

超軽負荷歯車の振動特性

日 高 照 晃*・石 田 武*・専 徳 博 文*
有 井 誠 二**・好 永 功 夫***・小 田 啓 一+

Dynamic Behavior of Light-Loaded Gear

Teruaki HIDAHA, Takeshi ISHIDA, Hirofumi SENTOKU,

Seiji ARII, Isao YOSHINAGA and Keiichi ODA

Abstract

A testing machine was made to investigate the dynamic behavior of an especially light-loaded gear whose load was due to the friction occurring between the gear and the gear shaft. A hobbed gear and a ground gear were used as the light-loaded gear to measure the fillet stresses of the gears in the cases with uniform transmitted tooth load and with varying transmitted tooth load. Furthermore, the theoretical analysis was done by considering both the separation of teeth and the mesh with back faces which was not usually used. The main results were as follows. Applying transmitted tooth load variation, the degrees of the separation of teeth and the meshing with the back faces increased, and the fillet stress of the light-loaded gear increased. When the errors of the light-loaded gear decreased, the fillet stress can be decreased.

1. 緒 言

伝達荷重の非常に小さい軽負荷歯車では、一般に、伝達荷重が小さいために強度的には十分余裕があると考えがちである。しかし、軽負荷で歯車誤差の大きい歯車では、歯面分離を起こして歯面が衝撃的に歯打ちの現象を起こし、大きな歯面荷重が生じることがあるので面強度が問題となる。また、背歯面にも当たるため、両振の歯元応力が発生し、曲げ強度の低下をもたらす。歯の折損に至る場合もある。したがって、軽負荷歯車の設計にあたっては、歯面動荷重の状態や影響

因子を明らかにする必要がある。

本研究では、軽負荷歯車試験装置を製作し、負荷のほとんど作用しない軽負荷歯車にホブ切歯車と研削歯車を用い、それぞれの場合について歯面動荷重を測定した。また軽負荷歯車の歯面分離や背歯面のかみあいも考慮して、等価振動モデルによる軽負荷歯車の歯面動荷重の理論解析も行い、実験結果と対比することにより、軽負荷歯車の歯面荷重に与える歯車精度の影響を検討した。

2. 実験装置と実験方法

軽負荷歯車の試験のために、動力循環式歯車試験装置の一部を工夫して、Fig. 1のような軽負荷歯車試験装置を製作した。その概略図をFig. 2に、軽負荷歯車部の詳細をFig. 3に示す。Fig. 3中の各歯車についている数字はFig. 2の各部を示す数字に対応している。

* 生産機械工学科

** ユーモールド(株)

*** 三菱電機(株)

+ 宇部興産(株)

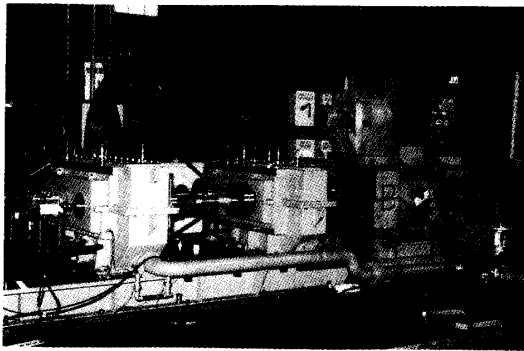


Fig. 1 Photograph of the testing machine for the light-loaded gear.

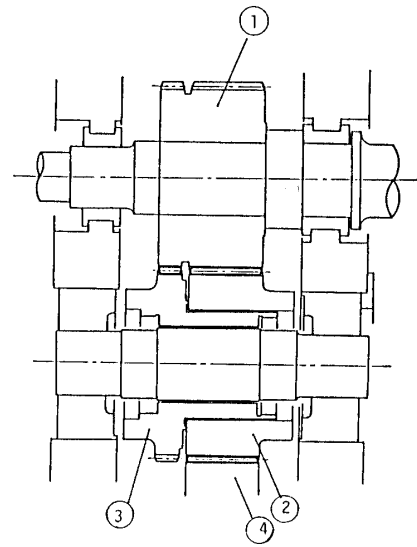


Fig. 3 The part of the light-loaded gear in the testing machine.

Fig. 2, Fig. 3において、動力の流れは駆動歯車①、中間歯車②、被動歯車④のようになっている。研究対象としている軽負荷歯車③は駆動歯車①とはかみあっているが、被動歯車④とはかみあっていないので、動力伝達を行っておらず、軸⑤との摩擦力のみが抵抗と

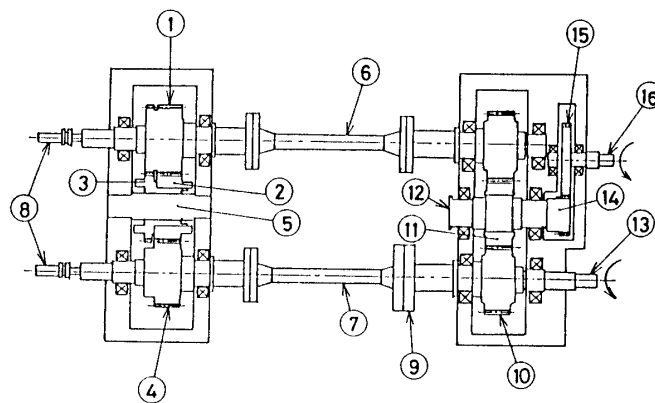


Fig. 2 Schema of the testing machine for the light-loaded gear.

1	Drive gear	9	Coupling for loading
2	Idle gear	10	Gears for power circulation
3	Light-loaded gear	11	Idle gear for power circulation
4	Driven gear	12	Idle gear shaft for power circulation
5	Gear shaft	13	Input shaft
6	Torsion bar (1)	14	Gear for torque variation (1)
7	Torsion bar (2)	15	Gear for torque variation (2)
8	Slip ring	16	Gear shaft for torque variation

Table 1 Dimensions of the gears used.

	Drive gear	Light-loaded gear	Idle gear	Driven gear
Type of gear	Spur gear			
Tooth form	Involute			
Number of teeth	60			
Pitch radius	150mm			
Pressure angle	20°			
Module	5			
Face width	170	40	119	119
Material	SNC815	S35C	SNC815	
Working method	Grinding	Hobbing Grinding	Grinding	

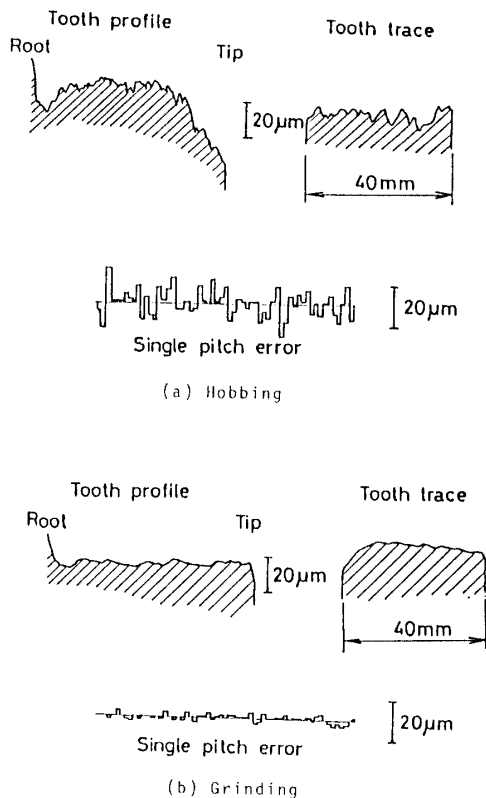


Fig. 4 Errors of the light-loaded gear used.

して作用している。歯車試験装置の負荷トルクは、トルク負荷用カップリング⑨をねじることによって与え、その際のトルク測定はねじり軸⑦に貼ったクロスひずみゲージによって行った。動力には150kWのモータを使用し、駆動歯車①の回転数(主軸回転数)を10~1000rpmの範囲で自由に変えられるようになっている。なお、各歯車の歯数はすべて60にとってあるので、常に同じ歯同士がかみあうことになる。また、負荷側歯車列の中間歯車を支持している軸⑫を偏心させて回転させることにより、動力循環式歯車試験装置に強制的にトルク変動を与えられる構造にした。潤滑方法は各歯車や軸受に強制潤滑を行った。

歯車誤差の影響を調べるために、ホブで切削しただけのホブ切歯車と研削歯車の2種類の軽負荷歯車を試験用歯車として用いた。Table 1に各歯車の諸元を、Fig. 4 (a), (b)にホブ切歯車と研削歯車の歯形誤差と歯すじ誤差および単一ピッチ誤差を示した。また、駆動歯車~中間歯車~被動歯車間の伝達歯面荷重 P_n を13kN(伝達トルク1.95kN・m)、25kN(伝達トルク3.75kN・m)、39kN(伝達トルク5.85kN・m)にとり、かみあい周波数 $f_z=10\sim1000\text{Hz}$ (主軸回転数10~1000rpm)の範囲について計測を行った。トルク変動が軽負荷歯車の歯面動荷重に与える影響に関しては、歯面荷重の変動の片振幅が $\Delta P_n=7\text{ kN}$ (トルク変動の片振幅は1.05kN・m)の場合と $\Delta P_n=0$ の場合について実験を行い、検討を行った。

計測量として、駆動歯車～軽負荷歯車間の歯面荷重の代わりに駆動歯車の歯元応力を用い、中間歯車～被動歯車間の歯面荷重の代わりに被動歯車の歯元応力を用いることにした。各歯車の歯元応力の測定は、それぞれ60枚の歯のうち、15枚ごとに等間隔で4枚の歯の歯元にひずみゲージを貼り付けて行った。

3. 実験結果

3.1 軽負荷歯車試験装置の振動特性

Fig. 5に、伝達歯面荷重を25kNとし、トルク変動がないときのねじり軸⑦のトルク変動の周波数分析結果を示す。Fig. 5より明らかなように、本試験装置のトルク変動はかみあい周波数の1次 (f_z)、2次 ($2f_z$) が主な成分であり、各かみあい周波数に対し、78Hz付近で大きなトルク変動が生じている。この78Hzは、理論的に固有振動数とモードを計算した結果、試験装置全体の1次のねじり固有振動数であることがわかった。

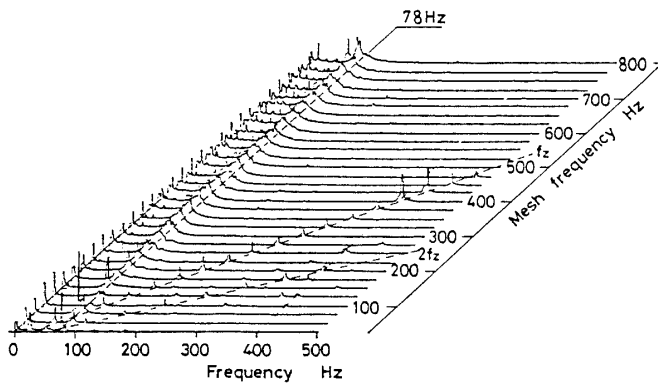


Fig. 5 Spectrum of the torque on the torsion bar.

3.2 変動トルクが作用しない場合の歯元応力

伝達歯面荷重を $P_n=25\text{kN}$ とし、変動トルクを与えずに、かみあい周波数を $f_z=450\text{Hz}$ としたときのホブ切歯車の場合の動的歯元応力の測定例を Fig. 6 に示す。Fig. 6において、上段が中間歯車～被動歯車間の歯面荷重による被動歯車の歯元応力、中段が駆動歯車～軽負荷歯車間の歯面荷重による駆動歯車の歯元応力を示しており、いずれも基準の水平の線より上方の応力が伝達歯面でのかみあいの場合を示している。また Fig. 6 の下段はかみあいの1ピッチごとのパルスを示す。Fig. 6より、駆動歯車～軽負荷歯車間では、歯元応力がパルス状になっており、歯のかみあいが衝撃的に行われていること、かみあいが行われていない歯対

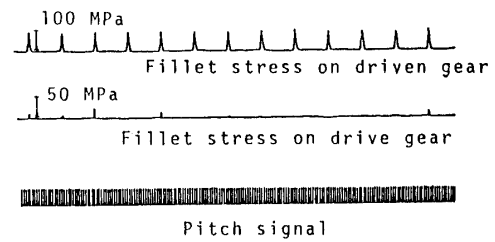


Fig. 6 Example of the measurement in the case of the hobbed light-loaded gear ($P_n=25\text{kN}$, $f_z=450\text{Hz}$).

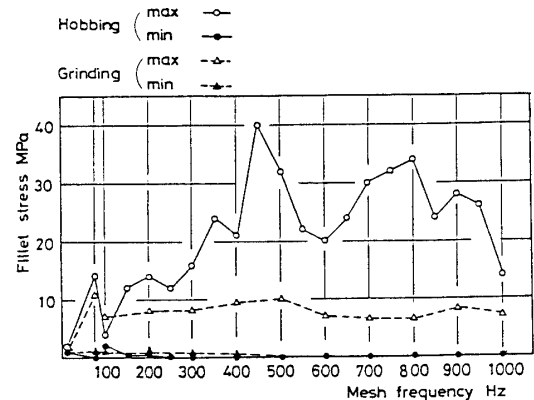


Fig. 7 Relation between the Maximum and minimum stresses on the drive gear meshing with the light-loaded gear and the mesh frequency. ($P_n=25\text{kN}$)

のあることがわかる。しかし、背歯面での当りは生じていないようである。

Fig. 7は伝達歯面荷重を $P_n=25\text{kN}$ とし、トルク変動を与えずに、かみあい周波数を $f_z=10\sim 1000\text{Hz}$ (駆動歯車回転数10~1000rpm) の範囲で変化させたときの駆動歯車の最大および最小歯元応力値を示す。Fig. 7において、ホブ切歯車、研削歯車の各場合ともに78Hzでピークを生じているが、これは先に述べた装置全体の固有振動数とかみあい周波数が一致したためである。さらにホブ切歯車を用いたときには、かみあい周波数 $f_z=450\text{Hz}$, 800Hz において歯元応力は極大値を示しており、その大きさは40MPa程度となっている。これに対し、研削歯車の場合には最大歯元応力値は10MPa以下でほぼ一定であり、ホブ切歯車の場合と大きな違いが見られる。しかし、トルク変動を与えない場合にはホブ切歯車ではかみあい周波数 $f_z=250\text{Hz}$ 以上、研削歯車ではかみあい周波数 $f_z=500\text{Hz}$ 以上で歯当たりのない歯対が生じているものの、背歯面への当りはなく、伝達歯面のみが歯打ちの現象を起こす状態となっ

ている。

3.3 変動トルクが作用する場合の歯元応力

Fig. 8 に、伝達歯面荷重を $P_n=25\text{kN}$ 、かみあい周波数を $f_z=400\text{Hz}$ （駆動歯車回転数400rpm）とし、強制的に片振幅1.05kN・mのトルク変動（歯面荷重の変動振幅は $\Delta P_n=7\text{ kN}$ ）を与えたときの動的歯元応力とトルク変動の測定例を示す。Fig. 8において、(a) はホブ切歯車の場合、(b) は研削歯車の場合を示す。Fig. 8より、ホブ切歯車では大きな負の歯元応力が認められるので、衝撃的な背歯面での当たりが生じているのがわかる。

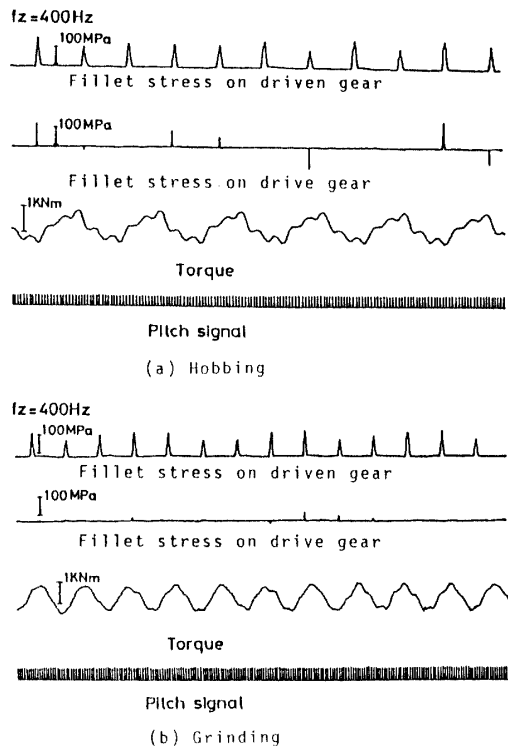
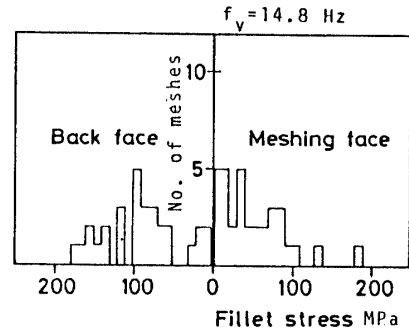


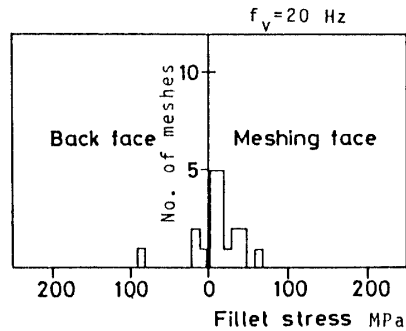
Fig. 8 Example of the measurement in the case with varying transmitted tooth load ($P_n=25\text{kN}$, $\Delta P_n=7\text{ kN}$, $f_z=400\text{Hz}$).

Fig. 9 に、Fig. 8 の場合と同じ条件で駆動歯車20回転分の歯元応力の頻度分布を求めて示す。Fig. 9より、ホブ切歯車の歯元応力値は、伝達歯面、背歯面ともに最大で約200MPaとなっており、広い範囲に分布しているが、研削歯車を用いると最大で約90MPaと小さくなっているのがわかる。

強制的にトルク変動を与え、かみあい周波数を $f_z=10\sim 1000\text{Hz}$ （駆動軸回転数100~1000rpm）の範囲で変化させて、ホブ切歯車と研削歯車を使用したときの



(a) Hobbing



(b) Grinding

Fig. 9 Distribution of the amount of the fillet stress on the drive gear meshing with the light-loaded gear in the case of the varying transmitted tooth load ($P_n=25\text{kN}$, $\Delta P_n=7\text{ kN}$, $f_z=450\text{Hz}$).

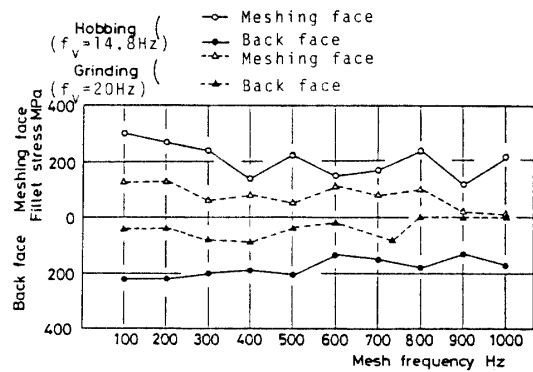


Fig.10 Relation between the maximum stresses on the drive gear meshing with the light-loaded gear and the mesh frequency in the case of the varying transmitted tooth load ($P_n=25\text{kN}$, $\Delta P_n=7\text{ kN}$).

伝達歯面側と背歯面側の最大歯元応力値を Fig.10に示した。Fig.10より、トルク変動があると、かみあい周波数の広い範囲にわたって、ホブ切歯車、研削歯車と

もに背歯面にも当たって、歯元応力が大きくなっているが、特にホブ切歯車の歯元応力が非常に大きいことがわかる。

Fig.11に、伝達歯面荷重が $P_n=13\text{kN}, 25\text{kN}, 39\text{kN}$ の各場合について、片振幅 $\Delta P_n=7\text{kN}$ の変動荷重が作用したときの最大歯元応力を、ホブ切歯車、研削歯車別に示す。Fig.11より、歯面荷重が小さいほど最大歯元応力が大きくなる傾向が伺える。

一般に、軽負荷歯車の場合、伝達歯面荷重が小さいので強制的に十分余裕があると考えがちであるが、以上の説明のように、軽負荷歯車では歯面分離を起こして衝撃的な歯当たりとなり、歯車精度の悪い歯車では背歯面での当たりも生じて大きな歯面荷重が生じるので注意を要する。

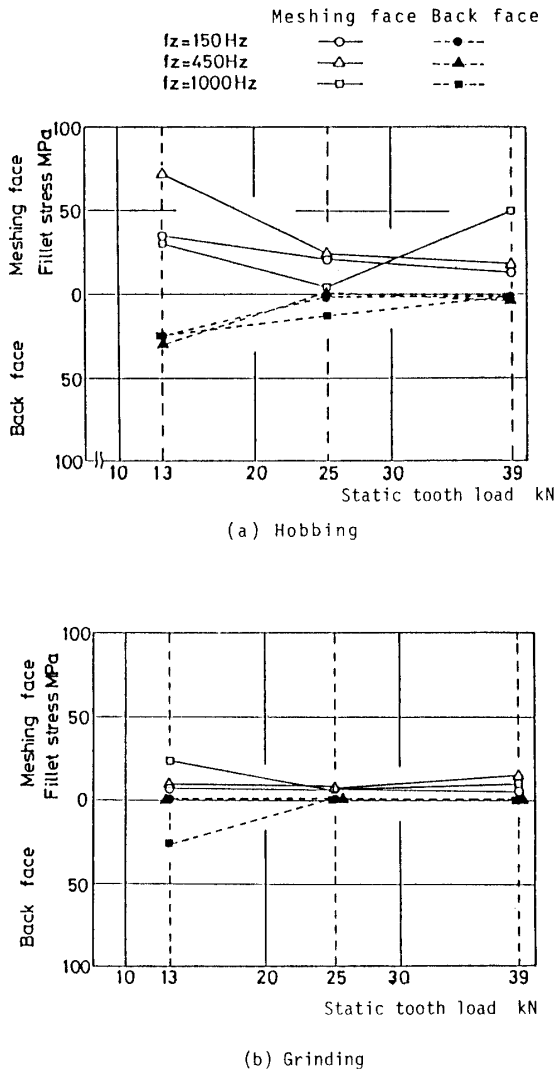


Fig.11 Relation between the maximum fillet stress on the drive shaft meshing with the light-loaded and the mean transmitted tooth load ($\Delta P_n=7\text{kN}$).

4. 理論解析

1対のかみあっている歯車を1自由度系として取扱、ピッチ誤差、圧力角誤差のある歯車の動荷重に関する研究は多数行われている⁽¹⁾⁻⁽⁵⁾が、特に軽負荷歯車について歯面分離による背歯面の当たりも考慮した非線形振動について検討している研究は少ないようである。本研究では振動モデルとして、軽負荷歯車の軸受油膜についての剛性、減衰係数、摩擦係数や歯車誤差、軽負荷歯車の歯面分離、背歯面のかみあいなども考慮して、軽負荷歯車および中間歯車についてはねじり振動と軸直角平面内の並進振動 (ξ, η) を考え、駆動歯車および被動歯車についてはねじり振動のみを考えた8自由度のモデルを考えた。Fig.12に振動モデルを示した。

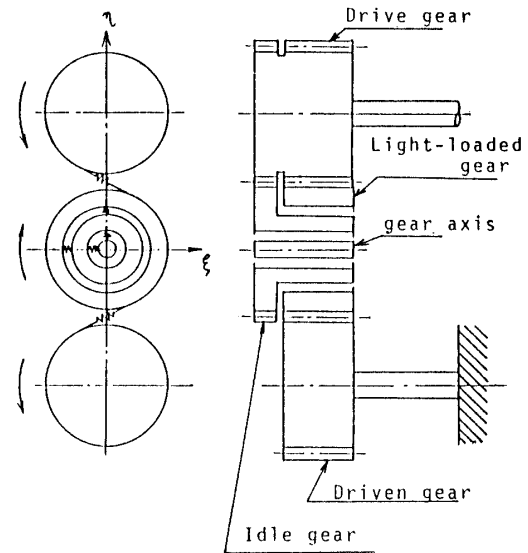


Fig.12 Vibration model of the light-loaded gear.

Fig.13に、トルク変動の作用するホブ切歯車と研削歯車について、かみあい周波数に対する最大および最小歯元応力を示した。Fig.13の計算値をFig.10の実験値と比較すると、歯元応力のかみあい周波数に対する変化がよく類似しているのがわかる。なお、実験値と計算値の若干の差異は歯面分離状態での減衰係数、摩擦係数などの値を実験的に求めることが容易でないため推定値を用いたので、これらの差異によって生じたとも考えられるので今後検討したい。

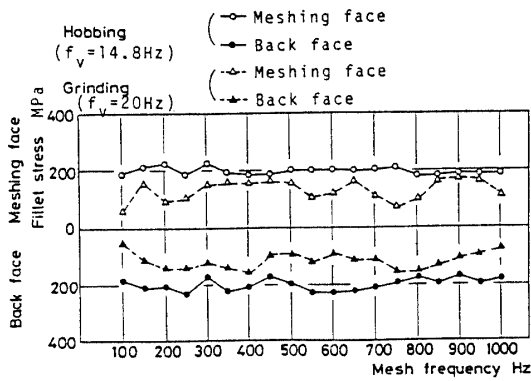


Fig.13 Relation between the maximum fillet stresses on the drive gear meshing with the light-loaded gear and the mesh frequency in the case of the varying transmitted tooth load ($P_n=25\text{kN}$, $\Delta P_n=7\text{kN}$).
(Theoretical result)

5. 結 言

軽負荷歯車としてホブ切歯車，研削歯車を用い，運転中の動的歯元応力を実測し，さらに理論解析を行って，次のような結論を得た。

(1) トルク変動のないときは，ホブ切歯車，研削歯車

とも歯面分離を伴うが，歯面動荷重は小さい。しかし，トルク変動を与えると非常に大きな歯面動荷重が伝達歯面のみならず背歯面にも生じてくる。特に，ホブ切歯車のように歯車精度の悪い歯車では破損に到るおそれもあるので注意を要する。

(2) 軸受油膜の減衰係数や摩擦係数を考慮し，歯車誤差やトルク変動のある軽負荷歯車振動解析を行い，背歯面の当たりを考慮して，歯面動荷重を理論的に導いた。

(3) 実験結果と理論解析結果より，歯車精度の向上を図ることにより歯面動荷重をかなり小さくすることができる。

考 参 文 献

- 1) 歌川正博：日本機械学会論文集，27-175，310 (1961)。
- 2) 歌川正博：日本機械学会論文集，27-175，1468 (1961)。
- 3) 寺内喜男，他2名：日本機械学会論文集，33-247，465 (1967)。
- 4) 武藤英一，他2名：精密機械，29-8，818 (1973)。
- 5) 会田俊夫，他2名：日本機械学会論文集，41-345，1597 (1975)。

(昭和63年10月15日受理)