はすばかさ歯車の動特性に関する研究*

(第1報, 歯元応力比, トルク変動, 軸の曲げ振動, 直交三方向振動について)

寺内 喜男**, 永村 和照**
専徳 博文***, 上谷 俊平****A Study on the Dynamic Behavior of a Skew Bevel Gear
(1st Report, On Root Stress Ratio, Torsional Vibration, Bending Vibration
of Gear Shaft, and Vibrating Displacements in Three Right-Angled Directions)by Yoshio TERAUCHI, Kazuteru NAGAMURA,
Hirofumi SENTOKU, and Shunpei KAMITANI

A skew bevel gear, whose contact ratio is larger than a straight bevel gear, can be expected to be superior to a straight bevel gear on strength, vibration and noise. And the characteristics of a skew bevel gear may be analyzed comparatively simply, because its tooth shape is simpler than that of a spiral bevel gear. In the present paper, the dynamic behavior of a skew bevel gear was investigated under various gear operating conditions, using a power circulating type bevel gear testing machine, and by measuring the tooth root stresses, the torsional and bending vibrations of the gear shaft, and the vibrating displacements in three directions perpendicularly intersecting each other on a skew bevel gear. In comparison with these measured data, the dynamic characteristic of a skew bevel gear became clear.

Key Words: Gear, Vibration, Bevel Gear, Skew Bevel Gear, Dynamic Behavior, Tooth Root Stress, Dynamic Load

1. 緒 言

かさ歯車は平・はすば歯車の円筒歯車と異なり、二つの歯車軸が交差しているため、軸角誤差およびピッチ円すい頂点のずれを含む組立誤差などによって歯当りが変わることなどかさ歯車の性能に影響を及ぼす因子が多く複雑であるため、かさ歯車の実際の運転中における動荷重などの振動特性に関する研究は比較的少なく、数例の報告^{(1)~(4)}が見られる程度である。本論文の著者の一人もかさ歯車の歯面動荷重、歯車軸のトルク変動などを測定し、さらに軸受予圧とこれらとの関係を考察することによりかさ歯車の動的挙動についての一連の研究を行ってきた^{(5)~(7)}。しかしながら、これらの研究はほとんどがすぐばかさ歯車を対象にしたものであり、すぐばかさ歯車よりもかみあい率が大きく、強度、振動・騒音の点から有利と考えられるまがりばかさ歯車に対する研究報告は皆無に近い。

本研究では、すぐばかさ歯車よりもかみあい率が大きく、まがりばかさ歯車よりも歯の形状が簡単で比較

的解析が容易なライネッカ式はすばかさ歯車に着目し、動力循環式かさ歯車試験機を用いて種々の運転条件下で運転試験を実施してはすばかさ歯車の歯元応力、歯車軸のトルク変動、歯車軸の曲げ振動、はすばかさ歯車の直交三方向の振動変位の測定を行い、これらを比較検討した結果について報告する。

2. 実験装置と実験方法

図1は使用した動力循環式かさ歯車試験装置を示す。この試験装置は全長4mで動力として、20kWのコップ式無段変速機付モータを使用し、歯車軸回転数

1 Motor	10 Gear shaft a	19 Gear shaft d
2 Power circulating gear	11 Gear shaft b	20 Self-aligning roller bearing
3 Loading device	12 Tapered roller bearing	21 Speed change gear box
4 Synchronous device	13 Coupling	22 Cross strain gauge for torsional vibration measurement
5 Photoelectric pick-up	14 Slip-ring	
6 Torsion bar	15 Radial ball bearing	23 Strain gauge for bending vibration measurement
7 Coupling (splined)	16 Gear C for power circulation	
8 Gear A for testing	17 Gear D for power circulation	
9 Gear B for testing	18 Gear shaft c	

図1 動力循環式かさ歯車試験装置

* 昭和61年3月15日 東海支部第35期総会講演会において講演, 原稿受付 昭和60年8月14日。

** 正員, 広島大学工学部 (〒724 東広島市西条町下見)。

*** 正員, 山口大学工学部 (〒755 宇部市常盤台)。

**** 学生員, 広島大学大学院。

を連続的に変化させることができる。また、二段変速機⑫の歯車を取り換えることにより 130~10 800 rpm の範囲で歯車軸を回転させることができるが本実験では 150~4 200 rpm の範囲で変化させ各種測定を行った。試験装置の最大負荷トルクは 784 N・m{80 kgf・m} に設計されており、2本の歯車軸⑪、⑬の回転比は 1 対 1 である。トーションバー⑥は長く、ねじりのばね剛性が小さいので循環用はすば歯車対②の振動が試験歯車対⑧、⑨に伝わるのを防ぐ。図 1 のようにカップリング⑦の 1 個にかき歯車の歯数に一致した割出し円板④を取付けて、光電式ピックアップによりピッチ信号を取り出し、これを記録するとともに、カウンタでかみあい周波数を計測した。またこの円板に一つの小穴をあけ、光電式ピックアップを用いて同期信号も記録した。試験用はすばかき歯車、循環用はすば歯車の潤滑油にはタービン油一種 83 を使用し、潤滑方法は油浴潤滑とした。トルク負荷用カップリング③の一方をストップで止め、他方のフランジに腕半径 80 cm の負荷トルクアームを取付け、アームの先端に重りをつるして試験機に負荷を与えた。表 1 は試験歯車の諸元を示したもので、歯車対は歯数比 1 のマイタかき歯車である。図 2 は試作した基礎円すい式かき歯車歯形測定機を使用して測定したはすばかき歯車 A、B の歯番号 1 の外端部、中央部、内端部の歯形誤差曲線（球面インボリュートを基準）を示す⁽⁸⁾。

本実験においては、伝達トルク 342 N・m{34.9 kgf・m} で試験を行い、試験用かき歯車 A、B のいずれも

表 1 試験歯車諸元

Skew bevel gear	
Tooth profile	Reinecker
Module m	6
Cutter pressure angle α_c	20°
Number of teeth s	32
Shaft angle τ	90°
Reference diameter d_0	192 mm
Face width b	30 mm
Helix angle β_m	20° (R.L.)
Offset of tooth trace ρ	41.31 mm
Tooth depth h	13.5 mm
Addendum h_k	6 mm
Dedendum h_f	7.5 mm
Cone distance (Heel) R_a	135.77 mm
Pitch angle δ_0	45°
Dedendum angle δ_f	3°10'
Tip angle δ_k	47°32'
Root angle δ_r	41°50'
Material	SCM420
Heat treatment	Carburized
Method of finishing teeth	Ground

歯番号 1 がかみあうようにし、かみあい周波数 $f_z=80 \sim 2\,240$ Hz の範囲を f_z で 80 Hz ごとにはすばかき歯車の歯元応力、歯車軸のトルク変動、歯車軸の曲げ振動、はすばかき歯車の直交三方向の振動変位を測定した。歯元応力は、はすばかき歯車 A の歯番号 1、6、16、22 の外端部（外端より 5 mm 中央寄りの位置）、歯幅中央部、内端部（内端より 5 mm 中央寄りの位置）の 3箇所の圧縮側歯元に計 12 枚のひずみゲージ（ゲージ長 0.3 mm）をはって測定した。トルク変動の測定は試験歯車軸に接着した 2 枚のクロスひずみゲージ⑫により、また曲げ振動に対してはひずみゲージ⑬により測定した（図 1）。はすばかき歯車直交三方向の振動変位測定にはインダクタンス形非接触変位計を使用し、それをねじ止めしたかき歯車変位測定装置を歯車箱に取付けて測定した。図 3 に示すように水平・垂直方向の変位に対しては、かき歯車 A のボス部の端面から 5.5 mm の位置の変位を、軸方向に対しては、かき歯車 A

図 2 歯形誤差曲線

図 3 かき歯車変位測定装置

図 4 歯当り

の軸心から 85 mm 離れた位置のかさ歯車 A の背面の変位を測定した。なおこれらの測定方法は既報^{(5)~(7)}によるものとまったく同様である。

本実験時の歯当りははすばかさ歯車 B の歯面に薄く光明丹を塗って、負荷トルク $8.8 \text{ N}\cdot\text{m}$ ($0.9 \text{ kg}\cdot\text{m}$) 程度の静荷重を加え、かさ歯車を手で回転させ、はすばかさ歯車 A の歯面に塗料を転写させ、透明粘着テープに塗料を移しとって求めた。図 4 は歯番号 1 の歯当りを示す。図 4 よりほぼ全面当たりでかみあっていると思われる。

3. 実験結果と考察

3.1 歯元応力波形と歯元応力比 図 5 は運転中の種々のかみあい周波数 f_z に対して測定されたはすばかさ歯車 A (駆動歯車) の歯番号 1 の内端部, 中央部, 外端部の歯元応力波形を示したもので、歯元応力波形上に動荷重がほとんど現れていない場合 ($f_z = 160, 960 \text{ Hz}$), 動荷重による振動の凹凸が現れた場合 ($f_z = 1440, 1760 \text{ Hz}$) をそれぞれ代表例として示す。 $f_z = 160 \text{ Hz}$ の場合の歯元応力波形をみると、図 6 に示すすぐばかさ歯車の歯元応力波形⁽⁵⁾とは異なり、内端部, 中央部, 外端部でそれぞれ歯元応力が最大となるかみあい位置が異なっているのがわかる。また外端部の歯元応力はかみあい終わり付近で、内端部のそれはかみあい始め付近でゆるやかに変化している。これは、はすばかさ歯車では接触線が歯面上で傾斜しており、重なりかみあいがあるためであり、本実験の駆動

はすばかさ歯車では外端部の歯元よりかみあいが始まり、内端部歯先でかみあいが終わるため外端部における歯元応力の最大値は時間的にもっとも早く現れる。一方、 $f_z = 1440, 1760 \text{ Hz}$ のように動荷重が現れる場合には、動荷重は歯車の回転方向振動、すなわち歯車本体の回転角振動変位より生じるため、動荷重による振動の凹凸は歯幅方向の各位置における歯元応力波形上に同時刻に現れている。したがって、動荷重による振動の山の位置と、一歯かみあい中において応力が最

(a) 内端部

(b) 中央部

(c) 外端部

図 7 はすばかさ歯車の歯元応力比

図 5 はすばかさ歯車の歯元応力波形

図 6 すぐばかさ歯車の歯元応力波形

大となるかみあい位置が一致する場合には歯元応力の最大値はかなり大きくなる (例えば $f_z=1440$ Hz, 歯幅中央) が, そうでない場合には動荷重が生じてても最大歯元応力はそれほど大きくない。

図5の歯元応力波形上の振動の凹凸よりはすばかさ歯車対の回転方向固有振動数 f_n を求めると約2900 Hzとなる。また, はすばかさ歯車のかみあい率を求めると $\varepsilon=2.01$ (計算値 $\varepsilon=2.32$, 計算値は歯先の逃げなど歯形誤差を考慮したものではなく, 歯車の幾何学的形状より求めた値) であり, 図6のすばかさ歯車で $\varepsilon=1.67$ (計算値 $\varepsilon=1.73$) であった。

図7は, はすばかさ歯車Aの歯番号1の内端部, 中央部, 外端部の歯元応力比をかみあい周波数 (回転速度) に対して示したものである。ここで歯元応力比は動的歯元応力の最大値を静的歯元応力 ($f_z=80$ Hz の場合) の最大値で除した値である。図7中の斜線はこの範囲内で歯車数回転中に歯元応力比が変動することを示す。内端部, 外端部の歯元応力比は中央部のそれと比較してかみあい周波数の増加につれて激しく変動しており, また両端部の歯元応力比の変動幅 (斜線) も中央部の場合よりもかなり大きくなっている。各かみあい周波数において歯車数回転中の, 歯幅方向各位置における歯元応力の様子を観察すると, 中央部の歯元応力の大きさにはあまり変動が認められなかったのに対して, 両端部においては歯車が回転するにつれて内端部の歯元応力が大きくなると外端部では応力が小さくなり, 逆に内端部の応力が小さくなると外端部で大きくなるという傾向が見受けられた。したがって, 図7で内端部, 外端部の歯元応力比の変動が中央部のそれよりも大きいのは, 歯車の回転につれてわずかなはあるが歯当り状態が変化している (両端部で当たりが強くなったり弱くなったりする) ことが原因と考えられる。また, 図7(b)の歯幅中央部では $f_z=1440, 880$ Hz 付近に歯元応力比のピークが認められるが, これはかみあい周波数 f_z が $1/2f_n, 1/3f_n$ (f_n は前述の回転方向固有振動数) に一致して共振し, 動荷重が大き

くなったことによるものと思われる。しかしながら, 図7(a), (c)の内端部, 外端部の場合には上述の歯当り状態の変化による歯元応力比の変動の影響が大きいため, $1/2f_n, 1/3f_n$ における歯元応力比のピークはあまり顕著には現れていない。歯当り状態が変化する理由について次に考察する。

図8は, 図7より内端部, 中央部, 外端部における歯元応力比の変動幅のみを取り出して表示したものである。図8より内端部, 外端部の歯元応力比の変動幅が大きくなる位置は, 後述の3・2節図11および3・3節図13の歯車軸のトルク変動, 曲げ振動の低周波成分 $6R, 12R$ (R は歯車軸回転周波数) の振幅が大きくなる位置に大略一致しているのが認められる。したがって, これらのトルク変動による変動荷重が歯面に負荷されて歯車軸がたわむことにより, また曲げ振動による軸変位によってかさ歯車の傾きが変化するために歯当り状態が変化し, 図7のような結果が得られたものと考察される。

3・2 歯車軸のトルク変動 かさ歯車軸のトルク変動の測定例を図9に示す。図10は各かみあい周波数においてトルク変動波形の周期的な peak to peak の

図9 はすばかさ歯車軸のトルク変動測定例

図8 歯元応力比の変動幅

図10 はすばかさ歯車軸のトルク変動率

1/2を歯車軸4回転について平均し、その平均値を伝達トルクで割って求めた歯車軸トルク変動率をかみあい周波数に対して示したものである。図10から歯車軸トルク変動が大きくなるかみあい周波数は240, 880, 1280, 1760, 2160 Hzである。図11は各かみあい周波数に対する歯車軸トルク変動を周波数分析し、その丸解析図を示す。図11より歯車軸トルク変動の主な振動成分は $f_z, 2f_z, 3f_z$ 、また円すいころ軸受のころが歯車軸一回転中に通過する個数による強制振動 $6R$ およびその倍数 $12R$ (R は歯車軸回転周波数)であり、これらの成分の振動数が250, 350, 500, 850, 1100, 1500 Hzの各周波数に、あるいはこれらのいずれかの周波数に一致するとトルク変動が大きくなる。使用した動力循環式歯車試験機のねじり振動に着目して、等価振動モデルを設定し、ねじり振動の固有振動数をHolzerの方法で計算すると、80, 284, 305, 515, 860, 1120, 1502 Hzとなり、上記の振動数とほぼ一致することから、これらの振動数では共振状態となり、トルク変動が大きくなったものと思われる。

3.3 歯車軸の曲げひずみ 図12はかさ歯車軸の曲げひずみの測定例を示す。また、図13に歯車軸曲げ

ひずみを周波数分析し、丸解析図で示す。図13から、かさ歯車軸の曲げひずみ変動の主な振動成分は $6R, 12R, f_z, 2f_z, 3f_z, 4f_z$ であり、これらの成分の振動数が600, 1600, 2000 Hzの各周波数に、あるいはこれらのいずれかの周波数に一致した時に曲げひずみが大きくなることがわかる。図1においてかさ歯車軸を軸受⑫、⑮で支えられた両端支持ばりとし、かさ歯車を集中質量と考えて歯車軸の曲げの固有振動数を計算すると587, 1597, 2040 Hzが得られる。したがって上記の600, 1600, 2000 Hzはかさ歯車軸の曲げの固有振動数と考えられ、これらの振動数では共振状態により曲げひずみが大きくなったものと考察される。

3.4 かさ歯車の直交三方向の振動 図14はかみあい周波数400, 1040, 2000 Hzにおけるはすばかさ歯車Aの水平方向、垂直方向、軸方向の振動変位の測定例を示す。なお、この測定例は軸の偏心による機械的ふれ(Mechanical runout)および、測定面の電磁気特性による電氣的ふれ(Electrical runout)の成分を除去した⁽⁶⁾振動波形を示す。図14より、はすばかさ歯車の直交三方向変位には、ピッチ信号、同期信号より明らかなように、かみあい周波数に相当するような速

図11 はすばかさ歯車軸のトルク変動丸解析図

図13 はすばかさ歯車軸の曲げひずみ丸解析図

図12 はすばかさ歯車軸の曲げひずみ測定例

図14 はすばかさ歯車の直交三方向の振動変位の測定例

図 15 はすばかき歯車の直交三方向の振動変位の丸解析図

い変動成分と歯車の回転周波数に相当する遅い変動成分を含むことがわかる。この回転周波数による変動成分は、水平方向、垂直方向変位よりも、軸方向変位に大きく現れている。また、軸方向の変位は他の方向の変位に比べて高い周波数成分を含んでいる。

はすばかき歯車 A の直交三方向の変位を周波数分析し、丸解析図で示したものが図 15 である。図 15 において $6R$, $12R$, f_z , $2f_z$, $3f_z$ 成分の振動数が 250, 350, 500, 600, 850, 1100, 1500, 1600, 2000 Hz の各周波数に、あるいはこれらの周波数のいずれかに一致す

ると、変位の振動振幅が大きくなっている。このうち 250, 350, 500, 850, 1100, 1500 Hz は 3・2 節で詳述したトルク変動の固有振動数であり、強制振動の周波数がこれらの固有振動数と一致する時、直交三方向の振動変位の振幅も大きくなる。これは、トルク変動が大きくなると、それによる変動荷重が歯面に負荷されて歯車軸はたわみ、垂直方向、水平方向に大きな振動変位を与えるためであり、また歯車軸がたわむことによってかき歯車が傾き、この傾きの変化が、かき歯車の背面の変位を検出する軸方向変位計に振動変位の形となって現れたことによる。また、600, 1600, 2000 Hz はかき歯車軸の曲げの固有振動数 (3・3 節参照) であり、強制振動の周波数がこれらの固有振動数と一致するとき直交三方向に比較的大きな振動変位を生じる。とくに、軸方向の振動変位において曲げ振動の影響が顕著に現れている。また水平方向、垂直方向に比べて軸方向では $2f_z$, $3f_z$ 成分において比較的高い周波数が現れている。これははすばかき歯車では歯がねじれているため、軸方向に加振力が作用し、それによって歯車本体の屈曲振動が誘起され、現れたものと思われる。なお、垂直方向の振動変位が水平方向のそれと比べて全般的に大きいのは、かき歯車の作用線の方が垂直方向と 20° をなし、垂直方向、水平方向の各変位成分の関係によるもので、垂直方向の変位計がより大きく振動変位を検出するためであると考えられる。

4. 結 言

はすばかき歯車の歯元応力、歯車軸のトルク変動、歯車軸の曲げ振動およびはすばかき歯車の直交三方向の振動変位を測定し、考察した結果を要約すると次のようになる。

(1) はすばかき歯車の歯元応力はすぐばかき歯車のそれとは異なり、接触線が歯面上で傾斜しているため内端部、中央部、外端部でそれぞれ歯元応力が最大となるかみあい位置が異なる。しかしながら、動荷重が現れる場合には動荷重の振動の凹凸は歯幅方向の各位置における歯元応力波形上に同時刻に現れる。

(2) はすばかき歯車の歯元応力比は、トルク変動、歯車軸の曲げ振動の影響により歯車の回転中に歯当り状態が変化するため、歯幅中央部よりも内端部、外端部において回転数の増加に対する変動が大きくなる。

(3) はすばかき歯車の歯幅中央部の歯元応力比には動荷重によるピークが明確に現れるが、上述の歯当り状態の変化のために内端部、外端部の歯元応力比ではこのピークはあまり顕著には現れない。

(4) はすばかさ歯車のトルク変動, 軸の曲げ振動は, 歯車試験装置のねじり振動, 曲げ振動の固有振動数で大きくなり, これらのトルク変動や曲げ振動が大きくなるとはすばかさ歯車の歯当り状態を変化させる要因となる。

(5) はすばかさ歯車の直交三方向の振動変位の大きさは, トルク変動や軸の曲げ振動に大きな影響を受ける。軸方向の振動変位は水平方向, 垂直方向に比べて高次の周波数成分を含んでいる。

文 献

- (1) Buckingham, E., *Analytical Mechanics of Gears*, (1949), 465, McGraw-Hill.
- (2) 清野・ほか2名, 機論, 46-406, C (昭55), 668.
- (3) 鈴木・ほか2名, 機論, No. 780-2 (昭53-2), 61.
- (4) 小田・ほか2名, 機論, 48-434, C (昭57), 1579.
- (5) 寺内・ほか3名, 機論, 45-393, C (昭54), 566.
- (6) 寺内・ほか2名, 文献(2)の675ページ.
- (7) 寺内・ほか2名, 機論, 47-424, C (昭56), 1663.
- (8) 寺内・ほか3名, 機論, 51-468, C (昭60), 2034.

討 論

〔質問〕 小田 哲・小出 隆夫

(鳥取大学工学部)

(1) ひずみゲージ接着位置は, 歯の外端, 中央, 内端部においてそれぞれ歯たけ方向のどのような位置かお教え願いたい。

(2) 図5, 6よりすぐばかさ歯車の場合には片当たりがあるように思われるにもかかわらず, 最大歯元応力ははすばかさ歯車のほうが大きくなっているが, この理由はどのように考えればよいか。また, はすばかさ歯車の直交三方向の最大振動変位(図14)は文献(6)のすぐばかさ歯車の場合とほとんど変わらないように思われる。これらのことより, 本報で用いられたような諸元のかさ歯車ではすぐばかさ歯車を用いるほうがよいと考えてよいか。

〔回答〕 (1) 本実験では, いずれのひずみゲージも30°接線法で決定される歯元すみ肉部位置に接着している。すなわち, 歯の内端, 外端の各端面上において歯元すみ肉曲線と30°接線の接点を求め, これら二つの接点を歯面の歯元すみ肉部上で結んだ線上に外端, 歯幅中央, 内端部の三つのひずみゲージを接着し, 歯元応力を測定している。

(2) 図5, 6に示されるはすばかさ歯車, すぐばかさ歯車の歯元応力波形は同一の伝達トルクのもとで測定されたものであるが, 伝達トルクが同じ場合にははすばかさ歯車の歯面法線荷重は歯のねじれのために, すぐばかさ歯車のそれよりも大きくなる。計算により本実験のはすばかさ歯車の歯面法線荷重を求めるとすぐばかさ歯車の約1.06倍となる。また, はすば, すぐば両かさ歯車の歯幅中央歯直角断面におけるひずみゲージ接着位置の歯厚を測定すると, はすばかさ歯車の歯厚はすぐばかさ歯車のそれより0.4mm程度小さく, また, ひずみゲージ接着位置の歯元すみ肉部曲率半径もはすばかさ歯車のほうがすぐばかさ歯車よ

りも小さくなっている。したがってこれらの理由により, はすばかさ歯車の最大歯元応力がすぐばかさ歯車のそれよりも大きくなったものと考えている。なお, 各かさ歯車のひずみゲージ接着位置の最大歯元応力位置からのずれの差異の影響も多少あるものと思う。

本報のはすばかさ歯車の運転速度範囲はかみあい周波数で $f_z=80\sim 2240\text{Hz}$, 文献(6)のすぐばかさ歯車では $f_z=120\sim 1000\text{Hz}$ であり, ご指摘のように $f_z=1000\text{Hz}$ までの範囲でははすば, すぐば両かさ歯車の直交三方向の最大振動変位はあまり違いはない。また, ご指摘のように図6よりすぐばかさ歯車の歯当たりは外端当たりとなっていると思われる。藤井の実験結果(付1)によると, ほぼ全面当たりの場合のすぐばかさ歯車の歯元応力比(動荷重比)は外端当たりの場合のそれと比較して回転数の増加とともにかなり大きくなることから, 全面当たりの場合には外端当たりの場合よりもすぐばかさ歯車の直交三方向振動は大きくなるものと推測する。したがって, 全面当たりの条件ですぐばかさ歯車, はすばかさ歯車の両者の振動変位を比較した場合にははすばかさ歯車の方が相対的に小さいものとする。また, はすばかさ歯車のかみあい率は $\epsilon=2.01$, すぐばかさ歯車では $\epsilon=1.67$ であるので歯のばねこわさの変動による起振力ははすばかさ歯車のほうが小さいと考えられ, $f_z=1000\text{Hz}$ 以上でのすぐばかさ歯車のデータがないため断言はできないが, 高速回転域での振動には両者のこの起振力の違いの影響が明確に現れるものとする。以上のことより, 本報のはすばかさ歯車と文献(6)のすぐばかさ歯車の実験結果の比較のみからはすぐばかさ歯車を用いるほうがよいとは一概にはいえないと思われる。

(付1) 藤井, 広島大学博士論文, (昭56), 33.