

エンジン発電機における防音構造の研究

Study of Sound Isolation Structure for Engine Generators

福田 徹*

Toru FUKUDA

竹村 一仁*

Kazuhito TAKEMURA

丸山 勝巳*

Katsumi MARUYAMA

鈴木 信一*

Shinichi SUZUKI

要 旨

防音型発電機の開発において、トレードオフの関係にある騒音低減と冷却性能の確保を高いレベルで両立するため、新たに2つのクールゾーンと1つのホットゾーンに分割した3分割きょう体構造の研究を行った。この構造により、開放型発電機と同等レベルの冷却性能を確保しながら12.1 dB(A)の騒音低減を達成した。この技術をインド国内向け発電機に適用した結果、世界で初めてインド騒音規制 Phase II をクリアすることができた。

ABSTRACT

In a development of sound isolation type generators, three-division case object structure that has divided two cool zones and one hot zone was newly studied. This study was aimed at establishment of compatibility at high level between sound isolation and cooling capabilities that are in a trade-off relationship. Sound isolation of 12.1dB(A) was achieved according to this structure, securing the equivalent level of cooling capabilities to that of open frame type generators. As a result of adopting the new structure to the generators for domestic consumption for India, the Indian noise regulation phase II has been accomplished for the first time in the entire world.

1. まえがき

発電機はレジャー、建築、工事現場等の業務、非常時のバックアップ用として昼夜を問わず使用するため、従来から騒音低減に対する要望が高い。近年、発電負荷によりエンジン回転数を制御するインバータ発電機やエンジン、オルタネータをきょう体で覆った防音型発電機の需要が増加している。また、騒音低減への市場要望を反映し、発電機に対して厳しい騒音規制をかける地域、国が出てきており、例えば EU の 2002/2006 年規制やインドの 2002/2003 年規制が既に発行されている。

一般的に発電機の騒音低減手法には2つの方法がある。

- 1) 騒音源のエンジン、オルタネータ、エアクリーナ、マフラそのものの騒音を低減する方法。
- 2) 騒音源のエンジン、オルタネータ、エアクリーナ、マフラをきょう体で覆うことで騒音を低減する方法。

このうち、2)は防音型発電機と呼ばれるがこの場合、

*朝霞東研究所

騒音低減と冷却性能はトレードオフの関係になる。例えばきょう体内に冷却風を導入する開口部を例にとると、冷却性能を上げるためには開口部面積をできるだけ大きくする必要があるが、それに伴い開口部から騒音が漏れやすくなる。

そこで、防音型発電機において高い騒音低減効果と冷却性能を両立させるきょう体構造を採用した。本論文では、開放型で円筒型オルタネータの発電機の騒音低減を例に取り、きょう体構造の概要、その騒音低減効果及び冷却性能について述べる。

2. 開発のねらい

代表的な発電機を Fig. 1 に示す。

- 1) 開放型(パイプフレーム構造)

エンジン及び円筒型又は集中巻線型オルタネータをパイプフレームに搭載したもの。

2) インバータ式防音型

エンジン及び多極オルタネータを、きょう体に入れたもの⁽¹⁾。

3) 防音型

エンジン及び円筒型又は集中巻線型オルタネータをきょう体に入れたもの。



Fig. 1 Typical structure of engine generators

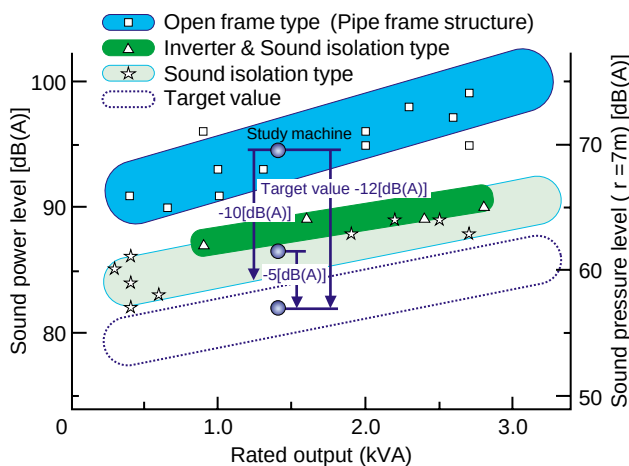


Fig. 2 Noise value according to type

定格出力 3 kVA 以下の騒音値(定格出力 3/4 のとき)を型式別に Fig. 2 に示す。縦軸左側は発電機(音源)の音響出力を表す音響パワーレベル(Lw)で、縦軸右側は発電機から 7 m 離れた位置での音圧レベル(Lp)を示す。Lw と Lp の関係は発電機が地面に置かれた理想的な半自由音場で式(1)の関係が有り、発電機から 7 m での Lp は $L_p = L_w - 25$ [dB(A)]となる。

$$L_p = L_w - 20 \log_{10} r - 8 \quad (1)$$

参考までに日常生活環境における音圧レベル⁽²⁾を Table 1 に示す。

Table 1 Sound pressure level in a living environment

80 dB(A)	Subway in the car
70 dB(A)	Bell of a telephone, Loud street
60 dB(A)	Quiet passenger car, Ordinary conversation
50 dB(A)	Quiet office

開放型を防音化する際の騒音低減目標は、次の観点よりベースとする開放型に対し -12 dB(A)とした。

1) 一般的に騒音が 1/2 になったと人間が感じられる -10 dB(A)⁽³⁾以上、開放型に対し低減すること。

2) 一般的に人間が騒音低下をはっきり認識できる -5 dB(A)以上、従来の防音型に対し低減すること。

目標値の位置付けを、同じく Fig. 2 に示す。

Fig. 1 の各型式の冷却風及びエンジン排気ガスの流れを Fig. 3, Fig. 4, Fig. 5 に示す。冷却能力は油温、スパークプラグ座面温度、キャブレタ内の燃料温度等発電機各部の温度によって評価し、目標温度は従来の発電機程度とした。

従来の防音型の騒音低減、冷却能力に関する課題は、基本的に Fig. 3 の開放型をきょう体に収めた構造となっているため、騒音ではエンジン排気ガスの直接排気が最大の騒音源となっている。これは Fig. 4 のインバータ式防音型でも同様である。冷却能力では、冷却風ダクト表面の熱及びダクトの合わせ部すきまより漏れた冷却風からの熱がきょう体内に滞留し内部の温度が上がると共に、冷却風取り入れ口から再循環し冷却効率を落としている。さらに運転停止後は冷却風の出入り口の落差が小さいため、冷却風ダクト内が十分な自然対流により冷却できず、高温部の余熱によってきょう体内部の温度が上昇する。

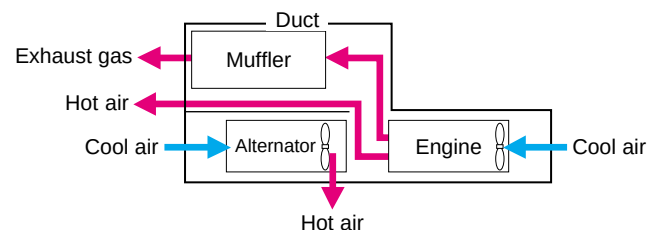


Fig. 3 Open frame type (Pipe frame structure)

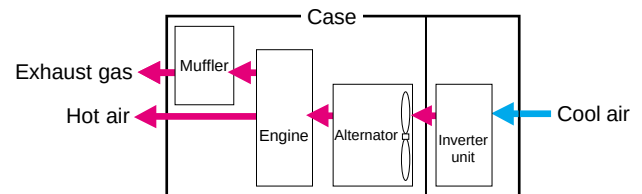


Fig. 4 Inverter & Sound isolation type

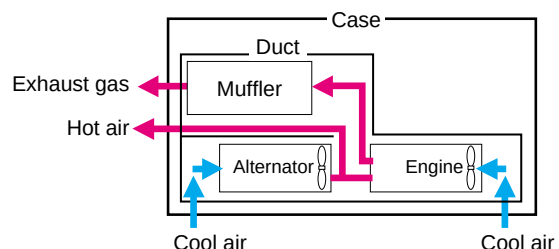


Fig. 5 Sound isolation type

こうした従来の防音型の課題を解決するために、騒音低減、冷却性能について以下の観点で新構造を検討した。

騒音低減のポイントは、

- 1) エンジン排気ガスを間接排気で排出し、排気騒音を減少させる。
- 2) 冷却風ダクトの長さを長く取り、さらにダクト内側に吸音材をつけることにより騒音を減衰させる。
- 3) 冷却風取り入れ用開口部の面積を最小限として、外部への騒音の漏れを極力抑える。

冷却能力のポイントは、

- 1) きょう体内でクールゾーンとホットゾーンを完全に分離するためシール効果の高い単純な分割構造とし、伝熱による熱の滞留及び再循環を防止する。
- 2) 冷却風出入り口の高さの差を最大限に取り、自然対流による冷却を促すことにより停止後の温度上昇を防止する。
- 3) 冷却風の流路抵抗を減らし、十分な冷却風量を確保する。

3. 騒音低減技術

3.1. きょう体構造

騒音低減、冷却能力のポイントを踏まえた結果、新たなきょう体構造を考案した。きょう体内の冷却風及びエンジン排気ガスの流れを Fig. 6 に示す。その概要は、

- 1) 垂直方向に仕切りを入れ、きょう体内を3分割した。仕切りにより中央のホットゾーンと両側のクールゾーンが完全に分離され、ホットゾーンにはエンジン、オルタネータ、マフラーを配置し、クールゾーンにはエアクリーナ、キャブレタ、燃料タンク、バッテリー、電装部品を配置する。
- 2) 中央のホットゾーン上部に消音室を設け、マフラーの排気ガスをここに間接排気する。
- 3) 冷却風の取り入れ口を最下部の底板とし、排気口をきょう体の最上部に設ける。

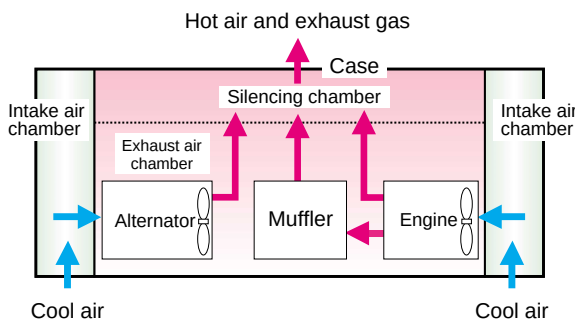


Fig. 6 New Sound isolation type

3.2. 騒音低減効果の確認

3分割きょう体構造の試作機で、騒音低減効果を確認した。

Fig. 7 に3分割構造の各部屋の騒音低減に対する効果度を示す。トータルで 12.1dB(A)の騒音低減効果があった。

左端から仕様を述べる(数値は音響パワーレベルを示す)。

- 1) エンジンとオルタネータのみ。(開放型と同レベル)
[94.1dB(A)]

きょう体に収める前の状態を示す。

- 2) ホットゾーンの排気室を追加。
[− 5.6 dB(A)]

騒音源の遮音効果を示す。

- 3) 排気室上部を区切り消音室追加。
[− 0.9 dB(A)]
間接排気及び排気通路を長くしてさらに吸音させた効果を示す。

- 4) エンジン側の吸気室を追加。
[− 4.8 dB(A)]
エアクリーナ、リコイルスタータの吸気音及び仕切り壁から漏れるホットゾーンからの騒音の遮音効果を示す。

- 5) オルタネータ側の吸気室を追加。
[− 0.6 dB(A)]
オルタネータの吸気音及び仕切り壁から漏れるホットゾーンからの騒音の遮音効果を示す。

なお、きょう体内のホットゾーンには吸音を兼ねた断熱材をはり、クールゾーンにも吸音材をはっている。この断熱、吸音材を除いたきょう体のみの騒音低減に対する寄与率を求めるため、断熱、吸音材の有無でそれぞれ騒音を測定した。結果は Fig. 8 に示すように 12.1dB(A)の騒音低減効果のうち、きょう体構造のみで 52%にあたる 6.3 dB(A)下がった。これは、断熱、吸音材無しでも従来の防音型並みの騒音レベルが達成可能であることを示している。また、Fig. 9に定格負荷運転時の周波数分析結果を示す。(測定マイク位置は発電機より 2 m)エンジンとオルタネータのみに対して試作機は 250Hz 以上のすべての周波数において騒音低減が図られている。

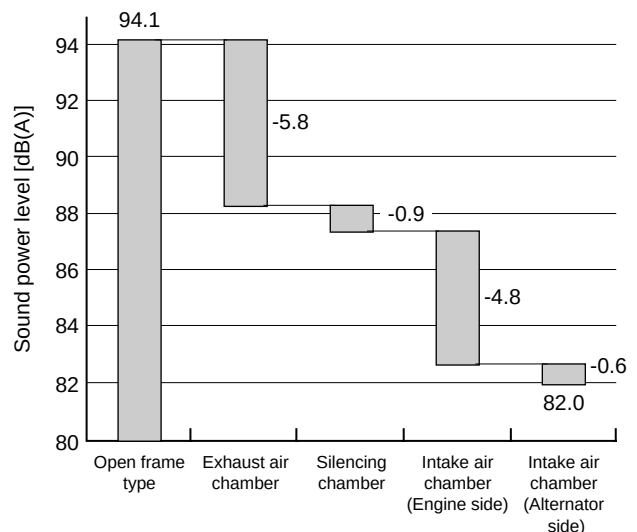


Fig. 7 Effect according chamber

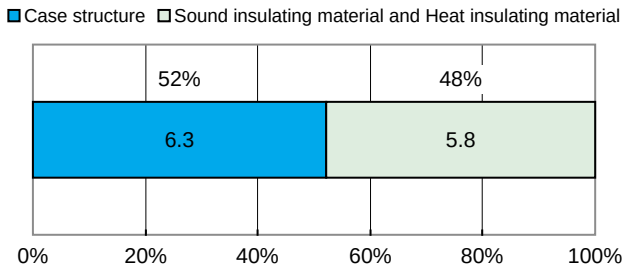


Fig. 8 Effect according chamber

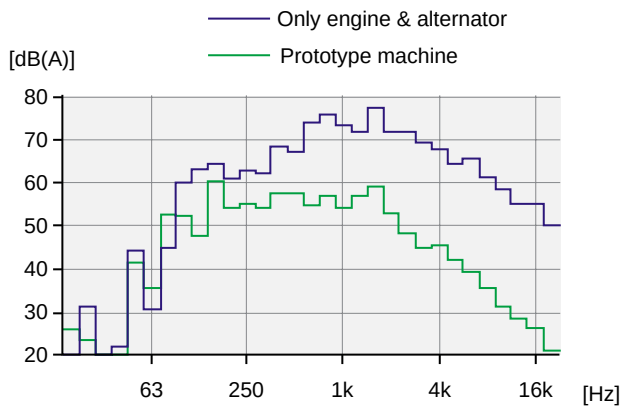


Fig. 9 Frequency analysis result

3.3. 冷却風量

3.3.1. 必要冷却風量の推定

冷却性を成立させるために、この3分割構造が開放型と同等の出力を確保するよう必要な冷却ファンの風量を推定した。

燃料が持つ熱量を Q_k とすると

$$Q_k = Q_p + Q_g + Q_c + Q_w^{(4)} \quad (2)$$

Q_p : 発電機出力

Q_g : 排気ガスの熱量

Q_w : 冷却風を暖める熱量

Q_c : ホットゾーンのからの発熱

ここで、

$$Q_k = H \times F_c \quad (3)$$

$$Q_g = \Delta T_g \times \rho(T) \times C(T) \times V \times N \times \eta_v \quad (4)$$

$$Q_w = W \times \rho(T) \times C(T) \times \Delta T_1 \quad (5)$$

H : 燃料の低位発熱量

F_c : 供試エンジンの燃料消費率

ΔT_g : 供試マフラのクールゾーンの温度からの排気温度上昇値

ρ : 空気密度

C : 空気の比熱

V : 供試エンジンの排気量

N : エンジン回転数

W : 冷却ファンの風量

ΔT_1 : 冷却風のクールゾーンの温度からの温度上昇値

η_v : じゅうてん効率

エンジンから放出される冷却風の温度をホットゾーンにあるワイヤハーネスの耐熱温度より 80°C 以下とし、外気温は 40°C とする。

Q_c はホットゾーンから直接実機外に排熱される分と隔壁からクールゾーンに排熱される熱量がある。

$$Q_c = Q_1 + Q_2 \quad (6)$$

Q_1 : ホットゾーンから直接外に排出される熱量

Q_2 : セパレータからクールゾーンに排出される熱量

ホットゾーンの各面にはきょう体表面の温度上昇及びクールゾーンへの熱伝導を防止するため、Table 2 に示すように断熱材をはっている。

Table 2 Heat insulating material

Front / Top / Rear face	With heat insulating material
Bottom surface	With no heat insulating material
Separator	With heat insulating material to one half

ここで、鉄板の熱伝導率を $80(\text{W/mK})$ 、断熱材の熱伝導率を $0.04(\text{W/mK})$ とし、断熱材の面積比率を考慮して、ホットゾーンからクールゾーンに伝わった熱がすべて冷却風に取り込まれると仮定すると、

$$Q_2 = \rho(T) \times C(T) \times W \times \Delta T_2 = 0.50 \times Q_c \quad (7)$$

ΔT_2 : 冷却風取り入れ口の温度上昇値

Fig. 10 に ΔT_2 と冷却風量の関係を示す。開放型のデータより、 $\Delta T_2 = 5^\circ\text{C}$ を目標とすると風量 W は約 $5.5(\text{m}^3/\text{min})$ となる。

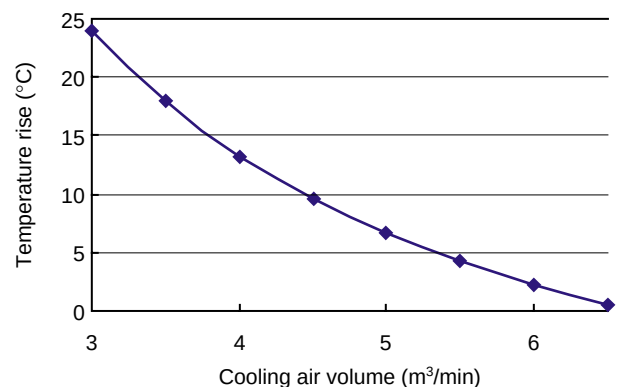


Fig. 10 Relation between temperature rises and cooling air volume

3.3.2. 冷却風量の確認

風量 5.5(m³/min)を試作機で確認した吸気温度測定結果を Table 3 に示す。マフラに近いオルタネータ吸気温度が高いが、その他は開放型に近い。また、冷却能力を評価するため Table 4 で主要部分の温度測定結果を示す。開放型に対し高めではあるがすべて要件値内におさまっている。

Table 3 Intake air temperature

Intake air temperature	Open frame type (°C)	Prototype machine (°C)
Air cleaner	43	43
Recoil	43	46
Alternator	42	49

<ambient temperature : 40°C>

Table 4 Main parts temperature

Main parts temperature	Open frame type (°C)	Prototype machine (°C)
Oil	112	115
Plug seat	222	235
Carburetor gas	52	45
Main winding	90	100

<ambient temperature : 40°C>

4. インド国内向け発電機への適用

4.1. インド騒音規制の背景

インドでの発電機用途は、停電時の非常用が大半を占める。順調な経済成長に電力供給が伴わず、国民1人当たりの発電設備容量は日本の約 1/20、都市部の比較では首都デリーは東京の約 1/40 であり、加えて粗悪な送・配電網/設備による約 45%の送電ロスにより停電が全国で慢性的に発生している。このため、発電機ユーザの約 80%を占める個人・商店・小規模オフィスの発電機が停電と同時に一斉に運転を始め、特に都市部ではその騒音と排気ガスが大きな社会問題となってきた。

そこで、インド政府はガソリンとケロシンを燃料とする発電機の騒音と排気ガスエミッションを規制する法律を制定した。

騒音規制の具体的な時期と騒音値を Table 5 に示す。

Table 5 Noise limit for generator

	Phase I	Phase II
Application date	September, 2002	September, 2003
Sound power level (L _{WA})	90 dB(A)	86 dB(A)

4.2. EXK2000(新防音型発電機)への適用

新 3 分割構造を採用した EXK2000 を開発した。開放型並みの冷却能力を維持した上で、騒音値は開放型 EBK2000 の 94.1 dB(A)に対し 82.5 dB(A)と 11.6 dB(A)の低減効果があった。EXK2000 の構造図を Fig. 11 に、外観を Fig. 12、主要諸元を Table 6 に示す。

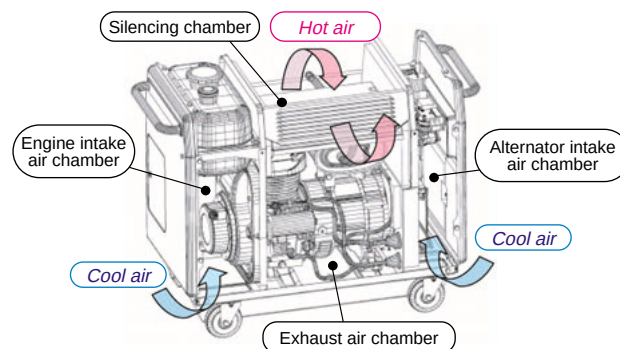


Fig. 11 Configuration of EXK2000



Fig. 12 EXK2000

Table 6 Major specifications

Model		EXK2000
Engine	Type	4-stroke SV
	Displacement (cm ³)	197
	Speed (rpm)	3000
Alternator	Type	Cylindrical type
	AC frequency (Hz)	50
	Max AC output (VA)	1600
	Rated AC output (VA)	1400
Dimensions	DC output	12V-8.3A
	Dimensions L × W × H(mm)	890 × 430 × 685
	Dry weight (kg)	76
	Sound power level [dB (A)]	82.5

5. まとめ

エンジン発電機における騒音低減技術の研究により以下の結果を得た。

- 1) 防音型発電機の新構造である3分割構造を採用し、開放型並みの冷却能力を維持しながら従来の防音型発電機以上の騒音低減が可能なことを証明した。
- 2) EXK2000に適用し、世界一厳しいとされるインド騒音規制 Phase II を世界で初めて認定取得することができた。また、同3分割構造を採用することにより、出力違いの EXK1200 及び EXK2800 もインド騒音規制 Phase II を認定取得した。
- 3) 同構造を採用することにより、開放型発電機と同等の出力を維持して、防音仕様への変更が可能となった。

謝 辞

本研究開発にあたり、御協力を頂いた社内外の関係者の方々に紙面を借りて厚く御礼を申し上げる。

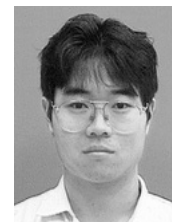
参考文献

- (1) 田中良男, 河内敏文, 伊藤慶太, 中村政史: 軽量, コンパクトな「GENE21 シリーズ」ポータブル発電機の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.2, 1999, p.15-22
- (2) 埼玉県環境防災部 環境政策課: 平成 11 年度埼玉県環境白書, 埼玉, 1999, p.103-114
- (3) 社団法人 日本機械学会: 機械騒音ハンドブック, 東京, 産業図書, 1991, p.29-30
- (4) 北村健三, 大竹一友: 基礎 伝熱工学, 東京, 共立出版, 1991, p.12-29

■ 著 者 ■



福田 徹



丸山 勝巳



竹村 一仁



鈴木 信一