

平成21年度戦略的基盤技術高度化支援事業

「高速気流式米粉製粉機の開発」

研究開発成果等報告書

平成22年3月

委託者 中部経済産業局

委託先 財団法人富山県新世紀産業機構

目 次

第1章 研究開発の概要

- 1-1 研究開発の背景・研究目的及び目標
- 1-2 研究体制（研究組織・管理体制、研究者氏名、協力者）
- 1-3 成果概要
- 1-4 当該研究開発の連絡窓口

第2章 軸受部の温度上昇課題への対応

- 2-1 研究目的および目標
- 2-2 実施内容および結果
- 2-3 研究成果

第3章 振動課題に対する対応

- 3-1 研究目的および目標
- 3-2 実施内容および結果
- 3-3 研究成果

第4章 実負荷時における検証

- 4-1 研究目的および目標
- 4-2 実施内容および結果
- 4-3 研究成果

第5章 全体総括

- 5-1 研究開発成果
- 5-2 研究開発後の課題・事業化展開

第1章 研究開発の概要

1-1 研究開発の背景・研究目的及び目標

(1) 背景

消費者ニーズの多様化に対応する中で米の加工も米粒から粉食へと技術開発が進められている。米粉は、パン、菓子、めんなどの新たな食材として、米の消費拡大、食糧自給率の向上などの政策の後押しもあり、また、消費者・実需者の購入意欲も高いことから今後さらなる市場の拡大が見込まれている。これらの社会需要に応えるにはいくつかの課題が提起されており、その中で、米粉の微細粉碎技術の開発も重要な要素として捉えられている。

本研究開発で活用する技術方式は、ユニオン産業株式会社が有する「気流式もみ殻粉碎技術」を基本とし、従来の胴搗製粉等の粉碎方式から、より効率的な気流式粉碎方式に切り替えることにより、澱粉への熱損傷の少ない米粉製粉方式を開発しようとするものである。

本方式は、粉碎部の中で羽を構成する構造体を回転させて気流を生成し、その気流により原料を吸引、かつ原料同士の衝突、衝撃板への衝突によって粉碎する方式であり、本研究開発では、もみ殻粉碎時の4,000rpmを6,000rpmとして米の効率的な粉碎の実現を目指す。

従来の粉碎機では、4,800rpmまでの粉碎技術の目処がついているが、これにより得られる粒度は40 μ m程度である。しかしながら、米粉製品（パン、ケーキ等）で要求される粒度は30 μ mであり、このスペックのものを安定して生成するまでには至っていない。また、食品を扱うため、粉碎部の材質は錆び等による影響を避けるためにステンレス化（焼入れ処理）による改善が必要であり、さらに、市場からは大量生産が可能な装置の開発も望まれている。

(2) 目的

米の消費拡大策が検討される中で安定した米粉の製粉技術の開発が待望されている。高速気流式米粉製粉法は、30 μ m程度の微細な米粉生成を可能とし、かつ、粉碎時の熱による澱粉への損傷を受けにくい方式である一方で、高速気流生成時に生じる軸受部の温度上昇、振動、粉碎部のステンレス材の焼入れ処理時の変形等の課題がある。

本研究開発では、これらの課題を解決するための技術開発を行い、粉碎機の高強度化・長寿命化を図る。

(3) 目標

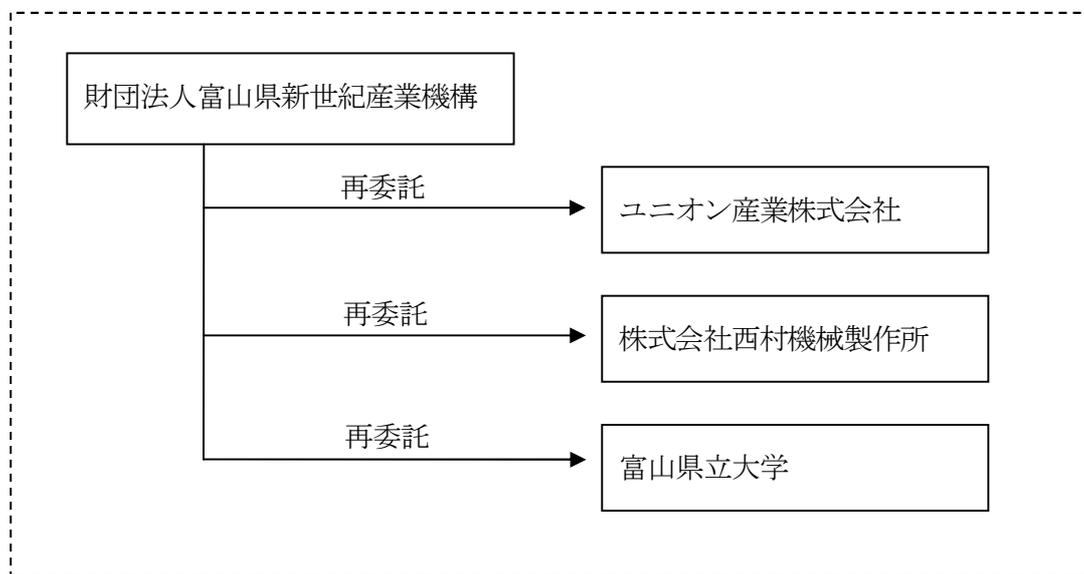
本研究の目的達成のためには、以下の技術目標を達成する必要があると考えられることから、これらを本研究開発の最終的な目標とする。

- ・米粉で30 μ mの粒度を安定して生成するため、機械装置の高速回転(6,000~7,000rpm)を実現させる。
- ・粉碎部材質をステンレスの焼入れ処理材とする。
- ・粉碎部の胴径 ϕ 290mm（目標処理能力：10~300kg/h、以下「粉碎機 R-290」という）を基本として、さらに、 ϕ 430mm（同：40~1,000kg/h、以下「粉碎機 R-430」という）、 ϕ 750mm（同：120~3,500kg/h、粉碎機 R-750）へと大型化に対応できる技術開発を目指す。
- ・耐用時間は、保証期間1年間（機械の納入、設置後）における実運転時間を1日最大8時間の運転条件で年間250日の稼働日を想定し、2,000時間（=8時間×250日）の性能の確保を目指す。

1-2 研究体制（研究組織・管理体制、研究者氏名、協力者）

(1) 研究組織・管理体制

1) 研究組織

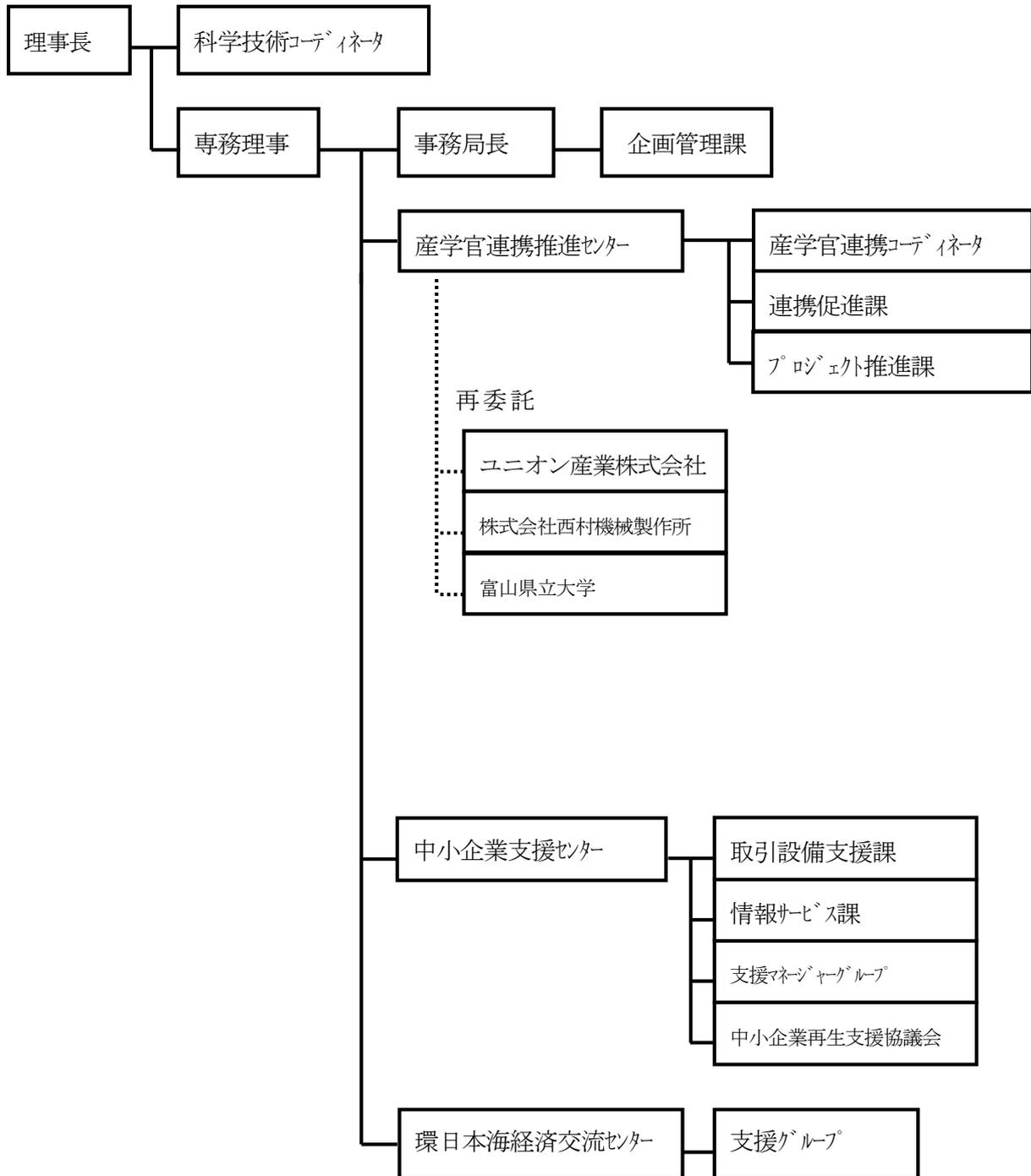


総括研究代表者（PL）
ユニオン産業株式会社
水力機械部マネージャー
澤井 忠志

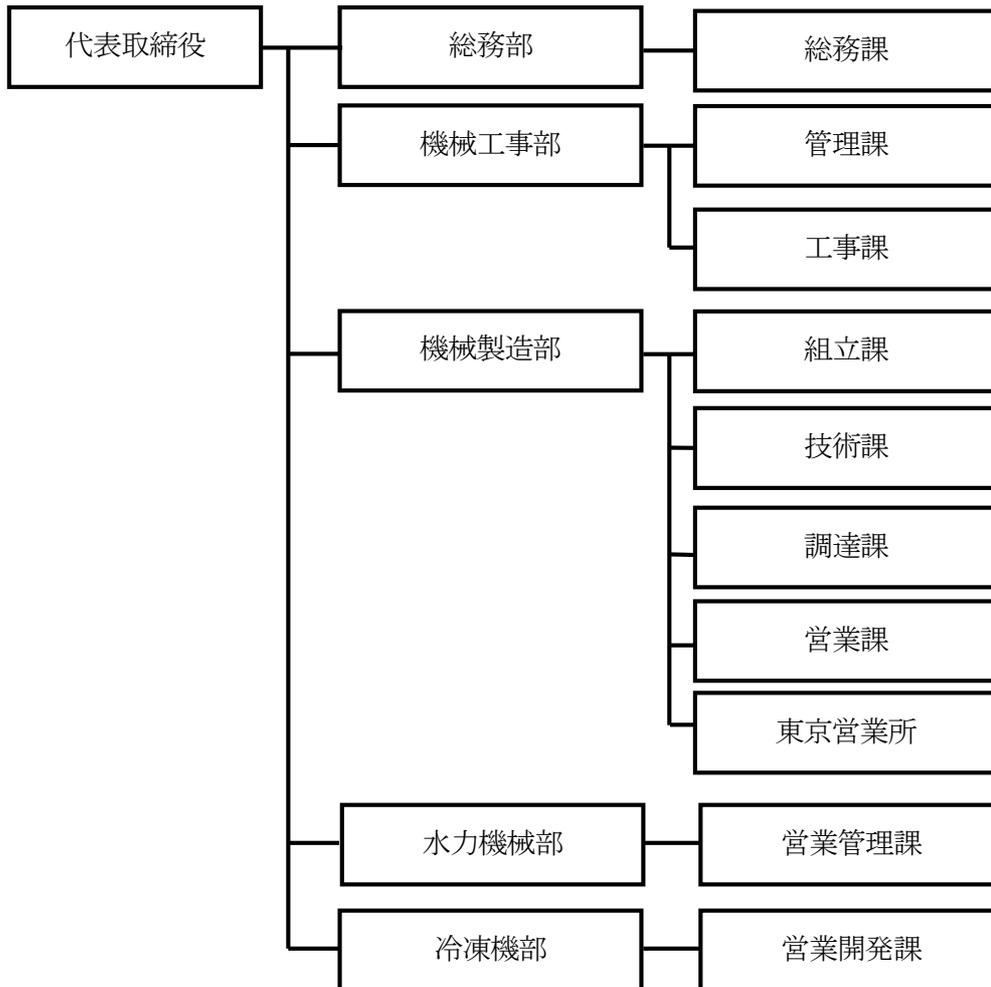
総括研究代表者（SL）
富山県立大学
工学部准教授 屋代 春樹

2) 管理体制

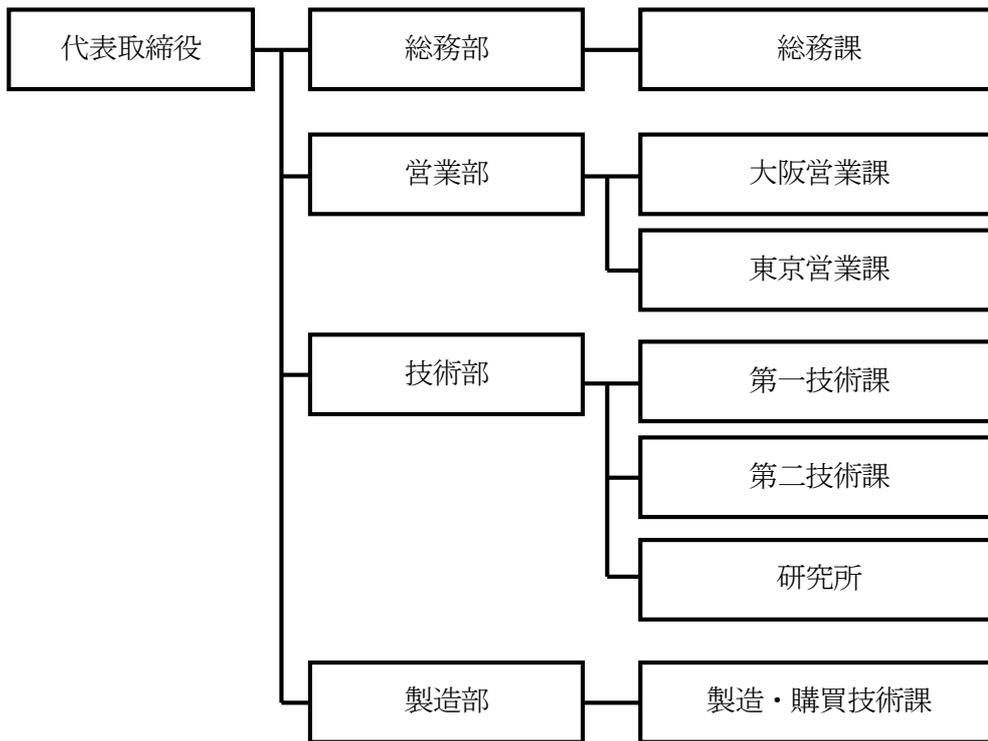
【財団法人富山県新世紀産業機構】



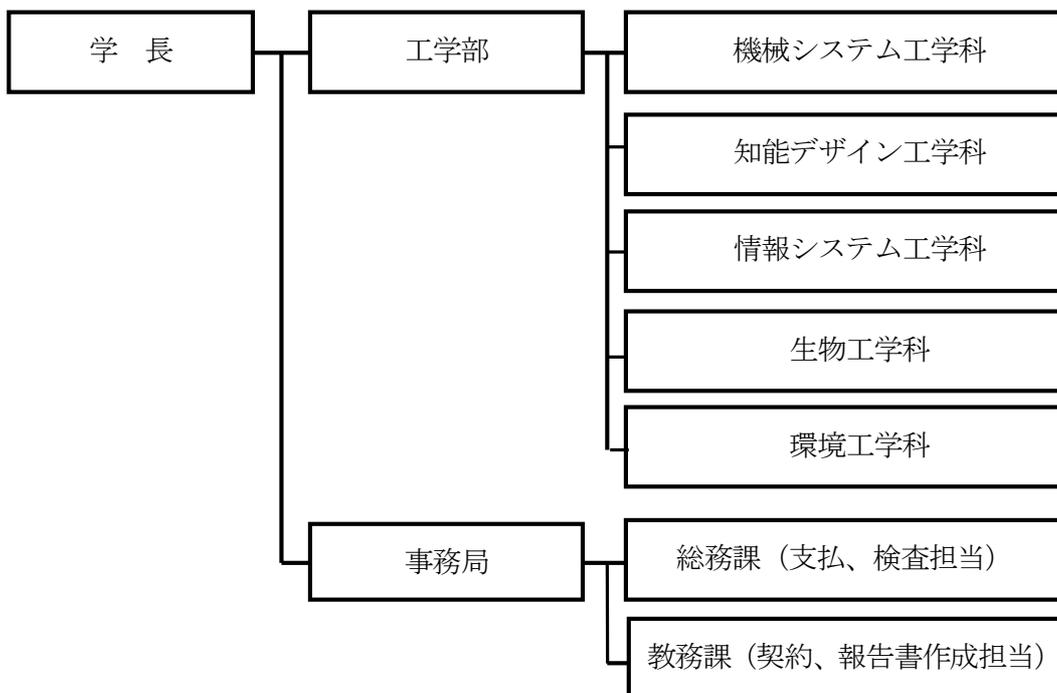
【ユニオン産業株式会社】



【株式会社西村機械製作所】



【富山県立大学】



(2) 研究者氏名

ユニオン産業株式会社

氏名	所属・役職
澤井 忠志	水力機械部 マネージャー
町谷 勝幸	機械製造部 マネージャー
澤井 貫志	機械製造部 技術課 研究員
新村 望	機械製造部 技術課 研究員
荒木 隆	機械製造部 組立課 研究員
二上 純	機械製造部 調達課 研究員
小西 悠介	機械製造部 技術課 研究員

株式会社西村機械製作所

氏名	所属・役職
大岩 隆	技術部 部長
小島 伸仁	技術部 主任

富山県立大学

氏名	所属・役職
屋代 春樹	工学部 准教授

(3) 協力者

富山県農林水産総合技術センター食品研究所 副主幹研究員 加藤 一郎

1-3 成果概要

①軸受部の温度上昇課題への対応【軸受の選定】

軸径などから軸受の仮選定を行い、許容回転数(カタログ値)、予圧の有無による軸受部の温度変化への影響を実動実験にて検証、軸受の寿命年数(計算値)等を考慮して、本研究の実験に用いる軸受を選定した。

②振動課題に対する対応

振動軽減に向けて、従来の粉砕機 R-290 にて回転バランス修正、粉砕機の各コンポーネントの固有振動数の解明、動力伝達ベルトの最適張力を検証した。

回転バランスを修正するため、ローター部を2面ダイナミクスバランス調整した後、粉砕機本体に組み込み、フィールドバランサーを用いて、バランス修正されていることを確認した。しかし、実動実験を行った結果、振動の大きさは回転数約 5,400rpm で振動速度 1.76cm/s と効果は少なく、この時の周波数応答関数を測定した結果は、約 45、92、130Hz に振動のピークがあり、振動のモードから約 130Hz が軸の曲げであることが明らかになった。また、動力伝達ベルトの張力を変えて振動実験(トラッキング解析)を行ったが、結果に差異は無かった。以上の実験結果より回転数 5,000rpm 以上の振動は、ローターの共振周波数を高くすることでその振動を軽減できると推定した。そのためにローター部の軽量化、あるいは軸の剛性を高める構造の検討を行った。

ローター部の材質について、軽量かつ耐摩耗性に優れた材料とするために耐摩耗試験を行い、結果最も耐摩耗性に優れ、且つ軽量の A7075 をローター部材質として採用した。

粉砕機の最適設計を検討するため、従来の粉砕機 R-290 の 3次元解析モデルを作成し、解析ソフト Femap with NX Nastran にて計算を実施した。計算結果は実験データとよく対応していたため、解析モデルによる解析結果は妥当であると判断して最適設計を検討した。ローター部の材質を先に選定した A7075 に設定した解析モデルの計算を行った結果、曲げ 1次共振周波数は向上した。また、解析モデルをローターダイナミクス解析した結果、実機運転時にローターは曲げ共振を起こしていないことが分かった。しかし、回転機械では回転周波数と共振周波数が一致するとアンバランスによる偏心量が無限大となるため、それらが近似しないよう円盤等を軽量化仕様としたローターを設計・試作し組替え検証を行った。一方、アンバランスによる偏心量の増大は適切な位置への適量の質量の付加によっても防ぐことができると考え、研究の結果振動を軽減できる位置・量を見出すことが出来た。

軽量化仕様に組み替えたローターにて周波数応答関数の計測を行ったところ、共振周波数は解析モデルによる計算結果と対応する形で向上した。従ってこのモデルで実機運転を行ったところ、振動の大きさは回転数約 5,500rpm で振動速度 0.61cm/s に軽減された。また、回転数 6,000rpm 以上で運転を行っても振動は増加の傾向にないことから、本開発の技術目標である振動速度 1cm/s 以下を達成した。

粉砕機 R-430 については、既存の籾殻粉砕機を基としてローター部材質を SUS 化したものを設計・試作した。粉砕機 R-750 については設計検討を行った。今後、試作した粉砕機 R-430 を用いて振動実験等を行い、さらに処理能力の大きな大型の米粉製粉機の開発を目指す。

③実負荷時における検証

原料投入による本体の振動、温度上昇は粉砕機の運転に影響しないわずかなものであった。

原料供給量を目標値よりも高く設定して試験を行ったが、負荷(電流値)にはまだ余裕があり、処理能力はさらに上げることが可能であると推定される。今後、粉砕機の回転数、原料供給量、オリフィス径等を変更することで、様々な粒度、品質に対応できるものと考えられる。

1 - 4 当該研究開発の連絡窓口

(1) 事業管理者

法人名 : 財団法人 富山県新世紀産業機構 (代表者 理事長 石井隆一)
 住 所 : 〒930-0866 富山県富山市高田 529 番地
 連絡担当者名・所属役職名 : 中川 章 産学官連携推進センター部長
 TEL : 076-444-5636 FAX : 076-444-5630
 e-mail : nakagawa@tonio.or.jp

(2) 総括研究代表者

氏 名 : 澤井 忠志
 組織名 : ユニオン産業株式会社
 所属役職名 : 水力機械部 マネージャー
 TEL : 076-429-5152 FAX : 076-429-5195
 e-mail : t-sawai@union-industry.co.jp

(3) 副総括研究代表者

氏 名 : 屋代 春樹
 組織名 : 富山県立大学
 所属役職名 : 工学部 機械システム工学科 准教授
 TEL : 0766-56-7500 FAX : 0766-56-6131
 e-mail : yashiro@pu-toyama.ac.jp

(4) 研究実施者

研究実施者 (機関名)	代表者 役職氏名	連絡先
ユニオン産業株式会社	代表取締役 澤井 勇	〒939-8232 富山県富山市南央町 3 番 33 連絡先担当者: 澤井忠志 TEL : 076-429-5152 FAX : 076-429-5195
株式会社西村機械製作所	代表取締役 西村 卓朗	〒581-0088 大阪府八尾市松山町 2 丁目 6-9 連絡先担当者: 大岩隆 TEL : 072-991-2461 FAX : 072-993-6334
富山県立大学	学長 田中 正人	〒939-0398 富山県射水市黒河 5180 連絡先担当者: 屋代春樹 TEL : 0766-56-7500 FAX : 0766-56-6131

第2章 軸受部の温度上昇課題への対応

2-1 研究目的および目標

軸受部の温度上昇への対応【軸受の選定】

本研究開発では、回転数 6,000～7,000rpm の高速回転の実現を目標とするが、従来機では高速回転に伴って軸受の温度上昇が生じ、これによる焼き付が発生し、安定性・実用性が確保できていない。

本研究開発では、もみ殻粉砕機（回転数：4,000rpm）の市場で実稼働している技術を基本にして、米粉粉砕用に回転数を 6,000～7,000rpm への高速化を目指すものであるが、6,000rpm において軸受の温度が 90℃に達することがわかっている。

また、軸受には1軸方向の荷重に耐えることのできるアンギュラ玉軸受を選定するが、その温度上昇には、組合せや組付け精度による接触角・予圧、内部隙間、軸と軸受部内輪とのはめあい、軸受箱と軸受とのはめあいの公差が関係し、内部隙間を大きくすると温度上昇は抑えられるが振動が大きくなり、逆に隙間を小さくすると振動は抑えられるが温度上昇が大きくなる傾向がある。この傾向は、各はめあいについても同様のことがいえる。

従来の粉砕機 R-290 とユニオン産業株式会社に既設の計測機器を用いて、粉砕機の回転数と振動数、振動数と軸受の温度上昇との関係を明らかにするための測定実験を行う。

この際、軸受の種類によって性質が異なることから、軸径、DN 値（（軸受部内輪径寸法＋外輪径）／2×使用回転速度）、接触角、リテーナー（軸受保持器）の材質、予圧の項目について本機に適すると想定される仕様を選定するとともに、軸受の隙間、軸と軸受とのはめあい及び軸受箱と軸受とのはめあいについて、一般的に推奨される公差を参考にして、より温度上昇の抑制が可能な最適値を見だし、採用候補となり得る数種の軸受を選定して測定実験を行う。

また、測定実験結果については、もみ殻粉砕機での実績（無負荷運転時：4,000rpm、軸受温度：60℃、周囲温度：20℃）に基づき、無負荷運転時における高速回転（6,000rpm）時の軸受部の温度 60℃以下（周囲温度：20℃）を指標として評価を行い、最適な軸受を選定することとする。

なお粉砕機 R-430 については、試作後に同様の方法で最適な軸受の選定を行い、また粉砕機 R-750 については、採用候補となり得る数種の軸受の選定までを行う予定としていたが、粉砕機 R-290 についての検討を先行させ、その結果を受け粉砕機 R-430/750 へ応用するものとした。

2-2 実施内容および結果

<実施内容>

粉碎機 R-290 の仕様を表 1-1 に示す。

表 1-1. 粉碎機 R-290 仕様

条件項目	
ローター部回転数[rpm]	7000
ローター部 質量[kg]	60
Vベルト張力[N] (静的軸荷重)	1971
ベルト本数	3
モーター容量[kW]	15
モーター側プーリ	200-3V-3-Q1 ブッシュQ1-φ42
// 有効径[mm]	200
ローター側プーリ	112-3V-3-P1 ブッシュP1-φ40
// 有効径[mm]	112

工作機械主軸など回転体の振れの精度が高く要求されたり、今回のように目標とする回転数が6,000~7,000rpm と回転速度が速い用途には、精度等級が5級、4級、2級などの高精度な軸受が使用される。高い回転精度が必要な用途には、アンギュラ玉軸受が適している。

また、アンギュラ玉軸受は予め軸受を”負のすきま”の状態にして使用する予圧法により、軸受の剛性を高めることもできる。

改良当初は許容回転数が大きいもの、精度が良いベアリング(予圧有)を選定していた。しかし、表 1-2 に示すように、軸径及び外輪径・接触角・保持器・予圧・精度と様々な軸受候補を選定した。

表 1-2. 下部ベアリング選定候補一覧

No.	軸径[mm]	外輪径[mm]	呼び番号	接触角	保持器	組合せ	すきま/予圧	精度	許容回転数	定格静荷重
1	45	85	7209	A	M	DB	CN	0級(P0)	7100	57500
2				A	W		CN	0級(P0)	5680	57500
3				A	TYN		L	5級(P5)	11600	57500
4				C	TYN		L	5級(P5)	17700	57500
5		75	7009	A	M		CN	0級(P0)	7500	37500
6				A	W		CN	0級(P0)	6000	37500
7				A	TYN		L	5級(P5)	12500	37500
8				C	TYN		L	5級(P5)	19200	38500
9	40	80	7208	A	M	CN	0級(P0)	7500	50500	
10				A	W	CN	0級(P0)	6000	50500	
11				A	TYN	L	5級(P5)	12500	50500	
12				C	TYN	L	5級(P5)	19200	50500	
13		68	7008	A	M	CN	0級(P0)	8500	31000	
14				A	W	CN	0級(P0)	6800	31000	
15				A	TYN	L	5級(P5)	13900	31000	
16				C	TYN	L	5級(P5)	21300	32000	
17	35	72	7207	A	M	CN	0級(P0)	8500	40000	
18				A	W	CN	0級(P0)	6800	40000	
19				A	TYN	L	5級(P5)	14100	40000	
20				C	TYN	L	5級(P5)	21500	40000	
21				B	W	CN	0級(P0)	4800	36500	

- ・接触角 A : 30°
B : 40°
C : 15°
- ・保持器 M : 銅合金 もみ抜き
W : 帯鋼板 打ち抜き
TYN : エンジニアリングプラスチック
- ・組合せ DB : 背面組合せ
- ・すきま/予圧 CN : 普通すきま
L : 軽予圧
- ・精度 0級(P0) : JIS 0級
5級(P5) : JIS 5級

予圧の有無による温度変化

表 1-2 の No. 1:7209AMDB と No. 3:7209ATYNDBP5 を用いて、予圧の有無による温度変化の測定を実施し、予圧の有無による温度変化への影響を確認し、軸受選定の材料とする。

基本定格寿命の計算

基本定格寿命とは、一群の同一呼び番号の軸受を同一運転条件で個々に回転させたとき、そのうちの 90% の軸受が転がり疲れによるフレーキング(うろこ状の損傷)を起こすことなく回転できる総回転数をいう。

式 1-1 で寿命を計算するために必要な、動等価荷重(式 1-2)、ラジアル荷重(式 1-3)、アキシャル荷重(式 1-4)を計算した¹⁾。

基本定格寿命

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad \dots \text{式 1-1}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} L : \text{基本定格寿命} [10^6 \text{回転単位}] \\ P : \text{軸受荷重(動等価荷重)} [N] \\ C : \text{基本動定格荷重} [N] \\ \quad \text{※基本動定格荷重} C \text{は、ラジアル軸受では} C_r \text{、スラスト軸受では} C_a \text{として} \\ \quad \text{軸受寸法表}^{1)} \text{に記載されている。} \end{array} \right.$$

動等価荷重

$$P = XFr + YFa \quad \dots \text{式 1-2}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P : \text{動等価荷重} [N] \\ F_r : \text{ラジアル荷重} [N] \\ F_a : \text{アキシャル荷重} [N] \\ X : \text{ラジアル荷重係数} \\ Y : \text{アキシャル荷重係数} \\ \quad \text{※} X, Y \text{は軸受寸法表}^{1)} \text{より引用} \end{array} \right.$$

ラジアル荷重

$$Fr = \frac{a}{c} K \quad \dots \text{式 1-3}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_r : \text{ラジアル荷重} [N] \\ a : \text{上部軸受・ローター側プーリ間距離} [mm] \text{ (図 1-1 参照)} \\ b : \text{上部軸受・下部軸受間距離} [mm] \text{ (〃)} \\ K : \text{軸荷重} [N] \end{array} \right.$$

アキシャル荷重

$$Fa = \{M \times 9.8\} + \left\{ 110 \times 9.80665 \times \frac{\pi d^2}{4} \times 10^{-6} \right\} \quad \dots \text{式 1-4}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_a : \text{アキシャル荷重} [N] \\ M : \text{ローター部質量} [kg] \\ d : \text{円盤直径} [mm] \end{array} \right.$$

ベアリング寿命年数

粉砕機 R-290 の目標時間及び回転数を表 1-3 に示す。

表 1-3. 粉砕機 R-290 目標時間及び回転数

目標時間	8 時間×250 日=2,000 時間
目標回転数/年	7,000rpm×60 分×2,000=840×10 ⁶

基本定格寿命を算出し、年間の目標回転数で割り、寿命年数を算出し、軸受選定の材料とする。

<結果>

予圧の有無による温度変化

予圧の有無それぞれにおいて実施した温度変化測定のグラフを図 1-1、1-2 に示す。

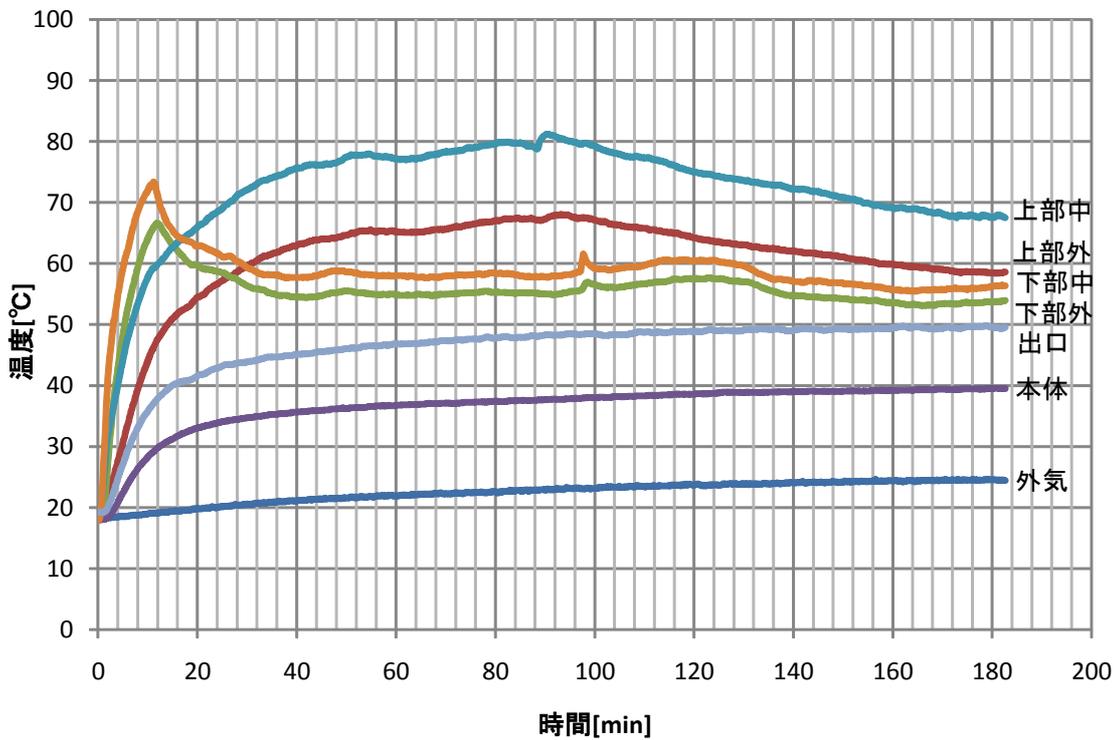


図 1-1. 予圧無 No. 1:7209AMDB

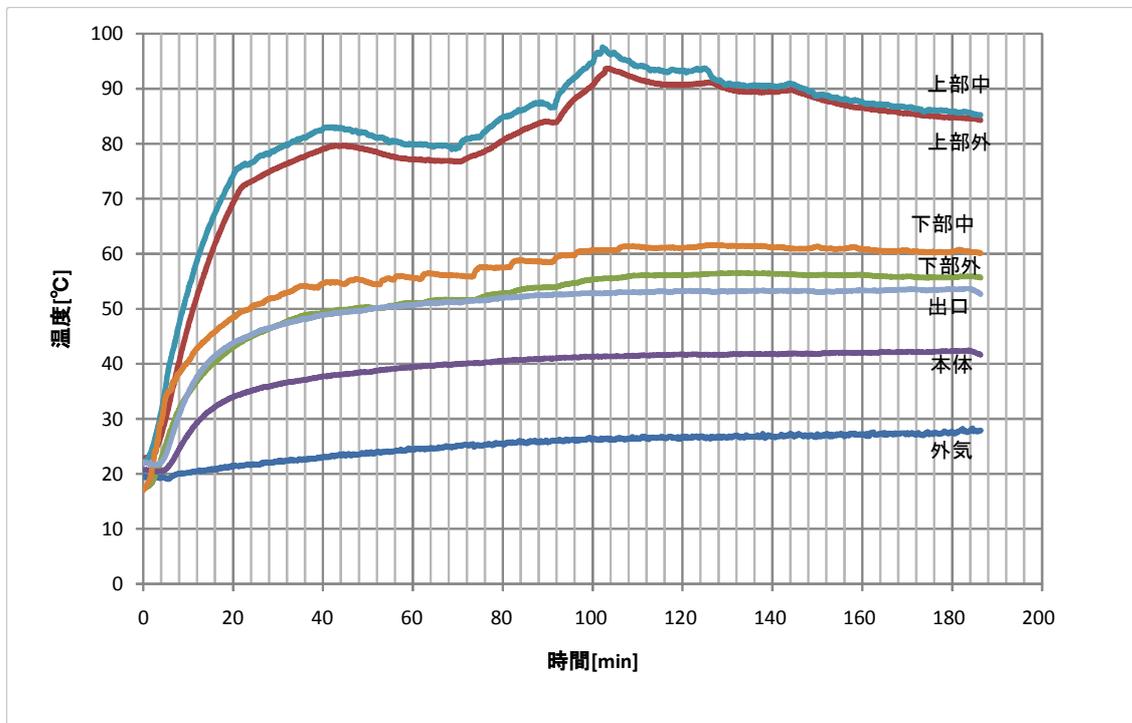


図 1-2. 予圧有 No. 3:7209ATYNDBP5

下部軸受については予圧有無での変化はあまり無いが、上部軸受においては予圧有のベアリングは軸が固定されるために、上部軸受と下部軸受との間に加工精度による芯ズレが起きた場合に吸収できずに偏荷重がかかって温度が上昇すると推測される。

基本定格寿命計算の計算

寿命計算に係わる各計算結果を表 1-4 に示す。

表 1-4. 計算係数及び寿命計算結果

No.	呼び番号	接触角	保持器	Cr	X	Y	動等価荷重	基本定格寿命[10 ⁶ 回転]	寿命年数	順位
1	7209	A	M	64500	0.63	1.24	2216.0	24659.0	29.4	1
2		A	W	-	-	-	-	-	-	-
3		A	TYN	-	-	-	-	-	-	-
4		C	TYN	66500	1	1.57	3259.6	8491.5	10.1	4
5	7009	A	M	37500	0.63	1.24	2216.0	4846.1	5.8	7
6		A	W	-	-	-	-	-	-	-
7		A	TYN	-	-	-	-	-	-	-
8	7208	C	TYN	39500	1	1.57	3259.6	1779.5	2.1	9
9		A	M	57500	0.63	1.24	2216.0	17470.3	20.8	2
10		A	W	-	-	-	-	-	-	-
11		A	TYN	-	-	-	-	-	-	-
12	7008	C	TYN	59000	1	1.57	3259.6	5930.3	7.1	6
13		A	M	31500	0.63	1.24	2216.0	2872.3	3.4	8
14		A	W	-	-	-	-	-	-	-
15		A	TYN	-	-	-	-	-	-	-
16	7207	C	TYN	33500	1	1.57	3259.6	1085.6	1.3	10
17		A	M	48500	0.63	1.24	2216.0	10483.9	12.5	5
18		A	W	-	-	-	-	-	-	-
19		A	TYN	-	-	-	-	-	-	-
20		C	TYN	49500	1	1.57	3259.6	3502.1	4.2	7
21	B	W	44000	0.57	0.93	1880.7	12805.9	15.2	3	

2-3 研究成果

予圧の有無による温度変化の測定結果より、予圧無の方が温度の上昇も少なく、より優秀と判断した。よって、許容回転数 7,000rpm 以上、予圧無で軸受の選定を行った結果を表 1-5 に示す。

表 1-5. 軸受選定結果

No.	軸径[mm]	外輪径[mm]	呼び番号	接触角	保持器	組合せ	すきま/予圧	精度	許容回転数	定格静荷重	判断	判断基準	寿命年数	
1	45	85	7209	A	M	DB	CN	0級(P0)	7100	57500	○		29.4	
2				A	W		CN	0級(P0)	5680	57500	×	許容回転数	-	
3				A	TYN		L	5級(P5)	11600	57500	×	内部すきま(予圧)	-	
4				C	TYN		L	5級(P5)	17700	57500	×	内部すきま(予圧)	10.1	
5		75	7009	A	M		CN	0級(P0)	7500	37500	○		5.8	
6				A	W		CN	0級(P0)	6000	37500	×	許容回転数	-	
7				A	TYN		L	5級(P5)	12500	37500	×	内部すきま(予圧)	-	
8				C	TYN		L	5級(P5)	19200	38500	×	内部すきま(予圧)	2.1	
9		40	80	7208	A		M	CN	0級(P0)	7500	50500	○		20.8
10					A		W	CN	0級(P0)	6000	50500	×	許容回転数	-
11					A		TYN	L	5級(P5)	12500	50500	×	内部すきま(予圧)	-
12					C		TYN	L	5級(P5)	19200	50500	×	内部すきま(予圧)	7.1
13			68	7008	A		M	CN	0級(P0)	8500	31000	○		3.4
14					A		W	CN	0級(P0)	6800	31000	○		-
15					A		TYN	L	5級(P5)	13900	31000	×	内部すきま(予圧)	-
16					C		TYN	L	5級(P5)	21300	32000	×	内部すきま(予圧)	1.3
17	35	72	7207	A	M	CN	0級(P0)	8500	40000	○		12.5		
18				A	W	CN	0級(P0)	6800	40000	○		-		
19				A	TYN	L	5級(P5)	14100	40000	×	内部すきま(予圧)	-		
20				C	TYN	L	5級(P5)	21500	40000	×	内部すきま(予圧)	4.2		
21				B	W	CN	0級(P0)	4800	36500	×	許容回転数	15.2		

一般的に寿命年数は長い方が良いと考えられるので、下部軸受は判断○の中でもっとも寿命年数の長い組合せアンギュラ玉軸受 No. 1:7209AMDB を選択し、実験に用いることとした。

第3章 振動課題に対する対応

3-1 研究目的および目標

一般に構造物を高速で回転させると構成部材の質量や組立時の変形に起因する不釣り合い（アンバランス）が生じて振動が発生する。

本研究開発の粉砕機は、低速回転から 7,000rpm の高速回転まで幅広い回転数範囲をカバーしなければならず、これに対応した振動防止策が必要となる。これまでの研究で、回転数 2,800rpm 近辺で振動が大きくなる個所があること、また、回転数が 5,000rpm を超えたあたりから振動が大きくなることが判明している。

これらの振動発生の主要因は、回転体（ローター）のアンバランスによる振動発生と粉砕機を構成する各コンポーネント（ローター、管体）の共振によるものが考えられるが、粉砕機の高速度回転運動を維持するためには、これらの振動原因を解明する必要がある、一定回転での振動計測ではなく、回転数を変動させて、回転数と振動数との関係を解析することが必要となる。

(1) 回転バランス修正技術の確立

アンバランスは回転体の重心が回転中心からズレていることに起因し、これが回転することにより振動を発生させる原因となっており、このズレをゼロにすることは物理的に不可能であるが、これを可能な限り抑制することが重要であるため、回転体のバランスの修正は、個々のコンポーネントにおいて検討されるべきである。

本機のローターは回転軸に粉砕用プレートや円板などが、溶接、はめあい構造で組み合わさった複雑な構成となっていることもあって、ローター単体でのバランス修正技術を確立することが不可欠である。また、ローターを管体に組み込むに当たっては、上述の軸受の内部隙間、軸と軸受とのはめあい、軸受箱と軸受とのはめあいが関連することから、ローターを組み込んだ後の機器全体としてのアンバランスの測定とそれに基づいたバランス修正を必要としている。

イ) ローターに係る回転バランス修正技術の確立

ローター単体のアンバランスはハードタイプバランスマシンを用いてアンバランスの位相（角度）、振幅を測定してバランスの修正箇所の部位を特定する。その上で、特定部位の重量を数グラム単位で微調整してバランスの修正を図ることとする。

ロ) 粉砕機全体に係るバランス修正技術の確立

上記修正後のローターを粉砕機に組み込み、実際にローターを粉砕機 R-290 に組み込んで回転させながらフィールドバランスを用いて、アンバランスの位相（角度）、振幅を計測しバランスの修正箇所の部位を特定する。その上で、振動の程度については、回転機器の安全性を確保するために社団法人日本プラントメンテナンス協会が示している「速度モードにおける回転機器の判定基準（振動速度 1cm/s）」以下を指標として、回転機器—剛性ローターの釣合良さについては、JIS B 0905 の等級に従った管理値を指標として、ローターの特定部位の重量を数グラム単位で再微調整して全体バランスの修正を図ることとする。

(2) 粉砕機を構成するコンポーネントの固有振動数の解明

イ) 実働時振動実験

(1)ロ) により全体バランス修正を図った粉砕機 R-290 を、7,000rpm まで回転させて管体各部の振動を計測し、トラッキング解析を行い回転数と共振点との関係を明らかにする。

ロ) 静止時振動実験

(2)イ) により問題となった共振点の原因を究明するために、周波数応答関数計測装置を用いて、粉砕機 R-290 を構成するコンポーネントの共振点を明らかにする。

具体的には、粉砕機 R-290 の筐体及びローターをハンマーで複数回加振させて、筐体及びローターに設けた振動計によって振動数を計測し、加えた力に対する振動の応答を計測する。

(3) 動力伝達ベルトに係る最適張力の検討

本機は回転の動力をモーターからのベルトによりプーリを経てローターに伝達しているが、このときのベルトにかかる張力がローターの振動へ影響を及ぼす可能性がある。

このため、粉砕機の高速回転数を実現するために必要なベルトの張力範囲について、(1)により修正を図った粉砕機 R-290 を用いて音波式ベルト張力計により測定し、同時に振動数も測定することで、必要張力範囲の中で振動に最も影響を与えない最適な張力を分析する。

(4) 振動解析結果を踏まえた粉砕機の最適設計等の検討

軸受部の温度上昇課題及び(1)～(3)までの結果を受け、粉砕機の高速回転時において、各コンポーネントの共振点を回避する等の振動を最小限に抑制されるような粉砕機の設計を検討する。このためには、ローター及び筐体の材質（アルミ合金やチタン合金等）、各コンポーネントの重量、粉砕部の耐摩耗性等の最適条件を見いだす必要がある。

(2)、(3)の結果より、5,000rpm 以上の振動を軽減するため、ローターの共振周波数を高くすることを考えた。共振周波数を上げるには質量を軽くする、または軸の剛性を高める等の手段がある。それらを考慮した構造の検討を行う。

イ) ローター及び衝撃板の材質の検討

粉砕機は原料(米)を吸引する吸引部と、原料を高速気流に混入させて粉砕する粉砕部と、粉砕した微細な米粉を排出する排出部から構成している。また、粉砕部はローターとローターの周囲に設けた衝撃板から構成し、原料同士を高速で衝突させて粉砕するとともに衝撃板に衝突させて粉砕することを特徴としている。粉砕時にはローター、衝撃板の摩耗や腐食性、強度に対する対策を必要とする。

このため、軽量かつ耐錆性に優れていることで知られているアルミ合金やチタン合金等について、JIS Z 2243 に基づくブリネル硬さ試験により耐摩耗性を、JIS H 8502 に基づく中性塩水噴霧試験により腐食性を、JIS Z 2241 に基づく引張試験により強度の評価を行い、材質の選定を行う。

ロ) 粉砕機 R-290 の基本設計の検討

粉砕機の基本設計のノウハウを有するユニオン産業株式会社が軸受部の温度上昇課題、(1)～(3)及び(4)イ)の結果を踏まえ、3次元CADを用いて基本設計モデルの作製を行うとともにCADデータを富山県立大学に提供する。

また、ユニオン産業株式会社は、上記の基本設計モデルについて、振動解析用ソフト（回転に起因する振動・機械強度耐久性解析用途）を用いて、遠心力やコリオリ力、粉砕機組立て後の固有振動数が振動に与える影響を解析するとともに、機械強度耐久性の検証に係る応力解析を行い、基本設計の検討を図ることとする。

ハ) 粉砕機 R-290 の仕様の検討等

(4)ロ)にて検討を行った基本設計モデルについて、富山県立大学が振動計算用モデルを作製し、振動解析ソフト（無回転静止状態における共振解析用途）を用いて、固有値（振動数値）計算を行う。

具体的には、(2)で得た共振点を超える仕様が見つかるまで3次元CADを使って構造を変更し固有値計算を実施する。その後、解としての可能性がある構造の3次元CADデータをユニオン産業に提供する。

ユニオン産業株式会社は、富山県立大学から得たデータを、遠心力やコリオリ力を考慮した振動解析ソフト（回転に起因する振動・機械強度耐久性解析用途）により固有値計算を実施する。これにより粉砕機の振動が速度1cm/s以下（無負荷運転時）を達成し得る仕様を検討する。

また、ユニオン産業株式会社は、検討した仕様に基づき粉砕機 R-290 のローター部を実際に組み替える。

ニ) 粉砕機 R-290 の実働振動実験

ユニオン産業株式会社は、(4)ハ) により組み替えた粉砕機 R-290 を用いて振動実験を行い、測定結果と解析結果との比較を行い、解析モデルの妥当性を評価する。

ホ) 粉砕機 R-430 の設計・試作及び R-750 の設計の検討

ユニオン産業株式会社は、(4)ニ) により妥当と評価された R-290 の解析モデルに基づく R-430 の設計・試作を行い、振動実験を行う。併せて、富山県立大学は、当該 R-430 の解析モデルを用いた振動解析を行い、実験結果と解析結果とを比較し、R-430 に係る解析モデルの妥当性を評価する。

なお、R-750 については、ユニオン産業株式会社が、R-290 の解析モデルに基づく設計の完了を目指す。

3-2 実施内容および結果

(1) 回転バランス修正技術の確立

イ) ローターに係る回転バランス修正技術の確立

<実施内容>

株式会社長浜シェンク製作所製 ハードタイプバランスマシンを用いてバランス修正を行う。

ハードタイプバランスマシンを用いたアンバランスの位相(角度)、振幅を測定してバランスの修正箇所の特定点を図った。

アンバランス量の測定結果は、修正面1:9.6[g]、修正面2:10.5[g]であったが、この結果からはバランス修正箇所を特定するには至らなかった。そこで、二面修正を行いながらその修正結果をハードタイプバランスマシンで確認し、アンバランスの修正を行うこととした。

修正作業においては「JIS B 0905-1992」に基づき、また経験により釣合良さの等級をG6.3とし、回転速度900rpmにて修正作業を行った³⁾。

ここで、G6.3、回転数7000rpmとした場合の許容残留比不釣り合い e_{per} は、³⁾より8.6[μ m]と求めることができる。

またローター質量 m は60[kg]であるため、許容残留不釣り合い U_{per} は

$$U_{per} = e_{per}m = 60 \times 8.6 = 516 [g \cdot mm]。$$

次に、求められた許容残留不釣り合いを修正面に置き換える(図2-1-1)。

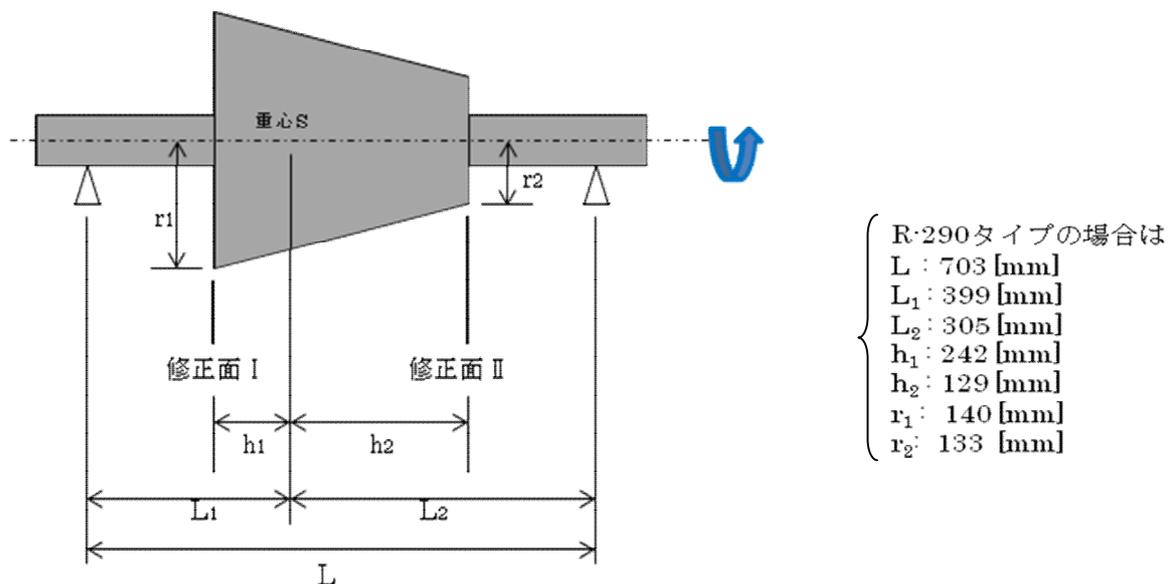


図2-1-1. 修正面模式図

図2-1-1から U_{per} を「JIS B 0905-1992」に基づき、修正面2点(I, II)に置き換える。

$$U_{per \text{ I}} = 180 [g \cdot mm] \quad , \quad U_{per \text{ II}} = 336 [g \cdot mm]$$

ここで実際の作業のため、各修正面の許容不釣り合い量 Δm_1 、 Δm_2 を求める。(許容残留不釣り合いを修正半径 r で除す)

$$\Delta m_1 = 1.29 [g] \quad , \quad \Delta m_2 = 2.52 [g]$$

よって、各修正面でこの許容残留不釣り合い量以下になるようにアンバランスを修正する。

<結果>

ハードバランス修正後の実際の残留不釣り合い量を図 2-1-2 に示す。



図 2-1-2. ハードバランス修正後の残留不釣り合い

残留不釣り合い量は、修正面 1 : 0.77 [g]、修正面 2 : 0.92 [g]であった。よって、各修正面の残留不釣り合い量はともに許容不釣り合い量以下であったので、ハードバランスの修正は適切に行われたと判断する。

ロ) 粉砕機全体に係るバランス修正技術の確立

<実施内容>

株式会社ミットヨ製 フィールドバランサー(図 2-1-3)にて組立後のバランス測定を行う。回転数はハードタイプバランスマシンと同様、900rpm で行う。



図 2-1-3. 株式会社ミットヨ製 フィールドバランサー

<結果>

フィールドバランサーによる測定結果を図 2-1-4 に示す。

動釣合試験成績書					測定者	澤井貫志
試験条件						
試験機型式	DEP-J1 <Mitutoyo製>					
測定方法	2面					
修正方法	除					
回転体重量	60.0 kg					
試験回転数	900 rpm					
測定修正結果						
	修正面	上部		下部		
修正半径[mm]		140		133		
残留不釣合量	角度[°]	量[g]	角度[°]	量[g]		
	136.2	1.2	348.1	1.5		

図 2-1-4. フィールドバランサー測定結果

図 2-1-4 より、組立後のバランスは若干悪化しているが、釣合い良さの等級 G6. 3 の許容範囲内であることは確認できる。

(2) 粉砕機を構成するコンポーネントの固有振動数の解明

イ) 実働時振動実験

<実施内容>

(1)により回転バランス修正を行った粉砕機にてトラッキング解析を行う。

<結果>

トラッキング解析を行った結果を図 2-2-1 に示す。

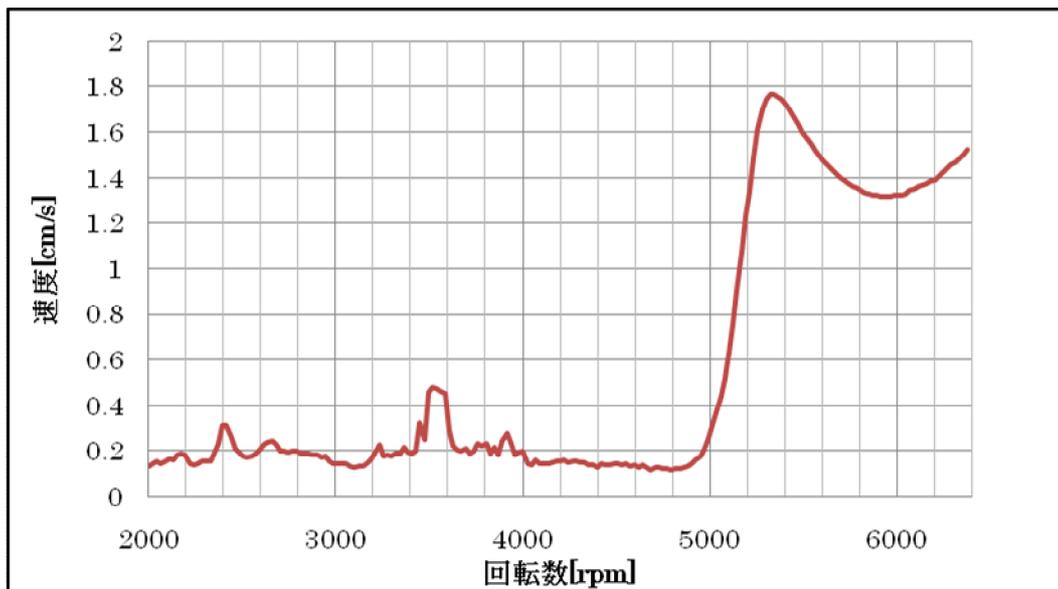


図 2-2-1. トラッキング解析結果

図 2-2-1 より、振動は回転数 5,200rpm あたりから上昇し、振動速度のピークは目標値 : 1.0cm/s を大きく上回り、約 1.7cm/s となった。また、回転数 7,000rpm までの運転を予定していたが、6,400rpm で振動が大きくなり、そのまま増大する傾向を見せたので運転を中止した。

ロ) 静止時振動実験

<実施内容>

周波数応答計測装置(株式会社小野測器)による加振実験を行い、共振点を明らかにする。

<結果>

周波数応答関数の測定結果を図 2-2-2 に示す。

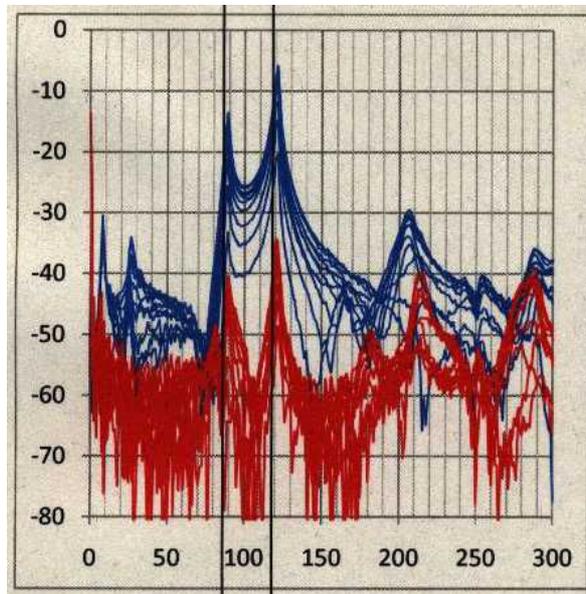
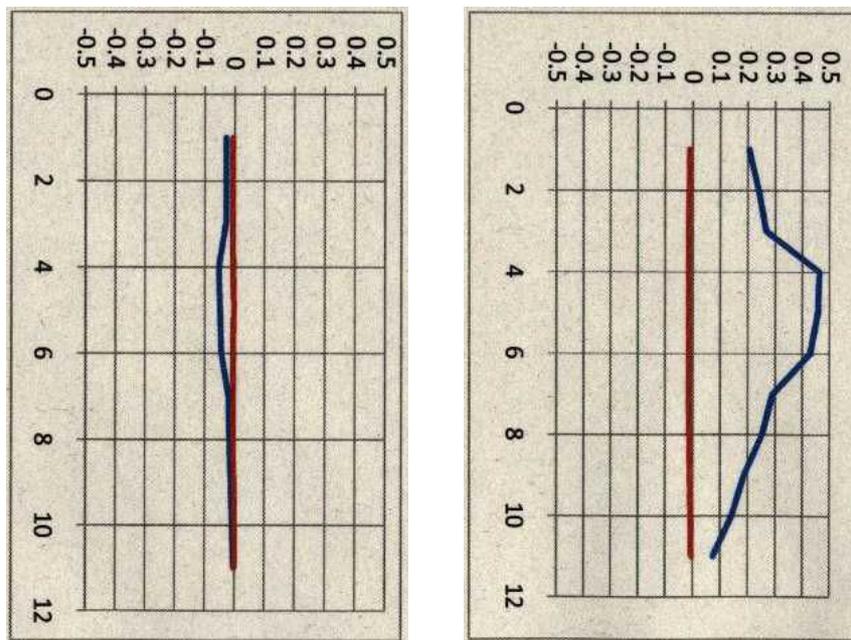


図 2-2-2. 周波数応答関数測定結果

図 2-2-2 より、振動のピークが 92Hz と 121Hz にあることが分かる。次に、各ピーク周波数での軸のモードを図 2-2-3 に示す。



(1) 92 Hz

(2) 121Hz

図 2-2-3. 各ピーク周波数における軸のモード

図 2-2-3 より、92Hz が筐体の固有振動数で 121Hz が軸の 1 次曲げモードである。

(3) 動力伝達ベルトに係る最適張力の検討

<実施内容>

動力伝達ベルトの最適張力を、式 2-3-1 を用いて算出した。また、式 2-3-2、式 2-3-3 より張力範囲の算出も行った⁴⁾。

ベルト初張力

$$T_0 = 0.9 \left\{ 500 \times \frac{(2.5 - K_\theta) \times Pd}{K_\theta \times N \times V} + W \times V^2 \right\} \quad \dots \text{式 2-3-1}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_0 : \text{ベルト初張力 [N]} \\ K_\theta : \text{接触角補正係数} \\ Pd : \text{設計動力 [kW]} \\ N : \text{ベルト掛け本数} \\ V : \text{ベルト速度 [m/sec]} \\ W : \text{ベルト単位質量 [kg/m]} \end{array} \right.$$

R-290 における具体的数値は以下の通りである。

$$\left\{ \begin{array}{l} K_\theta = 0.99 \\ Pd = 15 \\ N = 3 \\ V = 36.4 \\ W = 0.08 \end{array} \right.$$

初張力の範囲

下限： T_0 …… 式 2-3-2

上限： $1.5 T_0$ …… 式 2-3-3

ベルト張力変化毎の実動振動測定

音波式ベルト張力計によりベルト張力を測定し、初張力範囲の下限以下、下限付近、上限付近、上限以上の4種のベルト張力において振動実験を実施した。



図. 音波式ベルト張力計によるベルト張力測定

<結果>

ベルト初張力

式 2-3-1 計算結果より、ベルトの最適張力は 190 [N] となった。また、最適張力には範囲が設けられており、式 2-3-2 及び式 2-3-3 より以下の結果となった。

粉砕機 R-290 ベルトの最適張力範囲：下限～上限 = $T_0 \sim 1.5 T_0 = 190 \sim 285$ [N]

ベルト張力変化毎の振動測定

初張力範囲の下限以下=124[N]、下限付近=206[N]、上限付近=279[N]、上限以上=422[N]の張力においてトラッキング解析を実施した結果を図 2-3-1、図 2-3-2、図 2-3-3、図 2-3-4 に示す。

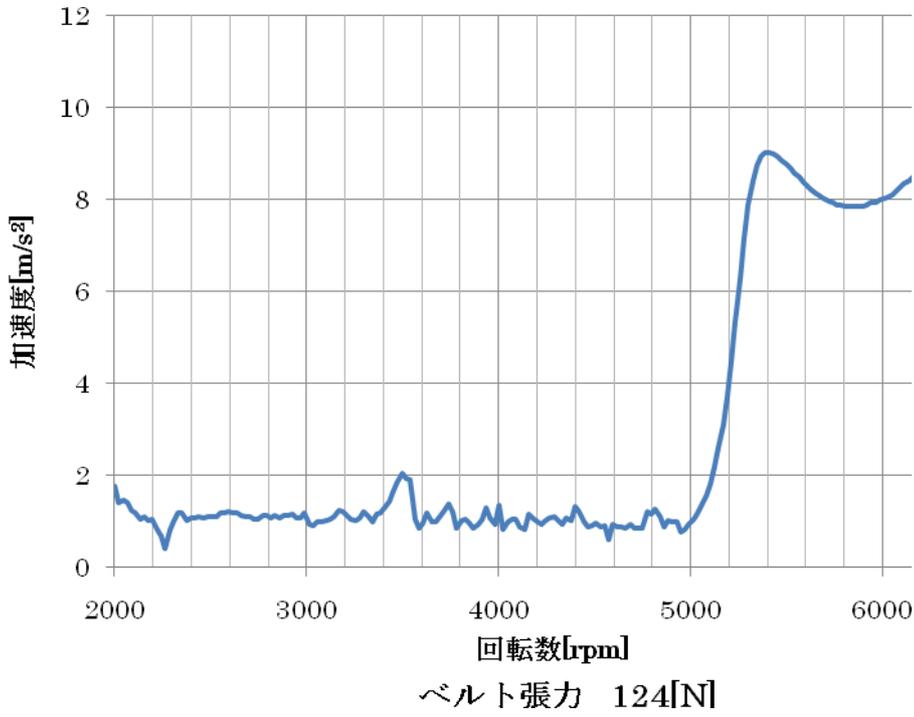


図 2-3-1. 張力範囲下限以下

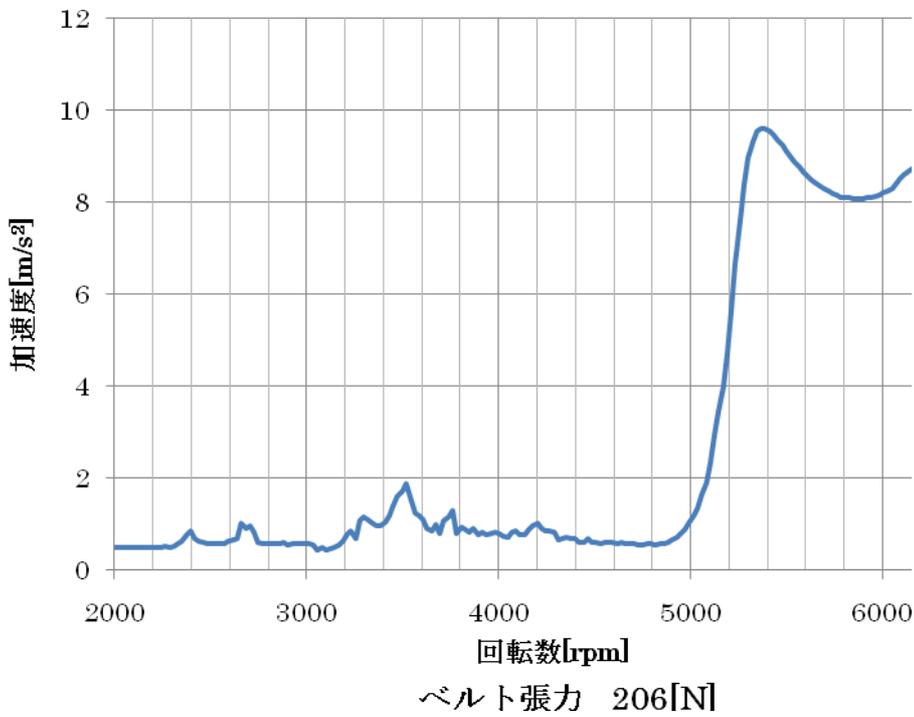
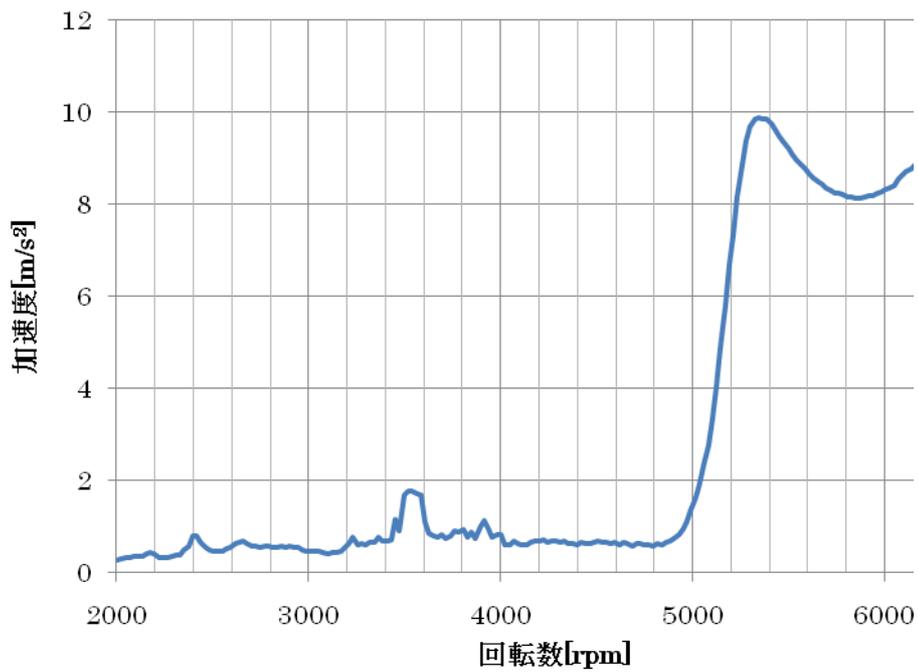
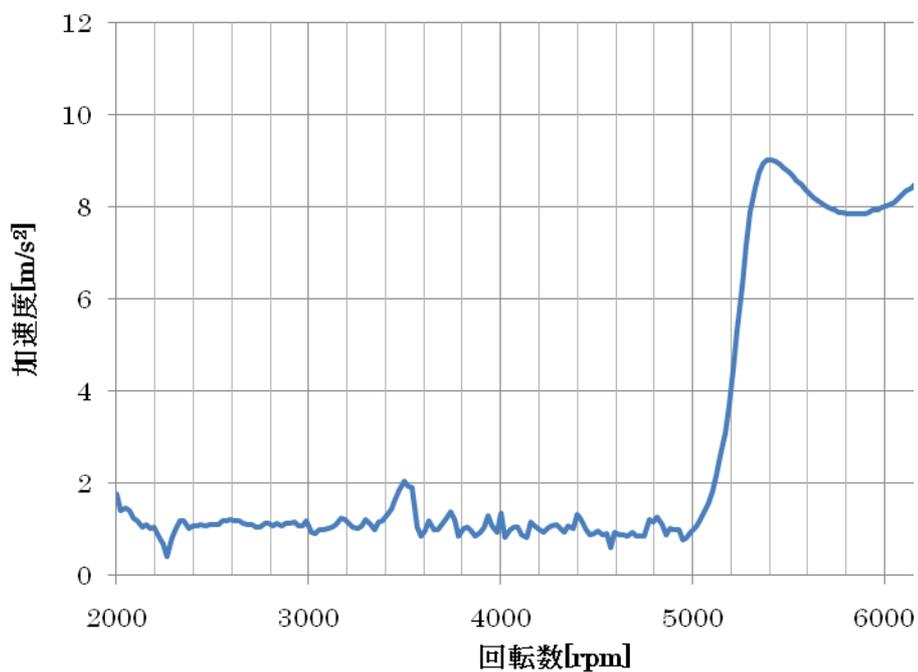


図 2-3-2. 張力範囲下限付近



ベルト張力 279[N]

図 2-3-3. 張力範囲上限付近



ベルト張力 422[N]

図 2-3-4. 張力範囲上限以上

ベルト張力を変えての振動測定結果に大きな差異はみられなかった。よってベルト張力は、計算上の最適張力付近である 279[N] とする。

(4) 振動解析結果を踏まえた粉砕機の最適設計等の検討

回転数 5,000rpm 以上の振動を低減するには回転アンバランスを修正するだけでは不十分であることが明らかになったので、ローターの共振周波数を高くすることでその振動を軽減できると推定した。ローターの共振周波数を高くするには、対象となる振動形態（モード）における剛性部分を補強、あるいは質量部分を軽量化する方法がある。剛性を高くするにはローター軸径を大きくする必要があり、軸受のみならず軸受部の形状を変更することになり、剛性を高くする方法での振動軽減は困難と判断した。そこで軽量化による共振周波数の向上を検討した。並行して採用の可能性のある軽量化材料の耐摩耗性についても評価した。

イ) ローター及び衝撃板の材質の検討

<実施内容>

衝撃板の材質については、衝撃板は本体に固定されており振動には影響がないと考えられるので、従来通り防錆性に優れた SUS304 を使用する。

ローター部の材質は、振動を軽減するために軽量、且つ耐摩耗性に優れた材質にする必要がある。当初、JIS に基づく試験からそれぞれの材質について評価を行う予定だったが、回転体のローターに対する規格が存在しないため、摩耗試験の結果から比較検討を行う。そこで、【1】一般的な機械材料である SS400、【2】従来使用している SUS304、【3】A7075 の表面に硬質アルマイトメッキ処理（膜厚：40～50 μ m）を施し表面の硬度をさらに強くしたもの、【4】軽量かつ高強度の A7075、以上の 4 種類の材質について試験片を製作し、ユニオン産業株式会社製のドラム式摩耗試験機にて摩耗試験を行う。図 2-4-1 に試験片、図 2-4-2 に摩耗試験機を示す。試験片は直径：50mm、厚さ：5mm とする。摩耗試験機は、試験片を 4 個、4 段取り付け可能とし、モータ回転数：180rpm にて試験を行う。また、研磨材は褐色アルミナ(Al_2O_3 95%) A-220(50 ミクロン)を使用する。試験時間は試験片の摩耗量を適時確認し判断する。



図 2-4-1. 試験片



(A) 外観



(B) 内部

図 2-4-2. 摩耗試験機

<結果>

試験後の試験片を図 2-4-3、試験結果を表 2-4-1、図 2-4-4 に示す。なお、この試験結果は最も摩耗が顕著にみられた摩耗試験機の最下段に取り付けられた試験片である。

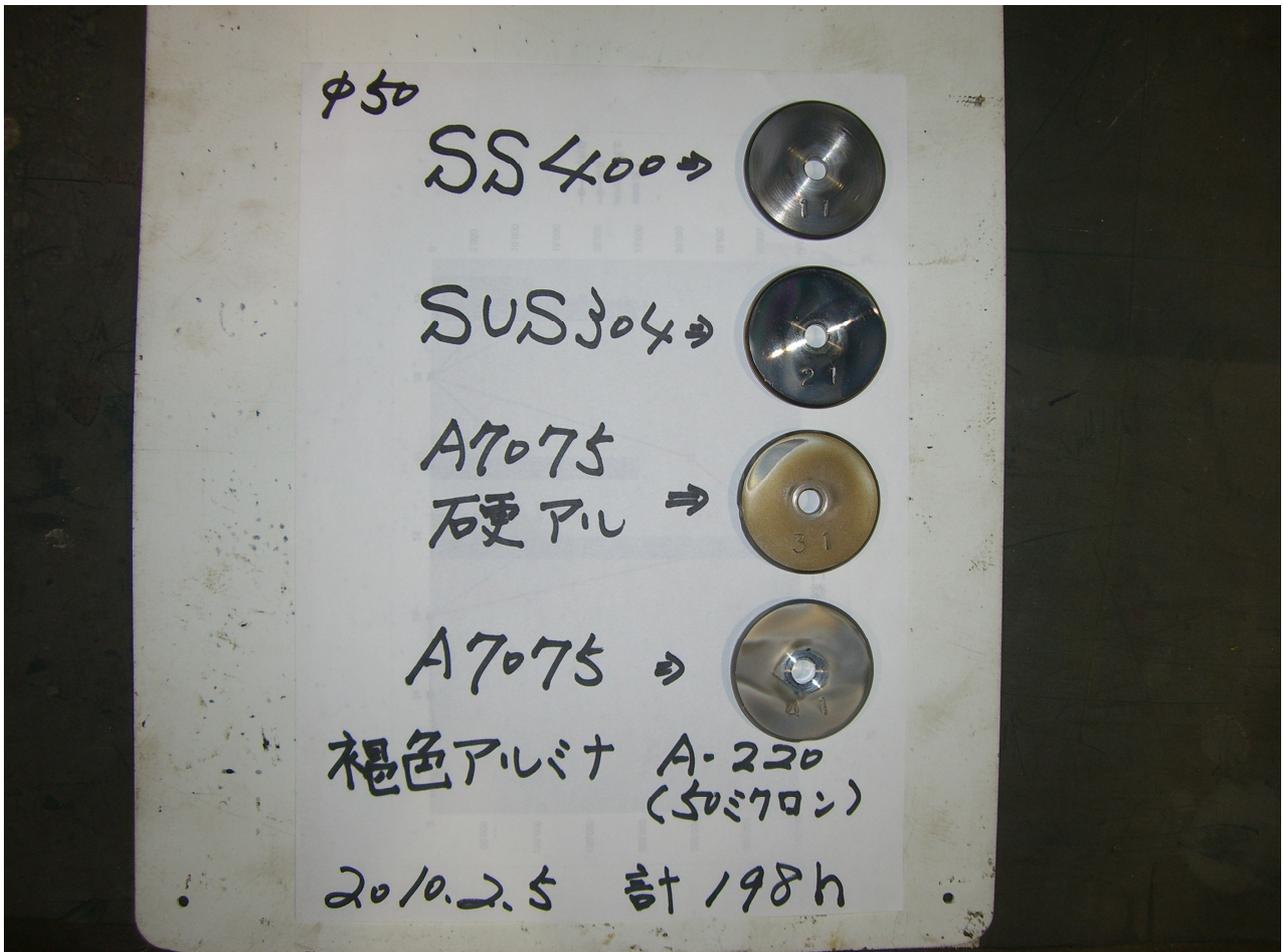


図 2-4-3. 試験片_試験後

表 2-4-1. 摩耗試験結果

モータ周波数 [Hz]	0	40	100	35	40	50	50	50	50	50	50	50	
試験時間 [h]	0	20	18	17	9	21	23	22	8	20	20	20	
積算時間 [h]	0	20	38	55	64	85	108	130	138	158	178	198	
SS400	重量 [g]	71.324	71.312	71.29	71.277	71.267	71.243	71.207	71.172	71.163	71.091	71.061	71.032
	摩耗量 [g]	0	0.012	0.034	0.047	0.057	0.081	0.117	0.152	0.161	0.233	0.263	0.292
SUS304	重量 [g]	72.444	72.444	72.422	72.38	72.374	72.338	72.321	72.296	72.274	72.255	72.23	72.201
	摩耗量 [g]	0	0	0.022	0.064	0.07	0.106	0.123	0.148	0.17	0.189	0.214	0.243
A7075 (硬質アルマイト)	重量 [g]	25.845	25.85	25.833	25.803	25.799	25.785	25.772	25.734	25.722	25.705	25.676	25.629
	摩耗量 [g]	0	-0.005	0.012	0.042	0.046	0.06	0.073	0.111	0.123	0.14	0.169	0.216
A7075	重量 [g]	25.911	25.91	25.902	25.895	25.892	25.881	25.867	25.86	25.855	25.834	25.801	25.776
	摩耗量 [g]	0	0.001	0.009	0.016	0.019	0.03	0.044	0.051	0.056	0.077	0.11	0.135

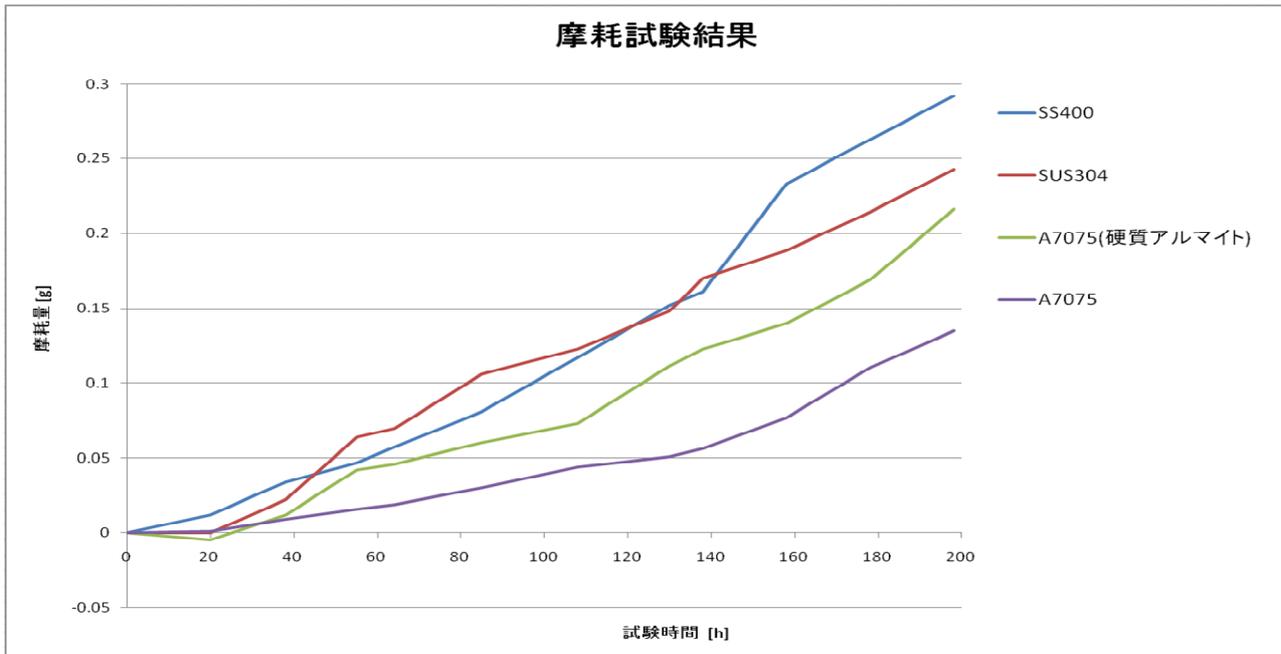


図 2-4-4. 摩耗試験結果

各部材の最終的な摩耗量は、【1】 SS400:0.292[g]、【2】 SUS304:0.243[g]、【3】 A7075(硬質アルマイト):0.216[g]、【4】 A7075:0.135[g]となった。

硬質アルマイト処理をしたものは表面の硬度は高くなるが、図 2-4-3 からわかるように硬質アルマイト部が剥離してしまい、【4】 よりも摩耗量が増加する結果となった。

この試験結果より、ローター部の材質は A7075 が最も摩耗量が少なく、課題としている耐摩耗性について最も優れているものと考えられる。

各材質のブリネル硬さは、【1】 SS400:130[HB]、【2】 SUS304:180[HB]、【3】 【4】 A7075:150[HB] ⁵⁾であるので、現在使用している【2】 より数値の低い【1】 SS400 についてはローターの材質候補から除外することとした。

また、今回最も重要視する軽量化面では、各材質の材料密度は、【1】 SS400:7,800[kg/m³]、【2】 SUS304:8,000[kg/m³]、【3】 【4】 A7075:2,800[kg/m³] (硬質アルマイト処理は重量への影響は極微小なため無視する) ⁵⁾、ローター部を各部材で製作した場合の重量は、SUS304(従来品) : 59.4[kg]、A7075 : 30.9[kg]となり、ローター部材質を A7075 にすることによって 28.5[kg]の軽量化が期待できる。

チタン合金についても当初は検討する予定としていたが、A7075 の耐摩耗性が今回要求される性能(SUS304 より耐摩耗性が優れる)を満たしており、また A7075 はチタン合金よりも軽量(チタン合金の材料密度:4510[kg/m³])であるため、以降の検討も行わないものとした。

腐食性については、中性塩水噴霧試験を行い評価する予定であったが、現状の製粉機メンテナンス(ローター部等の掃除)の際には、エアブローまたは水による洗浄しか行わないことを、製粉プラントを有する株式会社西村機械製作所から確認し、かつ腐食が懸念される【1】 SS400 を材質の候補より除外したことから検討する必要は無いと判断した。

よって各部の材質は、衝撃板 : SUS304、ローター部 : A7075 とするのが最適であると考えられる。

- ロ) 粉砕機 R-290 の基本設計の検討
- ハ) 粉砕機 R-290 の仕様の検討等

<実施内容>

3次元CADソフト Solid Edge (SIEMENS)にて3次元CAD図を作成する。

(4)ロ)にて作成した3次元CADデータをもとに、振動モデルを作成し振動計算を実施する。その結果を(2)の実験データと比較し、振動モデルの妥当性を検証する。振動モデルが妥当であった場合、作成したモデルを用いてその後の検討を行う。

ローター部材質を(4)イ)にて選定したA7075に置換して固有値計算を実施する。また、同じ振動モデルを用いてローターダイナミクス解析を行い、実機運転時の曲げ1次共振周波数を求める。

これらの解析結果を基にローター部を設計・製作し、組替える。

<結果>

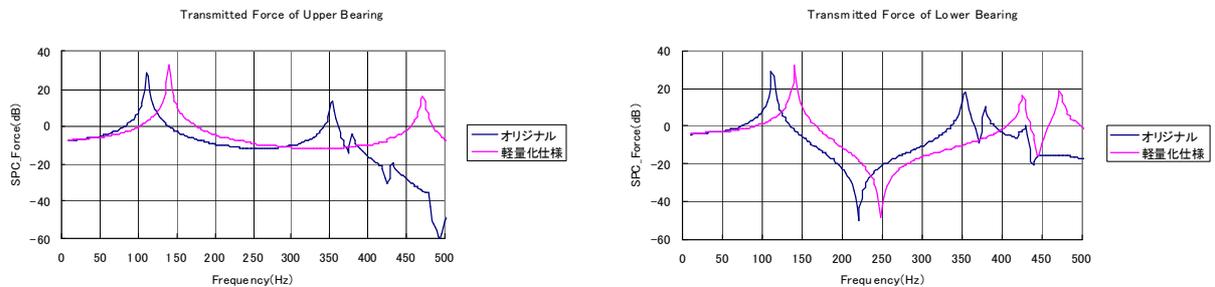
3次元CADソフト Solid Edge (SIEMENS)にて3次元CAD図を作成した。

3次元CADデータを基に、振動解析ソフト Femap with NX Nastran(SIEMENS)により振動計算用の有限要素モデルを作成した。一辺が約10mmの四面体ソリッド要素で、各辺中点に節点を有している。総節点数265,134、総要素数147,064。なお、軸受部には軸受剛性をばねでモデル化して軸を支持した。

解析の結果、共振周波数は実験が129Hzに対して計算は110.3Hzあるいは113.6Hzとやや低いが、共振モードは対応しているので本モデルでローターの材料変更を検討した。

周波数応答計算で軽量化効果を検討した。加振位置はほぼ重心高さで、軸直角方向に加振し、応答は上下軸受部の伝達力とした。

軽量化対象部位を中央円盤からブレード、ファン、カラーと順次拡大していき、軸、プーリ、キー以外をアルミ相当に置換した場合とオリジナルの比較を図2-4-5(a)、(b)に示す。



(a) 上部軸受伝達力

(b) 下部軸受伝達力

図2-4-5. 軸受部伝達力(計算値)

オリジナル80Hzの伝達力のレベルが100Hzまで向上しているのがわかる。

この軽量化仕様のモデルに対してローターダイナミクス解析を行った結果を図 2-4-6 に示す。

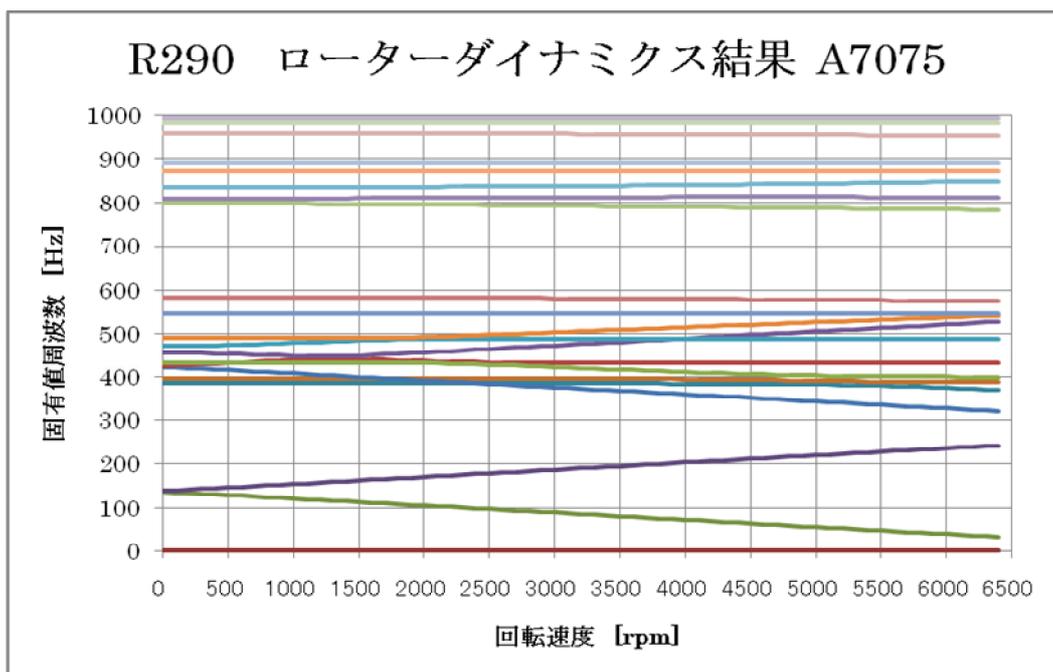


図 2-4-6. ローターダイナミクス解析結果

曲げ 1 次共振周波数は回転数 5,400rpm で 49 Hz、226 Hz となった。
 従って、実機運転時にはローターは回転しながら曲げ振動を起こしていないことが分かった。
 一方、一般的に回転機械では運転時の回転周波数(危険速度)が近似するに伴い、偏心距離 e(アンバランス)に起因する軸のたわみ r が增大することが知られている⁶⁾。

$$r = e \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}$$

$\left\{ \begin{array}{l} r : \text{軸のたわみ距離} \\ e : \text{偏心距離} \\ \omega_n : \text{危険速度} \\ \omega : \text{運転回転速度} \end{array} \right.$

上式は、本装置の場合、筐体から回転しているローターを見ると、ローターは曲げ振動をしていて $\omega = \omega_n$ で r が無限大になる。したがって、 ω_n を大きくする(ローターの曲げ共振周波数を高くする)ことが r を小さくする手段として有効である。

以上より、円盤、ファン、ブレード、カラーをアルミ(A7075)化した軽量化仕様のローターを設計製作することとした。

ところで、(1イ)、ロ)で行ったバランス修正方法は、剛性ローターに対してのみ有効であることが、一般に知られている。よって既出資料の様に振動値が過大になったのは(図 2-4-7 参照)回転速度が共振周波数に近づきローターが弾性変形し発生したものと推測している。

当初本研究ではローターの固有値を振動モデル解析で計算し、軽量または剛性向上の改良設計を行ってその固有値を変動させることにより、制振を行うことを目標とした。

そして、その結果軽量化ローターにて振動を抑えることに成功した。(図 2-4-8 参照)

一方、本製粉機においては剛性・弾性ローターに関わらず制振が可能なバランス調整技術を確立し、多様なニーズに対応する必要があると判断した。

複記になるが、剛性ローターでの制振は(1イ)、ロ)のバランス調整技術にて確立している。

一方、弾性ローターに対しては、以下の理論に基づき作業を行えば制振は可能であると判断した。

- ・下図のように両端単純支持ローターに偏心 e が一様に分布しているとする。

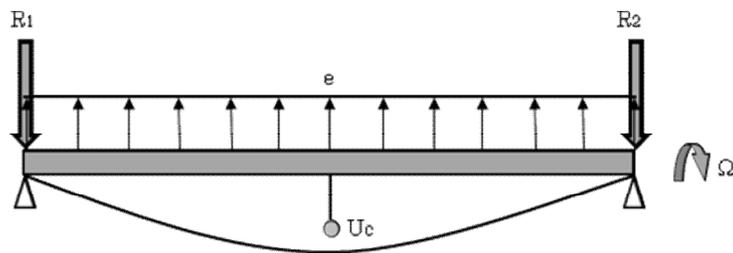


図 2-4-7. 偏心による振れ

ここで、第 1 次危険速度の正弦波モードに対するバランスを考えて、修正面をローター中央に設け U_c としてそれを求めると⁷⁾

$$U_c = \int_0^L \rho A e \sin \pi \frac{x}{L} dx = \frac{2\rho A L e}{\pi} = 0.64me \quad m = \rho A L \quad (\rho: \text{質量密度} \quad A: \text{断面積} \quad L: \text{軸長})$$

この修正錘 $U_c = 0.64me$ を取り付けると第 1 次危険速度での振動は小さくなる。

また軸受反荷重 R_1, R_2 はそれぞれ $0.5me\Omega^2$ から U_c により $0.18 me\Omega^2$ となるので、以下のように錘を付加する。

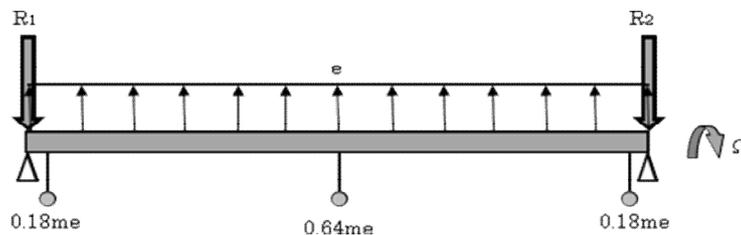


図 2-4-8. 錘による偏心の修正

このようにバランス修正を行えば弾性ローターにおける制振が普遍的に可能であると推測される。

一方、実際のバランス修正作業においては、偏心 e が一様に分布していないために、ローターを実稼働させ、振動センサ、回転パルスセンサ及びベクトルモニタを用いて振動値・位相を測定し、それに基づいた計算を行って適切な修正錘を付加させる必要がある。ただし本事業においては、前記の測定器具を用いるまで技術確立を行う事が出来なかったため、試行をしながら錘を付加させ、技術目標を達成するに至った。

以下がその結果である。

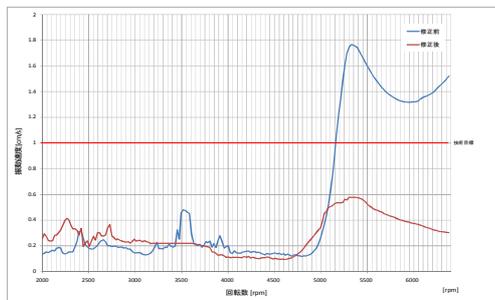


図 2-4-9. アンバランス修正結果

二) 粉砕機 R-290 の実働振動実験

<実施内容>

解析結果より得られたモデルを基に軽量化仕様のローターを製作し、本体へと組み込み、実働振動実験を行う。

具体的には、解析モデルの妥当性の検証のため、周波数応答解析を用いて共振周波数が変更前よりも向上していることを確認する。この結果が解析モデルによる計算結果と概ね対応していた場合、解析モデルによる計算結果は妥当であると判断し、実機運転による振動実験を行い、計測される振動速度のピークが変更前よりも向上し、技術目標を達成しているかを評価する。

<結果>

周波数応答関数を計測した結果を図 2-4-10 に示す。

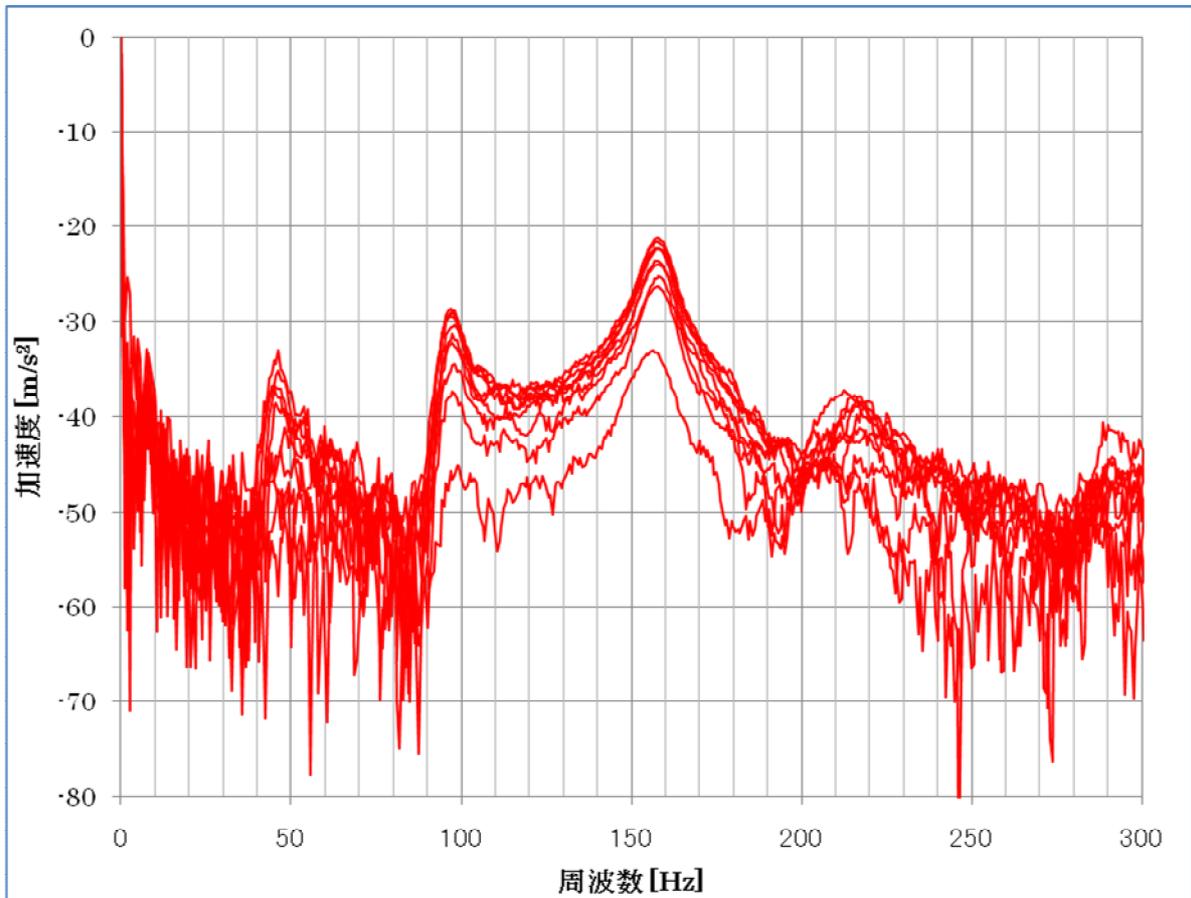


図 2-4-10. 周波数応答関数計測結果(X 方向)

図 2-4-10 より、振動のピークが 158 Hz にあるため、軽量化ローターの共振周波数は 158 Hz であることが分かる。ローター部変更前の共振周波数は 121 Hz であったので、共振周波数は約 30 Hz 向上した。これは解析モデルによる計算結果と概ね一致するので、解析モデルは妥当であると判断した。

実動試験による振動速度の計測の結果を図 2-4-11 に示す。また、図 2-4-11 はローター変更前(S US)とローター軽量化後(A1)、技術目標(振動速度：1.0cm/s)を比較したものである。

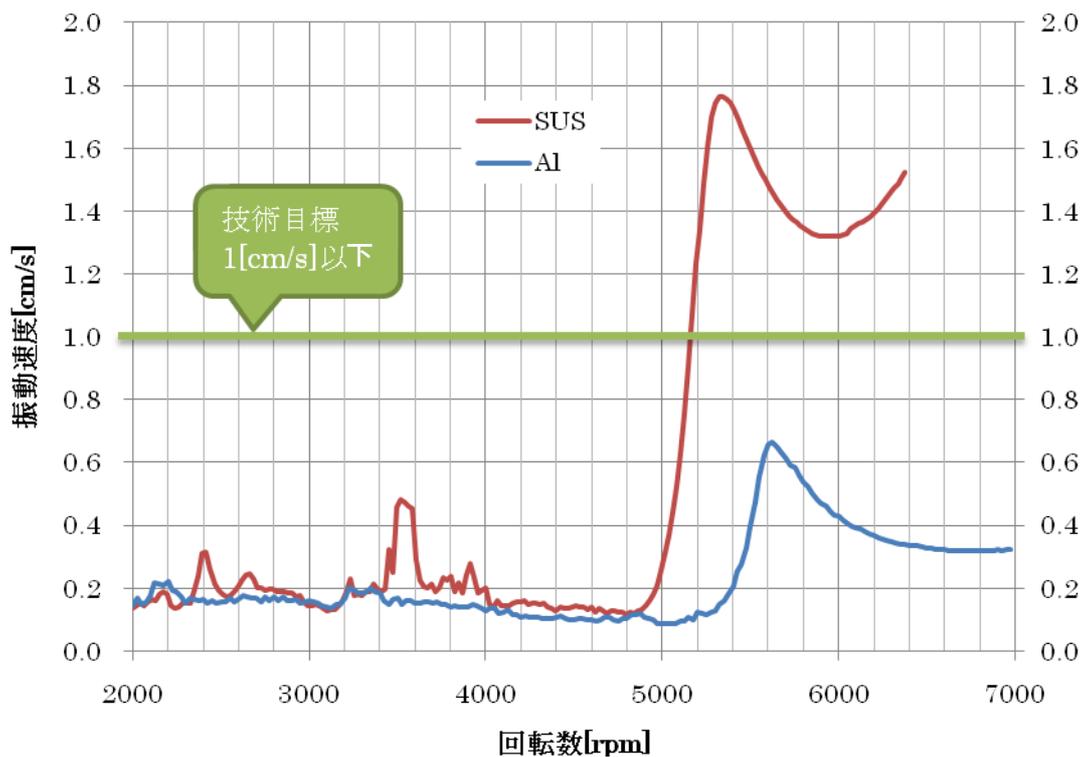


図 2-4-11. 振動速度比較

図 2-4-11 より、ローター部を軽量化仕様のものとするにより、振動速度のピークは、変更前:1.76cm/s から 0.61cm/s へと向上した。また、この結果は技術目標である振動速度:1.0cm/s 以下であるので、本研究の技術目標を達成する成果を得た。

ホ) 粉砕機 R-430 の設計・試作及び R-750 の設計の検討

<実施内容>

粉砕機 R-290 の研究結果に基づき、さらに大型の R-430、R-750 型粉砕機について、R-430 型については設計・試作を行い、R-750 型については設計検討を行う。

<結果>

粉砕機 R-430 型について、既存の粗殻粉砕機を基としてローター部材質を SUS 化したものを設計・試作した(図 2-4-12)。



図 2-4-12. 粉砕機 R-430 外観

製作した R-430 型粉砕機についてローター部のバランス修正を行い、トラッキング解析を行った結果を図 2-4-13 に示す。

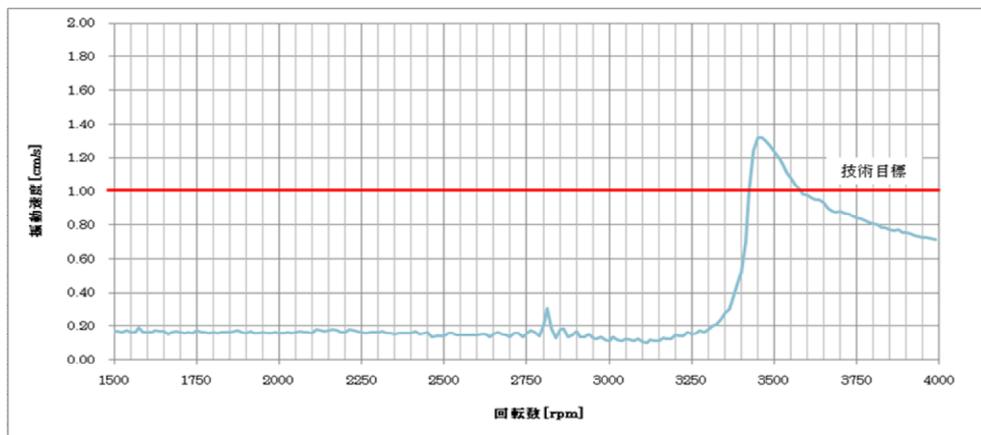


図 2-4-13. 粉砕機 R-430 トラッキング結果

図 2-4-13 より、振動速度が技術目標を満たしていないので、R-430 型粉砕機についても今後さらなる検討が必要である。

R-750 型については設計検討を行った。

R-430 型粉砕機については今後、振動モデルを作成し振動解析を行い、製作した粉砕機を用いての検証等を行い、完成品の製作を目指す。

R-750 型粉砕機については、構想設計、動力伝達の基本設計までを行ったので、このモデルについて振動解析を行い、設計の完了を目指す。

3-3 研究成果 振動に関する課題

(1) 回転バランス修正技術の確立

イ) ローターに係る回転バランス修正技術の確立

2面ダイナミクスバランス調整を行った結果、ローター単体のアンバランスを JIS B 0905-1992 の G6.3 による許容残留不釣り合い量：3.81g 以下にすることが出来た。

ロ) 粉砕機全体に係るバランス修正技術の確立

組立後のアンバランスをフィールドバランサーで確認したが、ハードバランサーとの差異は微少であった。

(2) 粉砕機を構成するコンポーネントの固有振動数の解明

イ) 実働時振動実験

バランス修正を行ったにもかかわらず振動の大きさは 1.76cm/s、5,400rpm-6,400rpm で振動が大きくなったので実験を中止した。

ロ) 静止時振動実験

周波数応答関数を測定した結果、45 Hz、92 Hz、129 Hz に振動のピークがあり、約 130Hz が軸の曲げである。

(3) 動力伝達ベルトに係る最適張力の検討

ベルト張力を 124 N、206 N、279 N、422 N と変えて振動実験(トラッキング解析)を行ったが、結果に差異はなかった。よって、ベルトは本機の振動には関係しないと判断した。

(4) 振動解析結果を踏まえた粉砕機の最適設計等の検討

イ) ローター及び衝撃板の材質の検討

耐摩耗試験を行った結果、重量・耐摩耗性の面から、ローター部の材質は A7075 に変更とする。また、衝撃板については従来と変わらず SUS304 を使用する。

ロ) 粉砕機 R-290 の基本設計の検討

3次元 CAD データを作成した。

ハ) 粉砕機 R-290 の仕様の検討

3次元 CAD データから振動モデルを作成し計算を行った結果、曲げ 1次共振周波数が 120 Hz となり、(2)ロ)実験データとよく対応していたので、振動モデルは妥当であると判断した。

円盤の材質を A7075 に置換して計算したところ、曲げ 1次共振周波数が向上した。

材質を変更した振動モデルをローターダイナミクス解析したところ、曲げ 1次共振周波数は回転数 5,400rpm で 49 Hz、226 Hz であった。従って、実機運転時にはローターは曲げ共振を起こしていないことが分かった。

回転機械では回転周波数と共振周波数が一致するとアンバランスによる偏心量が無限大となる。そこで、軽量化仕様の円盤で回転周波数と共振周波数が近似しないローターを設計し組替えた。

一方、偏心量が回転周波数と共振周波数が近づくと増大することは、新たに適切な量の質量を適切な位置に設定することで防ぐことが出来るものと考え、試行の結果、振動を軽減できる位置、量を見出すことができた。

ニ) 粉砕機 R-290 の実働振動実験

組替えたローターで周波数応答関数の計測を行ったところ、共振周波数は 129 Hz から 158 Hz に向上した。これは(4)ハ)の計算結果と対応する。この仕様で実機運転を行ったところ、回転数約 5,500rpm での振動速度のピークが 1.76cm/s から 0.61cm/s に低減した。また、回転数 6,000rpm 以上で運転しても振動は増加の傾向になく、これは本研究の技術目標を達成する成果を得た。

ホ) 粉砕機 R-430 の設計・試作及び R-750 の設計の検討

粉砕機 R-430 については、既存の粗穀粉砕機を基として、ローター部を SUS 化したものを試作した。粉砕機 R-750 については設計検討を行った。

今後、製作した R-430 型粉砕機を用いて振動解析を行い、粉砕機の大型化展開を目指す。

図 3-2 に実負荷運転時のテストフローと各設備を示す。原料(白米)を洗米した後、浸漬・テンパリング(浸漬)を行い水分約 30%前後で粉砕機へ投入する。粉砕後、米粉は乾燥管で気流乾燥され振動ふるい機へと送られてふるいにかけてられ、袋詰めされる。このときの製品水分は 13~14%を目標とする。

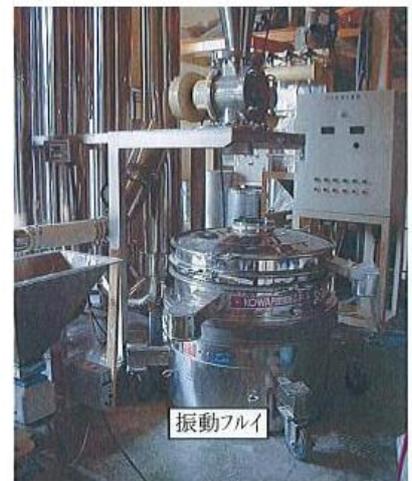
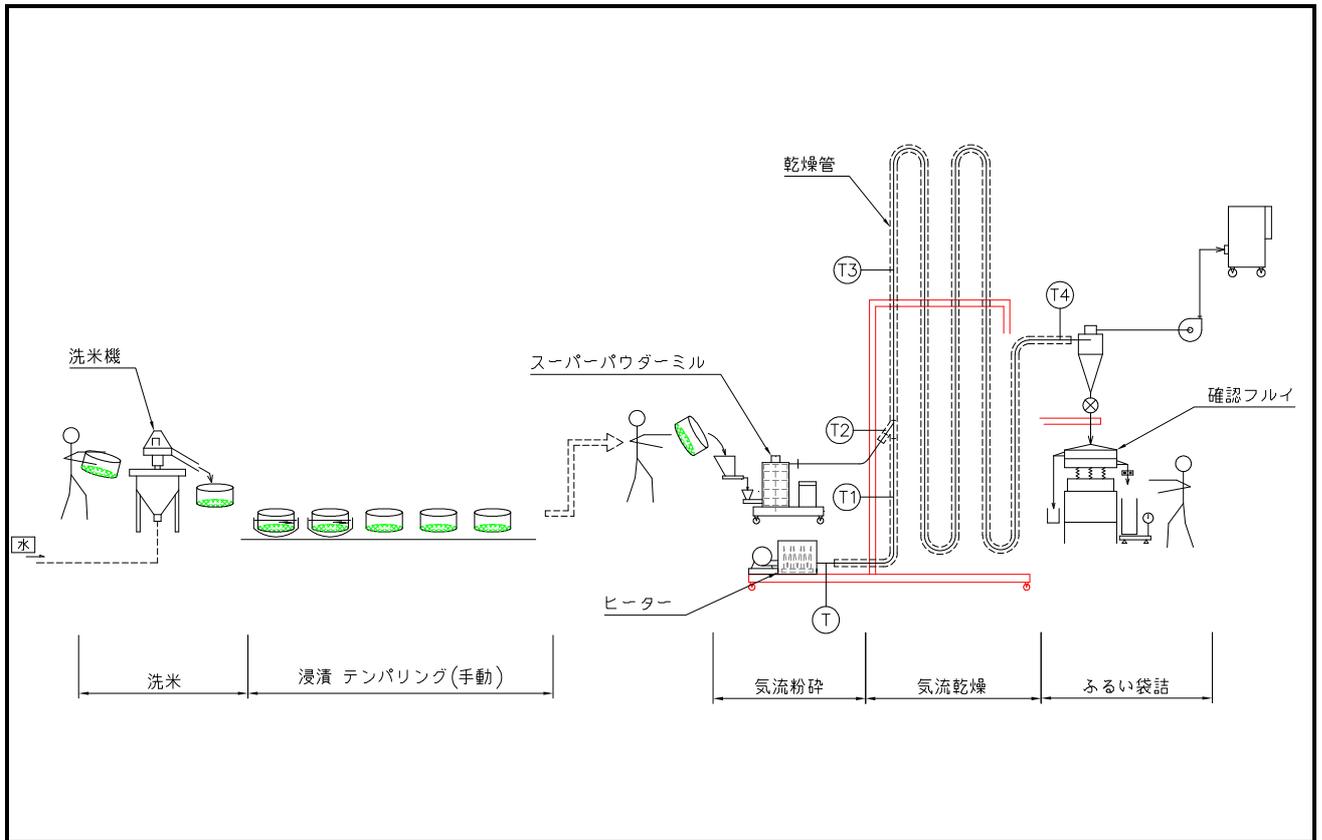


図 3-2. 負荷運転時のテストフロー及び各設備

測定するデータを以下に示す。

1) 粉砕機 R-290 について

- ・ 振動値
- ・ 軸受部の温度変化
- ・ 電流値

2) 粉砕品(テスト原料・製品)について

- ・ 原料水分
- ・ 原料品温
- ・ 製品水分
- ・ 製品品温
- ・ 製品粒度
- ・ 処理能力

測定方法・機器は、粉砕機 R-290 については無負荷時に使用した時と同じ機器を用いて、無負荷時と同様の方法で測定を行う。トラッキング解析については無負荷時とは使用するインバーターが異なるため、ローターの回転数を 0rpm から 6,400rpm まで 500 秒で上昇させ、4,000rpm あたりから原料の投入を始める。このときの回転数 2,000~6,400rpm での振動についてトラッキング解析を行う。軸受部の温度変化については無負荷時と同様に、4,000rpm、5,000rpm、6,400rpm の各回転数についての温度変化を測定する。

粉砕品については、株式会社西村機械製作所所有の機器で水分、粒度を測定する。水分は株式会社 A & D 製加熱乾燥式 水分計、粒度は株式会社セイシン企業製 レーザー式 粒度測定機を用いて測定を行う(図 3-3)。また、処理能力については原料の供給量を投入時間で換算して割出すが、モータの 100% 負荷電流値を超えない範囲で処理を行い、処理能力は 70~80 kg/h を目標とする。



図 3-3. 測定器具

<結果>

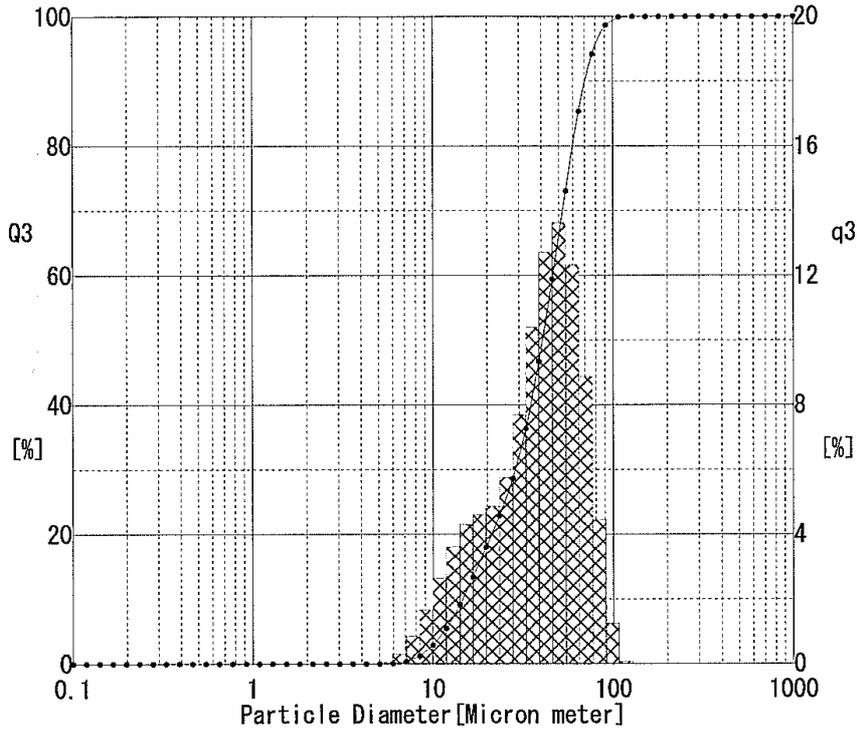
各測定結果を表 3-1、各回転数での製品粒度の分布図を図 3-4(1)～(4)、トラッキング解析の結果を図 3-5、温度変化測定の結果を図 3-6(1)～(4)にそれぞれ示す。

また、今回のテストは負荷テストであり、各回転数は同じ条件(供給能力、乾燥条件)にて行った。

表 3-1. 実負荷試験各測定結果

		基本条件	1	2	3	4				
洗米時間	min	3	3	3	3	3				
浸漬時間	min	20	20	20	20	20				
テンパリング時間	min	40	40	40	40	40				
水温	℃	9	9.5	9	9	9				
水分	粉碎前	%	29.1	29.5	29.2	29.8				
	粉碎後	%	12.8	12.9	14.4	17.2				
SPM-R	周波数	Hz	37.4	46.8	60	65.8				
	回転数	rpm	4,000	5,000	6,400	7,000				
電流値	無負荷時	A	18.5	21.6	26.2	28.8				
	粉碎時	A	22	25.6	29	36.6				
	ホリス径	mm	150	150	150	150				
	ゲート開度		全開	全開	全開	全開				
	供給量(投入部)	kg								
	供給時間	min	30	25						
	換算能力	kg/hr	120	120	120	120				
品 度	原 料	℃	16.2							
	製 品	℃		32.5	33.2	31.8	31.2			
熱風発生機設定温度	T	℃	75	75	75	75	75			
熱風温度 (無負荷時/ 粉碎時)	T1	℃	48	50	48	48	38	36	35	32
	T2	℃	32	22	38	24	54	30	62	32
	T3	℃	50	48	48	42	48	42	52	38
	T4	℃	54	38	48	28	50	34	50	32
粒度分布	データ番号		1779	1777	1778	1780				
備 考	目標粉碎能力は 70～80kg/h であるが、 負荷試験の為 120kg/h で原料を投入した。									

登録番号	1803	X10	14.523 μm
試料名	4000rpm 37.4Hz 120kg/h	X50	40.734 μm
ロット	ユニオン産業test	X90	70.044 μm
分散媒	エタノール	比表面積	0.202 m^2/cm^3
分散剤		R·R-N	2.4016
測定日時	2010/02/26 16:56:18	R·R-B	0.00010
測定者	藤田	正規分布50%	34.057 μm
備考		正規分布 σ_g	1.845
屈折率	1.330 - 0.00i	試料濃度	612 mV
形状係数	1.000		

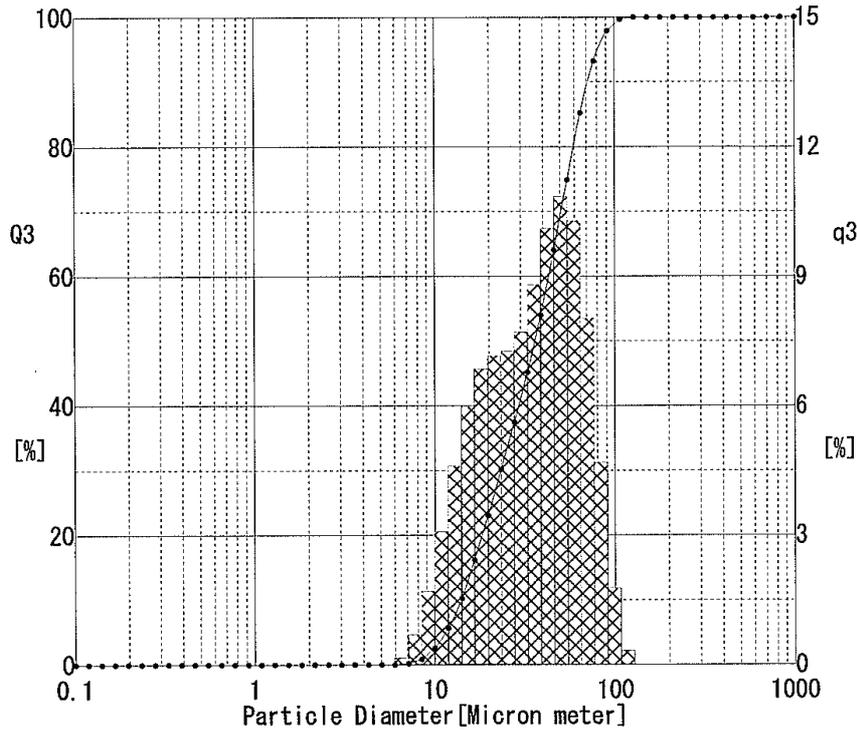


Ch.	粒径 μm	累積%	区間%	Ch.	粒径 μm	累積%	区間%	Ch.	粒径 μm	累積%	区間%
1	0.10	0.00	0.00	21	3.02	0.00	0.00	41	91.09	98.68	4.45
2	0.12	0.00	0.00	22	3.58	0.00	0.00	42	108.01	99.93	1.25
3	0.14	0.00	0.00	23	4.24	0.00	0.00	43	128.07	100.00	0.07
4	0.17	0.00	0.00	24	5.03	0.00	0.00	44	151.86	100.00	0.00
5	0.20	0.00	0.00	25	5.97	0.05	0.05	45	180.07	100.00	0.00
6	0.23	0.00	0.00	26	7.07	0.35	0.30	46	213.51	100.00	0.00
7	0.28	0.00	0.00	27	8.39	1.19	0.84	47	253.17	100.00	0.00
8	0.33	0.00	0.00	28	9.95	2.85	1.66	48	300.19	100.00	0.00
9	0.39	0.00	0.00	29	11.79	5.49	2.64	49	355.95	100.00	0.00
10	0.46	0.00	0.00	30	13.98	9.10	3.61	50	422.06	100.00	0.00
11	0.55	0.00	0.00	31	16.58	13.40	4.30	51	500.45	100.00	0.00
12	0.65	0.00	0.00	32	19.66	18.00	4.60	52	593.40	100.00	0.00
13	0.77	0.00	0.00	33	23.31	22.86	4.86	53	703.61	100.00	0.00
14	0.92	0.00	0.00	34	27.64	28.62	5.76	54	834.27	100.00	0.00
15	1.09	0.00	0.00	35	32.78	36.31	7.69	55	1000.00	100.00	0.00
16	1.29	0.00	0.00	36	38.86	46.70	10.39				
17	1.53	0.00	0.00	37	46.08	59.41	12.71				
18	1.81	0.00	0.00	38	54.64	73.04	13.63				
19	2.15	0.00	0.00	39	64.79	85.36	12.32				
20	2.55	0.00	0.00	40	76.82	94.23	8.87				

(1) ロータ一回転数 4,000rpm

図 3-4. 粒度分布

登録番号	1804	X10	13.880 μm
試料名	5000rpm 46.8Hz120kg/h	X50	36.091 μm
ロット	ユニオン産業test	X90	71.112 μm
分散媒	エタノール	比表面積	0.219 m^2/cm^3
分散剤		R·R-N	2.4710
測定日時	2010/02/26 17:27:17	R·R-B	0.00008
測定者	藤田	正規分布50%	31.977 μm
備考		正規分布 σ_g	1.781
屈折率	1.330 - 0.00i	試料濃度	792 mV
形状係数	1.000		

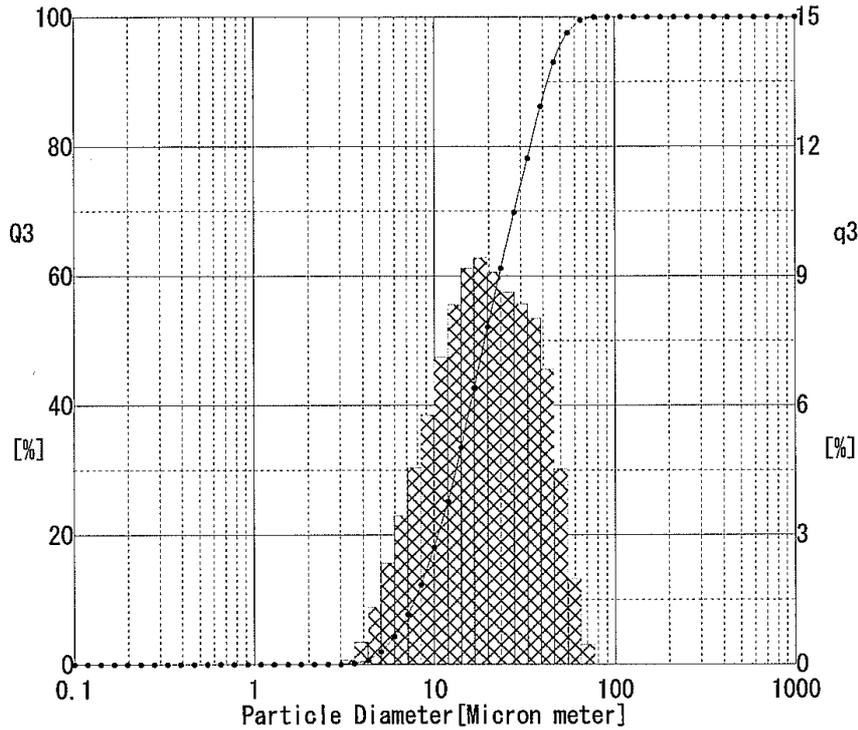


Ch.	粒径 μm	累積%	区間%	Ch.	粒径 μm	累積%	区間%	Ch.	粒径 μm	累積%	区間%
1	0.10	0.00	0.00	21	3.02	0.00	0.00	41	91.09	97.90	4.68
2	0.12	0.00	0.00	22	3.58	0.00	0.00	42	108.01	99.67	1.77
3	0.14	0.00	0.00	23	4.24	0.00	0.00	43	128.07	100.00	0.33
4	0.17	0.00	0.00	24	5.03	0.00	0.00	44	151.86	100.00	0.00
5	0.20	0.00	0.00	25	5.97	0.00	0.00	45	180.07	100.00	0.00
6	0.23	0.00	0.00	26	7.07	0.16	0.16	46	213.51	100.00	0.00
7	0.28	0.00	0.00	27	8.39	0.85	0.69	47	253.17	100.00	0.00
8	0.33	0.00	0.00	28	9.95	2.55	1.70	48	300.19	100.00	0.00
9	0.39	0.00	0.00	29	11.79	5.63	3.08	49	355.95	100.00	0.00
10	0.46	0.00	0.00	30	13.98	10.23	4.60	50	422.06	100.00	0.00
11	0.55	0.00	0.00	31	16.58	16.20	5.97	51	500.45	100.00	0.00
12	0.65	0.00	0.00	32	19.66	23.05	6.85	52	593.40	100.00	0.00
13	0.77	0.00	0.00	33	23.31	30.20	7.15	53	703.61	100.00	0.00
14	0.92	0.00	0.00	34	27.64	37.46	7.26	54	834.27	100.00	0.00
15	1.09	0.00	0.00	35	32.78	45.17	7.71	55	1000.00	100.00	0.00
16	1.29	0.00	0.00	36	38.86	53.97	8.80				
17	1.53	0.00	0.00	37	46.08	64.07	10.10				
18	1.81	0.00	0.00	38	54.64	74.92	10.85				
19	2.15	0.00	0.00	39	64.79	85.20	10.28				
20	2.55	0.00	0.00	40	76.82	93.22	8.02				

(2) ローター回転数 5,000rpm

図 3-4. 粒度分布

登録番号	1806	X10	7.743 μm
試料名	6400rpm 60Hz 120kg/h	X50	18.916 μm
ロット	ユニオン産業test	X90	42.464 μm
分散媒	エタノール	比表面積	0.396 m^2/cm^3
分散剤		R·R-N	2.1523
測定日時	2010/02/26 17:45:02	R·R-B	0.00092
測定者	藤田	正規分布50%	17.997 μm
備考		正規分布 σ_g	1.855
屈折率	1.330 - 0.00i	試料濃度	747 mV
形状係数	1.000		

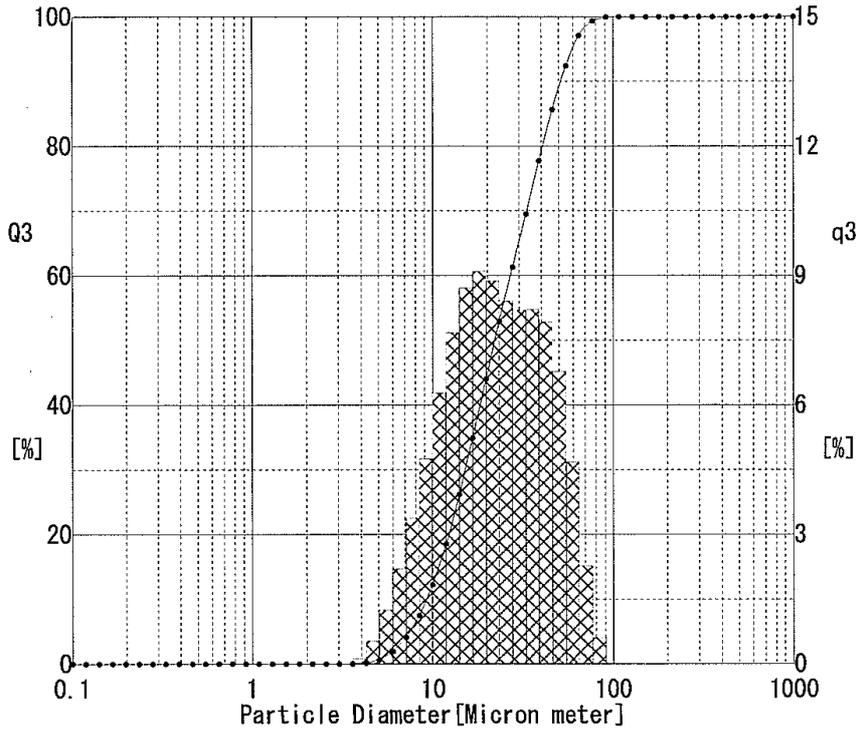


Ch.	粒径 μm	累積%	区間%	Ch.	粒径 μm	累積%	区間%	Ch.	粒径 μm	累積%	区間%
1	0.10	0.00	0.00	21	3.02	0.00	0.00	41	91.09	100.00	0.00
2	0.12	0.00	0.00	22	3.58	0.10	0.10	42	108.01	100.00	0.00
3	0.14	0.00	0.00	23	4.24	0.62	0.52	43	128.07	100.00	0.00
4	0.17	0.00	0.00	24	5.03	1.94	1.32	44	151.86	100.00	0.00
5	0.20	0.00	0.00	25	5.97	4.29	2.35	45	180.07	100.00	0.00
6	0.23	0.00	0.00	26	7.07	7.73	3.44	46	213.51	100.00	0.00
7	0.28	0.00	0.00	27	8.39	12.29	4.56	47	253.17	100.00	0.00
8	0.33	0.00	0.00	28	9.95	18.07	5.78	48	300.19	100.00	0.00
9	0.39	0.00	0.00	29	11.79	25.18	7.11	49	355.95	100.00	0.00
10	0.46	0.00	0.00	30	13.98	33.51	8.33	50	422.06	100.00	0.00
11	0.55	0.00	0.00	31	16.58	42.69	9.18	51	500.45	100.00	0.00
12	0.65	0.00	0.00	32	19.66	52.11	9.42	52	593.40	100.00	0.00
13	0.77	0.00	0.00	33	23.31	61.19	9.08	53	703.61	100.00	0.00
14	0.92	0.00	0.00	34	27.64	69.81	8.62	54	834.27	100.00	0.00
15	1.09	0.00	0.00	35	32.78	78.16	8.35	55	1000.00	100.00	0.00
16	1.29	0.00	0.00	36	38.86	86.18	8.02				
17	1.53	0.00	0.00	37	46.08	93.02	6.84				
18	1.81	0.00	0.00	38	54.64	97.55	4.53				
19	2.15	0.00	0.00	39	64.79	99.54	1.99				
20	2.55	0.00	0.00	40	76.82	100.00	0.46				

(3) ロータ一回転数 6,400rpm

図 3-4. 粒度分布

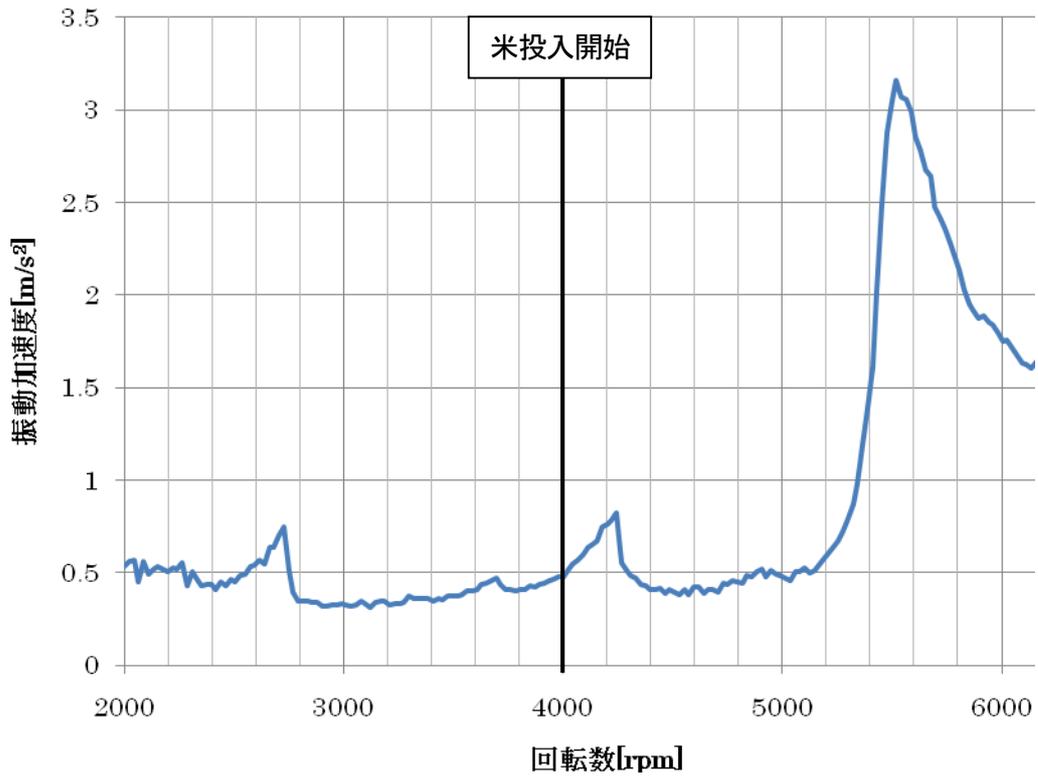
登録番号	1808	X10	9.238 μm
試料名	7000rpm 65.8Hz 120kg/h	X50	22.033 μm
ロット	ユニオン産業test	X90	51.111 μm
分散媒	エタノール	比表面積	0.336 m^2/cm^3
分散剤		R·R-N	2.3930
測定日時	2010/02/26 18:03:57	R·R-B	0.00028
測定者	藤田	正規分布50%	21.637 μm
備考		正規分布 σ_g	1.850
屈折率	1.330 - 0.00i	試料濃度	775 mV
形状係数	1.000		



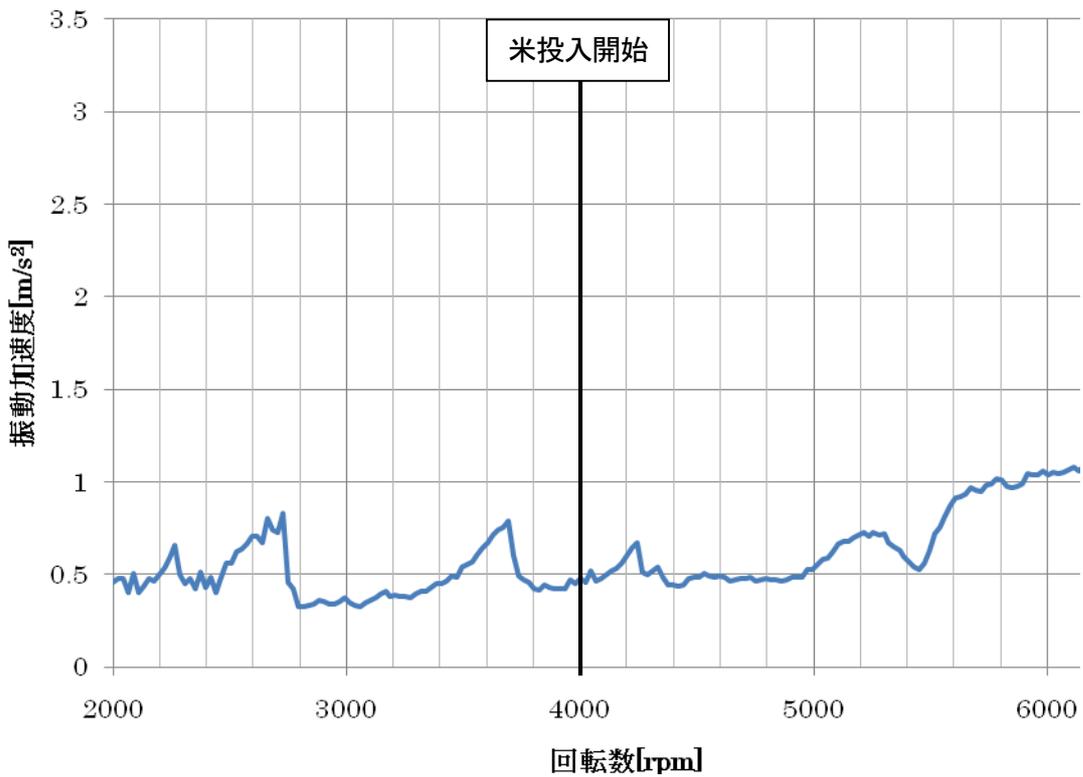
Ch.	粒径 μm	累積%	区間%	Ch.	粒径 μm	累積%	区間%	Ch.	粒径 μm	累積%	区間%
1	0.10	0.00	0.00	21	3.02	0.00	0.00	41	91.09	99.98	0.61
2	0.12	0.00	0.00	22	3.58	0.00	0.00	42	108.01	100.00	0.02
3	0.14	0.00	0.00	23	4.24	0.12	0.12	43	128.07	100.00	0.00
4	0.17	0.00	0.00	24	5.03	0.65	0.53	44	151.86	100.00	0.00
5	0.20	0.00	0.00	25	5.97	1.90	1.25	45	180.07	100.00	0.00
6	0.23	0.00	0.00	26	7.07	4.11	2.21	46	213.51	100.00	0.00
7	0.28	0.00	0.00	27	8.39	7.49	3.38	47	253.17	100.00	0.00
8	0.33	0.00	0.00	28	9.95	12.24	4.75	48	300.19	100.00	0.00
9	0.39	0.00	0.00	29	11.79	18.52	6.28	49	355.95	100.00	0.00
10	0.46	0.00	0.00	30	13.98	26.20	7.68	50	422.06	100.00	0.00
11	0.55	0.00	0.00	31	16.58	34.92	8.72	51	500.45	100.00	0.00
12	0.65	0.00	0.00	32	19.66	44.02	9.10	52	593.40	100.00	0.00
13	0.77	0.00	0.00	33	23.31	52.89	8.87	53	703.61	100.00	0.00
14	0.92	0.00	0.00	34	27.64	61.30	8.41	54	834.27	100.00	0.00
15	1.09	0.00	0.00	35	32.78	69.50	8.20	55	1000.00	100.00	0.00
16	1.29	0.00	0.00	36	38.86	77.71	8.21				
17	1.53	0.00	0.00	37	46.08	85.64	7.93				
18	1.81	0.00	0.00	38	54.64	92.42	6.78				
19	2.15	0.00	0.00	39	64.79	97.10	4.68				
20	2.55	0.00	0.00	40	76.82	99.37	2.27				

(4) ローター回転数 7,000rpm

図 3-4. 粒度分布

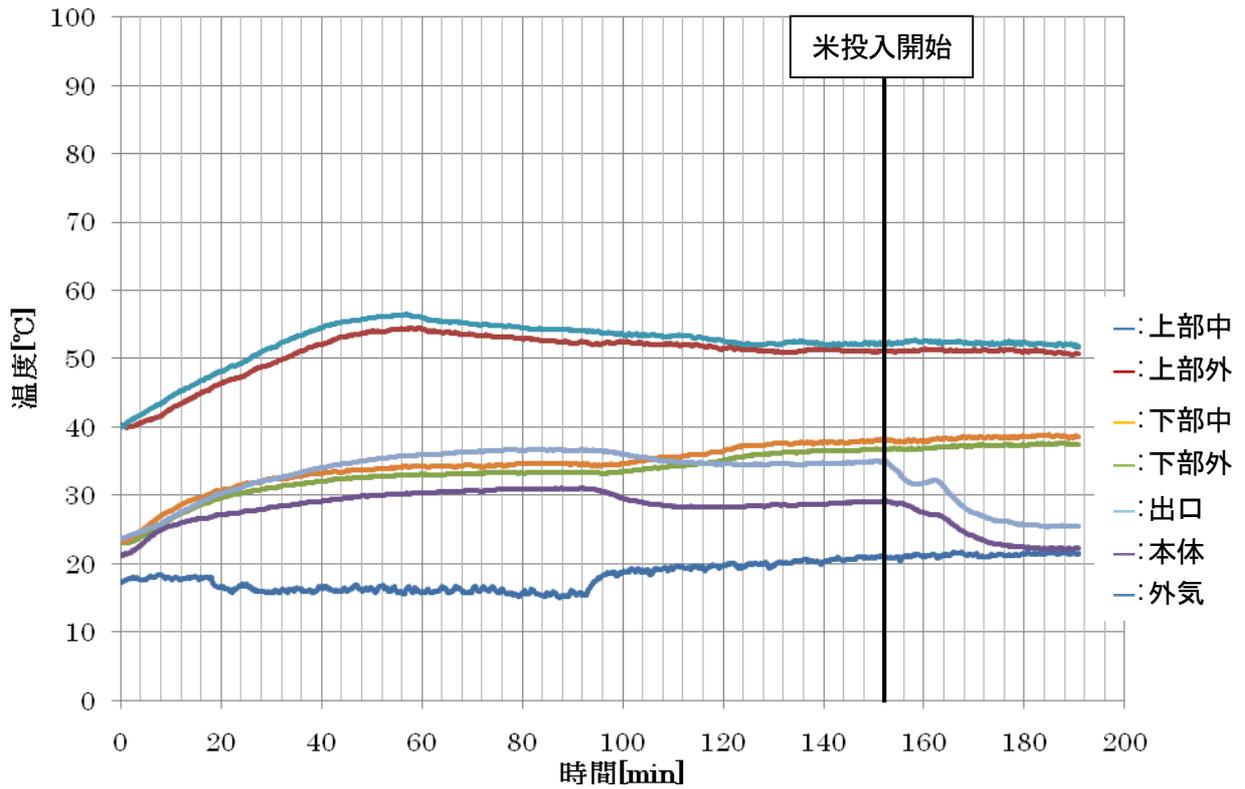


1)X 方向



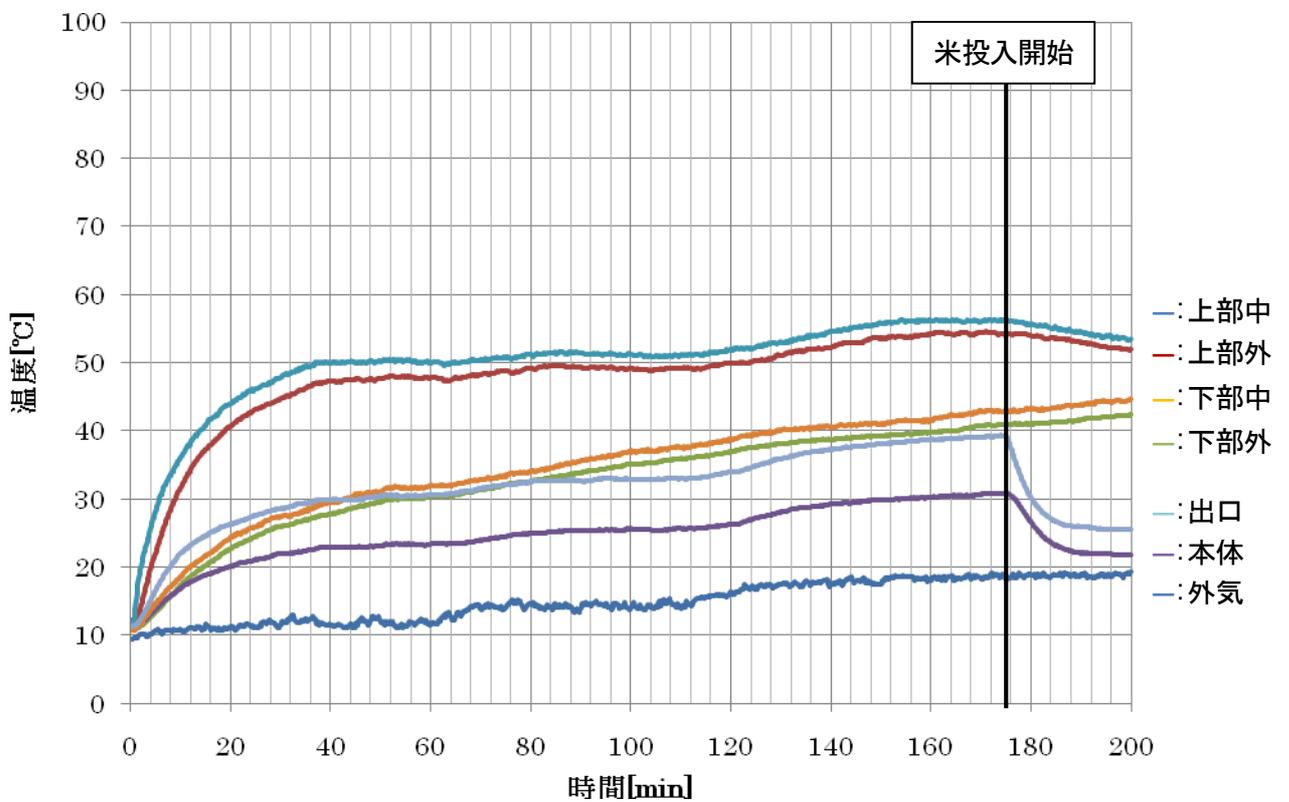
2)Y 方向

図 3-5. トラッキング解析結果

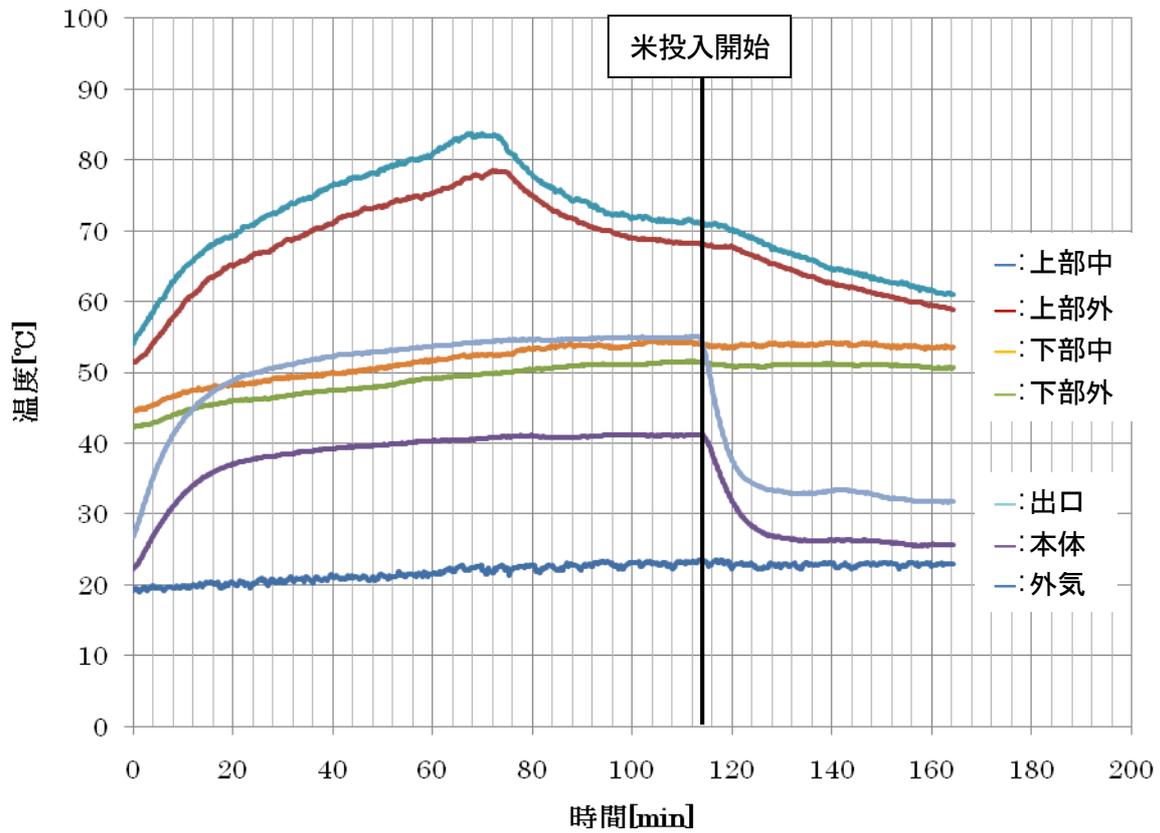


(1) ローター回転数 4,000rpm

図 3-6. 温度測定結果

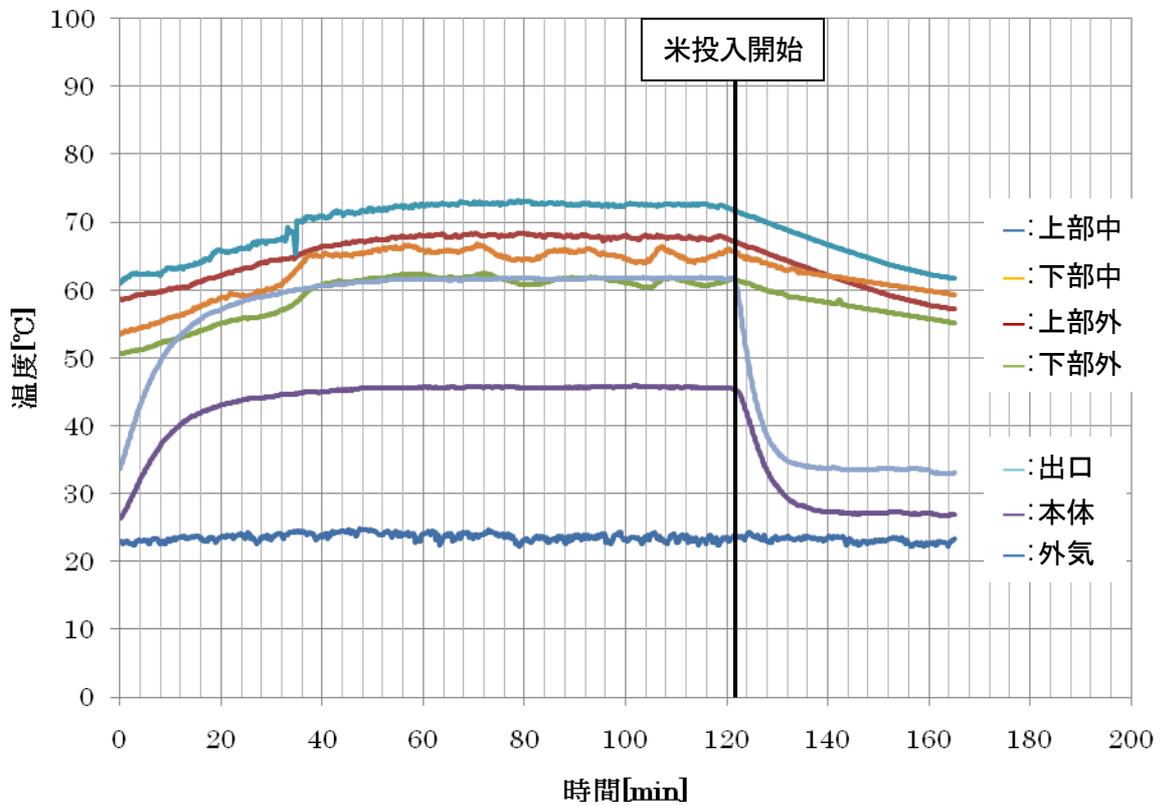


(2) ローター回転数 5,000rpm



(3) ローター回転数 6,400rpm

図 3-6. 温度測定結果



(4) ローター回転数 7,000rpm

図 3-6. 温度測定結果

表 3-1 より、粉碎能力を目標能力は 70～80 kg/h であるが、負荷試験の為 120 kg/h で原料投入を行った。しかし、粉碎時の電流値をみると本実験の最高回転数 7,000 rpm 時も余裕があり、処理能力はさらに上げることが可能と考えられる。また図 3-4(1)～(4)より、回転数が大きくなるほど粒度の細かい米粉が生成されることが分かる。

図 3-5 より、米の投入前と投入後で X 方向の振動値に大きな変化は見られない。また、Y 方向の振動値は、多少大きくなるが X 方向と比べても非常に微少なため粉碎機の処理能力に影響がないものと判断する。

4-3 研究成果

実負荷試験の結果は表 3-2. 抜粋データのようにになった。

表 3-2. 抜粋データ

回転数	rpm	4,000	5,000	6,400	7,000
供給能力	kg/h	120	120	120	120
負 荷	A	22.0	25.6	29.0	36.6
粉碎粒度 μ m	X10	14.523	13.880	7.743	9.238
	X50	40.734	36.091	18.916	22.033
	X90	70.044	71.112	42.464	51.111
製品水分	%	12.8	12.9	14.4	17.2

上記の結果より、米投入による本体の振動、温度上昇への影響はあまりないものと考えられる。

実負荷試験の結果、供給量を目標値よりも高く設定して試験を行ったが、負荷(電流値)にはまだ余裕があったので、処理能力はさらに上げることが可能である。よって、回転数、原料供給量、オリフィス径等を変更することで、様々な粒度、品質に対応できるものと考えられる。

第5章 全体総括

5-1 研究開発成果

各課題に対する研究成果を表5-1にまとめる。

表5-1. 研究成果まとめ

		技術目標	従来機	改良機	評価
①温度上昇課題	温度 [°C]	60	90	約60	○
②振動課題	振動速度 [cm/s]	1.0	1.76	0.61	○
	回転数 [rpm]	6,000~7,000	4,000	7,000	○
③実負荷時の検証	処理能力 [kg/h]	70~80	—	120以上	○
	製品粒度 [μm]	30	40	約20	○

軸受け部の温度上昇課題については、ベアリングの選定とローター部の軽量化によって軸受部の温度を従来の約90°Cから、約60°Cまで下げることが出来た。粉砕部材質のステンレス化（焼入れ処理）については、部品加工先と打ち合わせ、ステンレス化が実現している。

振動課題については、周波数応答、トラッキング解析等の各データ、及び基本設計データより解析モデルを作成し振動解析を行い、その結果に基づいてローター部材質をA7075に変更した軽量化仕様の粉砕機を設計・製作した。この軽量化仕様の粉砕機R-290を実動検証した結果、振動速度が従来機で1.76cm/sであったのが0.61cm/sへと軽減された。振動が改善されたことによってローター回転数7,000rpmでの運転が可能となった。

実負荷時の検証については、実際に米を投入し実動試験を行った結果、軸受温度、振動速度ともに無負荷時との差異は無く、技術目標を達成した。また、製品粒度は約20μmとなり、処理能力は目標値70~80kg/hを上回る120kg/h以上の能力を確認した。

以上より、粉砕機R-290の研究課題に対して技術目標を達成した。

5-2 研究開発後の課題・事業化展開

<今後の課題>

粉砕機R-430について、ローター部をSUS化して製作、振動測定(トラッキング解析)を行った。今後、振動モデルを作成し振動解析を行い、製作した粉砕機を用いての検証を行って完成品の製作を目指す。また、R-750型粉砕機については、構想設計、動力伝達の基本設計まで終了しており、このモデルについても振動解析を行い、設計の完了を目指す。

<事業化展開>

今回の研究成果より、従来の技術では不可能であった回転数7,000rpmでの運転が可能となり、従来よりもさらに粒度の細かい米粉の製粉が可能となった。また、製粉の処理能力についても従来よりも多い120kg/hの処理が可能となった。今後、粉砕機内のオリフィス径を変更することにより粉の粉砕部での対流時間を変更することができるため、機能の向上が期待できる。以上のことより、回転数、原料投入量、オリフィス径等を適時変更することによって、製品の様々な粒度、品質に応用可能と考えられ、多岐にわたる顧客ニーズに対応可能と見込まれる。

また、今回の研究成果を基に、さらに処理能力の高い大型機の開発を進めるとともに、導入時の初期費用が安価で、取回しが比較的容易な小型機の開発にも応用可能と考えられる。

参考文献・引用文献

- 1) 日本精工株式会社; 転がり軸受 CAT. No. 1102h、2005
- 2) 高田浩年・相原了; 転がり軸受の寿命と信頼性、日刊工業新聞社、2005
- 3) 日本工業規格; JIS B 0905、回転機械 - 剛性ローターの釣合い良さ、1992
- 4) 三ツ星ベルト; マックスターウェッジ電動 設計資料、2005
- 5) 白銅株式会社; 在庫品カタログ 技術データ、2008
- 6) デンハルトック著、谷口修、藤井澄二訳; 機械振動論、コロナ社、p247
- 7) 田中正人・松下修己・神吉博・小林正生; 回転機械の振動 実用的振動解析の基本、コロナ社、2009

