

日立強力形 1,500mm ホブ盤について

Hitachi Heavy Duty 1,500 mm Gear Hobbing Machine

古橋 一尊* 久保寺 武夫*
Kazutaka Furuhashi Takeo Kubodera

内 容 梗 概

ホブ盤の振動は、その切削機構がほかの加工法に比べて複雑なため、完全な解明が得られていない。われわれがホブ盤の生産を開始してから現在まで、各種の研究、試験、調査の結果明らかになった切削振動の問題について述べ、またこれらの結果に基づいて新たに設計製作された日立強力形 1,500mm ホブ盤について紹介する。

1. 緒 言

近來の歯切加工における高能率化、高精度化の傾向は著しいものがあり、これに伴ってホブ盤の強力化もまた著しく進んだ。したがって、ホブ切りにおける振動およびこれに対するホブ盤の剛性の問題はホブ盤メーカーとして最も重要な問題である。

われわれがホブ盤の製作を開始してから数年を経過し、国内各方面に納入したが、その製作途上において最も関心を払ったのがこの問題であった。そして、試作機ならびにその後の生産機における切削試験、ホブ切りの機構に対する研究、および国内国外各メーカーの機械による切削などからホブ切りにおける振動に対しある程度の資料をうることができたので、これをまとめて説明するとともに、それに基づいて新たに設計製作された 1,500mm ホブ盤についてその内容と切削性能について述べる。

2. ホブ切りにおける振動について

ホブ切りはほかの機械加工に比べ、機構が複雑であり、いかなる状況においていかなる機構によって振動が発生するかについてはまだ完全な解明が行われていない現状である。

2.1 振動の状況

機械は重切削時において一部または全体が振動を起し、切削面に振動模様が出る。これをびびり振動とっているが、その後の加工の支障ない程度の軽いものとそうでないはなはだしいものがある。

振動の様相としては二つの形式が認められるのが普通である。

(1) 時間とともに減衰し、ホブの1回転ごとに断続して発生するもの。いわゆるかたいびびりとといわれるもので、切削諸元の過大に起因する。

(2) 振動がいったん発生すると振幅が漸増し一定のところまで定常化して切削による外力のサイクルと無関係に振動するもの。機械に剛性上および構造上の欠陥がある場合に発生する。

このうちの(2)は根本的欠陥によるものであって異常なびびりに属する。したがって普通問題となるのは(1)である。

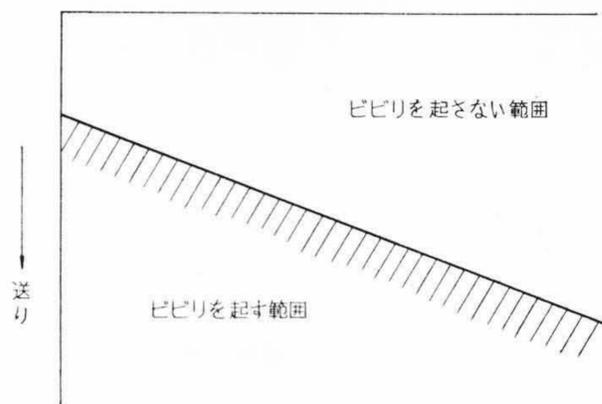
ホブ切りは数個の切刃による断続切削であるから常に一定のくりかえし荷重が加えられるので振動を起しやすいといえる。そして切削の条件がある程度以上になると振動が発生する。

また振動時における機械各部の振幅を測定してみるとテーブルおよび歯車材の円周方向の振幅が最も多く、この値がある程度以上になるとびびりとして認められるようになる。したがってテーブル系の回転むらびびりの大きな原因であると考えられる。

振動の機構についてはまだ明らかではないが、外力と機械の固有振動数が一致した共振と、切削機構上から発生する自励振動とが考えられ、近來の強力化によって前者のケースはほとんど少なくなり、

* 日立製作所川崎工場

切削速度(ホブ回転数)



第1図 ホブ盤のビビリ範囲

主として後者に起因すると考えられている。

2.2 振動に対する諸因子の影響

(1) 切削諸元

切削試験の結果を総合すると、切削条件によって振動を発生するいわゆるびびり状態にある範囲とびびりを起さない範囲とが存在する。そしてこの二つの範囲の境界はほぼ一定の形式があり、第1図に示す。

図に示すとおり送りが増大すると振動が発生するが、ホブ軸の回転数が低いほど境界が送りの低いほうへ寄り振動を起しやすくなる。このことはホブ盤の形式にかかわらずすべての機械に認められる。

この現象の解釈はいくつか考えられる。低速になるほど切削力が大きいのか、高速になるほど機械が振動の面で耐振性を増すのか、あるいは低速のほうが切削力変動が大きく不安定なのか、これまでの実験の結果ではまだ断定ができない状態である。

(2) 歯車の径と重量

ホブ盤はその仕様で定められたすべての歯車がすべて同じ切削条件で切削できるものではない。最大径に比べて径の小さな歯車は異常なく切削できても、仕様限度に近い大きな径の歯車を切削すると振動が発生する。

これまでの筆者らの調査結果によると、国内国外を問わず、すべてのホブ盤は仕様の60%ぐらいの径以上では例外なく振動を発生している。

径の大きな歯車で振動が発生しやすい理由を考えてみると、

大モジュール……………切削力が大きい

大 径……………テーブルに働く切削力のモーメントが大き
きく、不安定域に作用する

歯数が多い……………テーブル回転数が低い

大重量……………テーブルの負荷重量が大きい。

などがあるが、これらの諸因子を完全に分離した試験を行うのはなかなか困難である。

第1表 歯車径の影響

歯車仕様	8 M 48 T ヘリカル			8 M 186 T ヘリカル		
	400 φ			1,440 φ		
外径	400 φ			1,440 φ		
切込み	17			16		
ホブ回転数 (rpm)	36	48	64	36	48	64
切削速度 (m/min)	15	20	26	15	20	26
送り (mm/rev)	0.70	○	○	○	○	○
	0.89	○	○	○	△	○
	1.19	○	○	○	×	△
	1.50	○	○	○	×	×
	2.00	○	○	○	×	×

記号：○ びびりなし △ 局部的にびびりあり × 全体的にびびりあり

第2表 テーブルしゅう動面給油圧力の影響

振幅単位 μ

ホブ回転数 (rpm)	27		36		48	
切削速度 (m/min)	15.3		20.5		27	
送り速度 (mm/rev)	2.0		2.0		2.0	
テーブル面油圧 (kg/cm ²)	1.0	0.5	1.0	0.7	0.5	1.0
テーブル円周方向振幅	40	5	20	16	8	26
ワーク円周方向振幅	40	4	20	12	7	30

歯車諸元：8 M×116 T スパー，外径 950 φ，重量(取付具含み) 800 kg
 ホブ諸元：外径 180 φ，材質 SKH3，右ねじれ トップレーキ角 6 度
 切削諸元：切込み 16mm，方向 クライムカット

第3表 テーブルブレーキの影響

ホブ回転数 (rpm)	36		48		64	
切削速度 (m/min)	15		20		26	
ブレーキ	なし		あり		なし	
送り (mm/rev)	なし	あり	なし	あり	なし	あり
0.89	○	○	○	○	○	○
1.19	△	○	△	○	○	○
1.50	△	△	△	○	△	○
2.00	×	×	×	△	×	△

歯車諸元：8 M×176 T ヘリカル

記号：第1表に同じ

一例としてモジュールを同じにした切削試験の結果を第1表に示す。

(3) テーブルしゅう動面の給油圧力

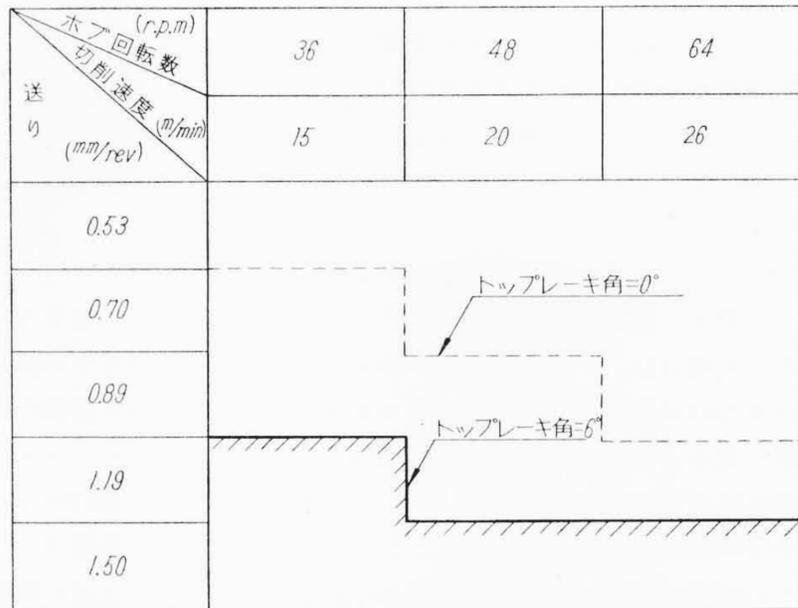
びびり振動においてはテーブルの円周方向の振幅が最も大きくなることはさきに述べたとおりであるが，テーブルしゅう動面へ供給している油の圧力を変化させると振幅が著しく変化し，びびりの状態も変る。

筆者らの試験によれば，油の圧力は歯車材および取付台の重量，切削力などを総合して考えた時，テーブルしゅう動面に加わる圧力とほぼ等しくしたときが最も良好な切削ができるようである。その例を第2表に示す。

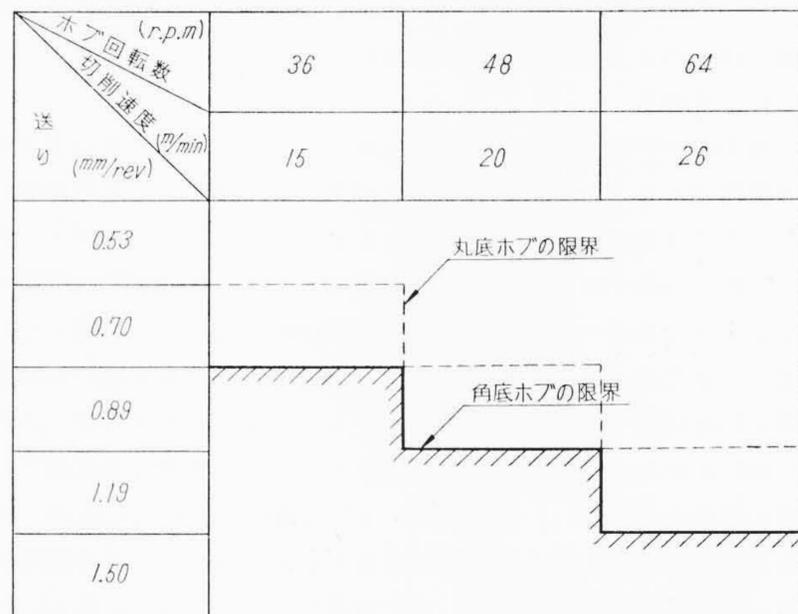
(4) ブレーキ，フライホイール

テーブルやホブ軸にブレーキをかけて振動を防止しようとする対策は，しばしば用いられるところである。筆者らもいくつかの機械で試みたが有効な時とそうでない時とがあり，一義的に効果を認められなかった。結局，振動を起した時のエネルギーは相当大きくブレーキでは止め得られない場合が多いと考えられる。また，長年月使用して軸受にガタのあるような場合には比較的有効であるが，機械の根本的対策としてブレーキを使用することは有効とはいえない。

振動防止の一策としてホブ軸にフライホイールをつける場合が



第2図 トップレーキ角の影響



第3図 ホブ形状の影響

ある。ホブ切りが断続切削であるから，大きな質量によって衝撃を吸収するのは効果的といえる。しかしほかの機械に比べてホブ盤では回転数が比較的低いのでそれほど有効ではない。これまでの試験の結果では，フライホイール効果の生ずる範囲には限界があり，ある程度以上の回転数にならないと認められないようである。

テーブルにブレーキをかけた時とかけない時での振動を発生する範囲の違いを第3表に示す。

(5) ホブのトップレーキ角

高速ホブ切りの実用化とともにトップレーキ角をつけたホブが数多く使用されている。切削試験の結果とその効果が認められた。これを第2図に示す。

(6) ホブの形状—丸底と角底

普通のホブでは JIS に定められた基準ラックからその形状が定まっているが，船舶用歯車は歯みぞが半円形をしているため，ホブも歯先が丸くなっている。このような丸底ホブと普通の角底ホブでは同じ歯車を切削した時切削能力に差異を生ずる。第3図に示したのがその一例で，角底だとびびりを発生しない領域が1段高いところにくる。この現象は，切削機構上歯みぞを創成する時(このとき切削力が最大になる)に丸底では切屑面積が大きく，切削力も大きくなるためと考えられる。

(7) ホブの口数

ホブ切りの能率向上のため多口ホブによってテーブル回転数を上げて切削する場合が最近見られる。これについて普通のホブと

の比較切削試験を実施してみたが、その結果では多口ホブのほう
がびびりを起しにくいことが判明した。このことはテーブルの回
転速度が振動を左右する大きな因子であることを示している。

(2)において大径の歯車が振動を起しやすいというのもしたがっ
て歯数が大きくテーブル回転速度が小さいことも一つの原因と考
えられる。

(8) ワークアーバサポートスタンド

中形ホブ盤では振動を発生しやすいような大きな径の歯車を切
削する場合は、ワークアーバサポートスタンドを取はずすか後退
させるのが普通であるが、このスタンドの有無によって振動の状
態が変わることがある。すなわち、スタンドをはずしたり、ベッドへ
締付けたりするよりもスタンドをベッドの上へ置いて締付けない
場合のほうが振動が少なくなることがあった。この時の振幅はベッ
ドの振幅にわずかながら差を認められるし、スタンド上部の振幅
が著しく少なくなっている。結局、ベッドの剛性が十分とはいえ
ない機械ではスタンドをゆるめることにより、スタンドがダンパ
としての作用をすると考えられる。しかしベッドの剛性の高い機
械ではこのような現象は認められなかった。

(9) その他

強力形ホブ盤ではコラムとワークアーバサポートスタンドとを
一体構造とするため、両者をオーバームで連結したものが多く
が、これまでの試験の結果によるとオーバームはテーブル上高
い位置で切削するような場合に有効であるが、普通振動が問題と
なるような大径の歯車の切削では切削位置が低いので問題とな
らない。また高い位置で切削するような場合は軸付歯車ないしは数
個を同時切削する場合で径が小さいものが多く、オーバームの
有無にかかわらずあまり振動が大きくないので普通はそれほど有
効とは考えられない。機械構造が十分な剛性を持たないものであ
るときその補強という意味では有効かも知れぬが、ここで問題と
なっているような振動に対しては決定的な因子とはいいいくいと
考えられる。

3. 新形ホブ盤設計に当たっての方針

第2章において述べたように、ホブ盤の振動は複雑であり影響す
る因子が大きく、解明にはなおいくたの研究調査が必要であるが、
今回これらの結果に基づき新たに新形ホブ盤を設計製作した。

新形ホブ盤は、従来の機械が仕様一杯の大きな歯車を切削する時
例外なく振動を発生し、またこれがホブ盤の常識であったのを打開
し、あらゆる仕様の歯車に対しても十分その性能を発揮することを
目的として設計製作されたものであり、次の点に留意した。

(1) ベッド

コラム移動形にあってはテーブル下部のベッド内にマスター
ウォームホイールを収納する空間があり、ここが構造上弱点が多い
ので、その剛性維持に努めた。

また従来の機械ではクーラント受けは本体に取付けたオイルパ
ンによっていたが、これをベッドと一体とし、ベッドの剛性増加、
組立作業の容易化および外観の簡素化を計った。

(2) コラム

外形寸法を変更し、安定感のある外観とするとともに二重壁と
して剛性増加と振動防止を計った。

(3) サドル、カッタヘッド

サドルは剛性をさらに増加せしめ、カッタヘッドは従来と同じ
くホブ軸の駆動に復リードウォームを用いて切削振動の防止に努
めるとともに、その駆動歯車列からかさ歯車を廃止し、精度向上
と騒音防止を計った。

(4) テーブル、マスターウォームホイール

びびり時の振幅はテーブルの円周方向が最も大きいことから、
テーブル系のねじれ剛性が最も重要であると考え、剛性を従来の
ものから数倍に増加せしめ、また精度を長期間維持できるような
構造とした。

(5) スタンド

従来のものはテーブル径以上の歯車を切削する場合は取はずさ
ねばならなかったものを、移動式とし作業の容易化に努めた。

(6) 歯車系統

タンジェンシャル駆動軸を標準機に装備し、必要に応じて各種
アタッチメントを取付けて特殊作業ができるようにした。

4. 新形 1,500 mm ホブ盤の能力

本機の側面外観写真を第4図に示す。

4.1 仕様

歯切りできる平歯車の最大径(スタンド後退)	1,500 mm
歯切りできる平歯車の最大径(スタンド定位置)	1,000 mm
歯切りできる平歯車最大歯幅	500 mm
歯切りできる最大モジュール	16 M
使用できるホブの最大径×最大長さ	200mm×230mm
ホブ軸回転数および変換数	20~150 rpm (8種)
テーブル1回転当りのホブサドルの送り	0.11~6.0 mm/rve (24種)
テーブル1回転当りのコラムの送り	0.033~2.0 mm/rev (24種)
早走り速度 ホブサドル・コラム・テーブル	1,500 mm/min・500 mm/min・2 rpm
主電動機出力	11 kW
重量	25,000 kg

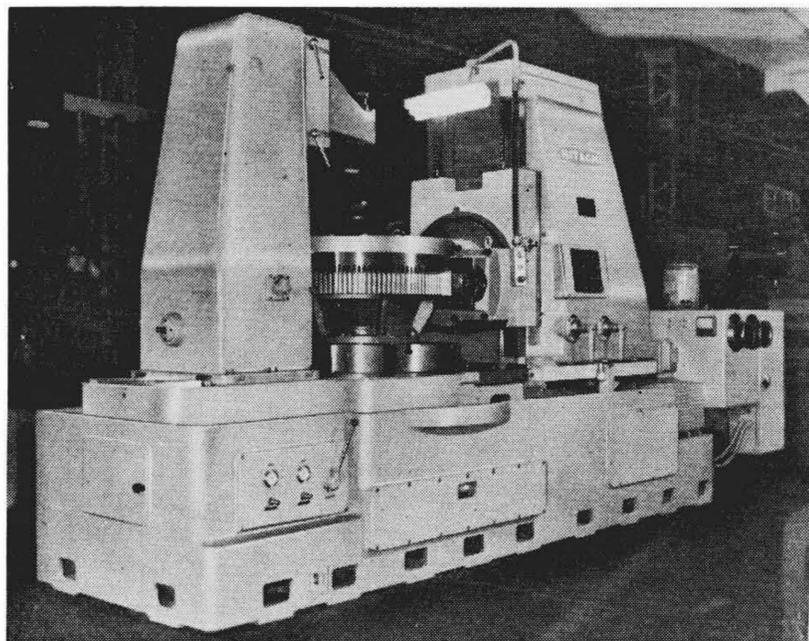
4.2 切削試験の結果

(1) 歯車材諸元

- モジュール8, 歯数158, ねじれ角8度右, 圧力角20度, 材質 S45C (鍛造) 外径1,300φ, 重量(取付具含み) 2,000 kg (第4表参照)
- モジュール8, 歯数116 スパーギヤ, 圧力角20度, 材質 S45C (鍛造) 外径950φ, 重量(取付具含み) 800 kg (第5表参照)

(2) 切削時の各部の振幅

第4および5表に示すとおり、機械の仕様限度に近い1,300mm
の歯車を切削したときも各部の振幅は著しく少なく、静粛に切削
が行われた。このような切削能力はこれまでの国内国外のホブ盤



第4図 日立強力形1,500 mm ホブ盤

第4表 切削時の機械各部の振動

振動単位 μ		方向		
測定箇所		左 右	前 後	上 下
ベ ッ ド		1.2	—	1.0
テ ー プ ル		2.6(半径方向)	10~16(円周方向)	1.4
ワ ー ク		4.0(半径方向)	10~16(円周方向)	1.6
コ ラ ム		2.8	4.4	1.0
カ ッ タ ヘ ッ ド		2.4	2.6	2.8
ス タ ン ド		4.0	2.4	1.4

歯車諸元 : 8 M+158 T 右ヘリカル, 外径 1,300 ϕ
 ホブ諸元 : 外径 135 ϕ , 材質 SKH3, 右ねじれ トップレーキ角 0度
 切削諸元 : ホブ回転数 64 rpm, 切削速度 27 m/min, 切込み 15.5mm
 送り 1.28 mm/rev, 方向 クライムカット

を通見して類を見ないものであり, 改造の意図は十分に達せられたと考えられる。

なお本機は1960年度国際見本市に出品し, 内外の技術者の関心の的となった。

5. 結 言

以上述べたとおり, ホブ盤の振動に対する研究調査の結果に基づ

第5表 切削時の機械各部の振動

振動単位 μ		方向		
測定箇所		左 右	前 後	上 下
ベ ッ ド		0.6	—	0.4
テ ー プ ル		2.0(半径方向)	6.0(円周方向)	0.6
ワ ー ク		1.0(半径方向)	4~6(円周方向)	0.7
コ ラ ム		1.2	2.0	0.4
カ ッ タ ヘ ッ ド		1.0	1.2	1.6~2.0
ス タ ン ド		1.2	1.2	0.8

歯車諸元 : 8 M \times 116 T スーパー, 外径 950 ϕ
 ホブ諸元 : 外径 130 ϕ , 材質 SKH3, 右ねじれ トップレーキ角 6°
 切削諸元 : ホブ回転数 84 rpm, 切削速度 34 m/min, 切込 16mm
 送り 2.10 mm/rev, 方向 クライムカット

いて製作された日立強力形 1,500mm ホブ盤は, 所期の成果をあげることができた。

しかしながら, ホブ切削における振動はきわめて複雑で, それに影響を及ぼす各因子も多く, 完全に解明された訳ではない。われわれは今後さらに研究調査を行なってその解決に努力するとともに, 系列各機種に対してもよりよきホブ盤を製作するためさらに試験改造を続けてゆきたいと考えている。



新 案 の 紹 介



登録新案第518044号

池 田 正 一 郎

機 器 の 状 態 遠 方 指 示 装 置

この考案は日立簡易式スーパーの一つである機器状態を遠方指示する簡易構造で, たとえば負荷時タップ切換変圧器のタップ位置を離隔地の制御所に正しく指示せしめるに有効なものである。LRAは被制御所の負荷時タップ切換変圧器, ACは交流主回路, Arはタップ調整腕, VRは電圧調整継電器, ITrは絶縁変圧器で, この二次側にはLRAのタップに相応する模擬タップtaを設け, それに対する切換腕arはLRAの腕ArとSYに示すとおり同期歩動的に連結される。t₁, t₂は両端タップ, t₃は中間タップを示す。次に制御所には電圧計Vおよびタップ位置指示計TPIを設ける。SRは目盛付調整抵抗, Seは全波整流器でL₁, L₂, L₃は模擬タップと電圧計および位置指示計を結ぶ連絡線である。このようにすると, VRの作動によりArが自動的に摺動されると, SYを介してarも同期的に移るので, その位置に応じてSeに電圧が与えられ, TPIは間接的ながらLRAのタップ位置を指示することになる。しかしてAC回路の電圧のこまかな動きはPT-ITr-t₁-t₂を経由して電圧計Vによって知ることができるので, その指示の変化をみてあらかじめ整定されたSRをその偏差だけ補正することによって, TPIの指示の精度を上げることができる。なおL₁, L₂, L₃などには付近電力線そのほかより誘導により高電圧を生ずるおそれがあり, そのため線と大地間(PT二次側は通常接地される)は絶縁のきょう威をうけるおそれがあるが, 本案におけるITrはその場合に上記の不安を解消するものである。このようにして3本の連絡線を張るだけで簡易な構造により正確で精度高く, また不安のない遠方指示が得られる。

(宮崎)

