

ダイカスト金型の引張残留応力低減のための低周波加振装置の開発 種 健・穴原 大将*・青嶋 健太**・黒瀬 雅詞***

Development of Vibration-Testing Machine with a Low-Frequency for Reduction of Tensile Residual Stress of Die-casting Die

Takeshi TANE, Hiromasa ANAHARA, Kenta AOSHIMA and Masashi KUROSE

Abstract

To save the weight of product and to reduce the manufacturing cost, a difficult requirement has been always applied to the die casting technology. Usually, several defects such as heat check and cracking occur in the die-casting die due to the heating-cooling cycle. Therefore, heat treatment or surface treatment for preventing these defections are carried out. However, since these methods require high amounts of initial cost, the development of a new method, which can reduce the tensile residual stress of the die, is desired. As one of them, there is a reduction method by a mechanical vibration with a low-frequency (not greater than 100 Hz), and this method was focused on in this research. In the ultimate, the mechanism of tensile residual stress reduction due to machinery vibration will be clarified analytically and experimentally, however, this paper reports about the development of the vibration testing machine with a 3D-CAD. Then, the vibration characteristics of the actually manufactured vibrator base are compared with several results by FEA, such as eigenvalue analysis, frequency response analysis.

Keywords : Vibration-Testing Machine, Oscillation Property, Eigenvalue, Frequency Response, Elastic Suspension

1. 緒言

鑄造機械の高圧・高サイクル化や製品の軽量・低コスト化など、技術的・経済的な要因を背景に、近年、ダイカスト鑄造技術に求められる要求は益々厳しくなっている⁽¹⁾。

鑄造品を高精度、かつ、安定的に大量生産するためには、ダイカスト金型へのヒートチェックや割れなど、加熱-冷却サイクルによる欠陥の発生を適切なメンテナンスによって未然に防ぎ、金型の品質を安定化し長寿命化を図ることが必要不可欠である。

この金型の品質安定化において考慮すべき熱疲労メカニズムの発生要因の1つに、先のサイクルのうちの冷却プロセスにおける引張残留応力の誘発、ならびに、割れの発生がある。これを防ぐために、熱処理や表面処理による金型の品質安定化が報告されているほか、高周波振動を利用した溶接部残留応力の除去⁽²⁾など、新技術の開発も進んでいる。

また、溶接時の引張残留応力については、低周波振動（数10 Hz程度）による低減が効果的であるとの報告がある⁽³⁾。しかしながら、金型に発生する引張残留応力をこのような方法で低減させようとする試みは見られない。

超音波を用いた先の高周波振動によるものと比べ、金型の広範囲を機械的に低周波加振し、金型内部の引張残留応力を低減することができれば、初期コストを掛けることなく、金型の品質安定化を図ることができる。

そこで本論文では、ダイカスト金型に対する低周波加振試験の実施に先立ち、3次元有限要素法による固有値解析や周波数応答解析^{(4),(5)}を通じて加振台の開発を行ったことから、その結果を報告するものである。

今後は、製作した加振台を用いて金型を加振することにより、加振時の振幅、周波数などの加振条件と引張残留応力の低

減特性との関係を調べ、最適な施工条件について検討する。そして、素材の違い、形状・寸法などによる緩和特性の差異についても評価を試みる。

2. 開発の条件

図1に示すテクノコート株式会社製の振動式応力除去装置【パイプロダイン】を用いて、引張応力が残留する金型の広範囲を機械的に低周波（ $f=0\sim 100\text{Hz}$ ）で加振する装置の開発を行う。

また、加振モータの外形図を図2に、3次元有限要素法による検討を行うために必要な主要寸法を表1に示す。図1と図2でモ



図1 パイプロダイン

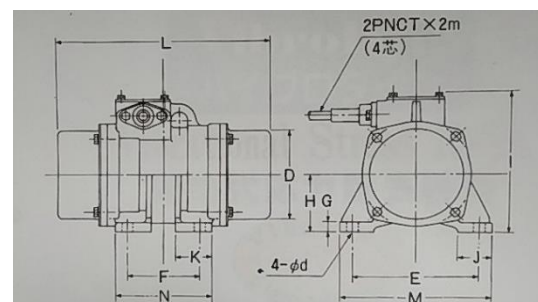


図2 加振モータ外形図

* 群馬工業高等専門学校専攻科
生産システム工学専攻学生

** テクノコート株式会社

*** 群馬工業高等専門学校機械工学科

表1 加振モータの主要寸法 (単位: mm)

型式	<i>E</i>	<i>F</i>	<i>J</i>	<i>K</i>	<i>M</i>	<i>N</i>	<i>m</i> [*]
VM-200	130	80	37	40	160	110	9.5
VM-350	150	90	40	45	180	120	14
VM-600	190	110	60	55	230	150	22

**m*は加振モータ質量 (単位: kg)

一タの形状が異なるのは、図1が旧式、図2が新式であることによる。

加振装置のイメージを図3に示す。加振装置は、正方形の天板 (一辺*a*, 厚さ*t*) の4隅に脚 (直径 ϕ , 長さ*l*の丸棒) を取り付け、脚の根元を錘に固定し反力をとる。

加振モータ (質量*m*) は、図3の取り付け穴4箇所にて六角ボルトを通し、平座金、ばね座金および六角ナットで天板に固定する。そして、取り付け穴1箇所につき、これを取り囲む長方形領域 (図2の幅*K*および奥行*J*) において、天板の板厚方向に加振する。

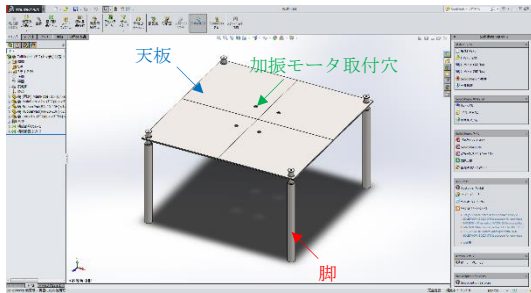


図3 加振装置のイメージ図

加振装置への要求性能として、加振による破壊、破損を防止する以外に、以下を考慮する。

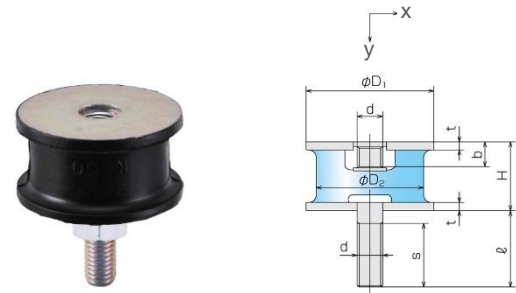
- ① 加振装置の天板板厚方向の曲げ振動モードの固有振動数をモータの加振周波数範囲 ($f=0 \sim 100$ Hz) に設定し、共振現象を利用して加振する。
- ② 鉛直方向に大きく振動させるため、天板と脚の間に防振ゴムを取り付け、建物への振動伝播を防ぐ。
- ③ 実験の効率化を図るため、金型は天板の上面、加振モータは下面に設置する。

3. 3次元有限要素解析

鉛直方向に大きく振動させ、金型の引張残留応力の低減を促すとともに、周辺建物への振動の伝播を防ぐことを目的として、天板と脚の間には図4に示す倉敷化工株式会社製の丸型防振ゴムRA-20を取り付ける。表2には、この防振ゴムの標準寸法ならびに機械的性質を示す。

加振装置の支持条件は、振動特性に及ぼす影響が大きいため、防振ゴムによる弾性支持の影響を考慮した特性評価を行う。解析には、3次元 CAD 設計ソフトウェア SOLIDWORKS 2014のSimulationを使用した。防振ゴムによる天板の支持は、本ソフト内蔵の【弾性支持】の機能を利用し再現できる。

しかしながら、この【弾性支持】機能は、固有値解析において利用できる反面、実際の振幅、速度、加速度および応力等を推定する調和解析 (周波数応答解析) などには適用できない。



(a) 写真

(b) 寸法

図4 丸型防振ゴムRAタイプ

表2 RA-20の標準寸法および機械的性質

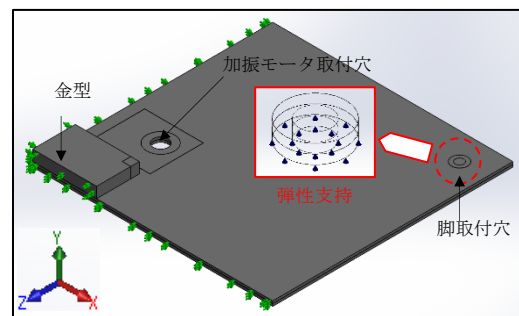
標準寸法 (mm)				許容荷重 (N)		ばね定数 (N/mm)	
<i>D</i> ₁	<i>D</i> ₂	<i>H</i>	<i>t</i>	<i>N</i> _x	<i>N</i> _y	<i>k</i> _x	<i>k</i> _y
20	15	15	2	69	280	32.4	180

そこで、これらの線形動解析において、【弾性支持】を考慮する方法を検討した。

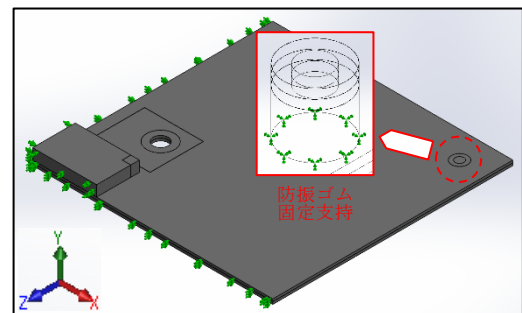
3.1 防振ゴムによる弾性支持が加振装置の振動特性 (固有振動数, 質量寄与率) に及ぼす影響

図5(a), (b)に、固有値解析のモデル図を示す。問題の対称性を考慮し、双方とも図3の脚を無視した1/4モデルによって解析する。これらの図において、黄緑色の矢印は対称条件 (矢印方向変位0) を表している。

図5(a)の赤丸破線で囲まれた部分が防振ゴムによる弾性支



(a) 等価線形ばねモデル (弾性支持機能)



(b) 詳細ソリッドモデル (防振ゴム支持)

図5 固有値解析モデル

持部に相当し、表2の直径 D_2 の範囲に対し、ばね定数 k_x および k_y を課すことで、弾性支持の境界条件を設定した(以下、等価線形ばねモデルと呼ぶ)。

一方、図5(b)は調和解析などの線形動解析における応答を観察するため、図5(a)の代替モデルとして、弾性支持部に丸型防振ゴムRA-20を直径 D_2 、高さ $H - 2t$ の円柱でモデル化して取り付け、その底面に対し、3方向の固定支持を与えたものとなっている(以下、詳細ソリッドモデルと呼ぶ)。

防振ゴムは、 $x-z$ 平面内において等方性を示す横等方性弾性材料として、次式によって等価縦弾性係数を求め、解析に考慮した。

$$\left. \begin{aligned} E_x (= E_z) &= \frac{\pi k_x}{2(H - 2t)} = 4.63 \text{ MPa} \\ E_y &= \frac{4(H - 2t)k_y}{\pi D_2^2} = 11.2 \text{ MPa} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

天板の幅方向および奥行方向の縦弾性係数 E_x については、材料力学における可変断面棒の解⁹⁾から求めた。また、防振ゴムのポアソン比および横弾性係数は、弾性支持の条件より0とした。加振モータの質量 $m = 14.0 \text{ kg}$ は、図5あるいは図6の左下にあるモータ取り付け穴周辺に円筒領域を設け、この部分の材料密度を大きくして考慮した。

また、事前に行った4辺単純支持正方形板の理論解との比較により、解析モデルは3.5 mm長さの要素に分割した。1/4モデルに簡略化する前の、全体モデルにおける天板、金型の寸法および解析に用いる加振モータは次のとおりである。

表3 防振ゴムによる弾性支持が加振台の振動特性に及ぼす影響

(a) 固有振動数

モード n	固有振動数 f_n (Hz)		
	等価線形ばねモデル	詳細ソリッドモデル	固定モデル
1	17.33	17.33 (0.012)	36.26
2	130.7	130.8 (0.046)	201.5
3	141.2	141.1 (0.064)	270.0
4	347.7	347.4 (0.086)	634.3
5	602.1	602.2 (0.005)	697.6

(b) 天板板厚方向の質量寄与率

モード n	質量寄与率 α_n (%)		
	等価線形ばねモデル	詳細ソリッドモデル	固定モデル
1	96.40	96.38 (0.020)	92.86
2	0.139	0.140 (0.072)	0.003
3	3.112	3.118 (0.164)	3.659
4	0.306	0.309 (0.692)	0.019
5	0.005	0.005 (2.153)	0.561

天板 450W×450D×4.5H
金型 80W×120D×10H
加振モータ VM-350

弾性支持の中心点間距離は $L = 400 \text{ mm}$ としている。

表3に、固有値解析によって求めたモード次数 $n = 5$ までの固有振動数 f_n および天板板厚方向の質量寄与率 α_n を示す。表3において、最も右側の欄の固定モデルとは、図5(a)の等価線形ばねモデルに代わり、3方向の変位を拘束した場合(防振ゴムを用いない場合)に相当する。

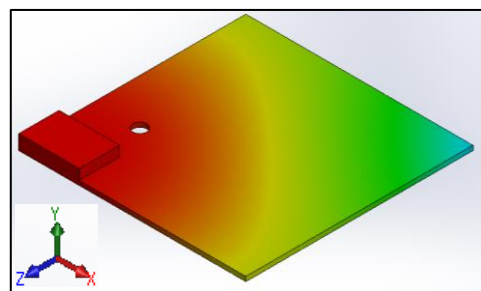
表3(a)から、等価線形ばねモデルの固有振動数は、固定モデルの48 ~ 86 %に低減されることが分かった。一般に、拘束の程度が下がるほど、固有振動数が小さくなるため、妥当な結果と考えられる。

続いて表3(b)の質量寄与率について考察する。一般に、表3(b)のモード $n = 1$ のように、特定方向の質量寄与率が80 %を超える場合には、解析結果の有効性が認められている。 $n = 1$ の場合、等価線形ばねモデルの質量寄与率が固定モデルよりも大きく、加振装置および金型を大きく加振できることを示唆している。

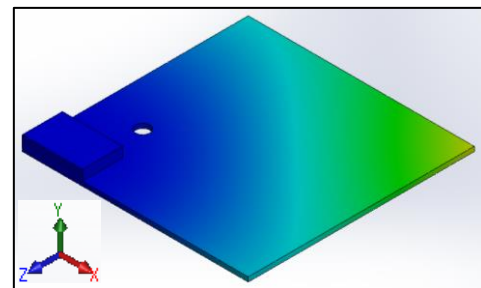
つぎに、図5(a)の等価線形ばねモデルと図5(b)の詳細ソリッドモデルの結果を比較する。詳細ソリッドモデルの欄の括弧内の数字は、等価線形ばねモデルの数値を基準とした誤差を表し、モード $n = 5$ の質量寄与率を除き、1 %未満の誤差で一致していることが分かった。

図6は、表3の振動モード $n = 1$ における天板板厚方向(y軸方向)の正規化した変位 u_y の分布図(モード形状)で、(a)が等価線形ばねモデル、(b)が詳細ソリッドモデルの結果を示す。

分布図の色彩が異なるのは、図6(a)が上向きに、図6(b)が下向きに変位した時を表しているためであって、等価な図が得られた。モード形状は共振時の変形を模式的に表すもので、実際の変位がいくらかは不明であるが、正規化した値が等しいことが確認できた。



(a) 等価線形ばねモデル



(b) 詳細ソリッドモデル

図6 正規化された変位 u_y の分布

以上より、等価線形ばねモデルの振動特性は、詳細ソリッドモデルによって精度よく再現できたと考えられる。

以下では、詳細ソリッドモデルにより、等価線形ばねモデルを考慮した調和解析（周波数応答解析）を行い、周波数応答特性について検討した。

3.2 弾性支持を考慮した調和解析

線形動解析の調和解析機能により、低周波加振装置の周波数応答を調べた。詳細ソリッドモデルにより、弾性支持を考慮した解析モデルを図7に示す。

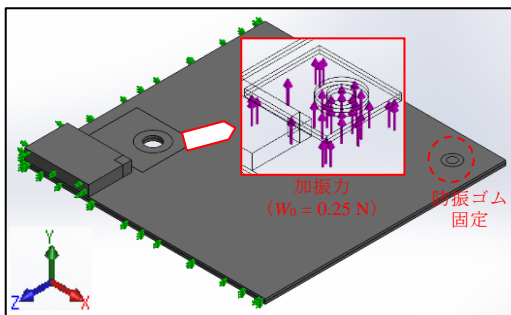


図7 調和解析モデル

紫色の矢印は、加振モータVM-350による鉛直方向の加振力であり、時刻 t において、加振力の振幅 W_0 、角振動数 $\omega (=2\pi f$, f は加振周波数)、位相角 ϕ の正弦波形式を取る。

$$W = W_0 \sin(\omega t + \phi). \quad (2)$$

本研究では、 $W_0 = 0.25 \text{ kN}$ （フルモデルベース 1.00 kN の加振力）および $\phi = 0$ とした。実際の応答は、作用加振力を測定しさえすれば、単位加振力あたりの応答から得ることができるため、今後、加振力の測定を行う。

作用領域は、表1の幅 K および奥行 J の範囲（ $\phi d12$ の断面欠損考慮）である。また、その他の解析条件は、加振周波数範囲 $f = 0 \sim 200 \text{ Hz}$ 、モーダル減衰比 $\zeta = 0.05$ であるが、今後、加振装置の減衰比の評価も必要である。

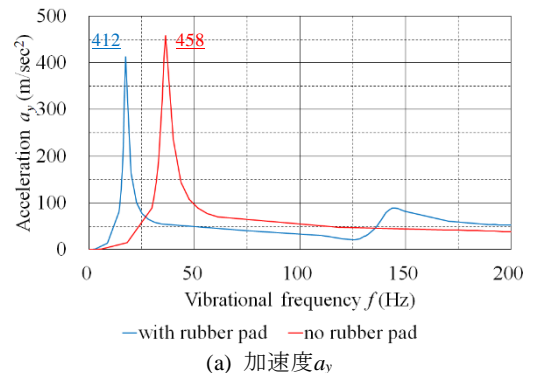
金型上面の中央点における周波数応答を図8(a)~(c)に示す。順に、天板板厚方向（ y 軸方向）の加速度 a_y 、変位 u_y および金型長手方向（ x 軸方向）の曲げ応力 σ_x を縦軸とし、横軸は加振周波数 f である。

青線が詳細ソリッドモデル、赤線が固定モデル（防振ゴムを用いない場合）を表しており、防振ゴムの有無により、表3(a)に示す共振周波数において、応答がピークを示している。

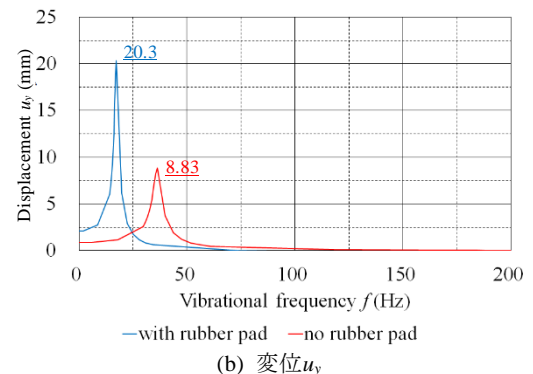
このうち、加速度 a_y は詳細ソリッドモデルで 412 m/sec^2 、固定モデルで 458 m/sec^2 が、変位 u_y は詳細ソリッドモデルで 20.3 mm 、固定モデルで 8.83 mm が得られた。

防振ゴムを用いる場合、変位振幅は用いない場合の約2.3倍になり、引張残留応力を有する金型に対し、より大きな曲げ応力を付与することができることを示している。その曲げ応力 σ_x は、詳細ソリッドモデルで 105 MPa 、固定モデルで 78.4 MPa 程度と推定される。

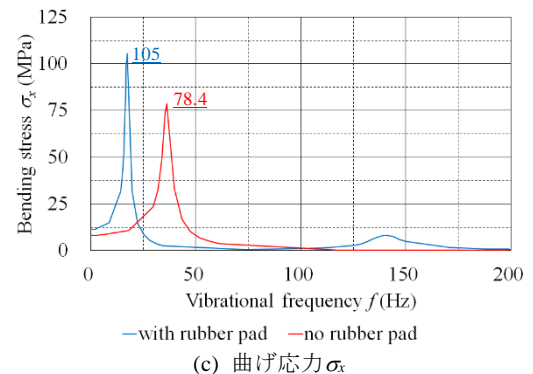
なお、詳細ソリッドモデルでは、モード $n = 3$ においても周波数応答が認められるが、表3よりモード $n = 1$ の場合に比べ質量寄与率も小さく、金型の引張残留応力低減の効果が期待できないと考えられる。



(a) 加速度 a_y



(b) 変位 u_y



(c) 曲げ応力 σ_x

図8 金型上面（中央点）の周波数応答

4. 結言

本論文では、ダイカスト金型に対する低周波加振試験の実施に先行して、3次元有限要素法による固有値解析ならびに周波数応答解析を実施して、加振台の設計・開発、振動特性の評価を行った。

金型の残留応力を低減させるためには、鉛直方向の共振現象を利用することが効果的であるとされており、鉛直方向に大きく振動させるための対策として、加振装置・天板の4点を防振ゴムで支持することを提案した。

なお、固有値解析では防振ゴムによる支持を「弾性支持」機能で再現できるが、周波数応答解析では利用できないため、防振ゴムを異方性材料としてモデル化して解析した。その結果、固有値解析においても同様な傾向が得られ、解析の妥当性が確認された。

今後、製作した加振装置を用いて、金型残留応力の低減効果について、検討することが課題である。

謝辞

本論文は、著者が平成29年度高専間教員交流制度により群馬工業高等専門学校に着任し、実施した研究成果の一部をまとめたものです。同校機械工学科の黒瀬雅詞教授には、研究計画から実施にいたるまで、多くの助言を賜りました。また、機械工学科・学科長の小川侑一教授はじめ機械工学科の先生方、実習工場の浅見様はじめ技術職員の皆様のご協力を得てまとめられたものです。心より御礼申し上げます。

参考文献

- (1) 日原政彦, ダイカスト金型における寿命向上技術動向, 素形材, pp. 18-24, 2008.
- (2) Khurshid, M., Leitner, M., Barsoum, Z. and Schneider, C., Residual stress state induced by high frequency mechanical impact treatment in different steel grades – Numerical and experimental study, International Journal of Mechanical Sciences, No. 123, pp. 34-42, 2017.
- (3) 青木 繁, 西村惟之, 廣井徹磨, 天野 豊, 振動を利用した溶接残留応力の低減(残留応力に及ぼす振動の影響および残留応力低減機構のモデル化), 日本機械学会論文集(C編), 61-592, pp. 4800-4804, 1995.
- (4) 中井 博, 小林治俊, 土木構造物の振動解析 第2版, 森北出版株式会社, 1999.
- (5) 藤田勝久, 振動工学 振動の基礎から実用解析入門まで, 森北出版株式会社, 2005.
- (6) 例えば, 臺丸谷 政志, 小林 秀敏, 基礎から学ぶ材料力学(第2版), 森北出版株式会社, 2015.

(2018年11月 5日 受理)