

動力耕うん機用本体支持フレームの構造解析

長谷川英夫*^{1,2}・ジュケクワオン ポンティパー²・

小池正之²・瀧川具弘^{1,2}・松本安広¹

¹筑波大学農林技術センター,

305-8577 茨城県つくば市天王台1-1-1

²筑波大学大学院生命環境科学研究科,

305-8572 茨城県つくば市天王台1-1-1

要 旨

6.25kW級の動力耕うん機を供試して、その本体支持フレームの数値シミュレーションを行うとともに、その検証を目的とした構造強度実験を実施した。その結果、数値シミュレーションから得られた値は、G1点を除けば、解析精度の点で概ね実験値との整合性が認められた。

von Mises 応力分布から、取付け穴の上下段周辺及びフレーム上面の中央部付近に応力集中が見られた。特に、上段付近で最大となり、その値は10.8MPaであった。引張応力はその最大値が11.8MPaであった。逆に、圧縮応力はフレーム下面のアーチ上の箇所が発生し、その最大値は10.0MPaとなった。さらに、下段の取付け穴付近で圧縮応力が最大(8.7MPa)となった。上下段と比較して、中段で発生する応力はそれらより小さく、3.3MPaであった。このことから、上下段では実荷重を適切に支持していると考えられた。次に、強度特性を検討するために降伏応力と実応力間の相対的な強度を反映する比強度を導入して検討した。その場合、供試モデルの比強度は20.3であったことから、本体支持フレームは本研究で設定した静的な解析条件の下では実際上の支障なく実荷重を支持していると推察された。

キーワード：動力耕うん機，本体支持フレーム，構造解析

緒 言

わが国において動力耕うん機が本格的に普及し始めたのは第二次大戦後であり、現在主流を占める乗用四輪トラクタの普及台数が動力耕うん機のそれに匹敵するのは1990年である(新農林社 2000)。このことは、経営規模が小さく水田が全耕地面積の1/2を越えるわが国の農業構造を如実に反映するとともに、動力耕うん機がかつて基幹動力源であったことを物語っている。しかし、近年になって市民農園を中心とするホビー農業に対する関心が高まり、動力耕うん機に対する需要が再び高まっている(農林水産省 2002)。

* Corresponding Author: hsgw@sakura.cc.tsukuba.ac.jp

一方、東南アジアでは小規模農家が多いこともあり、農民にとって動力耕うん機は価格の点から依然として魅力的なツールと考えられている (Krishnasreni and Kiatwat 1998)。ところが、それらは小規模な農機メーカーで生産されることが多く、技術的水準の低さから信頼性を欠くことが指摘されている (Pathom 1980, 坂井 1999)。その結果、機関や作業機から生起する振動によってオペレータの健康被害が顕在化しており、振動伝達の軽減を目的とした研究報告例が大勢を占めている (Mehta 2000, Tewari 2004, Salokhe 1995, Sam 2006)。しかし、これらの研究報告は健康被害を及ぼす振動レベルの測定など人間工学的な色彩が強く、動力耕うん機の骨格をなす本体支持フレームの構造強度特性に立脚した議論は寡聞にして少ないのが現状である。こうした問題に対して、近年高速化が著しい計算機と有限要素法を実装した数値解析ソフトウェアの援用がその求解に有効であると思われる。そこで、本研究では本体支持フレームを検討対象に取り上げ、有限要素法による数値シミュレーションから構造強度を検討することを目的とする研究を行った。さらに、構造強度実験を行い、数値シミュレーションの妥当性について検討を行った。

材料及び方法

1. 数値シミュレーション

供試トラクタは筑波大学農林技術センター所有の動力耕うん機 (富士ロビン (株) 型式: ST60, 機関出力: 6.25kW, 機関質量: 36kg) である (図 1 (a))。図 1 (b) にその本体支持フレーム (質量3.86kg) を示す。供試トラクタにおいて、機関は本体支持フレームに直接固定されておらず、矩形上のサブフレーム (質量5.1kg) を介して機関質量を支持する構造を有する。本体支持フレームの三次元有限要素モデル作成及び数値シミュレーションはパーソナルコンピュータ (CPU: Xeon 2.4GHz x2, memory: 2GB, OS: Windows XP) 上で市販有限要素解析ソフトウェア ANSYS10.0SP1 を使用して行った。材料特性値は一般構造用圧延鋼のヤング率 205GPa, ポアソン比 0.3 である。また、機関を支持するサブフレームに機関質量 36kg を、さらに付加重錘の全質量 28kg を支持フレーム前方の付加重錘取付け穴 2 箇所にそれぞれ鉛直下方に静的に載荷した (図 2)。そして、本体支持フレームと変速装置がボルトで結合される箇所



(a) 供試トラクタ



(b) 本体支持フレーム

図 1 供試トラクタと本体支持フレーム。

(左右6箇所)の取付け穴)の全自由度を拘束した。数値シミュレーションに使用した有限要素は10節点四面体三次元ソリッド要素である。供試モデルの規模を示す総要素数と総節点数はそれぞれ4842, 10783であった。

2. 構造強度実験

数値シミュレーションの評価を目的として、図3に示す実験装置を用いて構造強度実験を実施した(ひずみゲージ:(株)東京測器研究所 BFLA-5, ブリッジ:(株)共和電業 DB-120P, 動ひずみアンプ:同 DPM-711B, センサインターフェース:同 PCD-320A)。ひずみゲージの貼付位置については、応力集中が予想される箇所を考慮して図中の4箇所を選定し、ひずみ測定を行った。

結果及び考察

1. 解析精度の検討

数値シミュレーションから得た技術情報をもとに供試モデルの構造強度を検討するのに先立って、構造強度実験から得たひずみ値を数値シミュレーションと比較した。その結果、図4に示すように、G1点において、数値シミュレーションの値($4.4 \times 10^{-5} \mu\epsilon$)が実験値

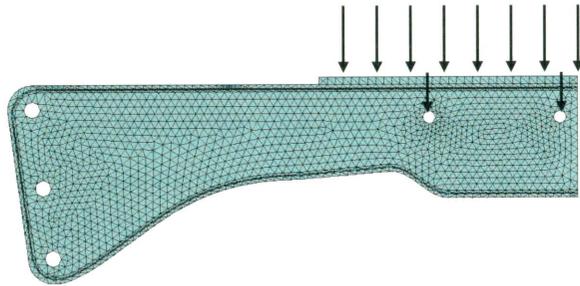


図2 供試モデルと境界条件.

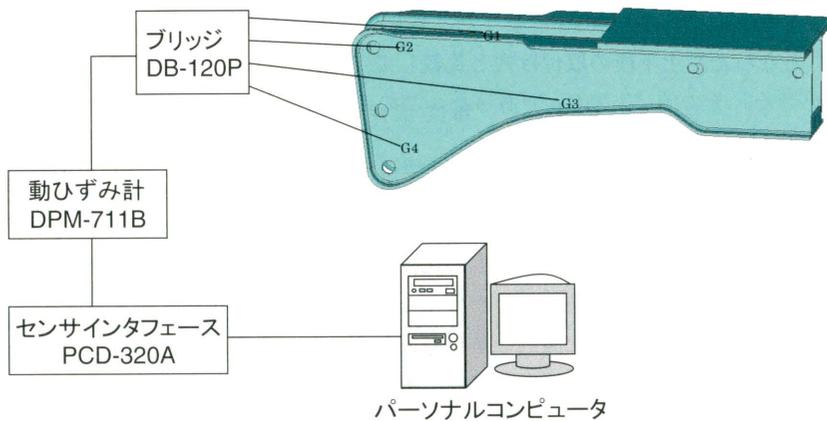


図3 供試実験装置.

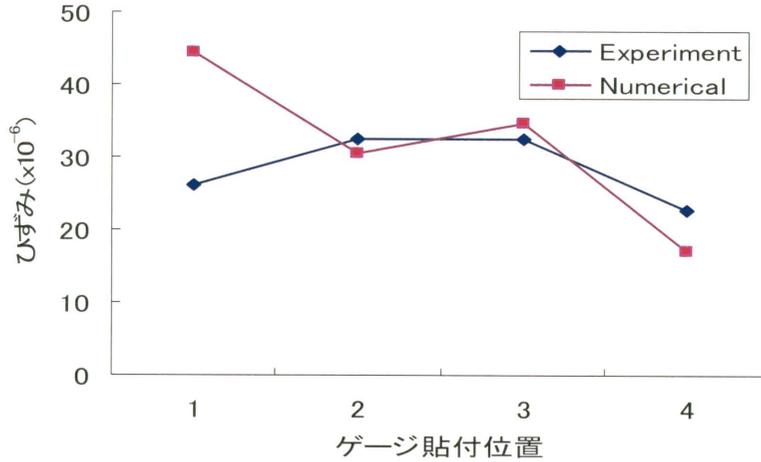


図4 実験値との比較.

($2.6 \times 10^{-5} \mu\epsilon$) に比べて約1.7倍大きくなった。しかし、他の3点では、数値シミュレーションから得られたひずみは実験値に近い値を示した。G1点において、両者の値が著しく異なった原因としてはセットアップ時のゲージ破損が考えられた。

以上のことから、数値シミュレーションによる計算結果は、G1点を除けば、解析精度の点で概ね実験値との整合性が認められることが分かった。

2. 数値シミュレーション

数値シミュレーションの結果、供試モデルは片持ちはりと同形状の変形形状を示した。

von Mises 応力分布を見ると、全自由度を固定した取付け穴の上下段周辺及びフレーム上面の中央部付近に応力集中が見られた(図5)。特に、上段の取付け穴付近で最大となり、その値は10.8MPaであった。

供試モデルに発生する引張及び圧縮応力を図6に示す。引張応力は図中の矢印で示す箇所が発生し、その最大値は11.8MPaであった。逆に、圧縮応力はフレーム下面のアーチ上の箇所が発生し、その最大値は10.0MPaとなった。さらに、下段の取付け穴付近で圧縮応力が最大(8.7MPa)となった。上下段の取付け穴と比較して、中段の取付け穴付近で発生する応力はそれらより小さく、その値は3.3MPaであった。このことから、上下段の取付け穴は実荷重を適切に支持していると考えられた。

次に、強度特性を検討するために、降伏応力と実応力の間の相対的な強度を反映する比強度を導入して検討した。本研究では von Mises 応力の最大値を実応力と仮定した。その場合、供試モデルの比強度は20.3であった。1以上の比強度を有することから、von Mises 応力は永久変形を招来しない弾性限度内にあることが分かった。以上から、比強度を考慮すると、本体支持フレームは、本研究で設定した静的な解析条件の下では、実際上の支障なく実荷重を支持していると推察された。今後の課題としては、実働時に本体支持フレームに生起する荷重を考慮した動的解析が疲労寿命の観点からまず重要であると考えられる。さらに、エンジンやその他の部品を搭載したより実際的かつ複雑な系の解明には、近年製造業を中心に普及が進んでい

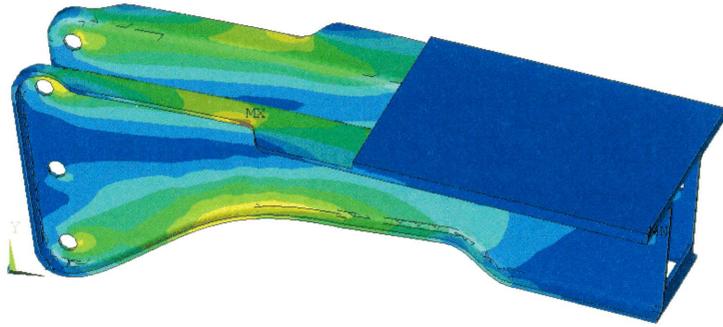


図5 von Mises 応力分布.

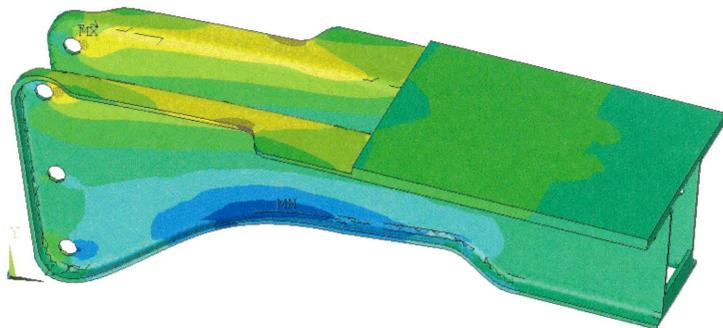


図6 引張応力と圧縮応力の分布.

るデジタルモックアップ技術 (Sun 2007) の活用を図りたいと考えている。

謝 辞

本研究を遂行するにあたり筑波大学農林技術センター技術専門職員 本間 毅氏にご尽力をいただきました。ここに記して謝意を表します。

引用文献

- Krishnasreni, S., Kiatwat, S. 1998. Increase the Impact of Engineering in Agricultural and Rural Development. IRRI. 30: 70-71.
- Mehta C. and Tewari V. 2000. Seating Discomfort for Tractor Operators. Industrial Ergonomics, 25: 661-674.
- 農林水産省 2002. 平成14年度食料・農林水産業・農山漁村に関する意向調査.
- Pathom, T. 1980. The Small Tractor Industry, Master's Degree Thesis, Faculty of Economics, Thammasat University, Thailand.
- Sakai, J. 1999. Two Wheel Tractor Engineering for Asian Wet Land Farming. Shin-norinsha Co., Ltd., Tokyo.
- Salokhe, V. 1995. Vibration Characteristics of a Power Tiller. Journal of Terramechanics 32 (4): 181-197.

- Sam, B. and Kathirvel, K. 2006. Vibration Characteristics of Walking and Riding Type Power Tillers. *Biosystems Engineering*, 95 (4): 517-528.
- 新農林社 2000. 農業機械年鑑. 113.
- Sun Guoping 2007. A Digital Mock-up Visualization System Capable of Processing Giga-scale CAD Models. *Computer Aided Design*, 39: 133-141.
- Tewari, V. and Dewangan K. and Karmakar S. 2004. Operator's Fatigue in Field Operation of Hand Tractors. *Biosystems Engineering*, 89 (1): 1-11.

Structural Analysis for the Supporting Frame of a Power Tiller

Hideo HASEGAWA^{1,2*}, Phornthipa JUNKWON², Masayuki KOIKE²,
Tomohiro TAKIGAWA^{1,2} and Yasuhiro MATSUMOTO¹

¹ Agricultural and Forestry Research Center, University of Tsukuba, Tennodai 1-1-1
Tsukuba, Ibaraki, 305-8577 Japan.

² Graduate School of Life and Environmental Sciences, University of Tsukuba,
Tennodai 1-1-1 Tsukuba, Ibaraki, 305-8572 Japan.

Abstract

A 6.25 kW power tiller was adopted for this study. The model of supporting frame made by finite elements was provided and analyzed in applying software ANSYS 10.0 SP1. Loads imposed are assumed to come from mass of engine and ballasting as well. Tensile stress took place at the upper part of the model and has its maximum value of about 11.8 MPa. On the contrary, compressive stress appeared in the lower part and has its maximum value of about 10.0 MPa. Of the three locations at fixed holes, the upper holes suffered from highest stresses and reached its maximum value of about 10.0 MPa. Furthermore, the lower fixed holes have maximum stress of about 8.7 MPa and can be said its value is rather close to the upper fixed holes. Compared with upper and lower fixed holes, the middle holes have lowest maximum stress of about 3.3 MPa. It can be considered that the upper and lower fixed holes support effectively the applied loads. In terms of strength characteristics, strength ratios, reflects comparative strength between yield stress and actual stress. In this analysis, maximum von Mises stress was assumed as the actual stress. Thus, strength ratio of the supporting frame was about 20.3. Strength ratio more than unity indicates that the von Mises stress is still within elastic limit. Considering the strength ratio, it can be concluded that the supporting frame strength is presumably capable to support loading conditions without practical problems.

Key words: Power tiller, Supporting frame, Structural analysis

* Corresponding Author: hsgw@sakura.cc.tsukuba.ac.jp