

ロール型脱稃機構に関する2,3の知見

宮地豊房・土居栄城

Some Informations on the Hulling Mechanism of Roller Type

Toyofusa MIYADI, Eiki DOI

緒 言

籾摺機構としては周速差を有する2個のロールによる脱稃機構と万石選別装置を組合すことにより、殆んど完成の域に達したと考えられている。しかしながら、籾より玄米を得るという本質的な作業から考えれば、選別装置は明らかに附随的なものであり、脱稃機構の補足的なものである。

従って完全なる脱稃装置、少なくとも実用的に許容される程度の脱稃率に達する方法が作られるならば、選別装置は不要となるものである。この完全脱稃への努力は、製造業者は勿論のこと、中村⁽¹⁾、庄司⁽²⁾、狩野⁽³⁾、川村⁽⁴⁾、齋村⁽⁴⁾、岩尾⁽⁵⁾等の諸氏により種々の角度からの研究発表が行われている。これらによれば、個々の点に多少の差異はあっても、結局ロール間への流入状態の不均一が完全脱稃への障害となっているとの結論に達しているようである。事実農業機械全般についても考えられることであるが、その進歩発達を阻害している一大原因は対象物が不整一で、作業の均一性が望めないことである。

脱稃機構においてもこの桎梏から逃れられず、従って選別装置は絶対不可欠のものであろうか。この解決方法としては不整一な対象物たる籾を少なくとも現在以上に整流して、ロールへの流入姿勢を統一する方法と籾の不整一性を乗り越えて、なお脱稃率の向上でき得る様な脱稃機構の考案の2つの方向が考えられる。本研究は後者の方向を押し進めるため、単双曲線回転面を利用したゴムロールを考案して、その設計基礎データを得るための予備実験であり、同径ゴムロール間における籾の挙動および所要エネルギー等について若干報告するものである。

なお本研究に際し、有益な教示を頂いた本学農学部上森千秋教授ならびに未発表の貴重なデータを頂いた小島和雄助教授に対し、また本実験は文部省科学研究費の一部により行ったものであることを附記して深甚の謝意を表したい。

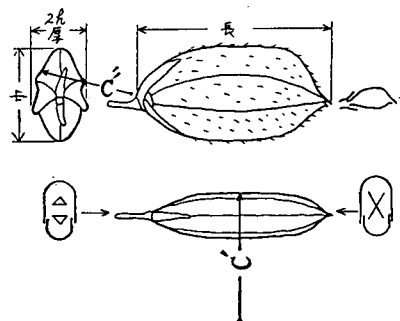
1. 籾の模型化について

第1図に示す如く、籾は相当複雑な形をしており、対称面と考えられるものは一面のみで、従ってロール間でも複雑な運動をされると考えられるが、模型化するため次の方法をとった。

- (i) 籾の厚みはマイクロメーターにより1/100mm単位で測定する。
- (ii) 輪郭投影器により籾自身の2方向の輪郭を求める。
- (iii) 歯科医用 Modelling compound に籾を一粒につき約2kgの力で押し込み雛形をとり、この断面を輪郭投影器によって横写する。

以上の方法により輪郭を円弧で近似すれば、

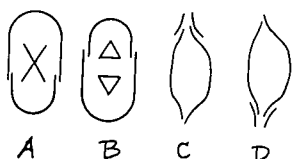
$$C' \approx 6 \text{ mm.} \quad C'' \approx 2 \text{ mm}$$



第 1 図

の値を得ることが出来た。なお本文中長さ、巾、厚さは、第1図に示す如きものとする。

(iii)の方法を用いたのは、玄米と粃殻の間には相当の空隙があり、ゴムロールにより圧迫されて変形の著しい場合、(ii)の値は参考になし得ない恐れがあるためであるが、大きな差は認められなかった。ただし長さ方向の両端部においてゴムロールの強圧が作用した場合は、この空隙の影響と思われるものが若干現れている様である。



第 2 図

2. 粃のロール間への流入姿勢について

粃のロール間への流入姿勢については、内穎、外穎、護穎の位置により各種の姿勢が示されるが、本項においては模式的に考え、次の如く総括的に取扱うこととする。なお第2図においては下方に2個の脱稈ロールがあるものとする。すなわちA・Bではゴムロール軸が紙面に直角に、C・Dではロール軸が紙面に平行、かつ水平にある場合を示す。流入姿勢

としては、この4種以外にその中間的な傾きのものも存在する筈であるが、これは両極端より類推出来るものと考え、一応除外し、さらに粃の内、外穎の外端がそれぞれのロールに接する姿勢、および護穎端およびその反対端がそれぞれロールに接する姿勢も考えられるが、これらはいずれも安定性を欠き、何らかの僅かな運動、あるいは力により簡単に第2図に示される前記姿勢の何れかに変化するものとして除外することにした。

3. 周速差式ロール型脱稈機構において消費される脱稈エネルギーについて

所要脱稈エネルギーは次の3者より成っている。すなわち

- (i) 粃殻の破壊に要するエネルギー
- (ii) 摩擦力に打ち勝って粃殻と米粒をずらすに要するエネルギー
- (iii) 脱稈接線力を生ずるためゴムロール間に粃を喰わえ込むに要するエネルギー

の3部分である。

(i)は本質的な所要エネルギーであり、(ii)は必要ではあるが、必要最小限にとどめるべきものである。また(iii)は本質的には不必要なものであり、ただ機構的に必要となったものである。ただし実用機における連続脱稈の場合(iii)は一部回収可能のエネルギーと考えられるが、ロールゴム質が完全弾性体でないために相当量消費されると考えられ、このエネルギーがゴムロールの温度上昇の主因(粃殻の米粒との摩擦係数がゴムロールのそれより小さいため粃殻とゴムロールのずれは少なく、従ってこの摩擦熱は小さいと考えられる故)と考えられる。従って我々はこのエネルギーの分離測定を含む静的脱稈力、所要脱稈エネルギーの測定、およびゴムロール間における粃の挙動の観察結果を報告するものである。

4. 実験装置および材料

(i) 供試機

実用機に近い数値を得るために高知県K社製3吋型粃摺機の脱稈部を取りはずし、改造して高速軸駆動プーリーの替りに、円周上に目盛を附した円板を取付け、これに細いスチールワイヤーを巻きつけて、その下端に荷重用重錘をつけることにした。すなわち同円板はゴムロールの回転角測定と脱稈力荷重用として使用される。

なお高低両軸間の連動を断つ場合は中間ピニオンを一個取り去ることによる。また円板とゴムロールの直径比は36:14とした。

ゴムロールは黒色の市販品を使用した。ゴム硬度はゴム硬度計で計測して高速ロール86°、低速ロール84°であった。またゴムロールの周速差率は約23%で、次式によって計算した。

$$\phi = \frac{N-n}{N} \times 100 (\%)$$

ただし $N=25$: 低速ロールの歯車の歯数
 $n=17$: 高速ロールの歯車の歯数

(ii) 供試 粉

高知県産越路早生を使用した。まず鉄棒に 2.20 mm 間隔にワイヤーを巻いた縦目筋にかけて篩分けた後 マイクロメーターにかけて、2.20~2.29 mm および 2.10~2.20 mm のものを取出し、2/100 mm 間隔に群分けし使用した。

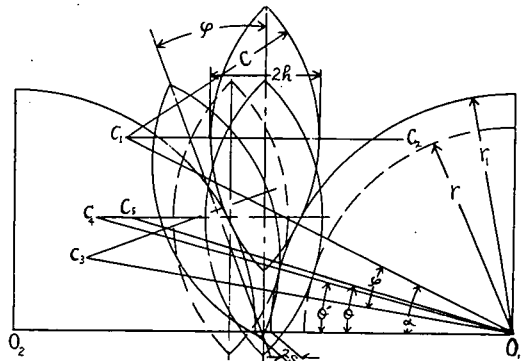
一般に含水率によって脱稈率が変わることが認められているので、ここでは含水率12.5%として使用した。すなわち5群のサンプルを作り、それぞれより 100 gr. 取出し、105°C で24時間乾燥させて、その重量を測定し、自然状態の含水率を出した。含水率の測定は実験日毎に行ったが、その差は±0.4~0.5%であった。

I. 周速差のない2個の同形ロール間に於ける粉について

I-1. 模式化された粉の運動

前述の如く模式化された粉を一方のロールは駆動され、他方は自由に回転する同形ロール間に喰え込む場合の運動を考える。第3図に示す如く半径 r_1 なる同形ロールを間隙 $2S$ なる如く配置し、粉厚 $2h$ 、輪郭曲率半径 C なる粉を間隙に垂直に入れると図の如く曲率中心 C_1, C_2 はロール中心 O_1, O_2 において、水平線と α なる角度を含む位置において静止することになる。すなわち

$$\cos \alpha = \frac{r_1 + S + C - h}{r_1 + C} = 1 - \frac{h - S}{r_1 + C} \quad \dots\dots\dots (I-1)$$



第 3 図

次にロールにモーメントを加えて、 ϕ だけ回転さすことにより粉は喰え込まれ、ロール表面は変形して、半径 r の所迄凹み、

接触点はロール中心において θ の角を含む位置 (粉の右側輪郭の曲率中心 C_5 の位置) 迄変位したとすると、この移動は次の様に置換えることが出来る。

- (i) 駆動ロールと粉をくっつけたまま ϕ だけ回転する (相手ロールの存在を無視する)。曲率中心 $C_1 \rightarrow C_3$
- (ii) 粉の縦軸を垂直にするため、すべることなくロール面上で、粉を (i) と反対方向に転す (相手ロールの存在を無視する)。曲率中心 $C_3 \rightarrow C_4$
- (iii) 粉をロール面に水平に押しつけて、粉縦軸を両ロール中央迄持ち来たす (両ロール間におさまる)。曲率中心 $C_4 \rightarrow C_5$

(i) により粉縦軸も ϕ だけ傾いているので、これを (ii) により垂直位置迄転がすとすれば、粉とロールの接触点は水平線より $(\alpha - \phi)$ の位置であったものが θ' と大きくなる。

$$(\theta' - \alpha + \phi)r_1 = C\phi \quad \therefore \theta' = \alpha - \left(1 - \frac{C}{r_1}\right)\phi$$

(iii) の変位により

$$\begin{cases} (r+C)\sin \theta = (r_1+C)\sin \left\{ \alpha - \left(1 - \frac{C}{r_1}\right)\phi \right\} \\ (r+C)\cos \theta = (r_1+C)\cos \alpha \end{cases}$$

$$\therefore \tan \theta = \frac{\sin \left\{ \alpha - \left(1 - \frac{C}{r_1} \right) \phi \right\}}{\cos \alpha} \dots\dots\dots (I-2)$$

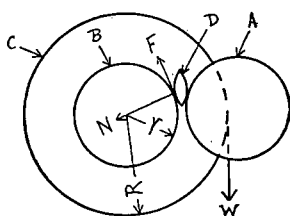
$$\text{また } (r+C)^2 = (r_1+C)^2 \left[\cos^2 \alpha + \sin^2 \left\{ \alpha - \left(1 - \frac{C}{r_1} \right) \phi \right\} \right] \dots\dots\dots (I-3)$$

(I-2) はロール回転角 ϕ と接触点位置を示す θ との関係式であり、(I-3) は ϕ と凹んだロール半径 r との関係式となる。なお (I-3) による数値計算例を第1表の一部に示す。

第 1 表

ロール間隙	α	稈 姿 勢	ロール回転角 ϕ (Radian)	ロール凹み量 r_1-r (mm)	法 線 力 N (kg)
0.04 mm (0/5 稈厚)	9°59'	縦	2/180	0.13	0.389
			6/180	0.37	1.207
			10/180	0.57	2.423
			14/180	0.73	4.240
			18/180	0.88	6.651
	9°43'	横	2/180	0.13	0.360
6/180	0.35	1.173			
10/180	0.55	2.459			
14/180	0.72	4.112			
18/180	0.86	6.162			
0.43 mm (1/5 稈厚)	9°04'	縦	2/180	0.12	0.259
			6/180	0.33	0.960
			10/180	0.51	1.888
			14/180	0.65	3.146
			18/180	0.76	4.984
	8°50'	横	2/180	0.11	0.265
6/180	0.32	0.979			
10/180	0.49	1.970			
14/180	0.64	3.135			
18/180	0.75	4.760			
0.86 mm (2/5 稈厚)	7°53'	縦	2/180	0.10	0.201
			6/180	0.28	0.728
			10/180	0.42	1.524
			14/180	0.54	2.669
			18/180	0.62	4.730
	7°40'	横	2/180	0.10	0.209
6/180	0.27	0.820			
10/180	0.42	1.534			
14/180	0.53	2.639			
18/180	0.61	4.349			
1.28 mm (3/5 稈厚)	6°33'	縦	2/180	0.09	0.186
			6/180	0.23	0.624
			10/180	0.34	1.269
			14/180	0.42	2.305
			6°23'	横	2/180
	6/180	0.22	0.475		
10/180	0.33	1.056			
14/180	0.41	2.069			

I-2. 模式化された稈の受ける法線力について



第 4 図

第4図においてA・Bはゴムロール、Cは目盛加重兼用円板、Dは稈である。今荷重 W により稈は両ロールに喰わえ込まれて平衡を保っているとする。 W を dW だけ増加した時、ロールは $d\phi$ だけ回転して荷重は dl だけ降下し、稈はさらに深く喰わえ込まれてロール半径 r は dr だけ縮小し、垂直力 N は dN だけ増大したとする。

加えられた仕事 $\frac{1}{2} (2W+dW)dl$ が全部稈への垂直力 N の増大、従ってゴムロール半径の縮小に費されたと考えると

(実際は喰え込みなるゆえ接線方向の力によるゴム変形も起るため、厳密には正しくない) 次の等式が成立する。

$$\frac{1}{2}(2W+dW)dl = -\frac{1}{2}(2N+dN)2 \cdot dr$$

2 次の微分小を無視し、 $l = \varphi R$ なる関係を入れると

$$\frac{2N}{W} = -R \frac{d\varphi}{dr}$$

$$(I-3) \text{ 式より } (r+C)^2 = (r_1+C)^2 \left\{ \cos^2 \alpha + \sin^2 \left\{ \alpha - \left(1 - \frac{C}{r_1}\right) \varphi \right\} \right\}$$

両辺を r で微分して整理すれば

$$-\frac{d\varphi}{dr} = \frac{2(r+C)r_1}{(r_1+C)^2(r_1-C) \sin 2 \left\{ \alpha - \left(1 - \frac{C}{r_1}\right) \varphi \right\}}$$

故に

$$\begin{aligned} \frac{N}{W} &= \frac{R \cdot (r+C)r_1}{(r_1+C)^2(r_1-C)} \times \frac{1}{\sin 2 \left\{ \alpha - \left(1 - \frac{C}{r_1}\right) \varphi \right\}} \\ &\doteq \frac{Rr_1}{r_1^2 - C^2} \times \frac{1}{\sin 2 \left\{ \alpha - \left(1 - \frac{C}{r_1}\right) \varphi \right\}} \quad (\because r_1 \approx r) \\ &\doteq \frac{R}{r_1} \times \frac{1}{\sin 2 \left\{ \alpha - \left(1 - \frac{C}{r_1}\right) \varphi \right\}} \quad (\because r_1 \gg C) \dots\dots\dots (I-4) \end{aligned}$$

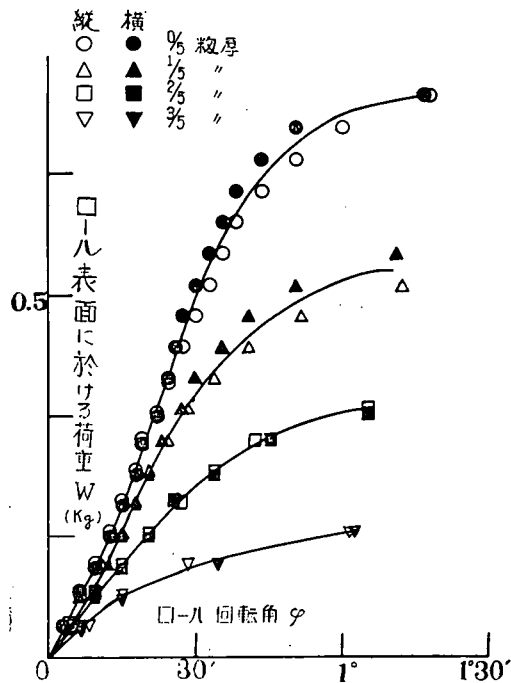
従って荷重 W とロール回転角 φ を測定すれば、籾に間接的に加えられる法線力 N を計算することが出来る。すなわち緒言に述べた如き実験装置において高低両ロール軸の連動を断ち、ロール回転角 φ と荷重 W の関係を求める。これを第 5 図に示す。

次に式 (I-3) を用いてロール回転角より計算したゴムロールの凹み量 $(r_1 - r)$ と荷重 W との関係を求め、さらにこの W と φ を使用して関係式 (I-4) より N を求める。すなわち第 1 表はロール回転角、ロール凹み量、および式 (I-4) から近似計算された籾に作用すると考えられる法線力を表示したものである。第 7 図 C・D・E・F 曲線はこれらの内ロール凹み量と法線力を図示したものである。

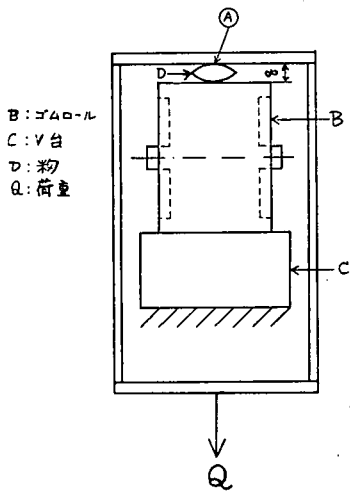
I-3. 籾によるゴムロールの凹み量と反力の直接的実測値について

(i) 直接的実測方法

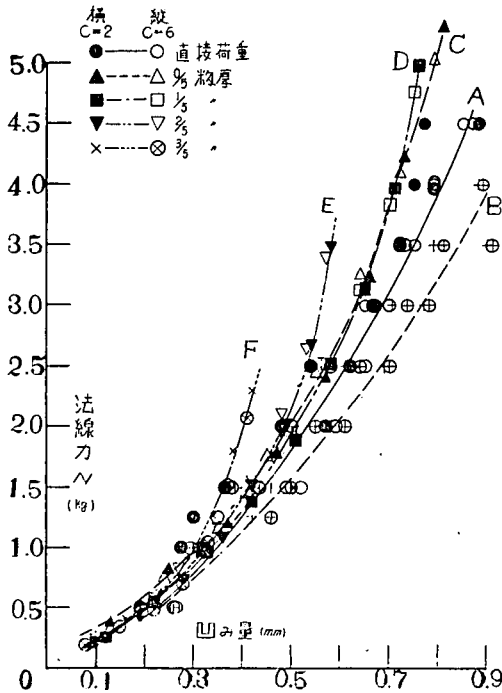
籾をゴムロールに直接押し付けることにより、その反力とゴムロールの凹みの関係



第 5 図



第 6 図



第 7 図

A 曲線と C・D・E・F 曲線を比較するに当たって、根本的な条件の相違は、A においては木の中央部の曲面がゴムロールを圧するに反し、C・D・E・F 曲線では円形ロールの喰え込み始めにおける凹みであるので、木の護頰端またはその反対端等の曲面がゴムロールを圧することである。なおこの差異は木厚の 0/5 のロール間隙の C 曲線において最大であり、D・E・F とその傾向は弱まる。また高加重の部分において A 曲線と C・D 曲線の離反は、後者曲線の場合の加重方法が途中で数箇所摩擦部分を伴うための必要荷重増と木喰え込みのためのゴムロール円周方向の変形（この場合木摺時における程大きくない）に費される荷重増と考えられる。なお後者は本来木が両ロー

を求める。

実験装置は第 6 図の如きもので、 Q と q の関係を求めるわけである。

木姿勢はゴムロール軸に木縦軸を平行にしたもの（木横姿勢で脱臼する状態である）と直角にしたものを各 5 個ずつの平均を採り、 q は隙間ゲージにより、加压影響のない充分中央から離れたゴムロール面上で測定した。ゴムロール硬度は 85° である。なお A の部分における木自身の変形量をのぞくために、同装置によりゴムロールの替りに金属定盤を置き、やはり q' を測定してその半分をゴムロールの場合の q より減ずることとした。

(ii) 直接的測定値

(i) により得られた結果を第 7 図 A 曲線にて示す。なお B 曲線は参考のため求められたもので、このロールのゴム硬度は 82° である。木姿勢による差異の存在は認められるも極めて

僅少であり、木表面の不規則性から考えると殆んど無視すべき量の様である。また低荷重部分 ($N = 1 \text{ kg}$ 以下) は測定装置の不安定のため、参考値にとどめたい。

I-4. 木に加わる法線力の実用的加重による方法の検討

上述の如く第 7 図 A 曲線は直接的加重方法によるもの、C・D・E・F は実用的加重方法によるものである。なお各曲線ともに木のロール軸に対する姿勢（実際ロール間に喰え込まれる場合の木の縦姿勢・横姿勢）による差異は極めて僅少で、本実験においては無視し得る程度である。

C 曲線 ロール間隙

- 0.04 mm \equiv (木厚 $\times 0/5$)
- D " " 0.43 " \equiv (" $\times 1/5$)
- E " " 0.86 " \equiv (" $\times 2/5$)
- F " " 1.28 " \equiv (" $\times 3/5$)

まずいづれの曲線も高加重端でやや急上昇の形となり、抛物線形をなしておことは定性的に正しいと思われる。

ル最近接線を通る迄測定を続け得るならば当然復元すべきものであるが、本実験装置ではこの測定は不可能であり、従って第 5 図、第 7 図の数値は最近接線直前迄のもので、ゴムロール円周方向の変形は復元前のものである。しかしづれの曲線においても本実験の測定精度の範囲では A 曲線に殆んど合致しており、緒言にて稈輪郭曲線の円による近似はそれほど不都合でないことが確かめられた。また (I-1) の稈の運動の模式化、また緒言において述べた実験の加重方法も妥当なものと考えられる。従って以上の輪郭近似および加重方法を本実験では使用するものとする。

II. 周速差を有する 2 個のゴムロールによる稈の脱稈力について

II-1. 実用ゴムロールによる脱稈力の推定

第 4 図において B を高速ロール、A を低速ロールとし加重円板に W の加重をなした場合ゴム質脱稈ロールに生ずる接線力を F とすれば、これは周速差による脱稈力であり、高速ロールが ϕ_1 だけ回転した時低速ロールが ϕ_2 だけ回転するものとすれば、仮想仕事の原理より

$$\frac{\phi_1 R}{r_1} \cdot W = (\phi_1 - \phi_2) \cdot F \text{ となる。}$$

従って

$$F = \frac{\phi_1}{\phi_1 - \phi_2} \cdot \frac{R}{r_1} \cdot W = \frac{1}{\phi} \cdot \frac{R}{r_1} \cdot W$$

すなわち稈の実際の脱稈力は、ゴムロール面において高速ロールに加えるべき力を周速差率で割ったものと考えられる。すなわち周速差率を小とする程力の拡大率は大きくなるが、弾性係数の小さいゴム質ロールでは、稈の脱稈に必要な大きさの力に達する前に、稈がロール間隙から離れることになり、脱稈のためには、いわゆる周速差といわれる両ロールの相対変位量が必要である。しかし従来のゴムロールより弾性係数の高いロールを用い (稈に損傷を与えずに) ロール径を大とすることが出来れば周速差率は小として、力の拡大率を大とすることが出来る。

第 10 図、第 11 図 (詳細は後述) より推定すれば純脱稈に要した荷重 W は、流入姿勢およびロール間隙により差異は有るが、大体次の通りでロール間隙が小なる程大きな値となる。これは前述のゴムロール円周方向の弾性変形復元前のデータによったためである。

$$\frac{R}{r_1} W = 200 \text{ gr} \sim 450 \text{ gr}$$

従って

$$F = \frac{WR}{\phi r_1} = 0.88 \text{ kg} \sim 2.00 \text{ kg}$$

II-2. 直接的脱稈力の推定

ロール型脱稈機構においては稈に脱稈力が作用する迄に、各種の幾何学的あるいは機械的機構が介在して、誤差の入る恐れがある。従って直接的測定方法として本学農学部小島和雄助教授発案にかかる土壌の剪断試験機利用による測定データを (II-1) の値の検討のため借用することが出来た。同実験によれば稈の姿勢により差異はあるが次の如くなっている。

法線力 $N = 0.9 \sim 3.4 \text{ kg}$ の範囲において

脱稈力 $F = 0.85 \sim 2.3 \text{ kg}$

従って法線力の範囲も我々の特定部分をのぞけば殆んど同領域であり、脱稈力についても大きな差異はないことが確かめられた。

III. 周速差を有するロールによる稈の脱稈エネルギーについて

緒言で述べた如く稈の脱稈に要するエネルギーは 3 部分よりなると考えられるので、全体の脱稈

に要するエネルギーと喰わえ込みに要するエネルギーを実際の粳摺時に近い状態において測定することにより、純粹の脱稈に要するエネルギーを得ようとしたものである。なお粳殻と玄米をずらすに要する部分は測定値にまぎれ込まない様努力した。

III-1. 測定方法

粳は1回に3粒ずつ供給したが、これは1~2粒にすると誤差が大きくなる恐れがあり、5~6粒にすると荷重が大きくなり、その上摩擦抵抗が比較的大となるからである。粳の供給姿勢により脱稈に難易があることが認められているので、縦で護穎を上位にしたものと横で外穎を上位にしたものの2種類に姿勢を統一して測定した。

測定個数は粳の充実度による差を恐れて、粳の厚さは2.17 mm, 2.21 mm, 2.25 mm, 2.29 mmの4群、ロール間隙により粳の厚さの0/5, 1/5, 2/5, 3/5の4群で合計16種類とした。なお0/5というのはロール間隙が4/100 mm以下の場合を言う。

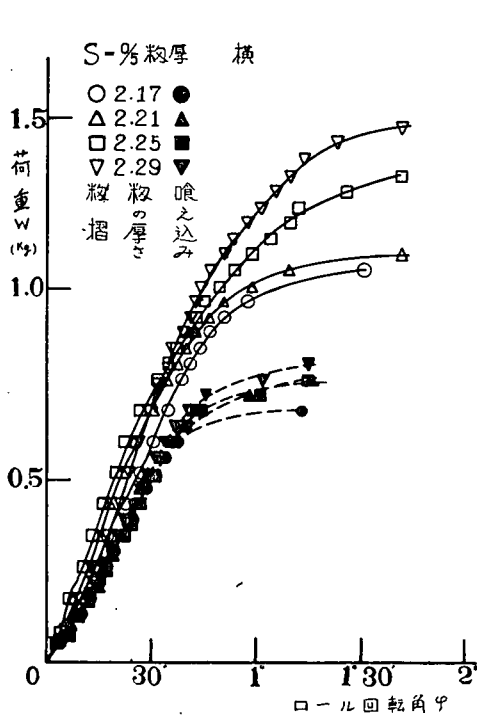
緩衝用圧縮バネは強さ 10 kg/cm とし、粳の喰わえ込みにより軸移動の生じない様にした。

粳の供給および加重の方法は次の如く行った。すなわち一度に3粒ずつ粳と粳の間隔を約1.5cmあけて、所定の姿勢に注意してロール間に喰わせた。そしてロール間隙0/5時には900 gr, 1/5時には700 gr, 2/5時には400 gr, 3/5時には200 gr 迄は100 gr ずつ加重し、それ以後は全ての間隙において50 gr ずつ加重した。一段階加重するごとに高速ロールの回転量を円板の目盛により測定した。最終読値は最後の加重をした後、粳がロール間を通過する直前の加重時の読値とした。

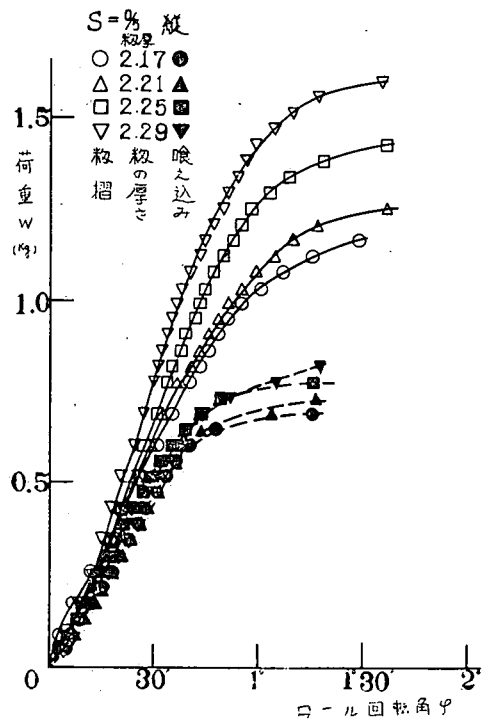
なお本測定にさきだって中間ピニオンを1個はずして高速ロールと低速ロールの連動を断ち、ロール間隙・供試粳個数および加重方法は前述の粳摺時と同じ方法により、喰わえ込みに要するエネルギーの測定を行った。

III-2. 測定結果および考察

測定結果は第8~15図および第2~3表の通りである。



第 8 図



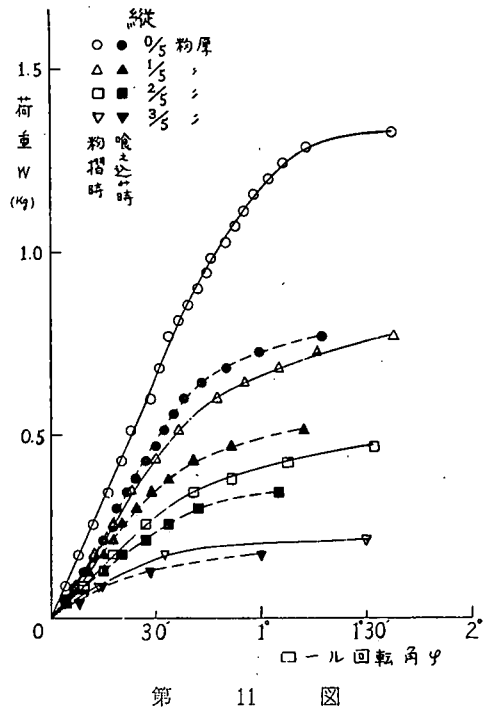
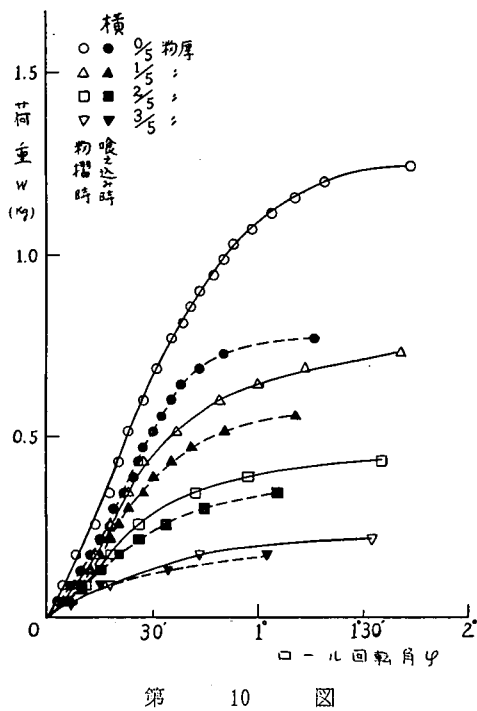
第 9 図

(i) 粉の厚さによる脱稈エネルギーについて

第8図は横姿勢、第9図は縦姿勢でロール間隙を0/5にした時のものである。これによると粉の厚さによる測定値のちらばりは粉摺時に割合大きくて喰え込み時には小さくなっている。これは粉がロール間を通過する時には粉自身はほとんど変形せず、ゴムロールが凹むのであるが、喰え込み時には粉はゴムロールの円周方向の移動は少ない。一方粉摺時には周速差によりゴムロール表面における円周方向の移動大となるので、ゴムロールの凹みの中が大きくゴムロールの凹みによる影響が喰え込み時よりも大きくなり、粉の厚さによる差異も大きくなると考えられる。ちらばり程度は許容範囲にあると考えられるので以後は平均値により検討する。その他のロール間隙においても同様な傾向を示しているので、0/5のロール間隙に準じて平均値をとることとする。

(ii) ロール間隙差による脱稈エネルギーについて

第10~11図によりロール間隙差による脱稈エネルギーについて検討する。同図においてロール間

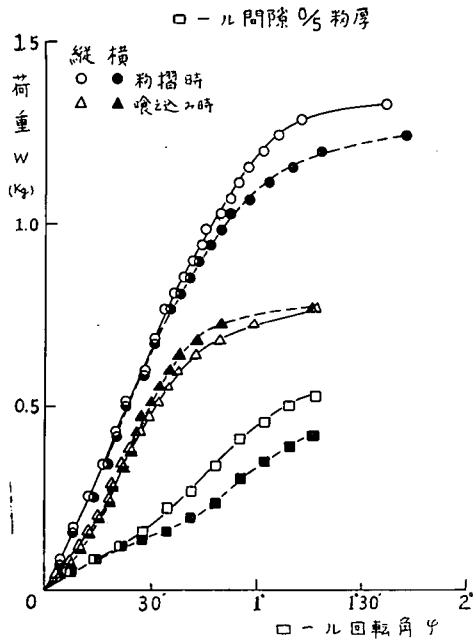


隙0/5における最終目盛板読値は粉摺時には縦姿勢で3.55 cm、横姿勢で3.75 cmとなり、喰え込み時には縦姿勢2.89 cm、横姿勢2.84 cmとなっている。この差は周速差によるものと考えられる。そこで粉摺時の値を周速差により換算してみると縦姿勢が2.84 cm、横姿勢が2.97 cmになり、喰え込み時の値とほぼ似たものになるが、これは粉が粉殻破壊迄は殆んど低速ロールに捕捉された形と判断すべきである。

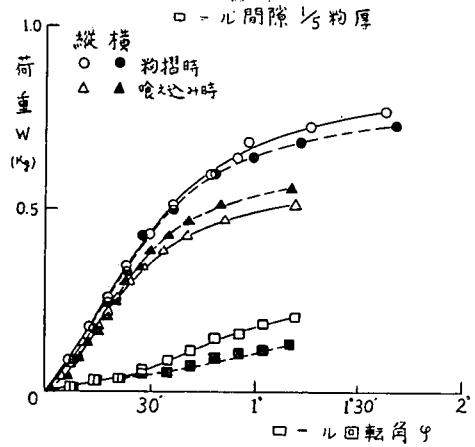
なお周速差の有無による縦・横姿勢の読値の大小の逆転は喰え込み時は接触距離の大小により、粉摺時は粉の自転による差異であると考えられる。また最終読値における粉摺時と喰え込み時の差はロール間隙が大きくなる程増大する傾向を示している。これはロール間隙が大きくなればなる程粉のロール軸に平行な軸を中心とした自転量が大きくなるからだと考えられる。この傾向は脱稈率に大きな影響を与へると考えられるので、後節において委しく検討する。

(iii) 粉の姿勢による脱稈エネルギーについて

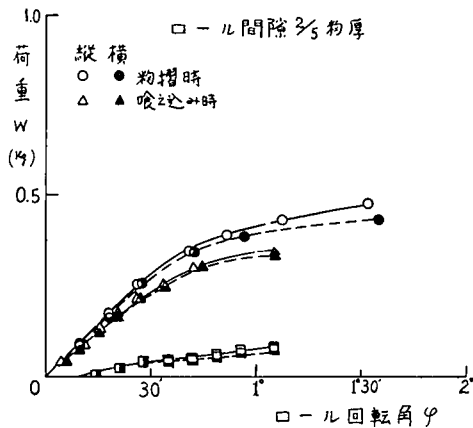
第12~15図はロール間隙別に姿勢による比較をしたものである。また第2~3表は1粒当りの総



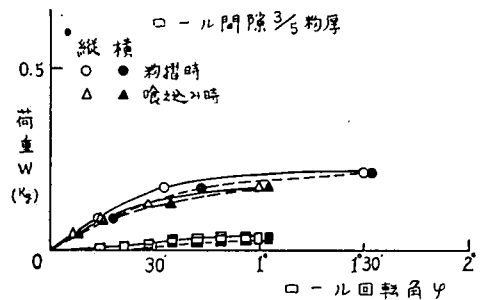
第 12 図



第 13 図



第 14 図



第 15 図

第 2 表 総脱稈エネルギー (単位 gr-cm)

ロール間隙	0/5	1/5	2/5	3/5
縦	1,232	735	415	195*
横	1,261	745	418*	194*

第 3 表 純脱稈エネルギー (単位 gr-cm)

ロール間隙	0/5	1/5	2/5	3/5
縦	297	106	37	19*
横	227	65	33*	12*

* 通過に要する部分を含む

脱稈エネルギーおよび純脱稈エネルギーを算出したものである。なお総脱稈エネルギーとは粘摺時に要する全脱稈エネルギーを称し、純脱稈エネルギーとは粘摺時に要する脱稈エネルギーのうち喰

わえ込み時の最終読値迄のものより喰わえ込み時に要する脱稈エネルギーを差引いたものを言う。

前記の図および表によれば純脱稈エネルギーは縦姿勢が横姿勢よりも多く必要とする傾向にある。なお中村氏の報告⁽¹⁾によれば、穀殻の破壊抵抗力は縦方向211~235 gr, 横方向168~182 grとなり、本実験と同様な傾向が発表されている。

ロール間隙が大きくなるに従って脱稈エネルギーは減少しているが、これは脱稈率および本実験においては穀によるゴムロール円周方向の弾性変形を無視したために特に大きくなっていると考えられる。

(iv) 本実験では1粒の総脱稈エネルギーは約400~1300 gr-cm となったが、実際の穀摺所要動力より計算してみると次の如くなった。実際例はK社製3吋型自動穀摺機により算出した。

$$1 \text{ 粒の総脱稈エネルギー} = \frac{\left(\frac{\text{負荷時最大馬力} + \text{負荷時最小馬力}}{2} - \text{非脱稈時馬力} \right) 75 \times 60^2}{1 \text{ 時間通過粒数}} \text{ (gr-cm)}$$

但し、玄米量=12俵/時, 玄米1升=70,000粒, 負荷時最大馬力=1.19HP, 負荷時最小馬力=1.09HP, 非脱稈時馬力=0.613HP

1粒の総脱稈エネルギーは約435 gr-cm となり、本実験値とほぼ似た値となる。

(v) 純脱稈エネルギーは縦姿勢で約105~300 gr-cm, 横姿勢で約65~230 gr-cm となり、縦姿勢が大となる傾向になった。

(vi) 純脱稈エネルギーから考えると横姿勢の方が有利だと言えるが、自転量が多いので脱稈率の低下する欠点が生ずると考えられる。

(vii) ゴムロール型の脱稈機構においては、脱稈開始迄に総エネルギーがゴムロール表面の半径および円周方向の変形として蓄積せられ、その一部が有効に消費されている。喰え込みに要するエネルギーは47.7%で連続的に使用される場合一部回収されるとも言え、無効に消費されるエネルギーのうち最たるものである。

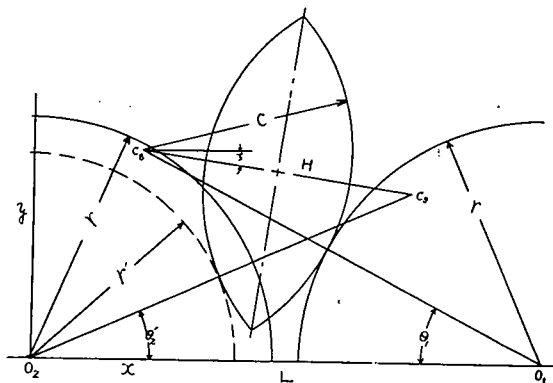
IV. 脱稈直前迄の穀の自転について

ロール型穀摺作業において完全脱稈をはばむ諸原因の中で、ロール間への穀の流入姿勢による脱稈率のばらつきが可成り重要と考えられる。これはさらにそれぞれの方向の脱稈抵抗力、とくに穀殻破壊抵抗力の大小と穀の自転による実質両ロール周速差の減少が大きな原因と考えられている。前者については中村氏⁽¹⁾による穀殻破壊状況の観察によりある程度判断出来るが、後者については数量的考察が発表されていないので、私見を発表することとした。

IV-1. 模型的考察

ロール間における穀の挙動を次の如く置換することとする。すなわち穀摺時におけるロールおよび穀の変位を次の2つの変位に分解する。

両ロール共低速ロール回転角だけ回転して、穀をロール間に喰わえ込み、次に高速ロールの回転不足量だけ高速ロールのみをさらに同方向に回転せしめる。この回転に際して、穀は高速ロール側の穀の輪郭円の中心を軸として回転し、かつ高速ロールと穀の間には滑りのない転動接触運動がなされるものとする。従って



第 16 図

結果的には低速ロールにのみ粉は喰い込むこととなる。以後これを高速ロール進め型置換と呼ぶ。

実際の場合には喰わえ込み初期において粉に働く外力は粉の自重のみであるためロール面との間に滑りが生じ、また脱粉時に近くなるとゴムロールの接線方向の変形により粉の傾きは極端に制限されることになる。従って実際の場合と模型的な運動とは喰わえ込み運動の初期と末期においては相当のへだたりがあることが予測される。

今高速ロールが φ だけ回転する運動を置換することとすると低速ロールは $(1-\varphi)\varphi$ だけ回転するため、両ロールをまず $(1-\varphi)\varphi$ だけ回転せしめ、次に前述の条件のもとに高速ロールのみ、さらに同方向に $\varphi \cdot \varphi$ だけ回転せしめることとなる。従って第16図において

$$C\zeta = r \cdot \varphi \cdot \varphi \quad \therefore \zeta = \frac{r}{C} \cdot \varphi \cdot \varphi \quad \dots\dots\dots (IV-1)$$

今 O_2 を原点とし $O_2 O_1$ を x 軸、これに垂直に y 軸をとるとそれぞれの点の座標は次の如くなる。

但し、 $L=2S+2r_1, H=2C-2h$

$$\begin{aligned} O_1 &: (L, 0), & C_3 &: \{L-(r+C)\cos\theta_1, (r+C)\sin\theta_1\} \\ C_9 &: \{L-(r+C)\cos\theta_1+H\cos\zeta, (r+C)\sin\theta_1-H\sin\zeta\} \\ \therefore \overline{O_2 C_9}^2 &= (r'+C)^2 = (r+C)^2 - 2(r+C)\{L\cos\theta_1+H\cos(\theta_1-\zeta)\} \\ &+ L^2 + H^2 + 2LH\cos\zeta \quad \dots\dots\dots (IV-2) \end{aligned}$$

$$\tan\theta_2' = \frac{(r+C)\sin\theta_1 - H\sin\zeta}{L - (r+C)\cos\theta_1 + H\cos\zeta} \quad \dots\dots\dots (IV-3)$$

但し、式 (I-2), (I-3) より

$$\begin{aligned} \tan\theta_1 &= \frac{\sin\left\{\alpha - \left(1 - \frac{C}{r}\right)(1-\varphi)\varphi\right\}}{\cos\alpha} \\ r+C &= (r_1+C)\sqrt{\cos^2\alpha + \sin^2\left\{\alpha - \left(1 - \frac{C}{r}\right)(1-\varphi)\varphi\right\}} \end{aligned}$$

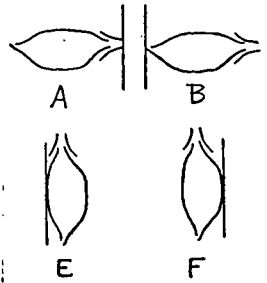
粉の自転が式 (IV-1) に従うとすれば輪郭曲率半径に反比例して自転角は増大することとなる。一方式 (IV-2) による数値計算によれば、 C の大小によって r' の値は殆んど変わらない。一例を上げると、 $\varphi = (8/\pi)^0$ で 0.02 mm, $(10/\pi)^0$ で 0.05 mm の差が生ずるのみである。従ってロールへ同じ凹み量を作るためには、同じロール回転角 φ に対し粉の横姿勢は縦姿勢の約3倍の自転角を必要とすることになる。逆に言えば同じ自転角では横姿勢の場合凹み量従ってゴムロールの反力は模型的には約1/3となり、自転しやすいこととなる。

IV-2. 実測方法および実測値について

非常に観測上の制限を受けるために、実際の粉の挙動とは異ったものを観測する恐れがある。従って数値的には厳密に適用されないかも知れないが定性的には妥当と考えられるので報告することとする。

(i) 実験方法

供試粉は従来通りのものを用い、第17図に示す如く粉の4種端部に細いガラス管(直径0.15~0.3mm以下、長さ100mm、重量約3~7mg)を接着し、この部位をゴムロール端面から僅かに突出させ、かつガラス棒が垂直になる様粉を喰わえ込ませて、高低両ロールに粉摺作用を行わしめる。加重方法は静的で、従来通りの方法で



第 17 図

ある。すなわち荷重を例へば 25 gr 増加すればゴムロールはある角度だけ回転してゴムロール変形成反力と荷重とが平衡して静止する。その間粒は周速差によって、自転しつつ両ロール間に喰われ込まれて降下する。この自転角は上述の粒端部に接着された細いガラス棒の傾き（ガラス棒の長さにより動きは拡大される）により観測される、すなわち 2 m 離れたトランシットを使用してガラス棒上、下端の水平・垂直移動量（角度）を測定し、ガラス棒従って粒の自転角を計算した。

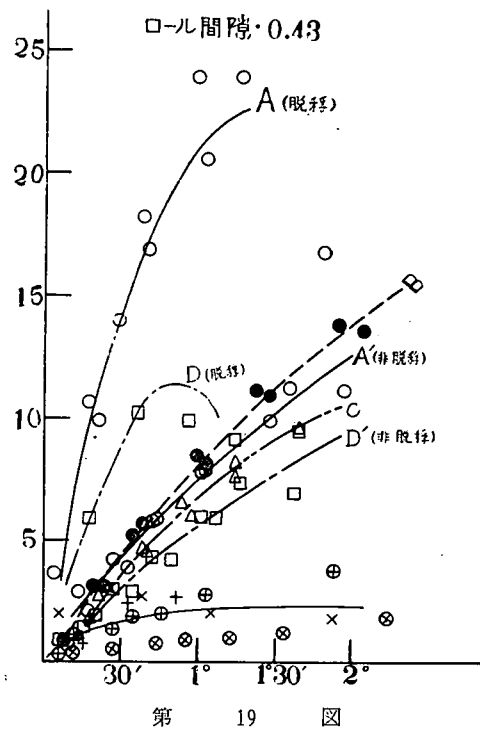
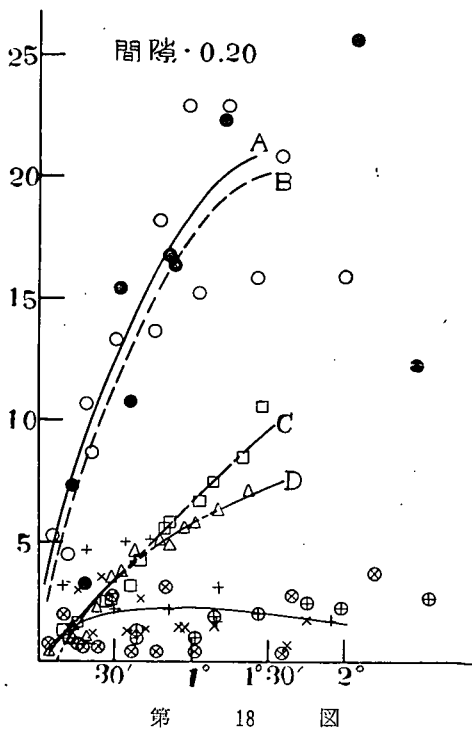
(ii) 実測結果

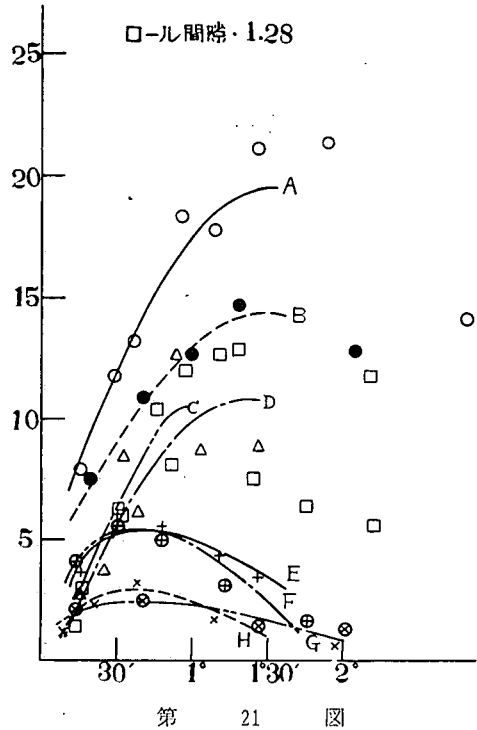
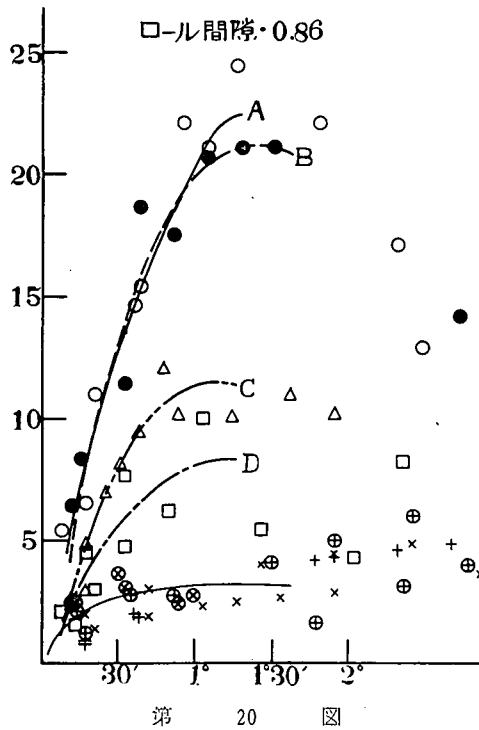
上述の方法によりゴムロール回転角（目盛板の動きより換算）と粒自転角の関係を求め図示したものが第18～第21図である。ただし各図において縦軸の単位は度とする。

なおこの場合粒姿勢は縦・横各 4 種計 8 種を測定した。またロール間隙の大小により差異が生ずるので 0.20 mm（粒厚の 1/10）、0.43 mm（1/5）、0.86 mm（2/5）、1.28 mm（3/5）の 4 種の結果を示す。

一例をロール間隙 0.20 mm の第18図について説明すると傾斜の急な曲線群 A・B・C・D は共に粒を横姿勢でロール間に喰われ込ませた場合で、A は内穎が下で護穎にガラス棒を接着してロール端面より外側に出した場合、B はガラス棒を護穎の反対端に、同じく D・C は外穎が下でガラス棒との関係は A・B の場合と同様である。

次に粒縦姿勢の場合を第21図で説明すれば水平に近い E・F・G・H の曲線群がそれで、E は護穎上、内穎へガラス棒、F は護穎上、外穎へガラス棒、G は護穎下、外穎へガラス棒、H は護穎下、内穎へガラス棒を接着したものである。第19～第21図はそれぞれ 0.43 mm、0.86 mm、1.28 mm のロール間隙のもので、各曲線とも第18図と同様である。以上の実測値の上下限を第 4 表に示す。





第 4 表

(単位度)

ロール間隙 (mm)	0.20 (1/10 粉厚)	0.43 (1/5 粉厚)	0.86 (2/5 粉厚)	1.28 (3/5 粉厚)	
縦姿勢	最大	3	3	4	5
	最小	1	1	2	2
横姿勢	最大	22	23	24	21
	最小	7	7	6	8

IV-3. 考 察

(a) 実測においては輪郭曲率半径の小さい横姿勢の自転角は縦姿勢のそれよりはるかに大きい。しかしこの差はロール間隙が大きくなる程小さくなる。この後者の傾向は本実験に使用した従来の形状のゴムロールによる脱稈可能なロール間隙の限界を示す(粉厚の%)と同時に新型ロールのロール間隙の有効最小値を示唆している。

(b) さらに同じ横姿勢でも輪郭曲率半径の小さい内穎がロールに接する場合が最大である。これは(IV-1)の模型化の合理性を定性的に裏付けている。一方縦姿勢では護穎の上下により差は余り認められないがロール間隙が大となると護穎端が下となる方が自転角はやや小となる。

(c) いづれの曲線も最高点に達した後、粉自転角が減少している。これはこの最高点、またはその直前において粉殻は破壊される(脱稈する)か、粉とロール間に大きな滑り(脱稈されない)を生じており、横姿勢ではこの最高点がロール回転角の大きいところ(場合によっては認められない)で生じ縦姿勢では極めて小さい回転角で起っている。従って粉の自転は殆んど生じていないことも分る。むしろ粉の自転の停止はこの線図には表れていない程である。なお最高点に達した後の曲線及び測定点はガラス棒と粉の運動との関連性がないため意味がない。最高点が存在するという

ことのみが重要である。

(d) ただし(c)の差異はロール間隙が大きくなる程減少し、かつこの場合の自転角の最大値よりの減少はロールと籾の滑りを生ずることにより起る場合が大部分で、従って籾は脱稈されない。第21図にこの傾向が著しい場合を示している。

(e) なお全体の傾向として第19図におけるAとA'、DとD'曲線の様な差異が表れる。すなわち籾が脱稈された場合はAまたはDの様な状態となり、脱稈されない場合はA'またはD'の形となる。A'およびD'はなんらかの理由で籾とロールの間に連続的な微小すべりが生じて接線力が脱稈力迄高まらなないと考えられる。逆に言えば横姿勢で脱稈されるためにはA・Dの如き運動をしなくてはならないことを示している。

結 言

本研究は脱稈機構の本質的改良の第一歩を踏み出さんとするためのものであって、同径の2個の直円筒形ゴムロール間における籾の運動、作用力およびエネルギーについて模式的あるいは実験的に若干解明したものである。すなわち実際に極めて近い方法で脱稈ゴムロールと籾の関係を考察するに適した方法を案出検討し、これにより従来漠然と脱稈率に極めて大きな関係のあると考えられていたロール間隙なるものの本質的影響を次の様に解明することが出来た。すなわちロール間隙を小とすることは籾とロールの接触長さを大とし、従ってロールの円周方向変位差を大とするだけではなく、籾に作用する法線方向および接線方向力を大とすることになり、籾摺作用に本質的に必要な以外の無効エネルギーを格段に増大せしめる。しかしもし籾のロール間における自転作用が本来脱稈に有害なものであれば、これをさけるための唯一の対策なる故、現在では必要悪と考えられ、また籾姿勢による各種の差異が意外に大きいための必要悪でもあると考えられる。また玄米の胴割れ、肌ずれの発生等よりも考えて将来ロール型籾摺機構においては如何にして、ロール間隙を大にして、しかも脱稈率の高い、すなわち籾姿勢に対する順応性高く、かつ籾に対する作用力の小さい型式のロールを見出すかということである。

勿論前述の如く籾の整流方法も当然考慮されるべきであり、別途研究する予定であるが頭書の如く目的が単双曲線回転面ロール設計のための方針、データを得るためのものであるため、各項目共に本質的な探求が十分でないことは残念である。例えば運動については完全に静的な取り扱いであり、力学的には籾形態の近似が粗雑なこと、作用力の追求が不足なこと、籾の自転作用の力学的関係および同作用の終局的影響の定量的な解析およびエネルギー関係では十分な分析等不備な点が多々あり、これら本質的な問題の解明は他日に譲りたいと思う。

本研究に際し、測定・整理の労を煩わした教室員森田南海夫・本学学生高地利之・松岡孝尚の諸君に感謝の意を表したい。

参 考 文 献

1. 中村忠次郎 1961: 籾摺機の改良に関する実験的研究 岩手大学農学部
2. 庄司 英信 1949: ゴムロール機構による籾粒の脱稈性と脱稈率に関する研究 農機誌 11, 2
3. 狩野 秀男 1959: 籾摺機における脱稈率の向上に関する研究 農機研究資料 21
4. 藪村・川村 1960: 籾摺ロールの脱稈作用力に関する研究(第1報) 農機誌 22, 1
5. 藪村・川村 1960: 籾摺ロールの脱稈作用力に関する研究(第2報) 農機誌 22, 3
6. 藪村・岩尾 1964: 籾摺機に関する研究(第3報) 農機学関西支部 20

(昭和39年9月30日受理)

