

ガソリンエンジンの排気側バルブシート摩耗量を予測するモデルの構築

Construction of Model to Predict Wear Amount on Exhaust Valve Seats for Gasoline Engines

志波 義勝*
Yoshikatsu SHIWA
佐藤 範行*
Noriyuki SATOU
藤井 健史*
Takeshi FUJII

岸和田 聡*
Satoshi KISHIWADA
石井 啓資*
Keisuke ISHII
鷹木 清介**
Seisuke TAKAKI

吉井 健太*
Kenta YOSHII
橋本 尚*
Hisashi HASHIMOTO
大重 公志**
Hiroshi OSHIGE

要 旨

ガソリンエンジンの排気側バルブシート摩耗量を予測する技術を構築した。単体リグ試験と実機ベンチ試験における摩耗試験により、複数の因子を変数とした予測モデルを作製した。この試験によって制御可能な因子を分類するとともに、得られた摩耗量データから各因子の感度を把握した。また、材質が異なるバルブシートに本モデルを適用し、その汎用性を確認した。本モデルを活用することでシリンダヘッドの設計段階でバルブシート摩耗量を予測し、早期にシリンダヘッドの構造を工夫してバルブシートの耐摩耗性を高めるとともに、開発期間と開発コストを削減できた。

ABSTRACT

A technique has been created to predict the amount of wear on exhaust valve seats for gasoline engines. Through bench and rig wear tests, a prediction model was constructed with multiple factors as variables. Through these tests, the controllable factors were categorized, and sensitivity for each factor was determined from the measured wear data. The model was also applied to valve seats of different materials, confirming its versatility. By using the model to predict the amount of wear on valve seats in the cylinder head design phase, a cylinder head structure was quickly devised to increase valve seat wear resistance, shortening the development period and reducing development cost.

1. まえがき

近年、自動車エンジンに対する高性能化、高出力化、低燃費化などの要求に加え、環境負荷低減に向けたCO₂排出量削減が求められている。こうした要求に応えるべく、Hondaは過給機を用いたダウンサイジングエンジンの開発をおこなってきた⁽¹⁾。過給エンジンは、自然吸気エンジンと比べて燃焼ガスが高温、高圧状態となるため、エンジン性能に多大な影響を与えるバルブシートの摩耗に対して十分な注意が必要である。

バルブシートは圧縮行程で吸排気バルブと密着し、圧縮

された混合気、燃焼行程の燃焼ガスをシールする気密性が求められる。バルブシートが摩耗するとバルブとの密着性が低下し、気密性が低下する。ガソリンエンジンの吸気側バルブシートは、吸気行程の気化潜熱により冷却される。一方、排気側バルブシートは排気行程において高温、高圧の排気ガスにさらされるため、吸気側バルブシートよりも高温となる。そのため、ガソリンエンジンにおいては、吸気側よりも排気側バルブシートの摩耗量が多くなり、吸気側バルブシートよりも注意が必要となる⁽²⁾。排気側バルブシートの摩耗量を低減するには、バルブシート単体の耐摩耗を向上する、もしくはシリンダヘッド構造を工夫して排

* 四輪 R&D センター

** 日本ピストンリング株式会社

気側バルブシートの温度を下げることで求められる。バルブシート単体の耐摩耗性向上は、これまでも新材料開発がおこなわれてきた⁽³⁾⁻⁽⁶⁾。しかしながら、実機エンジンにおけるバルブシートの耐摩耗性は、単体試験で実機エンジン状況を再現できないため、実機ベンチ試験や実走試験による確認が必要である。試験で耐摩耗性が低いと判断されると、シリンダヘッド構造の再設計と試験のやり直しが発生し、開発期間と開発コストの増加につながる。最上流の設計段階でシリンダヘッドの構造を工夫し、バルブシートの耐摩耗性向上を図るためには、各試験での摩耗量を予測する必要がある。しかしながら、各試験のバルブシート摩耗はさまざまな因子によって発生しており、摩耗に対する因子感度が把握されておらず、摩耗量を予測する数式モデルが構築されていないことから、バルブシートの摩耗量を予測することができていなかった。

本研究では、各試験のバルブシート摩耗に対する因子感度を把握し、ガソリンエンジンの排気側バルブシート摩耗量を予測するモデルを構築したので報告する。

2. 本研究のねらいとモデル構築

本研究は、ガソリンエンジンの実機ベンチ試験や実走試験における排気側バルブシート摩耗量を予測するモデルを作製することをねらいとした。モデルは、バルブシート摩耗試験をおこない、試験で得られた摩耗量データから応答曲面法を用いて作製した。応答曲面法は、試験データを用いて目的変数の最適解を求める数学・統計的モデル構築手法の一つであり、限られた試験データからモデル構築するのに適している。バルブシート摩耗を発生させる複数の因子を多変数としてモデルに入力し、バルブシート摩耗量を予測する。モデルは、以下の段階を踏んで作製した。

(段階1) バルブシート摩耗の因子抽出と試験分類

(段階2) 空燃比, バルブシート面圧, バルブシート温度のモデル構築

(段階3) バルブシート変形量のモデル反映

(段階4) 燃焼ガス圧力と温度のモデル反映

(段階5) モデルの精度検証と汎用性検討

3. バルブシート摩耗の因子抽出と試験分類

Fig. 1 にバルブシート摩耗の要因と因子の系統図を示す。実機エンジンのバルブシート摩耗は、バルブとバルブシートの間で発生する摩擦力と相対滑りの2大要因で発生する。バルブが閉じる際、バルブはバルブスプリングにより衝撃をとまってバルブシートに着座する。その後、燃焼ガスの圧力でバルブがバルブシートに押しつけられることで摩擦力が発生し、バルブフェース面が微小に滑る。同時に、燃焼ガスの温度と圧力によりバルブシートは変形するため、バ

ルブと不均一に接触し、不均一な摩擦力が発生する。さらに、空燃比の変化による燃焼生成物の付着、バルブシート温度の変化による摩擦係数や耐凝着性変化など、同時にさまざまな現象が発生する⁽³⁾。以下に抽出した因子を示す。

(因子1) 空燃比

(因子2) バルブシート面圧

(因子3) バルブシート温度

(因子4) バルブシート変形量

(因子5) 燃焼ガス圧力

(因子6) 燃焼ガス温度

抽出した因子に基づき、単体リグ試験で空燃比, バルブシート面圧, バルブシート温度, バルブシート変形量, 実機ベンチ試験で燃焼ガス圧力, 燃焼ガス温度を制御し、バルブシート摩耗量の取得とモデルの構築を進めた。

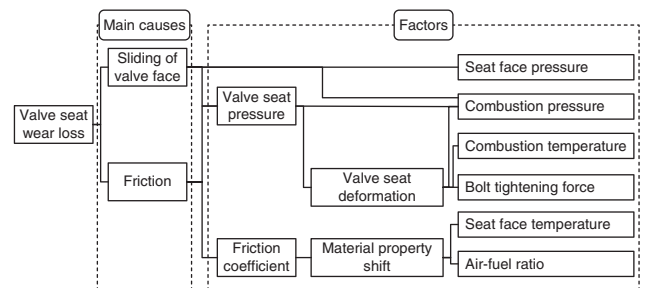


Fig. 1 Factor system diagram

4. 空燃比, バルブシート面圧, バルブシート温度のモデル構築

4.1. 単体リグ試験機概要

試験に用いた単体リグ試験機を Fig. 2 に示す。実機ベンチ試験の実機エンジンに近づけるため、実機エンジンのバルブ, Cr-Mo-Co 系硬質粒子からなる鉄系焼結合金の実機エンジンバルブシート, 実機エンジンのシリンダヘッド材料で製作したセッティングプレート構成部品として用いた。

試験条件の調整は、カム機構でバルブのリフト量を調整し、バルブ着座時のバルブシート面圧を調整した。空燃比は、バーナに供給する LP ガスと空気の混合比で調整した。また、バルブシート温度はバーナの高さを変えることで調整した。

4.2. 因子感度の把握

実機ベンチ試験の運転条件範囲で試験をおこない、バルブシート摩耗量を取得した。Table 1 に試験条件である L18 直交表を示す。Fig. 3 に L18 試験結果から得られた要因効果図を示す。要因効果図より、バルブシート温度の感度が最も高いことが把握できた。一方、空燃比の感度はバルブシート面圧と同じ感度になることが把握できた。

Table 1 L18 orthogonal table

No.	Air-fuel ratio [-]	Seat face pressure [MPa]	Seat face temperature [deg C]	Cam rotation speed [r/min]	Valve rotation speed [r/min]	Test duration time [hour]
1	11.9	12.1	240	3000	20	6
2	11.9	10.1	240			
3	10.7	12.1	280			
4	10.7	10.1	280			
5	13.1	8.1	200			
6	13.1	8.1	280			
7	14.3	10.1	200			
8	14.3	8.1	200			
9	14.3	12.1	240			
10	13.1	12.1	240			
11	11.9	8.1	280			
12	11.9	12.1	320			
13	13.1	10.1	200			
14	13.1	10.1	280			
15	14.3	10.1	240			
16	14.3	12.1	320			
17	14.3	12.1	200			
18	10.7	12.1	200			

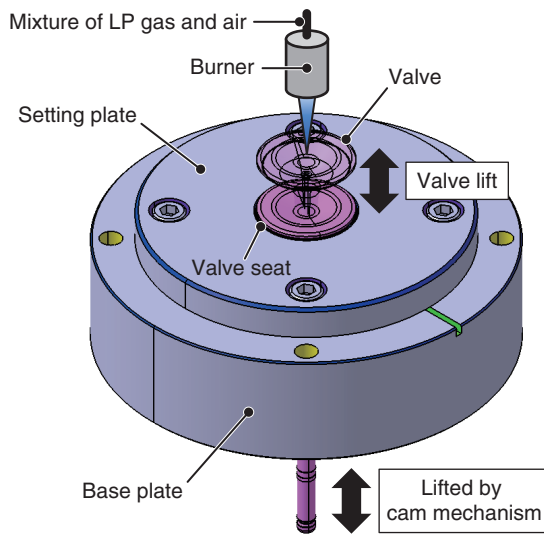


Fig. 2 Valve seat testing machine

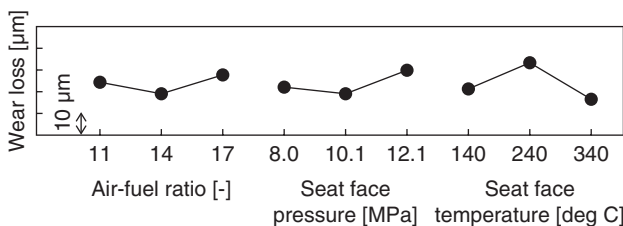


Fig. 3 Factorial effects on L18 test

4.3. モデルの構築

L18 試験のバルブシート摩耗測定結果を用いて、バルブシート面圧、空燃比、バルブシート温度を入力パラメータとするモデルを構築した。

応答曲面法としては、多項式モデルに比べて設計空間全体にわたる目的関数分布の適合性に優れている RBF ネットワークを用いた⁽⁷⁾。RBF ネットワークは、目的関数分布を基底関数の足し合わせとして近似する手法である。RBF ネットワークは目的関数 $f(x)$ を測定点 i からの距離 $\|x - x_i\|$ 、動径基底関数 $\phi(r)$ 、係数 a_i 、スケーリングパラメータ c を用いて式 (1) で近似する。

$$f(x) = \sum_{i=1}^N a_i \phi\left(\frac{\|x - x_i\|}{c}\right) \quad (1)$$

基底関数として、式 (2) で示す Hardy の Multi-Quadrics を用いた。

$$\phi(r) = (1 + r^2)^{1/2} \quad (2)$$

モデルの作成は、株式会社 IDAJ の最適化支援ツールである modeFRONTIER[®] を活用した。バルブシート摩耗量 W_0 は式 (3) で示すモデルで表現できる。

$$W_0 = f(AF, P_s, T_s) \quad (3)$$

式 (3) の各入力パラメータは、 AF : Air-fuel ratio, P_s : Seat face pressure, T_s : Seat face temperature を意味する。

4.4. モデルの予測精度検証

構築したモデルの予測精度を検証した。精度検証は、単体リグ試験条件の空燃比、バルブシート面圧、バルブシート温度をモデルに入力し、バルブシート摩耗予測量と試験結果のバルブシート摩耗量を比較することで検証した。Fig. 4 に比較結果を示す。構築したモデルは $R^2 = 1.00$ と精度良く試験結果のバルブシート摩耗量を予測できた。

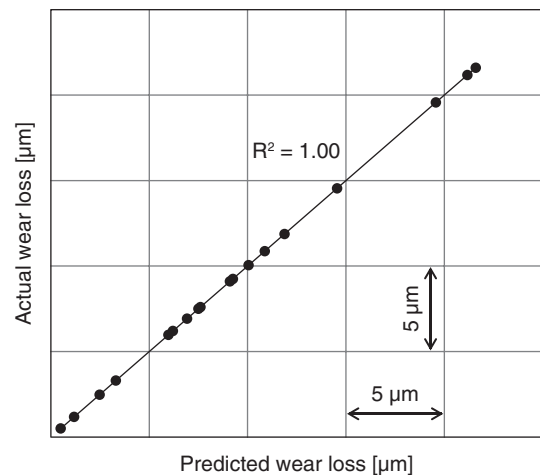


Fig. 4 Comparison between predicted wear loss and actual wear loss

5. バルブシート変形量のモデル反映

5.1. 試験機概要とバルブシート変形量測定方法

試験機は Fig. 2 で示した物と同じである。バルブシートの変形方法を示した図を Fig. 5 に示す。バルブシートの変形は、シムプレートをセッティングプレートとベースプレートの上に挟み込み、セッティングプレートを強制的に変形させることで実機エンジン相当の変形を再現した。試験開始前に三次元測定機でバルブシートを測定し、実機エンジン相当の変形状態になっていることを確認した。Table 2 に測定に用いた三次元測定機の仕様を示し、Fig. 6 に測定風景を示す。測定は以下に示す手順でおこなった。

(手順1) セッティングプレートにバルブシートを圧入

(手順2) バルブとの接触面を加工

(手順3) 加工後の接触面を測定

(手順4) シムプレートを挟みプレートを締結

(手順5) 締結後の接触面を測定

これらの手順に基づき測定した(手順3)加工後の測定データと(手順5)締結後の測定データを重ね合わせ、両データを比較することでバルブシートの変形量を算出した。Fig. 7 に算出例を示す。比較はバルブリフト軸方向をおこない、締結後の測定面がバルブリフト方向に変移している際はプラス、逆方向はマイナスとした。

Fig. 8 に本試験で再現したバルブシート変形の三次元測定結果とCAEで計算した実機エンジンのバルブシート変形結果を示す。CAEは常温でシリンダヘッドを締結し、計算した結果である。CAEのバルブシート変形振幅と周期に対し、三次元測定結果は同等の結果を示しており、本手法で実機エンジン相当のバルブシート変形が再現できた。以後、バルブシートの変形振幅をバルブシート変形量として取り扱う。

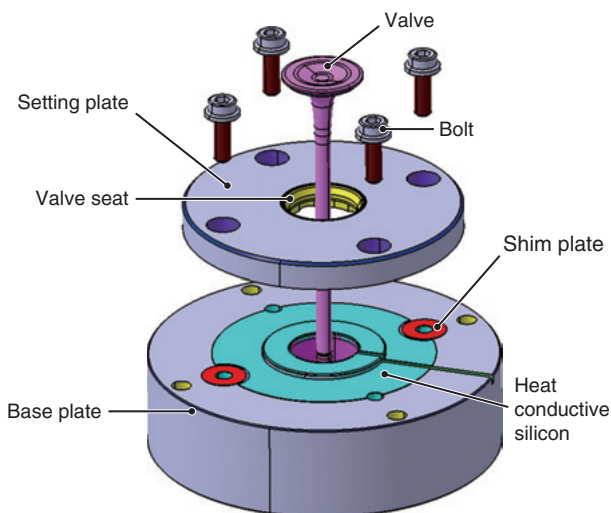


Fig. 5 Methodology of valve seat face deformation

Table 2 Measuring machine specifications

Manufacturer		TOKYO SEIMITSU ACCRETECH
Product name		SVA Fusion
Accuracy	MPE _E	1.9 + 4 L/1000 μm
	MPE _p	1.9 μm
	MPE _{THP}	2.8 μm

5.2. 試験条件と感度把握

試験は空燃比、バルブシート面圧、バルブシート温度を一定とし、バルブシートを変形させた状態と変形させてい

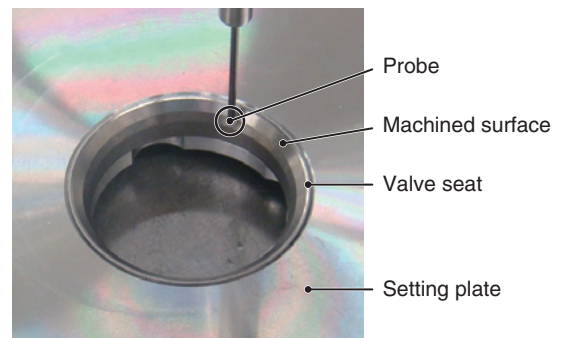


Fig. 6 Appearance of measured valve seat

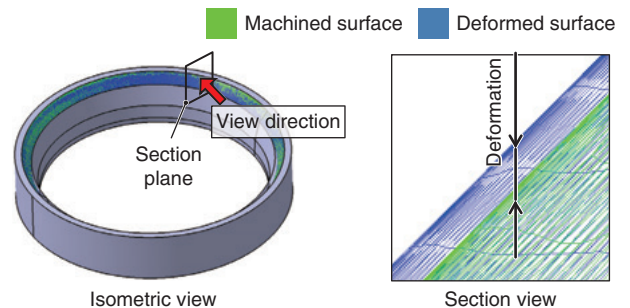


Fig. 7 Calculations for valve seat face deformation

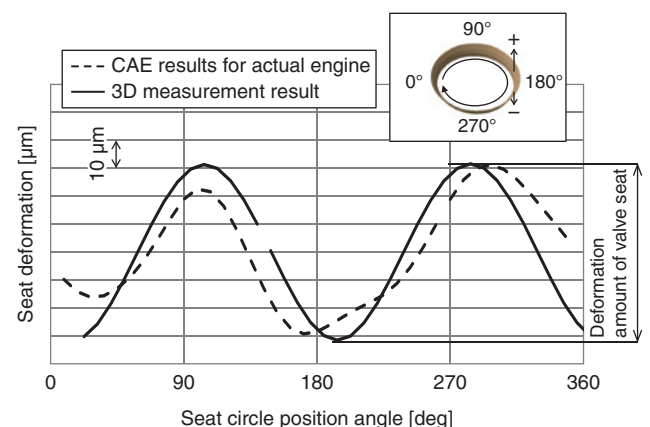


Fig. 8 Valve seat face deformation

ない状態で摩耗量を測定した。Fig. 9 に測定結果を示す。同条件でバルブシートを変形させることにより摩耗量は増加し、摩耗に対して感度があることを把握した。

5.3. モデル反映

バルブシート変形量をモデルに反映する。空燃比、バルブシート面圧、バルブシート温度を入力し、摩耗量を予測した予測摩耗量 W_0 、バルブシートの変形量 $\Delta\varepsilon$ 、係数 B から、本試験の摩耗量 W_ε を予測する式 (4) を求めた。

$$W_\varepsilon = (B * \Delta\varepsilon + 1) W_0 \quad (4)$$

式 (4) により、空燃比、バルブシート面圧、バルブシート温度、バルブシート変形量を入力パラメータとして摩耗量を予測するモデルを構築した。

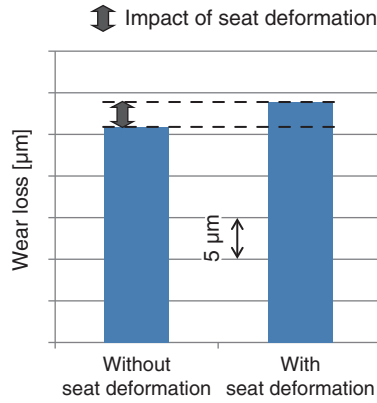


Fig. 9 Impact of seat wear loss on seat deformation

6. 燃焼ガス圧力と温度のモデル反映

6.1. 実機ベンチ試験条件と摩耗量計測

Table 3 に本試験で用いたエンジン諸元を示す。バルブシート摩耗量は放射線摩耗計測を用いて計測した。放射線摩耗計測は計測対象のバルブシートを事前に放射化し、バルブシートが発する放射線量からバルブシート摩耗量を計測する方法である⁽⁸⁾。Fig. 10 に放射線計測機概要を示し、Table 4 に試験運転条件を示す。

6.2. 試験結果と応答曲面モデル反映

Fig. 11 に燃焼ガスの圧力変化に伴うバルブシート摩耗率変化を示す。摩耗率は燃焼ガスの圧力上昇に伴い増加している。また、燃焼ガスの圧力上昇に伴い、燃焼ガスの温度も上昇する。この摩耗率増加は、燃焼ガスの圧力と温度の増加に伴うバルブの微小滑りが起因していると定義した。

本定義に基づき、燃焼ガス圧力と温度からバルブの微小滑りに伴うバルブシート面圧を CAE より算出し、燃焼ガス圧力と温度の代わりとしてモデルに反映する。バルブ

Table 3 Engine specifications

Type of engine		L4 DOHC i-VTEC Turbo
Bore × Stroke (mm)		86.0 × 85.9
Displacement (cm ³)		1996
Compression ratio		9.8
Number of valves	Intake	2
	Exhaust	2
Valve head dia./ Stem dia. (mm)	Intake	35.0/34.5
	Exhaust	29.0/28.5
Valve seat width (mm)		1.6
Valve seat base hard particles		Cr-Mo-Co hard particles
Maximum power (kW/rpm)		228/6500
Maximum torque (Nm/rpm)		400/2500-4000
Fuel type		Petrol

Table 4 Engine bench test conditions

No.	Engine speed [r/min]	Intake air pressure [hPa]	Engine power [kW]	Test duration time [hour]
1	2750	750	27	116.3
2	4500	2300	169	8.0
3	5700	1175	115	30.5
4	5700	1480	145	65.0
5	5700	1950	182	6.5
6	6500	1480	126	20.0

シート変形を考慮したモデルのバルブシート予測摩耗量 W_ε とバルブ微小滑りに伴うバルブシート面圧 P_v 、係数 D 、 E から、本試験の摩耗量 W_{total} を予測する式 (5) を求めた。

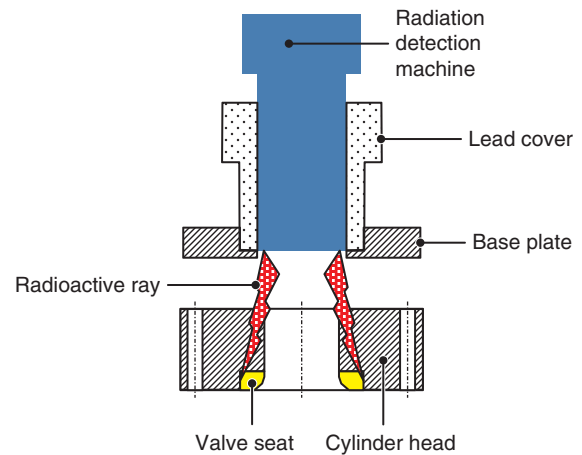


Fig. 10 Wear loss measured with radioactive rays

$$W_{total} = D \cdot \exp(E \cdot P_v) \cdot W_e \quad (5)$$

式(5)により、空燃比、バルブシート面圧、バルブシート温度、バルブシート変形量、バルブの微小滑りによるバルブシート面圧を入力し、実機ベンチ試験時の燃焼ガス圧力と温度を考慮したモデルを構築した。

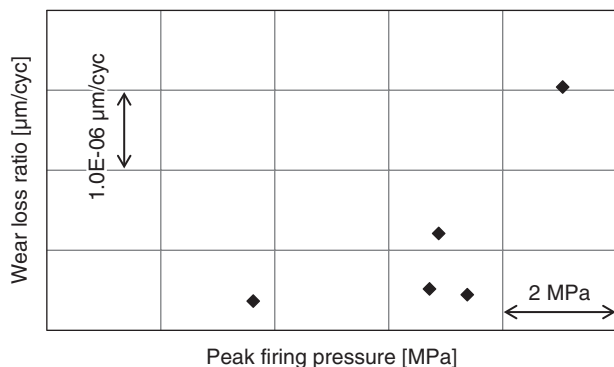


Fig. 11 Wear loss ratio and combustion pressure

7. モデルの精度検証と汎用性検討

7.1. モデルの精度検証

Fig. 12 に実機ベンチ試験、実走耐久試験のバルブシート摩耗量をモデルで予測した結果を示す。モデルは $R^2 = 0.9105$ と精度良く実機ベンチ試験、実走耐久試験のバルブシート摩耗量を予測できた。

7.2. モデルの汎用性検討

バルブシート材が異なる場合のモデル適用を踏まえた汎用性を検討する。検討する材料は、Cr-Co-Fe-Ni 系硬質粒子からなる鉄系焼結合金のバルブシート材であり、前述で検討した Cr-Mo-Co 系硬質粒子からなる鉄系焼結合金のバルブシート材と異なる。以下に示す手順に従い、バルブシート材が異なる場合のモデル適用と汎用性を検討した。

(手順1) 4.1. 節と同様に実機エンジンのバルブ、バルブシートを用いて単体リグ試験機を構築

(手順2) (手順1)の単体リグ試験にて、4.2. 節の Table 1 で示した L18 直交表試験条件から 1 試験条件を選択し、バルブシート摩耗量を取得

(手順3) (手順2)で選択した試験条件で、4.2. 節で取得したバルブシート摩耗量と(手順2)で取得したバルブシート摩耗量を比較し、モデルの摩耗補正値を算出

(手順4) (手順3)で算出した摩耗補正値でモデルを補正
これらの手順に基づき補正したモデルを活用し、バルブシート材が異なる実機ベンチ試験のバルブシート摩耗量を

予測した。Fig. 13 に予測結果を示す。予測結果は実機ベンチ試験のバルブシート摩耗量を精度良く予測できており、モデルの汎用性は高いといえる。

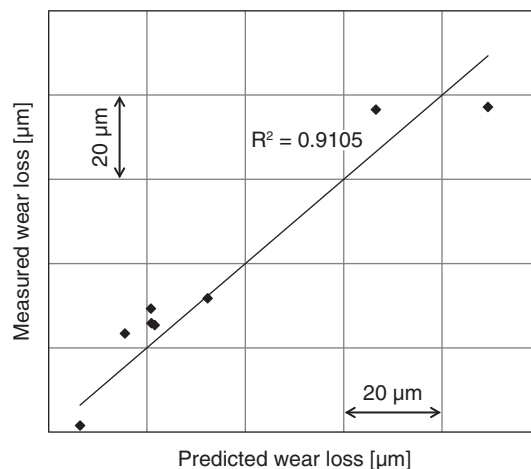


Fig. 12 Wear loss predicted with response surface model and actual road tests

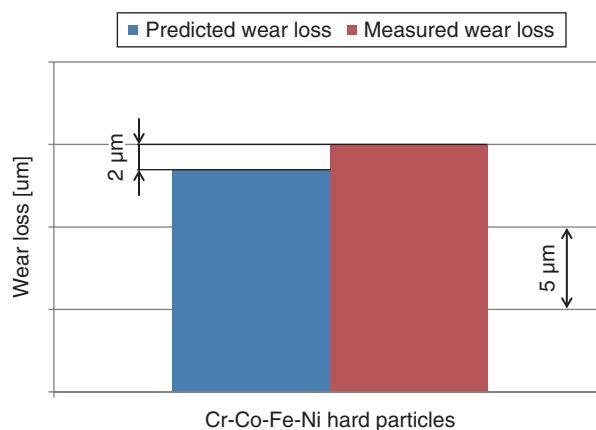


Fig. 13 Predicted results for engine with different materials

8. まとめ

本研究を通じて以下の知見が得られ、ガソリンエンジンの排気側バルブシート摩耗量を予測するモデルを構築することができた。これにより、エンジン開発最上流の設計段階で各試験の摩耗量を予測しつつシリンダヘッドの構造を工夫し、バルブシートの耐摩耗性向上を図ることで、再設計と試験のやり直しを減らし、開発期間と開発コストを削減できた。

- (1) 摩耗に対する因子感度を把握することにより、シート表面温度の感度が最も高く、留意すべき因子であることがわかった。
- (2) バルブシート変形は摩耗に対して感度があることが把握できた。

- (3) 実機ベンチ試験のバルブシート摩耗量を放射線摩耗計測手法で計測し、燃焼ガスの圧力上昇に伴って摩耗率が増加することが把握できた。
- (4) バルブシート材が異なる場合のバルブシート摩耗量も予測でき、汎用性が高いモデルが構築できた。

参考文献

- (1) 中野弘二, 和田裕介, 城野実考, 成廣繁: 新型直列4気筒ガソリン直噴過給ダウンサイジングエンジン, Honda R&D Technical Review, Vol. 28, No. 1, p. 133-139
- (2) 佐藤克明, 緑川輝明, 山崎安弘, 高橋輝夫: ガス燃料エンジン用バルブシート材の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol. 11, No. 1, p. 149-156
- (3) 桶谷裕之, 坪田隆志, 石田正雄: 低コストエンジン排気バルブシート材の開発, Honda R&D Technical Review, Vol. 17, No. 1, p. 130-137
- (4) 河田英昭, 藤塚裕樹: Co, Pb フリー排気バルブシート材, 日立化成テクニカルレポート, 第44号, p. 31-34, (2005)
- (5) 大谷剛生, 矢畑昇, 藤本章, 江平淳: エンジン用バルブ・バルブシート材の高温衝撃摩耗特性 (マルテンサイト系耐熱鋼 SUH3 と鉄系焼結材との平面衝突の場合), 日本機械学会論文集 (C 編), 60 巻 576 号, p. 333-339, (1994)
- (6) 大谷剛生, 矢畑昇, 波多野裕輝, 眞木邦雄: エンジン用バルブ・バルブシート材の高温衝撃摩耗特性 (第2報, オーステナイト系耐熱鋼 SUH36 と二つの鉄系焼結材との平面・斜面衝突), 日本機械学会論文集 (C 編), 62 巻 598 号, p. 265-272, (1996)
- (7) 北山哲士, 酒井忍, 荒川雅生, 山崎光悦: RBF ネットワークによる逐次近似最適化 (離散変数問題への適用), 日本機械学会論文集 (C 編), 78 巻 787 号, p. 177-190, (2012)
- (8) 上本龍二, 鶴野浩行, 永野章, 大西哲也, 亀田大輔, 福田直樹, 柳澤善行, 吉田敦, 久保敏幸, 神原正: RI ビームの連続摩耗測定法への適用, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 30-11, p. 9-11, (2011)

■著 者■



志波 義勝



岸和田 聡



吉井 健太



佐藤 範行



石井 啓資



橋本 尚



藤井 健史



鷹木 清介



大重 公志