U. D. C. 621.395.636.1 : 534.83

電話用ダイヤルの操作騒音についての一考察

A Study of Telephone Dialing Noises

山　上　翼*
Yoku Yamagami

要　旨

ダイヤル操作時の異常騒音を少なくするため，通常のダイヤル騒音の解析から始めて，異常品の分解調査，分析により，その騒音の主たる原因は，スプリング関係のほか部品への衝撃音(高い周波数域)，と歯車のかみ合時の騒音（低い周波数域）であり，前者は，設計当初の基本的な考えからもこのダイヤル固有のものといえる。一方後者は，その精度とも関係し，特に異常騒音を防止するには，インパルスカムシャフトピニオンを精度3級以上に製造することで可能となることが明らかになった。なおダイヤルの別の側面，すなわち寿命特性との関連は本報告では取り扱わない。

1. 緒　　言

現在量産を行なっている600形電話機は，量産開始後5年を経過し，その間に，生産設計的にも，生産技術的にも，多くの改良が行なわれてきた。これらの改良のうちの一つとして，ダイヤル操作時の騒音をとりあげたものである。

ダイヤル操作時の騒音には，電話機の使用者に与える不快感からみると甚だしく不快に感ずるものと，そうでないものとがある。またこの騒音は，指転時と放転時でその性質が異なる。特にその手回し速度が使用者によって大きく変化する指転時の騒音は放転時のものと比べ別の性格をもっている。

本報告は，これらの騒音の特性を明らかにするとともに，異常騒音について，その原因と，解決方法の検討を行なった結果である。

2. ダイヤル機構の概要

図1に本報告でとりあげた60形ダイヤルの側面から見た状態を示す。

ダイヤルには,電話機に取りつけられた通常の状態で見える側(つまり表面）に，指転用のフィンガプレートとダイヤルする数字を示すナンバプレートが，また裏面に交換機を動作させるためのダイヤルパルス送出機構がある。フィンガプレートの任意の指穴に指を入れて時計方向に回転させ，ついで指を放すと，内蔵のメインスプリングにたくわえられた力によりフィンガプレートと同軸のメインギヤを，またインパルスカムシャフトを回転し，同時にインパルスカムを回転して接点バネを断続させるためダイヤルパルスが発生する。このパルス発生速度を一定にするため，インパルスカムシャフトから摩擦クラッチを介してギヤ，ガバナシャフトピニオンに動力が伝達し，ガバナを駆動させる機構となっている。この摩擦クラッチは，フィンガプレートを指転するときにガバナを動作させないようになっていて,指転時の軽快性がそこなわないようになっている。

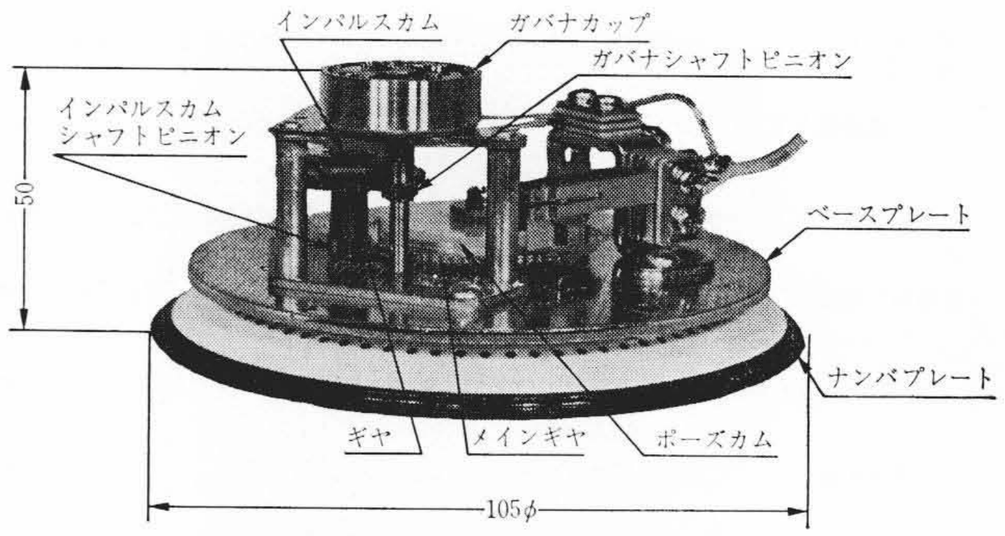

図1　60形ダイヤル歯車機構

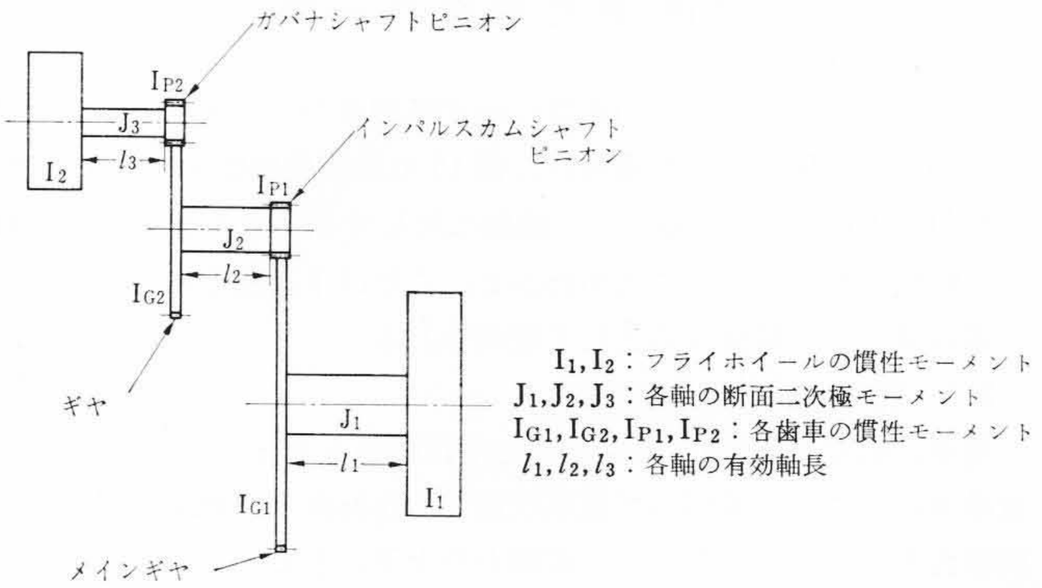

図2　ダイヤル歯車系モデル

3. ダイヤル歯車機構の固有振動数

ダイヤル操作時に使用者が感じる不快な騒音は，主として歯車機構に起因しており，これは後述の実験結果からも明らかになっている。

本項では歯車機構のもつ固有振動数の計算結果を示す。

3.1　ダイヤルに使用されている歯車の要目

ダイヤルに使用されている歯車は全部インボリュート転位平歯車であり，その構成の概要は，図1に示すとおりで,ギヤ,ピニオン,各2枚よりなり，これらの歯車の要目は表1に示すとおりである。

表1　60形ダイヤルに使用している歯車のおもな要目

要目 ＼ 歯車の名称	第一段増速歯車		第二段増速歯車	
	メインギヤ	インパルスカムシャフトピニオン	ギヤ	ガバナシャフトピニオン
モジュール	0.55	0.55	0.55	0.55
圧力角	20°	20°	20°	20°
外径	39.2	7.0	23.8	5.9
歯数	70	10	42	8
転位係数	−0.613	0.364	−0.613	0.364
歯幅	1.2	2.5	1.2	2.5
バックラッシ	0.123		0.123	
中心間距離	22.04		13.80	
材質	黄銅	快削鋼	黄銅	快削鋼

3.2　歯車機構の固有振動数

ダイヤル歯車系の振動解析を行なうに便利なように，図1に示した機構をモデル化したものが図2である。

この系では，メインギヤ・インパルスカムシャフトピニオンのか

* 日立製作所戸塚工場

表2　(1)式に使用した記号

記号と意味	メインギヤ	インパルスカム シャフトピニオン
x：かみ合点の変位 (cm)	x_1	x_2
F：作用線方向の力 (kg)	F_1	F_2
r：基礎円半径 (cm)	r_{G1}	r_{p1}
I_G：歯車本体の慣性モーメント (kg•s²•cm)	I_{G1}	I_{p1}
k：歯のこわさ (kg/cm)	k_{G1}	k_{p1}
μ：$=\omega\sqrt{\gamma/G_g}$ (cm⁻¹)	—	—
γ：軸の比重量 (kg/cm³)	—	—
l：有効軸長 (cm)	l_1	l_2
G：軸の横弾性係数 (kg/cm²)	—	—
J：軸の断面二次極モーメント (cm⁴)	J_1	J_2
I：フライホィール慣性モーメント (kg•s²•cm)	I_1	I_2'
ϕ：軸端の角変位	ϕ_1	ϕ_2
T：軸端のトルク (kg•cm)	T_1	T_2

表3　ダイヤル騒音の音圧と判定者数の関係

異常音の種類	項目 No.	度数分布 良	やや異常	不良	音圧 (dB)
指転音	1	0	0	10	62
	2	0	0	10	60
	3	0	0	10	64
	4	6	1	3	58
	5	0	1	9	59
	6	6	3	1	57
放転音	1	4	5	1	60
	2	0	2	8	64
	3	3	3	4	64
	4	7	1	2	61
	5	5	3	2	59
	6	7	1	2	56

表4　正常ダイヤルの音圧

項目 No.	音圧 (dB) 指転音	放転音	項目 No.	音圧 (dB) 指転音	放転音
1	58	55	7	58	55
2	56	56	8	58	54
3	58	54	9	57	54
4	58	54	10	59	55
5	56	55	$\bar{x}$	57.8	54.6
6	60	54	σ	1.25	0.67

み合による振動と，ギヤ・ガバナシャフトピニオンのかみ合による振動とが存在する。

3.2.1　メインギヤ・インパルスカムシャフトピニオン間の解析

かみ合点の作用線方向の変位と力を x，F とし，軸端における角度，トルクを ϕ，T とすれば作用点と軸端の状態量の関係は次のように表わされる[1]。

$$\begin{bmatrix} x \\ F \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r-\dfrac{I_G}{rk} & \dfrac{1}{rk} \\ -\dfrac{I_G\omega^2}{r} & \dfrac{1}{r} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos\mu l & \dfrac{1}{GJ\mu}\sin\mu l \\ -GJ\mu\sin\mu l & \cos\mu l \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -I\omega^2 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \phi \\ T \end{bmatrix} \quad \cdots\cdots(1)$$

ここに，(1) 式の各記号は表2に示すとおりである。

(1) 式で右辺第1項は歯車自身のこわさ，慣性の動特性，第2項は軸のねじりに対する動特性，第3項はフライホイールの動特性に対する影響を示している。ここで，フライホィールとして等価慣性モーメントを用いることとすると，インパルスカムシャフトピニオンについての値を I_2' とすれば次のように表わされる。

$$I_2' = I_{G2} + n^2\left(I_{P2} + J_3 \times \frac{\gamma}{g} + I_2\right) \quad \cdots\cdots(2)$$

ここに，n：ギヤ・ガバナシャフトピニオンの歯数比。

表2のメインギヤ•インパルスカムシャフトピニオンについて，

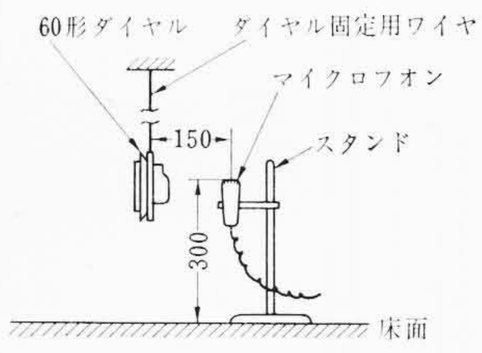

図3　ダイヤル騒音の測定法

それぞれ (1) 式に代入し，境界条件として軸端開放およびかみ合点での釣合条件から振動方程式を求め表1に示した歯車要目について根 ω を求めた。この結果，第一次の固有振動数として，3,735 Hz を得た。

なお計算は HITAC 5020[2] で行なわれた。

3.2.2　ギヤ・ガバナシャフトピニオン間の解析

3.2.1 と同様にして根を求めると第一次の固有振動数は，5,694 Hz であった。

これらの計算結果からわかるように，ダイヤル騒音のうち，ギヤ騒音に起因する周波数は4 kHz 付近と，6 kHz 付近にあり，これらが騒音の中心をなすことが推定される。したがってこれらの低い周波数の固有振動数を，たとえば，図2に示すフライホィールの I_1 や I_2 を小さくするというような手段で高い周波数域に移動させれば，耳に感ずる騒音としては減らすことも可能になる。

4.　ダイヤル騒音の解析

騒音の多いダイヤル，特に電話機使用者に不快感を与える異常騒音を発するものは，生産する品物のなかでも特異的に発生し，そうでない大多数のダイヤルと聞き比べてみると指転時，放転時に特異な“ガリガリ”というような音を出すダイヤルである。そこでこれらの音を客観的に評価するため，騒音の解析を試みた。

4.1　騒音測定の方法

ダイヤル単体の騒音解析は図3に示すように，無響箱中央部でダイヤルをワイヤにより空間に固定し，ダイヤルを指転，放転してその音を測定した。

測定に使用した装置はつぎのとおりである。

(1)　Brüel & Kjaer 社製 2112 形 Audio Frequency Spectrometer

(2)　Brüel & Kjaer 社製 1/2 in コンデンサマイクロホン

(3)　Kay Electric Co. 製 Vibralyzer

(4)　小林理研製簡易無響室

ただし項(4)の音響特性の詳細な調査はしていないので，データはすべて比較により判断するという方法をとった。

4.2　ダイヤル騒音の大きさ

ダイヤル騒音を各製品ごとにチェックする場合は，ダイヤルを指転，放転してその騒音を実際に耳で聞いて判定を与えることになるが，聞く人が相違することによっても，その判定の変わることが考えられる。そこで音の大きさと，判定の関係を量産品から抜き取った試料によって分析した。

(1)　実験の方法

異常音を発生していると耳で判定された（通常量産品のチェック担当者による判定）ダイヤル12個（指転時，放転時の各異常音を有すると考えられるものをおのおの6個ずつ）と，全く正常と判断されるダイヤル10個を量産品中から抽出し試料とした。まず異常音ダイヤルについては，10人の検査者を電話機の関係部門からランダムに選び，良，やや異常音あり，不良，の3段階の判定を行なわせた。この際，指転音については試験条件（特に手回し速度）が各人で相違すると考えられたが，これは各人が通常電話機を使用する程度とし，これらのばらつきも含めて検討することとした。さらに抽出した試料全部について騒音レベルを JIS C 1503 による聴感補正回

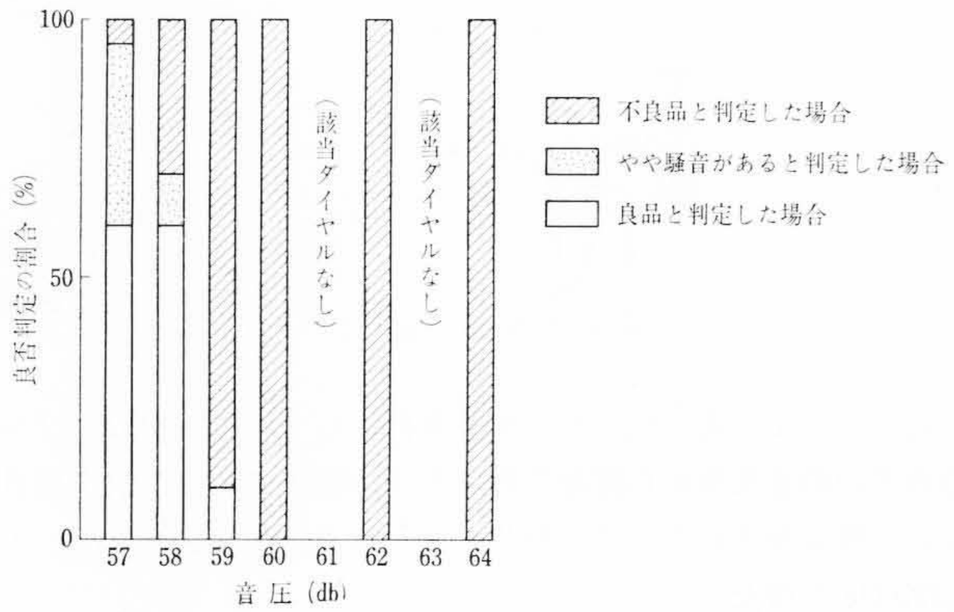

図4　指転時異常音ダイヤル良否判定の比率

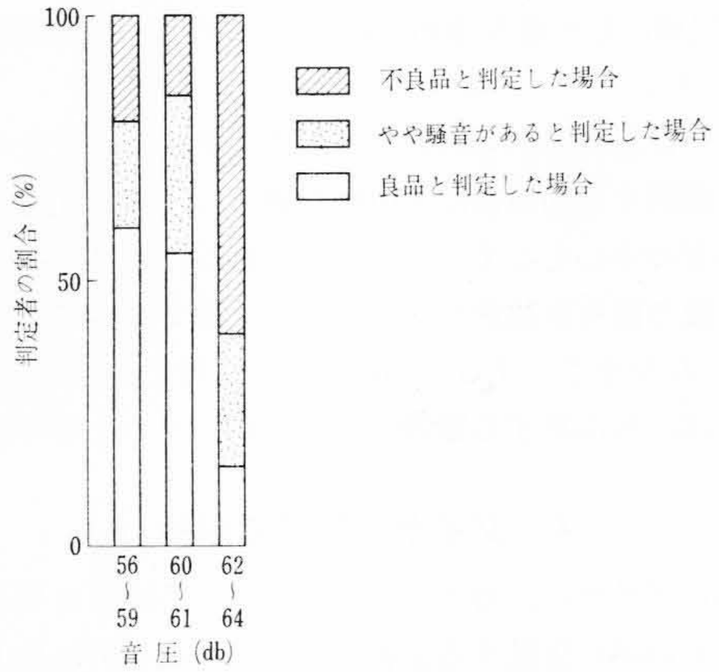

図5　放転時異常音ダイヤルの良否判定の比率

路B特性を用いて測定した。

（2）　実験結果および検討

異常音ダイヤルの判定の度数および騒音レベルは，表3に，正常ダイヤルの騒音レベルは表4に示すとおりである。

（a）　指転時異常音について，表3から累積度数をとったものを図4に示す。図4から明らかなように，60 dB 以上の騒音については，検査者全員が不良品と判定しており，また表4の指転音についての上側信頼限界をとれば61.5 dB となる。したがってこの2種の試料について考え，その限界を最大音圧側にとると，61.5 dB 以上の騒音レベルを有するダイヤルは不良品と考えてよい。一方低騒音レベル側についても，同様に考えると，57 dB 以下を良品と考えてよい。すると，上記以外の範囲，57〜61.5 dB は個人差を生じるところであり，騒音レベル以外の要素，たとえば，音質などが影響をおよぼしていることが考えられる。

（b）　放転時異常音については，表3だけでは騒音レベルの，判定への影響度が明らかでないが，有意差検定により有意であることがわかった。これらの状況を累積度数で示したのが図5である。

図5，表4から良品，不良品の判断の限界を（a）と同様に考えると，56 dB 以下を良品とし，64 dB 以上を不良品と見てよい。したがって，この場合には，56〜64 dB の間が個人差の生じるところである。

（3）　結　　論

以上の検討により，指転音については，57〜61.5 dB の範囲，放転音については，56〜64 dB の範囲が，個人差の生じるところである。したがって騒音レベルだけでは，良，不良の判定ができずほかの要素，音質などについても考慮する必要がある。

4.3　ダイヤル騒音の発生個所

4.3.1　騒音発生個所の推定

ダイヤル騒音を定性的に考えると，比較的高い振動数のバネ相互間や，ほかの部品との衝撃音および比較的低い振動数である歯車系，軸受などのしゅう動音に分けることができる。これらを部品ごとに考えて整理すると，表5のようになる。

表5　ダイヤル騒音の発生点

種類	騒音発生点大区分	騒音の発生点詳細	時点
衝撃	カムとスプリング間	①　インパルスカムとカムストップスプリングとの衝撃	B
		②　インパルスカムとカムドライブスプリングとの衝撃	A
		③　インパルスカムとインパルススプリングとの衝撃	B
		④　ポーズカムとシャント・ポーズ両スプリングとの撃撃	C
	接点間	⑤　インパルス接点間の衝撃	B
		⑥　シャント接点間の衝撃	C
		⑦　ポーズ接点間の衝撃	C
	歯車間	⑧　歯車歯面間の衝撃による系の振動	C
しゅう動	歯車間	⑨　歯車歯面間のすべりによる振動	C
	ガバナ	⑩　ガバナチャッタなどの不安定振動	B
	軸受	⑪　各部軸と軸受間のすべり	C

ただし，時点のA. B. Cは次のとおりである。
A：指転時に騒音を出すもの
B：放転時に騒音を出すもの
C：指転時，放転時とも騒音を出すもの

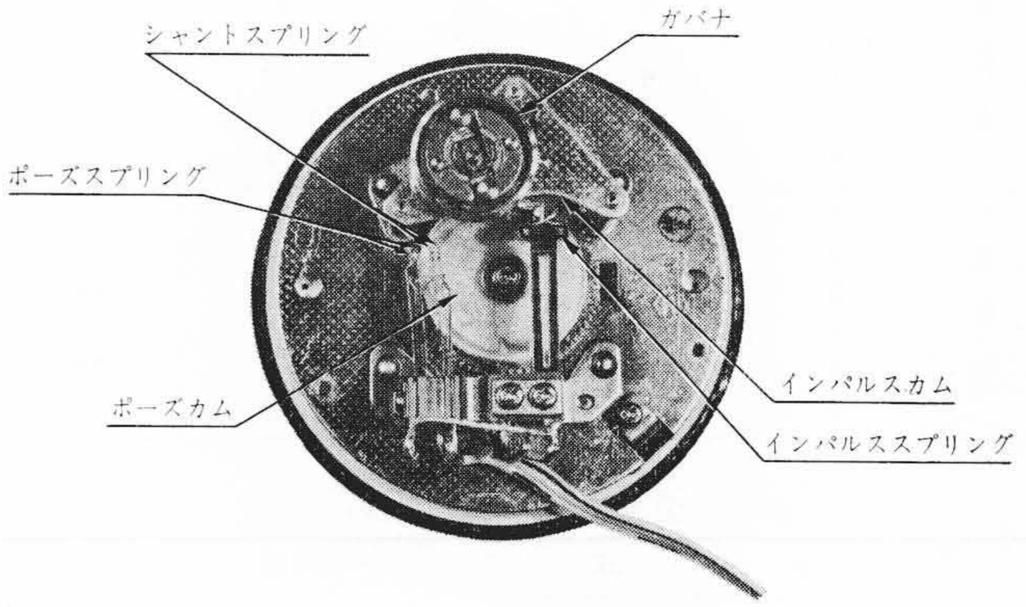

図6　ダイヤル裏面機構

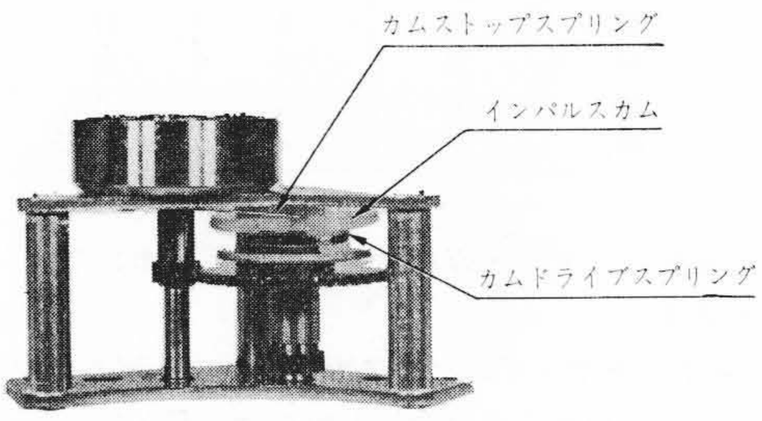

図7　ダイヤルのガバナAss部分の機構

ここに部品名は，図6，図7に示すようであり，また騒音発生状況は次のとおりである。

①　インパルスカムとカムストップスプリング（以下スプリングをsp.と略記）の衝撃は，カムストップsp.がインパルスカムの凹部に落下するときに生じる。

②　インパルスカムとカムドライブsp.の衝撃は，インパルスカムの凸部に乗りあげたカムドライブsp.がその平坦部への落下時に生じる。

③　インパルスカムとインパルスsp.の衝撃は，インパルスカムがインパルスsp.に割り込むとき発生する。

④　ポーズカムとシャント，ポーズsp.との衝撃は，ポーズカムにより各スプリングが動作させられるときに発生する。

⑤，⑥，⑦　各接点の開閉時に発生する。

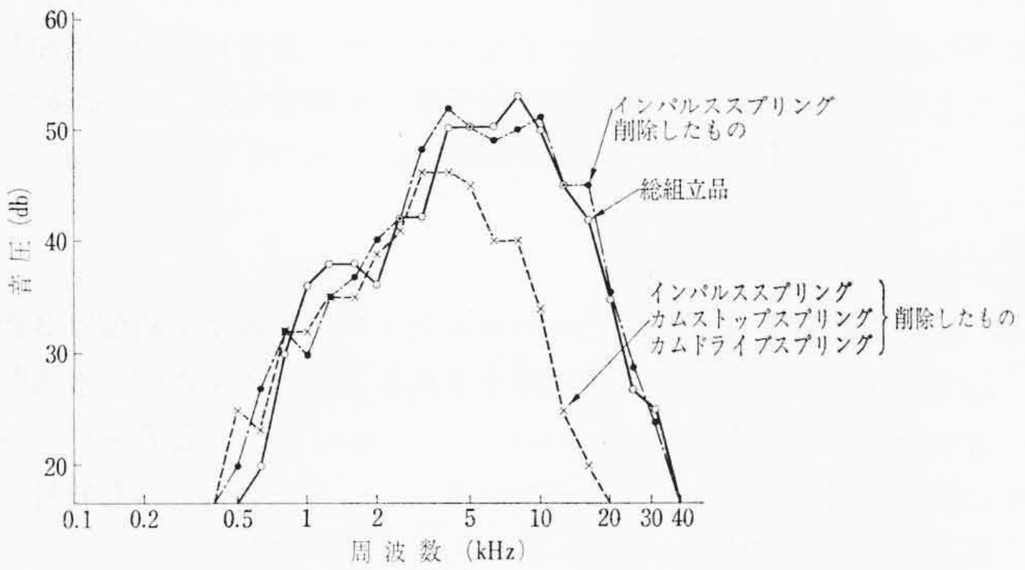

図8　標準ダイヤル指転音

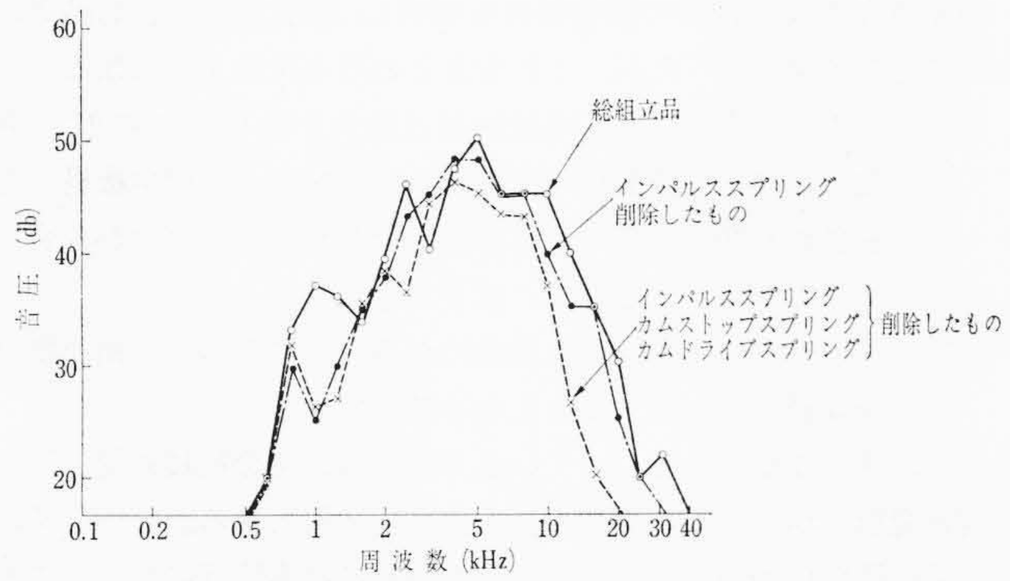

図9　標準ダイヤル放転音

⑧，⑨　歯車に関係する騒音は，歯車の誤差および負荷の変動などに起因する。

⑩　ガバナチャッタなどの不安定振動は，60形ダイヤルではチャッタ限界外に設計されていて，問題にはならない。

⑪　各部軸と，軸受間のすべりは，軸受部における油切れなどが生じない限り問題ない。

4.3.2　実験による確認

上述の発生原因について，その騒音レベルと，周波数の分布を検討するため，標準ダイヤルとしての騒音，特性など種々の点で問題がないと判断されるものを試料として選び，各騒音原因になっている部品を順次除いてゆき，それぞれの場合の周波数について騒音レベルを測定した。ただダイヤルの構造上，完全に一つずつの部品の影響を見ることが困難であるから，表5の接点間相互の衝撃，スプリングに関する衝撃，歯車に関する騒音の3点に重点をおいて実験を行なった。この結果を，指転時の騒音については図8に，放転時の騒音については図9に示した。この図8，9から，それまで聞いた感じで比較的大きいのではないかと考えられていたインパルスsp.などの接点間の衝撃音はあまり大きくなく，問題にすべき異常音とは関係ないとみてよいと考えられる。

次に，スプリング類の衝撃音は，インパルスカムとカムストップsp.，カムドライブsp.，相互による騒音が大きく，特に10 kHz以上で非常に大きなレベルを占めており，この騒音は，聞いた感じでもかん高いものはこれに起因すると考えられる。

また歯車に関する騒音は，図8，9でほかの部品が除かれた最後の曲線が示しており，依然として耳に感じやすい5 kHz付近をピークとして，大きな騒音レベルが存在している。すなわち，ダイヤルに関する騒音は，主要な周波数範囲で歯車騒音が大部分を占めており，この騒音の低下がとりもなおさずダイヤル騒音の低減に必要と考えられた。

以上，標準ダイヤルについて述べたが，そのほかの大多数の普通品のダイヤルあるいは，異常音ダイヤルでも同一の傾向を示した。ただ異常音ダイヤルでは，5 kHz付近の低い周波数部分が特に大きなレベルを示すことが同様な実験で明らかとなった。

4.3.3　結　　論

（1）　ダイヤル騒音の10 kHz以下の周波数範囲においては，そのおもな原因は歯車系にある。したがって歯車系の騒音低下を考慮しなければならない。

（2）　10 kHz以上のダイヤル騒音は，インパルスカムとカムストップsp.，カムドライブsp.間の衝突によるものであり，これは60形ダイヤル固有のもので，その機構から決定される。したがって，4号形ダイヤル(3)のようなカムによる押し上げ方式のインパルス発生形式のほうがこの点に関する限り有利であるといえよう。

5.　歯車特性とダイヤル騒音の関係

以上の騒音解析により，ダイヤル騒音の問題になる部分は，歯車機構であることが明らかになった。

ところで歯車機構の騒音低下を考える場合

①　設計目標値
②　歯車機構への入力トルク変動
③　歯車の種類
④　歯車の材料
⑤　歯車精度
⑥　組立精度

などと多くの要因が考えられるが，ダイヤルとしての特異性，たとえば，小モジュール，低価格，量産性，ほかの部品との関係，などを考えると，①，④，⑤ が検討の対象として残されることになる。

5.1　ダイヤル歯車の設計目標値

騒音には，歯車要目のすべてが関係してくるが，ほかの部品を大きく変更しないで検討できる点に着目して，たとえば，バックラッシ，かみ合率などを変更したものについて実験した結果問題になる1～5 kHz付近において，最大2～3 dB低下したものも得られたが，全体としてはほとんど効果のないことがわかった。したがって設計目標値としては大きな改善の余地はないものと考えられる。

5.2　歯車の材質

現在の鋼—黄銅の組合せは，金属材料を用いている範囲では騒音，耐摩耗，などから考えて特に問題はないと考えられる。しかし，吸音性があり，騒音が低いといわれているプラスチックス材料については，ダイヤルに使用して好結果を得たという報告(4)があるが，ダイヤルとして考えた場合，強度や精度についても検討を必要とする。ただし本稿ではふれない。

5.3　歯車精度

すでに述べたように，ダイヤル歯車の特殊性から考えて，加工はホブ盤によるものを考えねばならず，特に高い精度は期待できない。したがって，異常騒音を防ぐに必要な精度限界をぎりぎりまで下げて規制しなければならない。この規制によって歯車をダイヤルに組み込む前にチェックして，異常音ダイヤルの製造されるのを防止することができる。これは別に行なった異常音ダイヤルの分解，再組み込みなどにより可能なことがわかっている。

さて異常ダイヤルの分解調査により，図1に示したインパルスカムシャフトピニオンに最も問題が多かったので，この歯車にしぼってさらに実験を行なった。

5.3.1　実験の方法

第一のグループとして，誤差のあるインパルスカムシャフトピニオンを，ほかの歯車精度が2級以上であるダイヤルに組み込み，騒音の有無，およびそのレベルとの対応を測定した。

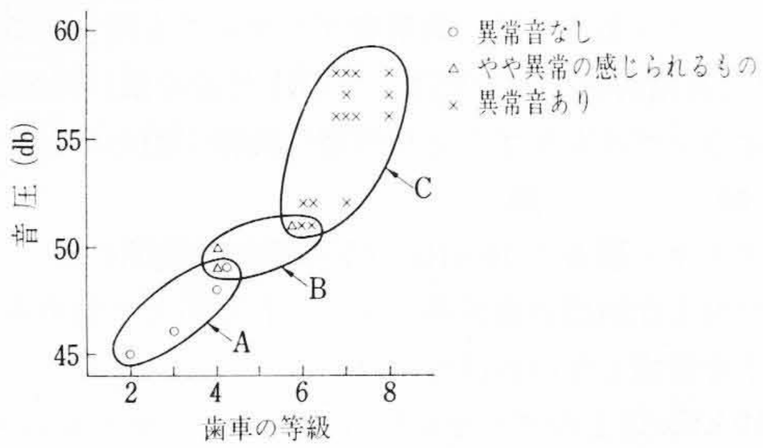

図10　歯車の等級と音圧の関係

第二のグループとして，異常騒音のあるダイヤルを，その騒音レベルを測定しておきその後分解してピニオンの精度を調査した。なお，第一のグループにおいては，適当な誤差を有する歯車を作るのは大形歯車のように容易でないので，加工時たまたま誤差の大きく出た歯車をさがして試料としたので全体のデータとしては歯車精度全体にわたったものとすることができなかった。また，騒音レベルは，インパルスsp.，カムストップsp.，カムドライブsp.を除いて測定した。

5.3.2　結果および検討

上述の実験で，第一，第二のグループ中，ピニオンの試料の来歴は相違するが，歯車精度—騒音レベル—異常騒音の有無，という関係をとらえる点では，統一して考えられるので，これらをまとめると図10のようになる。図10で，○（異常音なし），△（やや異常音が感じられるもの，×（異常音あり），の3種は，それぞれの中ではばらついているが，全体的に見ると図に示したように，A，B，C，の3集団に分けることができる。A集団は試料が不足しているが，耳に異常騒音を感じないグループと考えられる。したがって3級以上の精度があれば，ほぼ問題なくA集団をカバーできる。またB集団は耳に異常騒音として受取られる場合もあることを示しており，これは組み合わされるほかの部品精度の影響も加わってくると考えられる。これから，実用に供しうる歯車精度はせいぜい4～5級と見てよい。さらにC集団は，明らかに耳に異常騒音として感じられるもので，単に騒音レベルが増加したというだけでなく，歯面相互が干渉して異常なかみ合いが起こっていると推定され，ダイヤル寿命という点でも好ましくないものと言えよう。

5.3.3　結　　論

以上を総合すればインパルスカムシャフトピニオン精度は3級以上とすることで異常騒音は防止される。また実用に供しうる限界はせいぜい4～5級と考えられる。しかしこれは騒音という点に限った見方であり，本報告では扱っていない騒音と寿命特性の関連をつかみ実使用の限界が定められるべきであろう。

6.　結　　言

60形ダイヤル操作時の騒音特性を解析し，騒音低下の検討結果についてその一端を述べたが，これをまとめると次のようになる。

（1）　ダイヤル騒音は3～10 kHz付近に大きなレベルの音が存在し，高い周波数域は，主としてインパルス発生機構に左右される問題であり，また低い周波数域は歯車のかみ合について改善することで，低下できる。

（2）　ダイヤルの異常騒音は歯車のかみ合いに起因し，歯車精度を3級以上に保つことにより防止できる。

最後に常々ご指導いただいている日本電信電話公社技術局，電気通信研究所のかたがたに深謝の意を表する次第である。なおとくに電気通信研究所宅内技術研究室の古沢昭氏には本研究にあたりご懇切な討論，ご指導をいただいたことを付記しお礼を申しあげる。

参　考　文　献

（1）　中村：　機械の研究　19, 1, 227（1967, 1）
（2）　（製品紹介）：　日立評論　49, 85（昭42-1）
（3）　北条，軽部：　日立評論　35, 1719（昭28-12）
（4）　北条，軽部：　日立評論　36, 773（昭29-4）

第31巻　日　立　第11号

目　次

・グラフ／喜撰山発電所
・解　説／純揚水発電所
万博コンピュータ
水中ブルドーザ
月の石からフグの毒まで質量分析計の活躍
・ルポ／歩道も駐車場も立体化
—赤坂東急ホテル—
福島の養蚕と空調
漆のはだを彫る
・PR
・サイエンス・ジョッキー

発行所　日立評論社　東京都千代田区丸の内1丁目4番地　郵便番号 100
取次店　株式会社オーム社書店　東京都千代田区神田錦町3丁目1番地　郵便番号 101　振替口座 東京20018番