中硬度歯車の面圧強さに関する基礎研究*

(第3報, 歯車対に硬さ差をつける意味に関する一考察)

扇 谷 保 彦*¹, 有 浦 泰 常*², 中 西 勉*³A Fundamental Study on the Surface Durability of Medium-Hardness Gears
(3rd Report, The Meaning to give Difference of Hardness
between a pair of gears)

Yasuhiko OUGIYA, Yasutsune ARIURA, Tsutomu NAKANISHI

The effects of the combination of tooth flank hardness and tooth surface roughness on the surface durability of medium-hardness gears are examined by using a disk machine. The meaning to give difference of hardness between a pair of gears is investigated. In the case that the surface roughness is different between the contact surfaces with same initial hardness, the severe wear and pitting occur on the smooth surface. Because the tip of asperities on the rough surface hardens strongly due to the repetition of contact. Therefore it is necessary that the initial hardness of smooth surface is higher than that of rough one in the combination of different surface roughness. This means that the combination of hardness between a pair of pinion and gear should be determined by considering the condition of tooth surface finishing.

Key Words: Gear, Hardness, Surface Roughness, Work Hardening, Wear, Medium-Hardness Gears, Surface Durability, Pitting, Disk Machine

1. 緒 言

中・大形歯車装置に使われる中硬度歯車は小歯車は大歯車より硬くして硬さ差をつける場合が多く, AGMA⁽¹⁾, ISO⁽²⁾などの設計式においては歯車対に硬さ差をつける場合の大歯車(低硬さ側)の歯面強さ向上が考慮されている。一方, これまでの研究により硬さ差がある組合せでは高硬さ側表面が非常に滑らかになっていないと硬さ差がない場合より低硬さ側の面圧強さが低下するという事⁽³⁾など中硬度材の面圧強さには硬さと表面粗さ相互の関係が影響を及ぼすことが明らかにされている。著者らは, 硬さと表面粗さの組合せが中硬度歯車の面圧強さに及ぼす影響を歯車試験⁽⁴⁾および二円筒試験⁽⁵⁾⁽⁶⁾により系統的に調べ, 歯車対に硬さ差をつける意味の検討を行ってきた。その結果, 同一硬さで歯面仕上げの異なる歯車を組合せる場合には表面粗さが粗い方に較べて滑らかな方のピット発生が著しいこと⁽⁴⁾, 接触する二面の粗さが異なる場合

には, 滑らかに仕上げる方を粗い方より硬くするなどして滑らかな方の面圧強さを向上させる必要のあること⁽⁵⁾, 異なる表面粗さの組合せにおいて滑らかに仕上げる方を粗い方より硬くする場合に粗い方の面圧強さの向上は必ずしも期待できないこと⁽⁶⁾を示し, 歯車対に硬さ差をつけることの意味が一般的に認識されているのとは異なる場合のあることを明らかにした。

本報では, 異なる表面粗さの組合せにおける表面損傷の発生過程と硬さ差が表面損傷に及ぼす影響を硬さ・表面粗さなどの条件を比較的容易に設定しうる二円筒試験により検討し, 面圧強さの向上のために硬さ差をつける意味について考察した結果を述べる。さらに同一歯面仕上げの小歯車と大歯車を組合せる場合に硬さの組合せが面圧強さに及ぼす影響についても検討を加え, 中硬度歯車の歯車対に硬さ差をつける意味とその場合に考慮すべき点について明らかにする。

2. 試験片・試験機・潤滑油および実験方法

ローラ試験片の材種はSCM435で, 外径68mm, 接触幅10mmである⁽⁶⁾。試験片の基準硬さはHB345程度とし, 一對のローラに硬さ差をつける場合には相手ローラの

* 原稿受付 平成2年12月3日。

¹ 正員, 長崎大学工学部 (〒852 長崎市文教町1-14)。² 正員, 九州大学工学部 (〒812 福岡市東区箱崎6-10-1)。³ 正員, 宮崎大学工学部 (〒889-21 宮崎市学園木花台西1-1)。

硬さを熱処理条件を変えることにより硬くしている。各ローラは熱処理後、円筒研削盤により所定の表面粗さ ($1\mu\text{mRmax}$ および $10\mu\text{mRmax}$)に仕上げられている。

試験機はバックアップロール式ローラ試験機⁽⁷⁾ (低速側回転数2630rpm, すべり率-21%, 高速側回転数3190rpm, すべり率17%)を用いた。潤滑油は, SAE 30基油 (比重0.8848(15/4°C), 粘度 $98.32\times 10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}$ (40°C), $11.19\times 10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}$ (100°C))を用い, ローラ接触部直上から油温 $40\pm 2^\circ\text{C}$, 油量 $33\text{cm}^3/\text{s}$ で供給した。

実験はピットが発生するまで, あるいは発生しない場合は高速側繰返し数 $N_1=10^7$ まで運転を行った⁽⁵⁾。なお, 一部ピットが発生する前に運転を止め, 運転開始直後の表面の変化を調べた。

3. 実験結果

3・1 実験条件および結果の概要 表1に実験

図1 $\sigma_H - N_1$ 曲線⁽⁵⁾⁽⁶⁾

条件および結果の概要を示す。ピットは主に低速側ローラに発生したので, 本報では, 低速側ローラにピット (直径 0.3mm 以上) が1個発生した繰返し数を試験片の寿命とした。実験番号[C-12]~[C-15]では運転開始直後のローラ表面の変化を調べるためピットが発生する前に運転を中止したものである。なお, 硬さ差をつける場合に高硬さ側の表面粗さが大きいと低硬さ側の面圧強さが低下すること⁽³⁾⁽⁸⁾を考慮して同一表面粗さの組合せとしては $1\mu\text{mRmax}$ ローラどうしの実験を行っている。

3・2 硬さと表面粗さの組合せがピッチング強さに及ぼす影響 図1に最大接触応力とピット (直径 ≥ 0.3)1個発生点の関係 ($\sigma_H - N_1$)曲線を, 図2にピッチング限 σ_{HP} (繰返し数 10^7 において直径 0.3mm 以上のピットが発生しない限界の最大接触応力) に及ぼす硬さと表面粗さの組合せの影響を既報⁽⁵⁾⁽⁶⁾の結果も含めて示す。なお, 図1においてピット1個発生点

図2 ピッチング限に及ぼす硬さと表面粗さの組合せの影響⁽⁵⁾⁽⁶⁾

表1 実験条件および結果の概要

Test No.	Hardness HB			Surface roughness Rmax μm						Max. Hertzian stress σ_H		$\frac{\sigma_H}{HB}$ (kgf/mm^2)	Cycles run in H N_1	Number of pits in L (at N_1)		
				Approx. value	Initial		Final		$\phi 0.1 \sim \phi 0.2$					$\phi 0.3 \sim \phi 0.9$	$\phi 1.0 \sim$	
	L ^{*1}	H ^{*2}	ΔHB		L	H	L	H		MPa	kgf/mm^2					
A - 5	341	342				1.2	1.3	0.8	0.7	1470	150	0.44	10^7	2	0	0
A - 6	346	346	0	1	1	1.5	1.5	0.8	0.8	1370	140	0.40	10^7	2	0	0
A - 7	346	346				1.1	1.2	0.6	0.8	1370	140	0.40	10^7	1	0	0
A - 8	348	435				1.2	1.5	0.4	1.1	1470	150	0.43	1.7×10^6	1	2	5
A - 9	344	432	85	1	1	1.2	1.2	0.4	0.9	1370	140	0.41	1.1×10^6	20	6	5
A - 10	342	427	~ 88			1.3	1.6	0.5	1.1	1280	130	0.38	10^7	12	5	1
A - 11	348	435				1.1	1.1	0.5	0.9	1180	120	0.34	10^7	0	0	0
C - 1	345	345	0	1	10	1.0	8.2	2.2	4.4	1370	140	0.41	6.0×10^5	25	4	8
C - 4	342	342				1.1	10.2	1.7	5.9	880	90	0.26	10^7	0	0	1
C - 5	386	344	42	1	10	1.2	9.9	1.8	4.3	1370	140	0.36	10^6	5	3	1
C - 10	428	343	85	1	10	1.3	9.2	0.8	3.9	1370	140	0.33	8.0×10^6	>100	10	2
C - 12	344	342				1.5	10.9	2.6	6.3	1370	140	0.41	10^6	—	—	—
C - 13	344	343	0	1	10	1.1	9.4	2.4	5.3	1370	140	0.41	10^5	—	—	—
C - 14	344	344				1.7	9.9	2.0	7.0	880	90	0.26	10^6	—	—	—
C - 15	343	342				1.4	8.4	2.2	6.1	880	90	0.26	10^5	—	—	—
D - 2	346	345	0	10	1	9.4	1.2	4.2	0.6	1370	140	0.41	3.3×10^6	many	10	3
D - 11	343	428	85	10	1	9.3	1.5	3.4	1.2	1370	140	0.41	2.3×10^5	0	7	4

*1 Lower speed roller

*2 Higher speed roller

図3 運転前後の断面曲線 ($\Delta HB \approx 0$, 低速側 $1 \mu m R_{max}$, 高速側 $10 \mu m R_{max}$ ローラの組合せ, $\sigma_H = 880 MPa$)

は繰返し数に対するピット個数の変化より求めた⁽⁵⁾。所定の硬さ・表面粗さに仕上げられたローラを低速側と高速側に互に入れ換えて配置することによって得られる二つの組合せの低速側ローラのピッチング限は小歯車または、大歯車の歯元部にピットが発生しない限界の接触応力に相当する⁽⁵⁾。したがって、その二つの組合せのピッチング限のうち低い方が歯車対の小歯車にも大歯車にもピットが発生しない限界の接触応力に相当することになる。また、同一表面粗さの組合せにおいて高速側ローラを低速側ローラより硬くした場合の低速側ローラのピッチング限は同一歯面仕上げの歯車を組合せた歯車対の大歯車歯元部(低硬さ側)にピットが発生しない限界の接触応力に相当する。図2においてその限界と考えられる接触応力は、異なる表面粗さの組合せの場合、 $\Delta HB \approx 40$ 程度であれば硬さ差をつけるほど $1 \mu m R_{max}$ ローラのピッチング限の向上に伴って高くなる⁽⁶⁾。一方、 $1 \mu m R_{max}$ ローラどうしの組合せでは高速側ローラを硬くしてローラ対に硬さ差をつけた場合のピッチング限が同一硬さの場合より低くなる。

AGMA⁽¹⁾、ISO⁽²⁾ の設計式では小歯車(高硬さ側)の歯面粗さのみ考慮されており、小歯車を大歯車より硬くして歯面を滑らかに仕上げれば、大歯車の面圧強さは向上するとされている。しかし、本報の結果は大歯車の歯面も小歯車と同様に滑らかに仕上げる場合に歯車対に硬さ差をつけると面圧強さはかえって低下する可能性があることを示している。以上の結果は、歯車

図4 ローラ接触面 ($\Delta HB \approx 0$, 低速側 $1 \mu m R_{max}$, 高速側 $10 \mu m R_{max}$ ローラの組合せ, $\sigma_H = 880 MPa$)

対に硬さ差をつけることにより面圧強さの向上を期待できるのは小歯車と大歯車で歯面粗さが異なる場合であり、この場合も大歯車(低硬さ側、歯面粗さ大)の面圧強さの向上よりむしろ小歯車(高硬さ側、歯面粗さ小)の面圧強さを向上させることに硬さ差をつける意味があることを示している。

4. 表面損傷形態に及ぼす硬さと表面粗さの組合せの影響

4・1 異なる表面粗さの組合せにおける表面損傷過程 低速側 $1 \mu m R_{max}$ 、高速側 $10 \mu m R_{max}$ ローラの組合せについて、図3に $\sigma_H = 880 MPa$ でそれぞれ $N_1 = 10^4$ 、 10^7 の繰返し数運転したローラの断面曲線を、図4にローラ接触面の電顕写真を示す。図4において $N_1 = 10^4$ 時の $1 \mu m R_{max}$ ローラ表面には $10 \mu m R_{max}$ ローラの粗さの突起による掘り起こしの跡と思われる傷や粗さの突起に押しつぶされた部分がはく離しようとしているのが見られる。繰返し数の増加につれ $10 \mu m R_{max}$ ローラは粗さの突起先端部が鈍化し、それと同時に $1 \mu m R_{max}$ ローラ表面も滑らかになっている。図5に繰返し数に対する表面粗さの変化を示す。高速側 $10 \mu m R_{max}$ ローラの表面粗さは $N_1 = 10^4$ までにほとんど変化してしまっており、少ない繰返し数で表面粗さの減少がなされている。図6に表面の硬さを測定するために接触面上

図5 繰返し数に対する表面粗さの変化 ($\Delta HB \approx 0$, 低速側 $1 \mu m R_{max}$, 高速側 $10 \mu m R_{max}$ ローラの組合せ)

図6 ローラ接触面上のビッカース圧痕 (測定荷重 0.015kgf)

に打ったビッカース圧痕を、図7に繰返し数に対する表面の硬さの変化を示す。なお、表面の硬さ測定は図6に示しているように粗さの突起がつぶれた狭い部分を狙って低い測定荷重(0.015kgf)で行った。ここでローラ未接触部表面の硬さ(測定荷重0.015kgf)は $1 \mu m R_{max}$ ローラではHV380~HV430、 $10 \mu m R_{max}$ ローラではHV390~HV460程度であった。ところで、 $1 \mu m R_{max}$ ローラの摩耗は運転開始直後に激しく進行し、繰返し数の増加につれ進行が停止する。また、接触応力が高いほど摩耗の進行・停止は少ない繰返し数でなされる⁽⁵⁾。 $1 \mu m R_{max}$ ローラの摩耗が激しく進行している状態($\sigma_H = 880 \text{ MPa}$, $N_1 = 10^4$)で運転を止めた高速側 $10 \mu m R_{max}$ ローラ表面には局所的ではあるが低速側 $1 \mu m R_{max}$ ローラよりかなり硬くなっている部分があるのに対し、摩耗の進行がほぼ停止した状態($\sigma_H = 880 \text{ MPa}$, $N_1 = 10^7$)のローラ表面の硬さは $10 \mu m R_{max}$ ローラ表面より $1 \mu m R_{max}$ ローラの方が高くなっている。低速側 $1 \mu m R_{max}$ ローラの摩耗の進行が早く停止する $\sigma_H = 1370 \text{ MPa}$ の場合には、 $1 \mu m R_{max}$ ローラ表面の加工硬化は $\sigma_H = 880 \text{ MPa}$ の場合より早く進行している。運転開始後の少ない繰返し数

図7 繰返し数に対するローラ接触面の硬さの変化 ($\Delta HB \approx 0$, 低速側 $1 \mu m R_{max}$, 高速側 $10 \mu m R_{max}$ ローラの組合せ)

で $10 \mu m R_{max}$ ローラの表面粗さは減少すること、 $1 \mu m R_{max}$ ローラの摩耗が進行中の状態では、 $10 \mu m R_{max}$ ローラ表面に $1 \mu m R_{max}$ ローラよりかなり硬い部分があること、 $1 \mu m R_{max}$ ローラの摩耗量は $1 \mu m R_{max}$ ローラを $10 \mu m R_{max}$ ローラより硬くするほど減少すること⁽⁶⁾から、異なる表面粗さの組合せにおいて滑らかな方に生じる摩耗は著しく加工硬化した粗い方の粗さの突起先端部により滑らかな方の表面が削り取られることによって起こると考えられる⁽⁹⁾。この摩耗は負荷の繰返しで滑らかな方の表面が加工硬化するにつれて粗い方の粗さの突起の平滑化がなされ、進行が停止すると考えられる。また、図4の $\sigma_H = 880 \text{ MPa}$ で $N_1 = 10^4$ 運転した低速側 $1 \mu m R_{max}$ ローラに見られるように滑らかな方の表面では著しく加工硬化した粗い方の粗さの突起による切削がなされるとともに激しい塑性変形が繰り返され、被害が蓄積されるため、滑らかな方に少ない繰返し数でピットが発生すると考えられる。このように異なる表面粗さの組合せでは表面の加工硬化の進行が滑らかな方と粗い方で異なるため、面圧強さを向上させるには滑らかに仕上げる方を粗い方より硬くして硬さ差をつける必要があると考えられる。

4・2 異なる表面粗さの組合せにおいて表面損傷に及ぼす硬さの組合せの影響 低速側 $1 \mu m R_{max}$, 高速側 $10 \mu m R_{max}$ ローラの組合せについて、図8に運転前後のローラの断面曲線($\sigma_H = 1370 \text{ MPa}$)を、図9に運

図8 運転前後の断面曲線(低速側1 μmRmax , 高速側10 μmRmax ローラの組合せ, $\sigma_H = 1370\text{MPa}$)

図11 運転前後の断面曲線(低速側10 μmRmax , 高速側1 μmRmax ローラの組合せ, $\sigma_H = 1370\text{MPa}$)

図9 運転後ローラの表面近傍硬さ分布(低速側1 μmRmax , 高速側10 μmRmax ローラの組合せ, $\sigma_H = 1370\text{MPa}$)

図10 低速側ローラ表面の硬さ上昇量に及ぼす硬さの組合せの影響(低速側1 μmRmax , 高速側10 μmRmax ローラの組合せ, $\sigma_H = 1370\text{MPa}$)

転後のローラの表面近傍の硬さ分布(測定荷重0.1kgf)を示す。図8において $\Delta\text{HB} \approx 85$ の場合、1 μmRmax ローラはほとんど摩耗しておらず、硬さ差をつけることが異なる表面粗さの組合せにおいて滑らかな方の摩耗防止に有効であることがわかる。図9において $\Delta\text{HB} \approx 40, 85$ の場合、低速側1 μmRmax ローラ(高硬さ側)表面は $\Delta\text{HB} \approx 0$ の場合と同様に加工硬化しているが、表面下の部分はほとんど加工硬化していない。図10に低速側1 μmRmax ローラの表面の硬さ上昇量に及ぼす硬さの組合せの影響を示す。ここで硬さの上昇量は接触面と未接触面の硬さ(測定荷重1kgf)から求めた。同一硬さで異なる表面粗さの組合せでは試験片が硬いほど、粗さの組合せがピッチングの発生に及ぼす影響が顕著になること、滑らかな方のローラ表面はローラ硬さがHB425どうしの場合もHB300どうしの場合と同様に著しく加工硬化することが明らかにされている⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾。本実験において比較的高い測定荷重で測定した表面の硬さ上昇量は1 μmRmax ローラを10 μmRmax ローラより硬くしておくほど少なくなっており、硬さの上昇が内部に及ばないことを示している⁽¹²⁾。これは硬さ差をつけることによって滑らかな方の加工硬化が少なくなること、すなわち、被害の蓄積が少なくなること示していると考えられる。

低速側10 μmRmax , 高速側1 μmRmax ローラの組合せについて、図11に運転前後の断面曲線($\sigma_H = 1370\text{MPa}$)を、図12に運転後のローラの表面近傍の硬さ分布を示す。接触応力 $\sigma_H = 1370\text{MPa}$ では、 $\Delta\text{HB} \approx 85$ の場

図 12 運転後ローラの表面近傍硬さ分布 (低速側 $10\mu\text{mRmax}$, 高速側 $1\mu\text{mRmax}$ ローラの組合せ, $\sigma_H = 1370\text{MPa}$)

合の低速側 $10\mu\text{mRmax}$ ローラの表面の変化と表面および表面近傍の硬さ上昇は $\Delta\text{HB} \approx 0$ の場合より大きく、硬さ差をつけることによって低硬さローラ ($10\mu\text{mRmax}$) が高硬さローラ ($1\mu\text{mRmax}$) から受ける被害は増大することを示している。

4・3 同一表面粗さの組合せにおいて低硬さ側ローラの表面損傷に及ぼす硬さの組合せの影響 図 13 に $\sigma_H = 1370\text{MPa}$ で運転した $1\mu\text{mRmax}$ ローラどうしの組合せの運転前後の断面曲線を示す。 $N_1 = 10^7$ まで直径 $\phi 0.3\text{mm}$ 以上のピットが発生していない $\Delta\text{HB} \approx 0$ の場合には低速側、高速側ローラはほぼ同程度表面粗さが減少し、研削目が残っているのに対し、高速側ローラを低速側ローラより硬くして硬さ差を $\Delta\text{HB} \approx 85$ 程度つけた場合には、高速側ローラ (高硬さ側) に比べて低速側ローラの表面の変化が大きい、図 14 に図 13 に示されたローラ (運転後) の表面近傍の硬さ分布を示す。同一硬さの場合に比べて $\Delta\text{HB} \approx 85$ の場合には低速側低硬さローラの表面近傍の加工硬化が著しい。以上のことから $1\mu\text{mRmax}$ ローラどうしの組合せでは、硬さ差があると、高硬さ側ローラの粗さの改善が十分になされないため、低硬さ側ローラに被害が蓄積され、少ない繰返し数でピットが発生すると考えられる。なお、これらの結果は石橋ら⁽³⁾の結果と定性的に一致する。

5. 結 言

本報では、中硬度歯車の歯車対に硬さ差をつける意味と硬さ差をつける場合に考慮すべき点について表面損傷発生過程および損傷形態の面から、 $10\mu\text{mRmax}$ ($\approx \text{HB}345$) に仕上げたローラと $1\mu\text{mRmax}$ ($\text{HB}345 \sim 433$) に仕上げたローラを用いて二円筒試験により調べた。

異なる表面粗さの組合せにおいて滑らかな方に著しいピッチングと摩耗を生じる原因は少ない繰返し数で

図 13 運転前後の断面曲線 ($1\mu\text{mRmax}$ ローラどうしの組合せ, $\sigma_H = 1370\text{MPa}$)

図 14 運転後ローラの表面近傍硬さ分布 ($1\mu\text{mRmax}$ ローラどうしの組合せ, $\sigma_H = 1370\text{MPa}$)

著しく加工硬化した粗い方の突起先端部により滑らかな方の表面が削り取られるとともに滑らかな方の表面に塑性変形が繰返され、被害が蓄積されるためと考えられる。このため、面圧強さを向上させるには滑らかな方に仕上げる方を粗い方より硬くして硬さ差をつける必要がある。また、硬さ差を大きくするほど滑らかな方の表面が受ける被害は小さくなるのに対し、粗い方が受ける被害は逆に増大することには注意する必要がある。一方、同一表面粗さ ($1\mu\text{mRmax}$) の組合せでは硬さ差があると、高硬さ側の粗さの改善が十分になされないため、低硬さ側に少ない繰返し数でピットが発生し、ピッチング限も同一硬さの場合より低下する傾向が認められる。以上の結果は、(1) 歯車対に硬さ差をつけることにより面圧強さの向上を期待できるのは小歯車と大歯車で歯面粗さが異なる場合であり、この場合も大歯車 (低硬さ側、歯面粗さ大) の面圧強さ向上よりむしろ小歯車 (高硬さ側、歯面粗さ小) の面圧

強さを向上させることに硬さ差をつける意味があること、(2) 硬さ差をつけ過ぎると低硬さ側表面が受ける被害が増大するため、適切な硬さ差をつける必要があること、(3) AGMA⁽¹⁾, ISO⁽²⁾などの設計式では歯車対に硬さ差をつけて面圧強さ向上をはかる場合には、小歯車(高硬さ側)の歯面仕上げ状態だけを規定している。しかし、小歯車だけではなく、大歯車の歯面も滑らかに仕上げる場合には、歯車対に硬さ差をつけることによって面圧強さは硬さ差をつけない場合よりかえって低下する可能性があること、(4) したがって、歯車対に硬さ差をつけて面圧強さの向上をはかる場合には小歯車と大歯車の歯面仕上げ状態を考慮して硬さの組合せを決める必要があることを示している。

最後に、本研究を行うにあたり、試験片の製作などでご援助いただいた九州大学工学部生産機械実験工場の各位、実験にご協力していただいた松川洋二氏、当時卒業研究生の山内章作氏〔現在、(株)英進館勤務〕、形山満志氏〔現在、(株)宇部興産勤務〕に深く感謝いたします。

文 献

- (1) AGMA 218.01(1982)
- (2) ISO/DIS 6336/2 (1983)
- (3) 石橋・横手, 機論, 35-277 (1969), 1929.
- (4) 中西・他5名, 機論, 54-507, C (1988), 2753.
- (5) 有浦・他2名, 機論, 55-512, C (1989), 1004.
- (6) 扇谷・他2名, 投稿中
- (7) 上野・他2名, 機講論, No.790-17 (1979), 315
- (8) 金子, 機論, 35-270 (1969), 417
- (9) 笹田, トライボロジスト, 34-5 (1989), 306
- (10) 中島, 機論, 54-499 (1988), 679
- (11) 中島・角田, 機講論, No.908-1 (1990), 21
- (12) 山本・橋本, 潤滑, 30-4 (1985), 267