

丸のこの騒音 (第1報)

空転時の騒音について^{*1}滝 欽二^{*2}, 木村志郎^{*3}, 福井 尚^{*3}, 遠島祥博^{*4}

Circular Saw Noise. I.

Free Running Noise^{*1}Kinji TAKI,^{*2} Shirō KIMURA,^{*3} Hisashi FUKUI^{*3}
and Yoshihiro TOSHIMA^{*4}

This paper deals with some noise problems of circular saw blades in free running. With the purpose of analyzing the causes of circular saw noise in free running, we compared the overall sound pressure level and 1/3 octave band pressure level of circular saw blade with those of untoothed disk.

Specifications of tested circular saws and disks are shown in Table 1.

The results obtained are as follows:

(1) The overall sound pressure level of untoothed disk is very low but when it is toothed it generates a noise of remarkably high level.

(2) Except when saw blade generates whistling noise, the overall sound pressure level becomes higher with the increase of the blade thickness or number of teeth or number of spindle revolutions and decreases with the increase of hook angle.

(3) Circular saw noise in free running can be damped by slits (Fig.1) on the saw blade.

(4) From 1/3 octave analysis, summarized conclusions are that the peak band pressure level belonging shifts to higher range of frequency with the increase of number of spindle revolutions, and shifts to lower range with the increase of the blade thickness. But it does not shift by the change of number of teeth or hook angle.

From these results it can be considered that circular saw noise in free running is mainly caused by a vortex generated in the back of the tooth, and therefore, principally consists of the noise of generating vortex and that of natural vibration of saw blade excited by the vortices themselves.

この研究では、いわゆる金属音などが問題となる丸のこの空転時の騒音について、無歯円板ならびに丸のこの諸条件を変化させて、音圧レベル測定ならびに 1/3 オクターブ分析を行なった。

その結果、音圧レベルは無歯円板においては非常に低く、歯を刻むことによって、すなわち丸のこのなると格段に高くなること、金属音の発生する場合を除けば、のこ身厚さ、歯数および回転数の増大に伴って高くなり、歯喉角の増大に伴って減少すること、およびスリットが騒音減少に有効であることなどがわかった。また、1/3 オクターブ分析から、ピーク値をとる周波数帯域は、回転数の増大に伴って高い方に移り、のこ身厚さの増大に伴って低い方に移ること、歯数および歯喉角変化に対しては変化しないことなどが明らかにになった。これらの結果から、丸のこの騒音については、歯が空気を切って渦を発生させることが大きな原因であり、渦自身の音および、それによって励振されるのこ身振動の音が主体であることが考えられる。

^{*1} Received May 30, 1974. 本報告の一部は第20回、21回日本木材学会(1970年9月、東京、1971年4月、名古屋)において発表した。

^{*2} 現、静岡大学農学部 Faculty of Agriculture, Shizuoka University, Shizuoka

^{*3} 名古屋大学農学部 Faculty of Agriculture, Nagoya University, Nagoya

^{*4} 現、KK ユーサ Yuasa Co. Ltd., Tokyo

1. は じ め に

近年における多くのいわゆる産業公害の発生については、木材工業もその例外ではなく、その中でも木工機械の騒音は早期解決を必要とされる問題の 1 つである。また特に最近では、工場における労働衛生上の面からも、木工機械の騒音防止が緊急の課題となってきた。木工機械の中で、各種のプレーナやルータについて大きな騒音を発するのは丸のこ盤である。さらに、丸のこを用いる機械は種類も多く、工場内のいたるところで使用され、大きな騒音発生源となっている。

それにもかかわらず、日本では丸のこの騒音に関する研究が意外に少ない。海外では、G. Phalitzsch 氏ら¹⁾が 15 年ほど前から理論的、実験的に検討を行なっている。

そこで、筆者らはこのような丸のこ、特にいわゆる金属音などが問題となる空転騒音について二三の実験を行ない、その結果に基づき若干の考察を試みたのでここに報告する。この報文が、騒音対策の 1 つの資料として役立つことを願うものである。

2. 実 験 方 法

2.1 実験装置

実験装置には、高速回転切削試験機を使用した。これは無段変速モータ 2 基（主軸モータ：kopp 2.2 kW，送り用モータ：kopp 0.75 kW）を有し、主軸回転数は 1000～10000 rpm，送り速度は 1.2～24 m/min の間で無段変速できるものである。なお、本実験においては送り装置は停止の状態である。

2.2 供試円板および供試丸のこ

ともに sks 鋼で、すでに常用の熱処理、腰入れ、歪取り、表面クロムメッキ処理が施してあり、Table 1 にその概要を示す。

2.3 実験項目

丸のこの騒音、とくに空転時の騒音は機械本体に起因するものと工具に起因するものの 2 つに大別できるが、工具（丸のこ身）を取り付けることによって、丸のこ盤の騒音は急激に大きくなり、かつ複雑さを増す。

そこで、この実験では、丸のこ身の有する種々の条件と空転騒音との関係を明らかにすることを目的として、まず回転する無歯円板の騒音測定から出発して、これと比較しながら、丸のこの空転騒音発生に関連が深いと考えられる工具側の要項のうち、のこ身厚さ、スリットの有無およびその諸条件、歯角（主として歯喉角）および歯数などと発生騒音の音圧レベルとの関係、ならびにこれらの諸要項の変化に伴う音響スペクトルの変化の状況を追求した。

2.3.1 回転無歯円板の騒音：

丸のこの基本である円板が、回転中どのような騒音を発生するかを知るため、その厚さの影響、主軸回転数の影響、および実際の丸のこで騒音軽減に重要な役割りを持つといわれるスリットの影響を検討する。Fig. 1 はスリットの形状を示す。

2.3.2 丸のこの騒音：

前述したような丸のこにおける主要な二三の条件と発生騒音の音圧レベル、および音響スペクトルとの関係を追求する。

Table 1. Tested circular saws and disks.

Number of saw	Thickness mm	Number of teeth	Height of teeth	Slit depth (l) mm	Inclination angle of slit degree	Hook angle degree
1 ¹⁾	1.0, 1.5 2.0, 2.5	—	—	—	—	—
2 ¹⁾	2.0	—	—	2.5, 10, 15 20, 30	0	—
3 ¹⁾	2.0	—	—	2.5, 10, 15 20, 30	30	—
4	1.0, 1.5 2.0, 2.5	80	8.5	23	0	10
5	2.0	40	12.0	—	—	—5, 0, 5, 15, 25
6	2.0	100	7.5	—	—	—5, 0, 5, 15, 25

¹⁾ disk. Note; diameter of circular saw or disk: 305 mm, diameter of frange: 90 mm, diameter of arbor hole: 25.4 mm.

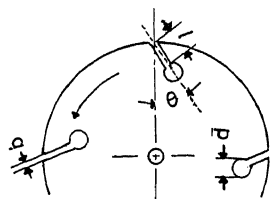


Fig. 1. Shape and dimensions of slit.

b : width of slit (1 mm), l : depth of slit, d : 5 mm, θ : inclination angle of slit.

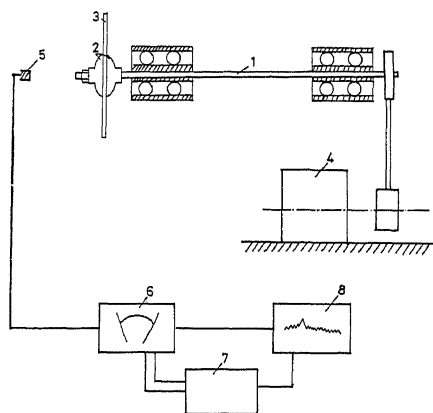


Fig. 2. Scheme of noise measuring apparatus.

1: spindle, 2: franges, 3: saw or disk, 4: motor, 5: condenser microphone, 6: amplifier, 7: 1/3 octave filter set, 8: high speed level recorder.

2.4 騒音の測定, 分析方法および装置

本研究では, 騒音を物理的にとらえることに重点をおき, 聴感補正回路 (いわゆる騒音レベル) を使用せず, 音圧レベルの測定および周波数分析を行なった。使用した測定機器は, 日本測器 KK 452-Ap 型音圧用コンデンサマイクロホン, 同社計測用増幅器 354-A, 1/3 オクターブフィルターセット 252-A および高速度レベル記録器である (Fig. 2)。また, 実験装置の周辺部および天井を厚さ 15 mm のインシュレーションボードでおおい, 壁, 窓ガラス等による反射音の影響を防いだ。マイクロホンの位置は, 高さが丸のこの主軸中心線上 (床上 1175 mm) で, 丸のこのことマイクロホンの距離を 500 mm とした³⁾。

音圧レベルの測定は, 同一条件の円板または丸のこの各 4 枚について行ない, 各枚ごとに 5 回繰り返し, 1 条件につき合計 20 回の測定の平均値を求めた。

周波数分析は, 前記 4 枚ずつのうち平均的な音圧レベルを示す円板または丸のこのについて行なった。実験中の暗騒音 (back ground noise) は 57~63 dB で, この程度

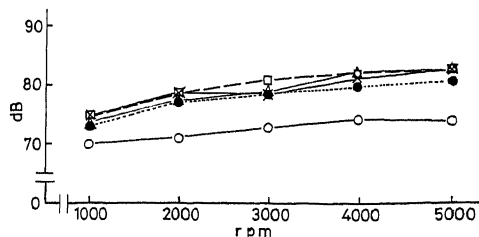


Fig. 3. Relation between number of spindle revolutions (rpm) and overall sound pressure level (dB) in untoothed disk.

Thickness disk: \times 2.5 mm, \square 2.0 mm, \triangle 1.5 mm, \bullet 1.0 mm, \circ disk is not mounted.

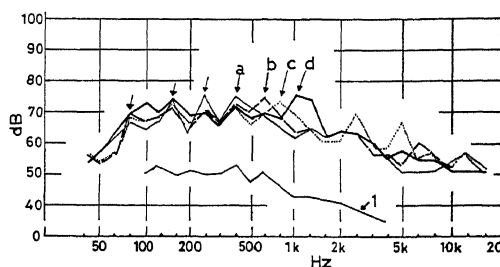


Fig. 4. Sound spectrograms rotating disks of various thickness.

Thickness: — 2.5 mm, 2.0 mm, ---- 1.5 mm, —·— 1.0 mm, 1: back ground noise, number of spindle revolutions: 5000 rpm.

であれば全体の音圧レベルについては, 暗騒音による補正はほとんど必要なかった。ただし, 周波数分析の場合には JIS 騒音レベル測定方法 Z 8731 に従い, おもに低周波域の補正を行なった。なお, 本研究の測定周波数範囲は 40 Hz~20 kHz とした。

3. 実験結果および考察

3.1 回転無歯円板の騒音

3.1.1 厚さおよび回転数の影響:

まず, 固有振動数について考えてみると, 中心を固定した周辺部自由な円板の静止時の固有振動数 f_e は, 次式⁴⁾により計算される。

$$f_e = \frac{\xi \cdot A}{\pi \cdot D^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \text{ Hz} \quad (3.1)$$

ただし, A : 円板の厚さ (cm), D : 円板の直径 (cm), E : 鋼の弾性率 (kg/cm^2), ρ : 鋼の密度 ($\text{kg} \cdot \text{s}^2/\text{cm}^4$), ξ : 円板の取り付け条件 (フランジ径, 締付け強さ) および振動形 (節円ならびに節直径の数) によってきまる係数。

そして, 回転時の円板の固有振動数 f_{ew} は, 次式⁴⁾に

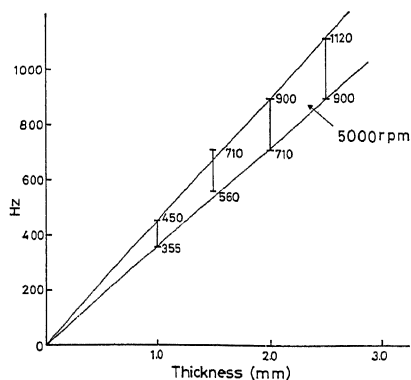


Fig. 5. Relation between thickness of rotating disk and frequency range of the band at peak band pressure level.

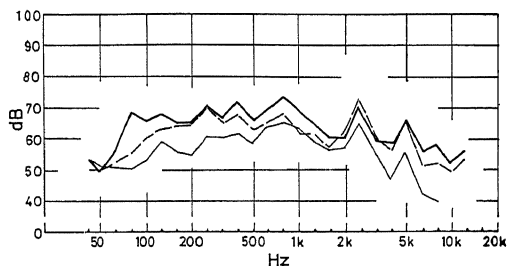


Fig. 6. Sound spectrograms of rotating disk at various spindle speeds.
Number of revolutions: — 5000 rpm, ---- 3000 rpm, —·— 1000 rpm, thickness of disk: 2.0 mm.

よって求められる。

$$f_{ew}^2 = f_e^2 + \lambda f_n^2 \quad (3.2)$$

ただし, $\lambda = [(1-\sigma)k^2 + (3+\sigma)k]/4$, k : 節直径の数,
 σ : 鋼のポアソン比, f_n : 回転周波数 (回転数/60) Hz。

式 (3.1), (3.2) より

$$f_{ew}^2 = \left(\frac{\xi \cdot A}{\pi \cdot D^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \right)^2 + \lambda f_n^2 \quad (3.3)$$

すなわち, 式 (3.3) は回転時の円板の固有振動数が同一材質, 同一径の円板の場合, 円板の取り付け条件ならびに振動形が同一であるならば, 厚さや回転数の増大とともに増加することを表わしている。しかし, このような厚さや回転数の変化による固有振動数の差は振動形が低次で, それぞれの振動形における固有振動数が分離ならびに対応が可能であるときに初めて見分けできると考えられる。

さて, 実験結果を見てみる。Fig. 3 は円板の厚さを 1.0, 1.5, 2.0 および 2.5 mm の 4 段階に変化させたとき

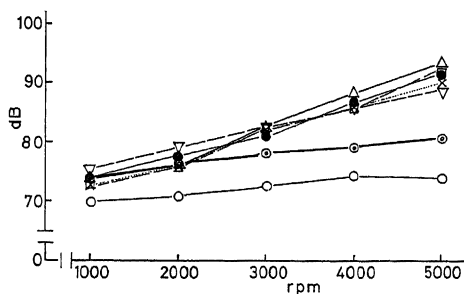


Fig. 7. Influence of slits on overall sound pressure level in rotating disk.

Depth of slit: \circ 0 mm, \bullet 2.5 mm, \triangle 10 mm, \square 15 mm, \times 20 mm, Δ 30 mm, \circ setting no circular plate.

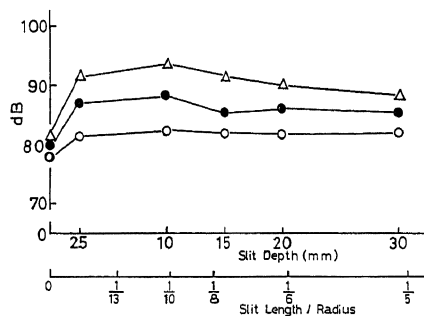


Fig. 8. Influence of slit depth on overall sound pressure level in rotating disk.

Inclination angle of slit: 0° , number of revolutions: \triangle 5000 rpm, \bullet 4000 rpm, \circ 300 rpm.

の主軸回転数の増大に対する音圧レベルの変化を示す。それによると, 回転数の増大とともにどの厚さの円板も音圧レベルは増大するが, 厚さ変化に対しては変化はほとんどないと考えられる。

次に, 厚さ変化の周波数分析結果の例を Fig. 4 に示す。いま, Fig. 4 から各厚さの円板における最も高い音圧レベル (図中 a, b, c, d) を示す周波数帯域を取り出し, 円板厚さとの関係を図示すれば, それは Fig. 5 のように厚さに対してほぼ 1 次的に増大していることが分かる。Fig. 4 の中の a, b, c, d のような最も高い音圧レベルを示す周波数は, 式 (3.3) で与えられる回転時の円板の固有振動数に起因するものと考えられる。また, Fig. 4 の中の矢印のピークは, 回転周波数 (5000/60) の基音, 倍音, 3 倍音を示し, このことから無歯円板を振動させる励振力は, 動力伝達部からの機械的なものが主であると考えられる。

さらに, 種々の主軸回転数に対する周波数分析結果の

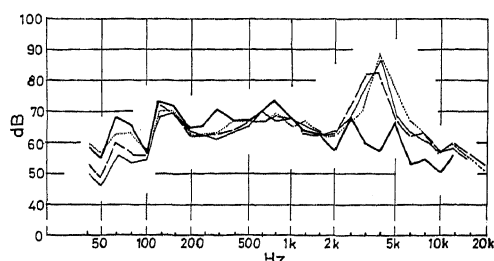


Fig. 9. Sound spectrograms of rotating disks with various slit depth.

Number of spindle revolutions: 4000 rpm, slit depth: — 0 mm, 10 mm, —— 20 mm, ---- 30 mm, thickness of disk: 2.0 mm.

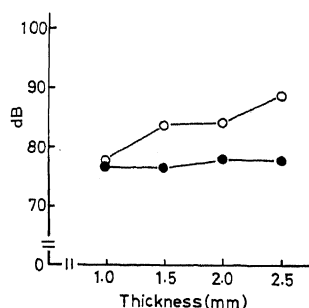


Fig. 10. Relation between thickness of saw blade or disk and overall sound pressure level (1).

Number of teeth: 80, number of spindle revolutions: 2000 rpm, ○ saw blade, ● disk.

一例を Fig. 6 に示す。この実験の場合では、周波数分析結果から回転数変化による固有振動数の変化を判別することはできなかったが、ただ主軸回転数が増すほど全体のレベルが上がった。

3.1.2 スリットの影響:

Fig. 7 は円板に傾斜角度 0° で、深さがそれぞれ、0, 2.5, 10, 15, 20 および 30 mm のスリットをつけたもの (Fig. 1 参照) の主軸回転数と音圧レベルとの関係を示す。図中の —○— は円板を取り付けないときの騒音で、音圧レベルは 1000~5000 rpm の範囲内では 75 dB 以下であった。スリットの影響については主軸回転数が 3000 rpm 以上になると、スリットを有する円板の方がスリットのない円板よりも音圧レベルが高く、しかも回転数が増すほどその差は大きくなっている。これはスリットの存在によって、その付近に空気の乱れ、すなわち渦流が発生し、それ自身の音と、それによって円板が励振されて生ずる音のためと考えられる。スリットの傾斜角度の影響は、この実験範囲内 ($-30^\circ \sim +30^\circ$) ではほとんどな

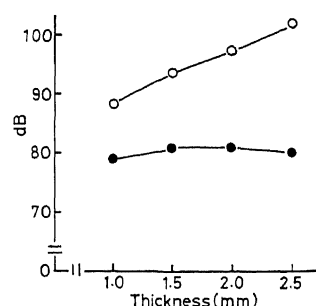


Fig. 11. Relation between thickness of saw blade or disk and overall sound pressure level (2).

Number of teeth: 80, number of spindle revolutions: 4000 rpm, ○ saw blade, ● disk.

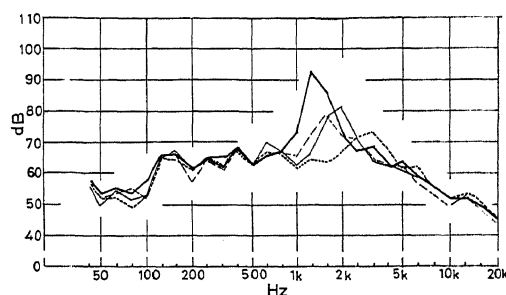


Fig. 12. Sound spectrograms of circular saw.

Number of teeth: 80, number of revolutions: 2000 rpm, thickness of saw blade: 1.0 mm, —— 1.5 mm, ---- 2.0 mm, — 2.5 mm.

かった。次に、スリット深さと音圧レベルとの関係の一例を Fig. 8 に示す。これによると、スリット深さ $l=10$ mm の付近に最大の騒音が現われている。また、スリット深さ別の周波数分析結果の一例を Fig. 9 に示す。スリットをつけたものはスリットのつけない円板と異なり、スリット深さに関係なく周波数が 3550~4500 Hz に大きなピーク値を持つ。一方、このことは厚さと回転数によってきまるスリット付近の渦流発生自体は、スリット深さによってあまり変動のないことを示すものと考えられる。次に、上記のようにスリット深さのある値で音圧レベルが最大となる現象の理由として、次のことが推察される。まず、スリットを次第に深くすると、それによって生じる空気の乱れ、すなわち渦流の発生によるエネルギーは大きくなることが考えられ、それに基づく音は次第に増大するものと推察される。しかし一方では、スリットが次第に深くなるにつれて円板の周辺部の扇形分節が明確なものとなり、渦流の発生による励振力がその部分でより多く吸収されるようになり、円板の振動による

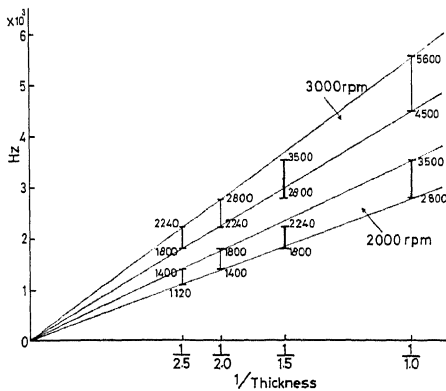


Fig. 13. Relation between reciprocal of blade thickness and frequency range of the band at peak band pressure level.

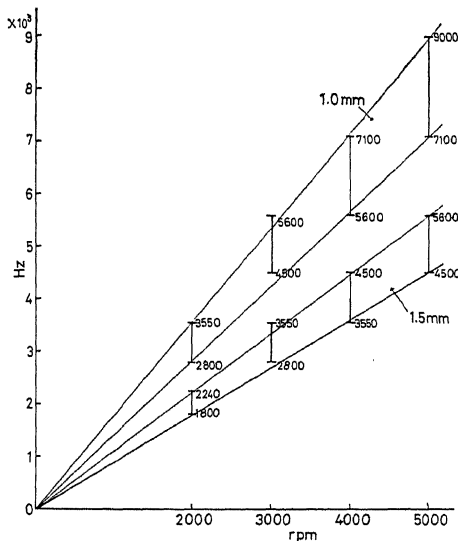


Fig. 14. Relation between number of spindle revolution and frequency range of the band at peak band pressure level.

音が減少する。これらの相反する2つの傾向が重なって、あるスリット深さで最大騒音を発生するような現象が現われたものと考えられる。なお、以上の無歯円板に関する実験は、回転数 1000~5000 rpm の範囲で行なわれたものであるが、この範囲内では金属音の発生はみられなかったことを付記する。

3.2 丸のこの騒音

3.2.1 のこ身厚さおよび回転数の影響:

前節の回転円板では、厚さによる音圧レベルの変化はほとんどないことが判明したが、その結果と比較しつつ、ここでは丸のこの空転騒音に対するのこ身厚さおよび回

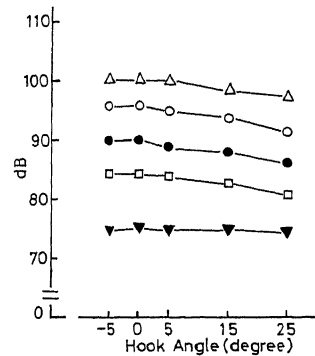


Fig. 15. Effect of hook angle on overall sound pressure level (1).

Sharpness angle: 45° (const.), number of teeth: 40, number of spindle revolutions: Δ 5000 rpm, \circ 4000 rpm, \bullet 3000 rpm, \square 2000 rpm, \blacktriangledown 1000 rpm.

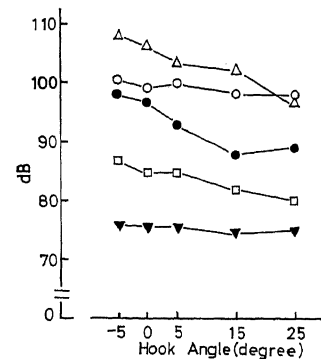


Fig. 16. Effect of hook angle on overall sound pressure level (2).

Sharpness angle: 45° (const.), number of teeth: 100, number of spindle revolutions: Δ 5000 rpm, \circ 4000 rpm, \bullet 3000 rpm, \square 2000 rpm, \blacktriangledown 1000 rpm.

転数の影響を検討した。

Fig. 10, 11 は、主軸回転数がそれぞれ 2000 rpm と 4000 rpm の場合の丸のこの身厚さ (のこ歯厚さ) と音圧レベルの関係を示す。歯数は 80 枚である。これによると、丸のこの身の厚さの増大に伴い音圧レベルは増大し、主軸回転数が大きいほど、その増大の仕方も激しくなっている。

上述のように、円板のときには現われなかった騒音に対する円板厚さの影響が、周辺部に歯を刻むことにより、はっきり現われてくることがわかった。これはのこにおいては、のこ歯が空気を切ることによって生ずる渦流の音が騒音の主体を占め、のこ身厚さの増大とともに、のこ歯の流体に対する抗力が増大することなどから、音圧レベルが増大したのと考えられる。次に、厚さ別の

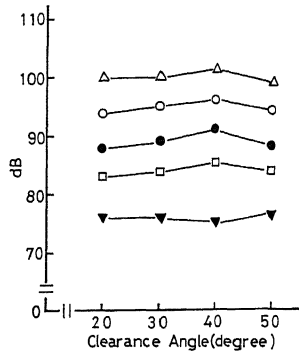


Fig. 17. Effect of clearance angle on overall sound pressure level (1).

Hook angle: -10° (const.), number of teeth: 40, number of spindle revolutions: Δ 5000 rpm, \circ 4000 rpm, \bullet 3000 rpm, \square 2000 rpm, \blacktriangledown 1000 rpm.

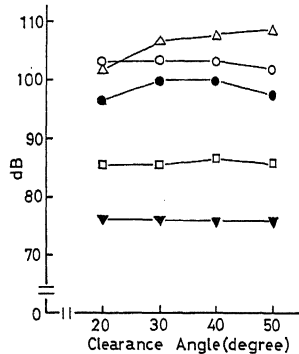


Fig. 18. Effect of clearance angle on overall sound pressure level (2).

Hook angle: -10° (const.), number of teeth: 100, number of spindle revolutions: Δ 5000 rpm, \circ 4000 rpm, \bullet 3000 rpm, \square 2000 rpm, \blacktriangledown 1000 rpm.

周波数分析結果の一例を Fig. 12 に示す。Fig. 12 から最大値（ピーク）をとる周波数帯域を取り出し、厚さの逆数との関係を 3000 rpm のばあいも併せて描くと、Fig. 13 のようになる。また、のこ厚さ 1.0 と 1.5 mm の場合の回転数と音圧レベルとの関係から、回転数と最大値をとる周波数帯域との関係を描くと Fig. 14 のようになる。これらの図から明らかのように上記の条件のとき最大値をとる周波数帯域は、厚さの逆数ならびに回転数にほぼ 1 次的に比例しており、これは G. Phalitzsch 氏⁶⁾が考察している回転中ののこの、のこ歯後方に生ずる単立時間当りのカルマン渦の発生数とのこ厚および主軸回転数との関係によく似た傾向である。騒音におけるいわゆる音圧レベルを支配するものが、その周波数スペクトルにおけるピーク値であることを考慮するならば、上記

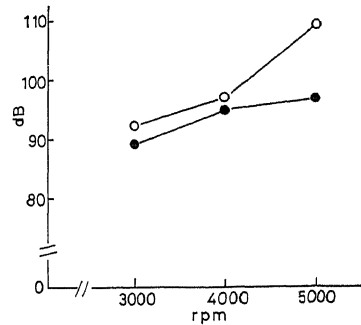


Fig. 19. Effect of slits on overall sound pressure level.

\circ saw blade without slits, \bullet saw blade with 4 slits.

のような傾向から、丸のこ身の騒音は、のこ歯後方に生ずる渦流に関係が深いことは決定的と考えられる。また、いわゆる金属音はこの渦流エネルギーが大きく、かつその発生数が回転するのこ身のある振動形における固有振動数に近づいたとき、のこ身を共振させて生ずるものと考えられる。なお、この実験の範囲でも条件によっては金属音の発生がみられたが、Fig. 10, 11 の場合には含まれていない。

3.2.2 歯角および歯数の影響:

歯の存在が丸のこの空転騒音の決定的要因である以上歯角および歯数が音圧レベルに対して影響をもつことは当然と考えられる。まず、Fig. 15, 16 に歯端角を 45° に一定にしたときの歯喉角と音圧レベルとの関係を示す。それによると、丸のこの空転騒音は歯喉角が大きくなるにつれて減少する傾向がある。なお、その傾向は歯数が多いほど、また回転数大きいほど強い。共振させるほどの励振エネルギーを有しないと考えられる場合、すなわち歯数 40 枚および歯数 100 枚で低い回転数の 1000, 2000 rpm の場合の傾向から外れている歯数 100 枚の 3000, 4000 rpm ところでは、金属音が発生していた。

次に、歯喉角の影響をみるため歯喉角を -10° に一定にしたときの歯背角と音圧レベルとの関係を Fig. 17, 18 に示す。それによると、歯背角の音圧レベルに対する影響は、本実験内ではほとんど見られない。

また、Fig. 15~18 から明らかのように、歯数が多いほど音圧レベルは高く、回転数が増大するに伴いその傾向は顕著になる⁶⁾。一方、周波数分析から最大ピーク値をとる周波数帯域は、歯数あるいは歯喉角の変化によって変動しなかった。

なお、G. Phalitzsch 氏らは金属音の発生と歯数との関連性はないと述べている⁷⁾が、この実験結果によれば、

歯数 100 枚の丸のこでは 2000 rpm 以上で、80 枚のものでは 3000 rpm 以上で、40 枚のものでは 5000 rpm 以上で初めて金属音の発生がみられるものがあった。これは、回転中のこの歯における渦流発生の周波数を示すものと考えられるスペクトル上のピーク値を与える周波数は、既述のように歯数によって変化しないで、励振周波数が関係したというよりは、むしろ励振エネルギーが効いていると考えられる。すなわち、歯数の多いほど単位時間当りの渦流エネルギーは多くなることが考えられ、結局、この身全体を共振させるには、ある一定以上の渦流分離による励振エネルギーが必要なことから、歯数の少ないほど高い回転数にならないと金属音は発生しないと推測されるのである。

3.2.3 スリットの効果:

回転無歯円板の騒音は、スリットを入れることによって音圧レベルは増大したが、ここでは丸のこ身のスリットを入れたときの影響をみた。Fig. 19 は丸のこ身におけるスリットの騒音軽減効果を示す。ただし、スリット深さは 23 mm, 傾斜角度 0°, スリット数 4 条である。

無歯円板の場合とは逆に歯を刻んだ場合、すなわち丸のこ身のスリットを入れたときには、明らかに騒音軽減効果が現われた。この理由は、回転円板の場合に述べた 2 つのスリットの影響のうち、スリットによって生ずる渦流による騒音の増大は、多くの歯を有する丸のこ身においてはほとんど影響を与えず、むしろこの歯によって生ずる渦流に基づく励振力をスリット部分 (扇形分節) で吸収する効果 (スリットが深いほど吸収が大きい) が影響していたためと考えられる。

4. 結 論

丸のこの騒音に関する研究として、空転時における丸

のこ身の諸条件を変化させて行なった実験により、次の結果を得た。

1) 丸のこ身の騒音発生は空気を切る歯の存在が大ききく、のこ身厚さ、主軸回転数の増大とともに騒音が増加する (Fig. 10, 11)。

2) 歯角および歯数は騒音に与える影響が大ききく、歯喉角の大きいほど、歯数の少ないほど騒音は小さい (Fig. 15~18)。また、スリットは騒音軽減に効果がある (Fig. 19)。

謝 辞

本実験を行なうにあたり、供試円板および丸のこの製造を引受けていただいた日特管製鋸 KK および兼房刃物 KK の皆様に対し謝意を表します。

なおこの研究の一部は、文部省科学研究費補助金 (総合研究 A, 代表者、杉原彦一氏) による。

文 献

- 1) G. Phalitzsch and W. Meins: *Werkstatt Technik*, 51, 250 (1961)
- 2) G. Phalitzsch and B. Rowinski: *Holz Roh- Werkstoff*, 24, 341 (1966); 25, 348 (1967)
- 3) JIS B 6004 工作機械の騒音レベル測定方法
- 4) R. V. Southwell: *Proceedings of the Royal Society of London, Series A* 101 (1922)
- 5) G. Phalitzsch and E. Friebe: *Holz Roh- Werkstoff*, 29, 31 (1971)
- 6) 福井 尚, 木村志郎, 滝 欽二: 第 19 回日本木材学会大会発表要旨, p. 145 (1969)