研究

研削盤の最適剛性配分法の評価とその応用*

李 和 樹** 古 川 勇 二**

On the Experimental Evaluation of the Optimum Stiffness Dividing Method for Grinding Machine and its Practical Application

Whoa Soo LEE and Yuji FURUKAWA

This paper examines the optimum stiffness dividing method for grinding machine proposed in a previous paper and demonstrates its practical applications. First, the experiments are performed with a simulator which can set desired stiffnesses on both wheel and work-support systems. This test result shows that, as the proposed method indicates, the self-excited vibration can be elimi-

nated by dividing the resultant stiffness of grinding machine into wheel as well as work-support systems so as to have minimum limit damping ratios. Next, the relation between the stiffness and the occurrence of chatter vibration on existing grinding machines are evaluated from the viewpoint of the present method. It is verified experimentally that the present method can be applied to ordinary grinding machine having low damping ratio.

Key words: machine tool, grinding machine, chatter vibration, stiffness design, optimum stiffness dividing method, damping ratio.

1. 緒 言

主軸動力を最大限に利用して加工を行うときに、スパークアウト長さが適切な値となるよう研削盤に最小限必要とされる静的剛性の選定法を従来提案し¹⁾、これを検証してきた²⁾。ついでこの静的剛性を研削盤の主要構成要素である砥石軸系と工作物支持系に最適に配分すれば、工作機械構造のもつ減衰能のもとでも自励振動の発生を十分避けることが可能であることを前報で示した³⁾。本報では、前報で提案した最適剛性配分法を実験的に検証し、剛性設計法の実用性を明らかにすることを目的としている。このため、すでに報告した動剛性シミュレータ²⁾⁴⁾を一部改造して、砥石軸系と工作物支持系それぞれの動的剛性を所望の値に設定できるようにし、これを用いた研削実験によって、静的剛性の配分が自励振動の発生に及ぼす影響を定量的に把握し、前報の原理を検証している。

さらに円筒研削盤と回転テーブル平面研削盤を事例としてとりあげ、実機における砥石軸系ならびに工作物支持系の動的剛性が自励振動の発生に及ぼす影響を実験的に評価し、前報で示した剛性配分原理が実用上も十分有用であることを示している。

2. 動剛性シミュレータを用いた最適剛性配分法の実験的検証

2.1 実験装置および方法

図1に本実験に用いた実験装置を示す。工作物支持系はすでに報告した動剛性シミュレータ²⁾⁴⁾を用いている。砥石軸系についても、砥石台を2枚の板ばねを介してサドル上に固定し、その動的剛性を表1に示す範囲で可変とできるようにした。またこの条件下での固有振動モードの測定から砥石軸系および工作物支持系のそれぞれが板ばね部の変形による1自由度系とみなしうることを確認した。

Fig.1 Set up of experiment with the dynamic stiffness simulator

A; Grinding wheel, B; Workpiece, C; Wheel head, D; Work head, E; Plate spring of wheel system, F; Plate springs of work-support system, G; Squeeze film damper of work-support system, H; Workpiece drive system

* 原稿受付 昭和58年7月1日。昭和57年度精機学会東北支部米沢地方講演会(昭和57年6月5日)にて発表。

** 正会員 東京都立大学工学部(東京都世田谷区深沢2-1-1)

Table 1 Dynamic characteristics of dynamic stiffness simulator

	Work-support system	Grinding wheel system
Static stiffness N/ μm	1-50	5-30
Natural frequency Hz	30-300	20-50
Damping ratio	0.01-0.35	0.02-0.07
Equivalent mass kg	≈ 25	≈ 290

Table 2 Machining conditions

Grinding method	Plunge grinding
Grinding wheel	WA 60 J 7 V $\phi 300 \times 38 \text{ mm}$ 2 150 rpm
Workpiece	Quenched S 45 C HRC 60 $\phi 140 \times 5, 10, 15 \text{ mm}$
Dressing	Depth of cut: $10 \mu\text{m}$ Lead: $20 \mu\text{m}/\text{wheel rev.}$
Coolant	Soluble type

表2に示す加工条件で研削を行い、図2に示すように板ばねに貼付したひずみゲージによって静的ならびに動的変位を測定した。

2.2 砥石軸系と工作物支持系の剛性と自励振動の発生限界との関係

砥石軸系と工作物支持系を、その主要な振動モード

Fig. 2 Schematic diagram of set up

に着目してそれぞれ1自由度系で表すと、自励振動の安定限界は次式で与えられることを前報で示した³⁾。

$$\begin{aligned}
 R_{\text{emin}} &= \frac{1}{K_{\text{con}} \left\{ G_s(j\omega) + \frac{K_w}{K_s} G_w(j\omega) \right\} + K_m \left(\frac{K_w}{K_s} + 1 \right) G_s(j\omega) G_w(j\omega)} + j \frac{1}{2} \frac{\mu \kappa b}{V_s + V_w} \sqrt{2 \frac{R_s R_w}{R_s + R_w}} a \cdot \omega \\
 &= \frac{K_{\text{res}}}{G_{\text{res}}(j\omega)}: \text{砥石-工作物間の総合剛性} \quad \quad \quad = C_g: \text{研削粘性} \\
 &= \frac{-1}{2 \frac{\mu \kappa b V_w}{V_s + V_w}} \\
 &= K_g: \text{研削剛性}
 \end{aligned} \tag{1}$$

ただし

$$G_s(j\omega) = 1 - \frac{M_s \omega^2}{K_s} + j 2 \zeta_s \sqrt{\frac{M_s}{K_s}} \tag{2}$$

$$G_w(j\omega) = 1 - \frac{M_w \omega^2}{K_s} + j 2 \zeta_w \sqrt{\frac{M_w}{K_s}} \tag{3}$$

$$K_m = \frac{K_s K_w}{K_s + K_w} \tag{3}$$

ここで M_s, ζ_s, K_s は砥石軸系のパラメータで、それぞれ等価質量、減衰比および静的剛性であり、 M_w, ζ_w, K_w は同様に工作物支持系のパラメータである。また K_m は研

削盤自体の静的剛性、 K_{con} は砥石-工作物間の接触剛性、 μ は研削二分力比、 κ は比研削抵抗、 b は研削幅、 a は真実切込み量、 V_s, V_w はそれぞれ砥石および工作物速度、 R_s, R_w は砥石および工作物半径である。自励振動の発生を避けるために砥石軸系と工作物支持系に最小限必要な減衰比を $\zeta_{s\text{lim}}, \zeta_{w\text{lim}}$ (以後これを限界減衰比と呼ぶ) とすれば、これは式(1)左辺の二つの振動モードにおける極小値が右辺と等しくなるときの減衰比 ζ_s, ζ_w である。

図3は式(1), (2), (3)を用いて理論的に求めた限界減衰比 $\zeta_{s\text{lim}}, \zeta_{w\text{lim}}$ および理論解析と同一の条件でプランジ

Fig. 3 An example of test results

$K_w=6.0 \text{ N}/\mu\text{m}$, $K_s=7.5 \text{ N}/\mu\text{m}$, $f_{nw}=61.0 \text{ Hz}$, $f_{ns}=24.5 \text{ Hz}$,
 $R_s=150 \text{ mm}$, $R_w=70 \text{ mm}$, $a=4 \mu\text{m}$, $b=10 \text{ mm}$, $V_s=2026 \text{ m}/\text{min}$, $\mu\kappa=92.1 \text{ GN}/\text{m}^2$

研削を行ったときに生じた砥石軸系と工作物支持系の変位の測定例とその最大両振幅を円の大きさと数値で示している。ただしこれは砥石軸系と工作物支持系の静的剛性がそれぞれ $K_s=7.5 \text{ N}/\mu\text{m}$, $K_w=6.0 \text{ N}/\mu\text{m}$, 固有振動数がそれぞれ $f_{ns}=24.5 \text{ Hz}$, $f_{nw}=61.0 \text{ Hz}$ で、加工条件は図3に示したような場合である。なお ζ_{slim} , ζ_{wlim} を求める際に、式(1)中の K_{con} および μ, κ は次に示す実験式²⁾を用いている。

$$K_{con}=1.5b\left(\frac{\mu\kappa aV_w}{V_s+V_w}\right)^{0.8} \quad (\text{N}/\mu\text{m}) \quad (4)$$

$$\mu\kappa=92.1 \quad (\text{GN}/\text{m}^2) \quad (5)$$

図3左図は工作物支持系の減衰比 ζ_w を 0.02, 砥石軸系の ζ_s を 0.06 に設定した場合である。 $V_w=5 \text{ m}/\text{min}$ の実験点に着目すると、この加工条件では ζ_s と ζ_w の両者とも限界減衰比 ($\zeta_{slim}=0.02$, $\zeta_{wlim}=0.00$) よりも大きい安定域にあり、測定例をみても自励振動が発生した様子はない。これに対して工作物速度を $V_w=21 \text{ m}/\text{min}$ とした場合を見ると、限界減衰比はそれぞれ $\zeta_{slim}=0.10$, $\zeta_{wlim}=0.19$ であるため、理論的にはいずれも不安定 ($\zeta_s < \zeta_{slim}$, $\zeta_w < \zeta_{wlim}$)

となり、これに対応して、自励振動が発生していることが測定例より観察される。この場合、加工開始後工作物支持系の振幅が急激に成長していること、また図3下図に示した振動数 f が工作物支持系の振動モードによる自励振動周波数の解析値とほぼ一致していることから、この自励振動は工作物支持系のモードによることがわかる。すなわち砥石軸系と工作物支持系の減衰比 ζ_s, ζ_w が、この加工条件 ($V_w=21 \text{ m}/\text{min}$) における限界減衰比に比べてそれぞれ $\zeta_s - \zeta_{slim} = -0.04$, $\zeta_w - \zeta_{wlim} = -0.17$ と不足しており、自励振動は減衰比がより多く不足している工作物支持系のモードで発生したと考えられる。そこで工作物支持系の減衰比を増し、 $\zeta_w=0.30$ とした図3右図をみると、同一の加工条件 ($V_w=21 \text{ m}/\text{min}$) では、工作物支持系は安定域 ($\zeta_w > \zeta_{wlim}$) に入るが砥石軸系は減衰比が不足しているため、この場合は逆に砥石軸系のモードによる自励振動が発生したのが観察される。

砥石軸系と工作物支持系の動的剛性をそれぞれ表3に示す値に設定し、研削幅 b を 5, 10, 15 mm の条件で図3と同様の実験を行った結果を、減衰比で整理したのが図4である。すなわち I, II は工作物支持系の安定領域を、III, III', IV は不安定領域を示し、また砥石軸系については I, IV が安定領域を、II, III, III' が不安定領域を示している。実験点は自励振動が発生しなかった場合を○印で、砥石軸系のモードで発生した場合を▲印で、また工作物支持系のモードで発生した場合を■印で示す。図4によると砥石軸系と工作物支持系の減衰比 ζ_s, ζ_w がそれぞれの限界減衰比 $\zeta_{slim}, \zeta_{wlim}$ に比べて大きい I の安定領域では自励振動が発生せず、II, III, III', IV の不安定領域では自励振動が発生している。また自励振動の発生した II, III, III', IV の領域に着目すると、II, III の領域

Table 3 Combinations of stiffness

Stiffness of wheel system			Stiffness of work-support system		
Static stiffness $K_s \text{ N}/\mu\text{m}$	Natural frequency $f_{ns} \text{ Hz}$	Damping ratio ζ_s	Static stiffness $K_w \text{ N}/\mu\text{m}$	Natural frequency $f_{nw} \text{ Hz}$	Damping ratio ζ_w
7.5	24.5	0.06	14.4	124.0	0.02 0.11
			6.0	61.0	0.01 0.30
13.8	63.0	0.02	14.4	124.0	0.02 0.15
			1.7	30.0	0.03 0.17 0.35

Fig. 4 Damping ratios of grinding wheel and work-support systems and stability

Fig. 5 Static stiffness ratio and stability
 $M_s=290$ kg, $M_w=25$ kg, $K_{mrec}=8.3$ N/ μ m, $\mu\kappa=92.1$ GN/ μ m²,
 $a_{Tg}=4.3$ μ m, $b_{max}=5$ mm, $R_s=150$ mm, $R_w=70$ mm, $V_s=2026$
 m/min, $V_w=20$ m/min

では砥石軸系のモードで、また III', IV' の領域では工作物支持系のモードで自励振動が発生している。これは自励振動が砥石軸系あるいは工作物支持系のうちどちらかの減衰比(動的剛性)が不足している場合にはその振動モードで発生し、また両者とも不足している場合にはより多く不足している系の振動モードで発生する傾向にあ

ることを示し、この結果は従来報告されている自励振動モードと研削盤の剛性との関係⁵⁾を定量的に裏づけている。

以上に示した実験結果によれば、自励振動の発生を伴わずに主軸動力を最大限に利用した加工を行うためには、主軸動力を最大に利用した加工条件下で砥石軸系ならびに工作物支持系の両者が安定となるよう、すなわち図4に示したIの領域となるように砥石軸系と工作物支持系の動的剛性を選定しなければならないことがわかる。

2.3 最適剛性配分法の検証

前項で示した砥石軸系と工作物支持系の動的剛性と自励振動の発生限界との関係に基づいて、前報で提案した最適剛性配分法を実験的に検討する。

一例として主軸動力 $P=0.6$ kW, 最大研削幅 $b_{max}=5$ mm, 砥石半径 $R_s=150$ mm, 工作物半径 $R_w=70$ mm, 砥石軸系と工作物支持系の等価質量がそれぞれ $M_s=290$ kg, $M_w=25$ kg (表1参照) という仕様の研削盤を想定する。加工条件として $V_s=2026$ m/min, $V_w=20$ m/min を想定し、 $\mu\kappa=92.1$ GN/m² (式(5)) とすると、前報で示した方法³⁾により静的弾性変形現象の観点から研削盤の最小限必要とされる静的剛性の推奨値は $K_{mrec}=8.3$ N/ μ m となる。また主軸動力 P を最大に利用してプランジ研削を行った後に砥石-工作物間の静的弾性変形量がプランジ研削時の $1/e=0.37$ になるまでスパークアウト研削を施した後の真実切込み量は $a_{Tg}=4.3$ μ m となる。 $K_{mrec}=8.3$ N/ μ m, $a_{Tg}=4.3$ μ m の条件下で自励振動の発生を避けることができれば、静的弾性変形や自励振動の発生が問題とならずに主軸動力 ($P=0.6$ kW) を最大に利用しうることになる。

前報の方法に従って研削盤の静的剛性の推奨値 K_{mrec} を砥石軸系と工作物支持系に配分したときの両者の静的剛性 K_s, K_w と限界減衰比 $\zeta_{slim}, \zeta_{wlim}$ の解析値を図5に示す。図5下図は砥石軸系と工作物支持系の静的剛性比率 K_w/K_s に対応した K_s, K_w を式(3)より求めたもので、図5上図は式(1), (2), (3)を用いて K_w/K_s に対応した ζ_{slim}

ζ_{wlim} を求めたものである。なおこのときに用いた計算条件は上述した仕様から得たもので同図中に示した通りである。図5上図によると、 K_w/K_s の増加に伴って ζ_{slim} は増加し、 ζ_{wlim} は減少する傾向にある。前報で述べたように通常の工作機械構造物の減衰比が1/100程度と小さいことを考慮すると、砥石軸系と工作物支持系の

ードによる自励振動の発生を避けるためには、 ζ_{slim} と ζ_{wlim} が共に最小となるように K_{mrec} を両者に配分するのがよく、この考え方より図5の場合の最適な静的剛性の配分比率は $(K_w/K_s)_{opt}=0.5$ である。すなわち $K_w/K_s=0.5$ に静的剛性を設定すれば ζ_{slim} と ζ_{wlim} は共に最小となり、その結果付加的に大きな減衰比を与えなくても自励振動の発生を避けることになる。

図5には砥石軸系と工作物支持系の減衰比を通常的工作機械構造と同程度($\zeta_s=0.04$, $\zeta_w=0.03$)とし、静的剛性の比率を $K_w/K_s=0.25$, $0.5 (= (K_w/K_s)_{opt})$, 1.1 の3通りに設定して理論解析と同一の条件でプランジ研削を行った結果を併記した。 K_w/K_s をその最適値($=0.5$)に設定した場合の測定結果をみると、自励振動が発生した様子はない。一方、 $K_w/K_s=0.25$, 1.1 とした場合をみると両者とも自励振動が発生していることが観察される。図5上図によると、 $K_w/K_s = (K_w/K_s)_{opt} = 0.5$ の場合は $\zeta_s > \zeta_{slim}$, $\zeta_w > \zeta_{wlim}$ 、すなわち図4のIの安定領域にあり、 $K_w/K_s=0.25$ の場合は $\zeta_s > \zeta_{slim}$, $\zeta_w < \zeta_{wlim}$ (IVの領域)、 $K_w/K_s=1.1$ の場合は $\zeta_s < \zeta_{slim}$, $\zeta_w > \zeta_{wlim}$ (IIの領域)で不安定となっている。ただし $K_w/K_s=0.25$ の場合は実験装置の都合上 K_s が理論値よりも小さいが、測定結果によるとこの場合の自励振動は工作物支持系のモードで発生しているため、この実験点では K_w が不足したために自励振動が発生したことがわかる。

図5に示した実験結果より、通常的工作機械構造で得られる減衰比(この場合は $\zeta_s=0.04$, $\zeta_w=0.03$)を利用して自励振動の発生を避けるためには、 ζ_{slim} , ζ_{wlim} が共に最小となるように静的剛性の比率をその最適値 $(K_w/K_s)_{opt}$ (この場合は 0.5)に設定すればよいことが確認された。この結果は前報で提案した最適剛性配分法の妥当性をよく検証している。なお設計仕様によっては K_{mrec} を最適に配分しても ζ_{slim} , ζ_{wlim} が通常の機械構造物で実現しうる値よりも大きくなる場合があるが、このような場合には、前報で示したように K_{mrec} を微量 ΔK_m ずつ増加して静的剛性の配分操作を繰り返すことによって ζ_{slim} , ζ_{wlim} を $1/100$ 台の値まで減少することが可能

Table 4 Dynamic characteristics of cylindrical grinding machine

Workpiece type	A	B	Grinding wheel system
Diameter D mm	80.0	75.0	405.0
Static stiffness K N/ μ m	18.8	35.5	29.4
Natural frequency f_n	292	360	310
Damping ratio ζ	0.05	0.05	0.07

Fig. 6 Stiffness evaluation of a cylindrical grinding machine

である。

3. 最適剛性配分法の実機への適用

3.1 円筒研削盤の動的剛性の評価

周知のように円筒研削盤の工作物支持系の剛性は工作物の寸法や形状に依存して変化する。そこで本実験では既存の円筒研削盤に工作物を両センタ支持したときの工作物支持系の剛性が表4に示すようになるA, B 2種類の工作物を用いた。なお表4には砥石軸系の剛性も併記している。 $V_s=2182$ m/min, $V_w=20$ m/min, $b=30$ mm, $a=3$ μ mの加工条件でプランジ研削を行い、加工開始後30 sの工作物変位を静電容量型の変位計を用いて測定した結果をそれぞれに対応した K_w/K_s , K_s , K_w , ζ_{slim} , ζ_{wlim} の理論値と共に図6に示す。なおこの場合は K_s , K_m の実測値より K_m を求めており、この K_m はその推奨値 K_{mrec} ではない。

Aの工作物を用いた図6左図の場合は $K_m=11.5$ N/ μ mで、その最適な配分比率は理論的には $(K_w/K_s)_{opt}=1.16$ である。実際には配分比率は $K_w/K_s=0.63$ で、このため工作物支持系の動的剛性が不足($\zeta_w < \zeta_{wlim}$)し、

Table 5 Dynamic characteristics of rotary table surface grinding machine

	Original	Improved
K_s N/ μ m	42.1	66.0
f_{ns} Hz	155	195
ζ_s	0.04	0.05
K_w N/ μ m	70.6	115.9
f_{nw} Hz	270	364
ζ_w	0.05	0.07

自励振動が発生している。一方Bの工作物を用いた図6右図の場合は、 $K_m=16.1$ N/ μ mで、その配分比率は $K_w/K_s=1.21$ であり、理論的な最適値 $(K_w/K_s)_{opt}=1.11$ にはほぼ等しい。その結果加工系は安定となり、自励振動の発生は観察されなかった。

3.2 回転テーブル平面研削盤の動的剛性の評価

高速研削用の回転テーブル平面研削盤を対象として、動的剛性改善前後の動的剛性の評価を行う。表5に剛性改善前後の砥石軸系と工作物支持系の剛性を示す。図7は剛性改善前後の回転テーブル平面研削盤を用いてトラバース研削を行ったときに砥石軸受部に生じた切込み方向の加速度を示している。このときの加工条件は $R_s=215$ mm, $V_s=3400$ m/min, $V_w=100$ m/min, $a=10$ μ mで、砥石幅Bは75 mm, テーブル1回転当たりのトラバース量sは20 mmである。トラバース研削における安定限界式はプランジ研削の場合とは厳密には異なるが⁶⁾、ここではテーブル1回転前のうねりに起因する再生効果のみに着目し、研削幅bを砥石幅Bとトラバース量sとの差と仮定⁷⁾して式(1),(2)より ζ_{slim} , ζ_{wlim} を求めて図7に併記した。

図7左図によると、剛性改善前では砥石軸系の動的剛性が不足しているため自励振動が発生している。一方、剛性改善後の図7右図では砥石軸系と工作物支持系の両者とも安定となり、その結果自励振動は発生しなかった。ところで図7右図を最適剛性配分法の観点からみると、砥石軸系と工作物支持系の動的剛性のバランスが必ずしも良いとはいえない。すなわち理論的な最適剛性配分比率が $(K_w/K_s)_{opt}=0.6$ であるのに対して、実際の配分比率は $K_w/K_s=1.74$ である。ところがこの場合は、研削盤の静的剛性が $K_w=42.3$ N/ μ mと大きいため、その配分比率が最適値でなくとも限界減衰比 ζ_{slim} , ζ_{wlim} が小さくなり、結果的に安定となっている。

前報で提案した最適剛性配分法は図6、図7で示した

Fig. 7 Stiffness evaluation of a rotary surface grinding machine

ように、実機における砥石軸系と工作物支持系の動的剛性と自励振動の発生との関係を定量的によく説明しうる。

3.3 最適剛性配分法の実機設計への適用

3.1, 3.2項では最適剛性配分法の観点から既存の研削盤の動的剛性の評価を行い、その結果本方法が実機に対しても適用しうることを実験的に確認した。ここではこれらの実験結果のにより、本方法を用いた研削盤設計の手順について述べる。

前述したように円筒研削盤の工作物支持系の剛性は工作物の形状や寸法によって変わるため、円筒研削盤を設計する際にどのような工作物を対象として本研究を適用するかということが問題となる。そこで主軸動力を最大限に利用して能率的な加工を行うという観点から、最も頻繁に加工するであろう中間的な寸法の工作物を想定し、これを対象とすれば円筒研削盤の設計に本方法を適用することが可能となろう。一方、設計しようとする円筒研削盤で加工する工作物のうち、質量が最大となる工作物を取り付けた状態を想定して本方法を適用するという方法もあろう。これに対して平面研削盤、心なし研削盤等は、工作物の形状や寸法にかかわらず、砥石軸系と工作物支持系の動的剛性はその構造に依存するものと考えられるので、このようなタイプの研削盤に対しては本方法をそのまま適用しうる。

図8に本方法を用いた研削盤設計の手順を示す。まず初めに前報で示したように設計仕様をもとに、標準的な加工条件を考慮して、研削盤の静的剛性の推奨値 K_{mrec} を求める。次に自励振動の発生を避けるという観点から、

Fig. 8 Structural design procedure of grinding machine with the optimum stiffness dividing method

K_{mrec} を砥石軸系と工作物支持系に最適に配分し、砥石軸系と工作物支持系の静的剛性の推奨値それぞれ K_{srec} , K_{wrec} を得る。ここで得た K_{srec} , K_{wrec} を剛性値の目安として最近発表されている構造解析手法⁸⁾⁹⁾を利用すれば、剛性の観点からみた最適な研削盤の構造設計が行えよう。なお上述の構造解析手法においては構造物のもつ減衰能をどのように取り扱うかということが問題となっており、要素間の締結部の減衰比を定量化しようとする試み¹⁰⁾がなされている。これに対して本方法では構造物の静的剛性と固有振動数のみを決めることによって構造物が最小限備えなければならない減衰能を求めうるので、この減衰能を通常の構造物がもつ値よりも小さめに見積もってやれば、構造設計を行う上で、減衰能を定量的に検討する必要性がない。このような観点からしても、本方法は扱いやすく実用的であろう。

4. 結 言

本研究で得た結果を要約すると以下のとおりである。

- (1) シミュレータを用いた実験の結果、静的弾性変形

現象の観点から研削盤自体に必要とされる静的剛性を、砥石軸系と工作物支持系に最適に配分し、両者の限界減衰比が最小となるようにすれば、通常的工作機械構造程度の減衰比を利用して十分に自励振動の発生を避けうることを確認した。この実験結果は前報で示した最適剛性配分法の妥当性をよく検証している。

- (2) 最適剛性配分法の観点から、実機における砥石軸系と工作物支持系の動的剛性が自励振動の発生に及ぼす影響を評価した結果、本方法が実機に対しても適用しうることを実験的に確認し、本方法の実機設計における実用性を示した。

最後に本実験を行うにあたり、実験装置を提供して頂いた岡本工作機械および三井研削砥石の両社に深く感謝致します。

参 考 文 献

- 1) 李 和樹, 古川勇二: 研削盤の剛性値選定指針, 精密機械, **48**, 7 (1982) 913.
- 2) 李 和樹, 古川勇二: 研削盤の剛性選定指針の実験的評価, 精密機械, **48**, 11 (1982) 1520.
- 3) 李 和樹, 古川勇二: 研削盤の剛性設計法, 精密機械, **49**, 6 (1983) 778.
- 4) Y. Furukawa & W. S. Lee: On a Design and Performance of Dynamic Stiffness Simulator, Bull. JSPE, **14**, 1, (1980) 51.
- 5) 例えば, 塩崎 進, 古川勇二, 小川隆司: 被削材形状を考慮した円筒研削加工系の安定解析, 日本機械学会論文集, **43**, 366 (1977) 753.
- 6) 清水 哲, 稲崎一郎, 光津 栄: 円筒トラバース研削における自励振動, 日本機械学会論文集, **43**, 370 (1977) 2343.
- 7) 大野進一: 円筒研削における自励振動の研究 (第2報, 理論的研究), 日本機械学会論文集, **35**, 276 (1916) 1806.
- 8) 吉村允孝: 電子計算機による構造物の動特性解析法——工作機械の動特性解析法の研究 (第1報), 精密機械, **36**, 3 (1970) 52.
- 9) 佐田登志夫, 大久保信行, 竹内芳美: 工作機械構造の剛性解析システム (第1報)——静剛性および動剛性解析, 精密機械, **42**, 10 (1976) 955.
- 10) 伊東 諒: 工作機械のボルト結合部に関する最近の研究状況, 精密機械, **40**, 6 (1974) 480.