

ローラ式粉砕機の振動特性

日高 照晃*・張 賢**・野村 壽雄***

Dynamic Characteristics of Roller Mill

Teruaki HIDAKA, Xian ZHANG and Hisao NOMURA

Abstract

In order to investigate the dynamic characteristics of UBE Loesche mill, accelerations, displacements and strains on various places of a small-sized UBE Loesche mill LM3.6 are measured in actual operation. Then analysing these varying amounts by the F F T real-time-analyzer, frequencies of the vibration of the mill are obtained. On the other hand, replacing the UBE Loesche mill by a vibration model with five degrees of freedom with respect to a vertical motion and estimating masses and spring constants of each part of the mill by means of experiments or calculations, the theoretical natural frequencies of the model are calculated. Then the theoretical results are compared with the experimental ones.

Consequently, the following is clarified: The vibration of the mill in actual operation is considered to be a forced vibration because the lowest natural frequency of the mill is fairly higher than the main vibration frequencies of that in actual operation. It has been observed that rollers and table of the mill are in contact with each other, and move in the same phase in the vibration. The higher frequency components of the mill are decreased by accumulators. Furthermore, varying component of the external force applying the case of the mill seems to be about 60% of the force applying the table.

1. まえがき

現在、鉱山、セメント工場、発電所などで、原料粉砕機として、ボールミルとローラミルが多く使用されている。ロッシェミルはローラミルの一種類であり、他のミルに比べて、単位製品当りの消費動力が小さく、摩耗される部分も少ない。また、大容量の処理と設備のコンパクト化が可能で、値段も安く、かつ、製粉効率がよく、製粉粒度の調節がしやすいので、自動化制御も実現しやすい。さらに、粉砕作業中の騒音、粉塵などの公害汚染も少ないなどの利点があるため、最近改めて注目され始めている。一方、ミルに関しては実機の概要やミルの設計時、導入時の一般的注意、定性的な省エネルギー対策などを示したものが見受けられるが^{1)~4)}、運転時の振動特性を示したものは比較的少なく、ロッシェミルに関する研究も少ないようである。しかしミルの振動と粉砕の関係や、基礎部の設置にあたって、ミル本体の加振力が問題となる場合も

ある。従って、本研究では、小型LM3.6のロッシェミルを対象として、各部の振動計測を行い、ミルの振動特性を調べ、実測実験結果についての検討を行った。さらに、ロッシェミルを等価的に5自由度の振動モデルで近似して、運動方程式を導き、各部の質量、バネ定数を実験や計算により推定して、等価モデル系の固有振動数を理論的に求め、これらの固有振動数と実測結果による固有振動数を比較・検討した。

2. ロッシェミルの概要

ロッシェミルは乾燥、粉砕、分級及び製品の空気搬送が同時にできる閉回路粉砕機である。Fig. 1に宇部ロッシェミルの構造図を示す。主要部は下部ケース①、上部ケース②、粉砕テーブル（以下テーブルという）③とそれに連結されている減速機④、およびスイングアーム⑤とそれに取り付けられているローラ⑥からなり、本体の上部には、セパレータ⑦が取り付けられている。テーブルは電動機より減速機を経て回転され、ローラはケースに取り付けられている油圧シリンダ⑧によりテーブルの上面に圧下される。原料はエアシールの付いた入料ゲート⑩を経て、シュートから定量供

* 生産機械工学科

** 大学院生産機械工学専攻

*** 宇部興産(株)

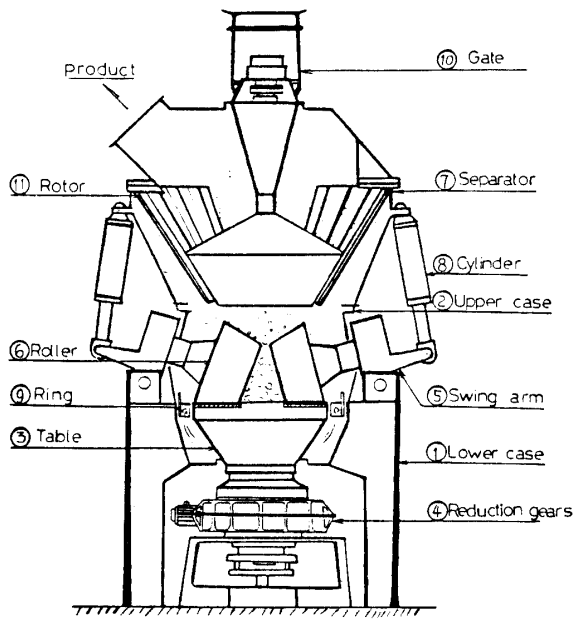


Fig. 1 Structure of UBE Loesche mill

給され、テーブルの中心付近に落下し、遠心力で外周に押し出されて、テーブルとローラ（LM3・6型のローラ個数は2個である）の間に噛み込まれて、粉碎される。一方、乾燥と粉碎物搬送用の熱風が下部ダクトからテーブル外周のブレードリング⑨を通り、旋回気流となって、ミル内に吸引される。テーブル外周へオーバーフローする粉碎物はこの熱風により吹き上げられて、上昇気流に乗り、上方のセパレータに送り込まれ、ロータ⑩の回転により遠心力を与えられる。その結果、粗粉原料は外周に飛ばされて、テーブル上に落下し再粉碎され、精粉は遠心力が小さいため、ファンによる吸引力により、ロータの羽根の間を通過し、精粉捕集機に導かれて捕集される。このとき、セパレータのロータの回転数を可変速電動機で変更することにより、粉碎物の製粉粒度を任意に選択できる。

3. 実験方法

3.1 計測方法

Fig. 2 に示しているように二つのローラの先端中央部に加速度計を埋め込み、さらに、下部ケース上とコンクリート基礎上にそれぞれ加速度計を置き、それぞれの鉛直方向の加速度を測定した。また、両方のスイングアームと油圧シリンダシャフトにひずみゲージを貼り、それぞれの応力を測定した。さらに、油圧シリンダシャフトとケースの間に変位計を取り付け、テーブルとケースの間にも非接触式の変位計を取り付

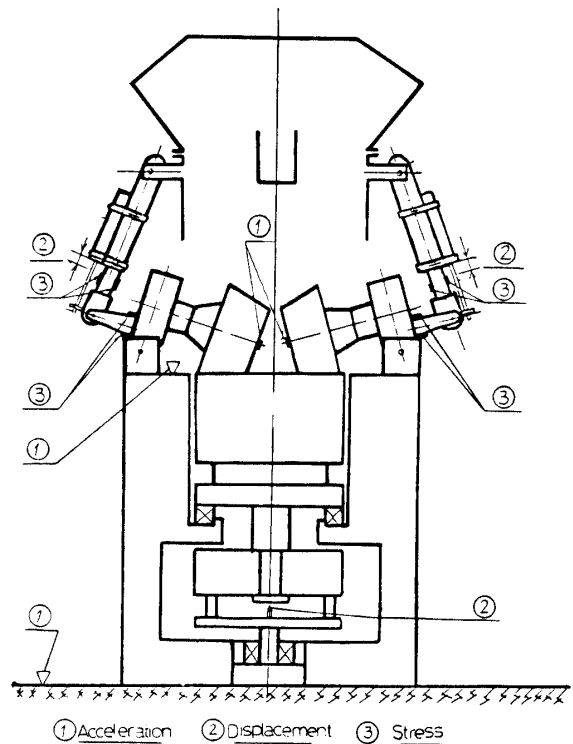


Fig. 2 Positions of sensors

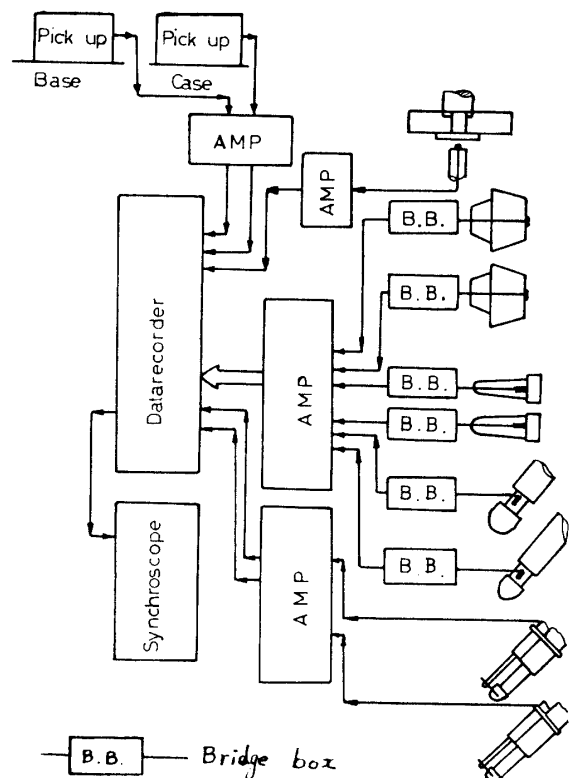


Fig. 3 Block chart of measuring circuit

けて、それぞれの間の相対変位を測定し、各データをデータレコーダに収録した。これらの計測ブロック線図をFig. 3 に示している。

3.2 実験項目

実験は次の3種類に分けて行った。

3.2.1 油圧シリンダシャフト及びテーブルとケースとの間のバネ剛性を求めるための静的実験 油圧シリンダの油圧を変化させることにより、ローラとテーブルの間に加わる力を変化させ、この時のテーブルの変位をテーブルとケースの間に取り付け変位計で検出した。同時に両方のスイングアームと油圧シリンダシャフトの応力および油圧シリンダシャフトのケースに対する変位も検出してデータレコーダに収録した。

3.2.2 ロッシェミルの固有振動数を求めるためのハンマリング実験 ローラをテーブルから離れた場合及びローラをテーブルに接触させて、油圧シリンダの油圧を0~13.7MPa{140kgf/cm²}~0の順で0.98MPa{10kgf/cm²}ごとに変化させ、その都度ローラをハンマリングした。この時の各部のデータとして、ローラの加速度、スイングアームおよび油圧シリンダシャフトの応力、テーブルのケースに対する変位、ケースや基礎の加速度などをデータレコーダに収録した。また、ケースをハンマリングした実験も行い、データを収録した。

3.2.3 ロッシェミル運転中の振動状態を調べるための粉碎実験 粉碎原料として粒度10mm以下の石灰石をミルに投入し、運転中における油圧シリンダの設定油圧(Oil pressure)、石灰石の投入量(Capacity)及びミルへの送風量(Rate of flow)をパラメータとして、Table 1に示した12種類の運転状態について、各部のデータをデータレコーダに収録した。

4 実験結果とその考察

4.1 静的実験の結果について

Fig. 4には静的な力の伝達機構と各変位間の関係を表わし、(a)はローラと油圧シリンダシャフトの変位及び力の関係、(b)はテーブルとケースの変位関係、(c)はローラとテーブルの接触状況を示す。油圧シリンダの設定油圧をp(MPa)とし、これと各部の値との関係を静的実験により求め、Table 2に示す。Table 2において、P₁は油圧シリンダシャフトの引張り力、Fは一つのローラがテーブルを押す力、p_mはローラとテーブルの間の粉碎面圧、Wはローラの個数(ここでは2)とFの積にテーブルの自重(145kg)を加えたものを示す。Sはテーブルの回転軸端とケー

Table 1 Conditions of Measurement

Test number	Oil pressure MPa (Kgf/cm ²)	Capacity Kg/h	Rate of flow m ³ /h	
1	7.84 (80)	200	1400	
2	9.80 (100)			
3	11.78 (120)			
4	7.84 (80)	300		
5	9.80 (100)			
6	11.76 (120)			
7	7.84 (80)	400		
8	9.80 (100)			
9	11.76 (120)			
10	9.80 (100)	200		1000
11		300		
12		400		

Table 2 Data of measurement in static experiment

p	P ₁	F	p _m	W	S	X
MPa	KN	KN	MPa	KN	mm	μm
0	0	0.39	0.3	1.47	0.875	0
2.94	4.31	4.12	3.9	10.19	0.841	34
3.92	5.78	6.27	5.2	13.92	0.831	44
4.90	7.25	7.74	6.4	16.86	0.818	57
5.88	8.62	9.21	7.6	19.80	0.808	67
6.86	10.09	10.58	8.7	22.64	0.798	77
7.84	11.56	12.05	10.0	25.58	0.784	91
8.82	13.03	13.52	11.2	28.52	0.771	104
9.80	14.41	14.99	12.3	31.46	0.757	118
10.78	15.88	16.46	13.6	34.40	0.740	135
11.76	17.35	17.93	14.7	37.24	0.730	145
12.74	19.11	19.40	16.0	40.18	0.720	155
13.72	20.19	20.87	17.2	43.12	0.707	168

(1KN = 102Kgf ; 1MPa = 10.2Kgf/cm²)

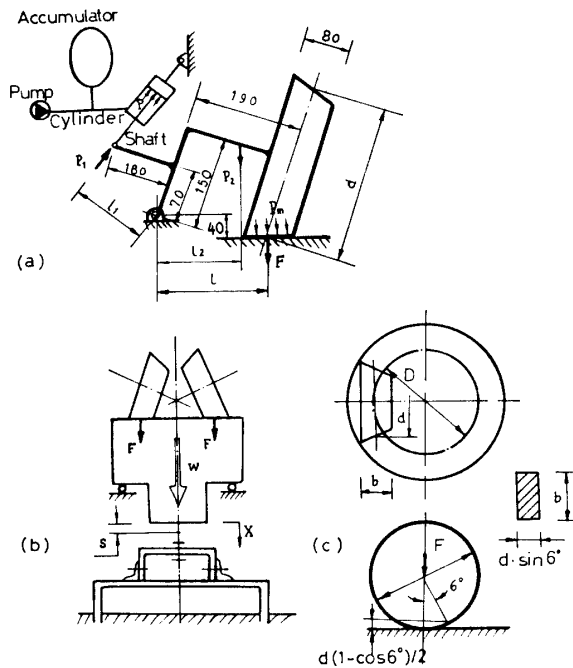


Fig. 4 Relation between displacement and static force in the mill

スに取り付けた非接触式変位計との間の距離で、 X は油圧シリンダの油圧を零とした時を基準にした S の変化量を示す。Table 2 より、静的な場合での油圧シリンダの設定油圧とテーブルのケースに対する変位との関係を Fig. 5 に示す。Fig. 5 と Table 2 を参考にして、テーブルとケースの間のバネ定数の平均値 K_t を求めると、

$$K_t = \frac{\Delta W}{\Delta X} = 243 \text{ MN/m}$$

となる。ただし、 ΔW と ΔX はそれぞれ W と X の増分の平均値である。

Fig. 6 には油圧シリンダの設定油圧と油圧シリンダシャフトおよびスイングアームの応力との関係を示す。

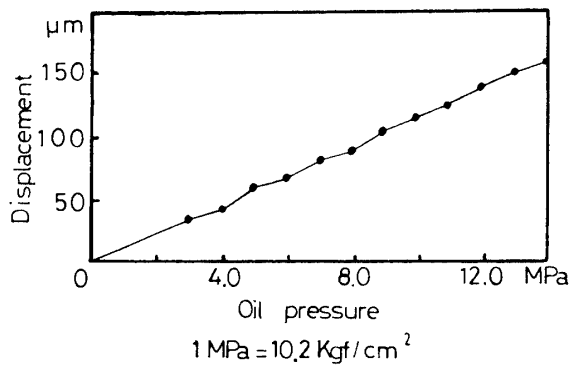


Fig. 5 Effect of oil pressure on relative displacement of table under static condition

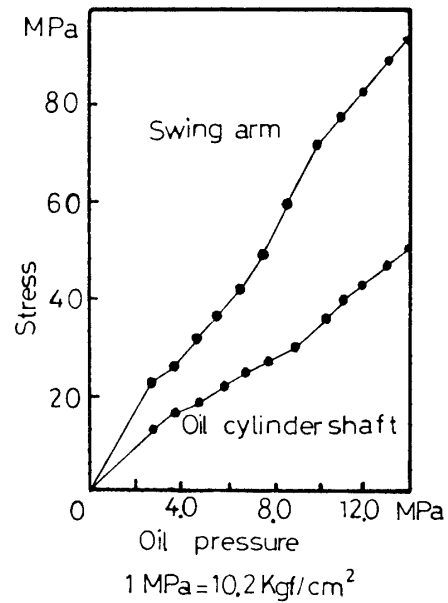


Fig. 6 Effect of oil pressure on stresses of swing arm and oil cylinder shaft under static condition

Fig. 7 には静的実験中での油圧シリンダシャフトのケースに対する変位とバネ剛性を油圧シリンダの設定油圧に対して示した。Fig. 7 より明らかなように、油圧の低い時にはバネ剛性が小さい。これは理論的³⁾に求めたアキュムレータのバネ剛性と同じ傾向を示した。

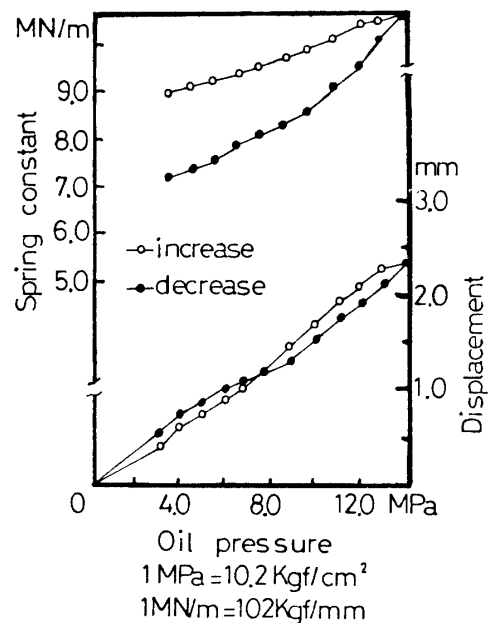


Fig. 7 Effect of oil pressure on relative displacement and spring constant of oil cylinder shaft under static condition

4.2 周波数分析結果について

ミルの二つのローラのうち一方のローラをハンマリングした際の実験データをFFT周波数分析装置で周波数分析し、その結果の一部をFig. 8に示した。Fig. 8において横軸は分析周波数、奥行きは油圧シリンダの設定油圧、縦軸はそれぞれ加速度と相対変位である。この図により、ミルの振動系の固有振動数は50Hz, 120Hz, 300Hz, 360Hz, 400Hzなどであることが認められるようである。なお、Fig. 8(a)のローラ1の加速度の周波数特性において、増圧の時はローラ2をハンマリングし、減圧の時はローラ1をハンマリングしたため、Fig. 8(a)では増圧の時の加速度成分が小さく見える。Fig. 8(b)のテーブルの変位のハンマリング実験における周波数特性には後述の理論解によ

る3次と5次の成分が明確に現われていないが、これは振動モードによるものであると考えられる。

粉砕実験の一例としてTable 1のTest number 3のデータの周波数分析結果を、横軸に分析周波数、縦軸にそれぞれ応力、相対変位、加速度を取り、Fig. 9, Fig. 10, Fig. 11に示した。

Fig. 9の粉砕中における油圧シリンダシャフトとスイングアームの応力の変動成分には1.5Hz, 3.0Hzなどの周波数成分が認められる。Fig. 10のテーブルのケースに対する変動変位にも1.5Hz, 3.0Hz, 6.0Hzの成分が突出している。一方、粉砕中におけるテーブルの回転数は98rpm(約1.6Hz)であり、また、ローラの回転数も計算の結果、1.5Hzの近傍であった。従って、ミルの粉砕中の低周波振動成分はテーブルある

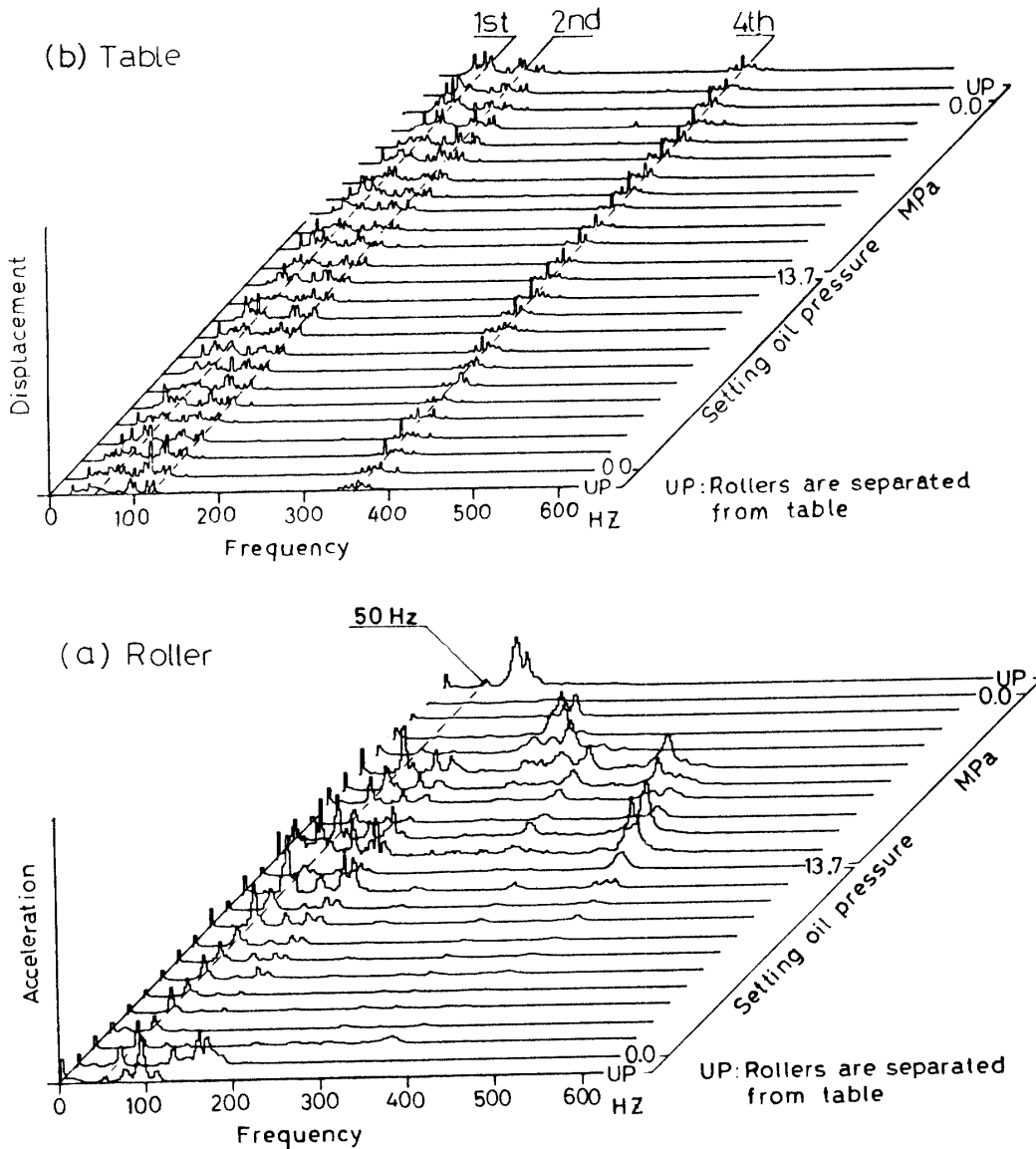


Fig. 8 Effect of oil pressure on frequency spectrum of parts of data in hammering experiment

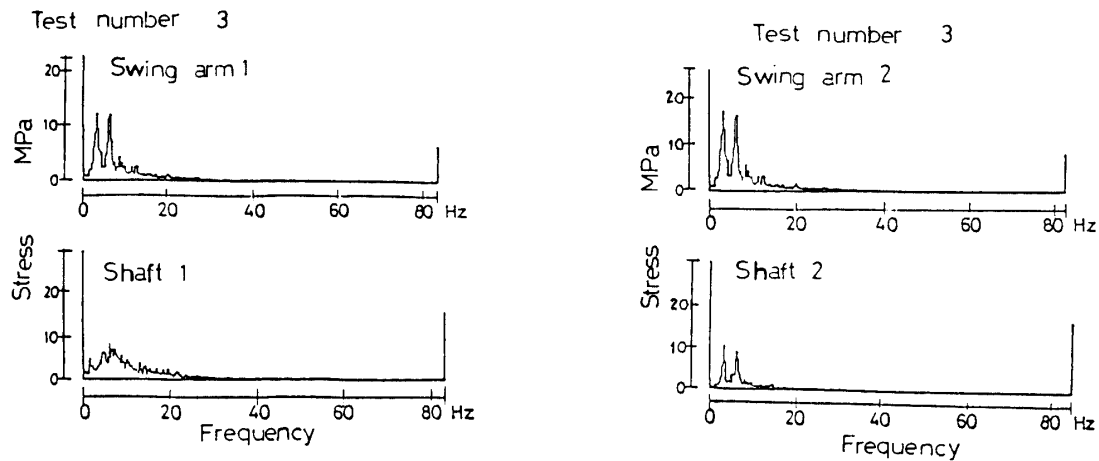


Fig. 9 Frequency spectrum of varying stresses in actual operation

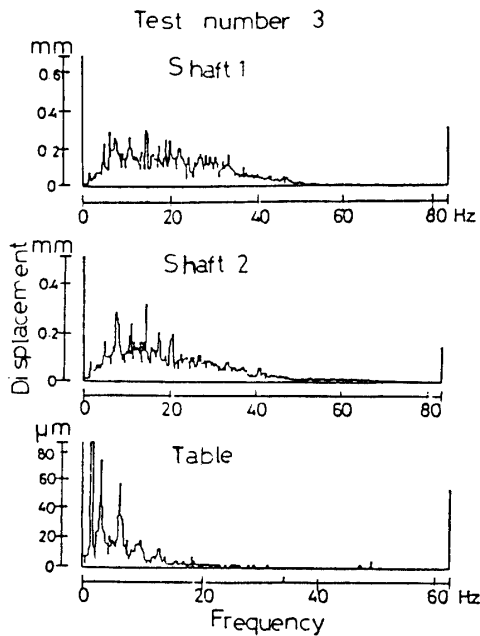


Fig. 10 Frequency spectrum of varying displacements of oil cylinder shafts and table in actual operation

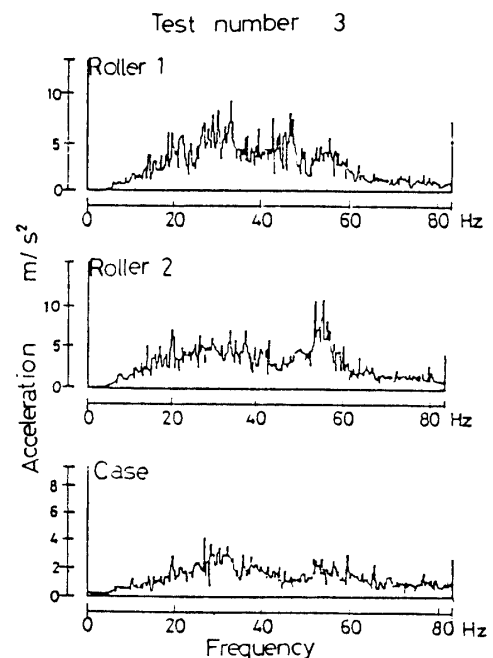


Fig. 11 Frequency spectrum of accelerations of rollers and case in actual operation

いはローラの回転数とその高調波成分であると考えられる。これらのことより、粉碎中のミル自体の鉛直方向振動は固有振動数より低い周波数成分の強制振動であると考えられる。

Fig. 9 と Fig. 10 より、テーブルの変動変位と油圧シリンダシャフトおよびスイングアームの変動応力では主な周波数成分がそれぞれ対応しているが、Fig. 10 より、油圧シリンダシャフトのケースに対する変動変位の周波数成分はテーブルのケースに対する変動変位の周波数成分より広範囲に分布しており、さらに、油圧シリンダシャフトの変動変位量はテーブルの変動

変位量より大きい。これらの油圧シリンダシャフトの変動変位の高周波成分は原料粒子の粉碎によるものであると思われる。

Fig. 11 より、ローラとケースの加速度の周波数成分はともに 0~80Hz と広範囲に分布している。このうち、50Hz 近くの成分が大きいのは、後述の理論計算結果より、ミルの最低次の固有振動数が 50Hz で、この場合の振動が主として、ローラ部とアキュムレータのバネ剛性からなる 1 自由度系の振動となっているためと考えられる。なお、Fig. 10 の油圧シリンダシャフトの変動変位の周波数成分よりも、Fig. 11 のロー

ラの加速度の周波数成分に高周波成分が多く見られるが、これは加速度が振動数の二乗に比例するので、高周波成分が強調されたためと思われる。

4.3 各パラメータの影響について

Table 1に示した各運転状態での実験データの分析結果より、一例として油圧シリンダ設定油圧が変化した場合の油圧シリンダシャフトのケースに対する変動変位をFig. 12に示した。Fig. 12より油圧シリンダシャフトのケースに対する変位の変動振幅は油圧シリンダの設定油圧の上昇に伴って増加する傾向が認められる。このような油圧の上昇に伴って変動振幅が増加する傾向はテーブルのケースに対する変位や油圧シリンダシャフトの応力、スイングアームの応力などにも認められた。Fig. 13にはローラの加速度振幅の原料投入量による変化の一例を示した。これより、原料投入量が増加するにつれて、ローラの加速度が小さくなる傾向があるようである。これは原料投入量の多い場合にはテーブル上の原料層が厚くなるので、原料投入量の少ない場合より、同じ油圧シリンダの設定油圧で、ローラとテーブルとの衝撃的接触が発生しにくく、従って、ローラの加速度が小さくなるためと思われる。測定結果は略すが、送風量の増加に対しては各変位と応力の変動振幅がわずかに増加する傾向があるようである。

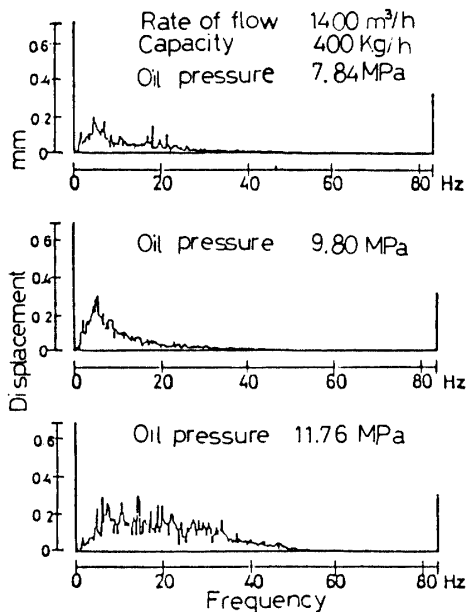


Fig. 12 Effect of oil pressure on frequency spectrum of varying displacement of cylinder 1 in actual operation

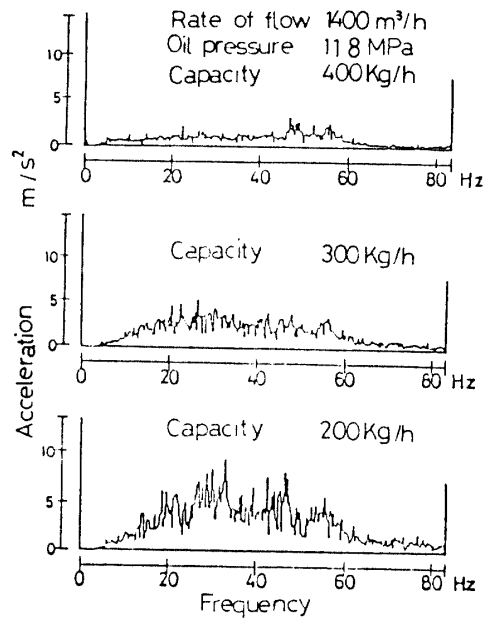


Fig. 13 Effect of capacity on frequency spectrum of acceleration of roller 1 in actual operation

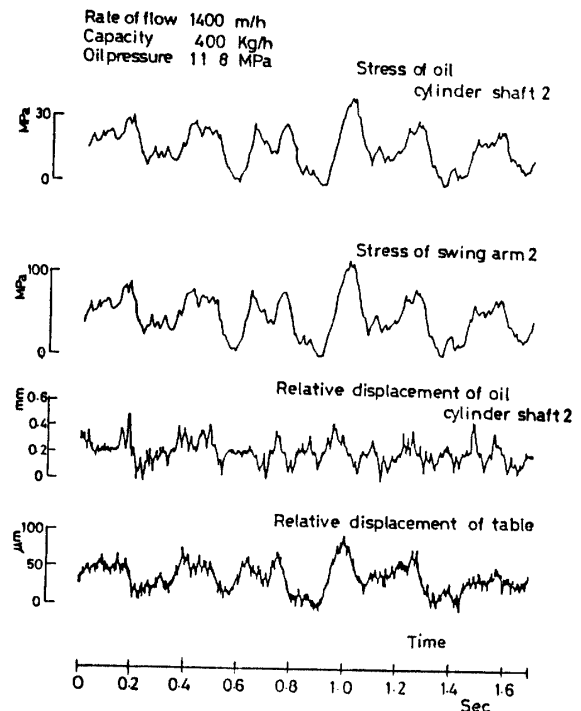


Fig. 14 Examples of measured data in actual operation

4.4 ミルの運転中の振動状況について

Fig. 14には Table.1 の Test number 9 の実験データの測定例の一部を、横軸に時間、縦軸にそれぞれ応力、相対変位を取って示している。Fig. 14の波形より、

油圧シリンダシャフトの変動変位，テーブルの変動変位，油圧シリンダシャフトとスイングアームの変動応力の主成分は 1Hz~7Hz 程度の低周波成分であり，これに 50Hz 程度までの高周波成分の波形も見られる．また，テーブルの変動変位と油圧シリンダシャフト及びスイングアームの変動応力はその変動成分が類似しており，低周波振動成分の位相も同位相であることがわかる．さらに，Fig. 14より油圧シリンダシャフトとスイングアームの変動応力の波形が油圧シリンダシャフトやテーブルの変動変位の波形ほど高周波成分を含んでいないことが分かるが，これはアキュムレータにより高周波成分が吸収されたためと思われる．なお，Fig. 14とFig. 5, Fig. 7を比較して，ローラ及びテーブルの変動変位の振幅は油圧の静圧による変位より小さい．従って，ローラが常にテーブル上に押し付けられて，離れることなく粉碎しているものと考えられる．さらに，Table 2の静的実験の結果より，各ローラがテーブルを押し付けている力は設定油圧 7.84~11.8MPa (80~120 kg f/cm²) において，25.5~37.2KN (2.6~3.8tf) であるに対して，ローラの慣性力は，質量 2×43kg，最大加速度 10m/s² として計算すると，1KN (0.1tf) にもならず，ローラの押し付け力に比べて，遙かに小さいといえる．

4.5 ミルの振動が基礎に与える影響

Fig. 14の説明で述べたように，ローラとテーブルは離れることなく同位相で振動している．今，理解しやすくするため，Fig. 15に示すような簡略化した振動モデルを考える．油圧シリンダにより静的な油圧を加えると，ローラとテーブルの間に粉碎面圧が生じる．この面圧とその反力はケースの内力となるので，振動の起振力とはならない．Fig. 15より，ローラとテーブルが同位相で振動するとバネ K_1 ， K_2 と K_i に作用す

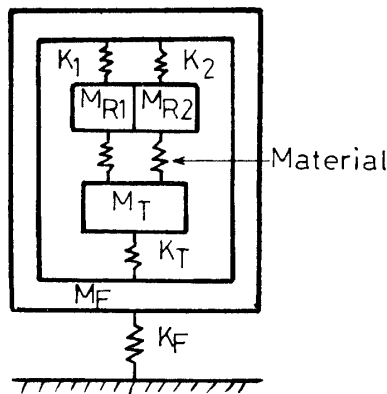


Fig. 15 Simplified vibration model of Loesche mill

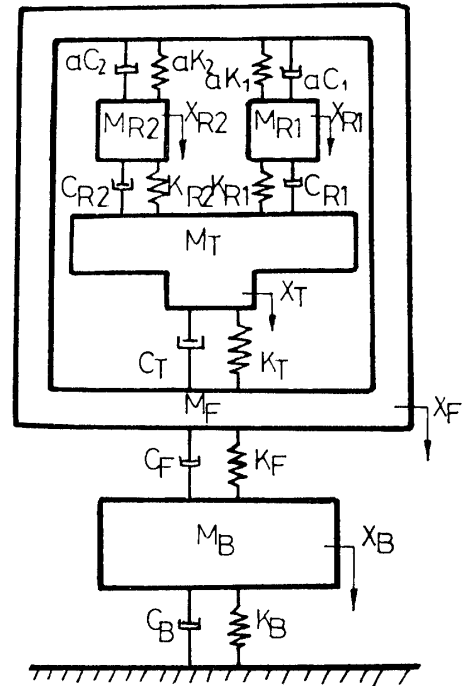


Fig. 16 Vibration model of Loesche mill with five degrees of freedom

る力はケースに対して同方向の外力であり，ケースの起振力となる．しかし，逆位相で振動する場合には， K_1 ， K_2 と K_i に作用する力は逆方向であるから，互いに打ち消し合うことになる．本実験の場合，ローラとテーブルは同位相となっているので，計算結果よりケースに作用する変動外力は最大でテーブルに加わる静的な力のおよそ60%に達していると推測される．

5 ロッシェミルの振動のモデル化と方程式

ロッシェミルの鉛直方向振動を $3 + N$ 自由度の振動系で近似し，そのモデルを Fig. 16に示した． N はローラの個数で，Fig. 16では $N=2$ の場合を示した．ここで， i 番目のローラ，テーブル，ケース，基礎の質量をそれぞれ M_{Ri} ， M_T ， M_F ， M_B ， i 番目の油圧シリンダとアキュムレータの減衰係数とバネ定数をそれぞれ c_i ， k_i とする．また， i 番目のローラとテーブルの間に噛んでいる粉碎原料をダンパとバネで近似して，その減衰係数とバネ定数をそれぞれ c_{Ri} ， k_{Ri} とし，さらにテーブルとケースの間およびケースと基礎の間の減衰係数とバネ定数をそれぞれ c_T ， k_T ， c_F ， k_F ，基礎自体の減衰係数とバネ定数を c_B ， k_B として，運動方程式を求めると，次の式 (1) のようになる．

$$\begin{aligned}
 & M_{Ri}\ddot{x}_{Ri} + (c_i\alpha + c_{Ri})\dot{x}_{Ri} + (k_{Ri}\alpha + k_{Ri})x_{Ri} \\
 & - c_{Ri}\dot{x}_T - k_{Ri}x_T - c_i\alpha\dot{x}_F - k_i\alpha x_F = 0 \\
 & (i=1, 2, \dots, N)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & M_T\ddot{x}_T + (c_T + \sum_{i=1}^N c_{Ri})\dot{x}_T + (k_T + \sum_{i=1}^N k_{Ri})x_T \\
 & - c_T\dot{x}_F - k_T x_T - \sum_{i=1}^N c_{Ri}\dot{x}_{Ri} - \sum_{i=1}^N k_{Ri}x_{Ri} = 0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & M_F\ddot{x}_F + (c_F + c_T + \sum_{i=1}^N \alpha c_i)\dot{x}_F + (k_F + k_T + \sum_{i=1}^N \alpha k_i)x_F \\
 & - c_F\dot{x}_B - k_F x_B - c_T\dot{x}_T - k_T x_T - \sum_{i=1}^N \alpha c_i \dot{x}_{Ri} \\
 & - \sum_{i=1}^N \alpha k_i x_{Ri} = 0
 \end{aligned}$$

$$M_B\ddot{x}_B + (c_B + c_F)\dot{x}_B + (k_B + k_F)x_B - c_F\dot{x}_F - k_F x_F = 0 \tag{1}$$

ただし、 x_{Ri} は*i*番目のローラの鉛直方向の変位、 x_T 、 x_F 、 x_B はそれぞれテーブル、ケース、基礎の鉛直方向の変位であり、 α はスイングアームの腕の比の二乗で、 $\alpha = (\ell_1/\ell)^2$ である。

式(1)において、ダンパの影響を無視すると、この系の固有値問題は次の式(2)の固有値として求め

$$\begin{vmatrix}
 -M_{R1}\omega^2 + k_{R1} + k_1\alpha & \dots & 0 & \dots & -k_{R1} & -k_1\alpha & 0 \\
 \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\
 0 & \dots & -M_{Ri}\omega^2 + k_{Ri} + k_i\alpha & \dots & -k_{Ri} & -k_i\alpha & 0 \\
 \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\
 -k_{R1} & \dots & -k_{Ri} & \dots & -M_T\omega^2 + k_T + \sum_{i=1}^N k_{Ri} & -k_T & 0 \\
 -k_1\alpha & \dots & -k_i\alpha & \dots & -k_T & -M_F\omega^2 + k_F + k_T + \sum_{i=1}^N k_{Ri} & -k_F \\
 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & -k_F & -M_B\omega^2 + k_B + k_F
 \end{vmatrix} = 0 \tag{2}$$

油圧シリンダシャフトの変動変位にはこれらの低周波振動よりやや高い高周波成分が見られる。これは原料粒子の粉砕による振動と考えられるが、この振動成分は低周波の振動成分より小さいようである。また、ローラとテーブルは離れることなく粉砕作用をしていると考えられる。

- 3) 油圧シリンダシャフトとスイングアームの応力の波形が油圧シリンダシャフトとテーブルの変位の波形ほど高周波成分を含んでいないことから、アキュムレータにより粉砕時の衝撃力による高周波成分を吸収することができると思われる。
- 4) 各変位及び応力の変動振幅は油圧の上昇に伴って増加する傾向が認められた。原料投入量の増加により、ローラの加速度の変動振幅が小さくなる傾向があるようである。また、送風量の増加によって、各

られる。

対象としたLM3.6型ロッシェミルではローラの個数が2であるので、式(2)に*N*=2を代入し、さらに、各部の質量やバネ定数を実測あるいは計算によって推定して、式(2)を解いた結果、この系の固有振動数は50Hz, 120Hz, 290Hz, 350Hz, 400Hzとなり、実験データの周波数分析結果にほぼ近い値となった。

6 むすび

宇部ロッシェミルの振動特性を実験的、理論的に明らかにして、次の結言を得た。

- 1) 運転中の振動加速度と変動変位にはミルの最低次の固有振動数(主としてローラ部とアキュムレータのバネ剛性からなる1自由度系の振動で、LM3.6型の場合は50Hz)の成分が現われる。
- 2) 各測定値に現われる運転中の主な振動周波数はミル本体の固有振動数より低く、ローラやテーブルの回転数とその高調波成分であり、粉砕中の振動はこれらの低周波成分による強制振動であると考えられる。なお、ローラとテーブルの振動における低周波成分による位相は総て同位相であることが分った。

変位、応力の振幅がわずかに増加する傾向があるように思われる。

- 5) ケースに作用する外力の変動成分はテーブルに加わる静的な力のおよそ60%に達していると推定される。

参 考 文 献

- 1) 野村寿雄, 古閑忠三, 石川辰郎: 産業機械, No. 382, 10 (1982)
- 2) 梅木正二三, 奥田清治: 産業機械, No.382, 26 (1982)
- 3) 鉛本英明, 藤原邦久, 都丸隆夫: 産業機械, No.382, 22 (1982)
- 4) R. E. Sabaski : Min. Eng, 35-[1],43~47(1983)
- 5) 浦田暎三, 竹中利夫: 油圧制御 丸善 昭42年, 135