

衝撃による構造起因音のサウンドデザイン

曹 浣豪*, 朝日 洋平**, 有光 哲彦**, 戸井 武司**

Sound design of the structure borne sound induced by impact

Wan-Ho Cho, Yohei Asahi, Akihiko Arimitsu, Takeshi Toi

Abstract

Sound design process by modifying the excitation input was suggested as a method for impact sound. Because the sound induced by impact on a structure can be described as a convolution of an impulse response function of a vibro-acoustic system and the excitation function by impact process, the radiated sound is controllable by modifying the impact excitation function without changing of the structural response. Typical waveforms of filter in time domain can be employed as reference for selective excitation of frequency range and an impactor should be electrically controlled to excite a complex waveform such as high and band pass filter. The selective excitation of modal frequencies for bell was conducted with shaker system. The result shows that the suggested approach is successfully applied for the structure with low modal density. Moreover, the comfortable sound design of a punch press machine was conducted as an example of more practical application. Even though the complicated structure and limitation for modifying the input function, the sound quality of machine can be improved by combining the punching process into several steps with different stroke speeds.

*Center for Fluid Flow & Acoustics, Division of Physical Metrology Korea Research Institute of Standards and Science (267 Gajeong-ro, Yuseong-gu, Daejeon 305-340, Korea)

**中央大学理工学部精密機械工学科 (東京都文京区春日 1-13-27)

1. 研究概要

打撃のような衝撃で生じる構造に起因する音（以下、衝撃音）は短い時間の入力により高い音圧と広い周波数帯域を持つ過渡音である。衝撃音は衝突によって発生する急激な加速や減速と、その後続く構造物の鳴り（Ringing noise）で構成され、定常音や一般的な過渡音とは区別されている。衝撃音の特徴は、爆発のような急激な流体変動による音と類似し、認知の面ではインパルス音として考慮する機会が多い。衝撃音は、打楽器の演奏やシステムの検査のような肯定的な応用分野もあるが、多くの場合は高い音響パワーにより聴覚への負担が大きく、深刻な騒音源となることが多い。Richard 等は衝撃によって放射される音響パワーを予測するための理論を提案し[1~4]、多様な実際のシステムに適用した[5~7]。この一連の研究を含め、従来の研究は衝撃によって発生する音の音響パワーを予測、低減することを目的としてきた。しかし、複雑な構造の場合、そのような応答と放射効率を予測することは容易ではなく、また、設計が決まった状況では変更が困難な場合も多いことから、構造変更による低減対策には限界がある。

衝撃による放射音は加振点から空間との間のインパルス応答と入力の畳み込み（Convolution）で表現できる。これは、入力関数も一つの重要な因子として利用できることを意味し、入力関数の修正による衝撃音の制御も十分可能である。本研究では衝撃音を改善するための方法として、衝撃入力の設計法を提案し、その有効性を確認する。また、最近の騒音問題への対策方法は、音圧や音響パワーのような物理的な因子を低減することから、人が感じる印象を良くする快音化に推移している。そのため、衝撃音の解析についても、音響パワーの予測より、認知特性を考慮した目標設定が必要である。

Fig.1 に衝撃から発生したパワーが音として聴覚に伝達される過程を概念的に示す。衝撃によって生じるパワーの入力は構造の振動を発生させ、この振動が隣接する空気に伝達されることで、音波として耳に届く。この過程での重要な伝達関数は、加振点と構造の応答（Structural response）、振動が音波に変換される伝達関数（Vibro-acoustic transfer function）、および部屋の音響応答と聴覚にまとめることができる。音響パワーは式(1)で表現される[8]。

$$\bar{P} = \sigma \rho_0 c S \left\langle v_n^2 \right\rangle, \quad (1)$$

ここで、 σ は放射効率、 ρ_0 は空気密度、 c は音速、 S は振動面の面積である。また、 $\left\langle v_n^2 \right\rangle$ は時空間平均された表面速度を意味するため、この指標が定常音に対するものであると言える。また、音響パワー音源の特性を評価する指標であるため、空間の影響とは無関係のものであり、実際に聴覚に伝達される音圧とは異なるため、認知特性を直接評価するには適切ではない。

本研究では衝撃音が聴覚にどのように認知されるかを考慮し、入力関数を変更して適切な音が出せるようにする一連の音デザイン過程を検討する。人が音に求める特性は製品によって大きく異なるため、最終的なアプローチは物に合わせて調整する必要があるが、ここでは代表的な例として鐘と、衝撃音を発生する工作機械のパンチプレスを用いて検討を行った。この二つのシステムは肯定的な衝撃音と否定的な衝撃音の代表と考えることが可能であり、応用例としては適切と言える。

なお、本研究における設問調査に基づく主観評価は、中央大学における倫理規定に準じ、事前審査を経た後に行った。また、被験者に対し事前に十分な説明を行い、被験者の同意（インフォームドコンセント）を得て実施した。

2. 衝撃入力の影響とその制御

1) 衝撃入力の設計

衝撃によってシステムに入力される加振力の関数は接触時の力、接触時間、および接触面で決まる。衝撃による加振球型の物体の衝突と仮定すると、加振力関数は Hertzian 接触理論によって予測できる[9]。一点への一回加振の場合、入力波形は凸型（Convex）になり、次のような正弦半波のモデルで近似できる[10]。

$$F(t) \approx F_{\max} \sin(\pi t / \tau_H), \quad |t| \leq \tau_H, \quad F_{\max} \approx 0.44 \frac{\rho_1^{3/5} R_1^{1/2} V^{6/5}}{(\delta_1 + \delta_2)} \\ F(t) = 0, \quad |t| > \tau_H \quad (2a)$$

$$\tau_H \approx 4.53 R_1 \left[\frac{4 \rho_1 (\delta_1 + \delta_2)}{3 V^2} \right]^{2/5}, \quad \delta_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{\pi E_1}, \quad \delta_2 = \frac{1 - \nu_2^2}{\pi E_2}. \quad (2b)$$

ここで、 R_1 は球の半径、 V は接近速度、 ρ_1 は球の密度、 ν_1, ν_2 は Poisson 比、 E_1, E_2 はヤング率である。しかし、このモデルは波形の立ち上がりゼロとなる点での変化が自然ではないため、このモデルの修正として、‘sin2B’モデルが次のように提案されている[11]。

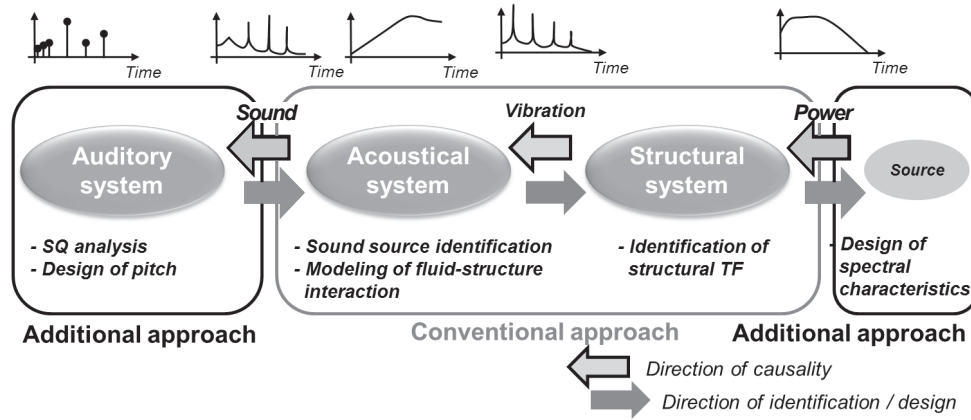


Fig. 1 Conceptual transmission path and waveform through the transfer functions from input to auditory perception

これらの近似モデルは変位が最大となる時点を中心に対称となっている。しかし、実際の単一衝撃の場合は Fig. 2(a)での比較より、立ち上がりよりも立ち下りの時間が長い。この差は Fig. 2(b)に示すように、高周波数帯域で現れる。

単一の打撃による加振は細かい波形変化で多少変更することが可能であるが、基本的に Fig. 2 に示すような低域通過フィルタの波形になる。この波形だけでは加振する周波数範囲を広範囲で変えることしかできないため、入力による応答制御により、違う加振パターンを利用する。Fig. 3 は 2 回加振によって発生する波形を概念的に示す。接触時間が T_1 で、接触の間隔が T_2 の場合、 $(0.5+n)/T_2$ の周波数成分が除去されることが分かる。しかし、特定の周波数成分を除去する周波数帯域フィルタとするには、高い精度の制御が必要であるため、実際の状況で使うことは容易ではない。そこで、複数加振の効果を確認するため、Fig. 4 に示す測定システムを用意した。これは小型の鐘に電磁石で動くハンマーにより、加振の間隔を調節できる。この装置を利用し、200, 50, 25, 20 ms 間隔で 2 回加振を行い、録音された波形を Fig. 5, その周波数スペクトラムを Fig. 6 に示す。

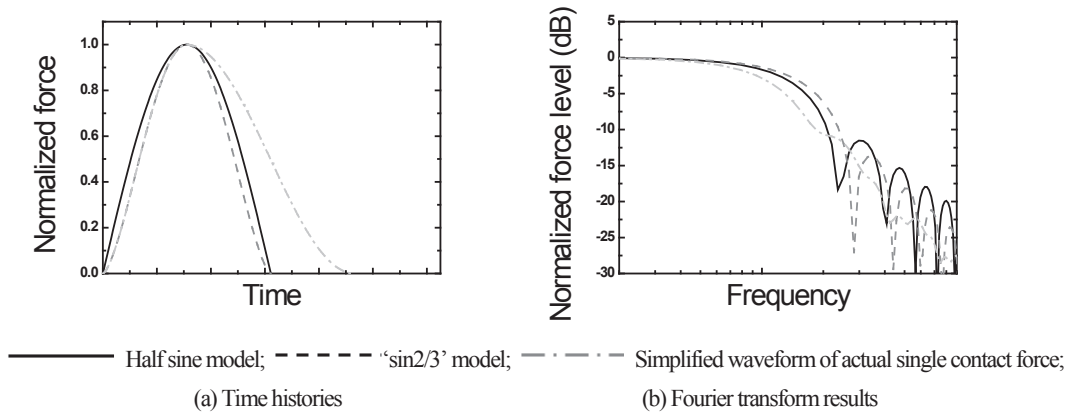


Fig. 2 Comparison of the conceptual waveforms for each model describing force induced by single contact

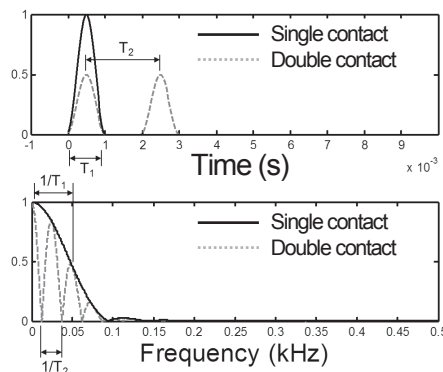


Fig. 3 Comparison of the typical waveforms generated by single contact and double contacts

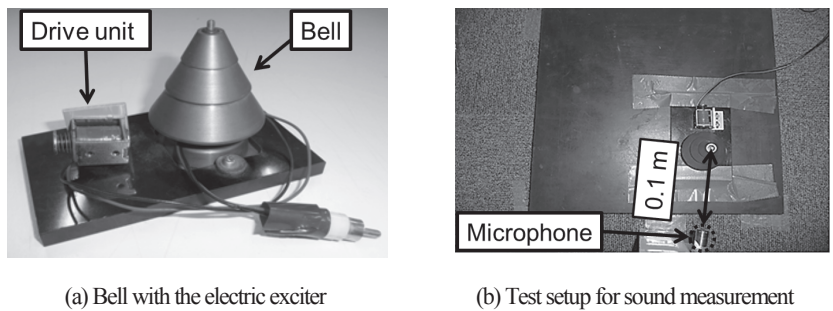


Fig. 4 Experimental setup

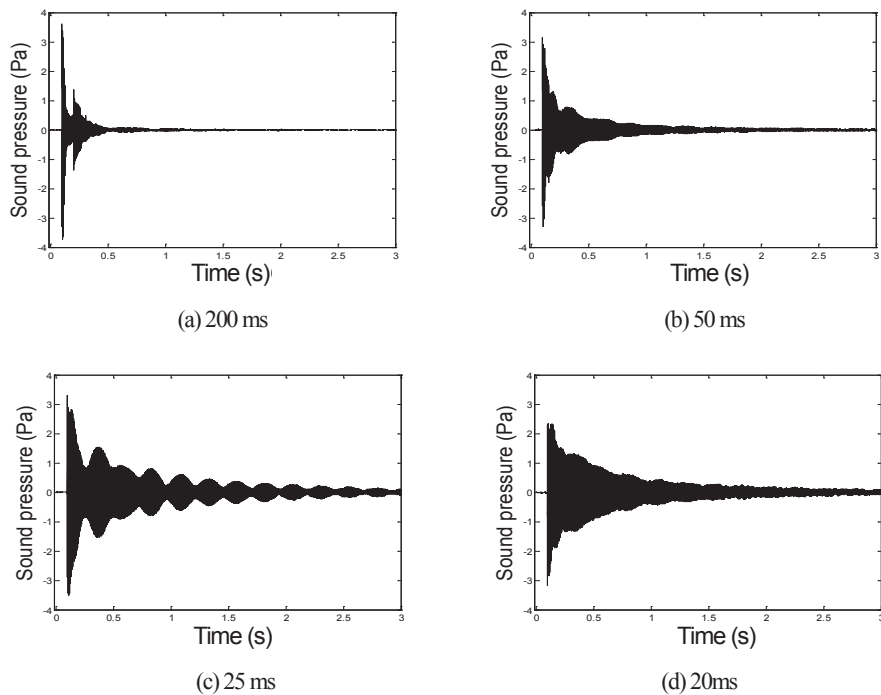


Fig. 5 Radiated sound pressure with different excitation interval

Fig. 6の結果より、鐘の主な周波数成分に比べて打撃の間隔は長く、特定成分に対するフィルタにより減衰 (Fig.5 (a), (b)) や、うなり (Fig.5 (c), (d)) の効果を起こしていることが分かる。数百 Hz 以上の領域でフィルタとして使うためにはより狭い間隔にする必要があるが、ハンマーによる打撃で数 ms 間隔の連打を行うことは容易ではない。もっと多様なパターンで選択的に周波数入力を与えるには時系列でのパターンも複雑になり、フィルタの波形が参考になる。Fig. 7 に低域、高域、および帯域通過フィルタの典型的な波形を示す。前述したように低域通過フィルタの場合は Hanning や Chebyshev 関数のような凸型の関数を使い、基本的には陽 (+) の力の成分である。しかし、他の場合は陰 (-) の方向の力が必要である上、波形の変化も相対的に早い。これらの特徴を考えると入力制御を有効に適用できるシステムは入力端が精密に制御できるものである。従来の衝撃音を出すシステムは、このような精密制御が適用されている場合は限られていたが、最近では自動化され、適用可能範囲は広がると考えられる。

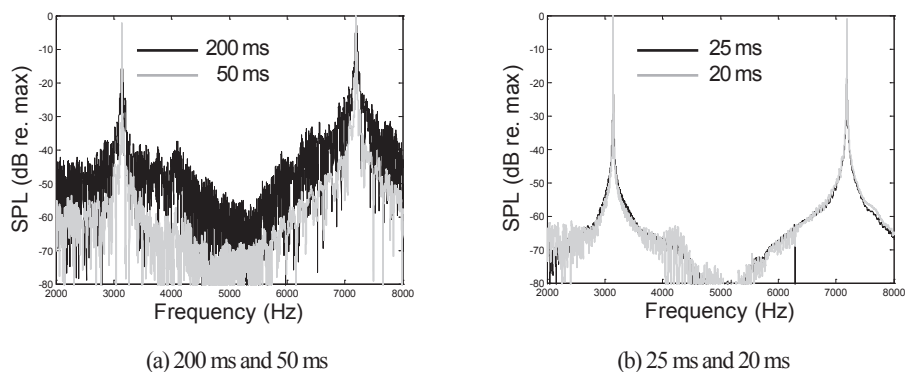


Fig. 6 Comparison of the SPL of radiated sound with different excitation interval

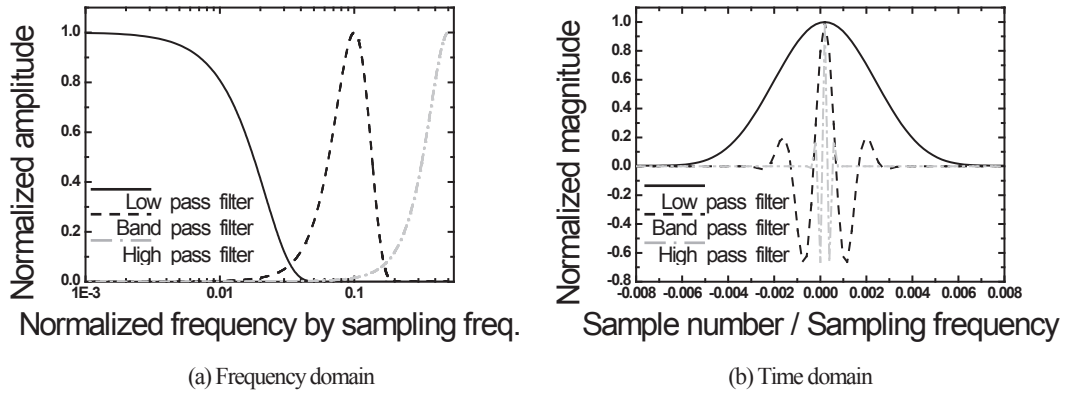


Fig. 7 Typical shape of the filter functions

2) 加振器による鐘の放射音制御

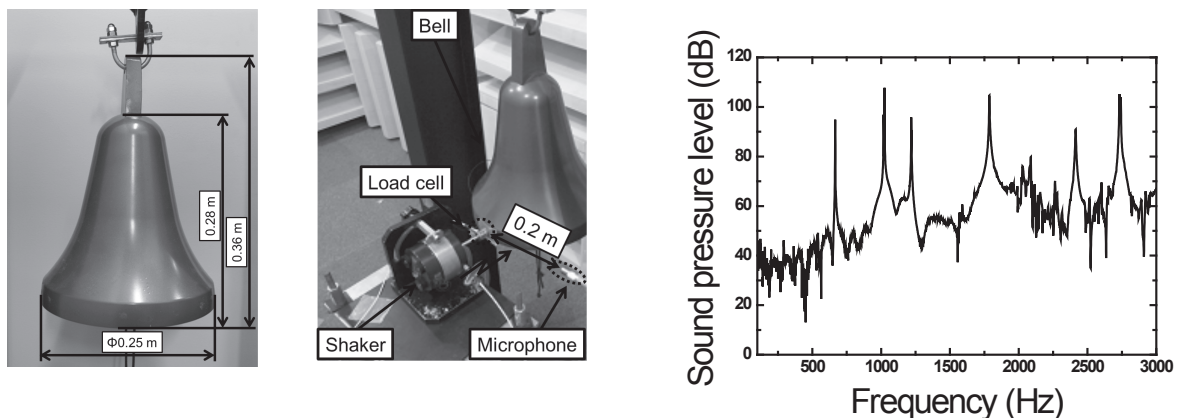
本節では加振器による衝撃音の制御例として、鐘の音制御を扱う。鐘は代表的な打楽器であり、一般的には形や大きさなどによって決まる一定の音を出せることが多く、異なる音を出すためには複数の鐘を用いる。鐘を演奏する時に使われるハンマーのクラッパー（Clapper）も重要とされ、その設計に関する研究も行われているが[12]、主に調律を目的としたものであり、ピッチを変えるものではない。ここでは鐘が持つ振動モードを選択的に加振することで、異なる周波数成分を放射させることを試みる。

Fig. 8(a), (b)に鐘の形状と実験装置を示す。加振器は鐘の下面につけ、加振力を測定するため、加振器で鐘との間にロードセルを設置した。音は加振点から0.2 m距離でマイクロホンを設置し、録音した。ハンマーで叩いた時の音の周波数分布はFig. 8(c)のように、6つの周波数成分（667, 1021, 1219, 1786, 2415, 2742 Hz）が観察された。これらの周波数成分を一部ずつ選択的に加振することを目指し、Fig. 9(a)に示す3つの入力波形を作成した。これらの信号の周波数成分はFig. 9(b)であり、ハンマーと同じ波形、1 kHz付近での帯域除去フィルタ、高域通過フィルタの成分である。これらの信号を加振器に入力し、実際にFig. 9(c)のような力を与えた際の放射音成分はFig. 9(d)である。結果より、意図された1 kHz付近での帯域成分が除かれた放射音が得られたことが分かる。

鐘の場合は構造が単純で、組み合わされたパーツは無く、重要な成分が存在する帯域のモード密度も低い。これらより、制御を行うには適切な条件であり、良条件においては高い精度で制御できると言える。

3. 入力制御によるパンチプレスの快音化[13, 14]

2章で使用した楽器のように、積極的に音を出すことが目的のシステムは一般的に重要な成分が存在する帯域のモード密度が低い条件を満たしているため、ここで提案する入力制御の効果が得られ易い。しかし、一般的な機械では複雑な構造を持つ場合が多く、相対的に効果が表れにくいと考えられる。その上、衝撃音に対する入力は装備が持つ本来の機能と深く関連している場合が多いため、自由に変更することは不可能で、制御範囲に制限がある。そのため、提案された接近方法が一般的な機械システムでどの程度の効果があるかを確認する必要がある。本章では、音が騒音として認識される場合の例としてパンチプレスの快音化を目指す。



(a) Dimension of the bell (b) Test setup to measure the bell sound excited by shaker (c) Frequency spectrum of the bell sound excited by hammering

Fig. 8 Experimental setup to measure the bell sound and the frequency spectrum

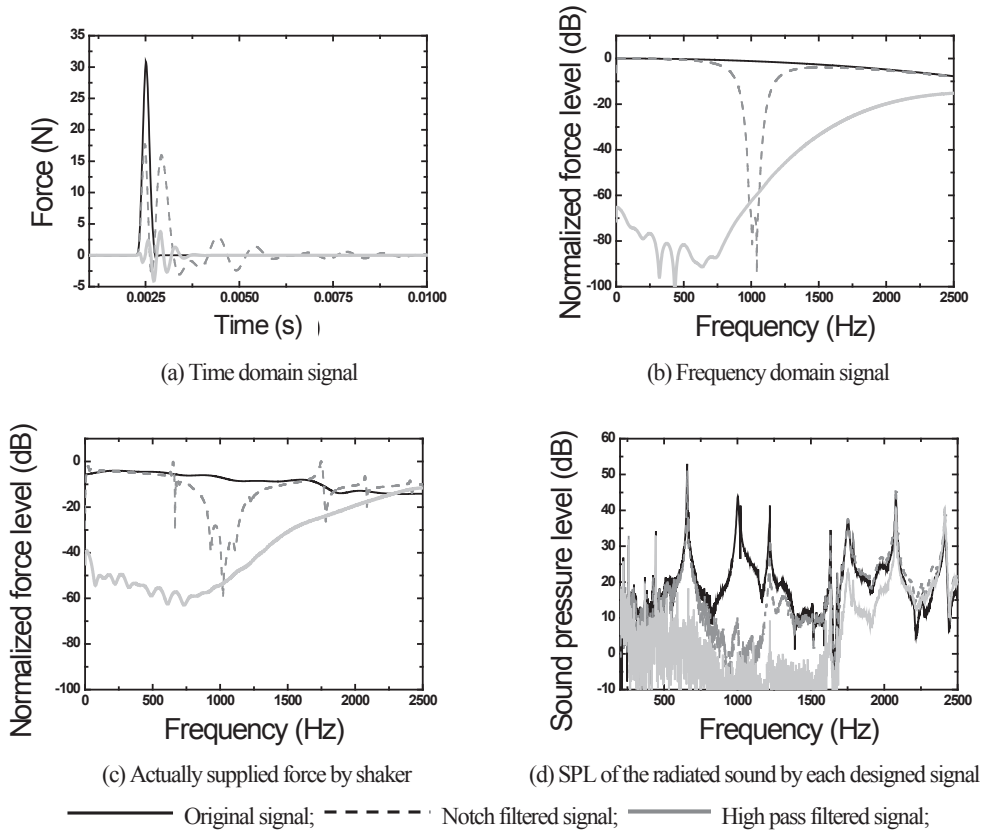
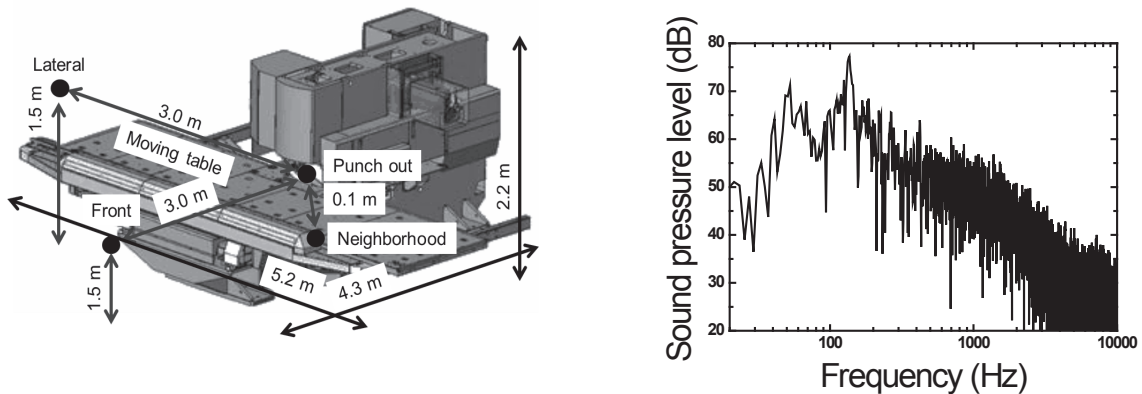


Fig. 9 Designed excitation force to be applied to the shaker and its response

パンチプレスは衝撃音を出す代表的な騒音源であり、高いレベルの音圧を発生する。近年のパンチプレスは生産効率の向上のために一連の作業が自動化され、打ち抜き過程もサーボモータによって制御されている。そのため、打ち抜き過程の速度および変速点の変更が可能である。過去の研究では放射音のパワーを下げるのが目的であったが、ここでは使用者の好みを含めた高音化を行う。本研究で使用するパンチプレスの形状を Fig. 10(a)に示し、典型的な放射音の周波数特性を Fig. 10(b)に示す。これは前方 3.0 m の距離で厚さ 6.0 mm の鉄板を直径 30 mm の円型の金型で打ち抜いた際の音であり、134 Hz で最大の音圧を持ち、50 Hz 付近でも大きい音圧が存在することが分かる。

まず、パンチプレス音に対する基本的な音響特性を調べるため、SD 法 (Semantic differential method [15, 16]) を用いた主観評価を行う。評価に用いる音源として Fig. 10(b)の音源を加工した評価音を用いる。音源の加工は Table 1 に示し、主観的な影響を与える成分を調べるために選択した。音質評価は Fig. 11(a)に示すように、ヘッドフォンで音を再生し、Fig. 11(b)の設問紙に解答させた。評価には 21 人のパンチプレスを使用する作業員、およびパンチプレスに接する機会がない一般学生 20 代 20 人が参加した。

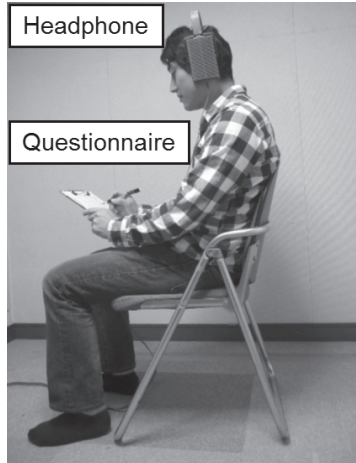


(a) Conceptual configuration of the punch press machine (b) Radiated sound pressure level from the punch press machine measured at 3.0 m from the frontal side, when the machine punched a steel plate of 6.0 mm thickness with a circular punch of 30 mm diameter and the punching speed is set as 500 mm/s

Fig. 10 The punch press machine and the radiated sound pressure level

Table 1 List of the sound samples used in the subjective test

Name	Sound
1-O	Original Sound
1-A	-19 dB @ 134 Hz
1-B	-3 dB for whole freq. range
1-C	High pass filtering with 150 Hz cutoff
1-D	Increasing the decay rate
1-E	Low pass filtering with 7 kHz cutoff



(a) Setup for the subjective test

	Very	Quite	Slightly	Neither	Slightly	Quite	Very	
Loud	1	2	3	4	5	6	7	Low
Orderly	1	2	3	4	5	6	7	Disarrayed
Inconspicuous	1	2	3	4	5	6	7	Noticeable
Thin	1	2	3	4	5	6	7	Thick
Light	1	2	3	4	5	6	7	Heavy
Dislike	1	2	3	4	5	6	7	Like
Groan	1	2	3	4	5	6	7	Not groan
Quiet	1	2	3	4	5	6	7	Clamorous
Rough	1	2	3	4	5	6	7	Smooth
Dull	1	2	3	4	5	6	7	Sharp
Beautiful	1	2	3	4	5	6	7	Dirty
Pointed	1	2	3	4	5	6	7	Roundish
Cheap	1	2	3	4	5	6	7	Expensive
High	1	2	3	4	5	6	7	Low
Intense	1	2	3	4	5	6	7	Calm

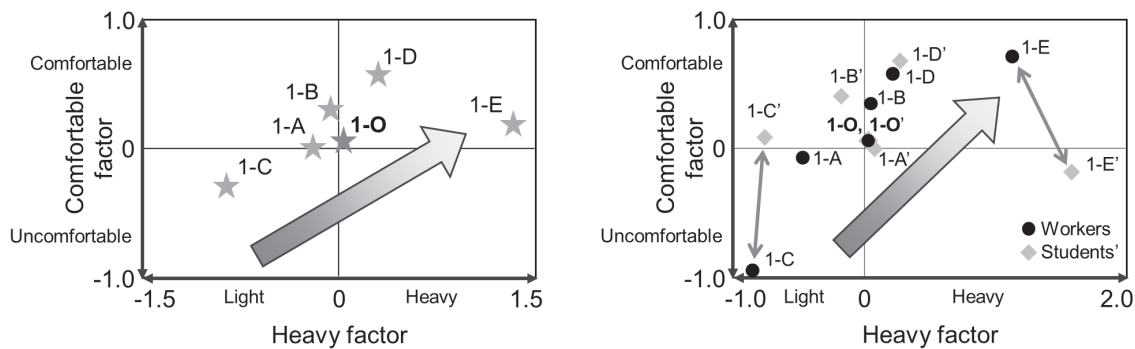
(b) Questionnaire for the subjective test

Fig. 11 Evaluation setup

音質評価に基づき因子分析の結果を Table 2 に示し, ‘Comfortable’, ‘Powerful’, および ‘Heavy’ の 3 つの重要因子が求められた. 寄与率が高い ‘Comfortable’ 因子と ‘Heavy’ 因子間の関係を Fig. 12(a) に示す. パンチプレスの目的を考えると音として聞きやすく, 重厚さまたは迫力が感じられる音が好ましいと言えるため, 右上方向に行くほど好ましい音と考えられる. この結果より, 一番大きい音圧だけを持つ成分を大幅に下げても, 印象にはあまり差が無いことが分かる. また, 低周波数成分だけを下げた場合は全体的に印象が悪くなることが観察できる. Fig. 12(b) は作業者と一般学生との比較を示し, 聞き取りやすい音の面で, 認識に差が生じていることが分かる. 作業者の場合は高周波数成分を不快と感じ, 低周波数成分が目立つ音を好む傾向が強くと, これは作業が上手く行われている印象と関連しているものと考えられる.

Table 2 Result of the factor analysis of the subjective test

Adjective pairs	Comfortable	Powerful	Heavy
Dirty-Beautiful	0.78	-0.29	0.25
Disarrayed-Orderly	0.74	-0.28	0.15
Rough-Smooth	0.70	-0.26	0.33
Dislike-Like	0.70	-0.31	0.39
Noticeable-Inconspicuous	0.67	-0.48	0.19
Groan-Not groan	0.53	-0.14	0.02
Cheap-Expensive	0.53	-0.35	0.49
Calm-Intense	-0.53	0.55	-0.34
Low-Loud	-0.24	0.70	0.08
Quiet-Clamorous	-0.42	0.69	-0.15
High-Low	0.22	-0.51	0.69
Light-Heavy	0.09	0.07	0.82
Thin-Thick	0.03	0.11	0.81
Pointed-Roundish	0.41	-0.35	0.67
Sharp-Dull	0.09	-0.35	0.59
Contribution ratio	26.2%	15.5%	21.7%
Cumulative contribution ratio	26.2%	41.7%	63.5%



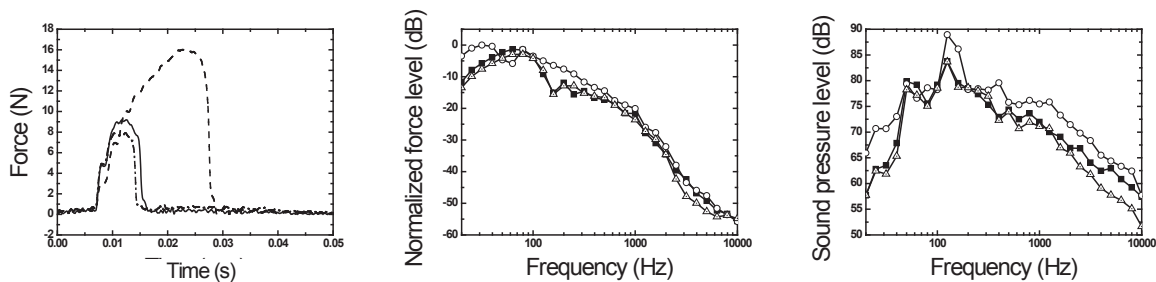
(a) With all subjects (b) Separating the group by workers and students

Fig. 12 Relation between heavy factor and comfortable factor

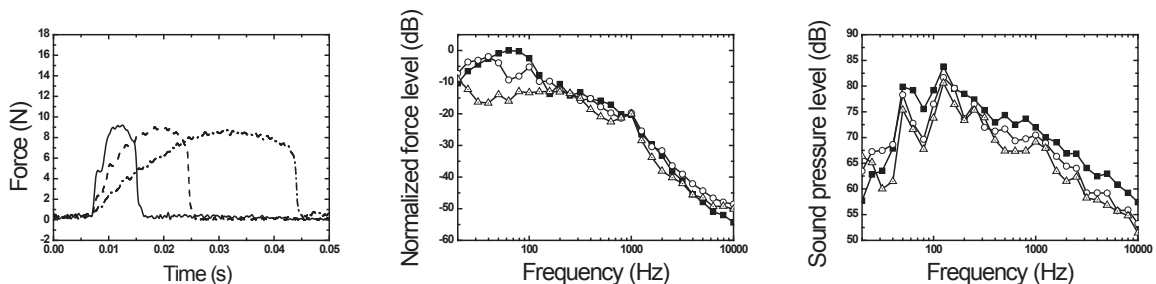
次に打ち抜き作業のパターンによる音の変化を調べるため、Table 3 に示されたパターンで作業を行い、この時の力入力と音質の変化を調べる。測定された結果を Fig. 13 に示す。まず、打ち抜きの速さが同じ場合では (Fig. 13(a))、板の厚さによる影響が多く、力が与えられる時間 (打ち抜きに掛かる時間) と力の最大値がともに増加する。これによって低周波数成分の加振力が強くなり、音も大きくなっていることが観察できる。ただ、加振力の分布では高周波数成分はあまり差がないが、放射音では高周波数成分も全体的に上がっている。これは板の振動モードの変化に起因するものと考えられる。同じ条件で打ち抜きの速さだけを変えた場合では (Fig. 13(b))、加振力の最大値はあまり変わらず、低周波数成分の分布が変わることが観察でき、放射音も類似した変化を見せている。

Table 3 List of the tested punching patterns

	Punching speed	Punch shape	Thickness of plate
Fixed punching speed	2-A	500 mm/s	Circular (radius=30 mm)
	2-B	500 mm/s	Circular (radius=30 mm)
	2-C	500 mm/s	Squared (edge length = 20 mm)
Same punch shape	3-A	500 mm/s	Circular (radius=30 mm)
	3-B	200 mm/s	Circular (radius=30 mm)
	3-C	100 mm/s	Circular (radius=30 mm)



(a) With fixed punching speed



(b) With different punching speed

— & —■—, 2-A & 3-A; - - - & —○—, 2-B & 3-B; - · - · - & —△—, 2-C & 3-C;

Fig. 13 Comparison of force pulse, its spectrum, and radiated sound according to the parameters

これらの結果より、パンチプレスの音はなるべく低い音にするのが好ましく、そのためにはできるだけ打ち抜き速度を遅くした方が良いと言える。しかし、これは作業効率の面では良い事ではなく、さらに遅すぎると適切に打ち抜き出来ない場合もある。この点を踏まえ、貫通時の速度を変化させたパターンを作り、音質が改善することを試みた。Fig. 14 は打ち抜き過程を簡略に図示したものであり、各変数は作業員が指定することができる。Fig. 14 は打ち抜き過程を簡略に図示したものであり、各変数は作業員が指定することができる。ここで、V1はTDC(Top Dead Center, 金型が出発する位置)から材料近くまで移動する速度、V2はTP(Touch Point, 金型が材料に接触する点もしくは近接点)までの速度、V3は金型が材料に衝突する前後速度、V3からV4に変化する位置をBTP(Break Through Point)として材料厚さに対する比率で示し、V4は金型が材料の破断後の速度、V5は下死点BDC(Bottom Dead Center)から金型が戻る速度を意味する。

打ち抜き過程で重要であると考えられるV3, V4, およびBTPを変化させ、その放射音を測定した。実施されたパターンの組み合わせをTable 4に示し、各パターンで発生する力入力の時間と周波数分布、および音の周波数分布をFig. 15に示す。この結果ではどの区間でも速度を遅くすることで音圧を全体的に下げられること分かる。また、V4を遅くした場合よりV3を遅くする場合は高周波数での音圧低減効果は僅かに劣ることが観察できるが、他の場合は音圧分布での有意な差が見られない。認知面での効果を確認するため音質評価を行い、その因子分析結果をTable 5に示す。この結果から重要な因子として‘Comfortable’および‘Loud’が抽出され、その関係をFig. 16に示す。この結果を見るとBTPを80%にした場合では速さを変えなかった場合に比べて快適性での改善が見られる。また、4-Aのパターンの場合、音は大きくなるが、他より快適に感じられることが分かる。これらの結果より、パンチプレスのような複雑で、入力の変更に制限がある場合においても、入力制御による快音化が効果的であることが分かる。

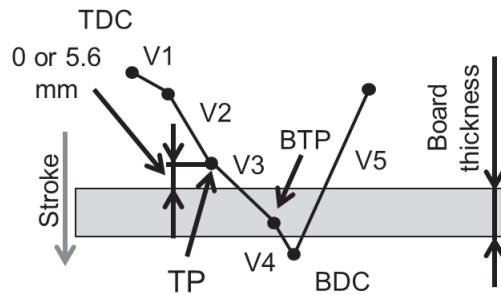


Fig. 14 Conceptual diagram of break-through by the punch pressing (TDC: top dead center, TP: touch point, BTP: break through point, BDC: bottom dead center)

Table 4 List of the punching patterns

Name	V3 (mm/s)	V4 (mm/s)	BTP (%)
4-O	400	400	-
4-A	50	400	80
4-B	400	10	45
4-C	400	10	80
4-D	400	5	45
4-E	400	5	80

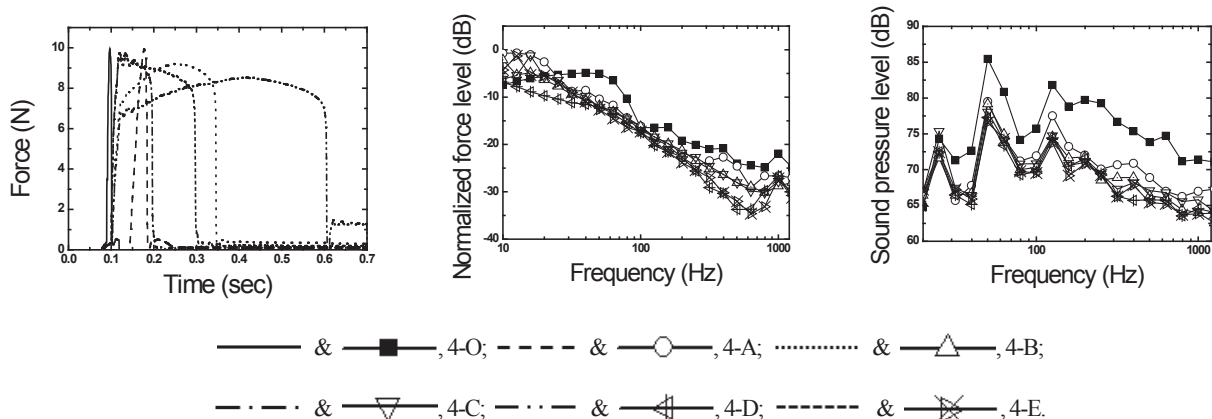


Fig. 15 Comparison of force pulse, its spectrum, and radiated sound according to the parameters with different punching patterns

Table 5 Result of the factor analysis of subjective test comparing the sound with different punching pattern

Adjective pairs	Comfortable	Loud	Heavy	Light
Dislike-Like	0.85	-0.29	0.11	0.09
Noticeable-Inconspicuous	0.78	-0.26	0.15	0.23
Dirty-Beautiful	0.76	-0.27	-0.12	0.07
Cheap-Expensive	0.72	-0.09	-0.25	-0.21
Disarrayed-Orderly	0.68	-0.03	0.15	0.21
Rough-Smooth	0.66	-0.27	0.00	0.10
Groan-Not groan	0.51	-0.17	0.40	0.10
Calm-Intense	-0.24	0.81	-0.17	-0.26
Quiet-Clamorous	-0.32	0.72	-0.17	-0.29
Low-Loud	-0.21	0.62	-0.36	-0.21
Sharp-Dull	-0.06	-0.13	0.77	-0.11
High-Low	-0.03	-0.04	0.72	-0.06
Pointed-Roundish	0.17	-0.40	0.65	-0.03
Heavy-Light	0.34	-0.34	-0.11	0.68
Thin-Thick	0.00	-0.38	-0.18	0.65
Contribution ratio	25.3%	18.3%	12.9%	8.1%
Cumulative contribution ratio	25.3%	43.5%	56.5%	64.6%

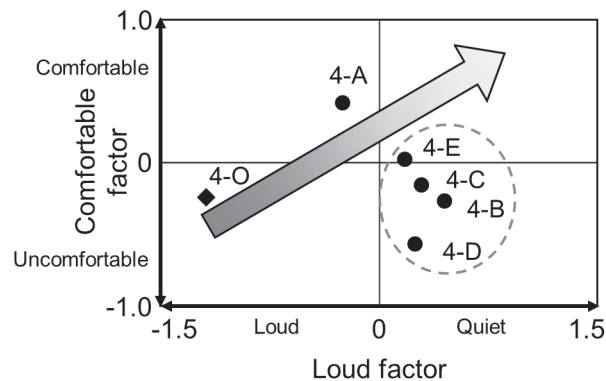


Fig. 16 Relation between loud factor and comfortable factor

4. まとめ

本研究では衝撃音を改善するための方法として、衝撃入力的设计法を提案し、その有効性を確認した。この過程で、単純に音圧を下げる従来の騒音制御の方法ではなく、人が実際に感じる印象を良くする快音化への適用性も検討した。単一の打撃による加振は基本的に低域通過フィルタのような形になり、他の多様な加振条件を作り出すには入力に精密に制御されているシステムに限る。これは従来のシステムでは難しいが、最近ではシステムの自動化に伴い、電気モーターで制御される駆動系が多くなったため、多様なパターンの加振が可能である。ここでは積極的に音を出すシステムとして鐘を用いて構造のモードを選択的に鳴らし、モード密度が低い単純なシステムでの活用性を確認した。また、音が騒音として認識される一般的な機械システムの例として衝撃音を発生する工作機械のパンチプレスを用いて快音化を行った。その結果、この複雑度が高いシステムでも構造を変更せずに大幅な音圧低減と快音化が可能であった。

これらの結果を見ると、衝撃を与える入力の波形は音に大きい影響を与え、快音設計のためには構造だけでなく、入力の正しい設計を必要でありことが分かる。また、入力制御は大幅の構造変更が必要でないことから、音のカスタマイズ等の付加価値を上げる方向での活用も期待できる。

5. 謝辞

本研究の一部は、中央大学理工学研究所の研究費助成を受けた。ここに記して謝意を表す。

6. 参考文献

- [1] Richard E. J., Westcott M. E., and Jeyapalan R. K. : *On the prediction of impact noise. I: Acceleration noise.* Journal of the Sound and Vibration, **62**, 547-575 (1979)
- [2] Richard E. J., Westcott M. E., and Jeyapalan R. K. : *On the prediction of impact noise. II: Ringing noise.* Journal of the Sound and Vibration, **65**, 419-451 (1979)
- [3] Richard E. J. : *On the prediction of impact noise. III: Energy accountancy in industrial machines.* Journal of the Sound and Vibration, **76**, 187-232 (1981)
- [4] Cuschieri J. M., and Richard E. J. : *On the prediction of impact noise. IV: Estimation of noise energy radiated by impact excitation of a structure.* Journal of the Sound and Vibration, **86**, 319-342 (1982)
- [5] Richard E. J. : *On the prediction of impact noise. V: The noise from drop hammers.* Journal of the Sound and Vibration, **88**, 333-367 (1983)
- [6] Cuschieri J. M., and Richard E. J. : *On the prediction of impact noise. VIII: Diesel engine noise.* Journal of the Sound and Vibration, **102**, 21-56 (1985)
- [7] Richard E. J., and Stimpson G. J. : *On the prediction of impact noise. Part XI: The noise from punch press.* Journal of the Sound and Vibration, **103**, 43-81 (1985)
- [8] Fahy F. : “Sound and Structural Vibration – Radiation Transmission and Response” Academic Press (1985)
- [9] Hertz H. : *Über die Berührung fester elastischer Körper (On the vibration of solid and elastic bodies)*, Journal für die reine und angewandte Mathematik, **92**, 156-171 (1882)
- [10] Hunter S. C. : *Energy absorbed by elastic waves during impact*, Journal of the Mechanics and Physics of Solids, **5** 162-171 (1957)
- [11] Reed J. : *Energy losses due to elastic wave propagation during an elastic impact*, Journal of Physics D, **18**, 2329-2337 (1985)
- [12] Fletcher N. H., McGee W. T., and Tamopolsky A. Z. : *Bell clapper impact dynamics and the voicing of a carillon*, Journal of the Acoustical Society of America, **111**, 1437-1444 (2002)
- [13] 朝日洋平, 曹浣豪, 深見靖彦, 長江正行, 戸井武司 : *入力制御によるタレットパンチプレスの音質改善手法の開発*, 日本音響学会春季講演論文集, 1161-1164 (2012)
- [14] 朝日洋平, 有光哲彦, 戸井武司 : *入力制御による衝撃音のサウンドデザイン*, 日本音響学会春季講演論文集, 1551-1552 (2013)
- [15] Takanami K., Iwahara M., Saito H., and Sakata M. : *Improving interior noise produced during acceleration*, SAE Paper 911078, Proceeding of the SAE Noise and Vibration Conference (1991)
- [16] Bisping R. : *Emotional effect of car interior sounds: pleasantness and power and their relation to acoustic key features*, SAE Paper 951284, Proceeding of the SAE Noise and Vibration Conference (1995)