m_j v_{0j}^2 \qquad (5.46)$$

v_{0j}：こぎ歯との衝突直後に穀粒の有する速度

3）脱粒部が引張強さに達するまで枝梗を引き伸ばすのに必要なエネルギ（E_k）

$$E_k = \frac{1}{2}\sum_{j=1}^{n} k_j s_j^2 \qquad (5.47)$$

k_j：枝梗の等価ばね定数

s ：脱粒力に達するまでの枝梗の伸び

4） 脱粒部を分離するのに必要なエネルギ（E_b）

このエネルギは，微小で計測不可のため除外する．

5） 位置のエネルギの増分（E_u）

$$E_u = \sum_{j=1}^{n} m_j g h_{0j} \qquad (5.48)$$

g ：重力加速度

h_{0j}：穀粒の初期位置からｚｘ面までの距離

これらのエネルギを与えることのできるのは，こぎ歯だけであるので，こぎ歯に生じた歪エネルギをE_sとすると

$$E_s = E_t + E_f + E_k + E_b + E_u \qquad (5.49)$$

となる．こぎ歯に生じた歪を測定し，式(5.45)～(5.48)の計算値と比較すれば，脱穀理論が実証できる．

5．5 脱穀模型実験Ａ

5．5．1 実験装置Ａおよび方法

実験Ａの目的は，こぎ歯と衝突した際の稲の動きを観察することであるので，図5．1に示したように，葉を除去した１本の稲を垂直に吊るし，これにこぎ歯を衝突させた．式(5.2)の初期傾き角α_0の異なる実験は，吊り下げた稲に対するこぎ歯の回転面の傾き角度を変更して行った．こぎ歯の回転中心から先端までの距離はＲ＝

２６０㎜であり，回転中心からｒ＝２１０㎜の位置で穂と衝突させた．上端部の茎の支持法は上部のリングのφ５㎜の穴に茎を通し，折り曲げた後ワニグチ状のクリップでとめたので，ピン支持と固定支持の中間となった．茎の長さは，吊り下げた稲とこぎ歯の回転面のなす角度が１５°のとき穂の中央にこぎ歯を作用させた状態で，全長約７００㎜（穂の平均長さ２００㎜）とした．

供試稲は日本晴（含水率 籾１７．１％，茎７２．９％w.b.）と密陽23（含水率 籾１６．９％，茎７７．０％w.b.）の生材を用いた．刈り取り直後の稲を用いたが熟期が６０日をすぎており籾の含水率は低かった．

稲の動きの観察は，正面と側面に設置した２台のカメラで連続ストロボ写真撮影により行った．補助として２台の市販のビデオカメラ（60fields/s，30frames/s）による撮影も行なった．

5．5．2 実験Ａの結果と考察

吊り下げた稲とこぎ歯の回転面の傾き角度１５°，こぎ歯の周速度6．6m/s（回転数３００rpm），衝突初期角度ψ_0＝－２５°，１回衝突の日本晴の結果を図５．７に示す．衝突初期角度ψ_0＝２０°他は同条件の結果を図５．８に示す．図５．７の場合，穂はこぎ歯の回転軸から離れていくこと，および，図５．８の場合は，回転軸方向に引き込まれることが確認できた．この結果，式(5.13)，(5.15)に示した摩擦力の分力による穂の運動が定性的ではあるが実証できた．

ビデオでの観察により，穂が回転軸から離れる図５．７の場合は，こぎ歯が下部の穀粒に衝突する前に穂がこぎ歯から外れてしまい未脱粒が生じるが，図５．８のように穂が回転軸方向に引き込まれる場合は，こぎ歯は初期衝突位置より下部にある全粒に衝突でき，これらの穀粒は全て脱粒されることが明らかとなった．

穂の運動には，茎上端部の支持法と茎の曲げ剛性も影響を与える．密陽23は日本晴に比較して茎が太く剛性も高いため，こぎ歯との衝突時に穂の移動が少なくこぎ歯と穀粒の衝突機会が多いことが判明した．また，日本晴では，こぎ歯と衝突できない初期衝突位置より上部の穀粒は脱粒されず，脱粒にはこぎ歯との衝突が必要なことも明らかとなった．

脱粒の有無とこぎ歯の周速度の関係については，本実験のような葉の無い状態で

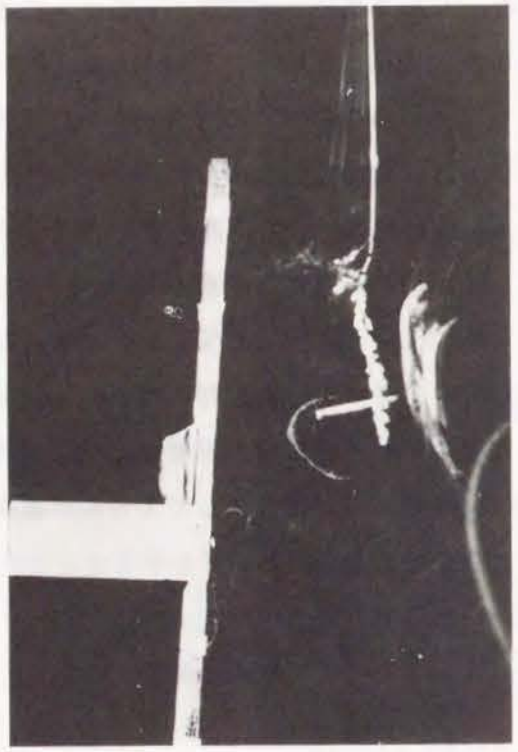


図５．７
穂が離れて行く
ときの様子

［ 実験条件 ］
衝突初期角度 ψ_0＝－２５°
品種　日本晴生材
こぎ歯の周速度６．６m/s
（回転数３００rpm）
吊り下げた稲とこぎ歯
の回転面の傾き角度１５°

図５．８
穂が引き込まれ
るときの様子

［ 実験条件 ］
衝突初期角度 ψ_0＝２０°
品種　日本晴生材
こぎ歯の周速度６．６m/s
（回転数３００rpm）
吊り下げた稲とこぎ歯
の回転面の傾き角度１５°

は，脱粒難の日本晴でもこぎ歯の周速度が４．４m/s（２００rpm）であれば，こぎ歯と１回衝突すれば全粒が脱粒したが，２．７m/s（１２０rpm）では脱粒しなかった．脱粒易の密陽23では２．７m/sで，こぎ歯と１回衝突した全粒が脱粒した．

５．６　脱穀模型実験Ｂ

５．６．１　実験装置Ｂおよび方法

実験Ｂの目的は，実験Ａが観察を主とした実験であるのに対して，こぎ歯の歪計測を行い，脱穀エネルギの比較による理論の定量的検証にある．こぎ歯は，図５．９に示す諸元を有する測定点１と２に歪ゲージを貼った軟鋼製の中実丸棒である．こぎ歯の固有角振動数は，式(5.26)および(5.18)と表５．１の λ_i の値から求められる．

$$\omega_i = a_p \left(\frac{k_i l}{l}\right)^2 \quad (i=1,2\cdots) \tag{5.26}$$

$$a_p^2 = \frac{EJ}{\rho A} \tag{5.18}$$

ここで，　$E = 205\,\mathrm{GPa}$　：縦弾性係数
$\rho = 7.85\times10^3\,\mathrm{kg/m^3}$　：比重
$d = 6\,\mathrm{mm}$　：直径
$J = \pi d^4/64$　：断面２次モ－メント
$A = \pi d^2/4$　：断面積
$J/A = d^2/16 = 28.27$
$l = 230\,\mathrm{mm}$　：全長

固有振動数を表５．２に示す．

表５．２　実験Ｂで使用したこぎ歯の固有角振動数

規準振動数	１次	２次	３次
固有角振動数　(rad/s)	５１０	３１９０	８９４１
固有振動数　(Hz)	８１．１	５０８	１４２３

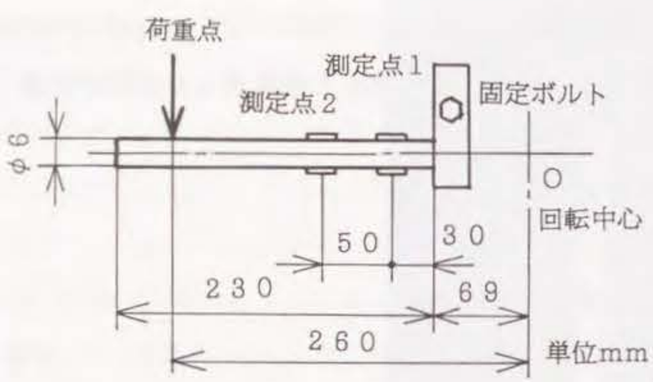
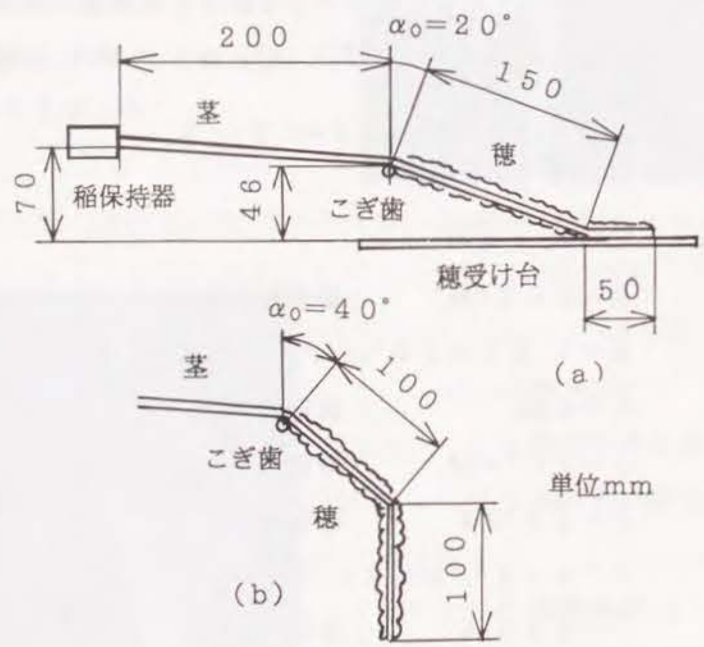


図5.9　こぎ歯の寸法諸元



（a）　穂受け台有　　　　　（b）　穂受け台無

図5.10　実験装置Bの稲の取付関係

供試稲は，日本晴乾材（含水率籾15％，茎20％wb）で，条件を均一にするために，穂の長さ200mm前後の変形の少ないものを選んで用いた．

葉を除去した1本の稲の茎側を稲保持台に固定支持する．穂受け台を使用した場合の衝突前の稲の姿勢を図5.10(a)に示す．穂の初期傾き角はα_0＝20°となり，穂先部の50mmは穂受け台に接する．穂受け台を取り外すと，稲の姿勢は図5.10(b)となる．初期傾き角はα_0＝40°となり，穂先の約100mmは垂直となる．こぎ歯の周速度は5.5，8.2，12.3，14.8，17.1m/sの5種類行い，このとき，こぎ歯に生じる力の計測と脱粒や穂切れの状況を観察した．歪ゲージの方向は，式(5.11)のβが近似的にα_0に等しいと仮定し，F_nが作用したとき主歪が測定できる方向とした．こぎ歯の作用中のβの変化は無視する．

なお，乾材を用いたのは実験時期の関係で，茎の曲げ剛性の平均値は，下記に示すように日本晴生材と乾材の差は，アケボノや密陽23の品種の差より少なく，乾材を用いた実験結果でも一般性は失われないと判断した．

茎の曲げ剛性の平均値

日本晴生材	：	EJ_0＝5883Nmm^2
日本晴乾材	：	EJ_0＝4786Nmm^2
アケボノ生材	：	EJ_0＝7536Nmm^2
密陽23生材	：	EJ_0＝2451Nmm^2

茎の曲げ剛性の詳細は，表2.1に記載．

5．6．2　実験Bの結果および考察

（1）　こぎ歯に作用する力

こぎ歯の周速度8.2m/s（300rpm）時の通常脱穀時（穂受け台有り）と穂切れ発生時（穂受け台無し）のこぎ歯に作用する力の実測波形を図5.11に示す．なお，この図は2次規準振動以上の波形を除去するため，200Hzのローパスフィルタを通したものである．脱穀終了時の波形から供試こぎ歯の構造減衰は小さく無視できる．このため，観測波形は非減衰1自由度振動系に有限インパルス列が作用した場合の出力波形とみなすことができる．この場合，出力波形の振幅は入力の2倍となるため，観測波形のの隣り合わせの極小値と極大値の平均値をこぎ歯に作用した力F_nとする．図5.11からこぎ歯に作用した力F_nは，

通常脱穀時	：	F_n≒5N
穂切れ発生時	：	F_n≒15N

となる．

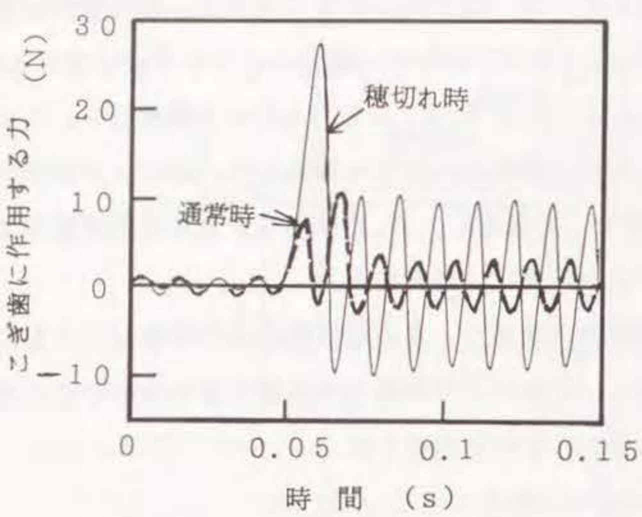


図11 こぎ歯に作用する力

［実験条件］
品種 日本晴乾材
こぎ歯の周速度８．２m/s
（回転数３００rpm）
通常脱穀時（穂受け台有り）
初期傾き角：α_0＝２０°
穂切れ発生時（穂受け台無し）
初期傾き角：α_0＝２０°

穂軸の根元に生じる張力T_2は測定値F_nから，式(5.9)および(5.10)から次式となる．

$$T_2 = \frac{F_n}{(1+e^{-\mu\beta})\sin\frac{\beta}{2}} \tag{5.50}$$

こぎ歯と穂軸の動摩擦係数μ＝０．３，巻付角度$\beta \fallingdotseq \alpha_0$とすると，図５．１０(a)の穂受け台有りの通常脱穀時はβ＝２０° なので，通常脱穀時の穂軸の根元に生じる張力は

$$T_2 \fallingdotseq 15\,\mathrm{N}$$

と推定される．また，図５．１０(b)の穂受け台無しのときはβ＝４０° なので，穂切れ発生時のは穂軸の根元に生じる張力

$$T_2 \fallingdotseq 24\,\mathrm{N}$$

と推定される．

（２） 穂切れ発生の制御

穂受け台を取り付けた図５．１０(a)の状態では，こぎ歯の周速度が１７．１m/s（６３０rpm）でも穂切れは１度も発生しなかった．しかし，穂受け台無しの図５．１０(b)の状態では，こぎ歯の周速度が１２．３m/s（４５０rpm）以上であれば必ず穂切れが発生した．この結果，穂切れは初期傾き角α_0を調整することにより制御できることが確認できた．また，葉を除去した１本の稲でしかも歪ゲージを用いたという限定した条件下ではあるが，穂切れのセンシングは可能であることも確認できた．

脱粒については，式(5.12)の衝突初期角度$\varphi(0)$が

$$\varphi(t) < -\tan^{-1}\mu = -16.7^\circ$$

の条件を満たした状態で，穂の付け根から衝突させればこぎ歯は全部の穀粒に衝突できる．このため，この条件ではこぎ歯の周速度が５．５m/sであれば，実験Ａと同様全粒が脱粒した．

５．６．３ エネルギによる脱穀理論の実証

こぎ歯の歪計測から推定したこぎ歯に作用したエネルギE_s（実測値）と式(5.56)の右辺のエネルギ（計算値）の比較により脱穀理論の実証を行う．

（１）実測エネルギE_s

エネルギE_sは，観測波形の隣り合わせの極小値と極大値の平均値を結んだ線の囲む面積に，実験時のこぎ歯の速度を乗じて求めた．

（２）運動エネルギE_t

穀粒がこぎ歯の回転面（ｚｘ面）に達したときに保有する運動エネルギE_tは，実験前と実験後の試料の質量を計測し，この差を脱粒された穀粒の全質量m_tとして，２００mmの穂の４０，８０，１２０，１６０，２００mmの５つの位置に，１２．５，２５，２５，２５，１２．５％の割合でm_tを分配して，式(5.6)から数値計算により速度を求めて算出した．

（３）穀粒がこぎ歯と衝突したときに受け取るエネルギE_f

エネルギE_fは，第４章のこぎ歯と穀粒の衝突を２球の衝突とみなした場合に成立する式(4.18)から

$$v_0 = (1+e)\, v \cos\theta_t \tag{4.18}$$

衝突後の周速度を求めて算出した．

ここで，v_0 ：衝突後の穀粒の周速度
v ：衝突前のこぎ歯の周速度

$e=0.45$：こぎ歯と穀粒の反発係数

θ_t　：衝突時にこぎ歯の断面と穀粒のなす衝突角度

θ_tを平均値として$\theta_t=45°$とみなすと

$$(1+e)\cos\theta_t=1.025$$

となり，衝突後の速度v_0はこぎ歯の周速度vに近似的に等しくなる．そこで，脱粒された穀粒の全質量m_tが，衝突後に周速度vを有するとみなして計算した．

（4）脱粒部が破断力に達するまで枝梗を引き伸ばすのに必要なエネルギE_k

エネルギE_kは，エネルギE_fと同様に第3章の日本晴乾材の平均値

$k=3.2$N/mm：枝梗の等価ばね定数

$s=0.16$mm：脱粒までの枝梗の伸び

を用いて計算した．1粒のエネルギは

$$E_k=0.041\text{Nmm}$$

で1穂に200粒ある場合でも

$$E_k=8.2\times10^{-3}\text{J}$$

である．エネルギE_tおよびE_fに比べて小さいため無視する．

（5）位置のエネルギE_u

エネルギE_uは，3.5gの穀粒を46mm持ち上げた場合

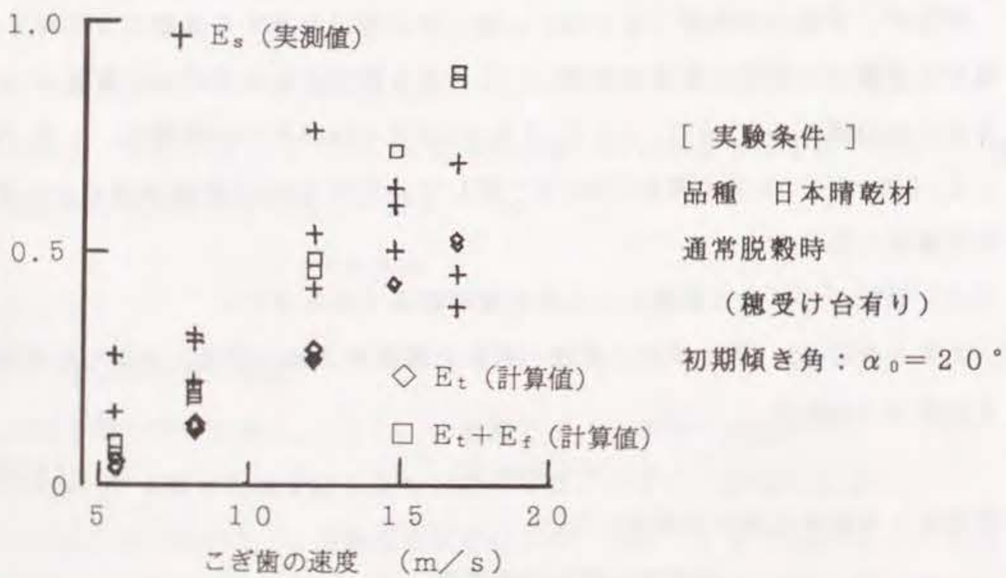


図5.12 脱穀エネルギの実測値と計算値

$$E_u=1.58\times10^{-3}\text{J}$$

となる．

エネルギE_k同様，E_tおよびE_fに比べて小さいため無視する．

穂受け台有りの通常脱穀時のこぎ歯の周速度別のエネルギE_sとエネルギE_t+E_fを図5.12に示す．エネルギE_fの計算精度を考慮すると，実測値と計算値は一致しており，葉を除去した1本の稲という限定した条件下であるが，第2章および第3章で提案した脱穀時の稲の運動理論が実証できた．

5.7 まとめ

2種類の脱穀模型実験機を用いて，こぎ歯が作用したときの稲の動きの観察と，こぎ歯の歪の計測による脱穀エネルギの比較による穂先供給式の稲の脱穀理論の実証，および，これに基づいて設定した条件下で自脱と同性能の脱粒の可否と脱穀状態のセンシングの可否を確認するための実験を行った．

稲のこぎ歯に沿っての運動については，理論通りこぎ歯との衝突初期角度ψ_0により方向が変化することを，ストロボ写真撮影により観察した．こぎ歯の歪計測から推定したこぎ歯に作用したエネルギE_s（実測値）と脱穀時の稲の運動理論によるエネルギ（計算値）は一致した．稲の運動の観察およびエネルギの比較の両面に置いて，葉を除去した1本の稲という限定した条件下であるが，脱穀理論が実証できた．また，脱穀理論に基づいて設定した条件下で自脱と同性能の脱粒が可能であった．

こぎ歯と稲の衝突角度（初期傾き角度α_0）を変化させることにより，穂軸または枝梗に作用する力が変化し，穂切れの発生の有無が制御できることを確認した．通常脱穀時と穂切れ発生時では，こぎ歯の歪は3倍以上の差が生じ，歪ゲージを用いた場合は測定値からも穂切れの有無の判定は可能であった．実機においても，こぎ歯の歪あるいは変位を測定することにより脱穀状態をセンシングすることは，可能であると思われる．

葉のない状態では両実験機ともこぎ歯の周速度が5m/s以上であれば，日本晴でも衝突した穀粒の全粒が脱粒可能であった．

このことから，提案した脱穀理論は，自脱の解析だけでなく穂先供給方式の脱穀機には適用できることがわかった．

第６章　脱粒過程の解析

６．１　はじめに

自脱の脱粒過程の解析には，こぎ歯と籾粒がどれだけの確率で衝突できるかの衝突確率と，衝突した場合にどれだけの確率で脱粒できるかの脱粒確率の２つの確率が必要である．本章では，こぎ歯と籾粒の衝突率について述べ，脱粒確率であるシグマ確率を重み関数として扱い自脱の脱粒過程を解析する．

自脱の脱粒過程の解析には，信頼性工学[60]にて用いられる故障率の考え方を適用して脱粒率を算出した．信頼性工学の故障率は故障の発生率を記述するだけであるが，本研究ではこぎ歯と茎の衝突率を二項分布によって表し，衝突率にこぎ歯の形状による重み関数及びこぎ歯の速度と脱粒性の難易によって決まる重み関数を乗じて脱粒率を算出し，脱粒率の理論的根拠を明確にした．次に，自脱の脱粒分布は，形のパラメータと呼ばれる１つのパラメータで分布形が表現でき，脱穀条件の相違による脱粒率の変化の全体的傾向が効率よく評価できるWeibull分布が適用できることを導いた．

自脱の脱粒過程については鄭昌柱ら[6]の研究があり，そこでは脱粒分布を指数分布と仮定している．しかし，整そ歯部での脱粒率は補強歯部と比べて低くなるものもあり，脱粒難の品種では必ずしも指数分布とはならず，鄭らのモデルだけでは記述できない場合がある．本研究で使用したWeibull分布は，形のパラメータが１の値をとる場合指数分布となるため，鄭らの研究を包含している．

本章では脱粒率を，実験結果から直接算出する方法，二項分布によるこぎ歯と茎の衝突率から算出する方法および脱粒分布にWeibull分布をあてはめて算出する方法の３つの解析法用いて，こぎ歯の形状，速度，品種による脱粒性の難易および供給量が脱粒分布に及ぼす影響を解析した．

６．２　脱粒過程の記述

自脱のこぎ室をこぎ胴軸方向に所定の区間に分割して，ｊ番目の区間を区間ｊと

呼ぶ．受網の下に設置した受箱に落下した区間ｊでの粒数または重量を脱粒量S_jとして，供給した穀粒の全数がこぎ室内で脱粒されたと仮定すると，区間ｊの残存率R_jと脱粒確率密度関数f_jは，脱粒数が十分多いため算術平均値をメディアンランクに換算する補正係数は省略できて，

$$\text{残存率：}\quad R_j = \sum_{j=j}^{n} S_j \Big/ \sum_{j=1}^{n} S_j \qquad (j=1,2,\cdots,n) \quad (6.1)$$

$$\text{脱粒確率密度関数：}\quad f_j = S_j \Big/ \sum_{j=1}^{n} S_j \qquad (j=1,2,\cdots,n) \quad (6.2)$$

で，求められる．ここで，信頼性工学では故障率あるいは hazard rate と呼ばれる区間ｊに残存している穀粒にたいする脱粒率をh_jとすると，脱粒率h_jは

$$h_j = \frac{f_j}{R_j} \qquad (j=1,2,\cdots,n) \qquad (6.3)$$

で表され，残存率R_jは，１区間前の残存率 R_{j-1} を用いて

$$R_j = (1-h_j)R_{j-1} \qquad (j=2,3,\cdots,n) \qquad (6.4)$$

表される．ここで，区間ｊでの瞬間残存率p_jは

$$p_j = 1-h_j \qquad (j=1,2,\cdots,n) \qquad (6.5)$$

となるので，式(6.4)は

$$R_j = p_j R_{j-1} \qquad (j=2,3,\cdots,n) \qquad (6.6)$$

で表される．瞬間残存率p_jを条件付き確率として

$$p_j = p(j \mid j-1) \qquad (6.7)$$

で表すと，p_jについては

$$p(j \mid j-1) = p(j \mid j-1, j-2, \cdots, 1) \qquad (6.8)$$

が成立する．したがって，自脱における脱粒過程は，p_jを推移確率とするMarkov系列であり，脱粒過程を連続系と考えた場合はMarkov過程である．

６．３　脱粒率h_jの導出

式(6.3)で定義された脱粒率h_jをこぎ歯と茎の衝突率から導き，脱粒率h_jに理論的根拠を与える．第２章で解析したように稲の固有振動数は低く，こぎ歯が作用したとき穀粒は茎，穂軸および枝梗のポテンシャルエネルギによっては移動できず，

こぎ歯と接触した状態で移動し，このとき穀粒はこぎ歯から力積を受けて脱粒する．そこで，まずこぎ歯と茎の衝突率を求める．

所定の区間 j の距離を s として区間 j に N_j 本の茎（すなわち，N_j 本の稲）があり，平均茎径を d とすると，この区間の茎の存在率 q_j と隙間率 u_j は

$$q_j = \frac{N_j d}{s} \qquad (6.9)$$

$$u_j = 1 - q_j \qquad (6.10)$$

で与えられる．

自脱において茎列はフィードチェンによりこぎ胴軸方向に送られていくので，こぎ胴1回転あたりのフィードチェンの移動距離を s_f として，距離 s の区間 j のに存在するこぎ胴円周上のこぎ歯の本数を N_{tj}(本/mm)とすると，茎列が距離 s 移動する間にこぎ胴は s / s_f 回転するので，こぎ歯が茎の部分を通過する回数 n_j は

$$n_j = \frac{N_{tj}\, s}{s_f} \qquad (6.11)$$

となる．こぎ歯は，茎列のすきまの部分を通過しても茎に衝突できないので，茎列が距離 s を移動する間に，こぎ歯が n 回作用して r 本の茎に衝突する確率は二項分布となり，茎の存在率 q と隙間率 u を用いて

$$P(r, n, q) = {}_nC_r u^r q^{n-r} \qquad (6.12)$$

と表せる．二項分布において，こぎ歯と茎の衝突本数の期待値 E(r) は

$$E(r) = nq \qquad (6.13)$$

で与えられる．したがって，こぎ歯が距離 s の区間に存在する N 本の茎に衝突する平均確率としての衝突率 λ は

$$\lambda = \frac{nq}{N} = \frac{N_t d}{s_f} \qquad (6.14)$$

となる．上式から衝突率 λ は，距離 s の区間に存在している茎の本数に関係しないことがわかる．

区間 j で茎と衝突したこぎ歯が，この茎についている穀粒を脱粒する確率を仮に w で表すと，j = 2 以降の区間では j − 1 以前の区間で脱粒された穀粒は，区間 j では既にその位置には存在しないため，こぎ歯が作用しても脱粒には関与しない．自脱の脱粒過程はMarkov系列であるため，区間 j での脱粒確率密度関数 f_j と衝突率 λ_j との関係は残存率 R_j を用いて

$$f_j = w \lambda_j R_j \qquad (6.15)$$

となる．式(6.3)と式(6.15)から衝突率 λ_j と脱粒率 h_j の関係は，区間 j でのこぎ歯の形状によって決まる重み関数を w_{1j} とし，こぎ歯の速度と脱粒性の難易の関係によって決まる重み関数を w_2 とすると次式となる．

$$h_j = w_{1j} w_2 \lambda_j \qquad (6.16)$$

ここで，重み w_{1j} は，こぎ歯の形状によって脱粒率が変化することを補正する重み関数で，こぎ歯の速度や脱粒性の影響は少ない．逆に，重み w_2 は，こぎ歯の速度と脱粒性の難易によって変化する脱粒率を補正する重み関数であるので，こぎ胴の区間 j には関係しない．

重み w_2 は，こぎ歯の速度と脱粒力，枝梗の等価ばね定数および穀粒の質量のばらつきによって決まる第4章4．7にて考察した"シグマ確率"である．式(6.16)により，式(6.3)の脱粒率の理論的根拠と，シグマ確率の理論的根拠が明確になった．

6．4　Weibull分布による脱粒過程の記述

脱粒過程のような確率過程においては，式(6.1),(6.2),(6.3)から個別に脱粒率 h_j を求めても，全体的傾向を把握することは難しい．このため，h_j，f_j および R_j をこぎ胴軸方向への茎列の移動距離 s の関数として連続関数と考えると，式(6.3)は次式となる．

$$h(s) = \frac{f(s)}{R(s)} \qquad (6.17)$$

茎列が距離 s 移動する間の累積脱粒率 F(s) は式(6.18)で表されるので，f(s) は式(6.19)となる．

$$F(s) = 1 - R(s) \qquad (6.18)$$

$$f(s) = -\frac{dR(s)}{ds} \qquad (6.19)$$

このため，式(6.17)は式(6.20)となり R(s) は式(6.21)で表せる．

$$h(s) = -\frac{dR(s)/ds}{R(s)} \qquad (6.20)$$

$$R(s) = e^{-\int_0^s h(s)ds} \qquad (6.21)$$

ここで，脱粒率 $h(s)$ が特別な形を持つ場合，式（6.21)の指数部が積分できて，さらに，$R(s)$，$f(s)$ を自脱の脱粒分布に適合させることができる．

$h(s)$ を式(6.22)とすると，$R(s)$，$f(s)$ は式(6.23)，(6.24)となる．

$$h(s)=m/\eta(s/\eta)^{m-1} \qquad (6.22)$$

$$R(s)=e^{-(s/\eta)^m} \qquad (6.23)$$

$$f(s)=m/\eta(s/\eta)^{m-1}e^{-(s/\eta)^m} \qquad (6.24)$$

この分布は，信頼性工学において故障率の解析に使用されるWeibull分布である．mによって分布の形が決定するため，mは形のパラメータと呼ばれる．η はWeibull分布を実測分布に適合させるための尺度を調整するので，尺度のパラメータと呼ばれる．$m=1$ のとき脱粒率 $h(s)$ は一定値をとり，$R(s)$，$f(s)$ は指数分布となり，$m=2.3$ のとき $f(s)$ の s にたいする変化は正規分布に近くなる．形のパラメータmと分布系の関係を図６．１に示す．

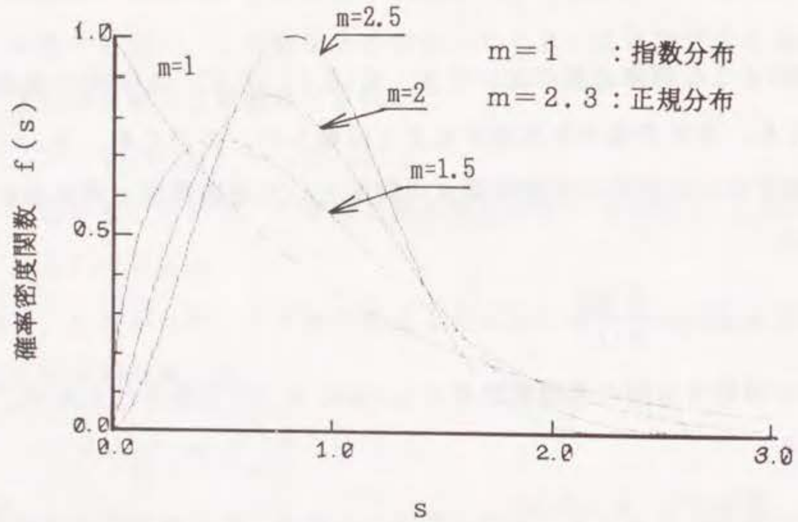


図６．１　Weibull分布

自脱の脱粒過程における脱粒率は，整そ歯部，補強歯部および処理歯部では，こぎ歯の形状や配列の違いにより脱粒率が不連続に変化し，Weibull分布に適合しないことも予想されるので，適用に際しては脱粒分布実験結果との適合度を検証する必要がある．脱粒開始から終了までの距離は供試自脱によって一定のため η はmに連動して変化する．このため，Weibull分布が適用できる場合は，１つのパラメータmにて脱粒分布が表現でき，多数の実験結果の全体的評価が効率よく実施できる．整そ歯部での脱粒率が高いほどmの値が小さく，こぎ室内で遅く脱粒されるほどmの値が大きくなる．

なお，Weibull分布においても残存率 $R(s)$ についてMarkov性は満たされる．

実験結果からパラメータmと η を求めるには，Weibull確率紙を用いる場合と同様の方法[46]による．実測値から残存率を求めるのは式(6.1)によるので，式(6.23)を再度離散化する．

$$R_j=e^{-(j/\eta)^m} \qquad (6.25)$$

式(6.25)を変形して，両辺の対数を２回とると

$$\log\log\frac{1}{R_j}=m\log j-\log\eta \qquad (6.26)$$

となる．ここで，

$$Y=\log\log\frac{1}{R_j} \qquad (6.27)$$

$$X=m\log j \qquad (6.28)$$

$$B=\log\eta \qquad (6.29)$$

とおくと，式(6.26)は，直線の方程式で表せる．

$$Y=mX-B \qquad (6.30)$$

脱粒分布実験結果から式(6.1)にて各区間の R_j を求めて，最小２乗法にて直線の傾きmと原点からのずれBを求めれば，パラメータmと η が求められる．

パラメータmと η から，離散化した残存率 R_j は式(6.25)から，脱粒確率密度関数 f_j および脱粒率 h_j は，式(6.24)および(6.25)にて求める．

$$f_j=m/\eta(j/\eta)^{m-1}e^{-(j/\eta)^m} \quad (j=1,2,\cdots,n) \qquad (6.31)$$

$$h_j=m/\eta(j/\eta)^{m-1} \quad (j=1,2,\cdots,n) \qquad (6.32)$$

第7章　脱粒分布実験

7．1　実験の目的

2種類の模型実験機を用いた実験を行い，自脱での脱穀については

1）稲の固有振動数は低く，こぎ歯と衝突した稲はこぎ歯と接触して移動する．

2）このときの穂の運動は，幾何学的条件から解析できる．

3）こぎ歯と穀粒の衝突時に穀粒の受け取った力積が，引張力に変換され脱粒する．この現象は2球の衝突と仮定して近似できる．

ことを明らかにした．

本章では，自脱を用いた脱粒分布実験により脱穀理論の実証を行う．脱粒に必要なこぎ歯の衝突速度v_dは，第4章で明らかにした式(4.24)にて与えられる．

$$v_d > F_d / \sqrt{mk} \qquad (4.24)$$

ここで，F_d：穀粒を小枝梗から離脱するのに必要な脱粒力

m：穀粒の質量，　k：枝梗の等価ばね定数

衝突時に得た穀粒の初期速度v_0が

$$v_0 > v_d$$

のとき脱粒する．この初期速度v_0とこぎ歯の速度v_tの関係は，前式と同様第4章の式(4,17)にて求められている．

$$v_0 = (1+e) v_t \cos\theta_t \qquad (4.17)$$

衝突後の速度が最も大きくなるときは$\theta_t = 0$で，平均値は$\theta_t = 45°$であるので，衝突後の穀粒の速度v_0は，$v_t \sim 1.45 v_t$の範囲を考慮すればよい．

3変数F_d，mおよびkがそれぞれ独立にGauss分布にしたがうとすると，こぎ歯の速度が与えられたときの脱粒確率は”シグマ確率”でとなる．

こぎ室内でのこぎ歯と茎の衝突率は，前章の式(6.14)から

$$\lambda = \frac{nq}{N} = \frac{N_t d}{s_f} \qquad (6.14)$$

区間jでの，衝突率λ_jと脱粒率h_jの関係は式(6.16)にて与えらる．

$$h_j = w_{1j} w_2 \lambda_j \qquad (6.16)$$

ここで，w_{1j}：こぎ歯の形状によって決まる重み関数

w_2：こぎ歯の速度と脱粒性の難易によって決まる重み関数で，シグマ確率である．

稲は，品種および生材，乾材等の条件により，脱粒力F_d，穀粒の質量m，枝梗の等価ばね定数kおよび茎径dの値が異なる．また，自脱は，整そ歯部，補強歯部あるいは処理歯部と位置によってこぎ歯の本数，形状が異なっている．したがって，品種ごとにこぎ歯の速度つまりこぎ胴軸回転数を変えて，所定の区間での受網通過する粒数を測定し脱粒分布を観察すれば脱穀理論の検証が行える．

次に，衝突時のこぎ歯と穀粒の姿勢には第4章図4．1(a)のように，衝突時の穀粒の質量中心がこぎ歯と穀粒の接触位置と枝梗の中間にあり，衝突後の穀粒が破線で示した位置に移動してこぎ歯の通過を避けられる場合と，図4．1(b)のようにこぎ歯と穀粒の接触点が，穀粒の質量中心と枝梗の中間にあり，こぎ歯の力の方向は穀粒をこぎ歯に押しつける方向に働き，穀粒は移動することができない場合の2種類があることを考察した．衝突時の姿勢に最も大きな影響を及ぼす要因は，葉とチャフの存在の有無および量と考えられる．したがって，人為的に葉を除去したり，過度の量のチャフを混入させて，脱粒分布を観察すれば衝突時のこぎ歯と穀粒の姿勢の考察が行える．

こぎ深さを変えた実験を行えば，第3章の式(3.36)，(3.37)および(3.38)に示したこぎ歯の法線方向の持ち上げ力のF_1の影響が確認できる．さらに，供給時間または線密度を変えた実験を行って，第6章で考察した脱粒率は稲の供給本数は影響しないことを確認した．

以上の目的のために，品種，生乾材，供給量およびこぎ胴軸回転数を変化させた脱穀実験を行った．

7．2　実験装置および方法

7．2．1　実験装置

供試自脱には，Y社製C型脱穀機（下こぎ，こぎ胴半径R＝180mm，こぎ歯の高さ66～73mm）を用いた．

こぎ胴の諸元と脱粒分布の測定用の受箱設置状況を図７．１に示す．受箱は，唐箕部を除去した受網下の空間にこぎ胴円周方向に９行，こぎ胴軸方向に５列の計４５区間にを設け，脱穀実験開始から終了まで受網から落下する重量および籾粒数を測定した．

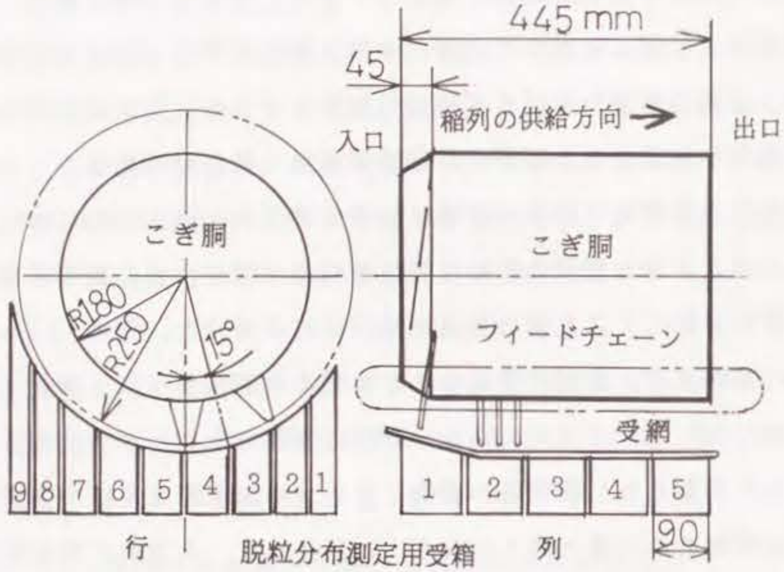
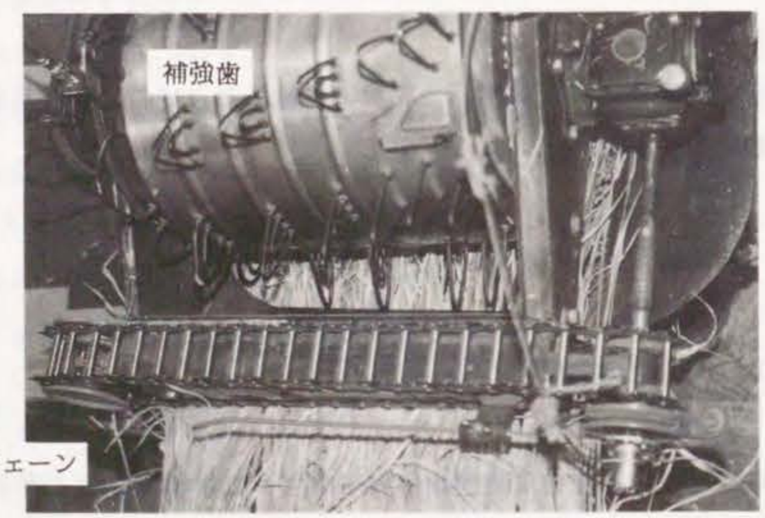


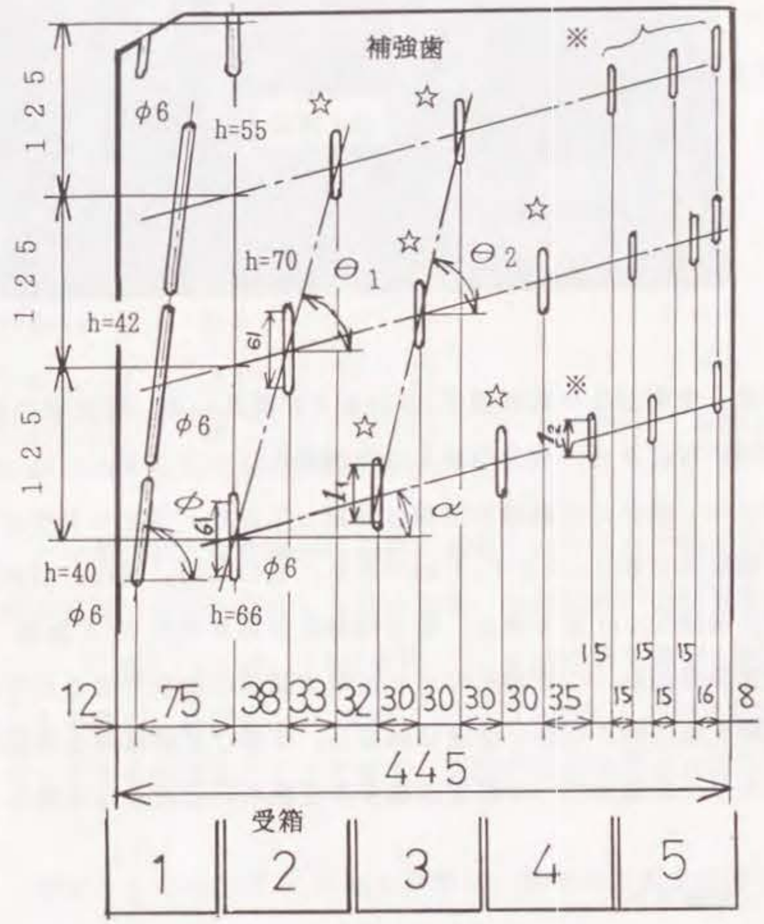
図７．１こぎ胴の諸元と受箱

図７．２（ｂ）
供試脱穀機の
こぎ歯



受箱の受網部での受口の寸法は，行方向６８mm×列方向９０mmである．ただし，９行目の受口の寸法は９０mm×９０mmである．

こぎ歯の配列と受箱の関係を図７．２（ａ），（ｂ）に示す．供試自脱の口数[9]は３であり，こぎ胴１回転につき３回，図７．２（ａ）のこぎ歯が作用する．受け箱の１列目は整そ歯部に，２，３および４列目は補強歯に，５列目はささり粒落とし部に対応するようにし，各こぎ歯の影響が観察できるようにした．



傾斜角 $\phi=83.5°$， 取付角 $\alpha=15°$， 進み角 $\theta_1=75°$
進み角 $\theta_2=77.5°$， 記載のないこぎ歯の線径 $a=\phi 4.5$mm
記載のないこぎ歯の歯高 h＝73mm， ☆印および※印こぎ歯のこぎ胴付け根部での鋼線の中心距離 ☆印 $l_1=45$mm，※印 $l_2=30$mm

図７．２（ａ） 供試脱穀機のこぎ歯の配列

図7.3
整そ歯部
受網改造
状況

整そ歯部には，受網がないため図7.3にように改造した．脱粒率の解析に使用する区間は，受箱に対応させ，列方向の入り口側からｊ＝１，２，…，５とする．

フィードチェーン軸とこぎ胴軸の回転は同期しており，フィードチェーン移動距離はこぎ胴１回転につき s_f＝２７．６mmである．このため，式(6.14)の衝突率 λ はこぎ胴回転数に関係なく一定である．動力伝達系は第９章図９．１参照．

なお，本研究の目的は，こぎ歯の作用と脱粒の関係の解析であるので，こぎ歯の作用以外の影響を極力除くため，切歯は除去し，２番こぎ胴は停止状態で実験を行った．これ以外のこぎ室カバーの固定送塵弁や受網の仕切板等は改造していない．

７．２．２　実験方法

実験条件を表７．１に示す．なお，表７．１に示した条件は本章での考察に必要なもののみであり，本研究において実施した１６７区の全実験条件は付表に記載した．

実験は，生材（籾含水率２０～３５％ｗｂ），供給量２．５kg／１ｍ（２条刈コンバインにて車速０．２５～０．３２m/s相当）を基準供給量として，１つの条件について，こぎ胴軸回転数を２００，３００，４５０，５５０，６３０rpmの５段階変化さ

表７．１　脱粒分布実験条件

供給量	線密度 (kg/m)	品種 日本晴	アケボノ	密陽２３
2.5kg/1m	2.5	○	○	○
		「葉なし」 「チャフ入り」 「乾材」 「塗装」	各条件ついて こぎ胴回転数 ６３０ rpm	
1.25kg/1m	1.25	○	５５０	
5 kg/1m	5	○	４５０	
7.5kg/3m	2.5	○	３００	
0.8kg/0.32m	2.5	○	２００	
1.5kg/0.3m	5	○	の，５段階にて実施	

せて行った．アケボノおよび密陽23は基準供給量ついてのみ実験を行った．

供給量の表示法は，分子に供給した稲の質量，分母に分子の稲量を均等に並べた区間を示す．２．５kg／１ｍとは，１ｍの区間に２．５kgの稲を均等に配置してこぎ室に供給したことを表し，同様に，０．８kg／０．３２ｍとは０．３２ｍの区間に０．８kgの稲を並べてこぎ室に供給したことを表す．両試料の供給長さは異なるが，線密度は等しい．

ここで，「葉なし」とは生材２．５kgを準備し，はさみで葉を除去した後，１ｍの長さに均一になるように並べて実験を行ったものをさす．

「チャフ入り」とは，供給量７．５kg／３ｍの脱穀を行った後チャフを除去せず，約０．２kg（含水率７１％wb）のチャフを人為的に増加して実験を行ったものをさす．

「乾材」とは，生材の状態で２．５kgの試料を作成して，これを陰干した乾燥した稲（籾含水率１５．３％ｗｂ）で実験を行ったものをさす．実験時の乾材の実重量は，ほぼ１．３５kgであった．

供給量については，単位長さ当たりの稲の質量つまり線密度だけでなく，脱穀中でのチャフの変化をはじめ絶対長さの影響が生じる．このため，線密度の等しい，長さが１m，３mおよび０．３mの３種類の実験を行った．

「塗装」とは穀粒の穂の位置よる脱粒率の変化を観察するために，２．５kg/１mの稲列を図７．４に示すように搬送方向に３等分し，さらに，穂先，穂の中央および茎元と３等分し計９区間に異なった色の水性塗料（関西ペイント，ｽﾌﾟﾚｰﾊﾞﾗｴﾃｨ）で籾を着色して実験を行ったものである．

搬送方向 ⟶

３　後	２　中央	１　先	
ﾌﾞﾗｲﾄﾊﾞｲｵﾚｯﾄ	ﾁｪﾘｰﾋﾟﾝｸ	ｼﾞｪﾑｸﾞﾚｰﾝ	穂　先
ﾊﾞｰﾐﾘｵﾝ	ﾎﾜｲﾄ	ﾂﾔｹｼﾌﾞﾗｯｸ	中
ｾﾙﾘｱﾝﾌﾞﾙｰ	ﾌﾞﾗｲﾄｲｴﾛ	ﾀﾊﾞｺﾌﾞﾗｳﾝ	茎　元

図７．４　塗装稲の着色方法

表７．２　供試自脱のこぎ歯が与えることのできる衝突後の穀粒の速度（計算値）

速度の単位　(m/s)

こぎ胴回転数	(rpm)	200	300	450	550	630
θ_t=0° のとき	r = 250mm	7.6	11.4	17.1	20.9	23.9
(1+e)cos θ_t	200mm	6.1	9.1	13.7	16.7	19.1
＝１.４５	180mm	5.5	8.2	12.3	15.0	17.2
θ_t=45° のとき	r = 250mm	5.2	7.9	11.8	14.4	16.5
(1+e)cos θ_t	200mm	4.2	6.3	9.4	11.5	13.2
＝１	180mm	3.8	5.7	8.5	10.4	11.9

r：こぎ胴軸から衝突部までのこぎ歯の回転半径

e＝０．４５：反発係数

なお，こぎ胴回転数に対するこぎ歯の速度は，こぎ歯の半径位置によって変化する．さらに，こぎ歯と衝突後の穀粒の速度は，こぎ歯との衝突角度によっても変化するので，以後，こぎ歯の速度はこぎ胴回転数で代表して表示する．供試自脱の各回転数ごとのこぎ歯の速度と第４章式(4.17)から計算した衝突後の穀粒の初期速度 v_0 を表７．２に示す．

１つ前の実験のチャフの影響を残さないため，実験ごとにこぎ室内を清掃した．

本実験は，先に報告した曲げ剛性，脱粒力等の物理特性の計測と同一ほ場から試料を採集し同時期に併行して実施したものである．

７．３　実験結果および考察

７．３．１　落下粒の取扱い方

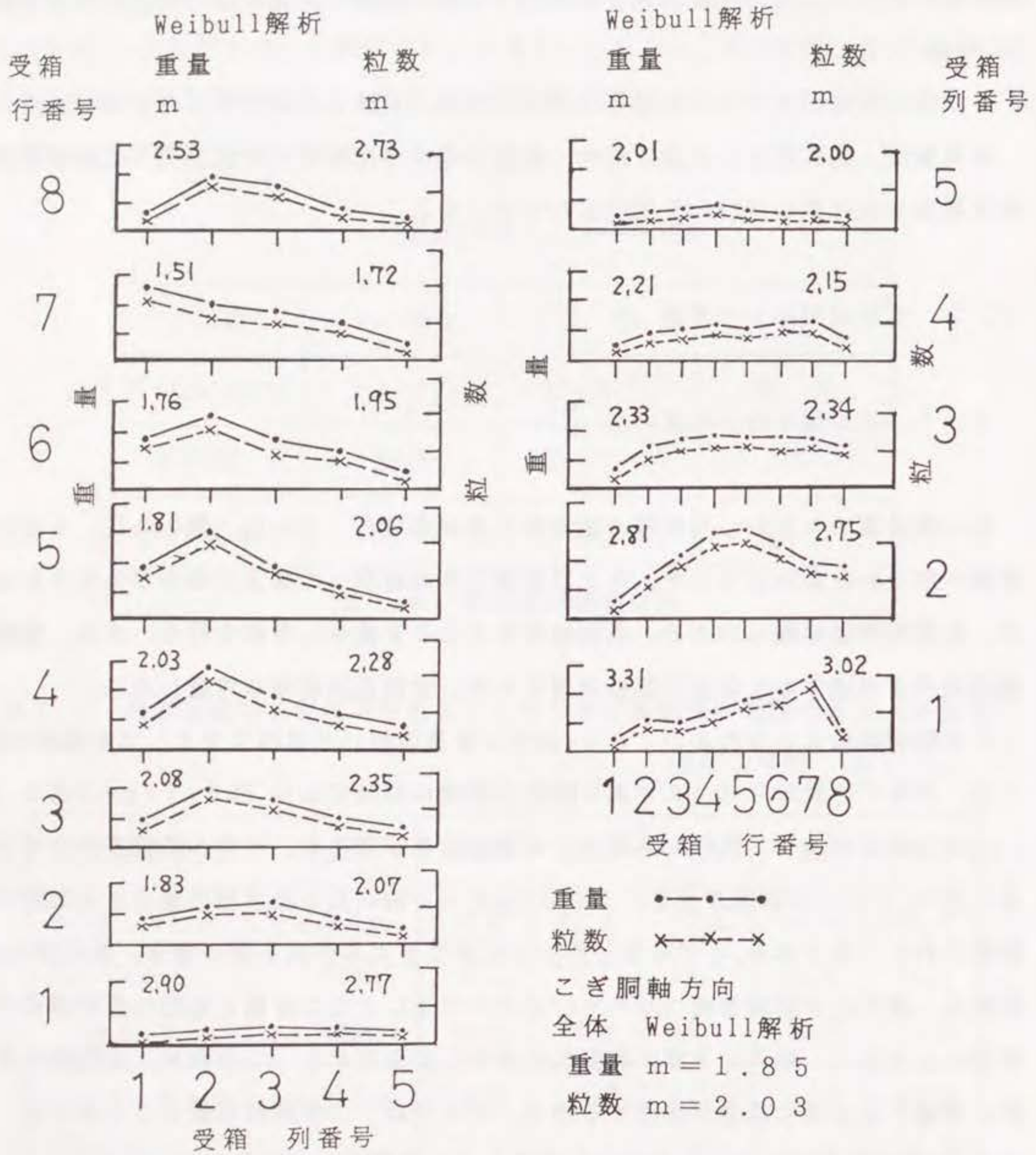
同一供給量でも回収した穀粒の総重量に差が生じた．これは，籾わら比，２番こぎ胴へ送られた量のばらつき，および受箱以外の場所への落下の多少が考えられるが，定量的評価が難しいので，実測結果をそのまま表示し考察を行う．また，受網通過確率を考慮すると恣意的誤差が増すため，受網通過確率も考慮しない．

こぎ胴回転数３００および２００rpmでは質量の軽い不稔籾を主として未脱粒が生じる．自脱での脱粒には，こぎ歯と穀粒の衝突の姿勢により 図４．１(ａ)と図４．１(ｂ)の２種類があり，脱粒に必要なこぎ歯の速度が異なる．何度か脱粒機会を受けると図４．１(ｂ)の状態が生じ，２００rpmでも上側にある稔実籾の場合は大部分が脱粒される．第３章３．４で考察したように下こぎ式の供試自脱の場合，稔実籾の未脱粒は，穂をこぎ胴軸方向へ持ち上げる力の不足によるこぎ歯と穀粒の衝突機会の減少により生じ，稲列の下部に局部的に集中して発生する．このため，未脱粒を単純に考慮すると逆に誤差が増加するので，ここでは，こぎ胴回転数３００および２００rpmの場合でも受箱に落下した重量により脱粒率の解析を行う．

また，９行目は予備受箱であり，受口の幅が異なり落下粒も少ないため以後の解析においては除外する．

なお，実験条件において品種名を記載していないものは日本晴であり，乾材（籾含水率１５．３％）と表示しないものは生材（籾含水率２０～３５％ｗｂ）である．

実験条件　　こぎ胴回転数５５０rpm　　　　　　重量　１目盛　１０g
　　　　　　日本晴２.５kg／１m　　　　　　　　粒数　１目盛　５００粒
　　　　　　含水率(wb) 籾２２.１%，茎７２.３%



注記　図中のmは，Weibull解析の形のパラメータを表す．重量，粒数の下の数値は，重量別および粒数別のWeibull解析のmの値を示す．

図７.５　各列，各行の脱粒分布の代表例

７．３．２　列方向，行方向の脱粒分布

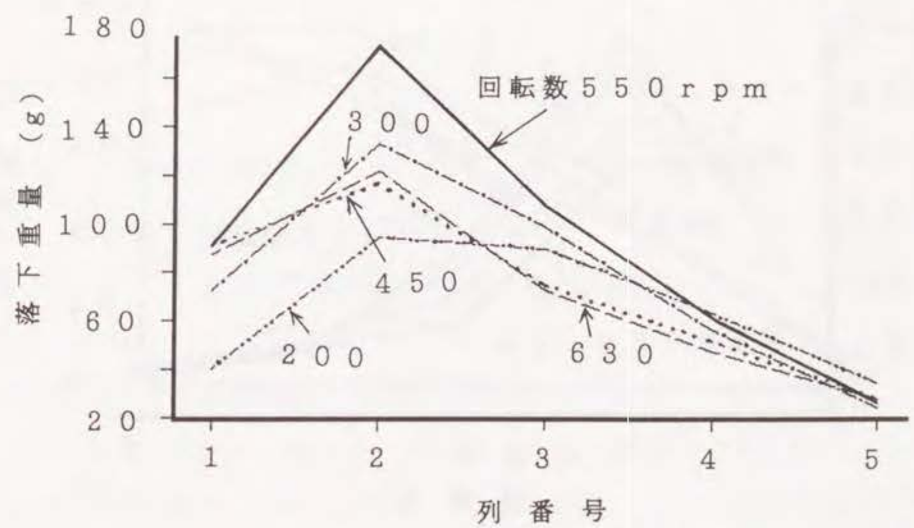
日本晴５５０rpmの脱粒分布の代表例を図７.５に示す．各列の円周方向の分布は，１列目を除き穂の存在する位置を中心に正規分布する．このため，列別の合計で整そ歯あるいは補強歯の脱粒に対する影響の考察ができる．そこで，本研究では主として各列の合計の実験結果について考察する．各行方向の分布は，日本晴のような脱粒難品種では，第１列目の整そ歯部での脱粒量は少なく指数分布とはならない．なお，図７.５のWeibull解析を用いた考察は，７．４．２項にて行う．

７．３．３　品種別脱粒分布結果と考察

供給量２.５kg／１m，各列の合計脱粒重量分布の，日本晴の結果を図７.６に，アケボノの結果を図７.７に，および密陽23の結果を図７.８に示す．

１列目の整そ歯部では構造上脱粒しにくくしてあるため，こぎ胴回転数が低下すると，品種による脱粒性の難易に応じて脱粒量が低下する．

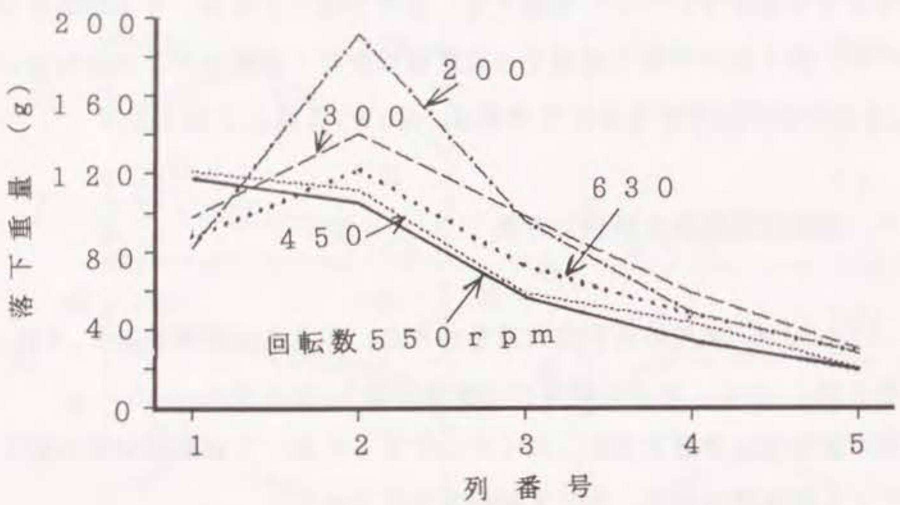
日本晴の場合，２列目の補強歯部では回収量のばらつきのため考察が難しいが，２列目と比較した３列目での脱粒量の低下度が，３００，２００rpmでは減少している．茎と葉の水分は図５.２に示すように，ほぼ同じであるので記載を省略する．



含水率(wb) 籾２６.８%，茎７３.３%

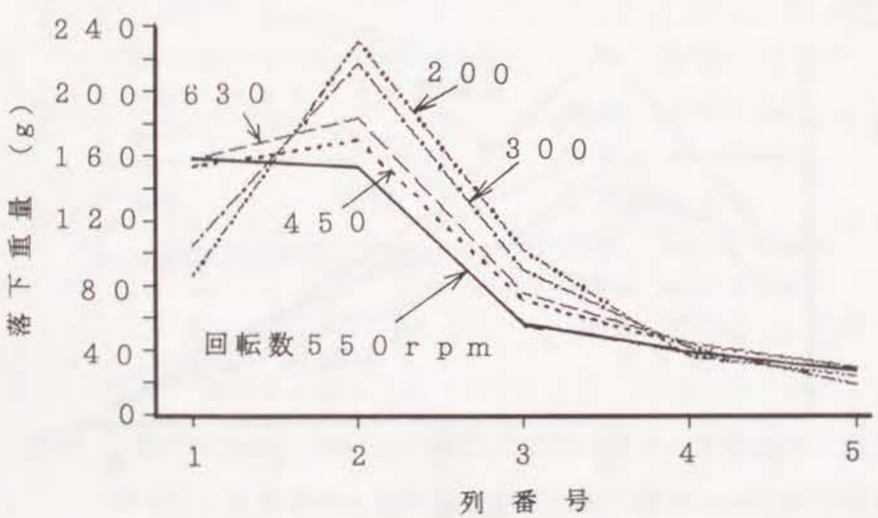
図７.６　日本晴脱粒分布

これは，こぎ歯の速度が不足していて，未脱粒のまま３列目に供給される穀粒が増加したため，３列目の脱粒量の低下度が減少したと推定される．したがって，３列目の折れ線が凸形となるものは凹形となるものと比較して，こぎ歯の速度が不足の傾向にあると考えられる．



含水率(wb) 籾２５.０％，茎７３.８％

図７.７　アケボノ脱粒分布



含水率(wb) 籾３３.２％，茎７７.９％

図７.８　密陽23脱粒分布

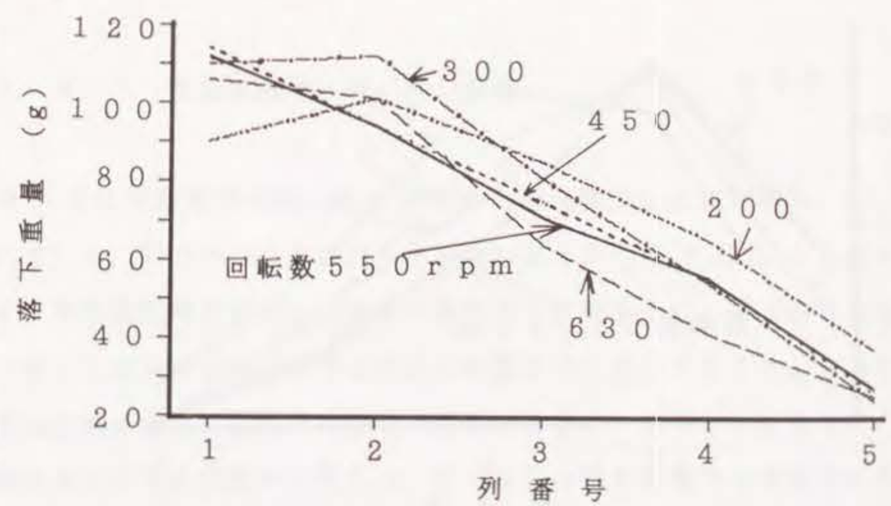
脱粒易のアケボノでは，こぎ胴回転数の低下により２列目の補強歯部で脱粒量が増加する．これはアケボノでは，補強歯は２００rpmでも脱粒に必要な速度を有しており，未脱粒のまま２列目へ供給される穀粒が増加したことによるものと考えられる．アケボノより脱粒性の良い密陽23ではこの傾向はさらに顕著に表れる．

図７.６，図７.７および図７.８の日本晴，アケボノおよび密陽23の３品種の脱粒分布結果はこぎ歯の速度と品種ごとに異なる．脱粒力は脱粒の仕方に直接関係することを示している．

７．３．４　日本晴脱穀条件別脱粒分布結果と考察

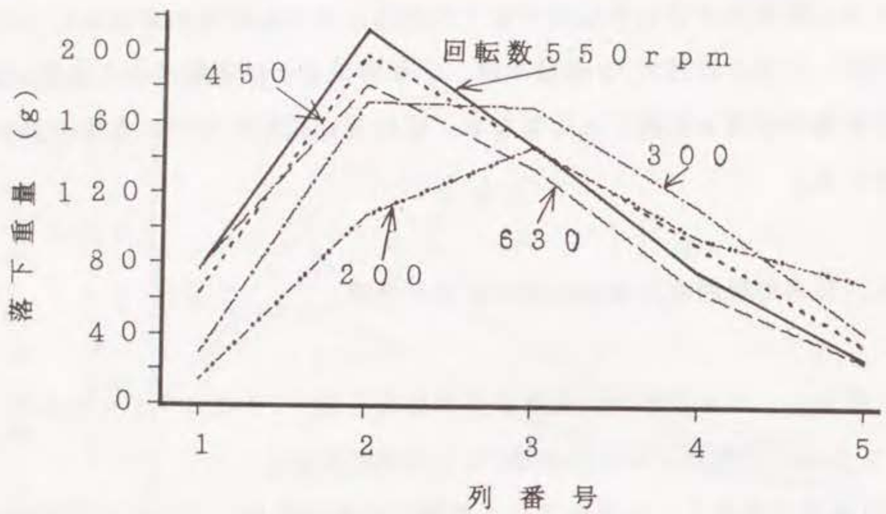
日本晴の「葉なし」の各列合計脱粒重量分布結果を図７.９に，「チャフ入り」の結果を図７.１０に，「乾材」の結果を図７.１１に示す．

図７.９の日本晴「葉なし」の場合は，こぎ胴回転数が低下しても整そ歯部での脱粒量の低下度は少なく，脱粒易のアケボノや密陽23よりも脱粒量が多く，２列目，３列目の脱粒量もこぎ歯の速度の影響は少ない．逆に，図７.１０の日本晴「チャフ入り」では，回転数の低下による１列目の整そ歯部での脱粒量の低下はもちろん，



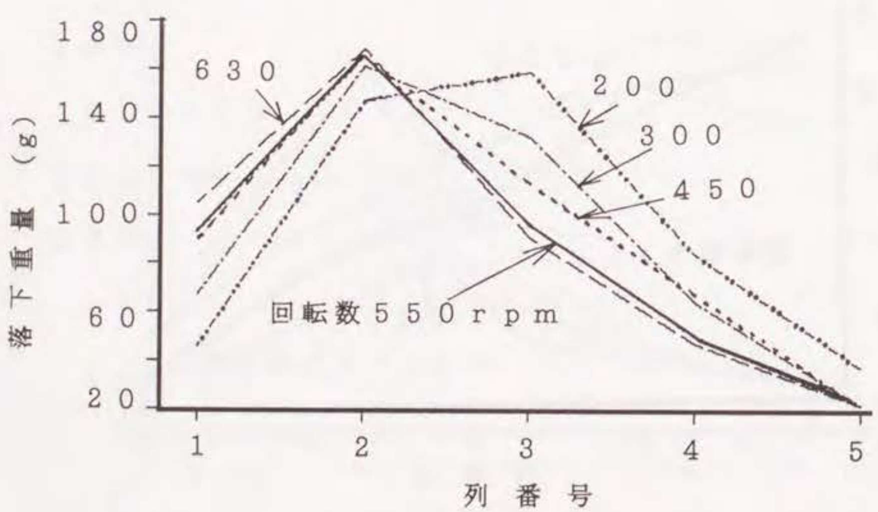
含水率(wb) 籾２６.８％，茎７３.３％

図７.９　日本晴「葉なし」脱粒分布



含水率(wb) 籾22.2%，茎75.2%

図7.10 日本晴「チャフ入り」脱粒分布



含水率(wb) 籾15.3%，茎19.9%

図7.11 日本晴「乾材」脱粒分布

全回転数で3列目の折れ線が凸形になる傾向が表れこぎ歯の速度が不足状態である．これは「葉なし」と「チャフ入り」ではチャフによる落下位置の変化だけでなく，脱粒の仕方が図7.6の標準状態とは変化していると考えらる．

このことは，こぎ歯と穀粒の衝突の仕方には図4.1(a)，(b)の2種類があり，図4.1(b)の場合は，枝梗は曲げを受けた状態でこぎ歯から力積を受けるため，図4.1(a)の場合に比べてこぎ歯の速度が遅くても脱粒する．「葉なし」の場合は，図7.6の標準状態に比べてこぎ歯と穀粒が直接接触しやすく，図4.1(b)の状態が生じやすくなるためと思われる．逆に，「チャフ入り」の場合はチャフがこぎ歯と穀粒の中間に入る確率が高くなり，図4.1(b)の状態が生じにくくなると考えられる．図7.6，図7.9および図7.10の脱粒分布結果から，自脱の脱粒においては図4.1(a)，(b)による脱粒現象が併存して生じていること，葉の有無やチャフの存在量の多少によりこの現象の発生比率が変化すると考える．

図7.11の日本晴「乾材」の場合，葉が乾燥しているため葉なしの条件に近いと推定されるが，1列目の整そ歯部での脱粒量の減少が顕著で，3列目の脱粒量が増加する脱粒難品種の示す傾向が生じた．乾材については脱粒率，こぎ胴軸トルクの両面からさらに検討を加える必要がある．

7．4 Weibull解析による脱粒分布の考察

7．4．1 実測脱粒率とWeibull解析

表7.3に供給量別の第6章式(6.3)から直接算出した脱粒率h」(以下実測脱粒率という)と，Weibull分布のパラメータmとηから式(6.32)により求めた脱粒率を示す．実測脱粒率とWeibull解析の脱粒率を比較すると，第5列目の処理歯部を除き一致しておりWeibull分布は自脱の脱粒分布に適合すること，および形のパラメータmの値によって脱粒率の変化が評価できることが明らかとなった．

供給量に対する脱粒率の変化は，第1列目の整そ歯部では構造的に処理能力が低いため，供給量が増すと脱粒率は低下するが，第2，3，4列目の補強歯部では，550，200rpmとも供給量に関係なく脱粒率はほぼ一定値となり，こぎ歯と茎の衝突率λつまり脱粒率は供給量に関係しないという式(6.14)，(6.16)が実証された．

表７．３　実測脱粒率とWeibull解析による脱粒率

[回転数] 供給量		区間（受箱列）番号 j					Weibull パラメータ	
		1	2	3	4	5	形	尺
		整そ歯	補強歯			処理歯	m	η
[550rpm]	実測値	0.23	0.40	0.50	0.66	1.00	1.73	3.2
1.25kg/1m	Weibull	0.23	0.38	0.52	0.64	0.75		
2.5kg/1m	実測値	0.20	0.45	0.54	0.69	1.00	1.90	3.2
	Weibull	0.21	0.39	0.56	0.73	0.89		
5.0kg/1m	実測値	0.15	0.39	0.54	0.72	1.00	2.24	3.5
	Weibull	0.14	0.32	0.53	0.76	1.00		
[200rpm]	実測値	0.095	0.26	0.47	0.68	1.00	2.39	3.9
1.25kg/1m	Weibull	0.095	0.24	0.43	0.65	0.87		
2.5kg/1m	実測値	0.12	0.33	0.48	0.65	1.00	2.15	3.5
	Weibull	0.15	0.32	0.51	0.71	0.92		
5.0kg/1m	実測値	0.084	0.28	0.46	0.60	1.00	2.50	3.8
	Weibull	0.089	0.25	0.46	0.71	0.99		

７．４．２．重量分布と粒数分布の比較

図７．５の重量分布と粒数分布の差を形のパラメータｍの値で考察する．各列別ではｍの値に差がないが，各行別では１回転した穀粒が茎部を通過した後落下する考えられる第１行目を除き，粒数分布によるｍの値が大きくなり，こぎ室の後半部では重量当たりの粒数が増加していることがわかった．このことから，第４章で考察した" こぎ歯との衝突時の穀粒の初期速度v_0は，穀粒の質量に関係しないので不稔籾のように質量の小さな穀粒は，こぎ歯から受ける力積が小さく脱粒しにくい．" との理論が実証された．

７．４．３　同一条件でのばらつきおよび品種の影響

（１）同一条件でのばらつきおよびこぎ胴回転数の影響

品種別のｍの値を図７．１２に示す．なお，実測脱粒率は表７．８，表７．９に示す．日本晴の５５０rpmの同一条件でのｍの値のばらつきは１．８～２．１で同一条件でも０．３程度のばらつきが生じた．ｍの値の０．３の差は位置によって異なるが，ｊ＝１にて脱粒率h_j＝０．０８，ｊ＝２にてh_j＝０．０５程度に相当する．これは，こぎ歯と茎の衝突率が２項分布によって決まることから考えて妥当なばらつきであり，他の条件でもこの程度のばらつきは生じているものと考えられるが，今回は脱穀条件を変えた実験を優先し，Weibull解析により全体的傾向を把握することにした．４５０rpm以上ではこぎ歯の速度の変化による差は少ないが，３００，２００rpmでは脱粒に必要なこぎ歯の速度が不足しておりｍの値の変化が大きくなる．

（２）品種の影響

品種による脱粒性の難易の比較では，アケボノでは３００rpmにて，密陽23では２００rpmにて日本晴の５５０rpmのｍの値と同じ値を示し，品種による脱粒性の難易の差とこぎ歯の必要速度が定量的に関係づけられた．ｍの値と分布形を図７．１３に示す．

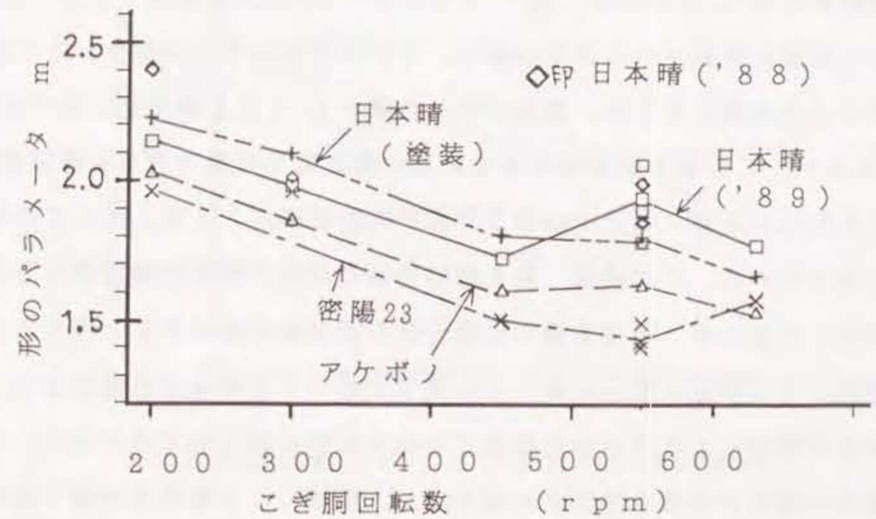


図７．１２　同一条件および品種別のｍの値のばらつき

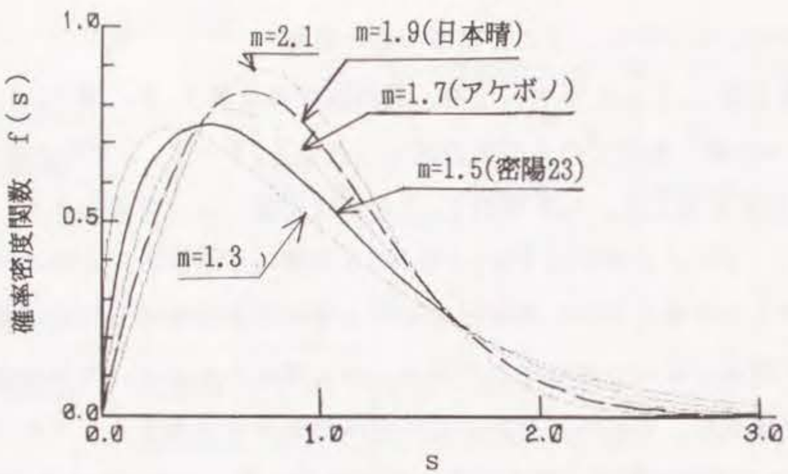


図7.13　mの値とWeibull分布形

7.4.4　位置および供給順序の影響

塗料塗布の全色合計（重量）の場合，塗装無しに比べてmの値が0.1高くなっており塗料塗布の影響がでるが，脱粒率h_jへの影響は0.02程度である．穀粒の穂の位置および供給順序の違いによる脱粒分布（粒数）のWeibull解析結果を図7.14に，実測脱粒率を表7.4に示す．図7.14と表7.4の供給順序1とは1mの稲列の内最初にこぎ室に供給される33cm部分，2とは中央の33cm部分，3とは最後に供給される33cm部分を示す．茎元ではmの値が1.75と穂先部に比べて0.1～0.15小さい．この差を実測脱粒率でみると穂先部では第2列目の補強歯部では脱粒率が35%になるが，茎元では第2列目での脱粒率が25%と低くこの差がmの値の差になっている．この結果，整そ歯部ではこぎ歯と穀粒の衝突率は茎元も穂先部もほぼ同じであるが，補強歯部では穂先部の衝突率が増加すると考えられる．表3の脱粒率だけでは評価が難しいが，mの値で比較すると傾向が把握できる．

こぎ室への供給順序によるばらつきは茎元では少ないが穂先部では大きい．早く供給された穂先の穀粒は飛散を防止する稲がなく，飛散により後半部の落下量が増加しているとも考えられるが，この考察は他の実験結果と矛盾する．穂先部は動きやすいため偶然性が高いとも考えられる．

表7.4　穀粒の穂の位置別実測脱粒率

供給順序	穂の位置	区間（受箱列）番号 j 1	2	3	4	5
1	穂先	0.24	0.33	0.43	0.57	1.00
	中央	0.26	0.35	0.35	0.43	1.00
先	茎元	0.27	0.25	0.31	0.44	1.00
2	穂先	0.25	0.34	0.43	0.54	1.00
	中央	0.23	0.29	0.38	0.43	1.00
中央	茎元	0.24	0.29	0.34	0.42	1.00
3	穂先	0.28	0.38	0.41	0.51	1.00
	中央	0.30	0.42	0.41	0.55	1.00
後	茎元	0.28	0.38	0.36	0.45	1.00

供給順序，穂の位置は，図7.4参照

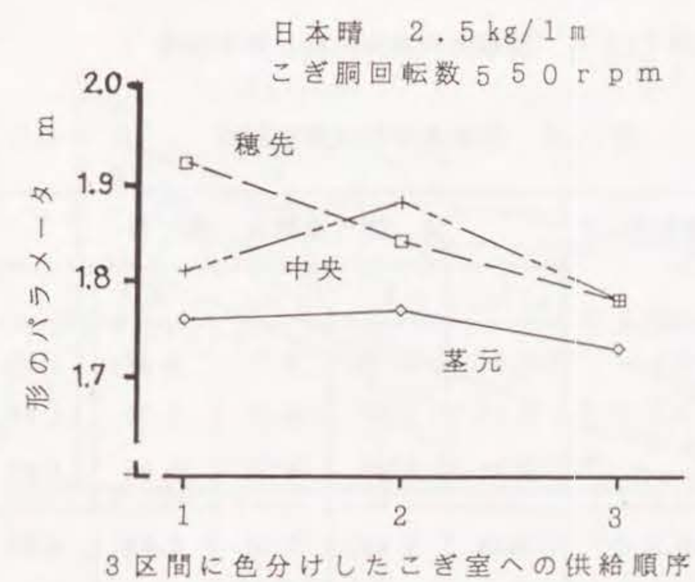


図7.14　穀粒の穂の位置別Weibull解析結果

7．4．5　脱穀条件の影響

「葉なし」，「チャフ入り」，「乾材」の脱穀条件別のWeibull解析結果を図7．15に，実測脱粒率を表7．5に示す．

「葉なし」のmの値は1．7と低く，こぎ胴回転数の影響が少ない．「チャフ入り」はmの値が大きく，こぎ胴回転数の影響も大きい．「乾材」の場合は，mの値が大きくなり脱粒難の特性を示すが，表7．5から，これは整そ歯部の脱粒率が低下するためで補強歯部での脱粒率の差は少なかった．「乾材」については図3．11に示した脱粒分布は脱粒難の傾向を示したが，実測脱粒率とmの値によって分析すると，この原因は整そ歯部での脱粒率低下であることが，定量的に明かとなった．

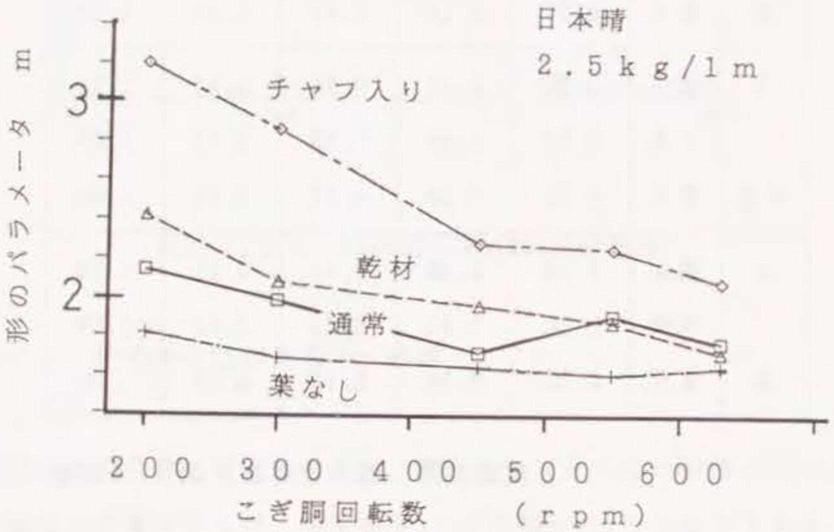


図7．15　脱穀条件別Weibull解析結果

表7．5　脱穀条件別実測脱粒率

回転数 (rpm)	脱穀条件	区間（受箱列）番号 j				
		1	2	3	4	5
550	「葉なし」	0.31	0.38	0.47	0.67	1.00
	「チャフ入り」	0.14	0.46	0.57	0.73	1.00
	「乾材」	0.21	0.40	0.52	0.65	1.00
200	「葉なし」	0.24	0.35	0.46	0.64	1.00
	「チャフ入り」	0.031	0.26	0.47	0.58	1.00
	「乾材」	0.10	0.34	0.57	0.69	1.00

7．4．6　供給条件の影響

供給絶対長さと線密度の供給条件別のWeibull解析結果を図7．16に示す．線密度の増加および供給絶対長さが増加するとmの値が大きくなる．7．5kg/3m（線密度2．5kg/m）の長さの増加によるmの値の増加は，脱穀時に生じるチャフにより遅く供給される稲は「チャフ入り」と同じ条件になり，整そ歯部での脱粒率が低下するためと考えられる．これとは逆に長さの短い0．8kg／0．32m（線密度2．5kg／m）および1．5kg／0．3m（線密度5kg/m）ではmの値は低くなる．

図7．14の結果から，7．5kg／3mの結果は2．5kg／1mの通常状態と「チャフ入り」の結果の重ね合わせにより創り出せることが判明し，このことからも，チャフと脱粒率の関係が明らかとなった．

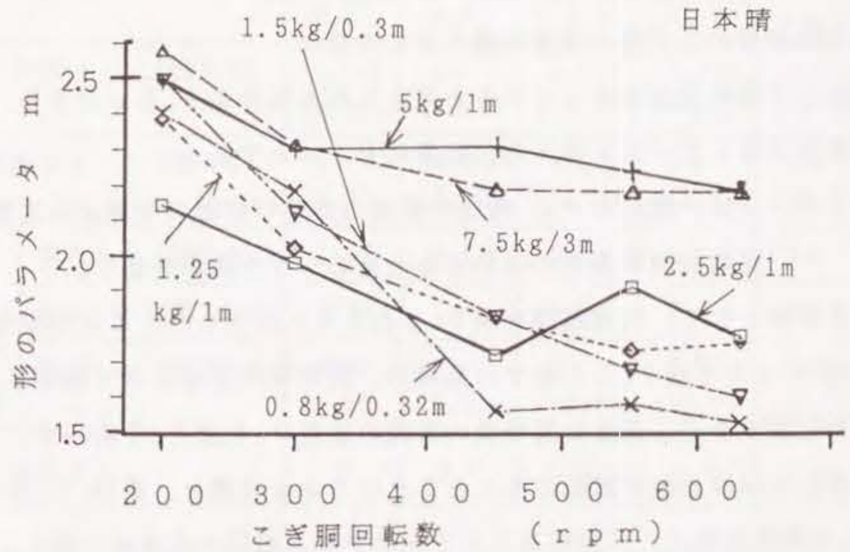


図7．16　供給条件別Weibull解析結果

7．4．7　Weibull解析の有効性

実測脱粒率とWeibull分布のパラメータmとηから求めた脱粒率は良く一致し，Weibull分布は自脱の脱粒分布に適合し，形のパラメータmの値によって脱粒率の変化が評価できることが確認できた．整そ歯と補強歯のような異なるこぎ歯の脱粒率を個別に比較検討する場合は，各こぎ歯に対応する区間ごとの実測脱粒率を求めて考察する必要があるが，全体的傾向の把握にはWeibull解析は有効である．さらに，Weibull解析を用いると，こぎ胴回転数および品種ごとの脱粒性の変化に比例して，mの値が直線的に変化するため，自脱の脱穀性能と品種ごとの脱粒の難易が線形関係で考察できることが確認できた．

7．5　重み関数の推定

7．5．1　重み関数w_2の推定

重み関数には，こぎ歯の形状による重みw_1とこぎ歯の速度と脱粒性の難易により決まる重みw_2があるが，先に脱粒分布結果からシグマ確率を媒介として，こぎ歯の速度と脱粒力の関係を考察し，重み関数w_2の推定する．

脱粒分布実験結果のこぎ歯の速度の過不足の考察から，

1）脱粒に十分な速度を有していると考えられる条件を2．5σとする．

2）速度が不足していると考えられる条件を1σとする．

ここで，σは，脱粒力F_d，穀粒の質量mおよび枝梗の等価ばね定数kの3変数の標準偏差の合わさるときのシグマ確率をさす．

1），2）を目安として，判定基準を表7．6のように設定した．この判定規準により推定した図7．6から図7．11までの品種別，脱穀条件別のシグマ確率と，このシグマ確率で脱粒するのに必要な衝突後の穀粒の速度V_dを表7．7に示す．シグマ確率から推定した供試自脱が穀粒に与えることのできる速度と，式(4.17)から計算した表7．2の供試自脱のこぎ歯が与えることのできる穀粒の速度は一致し，脱粒に必要な速度の計算値と実験結果が，シグマ確率を媒介として関係づけられた．したがって，重み関数w_2としては，与えられたシグマ確率のパーセンテージを使用する．

表7．6　脱粒分布試験結果をシグマ確率で分類するための判定基準

σは標準偏差

シグマ確率		平均値	1σ	1.5σ	2σ	2.5σ	3σ
	(%)	50.0	60.0	65.9	87.0	93.6	98.6
1列目の脱粒量		40g 以下	40g 以下	80g 以下	80g 以下	80g 以上	100g 以上
2列目と比べて	1列目	少ない	少ない	少ない	少ない	少ない	同程度
	3列目	多い	同程度	少ない	少ない	少ない	少ない
3列目の折れ線		凸	凸	凸	凹	凹	凹
図4．1(a)の脱粒に必要な速度の過不足		相当不足	不足	やや不足	ほぼ十分	十分	過多

表7．7　表7．6の判定基準より分類した脱粒分布実験結果のシグマ確率

速度の単位　(m/s)，　σは標準偏差

(　)内　所定のシグマ確率を得るのに必要な穀粒の速度　V_d

こぎ胴回転数 (rpm)		200	300	450	550	630
日本晴	(図7.6)	1σ (8.2)	1.5σ (9.9)	2σ (12.2)	2.5σ (15.5)	2.5σ (15.5)
アケボノ	(図7.7)	1.5σ (8.2)	2σ (10.5)	2.5σ (14.2)	2.5σ (14.2)	2.5σ (14.2)
密陽23	(図7.8)	2σ (8.9)	2.5σ (11.9)	2.5σ (11.9)	3σ (18.4)	3σ (18.4)
日本晴 葉なし	(図7.9)	1.5σ	2.5σ	2.5σ	3σ	3σ
日本晴 ﾁｬﾌ入り	(図7.10)	平均	1σ	1.5σ	2.5σ	2.5σ
日本晴 乾材	(図7.11)	平均 (7.5)	1σ (9.9)	2σ (13.3)	2.5σ (15.7)	2.5σ (15.7)
注記1)		8	10	12	15	

注記　1)　上記(　)内の値から推定した供試自脱が穀粒に与えることのできる速度

なお，葉の有無やチャフの量の多少により衝突時の姿勢が変化するので，「葉なし」，「チャフ入り」のように脱穀条件が極端に変化する場合は，0.5σ分程度の補正が必要である．

7．5．2　重み関数 w_{1j} の推定

こぎ歯の形状による重み関数 w_{1j} については，第6章の式(6.14)から衝突率 λ_j を算出して，実測脱粒率 h_j と重み w_2 を用いて式(6.16)から逆算する．

$$\lambda_j = \frac{N_{tj}d}{s_f} \qquad (6.14)$$

$$h_j = w_{1j}w_2\lambda_j \qquad (6.16)$$

ここで，s_f＝２７．６mm　：　こぎ胴１回転あたりのフィードチェンの移動距離

N_{tj}（本/mm）：　距離sの区間ｊに存在するこぎ胴円周上のこぎ歯の本数

s＝９０mm　：　受箱の幅，　　d　：　等価茎径

λ_j　：　衝突率　　　　h_j　：　脱粒率

日本晴，アケボノの平均茎径はd＝φ２mm，密陽23はd＝φ２．５mmを用いる．区間ｊのこぎ胴円周上のこぎ歯の本数 N_t は受箱の幅９０mm間のこぎ歯の数とする．ここで，整そ歯は３本のこぎ歯が連続しており，しかも最初のこぎ歯は歯高が低いため２本分に換算する．

供試自脱の重み関数 w_{1j} は，第１列目の整そ歯部が０．５，第２列目が０．７５，第３，４列目が０．９，第５列目の処理歯部では１．００となった．

7．5．3　衝突率からの脱粒率の算出

重み関数 w_{1j} と重み関数 w_2 が推定できたので，日本晴，アケボノおよび密陽23の衝突率 λ_j（計算値）と重み w_{1j}，重み w_2 を使って，式(6.16)によりから求めた脱粒率 h_j と実測脱粒率 h_j の比較表を表７．８，表７．９に示す．

１）衝突率は，２項分布の期待値を使用している．

２）重み w_{1j} は穀粒の残存状態によっても影響をうける．

３）重み w_2 のシグマ確率もこぎ歯の形状によっても影響をうける．

表７．８　日本晴とアケボノの衝突率λから算出した脱粒率

等価茎径　d　＝　φ2mm

ﾌｨｰﾄﾞﾁｪｰﾝ速度　s_f＝ 27.6mm/rev

			区間（受箱列）番号 j					シグマ確率による重み w_2
区間ｊのこぎ歯本数			1	2	3	4	5	
N_{tj} 本数/mm			6/90	9/90	9/90	12/90	21/90	
衝突率 $\lambda=N_{tj}d/s_f$			0.43	0.65	0.65	0.87	1.52	
重み w_{1j}			0.50	0.75	0.90	0.90	1.00	
日本晴	630 rpm	計算値	0.20	0.46	0.55	0.74	1.00	2.5σ
		（実測値）	0.25	0.45	0.49	0.63	1.00	0.94
	550 rpm	計算値	0.20	0.46	0.55	0.74	1.00	2.5σ
		（実測値）	0.20	0.45	0.54	0.69	1.00	0.94
	450 rpm	計算値	0.18	0.42	0.50	0.68	1.00	2.0σ
		（実測値）	0.25	0.43	0.48	0.65	1.00	0.87
	300 rpm	計算値	0.14	0.32	0.39	0.52	1.00	1.5σ
		（実測値）	0.19	0.42	0.55	0.70	1.00	0.66
	200 rpm	計算値	0.10	0.24	0.29	0.39	1.00	1.0σ
		（実測値）	0.12	0.33	0.48	0.65	1.00	0.50
アケボノ	630 rpm	計算値	0.20	0.46	0.55	0.74	1.00	2.5σ
		（実測値）	0.38	0.48	0.57	0.62	1.00	0.94
	550 rpm	計算値	0.20	0.46	0.55	0.74	1.00	2.5σ
		（実測値）	0.36	0.49	0.51	0.65	1.00	0.94
	450 rpm	計算値	0.20	0.46	0.55	0.74	1.00	2.5σ
		（実測値）	0.34	0.48	0.48	0.68	1.00	0.94
	300 rpm	計算値	0.19	0.42	0.51	0.68	1.00	2.0σ
		（実測値）	0.23	0.43	0.53	0.66	1.00	0.87
	200 rpm	計算値	0.14	0.32	0.39	0.52	1.00	1.5σ
		（実測値）	0.18	0.53	0.56	0.64	1.00	0.66

ことを考慮すると３品種とも妥当な結果が得られ，脱粒率h_jを算出する式(6.16)の理論的根拠が実証された．

しかし，シグマ確率を日本晴３００rpmでは２．０σ，２００rpmでは１．５σに修正する必要が生じた．同様に，アケボノについても３００rpmで２．５σ，２００rpmで２．０σとこぎ胴回転数の低い範囲では０．５σ分の修正が必要となった．また，「葉なし」，「チャフ入り」，「乾材」ような脱穀条件が極端に異なる場合は，整そ歯部の脱粒率が大幅に変化しシグマ確率の変更だけでは対応できず，同一の脱穀機を使用しているにもかかわらず重みw_{1j}の変更が必要となった．このことは，衝突率が式(6.14)のように茎径とこぎ歯の本数とフィードチェーンの速度だけでなく，また，重みw_{1j}がこぎ歯の形状だけでなく，区間ｊでの残存率やこぎ歯と穀粒との衝突時の姿勢にも影響されるためと考えられる．Weibull分布を適用すると，これ

表７．９　密陽23の衝突率λから算出した脱粒率

等価茎径　d　＝φ2.5mm

ﾌｨｰﾄﾞﾁｪｰﾝ速度　s_f＝ 27.6mm/rev

			区　間（受箱列）番　号　ｊ					シグマ確率による重み
区間ｊのこぎ歯本数			1	2	3	4	5	
N_{tj}　本数/mm			6/90	9/90	9/90	12/90	21/90	
衝突率 $\lambda=N_{tj}d/s_f$			0.55	0.82	0.82	1.08	1.90	
重み　w_{1j}			0.50	0.75	0.90	0.90	1.00	w_2
密陽23	630 rpm	計算値	0.27	0.61	0.73	0.96	1.00	3.0σ
		（実測値）	0.32	0.55	0.51	0.61	1.00	0.99
	550 rpm	計算値	0.27	0.61	0.73	0.96	1.00	3.0σ
		（実測値）	0.36	0.57	0.46	0.55	1.00	0.99
	450 rpm	計算値	0.26	0.57	0.69	0.91	1.00	2.5σ
		（実測値）	0.33	0.54	0.49	0.59	1.00	0.94
	300 rpm	計算値	0.26	0.57	0.69	0.91	1.00	2.5σ
		（実測値）	0.22	0.59	0.60	0.69	1.00	0.94
	200 rpm	計算値	0.24	0.53	0.64	0.85	1.00	2.0σ
		（実測値）	0.18	0.59	0.68	0.60	1.00	0.87

らの要因を全て含めて形のパラメータｍが決定されるので，脱粒分布を記述するには条件により個々に重みを変更して対処するのではなくWeibull分布を使用し，本解析法は脱粒率h_jの理論的根拠を得るにとどめるのが良いと考えられる．

７．６　まとめ

受網から落下する穀粒を収集する脱粒分布実験を行ない，自脱の脱粒過程を解析した．脱粒率を，実験結果から直接算出する方法，２項分布によるこぎ歯と茎の衝突率にこぎ歯の形状による重みw_{1j}とこぎ歯の速度と脱粒性の難易の関係によって決まる重みw_2（”シグマ確率”）を乗じて脱粒率を算出する方法，およびWeibull分布をあてはめて算出する方法の３つを用いて比較検討した．３つの解析法は良く一致した．

これにより，２項分布による衝突率算出法や”シグマ確率”の理論を実証し，脱粒率の理論的根拠を明確にした．シグマ確率が脱粒分布を予測する評価指数であることを裏づけた．重み関数を比較することにより，こぎ歯の形状，速度，品種による脱粒性の難易及び供給量が脱粒分布に及ぼす影響を解析した．

また，自脱の脱粒分布にはWeibull分布が適合することが確認できたことにより，で，形のパラメータｍの値を用いての脱粒性の難易の比較や脱粒分布の表現が容易になった．ｍの値の比較により，重い穀粒は脱粒されやすく早い段階で脱粒されること，脱粒易のアケボノはこぎ胴回転数３００rpmで，同じく密陽23は２００rpmで脱粒難の日本晴の５５０rpmの脱粒分布と等しくなることを把握した．

葉の有無と過度のチャフの存在は，脱粒に大きな影響を及ぼす．葉を人為的に除去した場合，２００rpmでも十分脱粒し，ｍ＝１．９と５５０rpmと同じ分布形となる．これに対して，過度にチャフが存在すると５５０rpmでも，ｍ＝２．２と２００rpmの脱粒分布形となった．

第8章　所要動力のダイナミクス

8．1　はじめに

8．1．1　自脱の負荷特性（1）―― 履歴現象

（1）積分方程式による履歴現象の表示

自脱の負荷変動の特徴は，稲がフィードチェーンによってこぎ室内を数秒間にわたって通過しながら，脱穀作用を受けることである．このため，こぎ胴軸トルクはこぎ室内の稲の脱穀抵抗トルクの累積されたものとなり，供給量の変動に対するこぎ胴軸トルク変動は履歴現象となる[32]．この点が短時間に脱穀部を通過する普通コンバインの脱穀部の負荷変動と異なる．

時刻 t における $z_T(t)$ の値が過去の $u(t)$ の値に依存し，履歴効果が累加的であるとき，履歴現象は次のように表現される[38]．

$$z_T(t) = \int_{-\infty}^{t} K_i(t, \xi)u(\xi)d\xi \qquad (8.1)$$

核 $K(t, \xi)$ は履歴の特性を表し，履歴関数または影響関数とよばれる．今，$u(t)$ を稲の供給量，$z_T(t)$ をこぎ胴軸トルクとすれば，$K_i(t, \xi)$ を求めれば供給量に対するこぎ胴軸トルク特性が表現できる．

こぎ室内に供給された稲が，t 秒後に脱粒される確率密度関数を $f(t)$ とすると，時刻 t と $t + dt$ の間に脱粒される確率は $f(t)dt$ である．通常の状態で自脱で脱穀した場合，こぎ室内を通過する時間 t_0 間に完全に稲は完全に脱粒されるので，

$$\int_0^{t_0} f(t)dt = 1 \qquad (8.2)$$

が成立する．

時刻 t においてこぎ室内に存在する穀粒量を $x(t)$ とし，t と $t + dt$ の間に供給される穀粒量を $u(t)dt$ とすると，同時間に脱粒される確率は $f(t)dt$ であるので，時刻 $t = \xi$ と $\xi + d\xi$ の間に供給された穀粒 $u(\xi)d\xi$ が時刻 t と $t + dt$ の間に脱粒される量は

$$f(t-\xi)u(\xi)d\xi dt \qquad (8.3)$$

である．供給が連続的に行われたとすると，$t = 0$ から t までに脱粒される量は

$$dt\int_0^{t} f(t-\xi)u(\xi)d\xi \qquad (8.4)$$

である．時刻 t と $t + dt$ の間にこぎ室内に存在する穀粒の増分を $dx(t)$ とすると，$dx(t)$ は供給された穀粒量 $u(t)dt$ と脱粒された穀粒量の差であるから，穀粒の増加率 $dx(t)/dt$ は

$$\frac{dx(t)}{dt} = u(t) - \int_0^{t} f(t-\xi)u(\xi)d\xi \qquad (8.5)$$

こぎ胴軸トルクはこぎ室内に存在する穀粒の量に比例すると仮定すると，こぎ胴軸トルク $z_T(t)$ と $x(t)$ の関係は

$$z_T(t) = b\,x(t) \qquad b：定数 \qquad (8.6)$$

とおける．$f(t)$ および b はこぎ胴の特性や品種によって決定されるもので，実験的に求める必要がある．

（2）実験による $f(t)$ および b の決定例

$f(t)$ および b を決定するため，実験はステップ入力よりもはっきりと履歴効果の把握できる1束こぎのデータを用いて試算する．供試機として S 社製自脱コンバインヤングエースH50搭載の自脱を用い，1束こぎを行ったときのこぎ胴軸トルクと，同時にフィードチェーン部での茎層厚さをストレンゲージを貼ったりん青銅板のひずみとして記録し，供給量を計測した．図8．1に，品種マンリョウ（生材），3kg束こぎの実験結果を示す．この結果から供給量 $u(t)$ と $z_T(t)$ すなわち $x(t)$ を求めて，$f(t)$ の形を決定する．

供給量 $u(t)$ を最も良く近似できる関数は，

$$u(t) = \frac{e^{-at} - e^{-2at}}{a} \qquad (8.7)$$

である．式(8.7)の形を図8．2に示す．

こぎ胴軸トルクからこぎ室内での穀粒の存在量 $x(t)$ は，次式により近似できる．

$$x(t) = \frac{1}{2}t^2 e^{-at} \qquad (8.8)$$

式(8.8)の形を図8．3に示す．

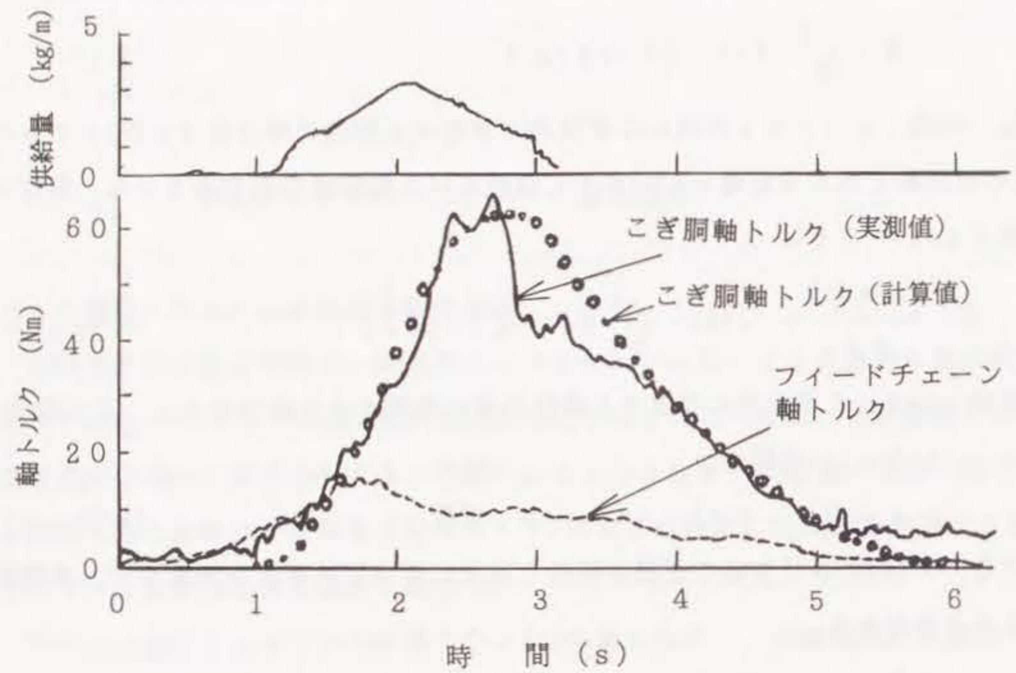


図8．1　こぎ胴軸トルクの履歴現象

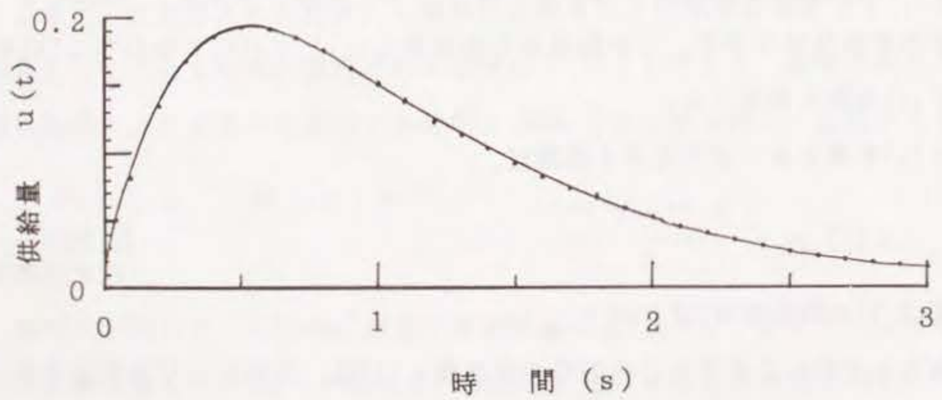


図8．2　供給量近似関数関数形

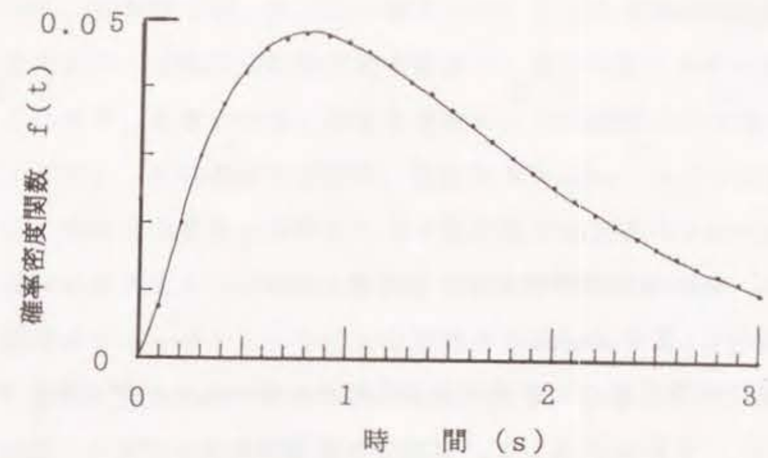


図8．3　確率密度関数 f (t)の関数形

ここで，式(8.5)は履歴が時間の経過のみに依存するコンボリュージョン積分であるので，これをLaplace変換すると

$$s \cdot X(s) - x_0 = U(s) - F(s) \cdot U(s)$$

$$\therefore\ F(s) = \frac{U(s) - s \cdot X(s) + x_0}{U(s)} \tag{8.9}$$

となる．ここで，x_0は初期値である．式(8.7)，(8.8)をLaplace変換すると，それぞれ

$$U(s) = \frac{1}{(s+2a)(s+a)} \tag{8.10}$$

$$X(s) = \frac{1}{(s+a)^3} \tag{8.11}$$

となり，これを式(8.9)に代入し，初期値を $x_0 = 0$として解くと

$$F(s) = \frac{a^2}{(s+a)^2} \tag{8.12}$$

となる．式(8.12)を逆Laplace変換すると

$$f(t) = a^2 t \cdot e^{-at} \tag{8.13}$$

となり，脱粒確率密度関数 f (t)が決定された．

定数aおよびbの値は実験結果から決定する．1束こぎのトルク測定結果では図8．1から，t＝1．5秒のときトルクの最大値が生じている．

したがって，式(8.8)から

$$\left.\frac{d\,x(t)}{d\,t}\right|_{t=1.5} = 0 \tag{8.14}$$

とすると

a≒１．３３

を得る．同様に，ｂの値は茎層厚さをｃｍで表すと

b≒０．２４ Nm/cm

となる．履歴効果時間は稲のこぎ室内通過時間が３秒であるので３秒とする．これらの値を式(8.5)，(8.6)に代入して，実測した茎層厚さを入力とし，０．１秒単位で離散化して数値計算により求めたこぎ胴軸トルクをプロットしたものが図８．１の白丸である．高周波成分をカットしたこぎ胴軸トルクの変動と一致している．

８．１．２　自脱の負荷特性（２）——要因別負荷分析

前節にて，自脱の負荷変動の特徴である履歴現象を，積分方程式にて記述する基本的考え方を示しその妥当性を実証した．しかし，前節の考え方だけでは，自脱の負荷を表現するには以下の点で十分でない．

(i)　履歴現象に加えて負荷が増加すると，こぎ胴回転数が低下しフィードバック作用によって回転数の低下分こぎ胴軸トルクが減少する．

(ii)　負荷の要因として稲の物理特性，こぎ歯の本数や速度などの自脱の要因が考慮されていない．

(iii)　こぎ胴軸トルクはこぎ室内の穀粒の残存量に比例して決定するとして，こぎ歯と茎の衝突により発生するトルクが考慮されていない．

(iv)　入出力関係をLaplace変換にて記述して，入力u(t)と出力z_T(t)から脱粒の確率密度関数ｆ(t)を推定している．しかし，このような関数系は入力，出力および伝達関数としての脱粒の確率密度関数が限定されており，入力と出力の実験値を模擬する近似関数および脱粒の確率密度関数を模擬する近似関数が存在しない場合解けない．このため，この方法は実際の問題に適用する範囲が限られる．

したがって，本研究では，以下の３項目について改良を加え精度の向上を計った．

履歴現象およびこぎ胴軸回転数変動の影響を，離散時間システムとして定式化した．このため，品種の相違，供給量変動の入力の変動への対する適応性を向上するとともに，脱粒確率密度関数，脱粒率をWeibull分布で表現することを可能とし，脱粒分布実験の結果から得た脱粒率が直接使用できるようした．

次に，自脱の負荷を４つの成分に分けて解析精度を向上させた

(1)　稲列がフィードチェーンにより搬送されるトルク（z_1とする）

(2)　こぎ歯と茎の衝突によるトルク（z_2）

(3)　脱粒のためのトルク（z_3）

(4)　過度のチャフの存在により増加するトルク（z_4）

この理由は，脱粒のためのトルクz_3は，こぎ室内で穀粒の存在量に比例するため，式(8.1)の核Ｋ(t，ξ)は脱粒確率密度関数ｆ(t)となり，式(8.9)によって表される．一方，トルクz_1とz_2は，品種と供給量にのみ依存しこぎ室内で変化しない．また，トルクz_4は上記３つのトルクと異なった履歴を持つ．このため，各トルク成分により核Ｋ(t，ξ)は変化するので，こぎ胴軸トルクは式(8.5)と(8.6)のみでは記述できないからである．

さらに，稲の物理特性と自脱側の要因をパラメータとして状態方程式に組み込み，負荷に与える影響を定量的に把握した．

このように，自脱の所要動力の記述を精密にするとともに，全ての条件について負荷計測実験を行い理論の有効性を実証するとともに，負荷変動を状態方程式の係数により定量的に評価した．

８．１．３　離散時間システムによる履歴現象の表現

自脱を図８．４のように７つの区間に分割して，離散時間系の状態方程式に記述して履歴現象を表現する．区間ｊの稲が区間ｊ＋１に移動するごとに計算を実施すると，計算ステップｋのとき区間ｊにあった稲は，ｋ＋１において区間ｊ＋１に移動し，計算ステップｋのとき区間ｊ＋１にあった稲は，ｋ＋１において区間ｊ＋２に移動する．このため，ｋ時点で区間ｊ＝０に供給された稲量をｕ(k)とすると，

茎の本数も穀粒量も稲量u(k)に比例するので区間0，1，···，6での茎の量は次式で表せる．

$$\left.\begin{aligned} x_1(k+1) &= u(k)\\ x_{j+1}(k+1) &= x_j(k) \qquad (j=1,2,\cdots 5)\end{aligned}\right\} \qquad (8.15)$$

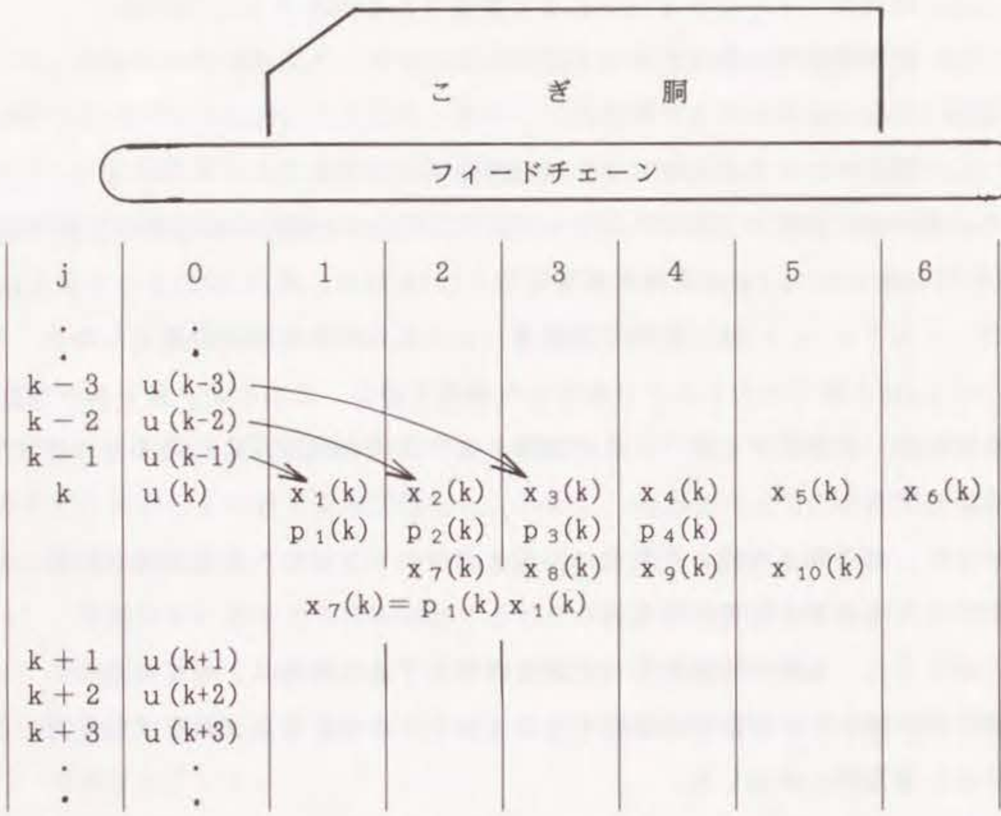


図8．4　脱穀機の区間分割と状態変数の推移

稲列が1区間を移動するごとに計算を行うと1区間移動する時間はフィードチェーンの速度によるため，脱穀中のフィードチェーンの速度変動により計算ステップ毎に時間が変るという欠点が生じるが，区間0に供給された稲量uが区間1，2，····，6と送られる間変化しないので，式(8.15)が成立する．こぎ室を5区間に分割したのは，5区間に分割すると十分な解析精度が得られるためである．

8．2　軸トルク負荷成分

8．2．1　フィードチェーン軸トルク

稲列を搬送するためのフィードチェーン軸に生ずるトルクは，Coulomb摩擦を主成分とするため搬送速度には関係せず，フィードチェーンに茎を保持する板のばねの反力による．このため，各区間に存在している茎量（本数と茎径）に比例するとみなせる．そこで，フィードチェーン軸トルクの変動成分z_1は，茎量をトルクに換算する係数をk_1とすると次式で表せる．

$$z_1(k)=k_1\left(u(k)+\sum_{j=1}^{6}x_j(k)\right) \qquad (8.16)$$

8．2．2　こぎ歯と茎の衝突によるこぎ胴軸トルク

（1）　こぎ胴軸トルクの要因

こぎ歯と茎の衝突は，Fをこぎ歯に作用する力，tを時間，mをこぎ胴の質量，vをこぎ歯の速度とすると，こぎ歯の与える力積と運動量は等しいので，

$$Ft=mv \qquad (8.17)$$

となり，こぎ歯に作用する力Fとこぎ歯の速度vは比例する．こぎ歯の作用によるこぎ胴軸トルクはこぎ歯に作用する力の和であるので，こぎ胴軸トルクz_2は，こぎ歯の速度とこぎ歯と茎の衝突本数の積に比例する．これについては，既に1910年にB.П.Горячкин[12]が提唱している．

（2）　こぎ胴軸角速度

こぎ歯の速度はこぎ胴軸角速度に比例するので，以下こぎ歯の速度はこぎ胴軸角速度で表し，まず，こぎ胴軸トルクy_Lの変動に対するこぎ胴軸角速度ω_tの変化を求める．

駆動側の可変速電動モータの出力に余裕があり，負荷が増加したときベルトに微小のスリップが生じる場合を想定する．供試脱穀機の動力伝達系は，第9章図9．1に示す．こぎ胴軸角速度ω_tとこぎ胴軸の負荷トルクy_Lの関係は次式となる．

$$\omega_t = \omega_m \left(1 - \frac{y_L}{T_s}\right) \tag{8.18}$$

ここで，ω_m ： 電動モータの角速度

T_s ： トルクy_Lに対するベルトのスリップを算出するための定数

こぎ胴軸角速度の変動成分ω_eとこぎ胴軸角速度ω_tの関係は

$$\omega_t = \omega_m - \omega_e \tag{8.19}$$

となるので，こぎ胴軸角速度の変動成分ω_eとこぎ胴軸の負荷トルクy_Lとの関係は，

$$\frac{y_L}{T_s}\,\omega_m = \omega_e \tag{8.20}$$

となる．式(8.20)を変形して

$$\frac{T_s}{\omega_m}\,\omega_e = y_L \tag{8.21}$$

これにこぎ胴の慣性能率J_pを考慮すると，トルクy_Lによる角速度の変化ω_eは，

$$J_p\dot{\omega}_e + \frac{T_s}{\omega_m}\omega_e = y_L \tag{8.22}$$

となる．標準形に書きなすと

$$\dot{\omega}_e = -\frac{T_s}{J_p\omega_m}\omega_e + \frac{1}{J_p}y_L = A\omega_e + b\,y_L \tag{8.23}$$

となる．式(8.22)を離散時間系に変換すると式(8.26)となる．

$$\widetilde{A} = e^{At} = e^{-\frac{T_s}{J_p\omega_m}\Delta t(k)} \tag{8.24}$$

$$\widetilde{b} = \int_0^{\Delta t(k)} e^{At}\,d\sigma = \frac{b}{A}\,e^{A\sigma\,\Delta t(k)}$$

$$= \frac{b}{A}\left(e^{At} - 1\right) = \frac{\omega_m}{T_s}\left(1 - e^{-\frac{T_s}{J_p\omega_m}\Delta t(k)}\right) \tag{8.25}$$

$$\omega_e(k+1) = e^{-\frac{T_s}{J_p\omega_m}\Delta t(k)}\,\omega_e(k) + \frac{\omega_m}{T_s}\left(1 - e^{-\frac{T_s}{J_p\omega_m}\Delta t(k)}\right)y_L(k) \tag{8.26}$$

$\Delta t(k)$は，計算ステップごとの時間である．計算を区間 j から j＋1へ移動するごとに行うため，$\Delta t(k)$はフィードチェーンの速度，供試脱穀機では角速度$\omega_t(k)$により変化する．

（3） こぎ歯と茎の衝突本数

区間 j でのこぎ歯と茎の衝突本数は，第7章述べたこぎ歯と茎の衝突率λ_jと茎の本数N_jの積となる．

衝突率λ_jは，平均茎径をｄ，こぎ胴1回転当たりのフィードチェーンの移動距離をs_f，こぎ胴円周方向のこぎ歯の本数をN_{tj}とすると

$$\lambda_j = \frac{N_{tj}\,d}{s_f} \tag{8.27}$$

となり，区間 j の稲量$x_j(k)$当たりの茎の本数をn_0とすると茎の本数N_jは，

$$N_j = n_0\,x_j(k) \tag{8.28}$$

となるので，区間 j のこぎ歯と茎の衝突本数n_jは

$$n_j = \lambda_j N_j = \frac{n_0 d}{s_f}\,N_{tj}\,x_j(k) \tag{8.29}$$

となる．

こぎ歯と茎の衝突によるこぎ胴軸トルクz_2は換算係数をk_2とすると，区間 j での衝突本数n_jとこぎ胴軸角速度ωの積の和として次式で表せる．

$$z_2(k) = k_2\,\frac{n_0 d}{s_f}\left(\sum_{j=1}^{5} N_{tj}\,x_j(k)\right)\omega_t(k) \tag{8.30}$$

8．2．3 脱粒のためのこぎ胴軸トルク

このトルクは，区間 j での穀粒の存在量，つまり脱粒されずに残った区間jでの残存量とこぎ歯との衝突率λ_jの積に，こぎ歯の速度を乗じたものの各区間の和として表せる．自脱の脱粒過程はMarkov過程であるため，区間 j での穀粒の残存量は，区間0に供給された穀粒量に，区間 j －1までの瞬間残存率p_jを順次乗じることにより得られる．瞬間残存率p_jは，実験結果から直接算出する方法，2枚分布によるこぎ歯と茎の衝突率から算出する方法，脱粒分布にWeibull分布をあてはめて算出する方法の3つの方法があることを第6章で示し，どの方法でも十分な精度が得られることを第7章で証明した．Weibull分布を用いると，瞬間残存率p_jは，式(8.31)，(8.32)から形のパラメータmと尺度のパラメータηの2つのパラメータにて表現でき好都合である．

$$p_j = 1 - h_j \tag{8.31}$$

$$h_j = \frac{m}{\eta}\left(\frac{j}{\eta}\right)^{m-1} \tag{8.32}$$

パラメータmとηは，第７章の脱粒分布実験にて，品種により異なる脱粒力，チャフの多少，供給量線密度，あるいは，こぎ歯の速度等脱穀条件ごとに求められているので，所定の条件に合わせて適宜選択する．

区間 1，2，…，5 の穀粒の残存量を $x_1(k)$, $x_7(k)$, …, $x_{10}(k)$とすると次式となる．

$$\left.\begin{aligned} x_1(k+1) &= u(k) \\ x_7(k+1) &= p_1(k)\,x_1(k) \\ x_{j+6}(k+1) &= p_j(k)\,x_{j+5}(k) \quad (j=2,3,4) \end{aligned}\right\} \tag{8.33}$$

そこで，脱粒のためのトルク z_3は換算係数を k_3とすると，区間ｊでの残存量とこぎ歯との衝突率 λ_jの積の和に，こぎ胴軸角速度ωを乗じて次式で表せる．

$$z_3(k) = k_3\left(\lambda_1 x_1(k) + \sum_{j=2}^{5} \lambda_j x_{j+5}(k)\right)\omega_t(k) \tag{8.34}$$

8．2．4　過度のチャフの存在によるこぎ胴軸トルクの増加

（１）こぎ歯と茎の衝突によるトルクの増加

脱穀品質を維持するには，適量のチャフがこぎ室内に存在することが必要である．しかし，過度のチャフの存在は，こぎ歯と茎の衝突によるトルク z_2を増加させ，脱粒率を低下させる．

過度のチャフによるこぎ歯と茎の衝突によるトルクの増加は，次のように仮定してシミュレートする．等価チャフ発生量 $C_g(k)$は，脱粒量に比例するとし，こぎ室外へのチャフ排出量は，こぎ室内での等価チャフ存在量に比例して増加するとする．このため，通常の使用状態では，ある状態で発生量と排出量が等しくなり，こぎ胴軸トルクの増加は上限値に達するとする．

区間１，２，…，５での脱粒量は，各区間の穀粒の存在量　$x_1(k)$, $x_7(k)$, …, $x_{10}(k)$と脱粒率 h_1, h_2, …, h_5の積の和になる．そこで，等価チャフ発生量 $C_g(k)$は，脱粒量をチャフの発生量に換算する係数を k_gとすると，

$$C_g(k) = k_g\left(h_1 x_1(k) + \sum_{j=2}^{5} h_j x_{j+5}(k)\right) \tag{8.35}$$

となり，こぎ室内でのチャフの存在量 $x_{12}(k)$は

$$x_{12}(k+1) = \left(1 - e^{-C_g(k) - x_{12}(k)}\right) \tag{8.36}$$

となる．上限値は，送塵弁の設定の仕方や使用する脱穀機によって変化するので，係数 k_gの値を調整して供試機の現象に合わせる．

この過度のチャフによるこぎ歯と茎の衝突によるトルクの増分 z_4は，チャフの存在量をこぎ胴軸トルク z_4に換算する係数を k_4とすると次式で表せる．

$$z_4(k) = k_4 x_{12}(k)\left(\sum_{j=1}^{5} N_{tj} x_j(k)\right)\omega_t(k) \tag{8.37}$$

式(8.23)は，トルク $z_2(k)$の算出式，式(8.14)の係数

$$k_2\,\frac{n_0 d}{s_f} \tag{8.38}$$

を

$$k_4 x_{12}(k) \tag{8.39}$$

に置換したものに等しい．このため，システム同定時には，通常の脱穀実験とチャフを過度に混入させた脱穀実験の差を計測すれば，係数 k_4を求めることができる．

（２）脱粒率の低下によるこぎ胴軸トルクの増加

過度のチャフの存在により脱粒率が低下した場合は，同じ供給量 $u(k)$でも未脱粒の増加により，こぎ室内の穀粒の存在量が増加する．このため，脱粒に要するこぎ胴軸トルク z_3が増加する．このトルクは，式(8.18)のWeibull分布の形のパラメータmと尺度のパラメータηの値をチャフの量に応じて変更することによって増加し，こぎ歯と茎の衝突によるトルクの増分 z_4のように陽に表現できない．

なお，このトルクは全負荷に占める比率が小さい．このため，パラメータmとηの値の変動を無視しても影響は少ない．

8．3　状態方程式によるダイナミクスの記述

こぎ胴軸角速度の変動成分$\omega_e(k)$を$x_{11}(k)$として出力y_iを供試自脱の計測トルクと角速度に対応させると，自脱のダイナミクスは，以下の離散時間系の状態方程式に表せる．なお，各区間での茎の量と穀粒の残存量のこぎ胴軸トルクへの影響は係数k_iの値にて調節するため，同じ供給量（入力）$u(k)$を使用する．

状態方程式：

区間　0，1，…，6　での茎の量

$$x_1(k+1) = u(k) \tag{8.40}$$

$$x_{j+1}(k+1) = x_j(k) \quad (j=1,2,\cdots,5) \tag{8.41}$$

区間　1，2，…，5　での穀粒の残存量

$$(x_1(k+1) = u(k))$$

$$x_7(k+1) = p_1(k)\,x_1(k) \tag{8.42}$$

$$x_{j+6}(k+1) = p_j(k)\,x_j(k) \quad (j=2,3,4) \tag{8.43}$$

こぎ胴軸角速度の変動成分

$$x_{11}(k+1) = e^{-\frac{T_s}{J_p\omega_m}\Delta t(k)}\,x_{11}(k) + \frac{\omega_m}{T_s}\left(1-e^{-\frac{T_s}{J_p\omega_m}\Delta t(k)}\right)y_1(k) \tag{8.44}$$

チャフの増加量

$$x_{12}(k+1) = \left(1-e^{-C_g(k)-x_{12}(k)}\right) \tag{8.45}$$

$$C_g(k) = k_g\left(h_1 x_1(k) + \sum_{j=2}^{5} h_j x_{j+5}(k)\right) \tag{8.46}$$

中間変数：各負荷成分の変動成分

$$z_1(k) = k_1\left(u(k) + \sum_{j=1}^{6} x_j(k)\right) \tag{8.47}$$

$$z_2(k) = k_2\,\frac{n_0 d}{s_f}\left(\sum_{j=1}^{5} N_{tj}\,x_j(k)\right)\,y_3(k) \tag{8.48}$$

$$z_3(k) = k_3\left(\lambda_1 x_1(k) + \sum_{j=2}^{5} \lambda_j x_{j+5}(k)\right)\,y_3(k) \tag{8.49}$$

$$z_4(k) = k_4\,x_{12}(k)\left(\sum_{j=1}^{5} N_{tj}\,x_j(k)\right)\,y_3(k) \tag{8.50}$$

出力方程式：計測トルクおよび角速度に対応する．

こぎ胴軸トルク：　$y_1(k) = \sum_{i=1}^{4} z_i(k) + b_1$　(8.51)

フィードチェーン軸トルク：

$$y_2(k) = z_1(k) + b_1 \tag{8.52}$$

こぎ胴軸角速度：　$y_3(k) = \omega_m - x_{11}(k)$　(8.53)

ここで，b_1は，稲列を搬送しない状態でフィードチェーン軸を回転させたとき生じるトルクである．

9．1　所要動力計測実験

9．1．1　実験装置および方法

状態方程式のシステム同定を行うため，図9．1に示すフィードチェーン軸トルク，こぎ胴軸トルク，こぎ胴軸回転数およびフィードチェーン変位4カ所の合計7点の所要動力を計測した．

自脱の動特性を解析するためには，脱粒分布実験と所要動力計測実験は同時に実施し，同一試料にて脱粒分布とこぎ胴軸トルクの発生，角速度の変化を比較して考察する必要がある．このため，本実験は第7章の脱粒分布実験と同時に行った．したがって，供試脱穀機（Y社製C型脱穀機），および実験条件は脱粒分布実験と同一である．実験条件は第7章で示した表7．1または付表と同一である．本節では，所要動力計測実験に特有の項目について述べる．

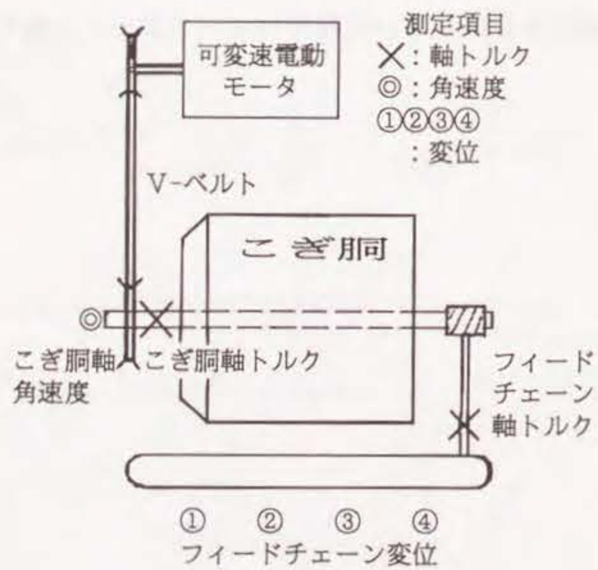


図9．1　動力伝達系および測定個所

脱粒分布実験に加えた実験は，一度脱穀した稲列を再度脱穀機に通して測定したこぎ胴軸トルク$T_2(t)$（脱粒後の稲を脱穀しているため，以下空こぎトルクという）を測定したことである．こぎ歯と茎の衝突によるトルク$z_2(t)$を測定するため，穂をはさみで切断，除去した稲を脱穀機に供給して測定したこぎ胴軸トルクと，空こぎトルクを比較したところ両者の差はなく，脱穀時に生じる茎の切断および空こぎ時に残存する穂軸，枝梗の影響は無視できることが確認できた．そこで，空こぎトルクから，こぎ歯と茎の衝突によるトルク$z_2(t)$を算出した．

ここで，トルク$T_2(t)$，$z_2(t)$は，実測値でA／D変換前のアナログデータであるため，時間の関数の意味で$f(t)$を使用し，離散時間値$f(k)$と区別する．

次に，過度のチャフの存在によるこぎ歯と茎の衝突によるトルクの増分z_4は，式(8.23)にて与えられるが，式(8.23)は，こぎ歯と茎の衝突によるトルクz_2の算出式，式(8.14)の係数，式(8.24)を式(8.25)に置換したものに等しい．このため，トルクz_4は通常の空こぎ実験時のこぎ胴軸トルク$T_2(t)$と，チャフを過度に混入させた「チャフ入り」の空こぎ実験時のこぎ胴軸トルク$T_4(t)$から式(9.4)にて算出した．

なお，フィードチェーン軸トルク$T_1(t)$は実測トルクではなく，減速比を考慮してこぎ胴軸トルクに換算した値を用いる．各負荷成分に対応するトルクは次式で求められる．

$$z_1(t)=T_1(t)-b_1 \tag{9.1}$$

$$z_2(t)=T_2(t)-T_1(t) \tag{9.2}$$

$$z_3(t)=T_3(t)-T_2(t) \tag{9.3}$$

$$z_4(t)=T_4(t)-T_2(t) \tag{9.4}$$

ここで，第8章で説明した通り，

$z_1(t)$：稲列がフィードチェーンにより搬送される時の変動成分トルク

$z_2(t)$：こぎ歯と茎の衝突によるトルク

$z_3(t)$：脱粒のためのトルク

$z_4(t)$：過度のチャフの存在により増加するトルク

b_1　：稲列を搬送しない状態でフィードチェーン軸を回転させたとき生じるトルクである．

$T_1(t)$：フィードチェーン軸実測トルク

$T_2(t)$：空こぎ実験時のこぎ胴軸実測トルク

$T_3(t)$：脱穀実験時のこぎ胴軸実測トルク

$T_4(t)$：「チャフ入り」の条件での空こぎ実験時のこぎ胴軸実測トルク

全ての実験条件について脱穀実験と空こぎ実験を行った．実験に際しては，前の実験のチャフの影響がでないように，脱穀実験開始前にこぎ室内の清掃を行った．ただし，空こぎトルクT_2は脱穀時のこぎ歯と茎の衝突トルクz_2の代用であり，脱穀中は自身の茎で発生したチャフが存在しているため，空こぎ実験は脱穀実験時に発生したチャフをこぎ室内に残したまま行った．

９．１．２　実験結果および考察

実験結果の例として日本晴の供給量２．５kg/１m，こぎ胴回転数５５０rpmの実測波形を図９．２に示す．ただし，フィードチェーンの変位は，供給量ｕ（単位長さ当たりの質量つまり線密度［kg/m］）に換算して表示する．

アケボノの波形を図９．３に，密陽23の波形を図９．４に示す．

日本晴７．５kg/３m（線密度　２．５kg/m），５５０rpmの結果を図９．５に示す．

供給量を１mごとに３m区間を凸型に変化させた時の，５５０rpmの結果を図９．６に示す．

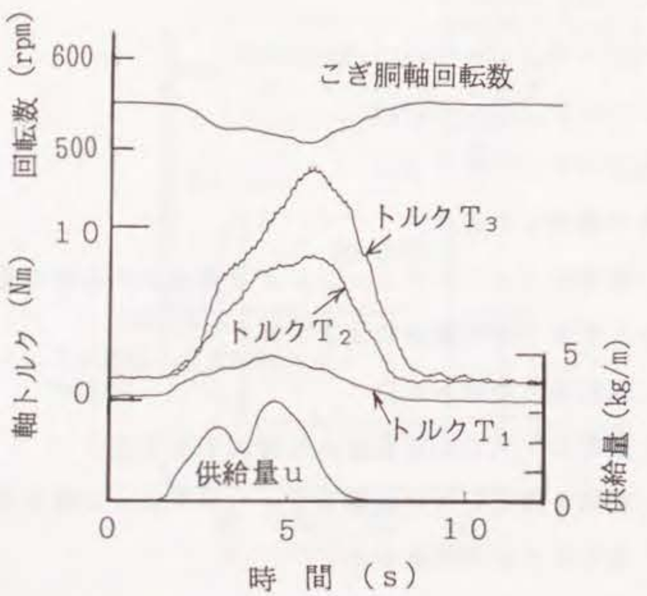


図９．２　脱穀時の日本晴，供給量　２．５kg/１m 実測波形

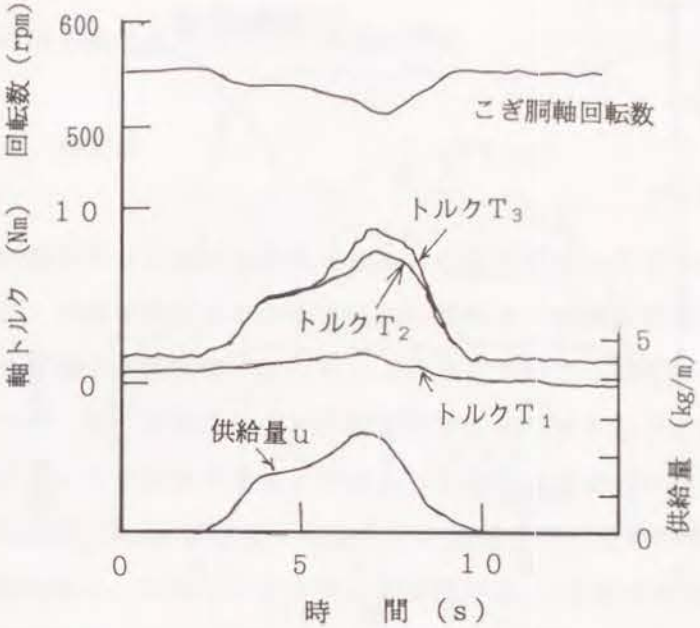


図９．３　脱穀時のアケボノ，供給量　２．５kg/１m 実測波形

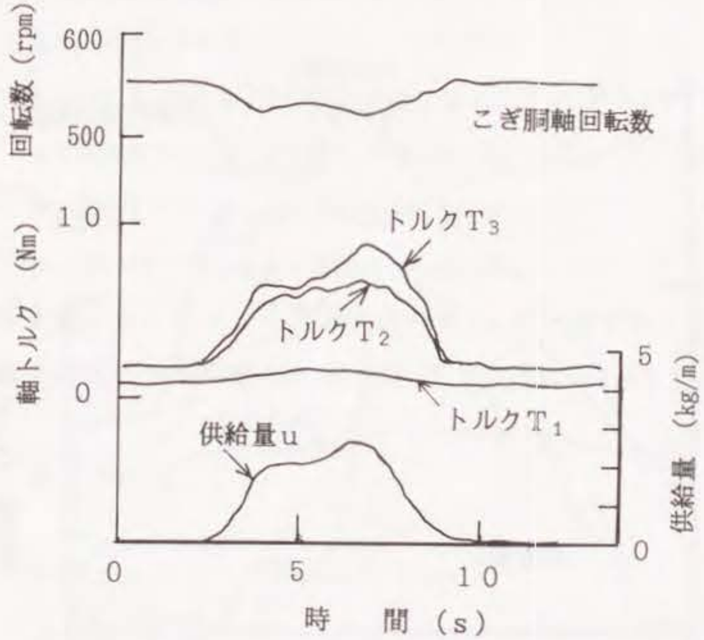


図９．４　脱穀時の密陽23，供給量　２．５kg/１m 実測波形

実験においては，刈り取った稲を全て手で並べて試料を作成した．均一になるように十分注意して配列したが，場所による稲量の変動は避けられず，こぎ胴軸トルクは供給量変動の影響を受けて変動することがわかった．また，図９．６の後半部ではチャフの増大によりトルクが増加していることがわかった．

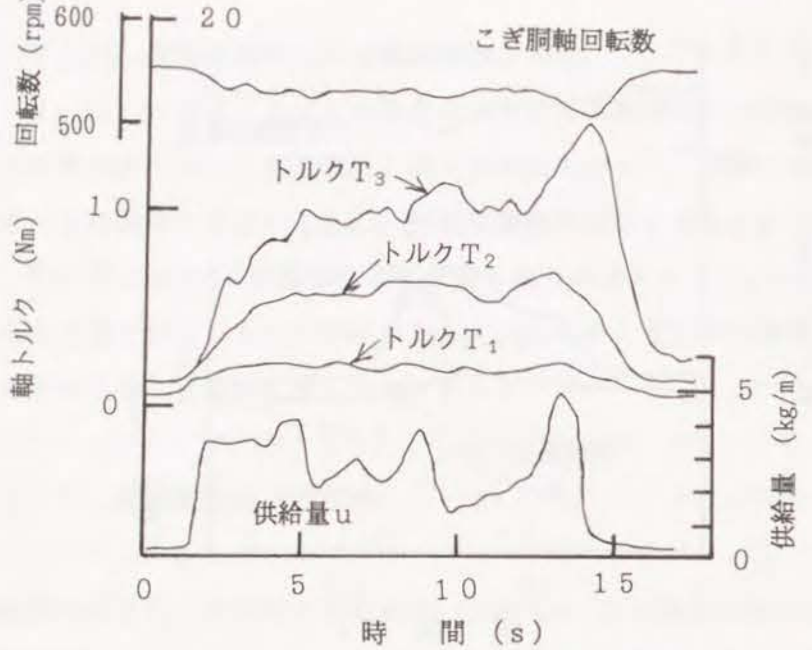


図9．5　脱穀時の日本晴，供給量　7．5kg/3ｍ 実測波形

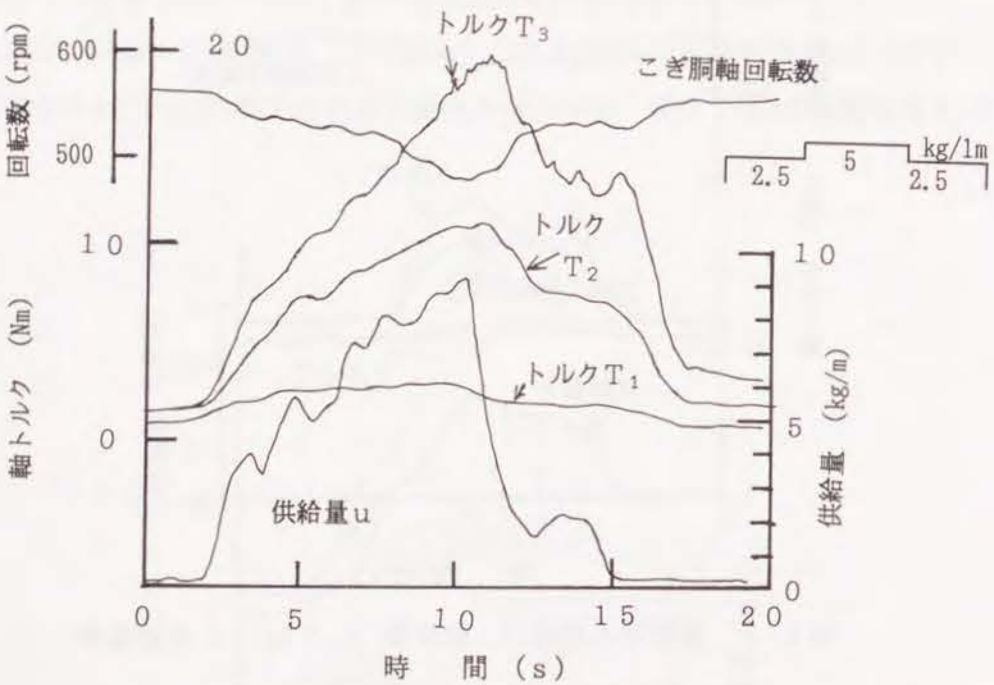


図9．6　脱穀時の日本晴，供給量　3ｍ凸型 実測波形

負荷計測実験は，付表　実験条件全組み合わせ表，の全てについて行い，図9．2，～図9．6と同様のグラフを作成した[49,64]．

9．2　負荷軸トルク成分のトルク係数の同定

9．2．1　同定法

こぎ室内に稲が完全に供給されたとみなされる状態を，定常状態としてシステム同定を行った．実験結果からわかるように，供給量の変動は避けられないし，また，条件を変えた実験を多数実施するため，1条件について1回しか実験を行っていない．したがって，同一実験条件での平均値を推定することはできない．このため，各脱穀条件ごとにこぎ胴軸角速度を横軸として回帰分析を行い誤差を相殺した．

自脱の脱粒過程はMarkov過程であるため，区間ｊでの穀粒の残存量は，区間0に供給された穀粒量に，区間ｊ－1までの瞬間残存率p_jを順次乗じることにより得られる．定常状態においては，供給量（入力）ｕが一定であるのとみなせるので，区間ｊでの穀粒の残存量は次式で表せる．

$$\left.\begin{aligned} x_1(k+1) &= u \\ x_7(k+1) &= p_1 x_1(k) = p_1 u \\ x_8(k+1) &= p_2 x_7(k) = p_2 p_1 u \\ x_9(k+1) &= p_3 x_8(k) = p_3 p_2 p_1 u \\ x_{10}(k+1) &= p_4 x_9(k) = p_4 p_3 p_2 p_1 u \end{aligned}\right\} \qquad (9.5)$$

さらに，定常状態においては，こぎ胴軸角速度ω_tが一定であるのとみなせるので，第8章の状態方程式の中間変数の式(8.32),(8.33),(8.34),(8.35)は，次のように書き直せる．

$$z_1 = 7k_1 u \qquad (9.6)$$

$$z_2 = k_2 \frac{n_0 d}{s_f} \left(\sum_{j=1}^{5} N_{tj}\right) u\,\omega_t \qquad (9.7)$$

$$z_3 = k_3 \left(\sum_{j=1}^{5} \lambda_j P_j\right) u\,\omega_t \qquad (9.8)$$

$$P_j = \prod_{i=1}^{j} p_{i-1}, \quad p_0 = 1, \qquad (j=1,2\cdots,5) \qquad (9.9)$$

$$z_4 = k_4 \left(\sum_{j=1}^{5} N_{tj}\right) u\,\omega_t \qquad (9.10)$$

ここで，供給量uと角速度ω_t以外は，全て定数であるのでまとめて定常状態とみなした実測トルクT_iに対応させると，式(9.6)〜(9.10)は次のように書き直せる．

$$T_1 = z_1 + b_1 = a_1 u + b_1 \qquad (9.11)$$

$$T_2 = z_2 + T_1 = a_2 u \omega_t + b_2 \qquad (9.12)$$

$$T_3 - T_2 = z_3 = k_3 \lambda_p u \omega_t \qquad (9.13)$$

$$T_4 = z_4 + T_2 = (a_2 + a_4) u \omega_t + b_2 \qquad (9.14)$$

式(9.14)，(9.12)からa_4が求められる．

$$T_4 - T_2 = z_4 = a_4 u \omega_t \qquad (9.15)$$

9．2．2　フィードチェーン軸トルク係数の同定

品種，供給量別のトルクT_1の結果を図9．7に示す．ばらつきはあるが，トルクT_1の全体への影響は少ないので線形近似して下記の係数を得た．

$a_1 = 0.34$　　Nm^2/kg

$b_1 = 0.5$　　Nm

$k_1 = 0.0486$　Nm^2/kg

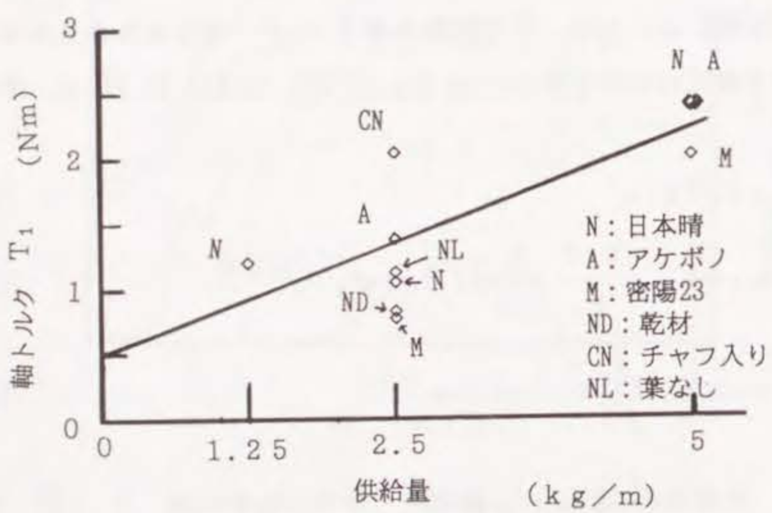


図9．7　脱穀条件別フィードチェーン軸トルク

9．2．3　こぎ歯と茎の衝突および過度のチャフによるこぎ胴軸トルク係数の同定

日本晴2．5kg/1mの回転数別の空こぎトルクT_2のばらつき具合を図9．8に示す．品種や脱穀条件の異なるものについても図9．8と同様のデータから，回帰分析によりa_2とb_2を求めた．ここで，b_2はT_1と等しくなければならないので，実測トルクT_1を用いてa_2を修正した．このa_2から，表9．1に示す日本晴，アケボノおよび密陽23の3品種の区間jの供給量u=2．5kg/m当たりの茎の本数n_0と茎径d，および表9．2の区間jのこぎ歯の本数N_{tj}を用いて，係数k_2を算出した．結果を表9．3に示す．

係数k_4については，「チャフ入り」の空こぎトルクはトルクT_4であるので，トルク（$T_4 - T_2$）からパラメータa_4を求めた．

表9．3の結果から，こぎ歯と茎の衝突によるトルク係数k_2は，日本晴生材については，供給量に関係なく一定の値をとり，また，アケボノ，密陽23についてもa_2の値は日本晴と異なるが，茎の本数n_0と茎径dを考慮して算出したトルク係数k_2は等しくなり，式(8.16)および本理論の正しさが実証できた．

茎径dはトルクT_2を計算するための等価茎径である．「葉なし」や「乾材」のように条件が極端に異なる場合は，実測したa_2と基準となる係数k_2から茎径dを逆

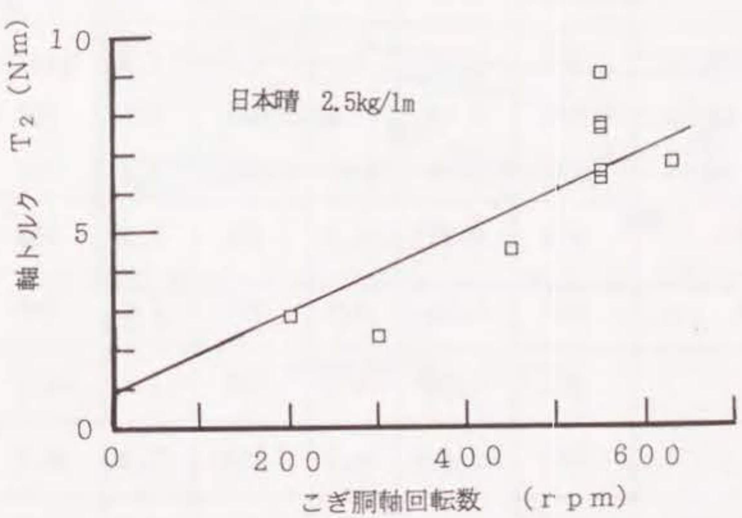


図9．8　2．5kg/1m時の空こぎトルク

算する．逆に，茎径 d を等しくしておいて係数 k_2 の値を比較すれば，脱穀条件の相違による負荷の変化が定量的に把握できる．

表9．1　茎本数 N_j と茎径

項目 ／ 品種	茎数 N_j ［本］	茎径 d ［mm］	$\frac{n_0 d}{s_f}$
日本晴	20	2	0.5796
アケボノ	23	2	0.6668
密陽23	14	2.5	0.5072

ﾌｨｰﾄﾞﾁｪｰﾝ速度 s_f = 27.6mm/rev

表9．2　供試自脱のこぎ歯の本数

区間 j	1	2	3	4	5	ΣN_{tj}
N_{tj} 本	6	9	9	12	21	57

表9．3　係数 k_2 と k_4 の同定結果

実験条件		実測値から算出 a_2 ×10^{-4}	実測値から算出 b_2 ［Nm］	参考実測 T_2 ［Nm］	b_2 修正後 a_2 ×10^{-4}	b_2 修正後 b_2 ［Nm］	係数 k_2 ×10^{-5}	係数 k_4 ×10^{-5}
日本晴	1.25kg/1m	329	1.06	3.5	337	1.0	102	
	2.5 kg/1m	325	1.18	7.4	337	1.0	102	
	5 kg/1m	306	3.42	12.1	338	2.5	102	
アケボノ		488	0.371	11.0	410	1.5	108	
密陽23		303	1.05	6.5	307	1.0	106	
「乾材」		115	1.22	2.5	130	1.0	39.5	
「葉なし」		274	-0.655	4.5	159	1.0	48.0	
「チャフ入り」		284	4.04	7.2	425	2.0	129	26.6

9．2．4　脱粒のためのこぎ胴軸トルク係数の同定

脱粒分布実験から求めた形のパラメータ m，尺度のパラメータ η から式(8.17)，(8.18)，(9.8)，(9.9)を用いて式(9.13)の λ_p の値を求めた．

トルク z_3 については（$T_3 - T_2$）から求めた．これらの値にもばらつきがあるため，λ_p，トルク z_3 とも回帰分析により直線近似してばらつきを相殺し，係数 k_3 を算出した．結果を表9．4に示す．係数 k_3 のばらつきの度合いを図9．9に示す．脱粒に要するトルク z_3 は，こぎ歯と茎の衝突によるトルク z_2 と異なり，k_3 の値は，こぎ胴回転数の全範囲において一定値はにはならなかった．これは，脱粒時には衝突だけでなく速度に比例しない脱粒抵抗が，こぎ歯に引張力として作用するためと考えられる．しかし，３００～６００rpmの範囲では定数とみなすことができ，実用的には定数として扱って十分である．

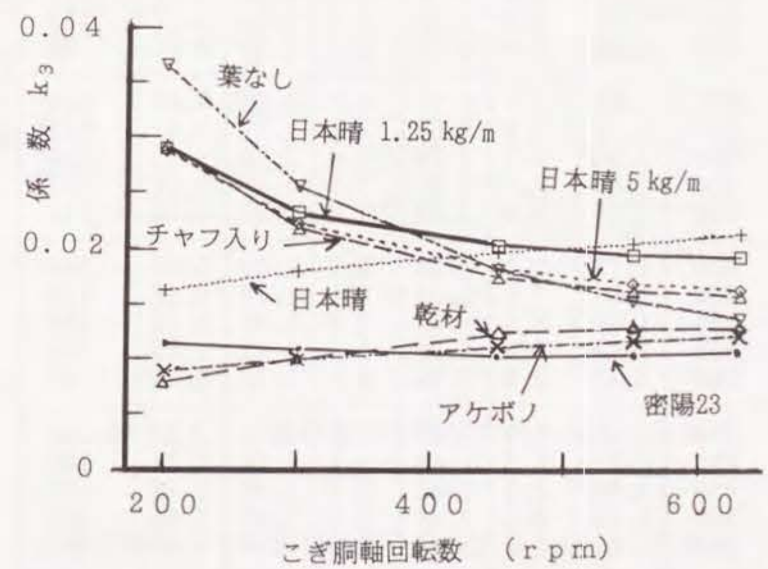


図9．9品種別・脱穀条件別の係数 k_3 の値

表9.4　係数k_3の同定結果

実験条件	回転数	実測値から算出			実測	修正後		係数
	ω_m [rpm]	m	η	λ_p	z_3 [Nm]	λ_p	z_3 [Nm]	k_3 $\times10^{-4}$
日本晴 1.25 kg/1m	630	1.75	3.1	1.49	2.4	1.44	2.33	196
	550	1.73	3.2	1.56	2.1	1.52	2.16	197
	450	1.82	3.2	1.55	1.9	1.62	1.96	205
	300	2.10	3.4	1.58	1.7	1.77	1.63	234
	200	2.39	3.9	2.03	1.4	1.87	1.42	290
日本晴 2.5 kg/1m	630	1.77	3.0	1.41	5.6	1.43	5.10	216
	550	1.90	3.2	1.53	3.7	1.47	4.41	208
	450	1.72	3.1	1.50	3.5	1.52	3.55	198
	300	1.98	3.2	1.52	2.7	1.59	2.25	180
	200	2.15	3.5	1.68	1.2	1.63	1.39	162
日本晴 5kg/1m	630	2.18	3.3	1.57	8.8	1.60	8.80	166
	550	2.24	3.5	1.72	8.6	1.66	8.25	172
	450	2.31	3.5	1.71	7.1	1.74	7.55	184
	300	2.30	3.7	1.83	6.4	1.85	6.50	223
	200	2.50	3.8	1.95	6.0	1.93	5.80	287
アケボノ	630	1.50	2.6	1.21	3.6	1.22	2.53	125
	550	1.54	2.7	1.27	1.6	1.26	2.19	120
	450	1.57	2.8	1.33	0.88	1.32	1.76	113
	300	1.87	3.0	1.39	1.3	1.39	1.11	101
	200	2.03	3.0	1.44	1.1	1.44	0.68	90
密陽23	630	1.62	2.7	1.57	3.0	1.50	2.83	114
	550	1.51	2.6	1.53	2.4	1.57	2.52	111
	450	1.60	2.7	1.58	2.9	1.66	2.12	108
	300	1.93	2.9	1.84	1.5	1.80	1.52	107
	200	2.06	3.9	1.93	1.2	1.90	1.12	112
乾 材	630	1.72	2.8	1.29	2.7	1.30	3.09	144
	550	1.87	3.0	1.39	2.5	1.38	2.66	133
	450	1.96	3.2	1.52	3.4	1.47	2.13	123
	300	2.08	3.2	1.50	1.1	1.62	1.33	104
	200	2.42	3.6	1.79	0.6	1.72	0.79	87
葉なし	630	1.64	2.9	1.39	3.1	1.43	3.32	140
	550	1.61	3.0	1.48	3.4	1.44	3.24	156
	450	1.64	3.0	1.48	3.5	1.45	3.13	183
	300	1.69	3.0	1.46	2.5	1.47	2.96	256
	200	1.81	3.1	1.48	2.9	1.49	2.85	365
チャフ入り	630	2.08	3.4	1.66	4.1	1.58	4.21	161
	550	2.25	3.5	1.71	3.6	1.72	4.09	165
	450	2.28	3.6	1.79	5.1	1.89	3.94	176
	300	2.86	4.0	2.11	4.2	2.15	3.71	219
	200	3.20	4.3	2.39	3.1	2.32	3.56	293

9．3　シミュレーションによる確認

自脱のダイナミクスを表す状態方程式は，供給量u(k)とこぎ胴軸角速度ω_t(k)の双線形形式の非線形高階連立差分方程式となるため，提唱した理論および同定した係数の精度をシミュレーションにより確認した．

シミュレーションの代表例として，図9．2に示した日本晴の供給量2．5kg/1m，こぎ胴回転数550rpmの条件について計算を行う．

（1）　供給量の変動がないとみなした場合

はじめに，供給量u(k)の変動はないと考え，2．5kg/1mが均一に矩形波として供給されるとして計算した．計算結果を図9．10に示す．この結果は，実測波形とはまったく異なったものとなった．

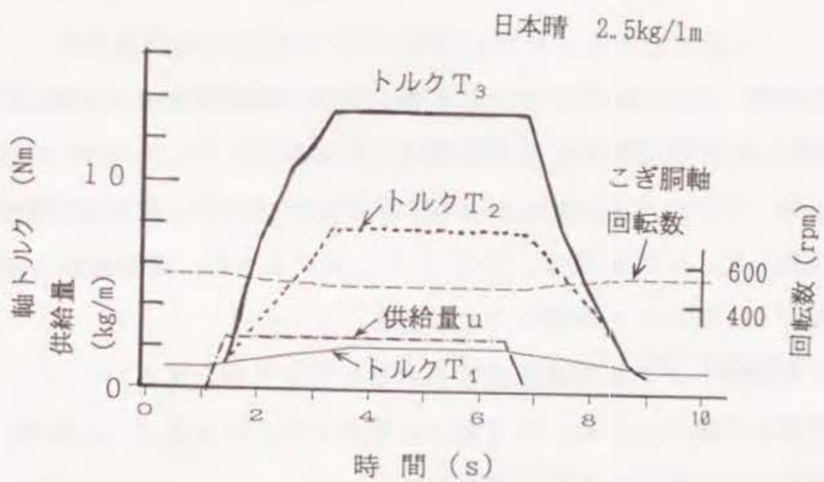


図9．10　供給量の変動がないとみなした場合

（2）　こぎ胴軸トルクが雑音により乱されると仮定した場合

次に，白色雑音に近い外乱が入るためにこぎ胴軸トルクが変動すると仮定して，入力は矩形波ののままで，こぎ歯と茎の衝突によるトルクz_2および脱粒のためのトルクz_3に乱数による外乱を加えてみた．結果の1例を図9．11に示す．これも実測値とは一致しなかった．

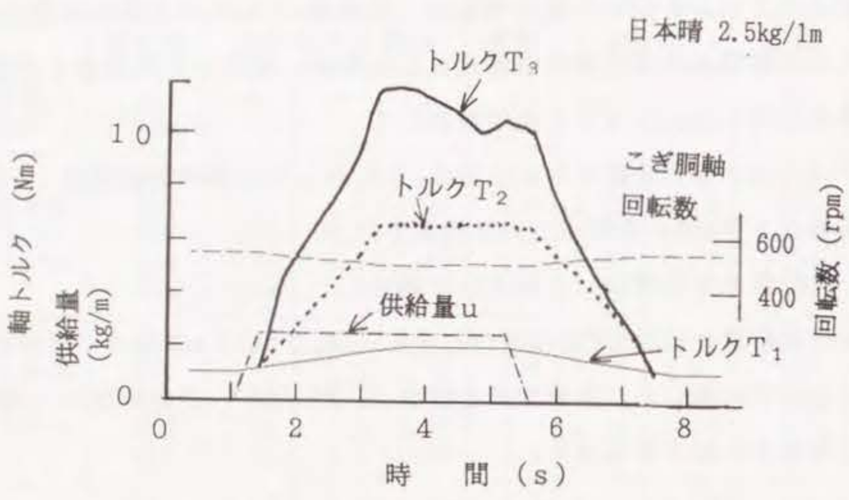


図9.11　こぎ胴軸トルクが雑音により乱されると仮定した場合

（3）　供給量uをフィードチェーンの変位にあわせて変化させた場合

図9.2～図9.6の波形から，こぎ胴軸トルクの変動とフィードチェーンの変位が似ているため，フィードチェーンの変位にあわせて供給量u変化させたシミュレーションを実施した．この結果は，図9.12に示すように，実測波形と良く一致した．このことから，次のことが明らかとなった．

1）　こぎ胴軸トルクは供給量変動の影響を受けて変化する．

2）　今回の実験のように，刈り取った稲のを均一になるように配慮して並べた場合でも供給量の変動は避けられない．

3）　供給量変動は避けられないが，フィードチェーンの変位により測定可能である．

4）　チャフがこぎ室内に詰まったような場合を除き，通常の脱穀においては，こぎ胴軸トルクに変動をおよぼすものは供給量変動で，乱数で模擬するような白色雑音による外乱は生じない．

以上，供給量変動を考慮したシミュレーション結果は，実測値と良く一致し自脱のダイナミクスの理論および同定した係数の精度はこぎ胴軸トルクの予測および推定に有効であることが実証できた．

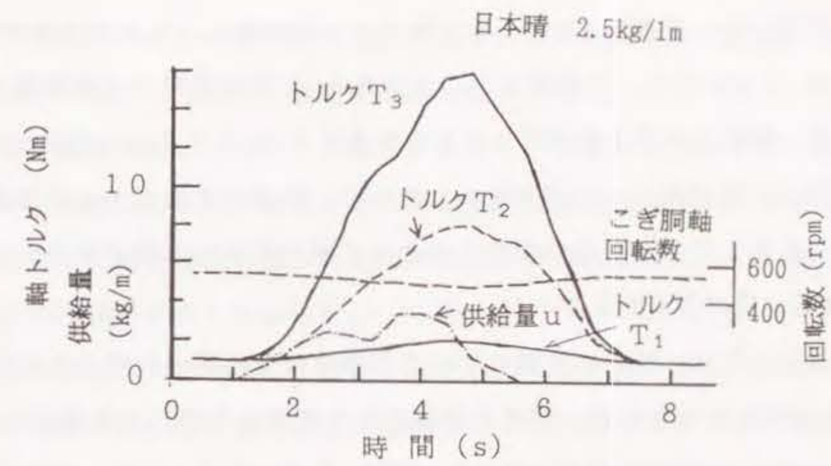


図9.12　供給量uをフィードチェーンの変位にあわせて変化させた場合

（4）　供給量変動を考慮した上に雑音で乱されるとした場合

この場合はピーク時の波形がとがった形になり，実測波形に対する近似度が図9.12より落ちる．このことから，通常の脱穀の場合負荷は供給量の変動により変化し，白色雑音のようなもので汚染されることは考慮しなくて良いことが明らかとなった．

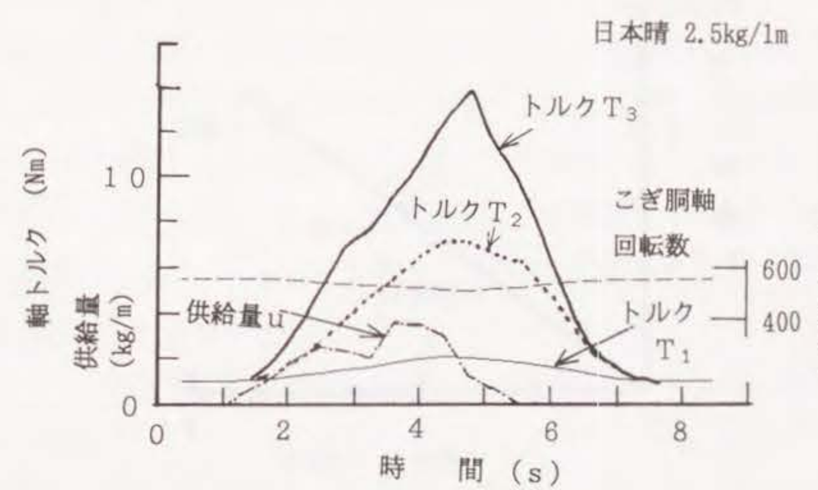


図9.13　供給量変動を考慮した上に雑音で乱されるとした場合

9．4　脱粒のためのこぎ胴軸トルク係数と脱粒力との関係

脱粒のためのトルク係数k$_3$と第4章で述べた引張試験による生材の平均脱粒力との関係を図9．14に示す．3品種のトルク係数k$_3$と平均脱粒力は線形関係を有する．この結果，脱粒力は第4章で行ったような速度0．0667mm/s（4mm/min.）の低速の簡単な引張試験にて代表できる．さらに，脱粒のためのトルク係数k$_3$は，脱粒しにくさを表しており，値は脱粒力によって決定することがわかり，トルク係数k$_3$の物理的意味が明らかとなった．

実用的価値としては，所定の自脱について基準となる品種の脱粒のためトルク係数k$_3$と脱粒力が既知であれば，簡単な引張試験を実施して脱粒力を求めれば，脱粒のためのトルクz$_3$が予測が可能となった．図9．14に示すように，また，表9．3からもわかるように，フィードチェーン軸トルクおよびこぎ歯と茎の衝突によるトルク（空こぎトルク）は品種による差がほとんどなく，トルク係数k$_1$およびトルク係数k$_2$は，予め測定しておけば品種が変わってもそのまま使用できる．このことは，自脱コンバインの性能比較，あるいは，新しい品種が育成された場合，実機試験の前に所要動力の予測を可能とするものである．

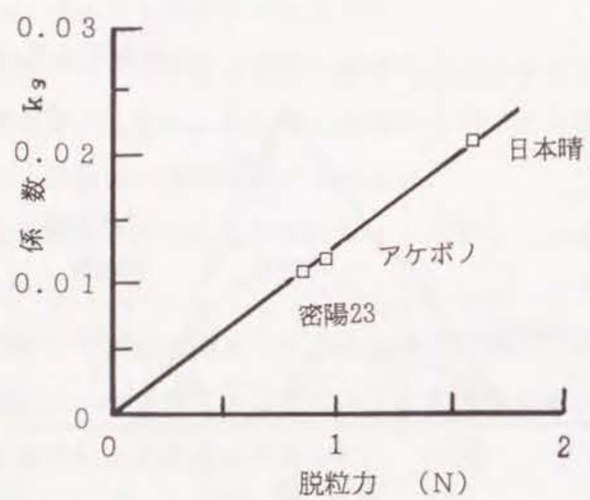


図9．14　脱粒のためのこぎ胴軸トルク係数と脱粒力との関係

9．5　まとめ

自脱は履歴現象をともなう動的システムであるため全体を7区間に分割して，離散時間システムとして状態方程式に記述した．

単に負荷変動をシミュレートしただけでなく，負荷の要因として，供給量とこぎ歯の速度の変動に加えて，品種により異なる脱粒性の難易やこぎ歯の本数，供給した茎の本数など稲の物理特性と自脱側の要因を状態方程式のなかに陽に組み込み，負荷変動との関係を明らかにした．

実験結果からシステム同定を行い，同定した係数を用いてシミュレーションを行った．供給量の変動を考慮すると，実測波形とシミュレーション結果は良く一致し，本自脱のダイナミクスの理論および同定結果の正しさを実証した．品種，脱穀条件および供給条件の変動に対する評価がトルク係数を用いて行えば適格に行えることを明らかにした．

こぎ胴軸トルク成分の1つである脱粒に要するトルクの係数と引張試験による脱粒力は線形関係を有し，所定の自脱について基準となる品種の係数と脱粒力が既知であれば，引張試験を実施すれば，実機実験前に消費動力やトルクの予測が可能となった．

第10章　おわりに

本研究は，”自動脱穀機の稲の脱粒機構”を解析したものである．脱粒機構の解明のため，稲の振動特性，こぎ室内での稲の運動，こぎ歯と穀粒の衝突時の姿勢，穀粒の受ける力積と脱粒の関係，脱粒確率過程および負荷変動のダイナミクスの理論を明らかにした．次に，脱粒性や剛性が異なる日本晴，アケボノおよび密陽23の茎，穂軸および枝梗の曲げ剛性と質量，脱粒力（穀粒を小枝梗から分離するのに必要な引張力），枝梗の等価ばね定数の解析に必要な稲の物理特性を実測し，2種類の模型実験機による実験と自脱を用いての脱粒分布および負荷計測実験を行った．これにより，提起した理論の実証を行い，理論と実験の両面から明らかにした．要約すると以下の通りである．

1）　稲の振動解析にあたっては，曲げ剛性が長さに比例して変化する平等強さのはりと考えて，剛性が異なる日本晴，アケボノおよび密陽23の茎，穂軸および枝梗の曲げ剛性と質量を測定し，影響係数法にてモーダル解析を行った．この結果，3品種ともこぎ歯の速度に比べて固有振動数は低く，脱粒の進んでいない入り口付近ではこぎ歯が茎，穂軸および枝梗に変位を与えても，こぎ歯の通過時間内に穀粒はこぎ胴軸方向に移動できず，穂軸と枝梗はこぎ歯の移動に対して，こぎ歯と接触した状態でこぎ胴軸方向に動くことを明らかにした．ついで，こぎ歯と穀粒の幾何的条件から，こぎ室内での稲の運動解析が行えること，また，脱粒過程の解析においてこぎ歯と茎の衝突確率を考える場合，振動特性を考慮する必要がなく，2項分布により考察できることを明らかにした．

2）　こぎ歯と穀粒の幾何的条件から，整そ歯のようにこぎ歯が傾斜角ϕを持つ場合と補強歯のような傾斜角ϕを持たない場合について，稲のこぎ胴軸方向の運動を解析し，この時生じる摩擦力によるこぎ胴軸法線方向の運動を解析した．

下こぎ式自脱の場合，こぎ歯は穂を持ち上げる方向に作用し衝突の機会を増す必要があるが，浅こぎの場合この力が逆向きに作用し穂はこぎ歯から離れる方向に移動する．このため，脱粒機会が減少し未脱粒が増加することになる．また，衝突確率には茎の剛性やこぎ歯の傾き角γも影響することを明らかにした．また，稲の運動とこぎ歯の傾斜角ϕやγおよび速度等の自脱側の設計要因

との関連を明らかにした．

3）　こぎ歯と穀粒の衝突時の姿勢には，2種類あることを明らかにした．図4．1(a)のように，衝突時の穀粒の質量中心がこぎ歯と穀粒の接触位置と枝梗の中間にあり，衝突後の穀粒が，横に移動してこぎ歯の通過を避けられる場合は，穀粒がこぎ歯から受けた力積は枝梗の引張力に変換され，引張力が脱粒力を上回れば脱粒する．一方，籾は偏平楕円体であるため，図4．1(b)のようにこぎ歯と穀粒の接触点が，穀粒の質量中心と枝梗の中間にある場合は，こぎ歯の力の方向は穀粒をこぎ歯に押しつける方向に働き，横に移動することができない．この場合は，小枝梗は曲げを受けた状態でこぎ歯から衝撃力を受け，破断部には，曲げ，引張りおよびせん断の各応力が作用し，こぎ歯の速度が図4．1(a)の場合より遅くても脱粒する．

衝突姿勢に影響を与えるものは，葉の存在の有無とチャフの量の多少である．葉やチャフがこぎ歯と穀粒の中間に存在して，こぎ歯が穀粒と直接接触できない場合は，図4．1(b)の状態は発生しにくくなる．こぎ歯の線径が細いほど，接触点は穀粒の質量中心と枝梗の中間に位置しやすくなり，この状態が発生しやすくなる．自脱においては，図4．1(a)，(b)の両方の衝突の仕方による脱粒が併存して生じていると考えられる．

4）　籾は偏平楕円体であるが，実用上的にこぎ歯と穀粒の衝突は2球の衝突とみなすことができる．衝突時には運動量保存の法則と反発の法則が成立する．穀粒の質量に比べてこぎ胴の慣性能率は大きく，こぎ歯の速度は衝突の前後で変わらないため，穀粒の衝突後の速度および角度を求めることができる．

穀粒の速度v_0は次式により，引張力yに換算される．

$$y = v_0 \sqrt{mk}$$

ここで，mは穀粒の質量．kは枝梗の等価ばね定数．穀粒の衝突後の速度は質量に関係しないので，不稔籾のように質量の小さな穀粒はこぎ歯から受ける力積が小さく脱粒しにくいこと，重い穀粒は脱粒されやすく早い段階で脱粒されることを示し，実験結果においても確認した．

5）　所定のこぎ歯の速度に対する脱粒確率は，脱粒力F_d，穀粒の質量mおよび枝梗の等価ばね定数kが，それぞれ独立にGauss分布するとき3変数の標準偏差

のばらつきから求められる”シグマ確率”にて表せる．シグマ確率は，衝突率から脱粒率を算出するときの重み関数として使用する．また，これにより品種ごとの脱粒性の難易が評価できることを明らかにした．

6）　脱粒過程はMarkov過程であることを示した．脱粒過程の解析に，信頼性工学にて用いられる故障率の考え方を適用して脱粒率を算出した．信頼性工学の故障率は故障の発生率を単に記述するだけであるが，本研究では，２項分布で表した衝突率に，こぎ歯の形状による重み関数およびこぎ歯の速度と脱粒性の難易により決まる重み関数（”シグマ確率”）を乗じることで脱粒率を算出した．これによる脱粒率と実測結果から算出した脱粒率は良く一致し，脱粒率の理論的根拠が明らかになるとともに，シグマ確率が脱粒分布を予測する評価指数であることを裏づけた．脱粒分布にはWeibull分布が適用でき，Weibull分布の形のパラメータmと尺度のパラメータηにて評価できることを示した．これにより，脱粒分布の表現が容易になった．

7）　自脱は，フィードバック作用，履歴現象をともなう動的システムであるため，解析した脱粒機構，脱粒の確率過程の解析を基に所要動力面での自脱のダイナミクスを離散時間系の状態方程式に記述した．自脱の負荷を，こぎ歯と茎の衝突によるトルク，脱粒（脱穀）のためのトルクなど４つの成分に分けて解析精度を向上させるとともに，離散時間システムとして記述することにより，脱粒率をWeibull分布で表現することを可能とし供給量の変動に対する適応性を向上させた．また，単に負荷変動を現象として記述しただけでなく，稲の物理特性とこぎ歯の本数，形状および速度といった自脱側の要因を，状態方程式に陽に組み込み負荷の根拠を明確にした．

8）　２種類の模型実験機による実験，自脱を用いての脱粒分布および負荷計測実験を行ない，理論の実証を行った．

脱穀模型実験機では，ストロボ写真撮影による稲の動きの観察と，こぎ歯の歪の計測による脱穀エネルギの実測値と計算値の比較により，こぎ歯が作用したときの穂先供給式の稲の脱穀理論を実証した．また，葉を除去した１本の稲という限定した条件下であるが，理論に基づいて設定した条件下で自脱と同性能の脱粒の可否，および穂切れの発生の制御は，衝突時のこぎ歯と穂の姿勢を変更することにより可能であること，歪ゲージを用いた場合は，穂切れの発生

の有無のセンシングは可能であることを明らかにした．

9）　脱穀条件，供給条件別の脱粒分布実験において，脱粒率を実験結果から直接算出する方法，２項分布によるこぎ歯と茎の衝突率から算出する方法および脱粒分布にWeibull分布をあてはめて算出する方法の３つの解析法を用いて，こぎ歯の形状，速度，品種による脱粒性の難易および供給量が脱粒分布に及ぼす影響を解析し，脱穀理論を実証した．

１０）負荷計測実験結果からシステム同定を行い，同定した係数を用いてシミュレーションを行った．供給量の変動を考慮すると，実測波形とシミュレーション結果は良く一致し，本自脱のダイナミクスの理論および同定結果の正しさを実証した．こぎ胴軸トルク成分の１つである脱粒に要するトルクの係数と引張試験による脱粒力は線形関係を有し，所定の自脱について基準となる品種の係数と脱粒力が既知であれば，引張試験を実施すれば，実機実験前に消費動力やトルクの予測が可能となった．

研究開始前は，脱粒過程は複雑で再現性の乏しい現象で，力学的記述は難しいのではと予想したが，自動脱穀機は長年の経験の積み重ねによる改良で，一つ一つの構造が理にかなっており，ロバスト性が高く，少々の条件の変化に対して安定して作業が可能であった．本研究で明らかにしたように，現象の平均値としての再現性は高く，１つ１つの現象については，丹念に力の作用，反作用を考えて行けば現象の記述は可能で，結果の予測が可能であることがわかった．

本研究を行うにあたり，稲の物理特性の計測解析に多くの時間を費やした．また，現象に寄与する要因，無視してよい要因を発見するためには，条件を変えた多数の実験が必要であったが，脱穀現象と稲の物理特性の関係および現象に寄与する要因と切り捨てて良い要因を明らかにした．新型脱穀機の考案の際，比較的少ない要因で脱穀現象の予測が可能になったと考えられる．

付　表　脱粒分布および所要動力計測実験全条件

1）　上段の数値は，Weibull分布の形のパラメータｍの値．
2）　下段の(　)内の値は，茎の本数．
3）　品種の記載のないものは，「日本晴」．
4）　生・乾材の記載のないものは，「生材」．
5）　(−)は，所要動力計測のみで，脱粒分布または茎の本数の計測を行っていない場合の表示．
6）　記載のない条件は実験を行っていない．

１９８９年実施実験

脱穀条件	供給量	線密度	こぎ胴回転数（rpm）				
		kg/m	630	550	450	300	200
日本晴 生材	2.5kg/1m	2.5	1.77 (216)	1.90 (212) 1.78 (−) 2.06 (−) 1.94 (286) 1.89 (282)	1.72 (228)	1.95 (238) (−) (296)	2.14 (223)
密陽23 アケボノは 88年に実施	2.5kg/1m	2.5	1.57 (154)	1.44 (158) 1.42 (132)	1.50 (153)	1.96 (167)	2.03 (151)
葉なし	2.5kg/1m	2.5	1.64 (235)	1.61 (232)	1.64 (212)	1.69 (210)	1.81 (183)
チャフ入り			2.08 (342)	2.25 (309)	2.28 (241)	2.86 (327)	3.20 (−)
乾材			1.72 (−)	1.87 (−)	1.96 (−)	2.08 (−)	2.42 (−)

１９８９年実施実験（その２）

塗装日本晴	2.5kg/1m	2.5	1.66 (234)	1.80 (235)	1.81 (253)	2.10 (227)	2.23 (206)
塗装葉なし			1.74 (272)	1.71 (293)	1.77 (295)	2.15 (247)	2.43 (183)
塗装浅こぎ			1.65 (309)	1.75 (306)	1.85 (303)	2.32 (301)	2.61 (−)
塗装深こぎ			1.64	1.96 (304)			
塗装密陽23				1.49 (142)			
日本晴	5kg/1m	5	2.18 (601)	2.24 (573)	2.31 (527)	2.30 (578)	2.50 (−)
密陽23 葉なし				1.47 (153)			
日本晴	1.25kg /1m	1.25	1.75 (153)	1.73 (157)	1.82 (159)	2.02 (160)	2.39 (156)
浅こぎ				1.57 (−)			
日本晴	7.5kg/3m	2.5	2.18 (−)	2.18 (859)	2.19 (−)	2.31 (−)	2.58 (973)
密陽23				1.65 (497)			
日本晴	15kg/3m	5		2.43 (−)			
	4.5kg/3m	1.25		1.91 (−)			
日本晴	0.8kg /0.32m	2.5	1.53 (−)	1.58 (102)	1.56 (92)	2.18 (102)	2.40 (−)
	1.5kg /0.3m	5	1.60 (107)	1.68 (163)	1.83	2.12 (199)	2.50 (189)
	0.4kg /0.32m	1.25		1.34 (51)			
	3kg/0.3m	10		2.05 (−)			

1989年実施実験（その3）

凸型	5kg/1m 2.5　　2.5			2.16 (309),(643),(311)		2.41 (308),(621),(311)	
凸型	1.5kg 0.8/0.3m　0.8		2.08 83,177 93	2.10	2.20 94,173 92	2.23 91,196 90	2.55 86,169 92
ﾌｨｰﾄﾞﾁｪｰﾝ 止め	(−)	2.5	2.06 (−)	2.00 (−)	2.08 (−)	(−) (−)	(−) (−)

1988年実施実験

脱穀条件	供給量	線密度 kg/m	こぎ胴回転数 (rpm) 630	550	450	300	200
日本晴	2.5kg/1m	2.5	(−) (259) (−) (289)	1.78 (250) 1.99 (230) 1.85 (267)	(−) (263) (−) (263)	2.01 (280)	2.40 (280)
アケボノ 密陽23	2.5kg/1m	2.5	1.53 (263)	1.63 (278) 1.23 (250)	1.61 (260) 1.34 (198)	1.86 (289)	2.00 (249)
葉なし 葉なし アケボノ	2.5kg/1m	2.5		1.63 (307) 1.38 (229)			
乾材 乾材密陽23	2.5kg/1m	2.5		1.61 (260) 1.66 (261) 1.87 (261) 1.18 (250)	1.83 (215) 1.72 (−)		

1988年実施実験（その2）

深こぎ 深こぎ アケボノ 深こぎ 密陽23 深こぎ 乾材	2.5kg/1m 2.5kg/1m	2.5 2.5		2.10 (307) 1.82 (259) 1.64 (229) 1.32 (236) 1.73 (213)			
浅こぎ 浅こぎ 乾材	2.5kg/1m	2.5		1.71 (220) 1.56 (244) 1.69 (272) 2.16 (234)			
日本晴 密陽23 アケボノ	5kg/1m	5		2.02 (520) 1.97 (493) 1.97 (480) 1.36 (457) 1.87 (625)	(−) (455) (−) (566) 1.89 (530)		
日本晴 乾材 アケボノ	0.8kg /0.32m	2.5		1.46 (79) 1.72 (92) 1.88 (74) (−) (66)			

１９８８年実施実験（その３）

日本晴	1.5kg	5		1.69			
	/0.3m			(150)			
				1.72			
				(172)			
アケボノ				(−)			
				(147)			
日本晴	3kg/0.3m	10		2.19			
				(319)			
				(−)			
				(342)			
アケボノ				(−)			
凸型	5kg/1m			2.07	2.18		
	2.5 2.5			(254,497,239)	(242,539,261)		
				2.19	2.22		
				(267,549,262)	(266,558,259)		
				2.30			
				(279,543,267)			
凸型				1.89			
乾材				(197,454,167)			
凸型				1.95			
アケボノ				(246,547,266)	(252,514,249)		
凸型				1.44			
密陽23				(229,447,252)			
凸型	1.5kg			1.93			
	0.8/0.3m 0.8			(305)			
				2.10			
				(372)			
凸型				1.61			
アケボノ				(306)			
凸型				1.77			
乾材				(77),(221),(77)			

１９８８年実施実験（その４）

日本晴	束こぎ	2.5		(−)			
	0.8kg			(79)			
				(−)			
				(92)			
日本晴	束こぎ	5		(−)			
	1.5kg			(168)			
				(−)			
				(174)			
日本晴	束こぎ	10		(−)			
	3kg			(316)			
				(−)			
				(378)			

（１）　束こぎについては，脱粒分布は測定しなかったが，こぎ胴軸トルクの変化については，０．３mの実験結果とまったく同じ変化を示した．

（２）　１９８８年は実験開始の年であり，脱穀条件を増加させてその反応を観察した．その結果，こぎ胴回転数すなわちこぎ歯の速度の影響を系統的に変化させて観察することが，重要であることがわかった．また，こぎ胴軸トルクを変化を計測するには，チャフの影響を観察するため，凸型に変化させることと併せて同じ線密度で長い実験（長さ３m）を行うことが必要であることがわかった．

以　上

謝　辞

本研究は，自動脱穀機における稲の脱粒機構について，理論と実験の両面から解明したものである．私事で恐縮であるが，私は通常の研究者と異なり１０有余年民間会社の設計技師をしていた．しかも，ここ１０年は農業機械から離れていた．このため，大学院修士課程時代に取り組んだテーマが，この年になりこのようなまとまった形で答が出せるとは考えていなかっただけに，一連の研究を終了して感無量の思いである．

本研究を進めるに当たり，京都大学並河清教授に終始ご指導を賜った．脱粒機構の解析のような研究は，理論面だけでなく現象を観察することにより，脱粒機構の洞察あるいは理論の補填を行うことが避けられない．このため，実機による脱粒分布実験および負荷計測実験は条件別に１６７区が必要となり，これには，１９８８年から１９８９年の２年間にわたり実験のみで延べ２０００時間の人手を必要とした．”農業機械のような人手のかかる研究においては，実験の際は相互に助け合うべきである．そうでないと，研究そのものが成立しない．”との並河教授の信念のもと，自ら実験時の互助法を垂範して頂き，研究室の総力を動員することにより実験を終了することができた．

並河清先生のご厚恩に対して，ここに慎んで心から感謝の意を表します．

京都大学山﨑稔教授および同池田善郎教授からは，論文をまとめるにあたり懇篤なご指導を賜った，ここに深謝の意を表します．

大学院時代の恩師，川村登京都大学名誉教授からは，本研究を開始するにあたり，”プリミティブな問題を解くことは重要である．”との励ましの言葉を頂いた．川村登先生には，修士課程時代の考えがこのような形でまとまりましたとご報告申し上げ，これまでのご指導に対して謝意を表します．

最後に，元本学教官浦元信氏，本学技官中江照治氏，本学教官村主勝彦氏，飯田訓久氏，元本学学生高畠雅哉君，馬場理香君，中村太君，友光秀一君，玉置宏匡君，谷口耕之助君，原野　稔君はじめ１９８８，８９年度に京都大学農学部農業工学科農用作業機械学研究室に在籍していたほぼ全員の方に，貴重な時間を割いて実験を手伝って頂いた，記して深く謝意を表します．

参考文献

1) Arnold,R.E. : Experiments with Rasp Bar Threshing Drum I
J. agric. Engng Res. 9(2) 99-131 (1964)

2) Arnold,R.E., et al. : Experiments with Rasp Bar Threshing Drum II
J. agric. Engng Res. 9(3) 250-251 (1964)

3) Arnold,R.E., et al. : Experiments with Rasp Bar Threshing Drum III
J. agric. Engng Res. 9(4) 348-355 (1964)

4) Caspers,L. : Systematik der Dreschorgane,
Grundl.Landtechn. Bd.19 Nr.1 S9-17 (1969)

5) Caspers,L., et al : Neue alternative Dreschsysteme mit besonderer Beschreibung des Mehrtrommel-Abscheidesystems und seiner Leistungscharakteristik
Grundl.Landtechn. Bd.37 Nr.4 S117-120 (1987)

6) 鄭昌柱，南相一：自脱型콤바인의脱穀過程의数学的模型開発에관한研究
韓国農機誌､10巻 2号， 36-46， 1985

7) Eimer,M. : Stand der Regelungstechnik beim Maedrescher
Grundl.Landtechn. Bd.16 Nr.2 S50-55 (1966)

8) 江崎春雄，他3名：上扱脱穀方式の性能向上に関する研究
農機誌､38巻 3号，337-210，1976

9) 江崎春雄，他：自脱コンバインの高性能化に関する研究
農業機械化研究所研究所報告第９号， 47，(1972)

10) 江崎春雄，他2名：コンバインの負荷特性に関する研究（第2報）
農機誌､32巻 4号，284-288，(1970)

11) Flufy,M.J., et al. : Speed Control of a Combine Harvester to Maintain a Specific Level of Measured Threshing Grain Loss
J. agric. Engng. Res. 28, 537-543, (1983)

12) Горячкин, В.П.：В.П.Горячкин ТОМ3
ТЕОРИЯ БАРАБАНА 134-154,
ИЗДАТЕЛБСТВО КОЛОС МОСКВА 1968

13) 堀端治夫：特集わが国コンバインの技術現状と課題　I 総論（市場動向と技術総論），農機誌，49巻　3号　245-249,（1987）
14) Huynh, V. M. et. al. : Threshing and Separating Process---A Mathematical Model, Trans. ASAE 25(1) 65-73 (1982)
15) Howard, P : CASE IH AXIAL-FLOW COMBINES, Power Farming June (1988)
16) 広部達三：農用機具，作業機具編　227-241　西ケ原刊行会　(1930)
17) 池田善郎，他3名：自脱コンバインの機能に関する研究（第2報）農機誌、32巻 3号，198-202,（1970）
18) 市川友彦，他2名：スクリュ型大豆脱穀機の開発研究（第1報）農機誌，46巻 1号，35-42,（1984）
19) 市川友彦，他2名：スクリュ型大豆脱穀機の開発研究（第2報）農機誌，46巻 2号，189-195,（1984）
20) 市川友彦，他2名：スクリュ型大豆脱穀機の開発研究（第3報）農機誌，46巻 3号，303-308,（1984）
21) 市川友彦，他2名：スクリュ型大豆脱穀機の開発研究（第4報）農機誌，46巻 4号，451-457,（1984）
22) 市川友彦，杉山隆夫：わが国の普通型コンバインの現状　農機誌，49巻　3号，283-288,（1987）
23) 稲田重男　他3名：機構学　213-214　朝倉書店，(1961)
24) 加藤寛一郎：最適制御入門，　東京大学出版会，18-23,　(1987)
25) 川村恒夫，他2名：自脱コンバインの適応制御（第1報）農機誌，38巻 2号，191-200,（1976）
26) 川村恒夫，他2名：自脱コンバインの適応制御（第2報）農機誌，39巻 2号，157-162,（1977）
27) 川村恒夫，他1名：自脱コンバインの適応制御（第3報）農機誌，46巻 2号，197-204,（1984）
28) 川村恒夫：自脱コンバイン脱穀部の省エネルギー，エネルギー特別研究，生物資源にかかわるエネルギー利用の高効率化に関する研究，　昭和61年度研究成果報告，41-48,（1980）
29) 川村　登，他3名：自脱コンバインの機能に関する研究（第1報）農機誌、30巻 1号，19-23,（1968）
30) 川村　登：農業機械学は存在するか，　農機誌，41巻4号，533-534,（1980）
31) 川村登，池田善郎，梅田幹雄，喜多毅：油圧駆動コンバインにおける供給量制御（第1報），　農機誌，34巻，2号，151-156,　(1972)
32) 川村登，梅田幹雄：油圧駆動コンバインにおける供給量制御（第2報）農機誌，34巻，3号，236-241,　(1972)
33) 川村　登，他2名：籾の脱粒性と米粒の引張・圧縮強さについて，農機誌，30巻，2号，88-92,　(1968)
34) 川村　登，並河　清，他1名：脱穀におけるエネルギ利用効率　農機関西支部報，　44号，73-74,（1978）
35) 川村　登，堀尾尚志：立毛脱穀の基礎研究　農機誌，33巻，2号，154-162,（1971）
36) Kawamura, N., et al. : Automatic Feed Rate Control of Combine in Two Inputs System and its Adaptive Control, Mem. Col. Agri. Kyoto Univ. No.107 Oct. (1975), (Agri. Engr. No.5)
37) 小泉武紀，他1名：複胴によるけん垂脱穀法について　農機誌，33巻 4号，364-373,（1972）
38) 近藤次郎：積分方程式，　培風館，　(1963)
39) Kustermann, M. : Stossartige Belastung von Maiskoernern, Grundl. Landtechnik Bd.37　Nr.4, S.121-131 (1987)
40) Kutzbach, H. D. : Dresh- und Trennsysteme Neuer Maehdresher, Landtechnik, Bd.38, Nr.6, S.226-230, (1983)
41) Kromer, K-H. : Ein Beitrag ueber die Haeckselgutfoederung durch die Schneid-Wurs-Trommeln der Exaktfeldhaecksler Grundl. Landtechnik Bd.19, (1969) Nr.3, S.95-103
42) Lamp, B. J. Jr., et al. : Centrifugal Threshing of Small Grains Trans. ASAE 3(2) 24-28, (1960)
43) Lee, S. W., et al. : Threshing and Cutting Forces for Korean Rice Trans. ASAE 27(6) 1654-1657, (1984)

44) 李　昇揆，川村　登：軸流レッシャに関する研究（第１報）
農機誌，47巻，4号，475-483，(1986)
45) 李　昇揆，川村　登：軸流スレッシャに関する研究（第２報）
農機誌，48巻，1号，33-41，(1986)
46) 真鍋　肇：ワイブル確率紙の使い方，　日本規格協会，(1972)
47) 松田正一，他３名：ＯＲのための基礎数学，　丸善，　(1964)
48) Mueller, Z. : An Investigetion on Mechanical and Geometical Properties
Influencing the Stability of Wheat-Stalk, Physical
Properties of Agricultural Material and Products,
Edit by R.Řezeníček, 199-204,
Hemisphere Publishing Corporation, New York, (1988)
49) 中村太，玉置宏匡，友光秀一　：自動脱穀機の脱粒機構解析に関する
実験について
京都大学農学部農業工学科農用作業機械学研究室　卒業論文，(1990)
50) 農業機械学会編：新版　農業機械ハンドブック，pp582，コロナ社，(1984)
51) ペステル,E.C.,レキー，F.A.（加川幸雄訳）：マトリクスによる振動解析，
ブレイン図書出版　(1984)
52) 佐藤茂夫，他2名：自脱コンバインにおけるマイクロコンピュータの応用
クボタ技報，18号，34-46，(1985)
53) Schulze,K-H. : Kinematographische Untersuchung des Dreschvorganges
in einer Schlagleistentrommel
Grundl.Landtechnik Heft7 (1956) S113-120
54) 庄司英信，他2名：動力脱穀機の受網下における脱穀物分布に関する研究
農機誌，16巻，3,4号，127-132，1955
55) 庄司英信，他2名：動力脱穀機の受網下における脱穀物分布に関する研究(第2報)
農機誌，19巻，3号，117-120，1958
56) 庄司英信，他1名：動力脱穀機の受網下における脱穀物分布に関する研究(第3報)
農機誌，20巻，4号，167-170，1959
57) 庄司英信，他1名：動力脱穀機の受網下における脱穀物分布に関する研究(第4報)
農機誌，24巻，2号，81-84，1963

58) 庄司英信，他1名：高速度撮影による回転脱穀機の脱穀過程に関する一解析
農機誌，19巻，4号，167-170，1958
59) 庄司英信：回転脱穀機の新こき胴に関する研究
農機誌，21巻，1号，23-26，1960
60) 塩見　弘：信頼性概論，　東京電機大学出版局　1972
61) 田原虎次，他4名：イネの材料力学的性質に関する研究
農機誌，29巻，3号，137-142，1967
62) 高橋利衛：内燃機関の調速について（その1），
日機誌，62巻，483号，565-582 (1959)
63) 高橋利衛：内燃機関の調速について（その2），
日機誌，62巻，483号，755-768 (1959)
64) 高畠雅哉　：　自動脱穀機の脱粒機構解析のための実験について
京都大学農学部農業工学科農用作業機械学研究室　卒業論文，1989
65) 竹島英材，他3名：コンバインの車速自動制御の研究
クボタ技報，6巻，1号，97-109，(1981)
66) 竹中利夫，浦田暎三：油圧制御　　丸善　(1967)
67) 戸川隼人：有限要素法による振動解析，　サイエンス社　(1976)
68) 土屋功位：上扱式自動送込脱穀機に関する研究
農機誌，24巻，2号，85-89，(1963)
69) 土屋功位：自動送込脱穀機の脱粒作用に関する研究
山形大学紀要（農学）第2巻，第3号，昭和32年2月　(1957)
70) 梅田重夫，他4名：穂刈式小型コンバインの性能に関する研究（第1報）
農機誌，28巻，3号，157-161，(1966)
71) 梅田重夫，他3名：穂刈式小型コンバインの性能に関する研究（第2報）
農機誌，28巻，4号，221-226，(1967)
72) 亘理　厚：機械振動，　　丸善，　1966
73) 山本明人：自脱コンバインの現状と課題2-3脱穀部
農機誌，49巻　3号，265-270，(1987)