

ピニオンギヤ飛び込み式スタータの 低騒音化の研究

Research on Noise Reduction for Pinion Shift-type Starter

高野 幹 広*

Mikihiro TAKANO

平松 伸 行*

Nobuyuki HIRAMATSU

田中正 志*

Masashi TANAKA

青木 隆*

Takashi AOKI

要 旨

アイドルストップシステム用にピニオンギヤ飛び込み式スタータの騒音発生メカニズム解析と低騒音化の研究を行った。エンジン始動騒音には飛び込み音とクランキング音とがあるが、実車テストからクランキング音は発生時間が長いと搭乗者により不快感を与えることが確認できたのでクランキング音に絞って研究した。単体ベンチテスト結果からクランキング音は歯打ち音よりもギヤ音の方が支配的であることがわかったのでギヤ音の対策を行った。ピニオンギヤ飛び込み式スタータで一般的なスパークギヤからヘリカルギヤに変更して、かみ合い率を上げることで7dBの騒音低減効果を得た。ギヤ諸元設定にあたり、ピニオンギヤ飛び込み時のギヤ端面の欠損しやすさを判断するためにギヤ接触部の応力解析を行った。ピニオンギヤの良好な飛び込み性能を得られるよう、ピニオンギヤ飛び込み時のピニオンギヤ回転角度とピニオンギヤ軸方向変位の関係を設定した。

ABSTRACT

The mechanism of generation of noise was analyzed and research on noise reduction was conducted in pinion shift-type starters for idle stop systems. Both pinion shift noise and cranking noise are components of the noise generated during engine start; vehicle tests demonstrated that cranking noise is produced for a longer period and causes greater discomfort to driver and passengers, and countermeasures were therefore devised against this form of noise. Bench tests revealed that gear whine was a more significant factor in cranking noise than gear rattle, and countermeasures therefore targeted this source of noise. The spur gears conventionally used in pinion shift-type starters were replaced by helical gears and the contact ratio was increased, reducing noise by 7dB. When establishing gear specifications, analyses of stress in the sections making contact were conducted to enable judgment of the ease with which damage occurs to gear end faces during pinion gear shifting. The relation between angle and stroke of the pinion gears during shifting was optimized to achieve superior shift performance.

1. はじめに

近年、地球温暖化の原因となる二酸化炭素の排出を抑制する手段の一つとして、信号待ちなどの車両停止中に自動でエンジンを停止させるアイドルストップを採用した自動車が発売されてきた。このアイドルストップ車のエンジン再始動システムには各種形式がある。多くはFig. 1-a, Fig. 1-bに示すハイブリッド車のように、高出力の電気モータを用いてエンジンを瞬時に始動している形式であり、高電圧を使用しているため高価なシステムとなってしまう。Fig. 1-aはエンジンとトランスミッションの間にモータを配置した例であり、Fig. 1-bはモータを別軸に配置した例である

が、モータやベルト分、全幅が増してエンジンルームへの搭載が困難になってしまうという課題もある。

一方 Fig. 1-c に示すように、従来のピニオンギヤ飛び込み式スタータを用いてエンジン始動を行っている形式がある。このシステムは前述のエンジン再始動システムに比べて安価であり、小排気量エンジンと手動変速機とを組み合わせた比較的廉価な車に搭載されている。しかし、このシステムはエンジン始動騒音が大きいので、車両停止する度に再始動を頻りに繰り返すアイドルストップ車では更なる騒音の低減が必要であった。そこで、安価で低騒音なアイドルストップシステムを実現するため、ピニオンギヤ飛び込み式スタータの騒音発生メカニズムの解析と低騒音化の研究を行った。

2. エンジン始動騒音解析

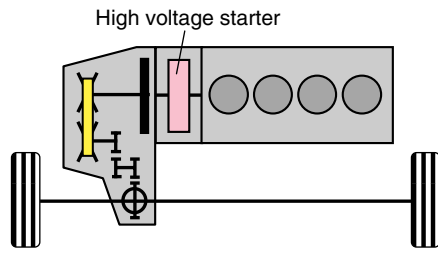


Fig. 1-a

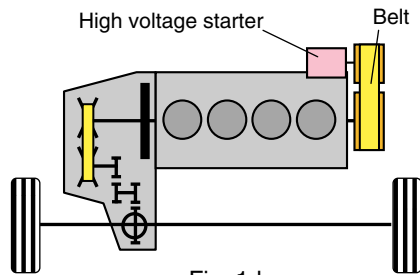


Fig. 1-b

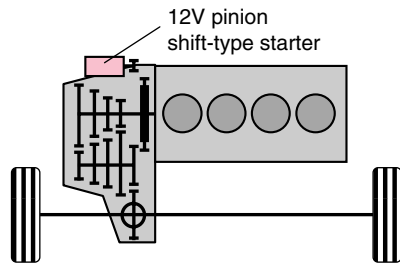


Fig. 1-c

Fig. 1 Starters types for idle stop system

本研究に用いたピニオンギヤ飛び込み式スタータの概略図を Fig. 2 に示す。なお、ピニオンギヤ飛び込み式スタータは低コストの観点からスパークギアを採用している。Fig. 3 に基づいてスタータの作動を説明する。(1)エンジン始動の指令によりマグネットスイッチへ電流が流れると、プランジャが吸引される。プランジャとドライブレバーにより接続されているピニオンギヤは、プランジャが吸引されることによりリングギヤ側へ押し出され、リングギヤ端面と衝突する。(2)メインスイッチが閉じることによってバッテリー電圧が直接モータ部に加わり、ピニオンギヤは回転する。(3)ピニオンギヤが回転することによりリングギヤとかみ合い、ピニオンギヤはさらにリングギヤ側へ押し出され、リングギヤと完全にかみ合いクランキングされる。

Fig. 4 はエンジン始動時の車室内騒音レベルの時間変化を表したものである。始動時の騒音にはピニオンギヤがリングギヤに飛び込む過程で発生する飛び込み音と、飛び込みが終了しスタータモータがエンジンを駆動するときにピニオンギヤとリングギヤがかみ合うことで発生するクランキング音とがある。クランキング音の騒音レベルは飛び込み音に比べ低い、発生時間が長いこと搭乗者により不快感を与えることが確認できたので、クランキング音の低減に的を絞って研究を行った。

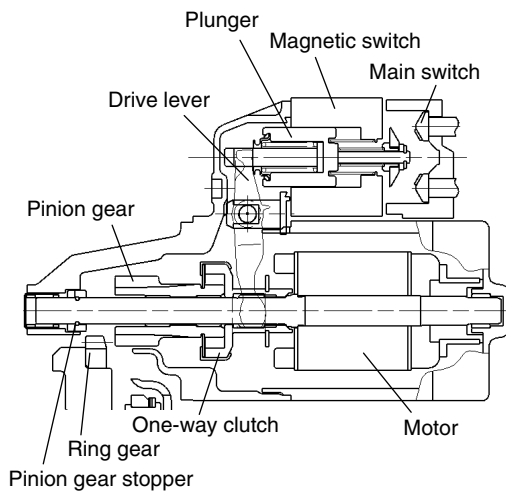


Fig. 2 Pinion shift-type starter

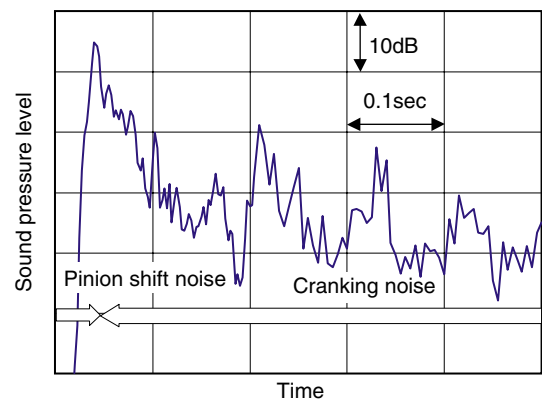


Fig. 4 Cabin noise during engine start

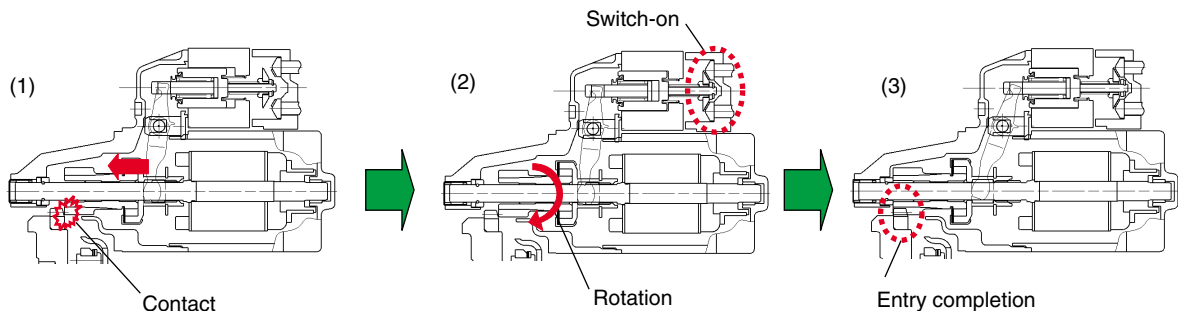


Fig. 3 Operation of pinion shift

Fig. 5 はクランキング中のエンジン回転速度(N_e)と、スタータモータ回転速度にピニオンギヤーリングギヤ間の減速比を乗じた値(N_m')の時間変化を示している。クランキング中、エンジン回転速度は周期的に変動しており、その約一周期を取り出したものが Fig. 6 である。Fig. 6 と同一タ

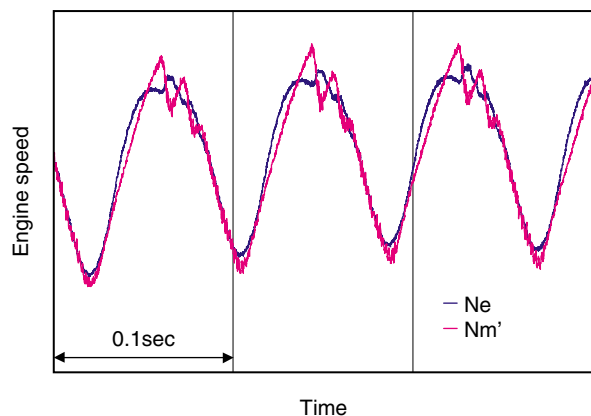


Fig. 5 Engine speed and starter motor speed during engine start

イミングにおけるモータ出力トルクを Fig. 7, スタータモータに発生する車体前後方向の振動を Fig. 8 に示す。Fig. 7 においてスタータモータがエンジンを駆動しておらず、出力トルクがほぼ0になる時間帯がある。これは Fig. 6 中 a から b までの時間帯 1 に相当し、この間はエンジン回転速度がモータ回転速度を上回っている。この時間帯 1 では、ピニオンギヤはリングギヤによって駆動されており、ピニオンギヤがリングギヤを駆動している状態とは逆側の歯面で接触している。この間、スタータのワンウェイクラッチは空走状態にある。Fig. 6 中の b から c までを時間帯 2 とする。この間、モータ回転速度はエンジン回転速度を上回っているためピニオンギヤはバックラッシュを詰めていく。やがて c においてピニオンギヤ駆動側歯面とリングギヤ被駆動側歯面が衝突し、歯打ち音が発生する。

Fig. 8 より c 以降のスタータモータが出力トルクを発生しているとき、すなわちスタータモータがエンジンを駆動している状態の振動は非駆動時に比べて大きいことがわかる。この振動はギヤのかみ合いにより発生しているギヤ音であり、歯打ち音よりも支配的であることがわかった。

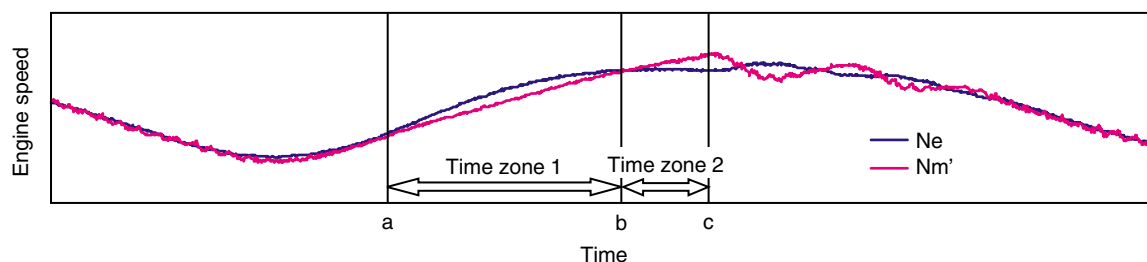


Fig. 6 Engine speed and starter motor speed during engine start

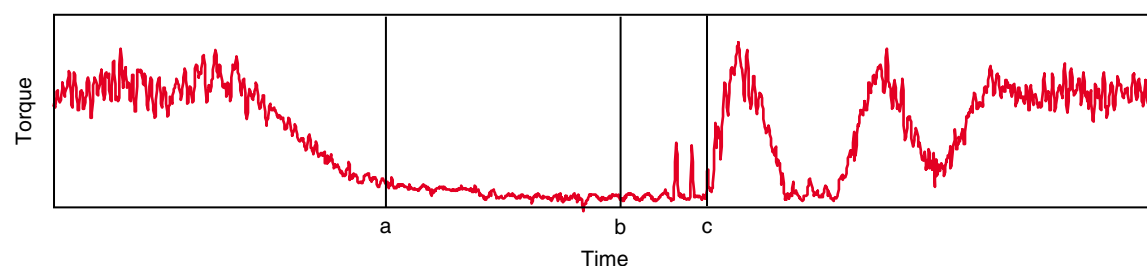


Fig. 7 Torque produced by the starter motor during engine starter

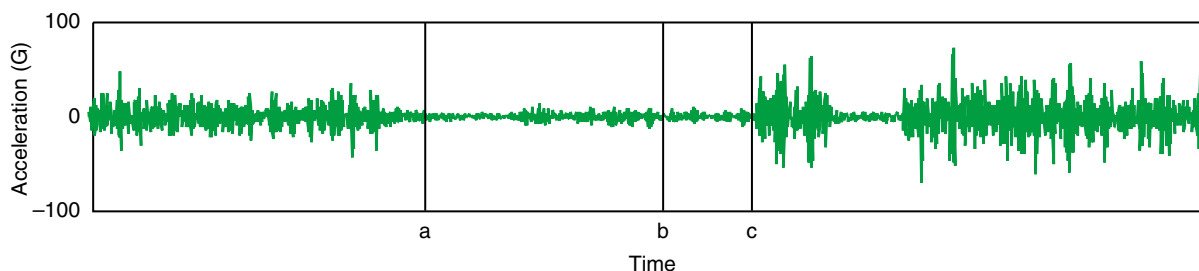


Fig. 8 Vibration of starter during engine start

3. クランキング音解析

まずクランキング音解析としてギヤ歯形精度、バックラッシュ、ギヤかみ合い幅、ギヤかみ合い率とギヤ音との関係を単体ベンチで試験し、次に効果の高い仕様を実車で確認した。また単体ベンチでは Fig. 9 に示すようにピニオンギヤとリングギヤをあらかじめかみ合わせておき、スターモータで駆動した状態の各部挙動と騒音を計測した。

3.1. 歯形精度

ギヤの歯形精度向上によるクランキング音への影響を確認するため、精度の異なる2種類のリングギヤを用いて騒音レベルを比較した。ギヤの諸元を Table 1 のスパークギヤに、スタータに駆動される歯面形状の測定結果を Table 2 に示す。Table 2 中の歯面形状 A は量産仕様、歯面形状 B は

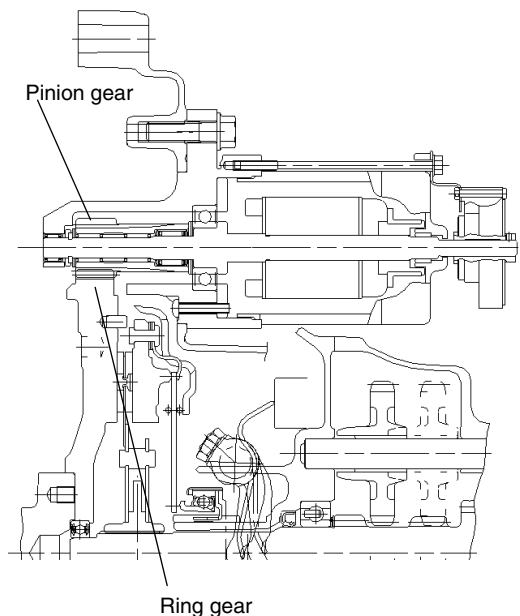


Fig. 9 Constant mesh type starter motor

Table 1 Gear specifications

Item	Total contact ratio	Normal module	Helix angle (deg.)	Contact width (mm)
Spur gear	1.09	2.54	0	9
Helical gear	1.25	2.5	4	9
	1.45	2.25	12	9
	1.80	2.25	28	9
	1.84	2	20	9
	1.91	1.75	20	9
	1.97	2	28	9
	2.33	2	20	18.7
	2.39	2.25	28	18.7
	2.45	1.75	20	18.7
	2.64	2	28	18.7
	2.68	2.25	36	18.7
	3.62	1.5	36	18.7

量産仕様に対し歯形精度を向上したものである。うねりの値は測定した4歯の最大値、その他の値は平均値であるが、うねりの最大値の比較、圧力角誤差、歯筋倒れの比較より歯面形状Aが歯面形状Bより精度が悪いことがわかる。

Fig. 10にクランキング時の騒音レベル単体ベンチ測定結果を示す。歯面形状Aと歯面形状Bの騒音レベル差はわずか0.5dBであり、クランキング音低減に対する歯形精度向上の効果はほとんどないことがわかった。

Table 2 Teeth profiles data

		Teeth profiles A		Teeth profiles B	
		Pinion gear	Ring gear	Pinion gear	Ring gear
Involute	Profile slope deviation	3.1	-4.3	2.3	8.7
	Bulge	-2.5	4.5	0.3	0
	Waviness of profile	9.2	19.6	1.6	1
	Tip relief	8.6	4.3	7	8.1
	Profile slope bias	-3.8	-4.3	-0.2	-0.7
Lead	Helix slope deviation	-7.5	-2.7	-2	5.1
	Crowning	-0.5	-3.2	4.9	5.3
	Waviness of helix	11.3	14	1.4	0.9

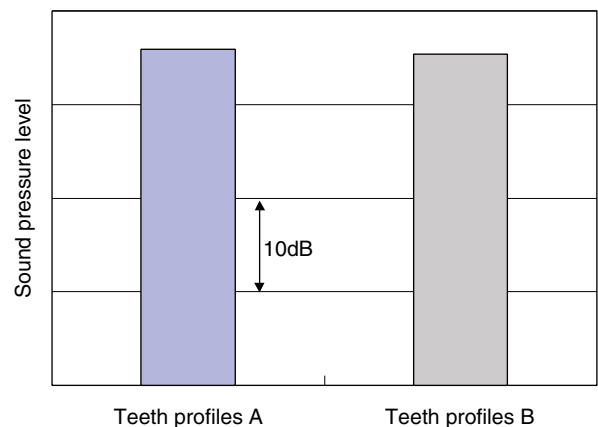


Fig. 10 Comparison of sound pressure level during engine start for different teeth profiles on test stand

3.2. バックラッシュ

次に、ギヤの歯打ち音の影響を確認するためバックラッシュを変化させたギヤを作成し、クランキング音を比較した。Table 1のスパークギヤに示すギヤの諸元に固定し、バックラッシュ量のみ0.15mmから0.1mm刻みで0.45mmまで変化させた。クランキング音の単体ベンチ測定結果はFig. 11示すようにバックラッシュが0.35mmで最も低い値となった。これはバックラッシュが小さいと動力伝達により歯が変形し駆動側ではない歯面同士が接触し、バックラッシュが大きいと歯打ち音が増大するためと考えられる。

以上よりクランキング音は特定のギヤバックラッシュで極小値をとることがわかったが、これは量産設定値と重なっており有効な低減対策とはなり得ない。

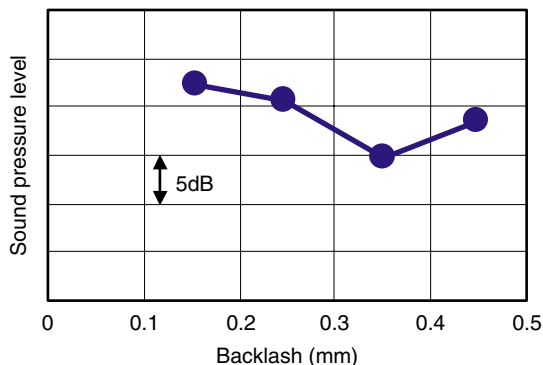


Fig. 11 Relation between backlash and noise level of engine cranking on test stand

3.3. ギヤかみ合い幅

同一ギヤ諸元で、かみ合い歯幅の増加によるクランキング音低減効果の確認を行った。Fig. 12 に示すように、クランキング時の騒音レベルはかみ合い幅が増加するにつれ減少することがわかった。これは歯の曲げ剛性が上がり動力伝達時に歯の変形が少なくなった効果によるものと推定される。しかし、実車でかみ合い幅を増加させるためにはピニオンギヤ飛び込み時のストロークをより長くしなければならず、スタータのコストや重量が増加するという新たな課題が発生するので有効な対策とはならない。そこでかみ合い幅を増加させずに歯の変形を少なくするためヘリカルギヤを用いてかみ合い率を上げクランキング音の確認を行った。

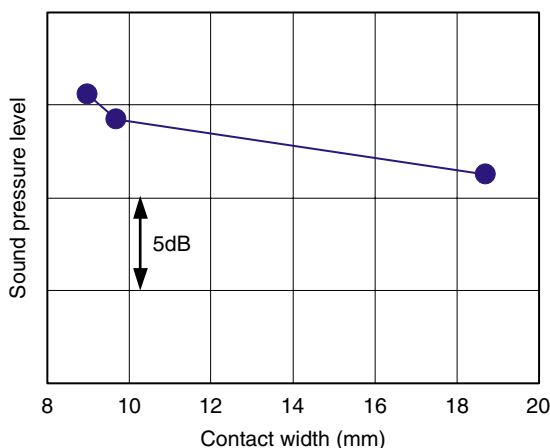


Fig. 12 Relation between contact width and noise level of engine cranking on test stand

3.4. ギヤかみ合い率

Table 1 にヘリカルギヤの諸元を示す。また、ピニオンギヤとリングギヤの減速比はスパークギヤと同一となるように設定した。スパークギヤ解析時と同様にピニオンギヤをリン

グギヤにあらかじめかみ合わせて騒音試験を行った。Fig. 13 のクランキング音の単体ベンチ測定結果が示すように、かみ合い率を上げるによりクランキング音が約 8 ～ 16dB 低減することが確認できた。また、かみ合い率を上げるに従ってクランキング音は低減するが、2.5 以上では変化が少なくなることがわかった。

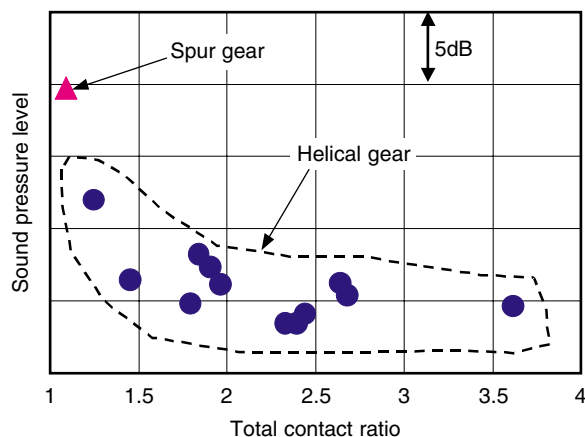


Fig. 13 Relation between total contact ratio and noise level of engine cranking on test stand

3.5. 実車室内クランキング音

以上の解析より、単体ベンチではヘリカルギヤによるかみ合い率の向上はクランキング音低減に効果があることがわかったので、次に実車で確認を行った。本解析に用いたヘリカルギヤの仕様は Table 1 より選択した。Fig. 14 は、量産のスパークギヤと、かみ合い率を 1.84 に上げたヘリカルギヤとの車室内騒音レベルの比較である。かみ合い率を上げるにより、実車でもクランキング音が 7dB 低減することが確認できた。実車での確認はピニオンギヤ飛び込み式スタータで行った。この際、ギヤの損傷および飛び込み時のはじかれが懸案であったので 4 章および 5 章で述べる解析を行いギヤ諸元を設定した。

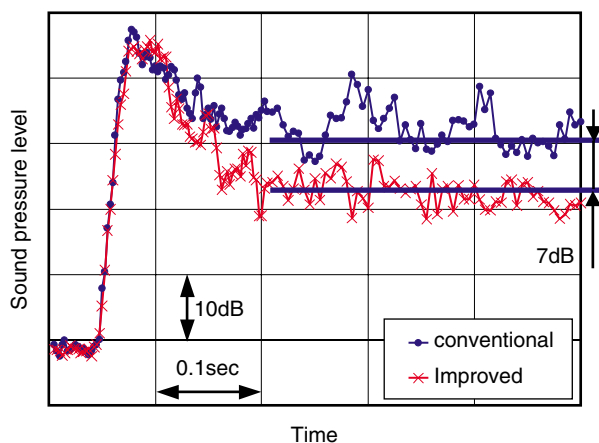


Fig. 14 Cabin noise during engine start

4. リングギヤの応力解析

前述のようにクランキング音の低減のためにはかみ合い率を上げる対策が最も有効であった。具体的手法としてモジュールを小さくして歯数を多くし、ねじれ角を大きくした。これによりギヤは小形化しギヤの端面に鋭角部が発生するので、ピニオンギヤとリングギヤの衝突によりギヤ端面が欠損する事例が発生した。そこで有限要素法によりギヤ接触部に発生する応力解析を行った。Fig. 15に示すように固定したリングギヤ端面にピニオンギヤ端面を接触させた状態でピニオンギヤの駆動側歯面とリングギヤの被駆動側歯面が接する位置にピニオンギヤを回転させ、その位置をピニオンギヤ角度0とした。計算はピニオンギヤ角度0から式(1)に表す α の範囲で行った。リングギヤに発生する応力の計算結果は Fig. 16 に示すように端面エッジ部が最大応力値となっており、ピニオンギヤ角度とリングギヤ最大応力値との関係は Fig. 17 に示すようにピニオンギヤ角度が小さいほど接触面積が小さいのでリングギヤに発生する応力値は大きくなっている。いかなる仕様であっても、端面が塑性変形する衝突は起こりうる。弾性限度を超える割合を t とし式(2)のように定義し、この t をギヤ端面欠損の指標としてギヤ諸元を選定した。

$$\alpha = \frac{360}{Z} \quad (1)$$

$$t = \frac{\beta}{\alpha} \quad (2)$$

Z : ピニオンギヤ歯数

β : 弾性限度を超えるピニオンギヤ回転角度

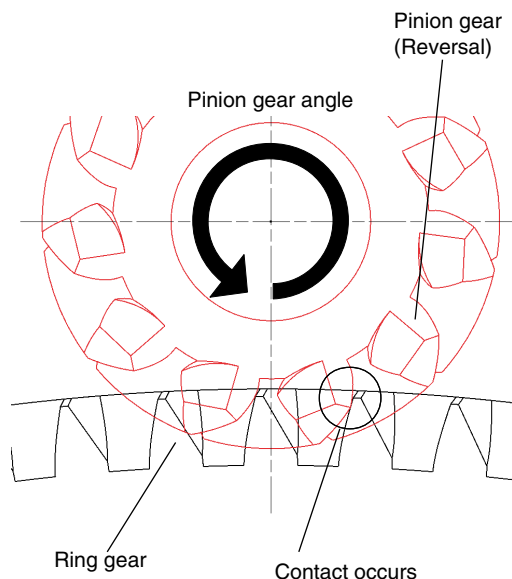


Fig. 15 Condition at pinion gear angle=0

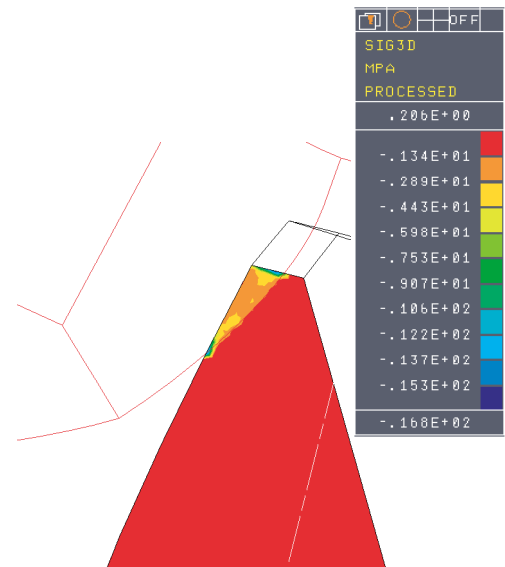


Fig. 16 Stress analysis results for ring gear

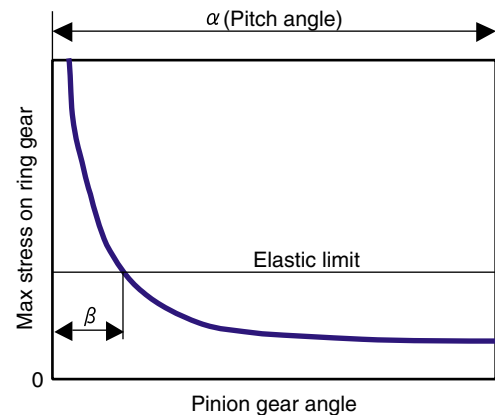


Fig. 17 Relation between pinion gear angle and ring gear stress

5. ピニオンギヤの飛び込み性能

量産仕様に対しモジュール、ねじれ角などのギヤ諸元変更を行ったのでギヤ端面の面取り形状を変更した。この結果ピニオンギヤが飛び込まない事象が発生したので機構解析ソフトを用いてピニオンギヤ回転角度に対するピニオンギヤ軸方向変位の解析を行った。Fig. 18にピニオンギヤの回転方向と変位方向を示す。Fig. 19-aに飛び込み不良が発生した仕様Eを、Fig. 19-bにその解析結果を示す。この仕様ではピニオンギヤ飛び込み時にピニオンギヤ回転角度が増加しても軸方向変位が増加しない回転角度範囲(Fig. 19-b中d)がある。これは接触しているギヤがNo.1のギヤからNo.2のギヤ(Fig. 18 中)に移行した際に起こっている。これが飛び込み不良の原因と推定しFig. 20-bに示すように接触するギヤが移行してもピニオンギヤの回転角度増加にともない軸方向変位が増加するように面取り形状を改善した仕様F(Fig. 20-a)を製作した。仕様Fは実車テストにより良好な飛び込み性能が確認された。

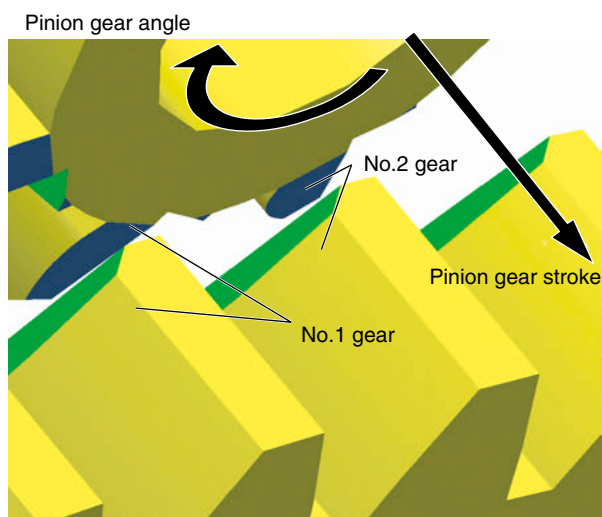


Fig. 18 Direction of pinion gear angle and stroke

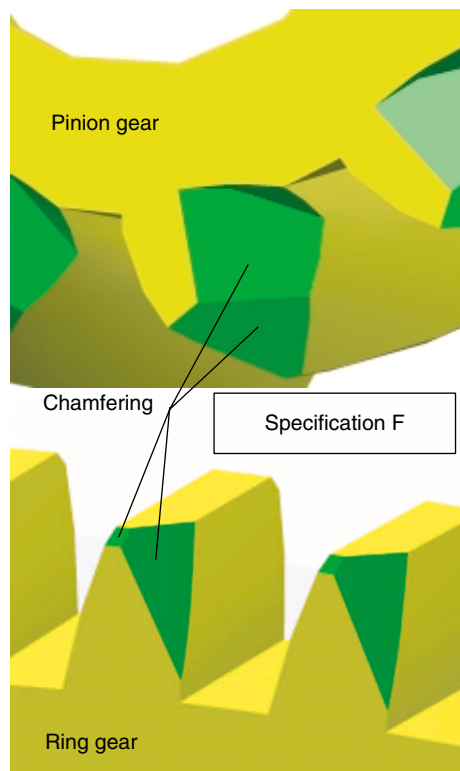


Fig. 20-a Chamfering form of gear end face

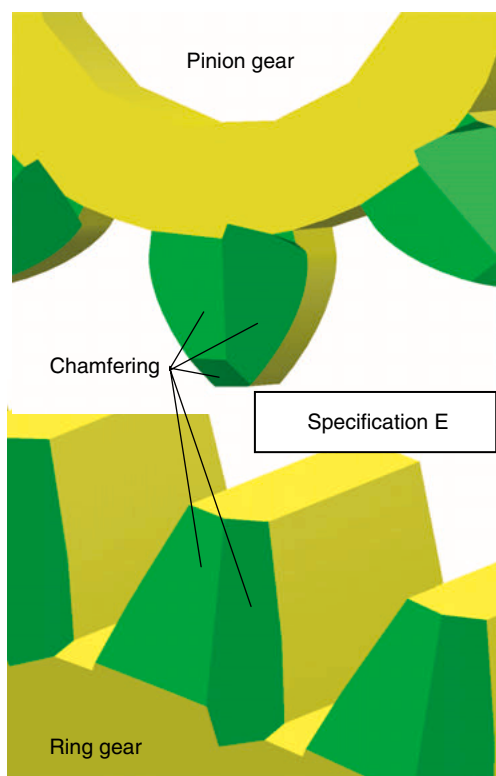


Fig. 19-a Chamfering form of gear end face

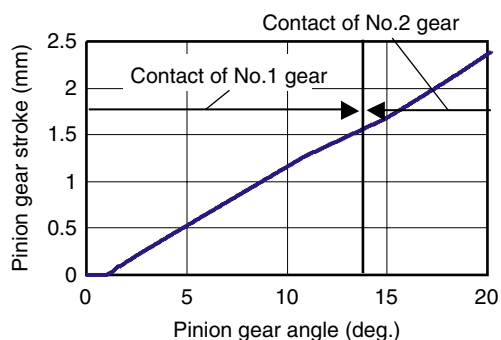


Fig. 20-b Relation between pinion gear angle and stroke

6. まとめ

ピニオンギヤ飛び込み式スタータの低騒音化の研究を行い、以下の結果を得た。

- (1) エンジン始動騒音には、飛び込み音とクランキング音があり、クランキング音の方が長い時間発生しているので搭乗者により不快感を与える。
- (2) クランキング音には歯打ち音とギヤ音があり、ギヤ音が支配的である。
- (3) スパーギヤでのクランキング音対策は効果が少なく現実性がない。
- (4) ヘリカルギヤを用いてかみ合い率を上げることにより、車室内騒音で7dBのクランキング音低減効果があった。またギヤ諸元設定にあたって以下の解析手法を用いた。

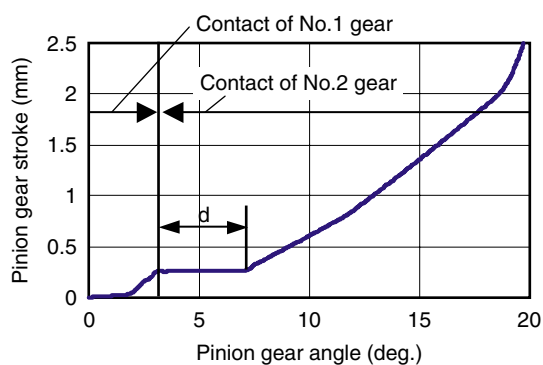


Fig. 19-b Relation between pinion gear angle and stroke

- (5) ピニオンギヤとリングギヤの衝突時における接触部の応力解析を行った。応力が弾性限度を超える割合をギヤ端面の欠損しやすさの指標とし設計を行った。
- (6) ピニオンギヤ飛び込み時、ピニオンギヤ回転角度の増加にともないピニオンギヤ軸方向変位が増加する設定にすることにより良好な飛び込み性能を得た。

7. 謝辞

本研究にあたり、御協力を頂きました社内外の関係者の方々に紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

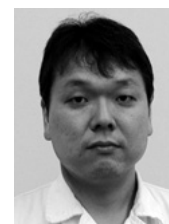
■ 著 者 ■



高野 幹 広



田 中 正 志



平 松 伸 行



青 木 隆