

平面研削盤における問題点

Problems on the Surface Grinder

加 藤 淳* 近 江 久 行*
Jun Kato Hisayuki Omi

内 容 梗 概

平面研削盤における振動波形を内外各社のものについて比較し、それに関連ある二、三の問題点を述べ、機械の振動の発生源につき考察し、その防止策を検討したものである。

1. 緒 言

時代の進歩とともに、機械の性能が向上し、ますます高精度の仕上げを要求されており、研削加工、特に平面研削加工分野はその要求する加工精度も、平坦度、仕上面粗さなどにおいて 1μ を問題にする傾向が強くなってきた。

このような傾向に対して、工作機械の中で平面研削盤のように、高精度の加工を行うものについては、単に機械構成部品の幾何学的精度だけを問題にせず、回転部分より発生する振動、外部より伝達される振動などの動的精度についても注目し、熱による変形、弾性のため起る変形、そして摩耗などとともに、細心の注意を払って管理してゆかなければ望めない。

一例を振動について考えてみると、砥石軸と加工物との間の相対振動を考えた場合、定量的には砥石と加工物との相対最大振幅が、そのまま加工物表面の粗さに加算される⁽¹⁾ことを考えれば、研削面粗さにおいて 1μ 以下を問題としてとりあげるとき、機械の振動をいかに小さくしなければいけないかは、いうまでもないことである。

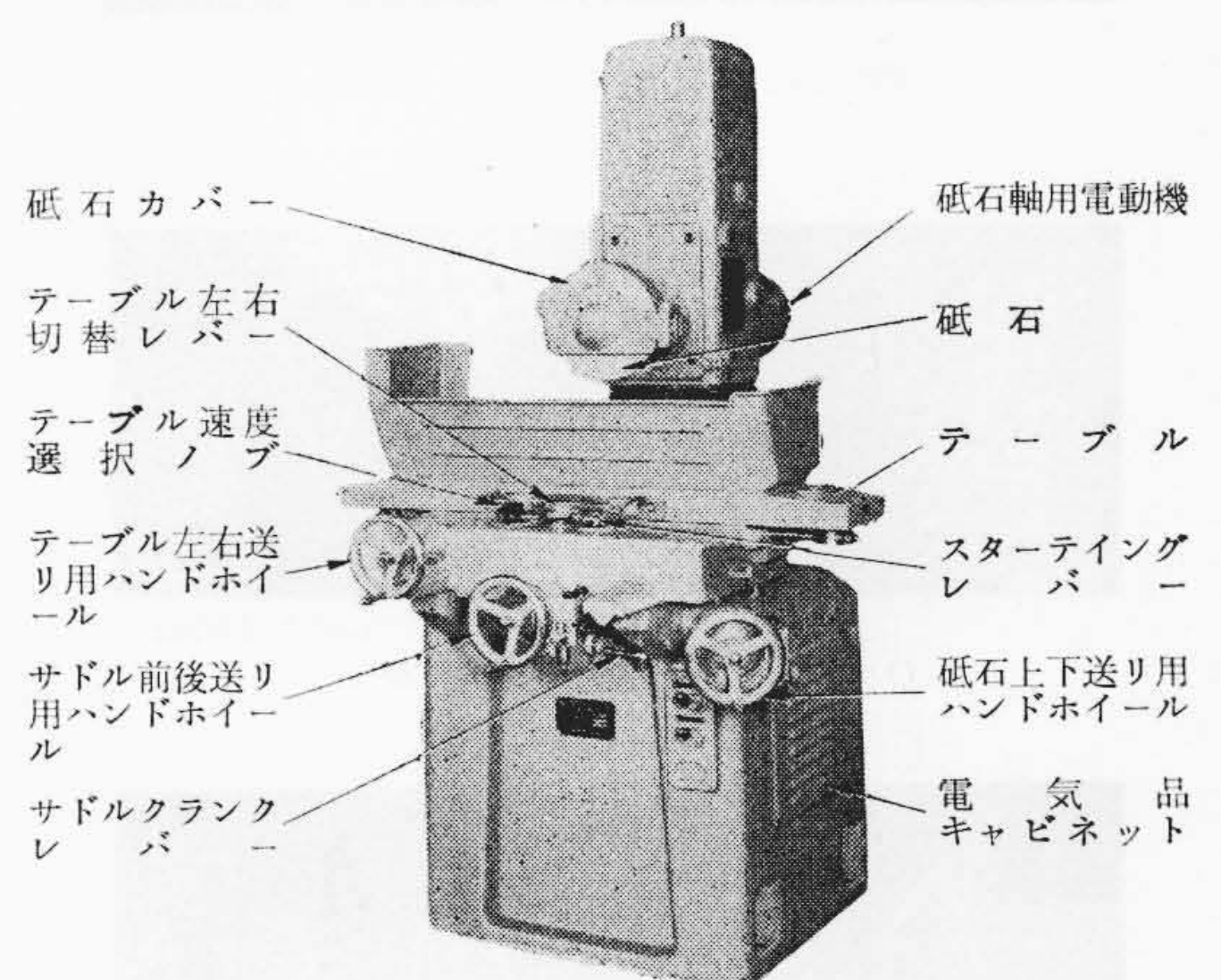
今回、おもに機械の振動波形を中心にして、内外著名の平面研削盤（砥石軸横型のみ）を調査した。そこで、これに関連する二、三の問題点について、比較を行いながら考察してみた。以下その概要について述べる。

2. 平面研削盤各部の振動

最初に以下述べる考察の参考として、日立製作所川崎工場で生産している各種平面研削盤の一例について簡単に説明する。第1図は GHL-100S 小型平面研削盤の外観である。

この機械は砥石軸に駆動電動機ロータを直接嵌合しており、また油圧駆動による往復動テーブルを有し、治具、ゲージ、プレス型、その他一般小物機械部品の精密研削を行う機械である。砥石軸受には大径の超精密級複合型ボールベアリングを使用しているため、その回転精度は

* 日立製作所川崎工場



第1図 GHL-100S 小型平面研削盤外観

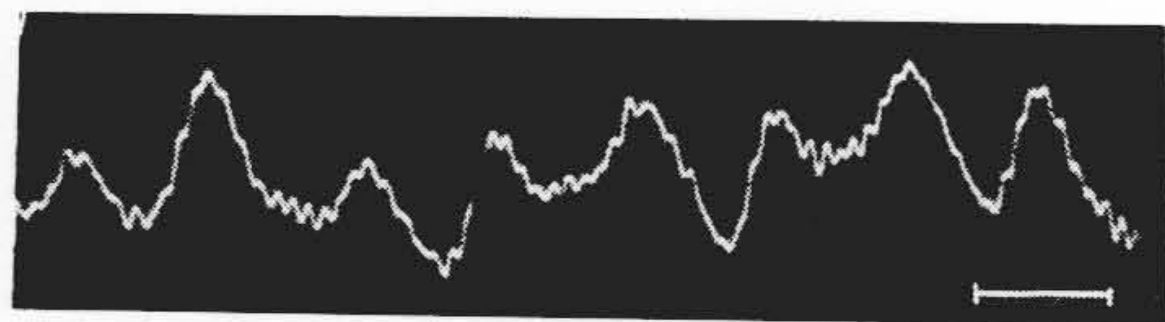
第1表 日立平面研削盤の主な仕様

型 式	GHL-100S
テーブル作業面積(幅×長さ)	100mm×250mm
テーブル速度	2~20m/min
砥石の大きさ(外径×幅×内径)	200mm×15mm×2"
砥石軸回転数 50~	2,920 rpm
砥石軸回転数 60~	3,530 rpm
砥石軸駆動用電動機	1 HP 2P
油ポンプ駆動用電動機	1 HP 4P
製品重量	750 kg

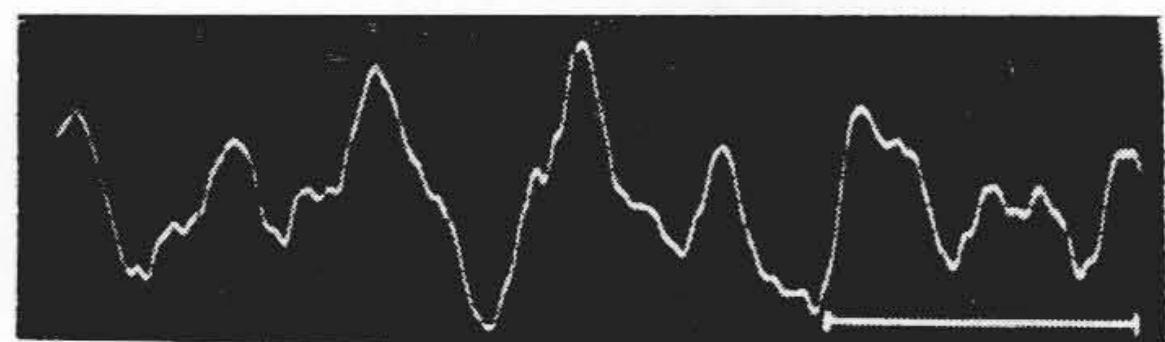
優秀であり、また油ポンプは分離された油タンクに収容され、防振ゴムを介してベッド内に取り付けてある。

第1表にこの平面研削盤の主な仕様を示す。

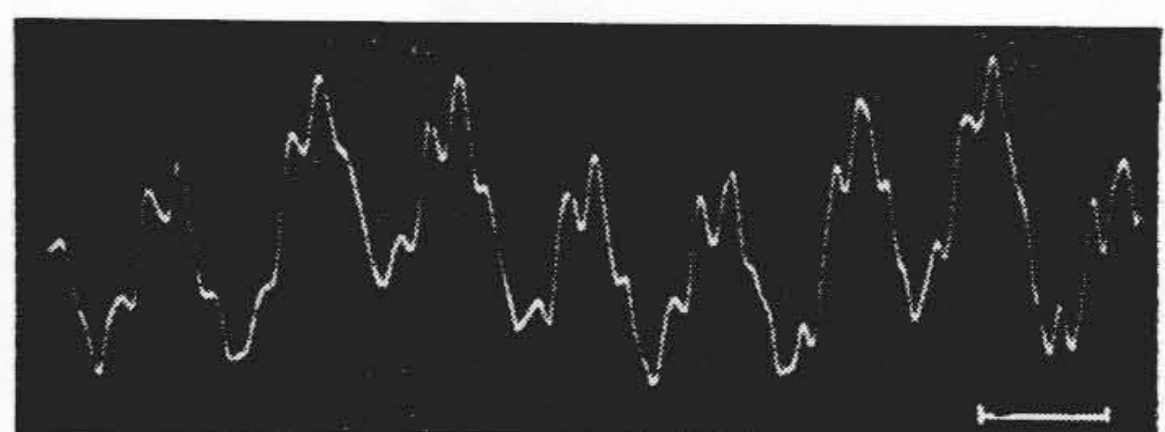
さて、平面研削盤における振動の大きさを比較検討する時、ある場合には振幅の大きさを比較し、またある時は振動周波数の多少を比較することがあるが、極度に微小な振動を問題としてとりあげるとき、その振動波形を見ないで論ずることはできない。つまり同じ 1μ の振幅をもつ振動でも、単に周波数の違いだけを調べたのではその振動を起している原因を分析することはできない。それは機械が複雑な構造をしていればいるほど、測定される振動は多くの合成された振動であるからである。



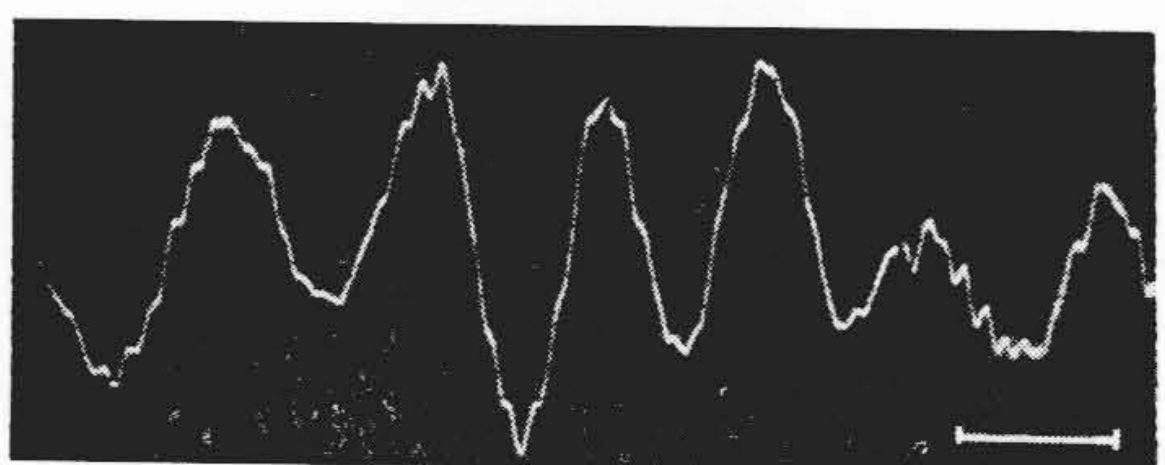
砥石軸1回転
GHL-100S 振幅 0.30μ 回転数 3,000 rpm



砥石軸1回転
B社振幅 0.41μ , 回転数 1,430 rpm

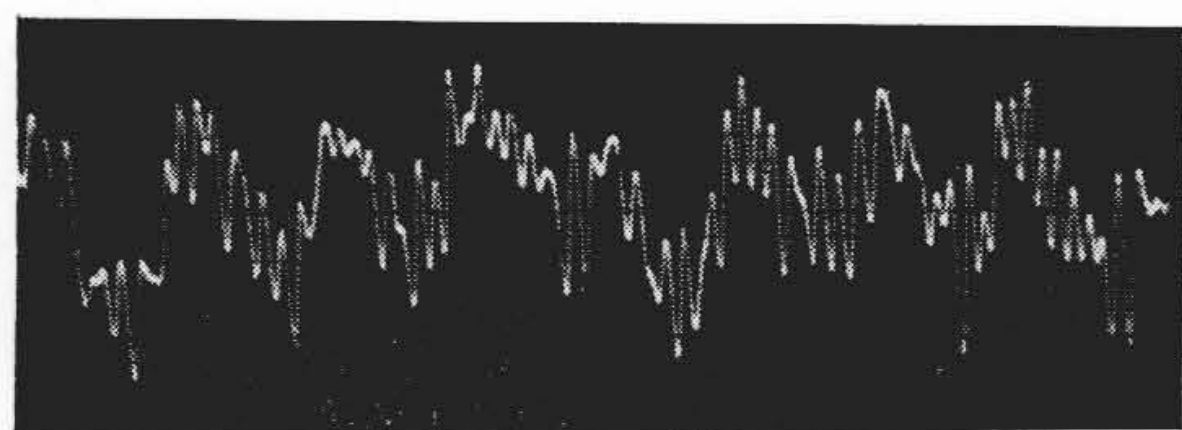


砥石軸1回転
O社振幅 0.49μ , 回転数 3,000 rpm

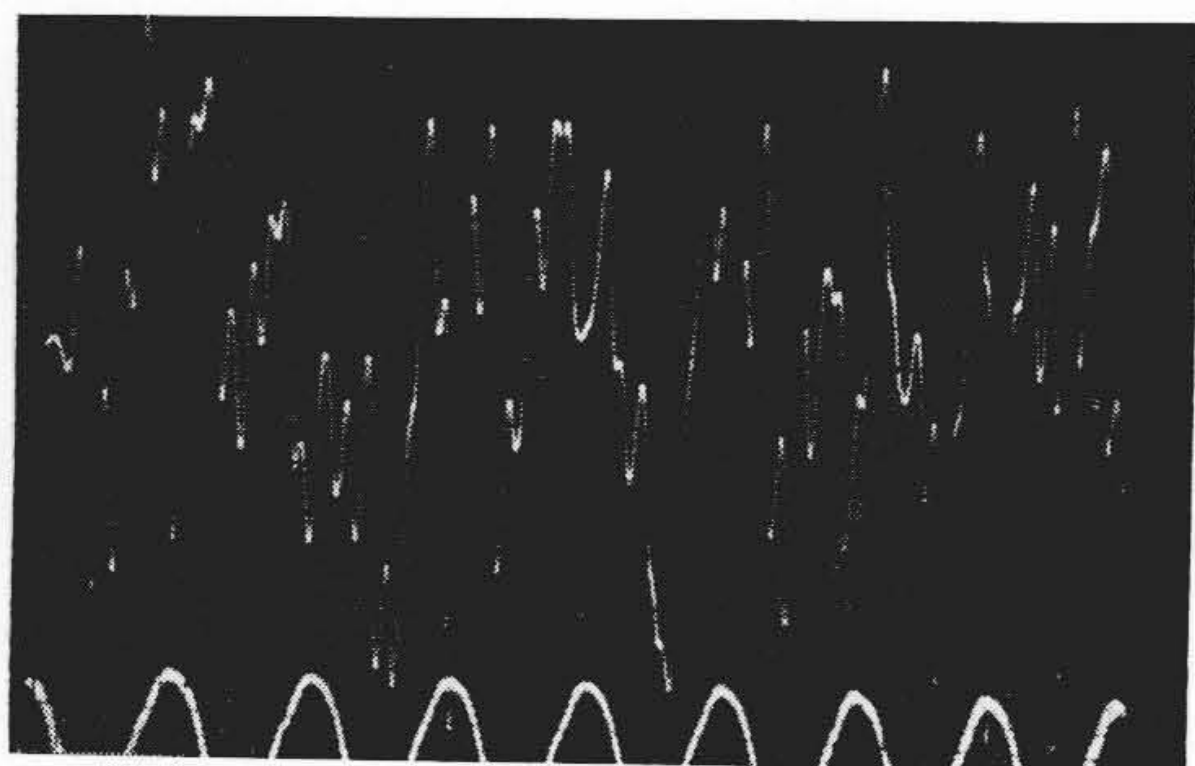


砥石軸1回転
J社振幅 0.54μ , 回転数 2,500 rpm

第2図 砥石軸頭における上下振動波形

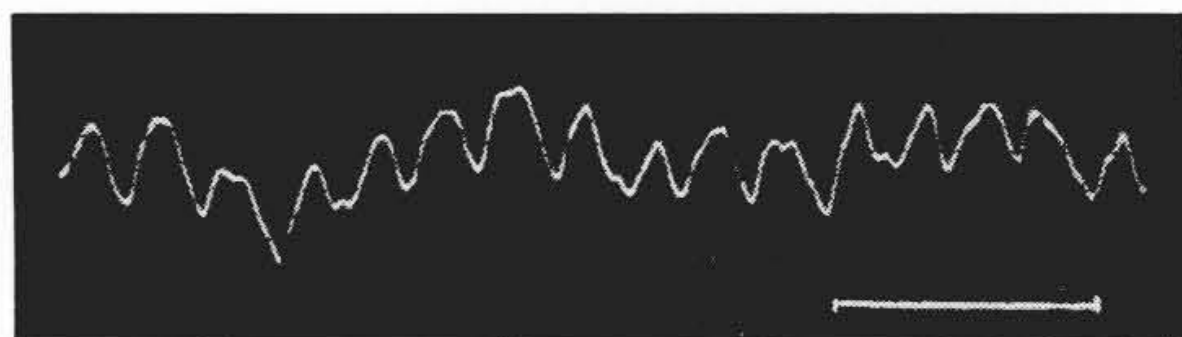


GHL-100S 振幅 0.41μ

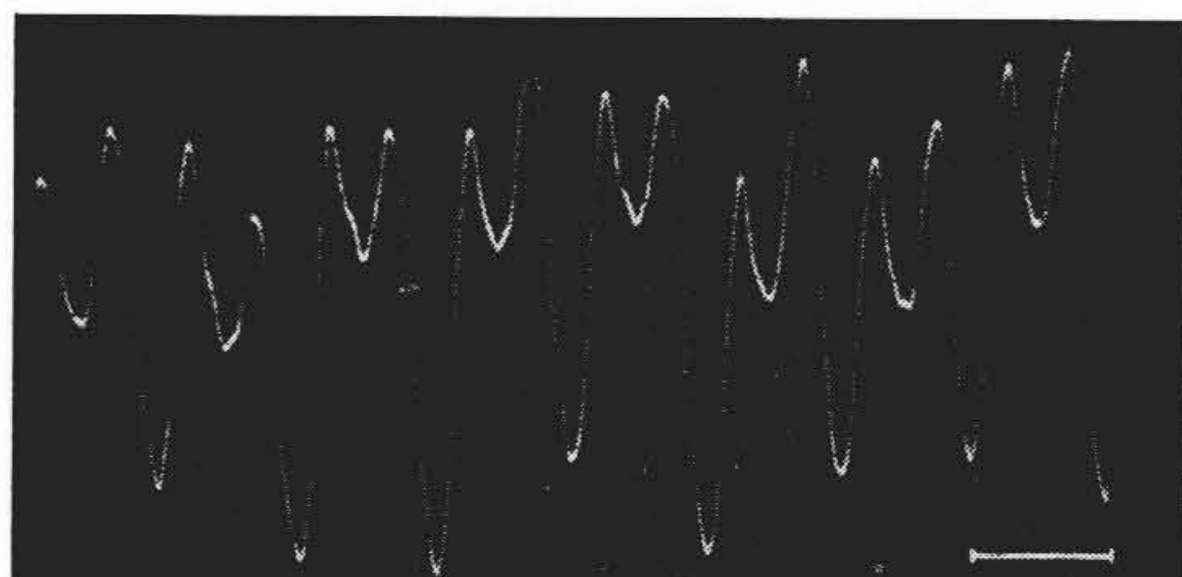


B社振幅 1.00μ

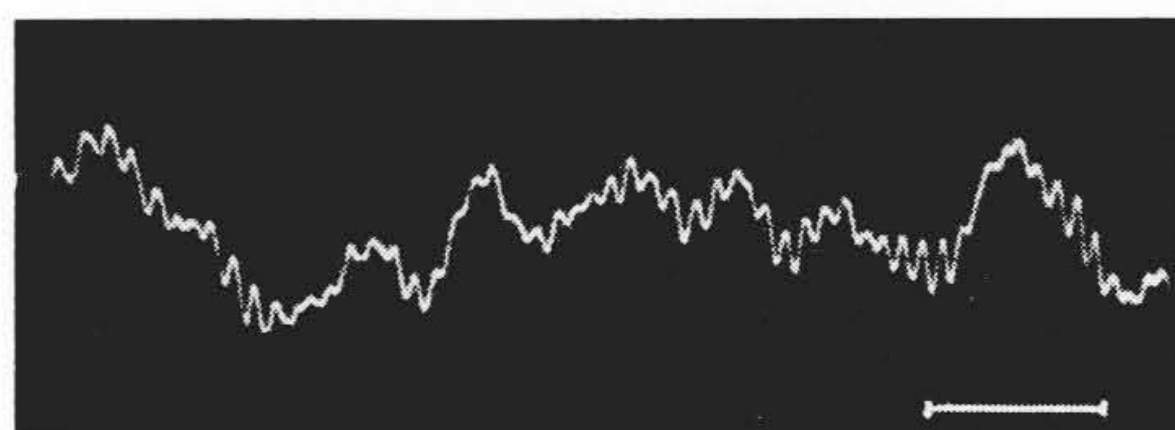
第4図 油タンク上下振動波形



砥石軸1回転
B社振幅 0.22μ , 回転数 1,430 rpm

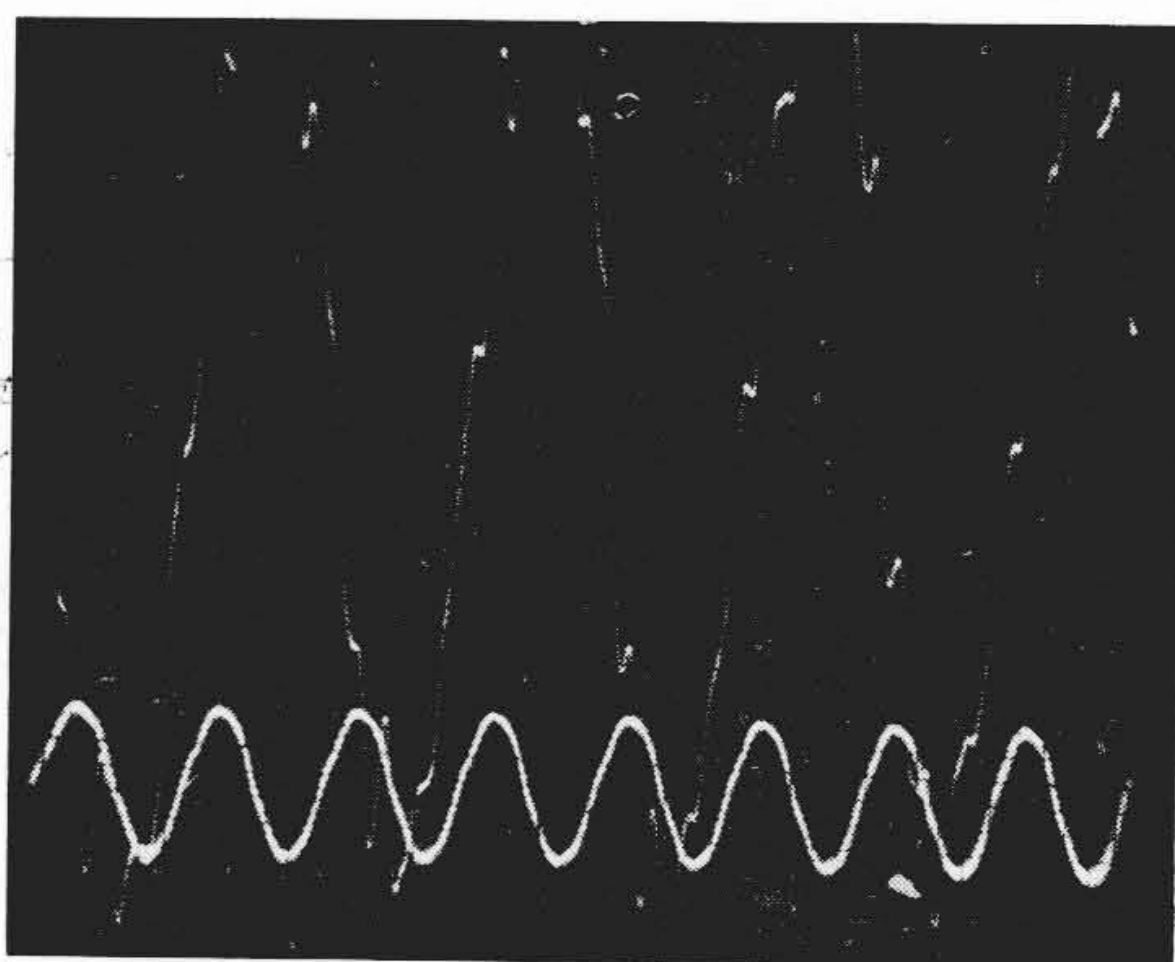


砥石軸1回転
O社振幅 0.68μ , 回転数 3,000 rpm

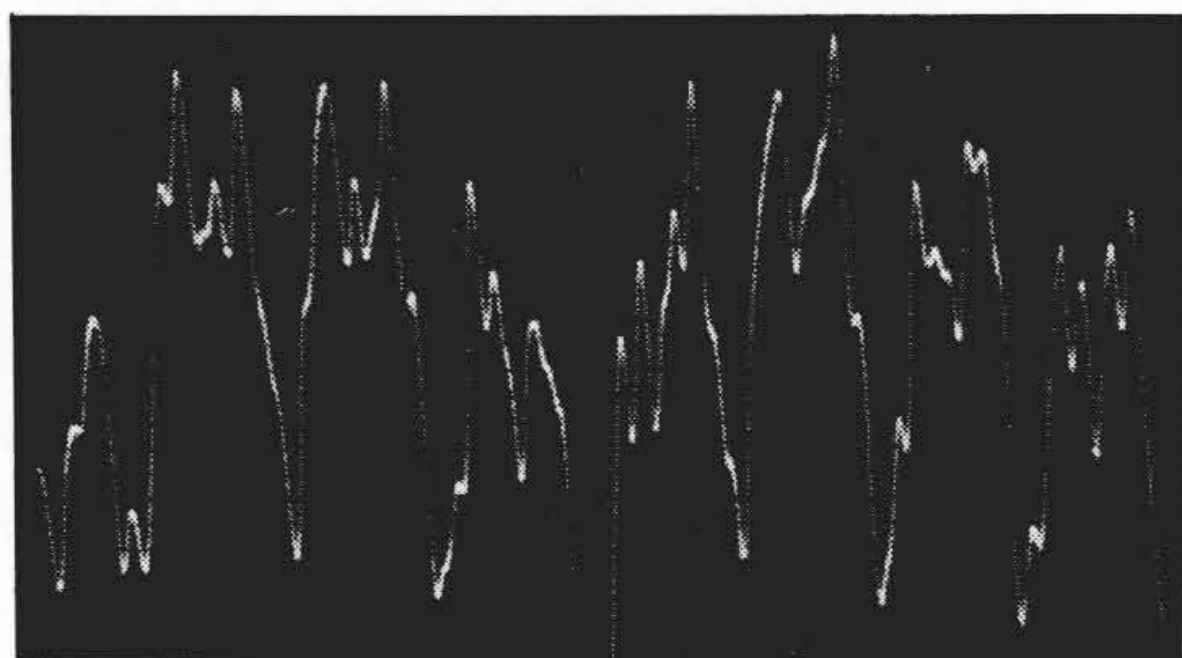


砥石軸1回転
J社振幅 0.27μ , 回転数 2,500 rpm

第3図 砥石軸駆動用電動機の上下振動波形



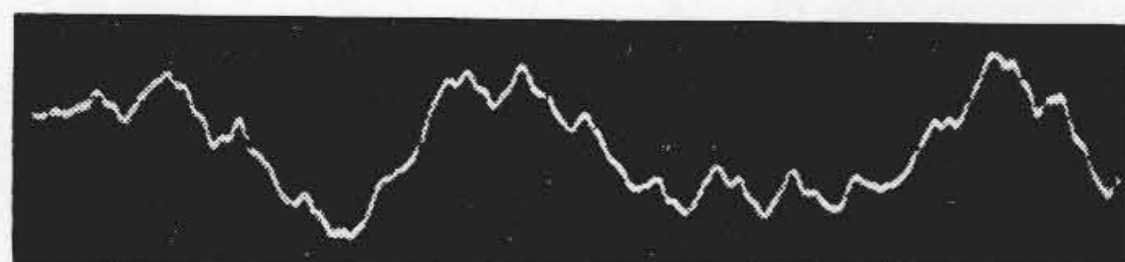
O社振幅 1.46μ (時間軸 50~)



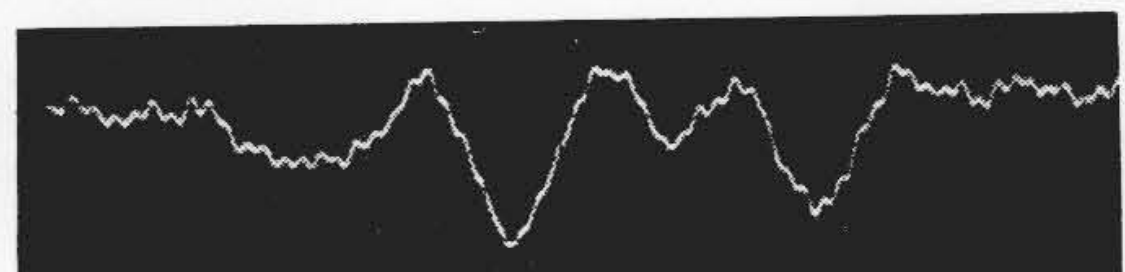
J社振幅 0.95μ



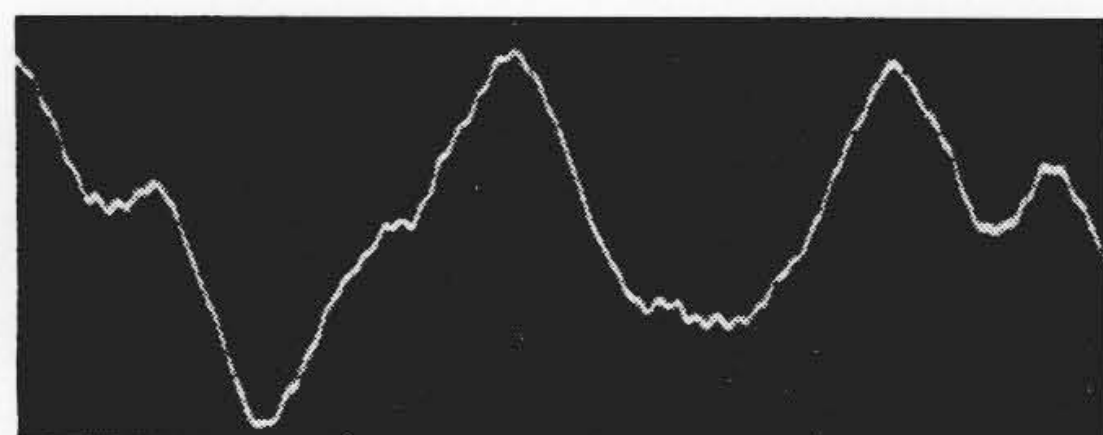
GHL-100S 振幅 0.24μ



B社振幅 0.22μ

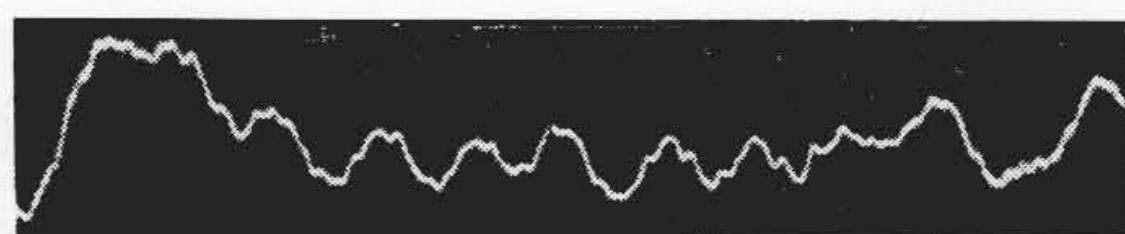


O社振幅 0.24μ



J社振幅 0.54μ

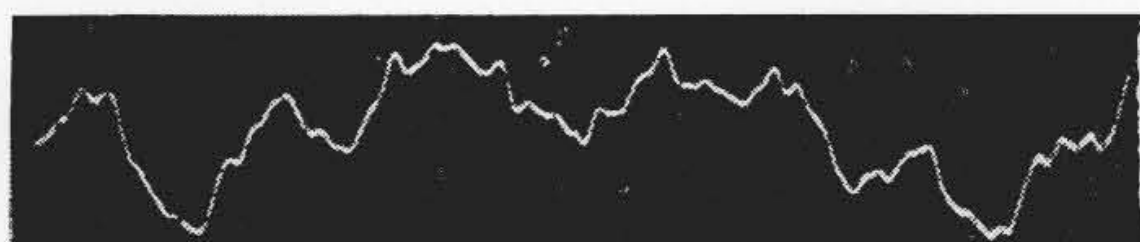
第5図 テーブル上下振動波形



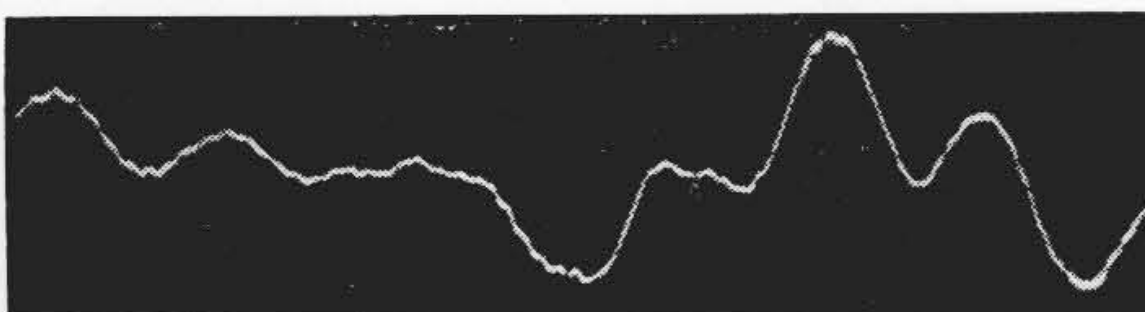
GHL-100S 振幅 0.22μ



B社振幅 0.22μ



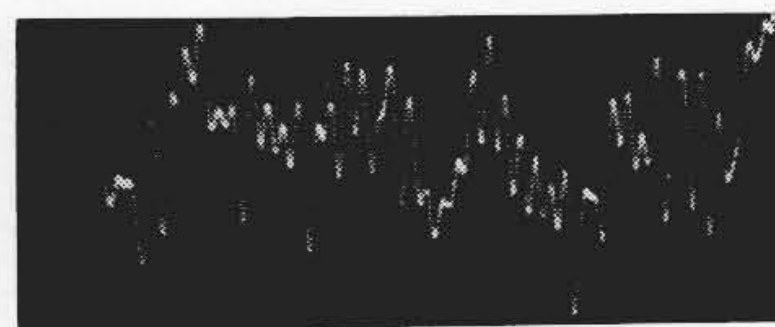
O社振幅 0.24μ



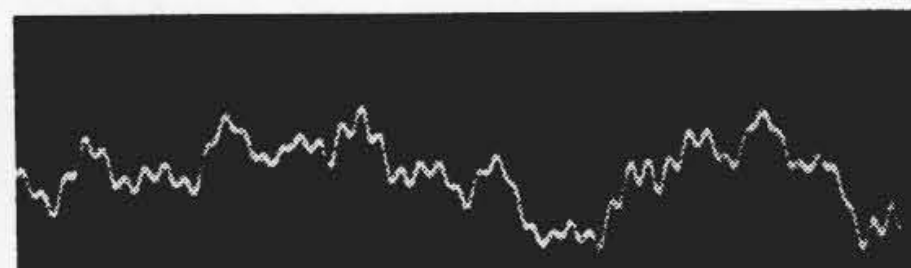
J社振幅 0.32μ

第6図 サドル上下振動波形

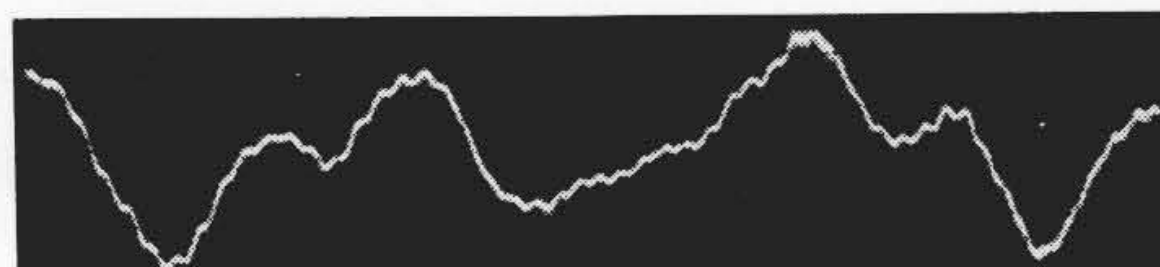
そこで筆者らは内外各社（日立、O社、J社、B社）の平面研削盤において、砥石軸頭、駆動電動機、油タンク、テーブル、サドル、ベッドなどにおける上下振動の振動波形を、砥石軸停止時と、砥石軸空転中に測定し、その状態をブラウン管により記録した。



GHL-100S 振幅 0.32μ



B社振幅 0.27μ



J社振幅 0.30μ

第7図 ベッド上下振動波形

第2図は砥石軸頭における上下振動波形である。これを見ると、砥石軸頭の振動には共通して砥石軸一回転ごとに似た振動波形が見られるが、これは皆砥石軸が電動機と直結されているためともみられる。そのほかに振幅の小さい高い振動数の波が見られるが、その発生原因が異なっているため波形も異なっている。砥石軸における大きな振動は研削面に周期的な凹凸を生じ、縞模様となつて残り研削粗さを悪くする。

第3図は砥石軸駆動用電動機の上下振動波形である。ここではまず第一に各社とも波形が異なっていることがわかる。これは電動機の構造の差異によるものであり、たとえば、J社の電動機は巻線型であり、O社のそれは籠形である。次に振幅ではO社が特に大きく、B社、J社は手で触つてみてかすかに感じる程度の振動である。

第4図は防振ゴムによつて本体から切り離されている油タンクの上下振動波形である。ここでも波形はみな異なり振幅ではO社が一番大きく、B社、J社、日立の順に小さくなっている。この大きな変化はいずれも油ポンプの回転数、駆動電動機の回転数に関係ある周期で大きく変動していることがわかる。

第5図はテーブル上下振動波形である。この波形で見られる大きなうねりは工場内外から機械に伝わってきた振動の影響と見られる。小さい振動にはB社のように電動機の影響が現われているものもある。

第6図はサドル上下振動波形、第7図はベッド上下振動波形である。これを見るとサドル、ベッドともテーブルの振動波形に似ており、あまり大きい変化はない。

以上各社の平面研削盤における上下振動波形について述べたが、これらの機械は現在生産に使用されているものであり、研削粗さはいずれも 1μ 内外である。

このように今日では仕上面粗さ 1μ は容易に出せる機械が沢山あるが、これを一步進めてさらにより良い精度を出そうとすると、種々困難な問題に突当るのである。つまり 1μ の壁を破つて高精度の研削面を容易に得ようとするには、まず第一に機械の振動の問題を解決しなければならないのである。砥粒面の切刃と砥石対加工物の相対速度とから理論的に計算される表面粗さは A46H 程度の砥石でも 0.1μ 程度である⁽²⁾ので実際にできる表面粗さはその原因がほとんど振動にあると考えて良い。

3. 振動源の分類

次に振動を起す原因は大きく分けて (1) 研削盤の心臓部といわれている砥石軸関係から起つてくる振動、(2) 弾性体の集りである機械構造からの振動、(3) 基礎構造を含めた工場内外から伝達してくる振動、(4) 研削中に研削条件によつて起る振動の四つに分類できる。最初に砥石軸関係の振動から考えてみると、まず電動機の起す振動がある。ロータの不平衡によるものと磁歪振動とが考えられるが、ロータの不平衡は砥石軸と一体にして動平衡をとることによつてある程度まではカバーできる。しかしロータの不平衡量はできるだけ少なくしなければならない。砥石軸はロータとともに回転重量の大部分を占めるものであるから、その不平衡量は極度に小さいことが望ましい。これらの不平衡量は高速回転時には大きな力となり振動の原因になるからである。砥石はホルダーによつて支持されテーパ面で砥石軸に組付けられるが砥石自身の平衡、ホルダに支持されたときの平衡も注意していないと、直接加工物に影響を与える所だけに仕上面粗さに大きく悪影響を及ぼすのである。以上は回転体について平衡度のことを問題にしたが、これらの重量をささえ正確に位置決めする軸受の精度もおろそかにはできない。最近はこちらが軸受においても ABEC-7 級程度の SP 級軸受が大量に生産されており、その使用範囲も広くなつてはいるが平面研削盤の砥石軸に使用するものについては、内輪偏心は最大 3μ 程度でなければならない。たとえば今砥石軸の回転重量を 15kg とすれば、 1μ の偏心によつて生ずる不平衡量は

$$15\text{ kg} \times 0.001\text{ mm} = 15\text{ g-mm}$$

となり、砥石軸の不平衡量を 10 g-mm と押えたとしてもこれを容易に上回る。もしこの偏心方向が砥石軸の不平衡の方向と一致したようなときには実に 25 g-mm の不平衡量となる。

機械本体から生ずる振動では先に述べた機械の比較的高い所にある砥石軸と駆動電動機によつて起る振動以外に、油ポンプ駆動用電動機が発生する振動と、油ポンプは主に歯車ポンプの場合であるが、歯数に応じた脈動の外に歯車の偏心誤差による一回転ごとの脈動がある⁽³⁾。

これら油タンクなどの振動は機械本体に伝達しないように、中間に防振ゴムなどを用いているが、これは共振点をずらし、共振振幅を下げるために使用されているのであるが複雑な振動が合成されて機械に伝達してくるのでその防振ゴムの材質、選択、取付方法なども注意が必要である。防振ゴムが悪かつたりすると、機械に強制的な振動を与え各部に悪影響を及ぼすことがある。

テーブルに油圧駆動を用いている機械では大なり小なりその切換時に衝撃が起りそれが間接的に各部に伝わり振動を残している。この衝撃は特に 15 m/min 以上の早い送り速度で研削する必要があるときは注意しなければならない。

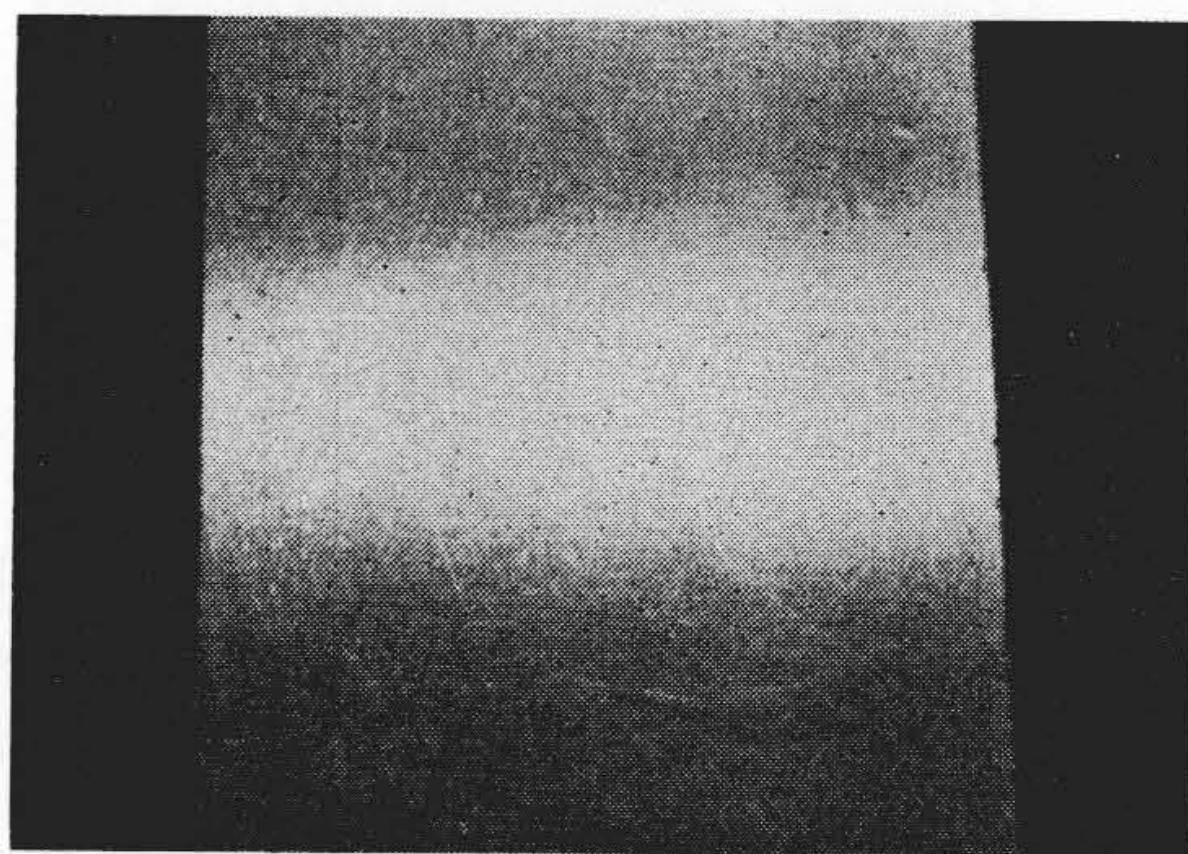
以上は機械本体の起す振動について考えてみたのであるが、一般に機械は工場内に置かれるものであり、周囲の環境についても十分注意を払つて使用しなければいかにも優秀な機械でも悪くなつてしまうのである。つまり基礎をしつかりしたものにして自分の発生する振動減衰につとめるとともに外部から伝達してくる振動を完全に遮断しなければならない。筆者らの実験によると、基礎が比較的柔かいときには機械全体の振幅が増し、砥石軸頭も大きく振れている。

次に研削中にも砥石が目づまりした時などは研削抵抗が増し変動しやすくなるので振動を起したり、加工物と砥石が合わないときには、研削面に焼付を生じ間接的な振動の原因になる。また不注意により砥石に油が付着していたりすると、その部分だけ切粉がつき目づまりに似た現象を生じ振動を起すこともある。

4. 研削面のビビリ

今まで述べてきたことは、研削盤における振動の発生源についてであるが、次にそれでは研削盤で振動による影響にはどんなものがあるかについて考えてみる。

直接的な影響でしかも一番大きなものは砥石軸の振動が研削面に現われ縞模様となるものである。通常これは研削面のビビリといわれているが、これがあると研削粗



第 8 図 研削面のビビリ

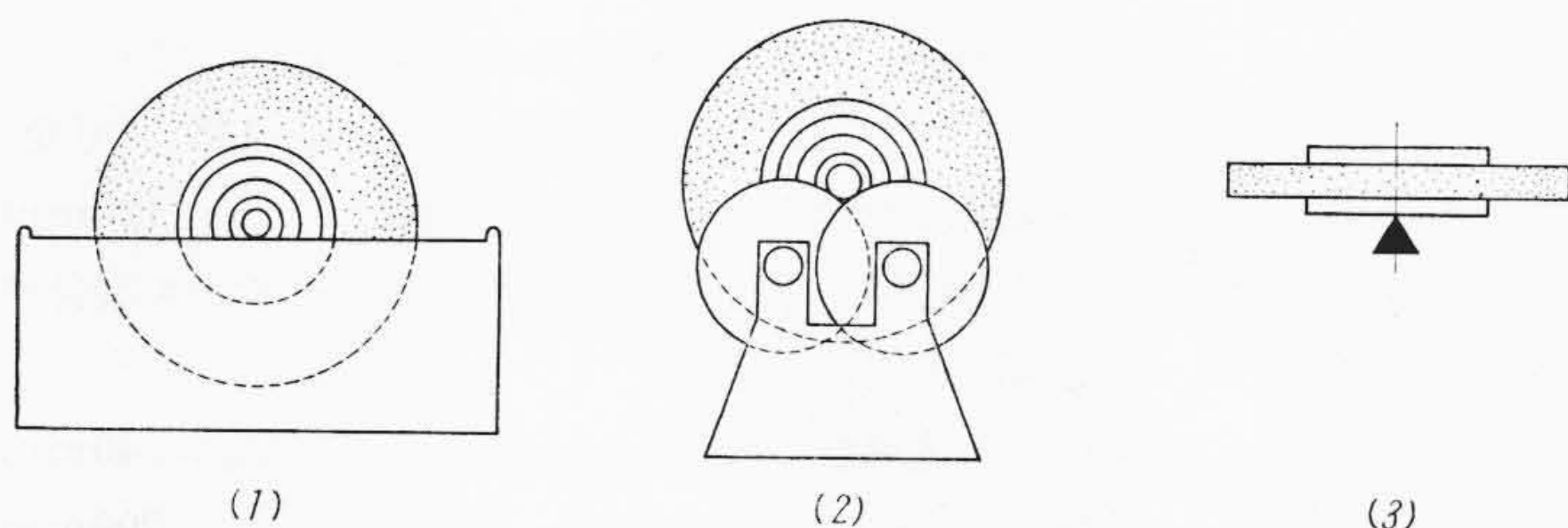
さを悪くするものである。研削面に生じたビバリ面の例を第8図に示す。これは砥石軸回転数とは無関係なピッチで生じた縞模様であり、一見わかりにくいもので光線の当て方によつて第8図のようにはつきり見えるものである。これが生じた原因は結局機械の振動である。次に間接的な影響としては、摩擦面を介して微小送りを行っている機構には振動によつてその送り精度が悪くなることがある。このことは砥石軸頭を上下しているスクリュウ、ナットの送り機構にも当てはめられる。一例として先に振動測定を行つた、J社、B社、O社の砥石軸頭に同一衝撃を与えた場合、J社、B社はともに 2.5μ 移動したにすぎなかったが、O社の場合は 30μ も移動した。この傾向は他の機械にも見られるが、振動に対する抵抗度についても注意しなければならない。

5. 振動防止対策

以上平面研削盤の振動について、種々述べてきたが、これらの対策としては次のようなものが考えられる。

- (1) 砥石軸に直結される電動機のロータは極力不平衡量を少なくした後、砥石軸と一体にし、軸受を介して動的平衡をとる。
- (2) 砥石はホルダに組付けたまま平衡をとるが第9図における(イ)、(ロ)などのような砥石を垂直にして行う従来の方法より、(ハ)のようにして平衡を精度良くとる。
- (3) ころがり軸受を使用する場合、砥石軸の不平衡の方向と軸受偏心の方向に注意して組立てを行うこと。
- (4) ポンプと一体になつた油タンクを機械内に保持している場合、油タンクの振動もできるだけ小さくし、防振ゴムの選択にも十分注意し機械へ伝わる振動を小にする。
- (5) 研削盤は自分から発生する振動は他の機械に比べて小さいので、据付ボルトで締め付けなくても差しかえはないが、不時の衝撃の用意として軽く締めることは必要である⁽³⁾。

工場内外から伝達してくる振動の影響は見逃すことができず、コルク板で十分防振して行つた内面研削盤の精



第9図 砥石平衡とり装置

第2表 研削砥石の使用分類

被 削 材	砥 石
軟 鋼	36K
軟 鋼	46K
シアン化焼入鋼または型鋼	36J
シアン化焼入鋼または型鋼	46J
ニッケルクローム鋼	46H
高合金工具鋼	36J
高 速 度 鋼	36H
高 速 度 鋼	46H
溝用表面研削	60J
鋳物やブロンズカーボランダム	46J

注：J社資料より

密研削では #60 の砥石を使用しても最大粗さ 0.05μ の面が得られた⁽⁶⁾実例もある。

(6) 最後に研削条件では砥石を加工物に合つたものを使い、良くドレッシングを行い、クーラントをかけ研削面の摩擦を小さくして研削することである。参考までに第2表にJ社の資料より砥石と加工物の組合せの例をあげる。

6. 結 言

以上平面研削盤の各部の振動波形比較と、それに関連する二、三の問題点につき簡単に述べてみたが研削精度はますます向上の一途をたどり、すでに測定器においても 0.1μ 単位のものも出現している。

平面研削精度ならびに仕上面粗さが 1μ の壁を打破するためにはなお困難な問題が多いが一つ一つ問題を解決することによつて、将来必ず到達できるものと信じている。おわりに振動測定に御協力を受けた日立製作所亀戸工場工具課ならびに中央研究所の関係者各位に厚く感謝の意を表する次第である。

参 考 文 献

- (1), (2) 佐藤健児： 砥粒および砥石による加工 (昭 31 誠文堂新光社)
- (3) 隅山良次： マシナリー 637 (昭 30-7)
- (4) 佐藤嘉一： マシナリー 12 (昭 24-11)
- (5) J. P. Den Hartog: Mechanical Vibration 1940
- (6) S. Timoshenko: Vibration Problems in Engineering 1937
- (7) A. Andronow & Schaikin: Theory of Oscillations 1937
- (8) Grinding improved by Vibration: Engineering Vol 180
- (9) Vibration ingrinding Operation: Machinery 1955
- (10) Which type wheel for Surface Grinding: Machinery 1957
- (11) H. クルウク： 海外機械資料 p. 65 1957
- (12) ランデベルグ： 海外機械資料 p. 48 1958