Сведения об источнике

Отзыв >

International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development

Годы охвата Scopus: от 2016 до 2018

Издатель: Transstellar Journal Publications and Research Consultancy Private Limited (TJPRC)

ISSN: 2249-6890 E-ISSN: 2249-8001

Отрасль знаний: Engineering: Aerospace Engineering | Engineering: Mechanical Engineering | Chemical Engineering: Fluid Flow and Transfer Processes

Просмотреть все документы > | Настроить оповещение о документе | Journal Homepage

Перейти на сайт показателей журналов S

CiteScore 2017
0.17

SJR 2017
0.115

SNIP 2017
0.021

CiteScore | CiteScore рейтинг и тренды | Содержание Scopus

CiteScore 2017

Вычислено с использованием данных из 30 April, 2018

$$0.17 = \frac{\text{Количество цитирований 2017}}{\text{Документы с 2014 - 2016*}} = \frac{\text{Цитат: 5 >}}{\text{29 документов >}}$$

* Показатель CiteScore включает все доступные типы документов

Просмотр методики CiteScore > | Часто задаваемые вопросы о CiteScore >

CiteScoreTracker 2018

Дата последнего обновления *07 January, 2019*
Ежемесячное обновление

$$0.87 = \frac{\text{Количество цитирований 2018}}{\text{Документы с 2015 - 2017}} = \frac{\text{226 цитирований на текущую дату >}}{\text{260 документов на текущую дату >}}$$

Рейтинг CiteScore

Категория	Рей
Engineering — Aerospace Engineering	#9
Engineering — Mechanical Engineering	#475
Chemical Engineering — Fluid Flow and Transfer Processes	#5

Просмотр трендов CiteScore > | Добавить CiteScore на свой сайт

Отмеченные этим значком параметры составлены в соответствии со стандартом Snowball Metrics, отражающим взаимодействие промышленности и научной среды.

Conference Archive Files

Title of Conference Event: Choose Title of Event | Type of Event: Special Issue | Journal Name: International Journal of Mechani | Year: 2018

Search

/tbody>

Sl. No.dd	Title Of Event	Journal Name	Title of Paper	Abstract	Author	Page No	Year
286	Recent Innovations and Implementation of Advanced Technologies in Mechanica...	International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development	Finite Element Analysis Based Material Optimization of a Quadcopter Body Frame	Abstract	Faraz Ahmad et al.,	1342-1347	2018
287	Recent Innovations and Implementation of Advanced Technologies in Mechanica...	International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development	Comparative Study and Development of New Correlation for Condensing Heat Transfer Through Horizontal Mini Channel	Abstract	Tejendra Patel et al.,	1348-1354	2018
288	Recent Innovations and Implementation of Advanced Technologies in Mechanica...	International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development	Casting of Al/Al2o3 Metal Matrix Composites on Fabricated Stir Casting Setup for Machining by Ytterbium Fiber Laser	Abstract	Arindam Ghosal et al.,	1355-1363	2018
289	Recent Innovations and Implementation of Advanced Technologies in Mechanica...	International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development	An Inverse Kinematics of a 7 DOF Space Station Remote Manipulator System (SSRMS) Using ANFIS	Abstract	Ramayanam Lokesh Kumar et al.,	1364-1375	2018
290	Recent Innovations and Implementation of Advanced Technologies in Mechanica...	International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development	An Ergonomical Condition's of Pedestrians on Accelerating Moving Walkway: A People Mover System	Abstract	Gurram Narendra Santosh Kumar et al.,	1376-1381	2018
291	Recent Innovations and Implementation of Advanced Technologies in Mechanica...	International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development	Effect of Radiation and Radiation Absorption on Convective Heat and Mass Transfer Flow of a Viscous Electrically Conducting Fluid in a Non-Uniformly Heated Vertical Channel	Abstract	Pamula Raja Kumari et al.,	1382-1390	2018
292	Recent Innovations and Implementation of Advanced Technologies in Mechanica...	International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development	A Review of Zoning Patterns in Multi-Zone Phenomenological Modeling of Diesel Engines	Abstract	S. Rajkumar	1391-1395	2018
293	Recent Innovations and Implementation of Advanced Technologies in Mechanica...	International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development	Comparisons of Two Zone and Multi-Zone Phenomenological Modeling of Split Injection Diesel Engines	Abstract	S Rajkumar	1396-1400	2018
294	Latest Technological Trends in Mechanical, Manufacturing, Metallurgical and...	International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development	Investigation of the Treatment From Ions of Heavy Metals With Waste Water of Pulp Production Technology From Husk of Grain Varieties	Abstract	Dinar D. Fazullin et al.,	1061-1068	2018
295	Recent Innovations and Implementation of Advanced Technologies in Mechanica...	International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development	Multidisciplinary Optimization in Design of Tractor Cab Frame	Abstract	Alexanderleontev et al.,	1401-1407	2018
296	Recent Innovations and Implementation of Advanced Technologies in Mechanica...	International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development	Methodology of Vehicle Operational Loads Assessment During Vehicle Development Process for Further Chassis and Body-in-White Strength and Durability Analysis	Abstract	Anna P. Davlechina et al.,	1408-1417	2018
297	Recent Innovations and Implementation of Advanced Technologies in Mechanica...	International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development	Improvement of Manufacturing Process Structure	Abstract	Mikhail I. Sotnikov et al.,	1418-1423	2018
298	Latest Technological Trends in Mechanical, Manufacturing, Metallurgical and...	International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development	A Study of Talent Management Strategies to Achieve the Organizational	Abstract	G. Raja Priya	1139-1146	2018

International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development (IJMPERD)
ISSN (P): 2249-6890; ISSN (E): 2249-8001
Vol. 8, Special Issue 7, Dec 2018, 1401-1407
© TJPRC Pvt. Ltd.

MULTIDISCIPLINARY OPTIMIZATION IN DESIGN OF TRACTOR CAB FRAME

ALEXANDER LEONTEV[1], MIKHAIL ALESHIN[2], OLEG KLYAVIN[3], DMITRII LEBEDEV[4], ALEKSEY OKUNEV[5], ANI PETKOVA[6] & ALEKSEY BOROVKOV[7]

[1&4]Engineer, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint-Petersburg, Russia

[2]Leading Engineer, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint-Petersburg, Russia

[3]Chief Designer, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint-Petersburg, Russia

[5]Senior Researcher, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint-Petersburg, Russia

[6 &7]Research Scholar, Professor, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint-Petersburg, Russia

ABSTRACT

The tractor driver spends most of his working time behind the wheel of the machine. The problem is that the cabs of modern tractors are extremely susceptible to vibrations and noise. This causes a risk of being injured at work, which leads to a decrease in labor potential, and naturally in company profits, as the company will have to find new employees, and pay to injured drivers for medical treatment. In the end, expected profits will be lost. This is why this article discusses the possibility of minimizing vibrations and noise inside the cabin. Methods used to achieve this goal were methods of analysis, forecasting, and the finite elements method. This resulted in a special algorithm that allows creating a design of special purpose machines with significantly reduced noise and vibration.

KEYWORDS: Tractor Cab Frame & Optimization in Design

Original Article

INTRODUCTION

Industry requirements for the construction of a new generation of tractors are reduced to minimizing its weight while maintaining the strength, stiffness of the cabin, the requirements of passive safety (shifts when the cargo falls on the cabin and rollover), reduce noise and vibrations in the cabin.

Special protection frames are also needed, simply for emergencies (ISO 3463: 2006; ISO 3449:2005; Technical Regulation of the Customs Union 031/2012).

The problem of optimization of complex structures is relevant for many branches of modern industry, and tractor construction is no exception. At the stage of designing a new tractor, especially including high-loaded elements (for example, a cabin) with strict restrictions on the permissible mass, it is important to analyze the rational distribution of the material in detail, that is, to optimize its topology. To solve such problems, the most effective methods are finding the optimal topology by the finite element method using specialized software packages.

Problems associated with the design and testing of tractor cabs are described in the works of P. Dumitrahe (2010; 2011; 2011b), JR Eterithon et al., (2002), JR Harris et al., (2000), etc. In these works, the finite element method is widely used, but design optimization is performed manually based on the results of calculations. In the works of A. Pituchin (1998) and Yu. Gerasimov, V. Souniev(1998)modeling and optimization of the design of forest machines from the point of view of catastrophe theory are considered. They carried out a structural optimization of the welded frame of the cabin with respect to the stiffness of structural elements and economic efficiency. The process of optimizing the frame of the cabin for protection against a falling object is described in the work of

P. Dumitrahe (2014). A similar problem was also solved in (Sobieszczanski-Sobieski, Kodiyalam& Yang, 2001; Schramm, 2001; Oljaca et al., 2015; Donati, 2002). However, in these works a simpler task is solved: only parametric optimization is performed (thickness of sections elements), a much smaller number of elements in the finite element model, only one case of the crash test (a drop of the object onto the cabin) is considered.

In this paper, the authors proposed a multidisciplinary approach to the structural optimization of the new generation tractor cab with an improved design that will satisfy the requirements for vibro-acoustics and passive safety. At the first stage of structural optimization, a digital model of the original design of the tractor was developed to determine the layout constraints for the design, then an updated outer surface, the beam structure of the cabin, and the position of the beams that define it are developed (Figure. 1). At the first stage of structural optimization of the tractor cab, the objective function is to minimize the mass, provided that the standard safety constraints are met. For this purpose, optimization of the density-based topology is used to solve the problem of volume minimization at offsets and frequency constraints. The solution is then interpreted manually to obtain the position of the beams. This first stage of the methodology is called the "classical approach" to optimization. In the second stage, the authors solve the problem of shape optimization, the design variables of which are the thickness of the beams, the purpose of which is to minimize the mass with the limitations of displacement upon impact and overturning and limitations on the frequency response. The process, including the first and second stages, is called "multidisciplinary optimization."

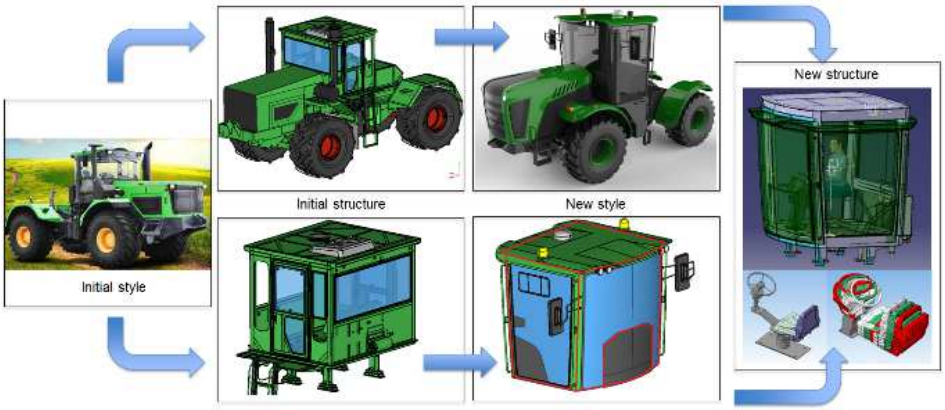


Figure 1: The Process of the Development of the New Cabin Design

The Software Systems and Methods

One of the widely used methods of topology optimization is the SIMP-method (Solid Isotropic Material with Penalization), the purpose of which is to solve the problem of structural mechanics, which is associated with the optimization of the pseudo-density parameter–the scalar field that describes the distribution of the material in the volume allowed for the placement of the part. This method is also used to optimize the topology in commercial tools Opti Struct, MSC / Nastran, Ansys, Tosca, Abacus, etc. and is widely used abroad in various applications. The high computational complexity of the optimization process requires mandatory simplification of the original CAD model of the workpiece by removing minor elements such as small-diameter holes and others that do not have a significant effect on the rigidity and structural strength of the part.

The concept of structural optimization usually includes three types of different tasks: optimization of sizes, shapes, and topologies. The last and most difficult type of task involves determining an efficient layout of a material or some type of structural anisotropy within a certain design domain of space given boundary conditions. Most often the

problem of the best placement of material in a given area is formulated as minimizing compliance (maximizing the overall stiffness) of the structure for a given system of acting loads, restrictions on displacements and on resources (mechanical properties and material volume, size of the design area, etc.) (Oganesyan & Shevtsov, 2014; Scarlett, 2001; Moreda, Muñoz-García& Barreiro, 2016).

In this paper as a tool for topology optimization, Altair Opti Struct is used. For NVH analysis MSC Nastran is used. LSTC LS-DYNA crash tests are used to check the protective structures against objects falling and from overturning.

The Classical Approach to the Design Process

The classical approach to design is based on the results of topology optimization (Bendsoe & Sigmund, 2004). The process of the classical approach to optimization is shown in figure 2. The objective of the topological optimization - reducing the weight of the power frame of the cab. Constraints are shown in figure 3.

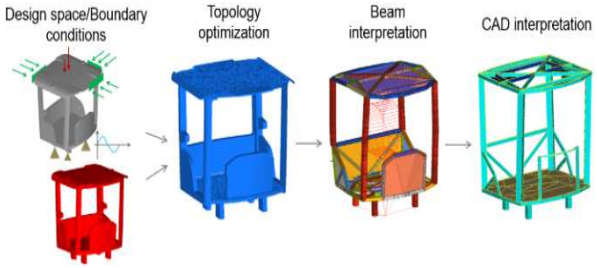


Figure 2: The Classical Approach to Optimization

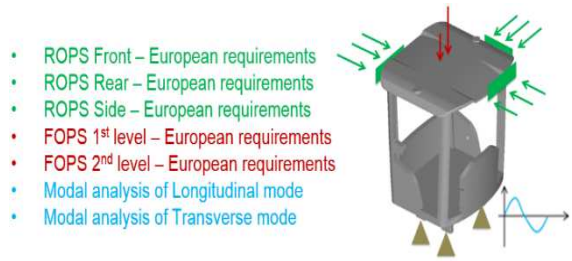


Figure 3: Model Constraints

First of all, the analysis of layout and style surface is carried out and the scope of the design is determined, that is, the volume in which the structural elements of the structure can potentially be located (Figure. 4). After this, topology optimization is carried out. Its results determine the main force paths of the power frame (Figure. 5). The dimension of a solid model is 540 thousand nodes and 2 million 590 thousand elements. Topology optimization was performed with the following parameters: a maximum number of iterations (DESMAX)-100; pseudo-density of material at zero iteration (MATINIT) – 90%; objective tolerance (OBJTOL) – 0,5%. Structural steel 09G2S (GOST 380-2005) in the calculations are used, the mathematical model of this steel was developed as a result of laboratory tests (Borovkov et al., 2017).

Figure 4: Design Volume

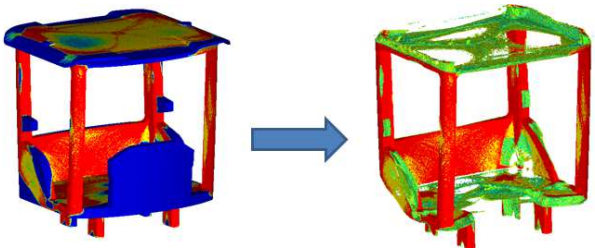


Figure 5: Results of Topology Optimization

Then a beam frame model is constructed by manually replacing load paths with beams, and parametric optimization of the beam cross-sections is performed (Figure. 6). The dimension of a beam model is 90 thousand nodes.

Thus, a section map was constructed and then put to a mathematical model built up for a prototype. Cab design was modified on two bases – it must ensure vibro-acoustic comfort and provide passive protection. With such requirements being imposed, construction design will take considerable time.

The Process of Multidisciplinary Optimization

Multidisciplinary optimization looks just like a classical approach, but its final stage differs. Instead of manual refinement of the design, optimization is used at each iteration to analyze both vibro-acoustic parameters, such as the global natural frequencies of the design and the parameters of passive safety, such as the penetration of structural elements into the cabin inner space. At the end of each iteration the engineer determines whether the constraints are met. If the requirements are not fulfilled, the optimization variables are altered and the next iteration is performed (Figure. 7).

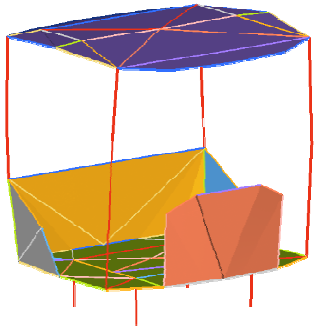


Figure 6: Beam Model of the Tractor Cab

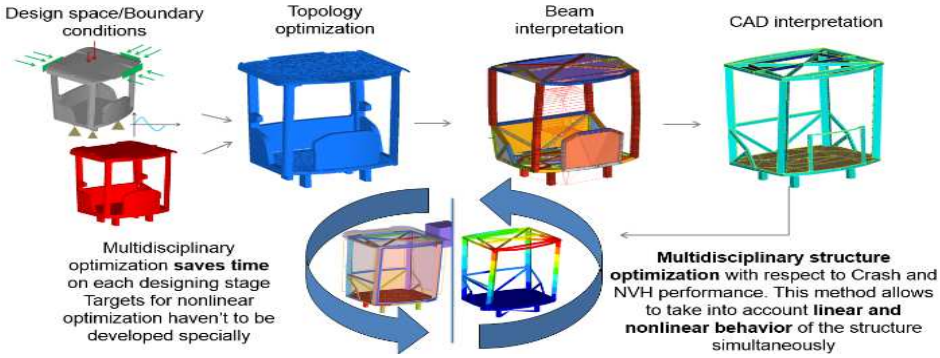


Figure 7: The Process of Multidisciplinary Optimization

An automatic multidisciplinary optimization process is shown in figure 8.

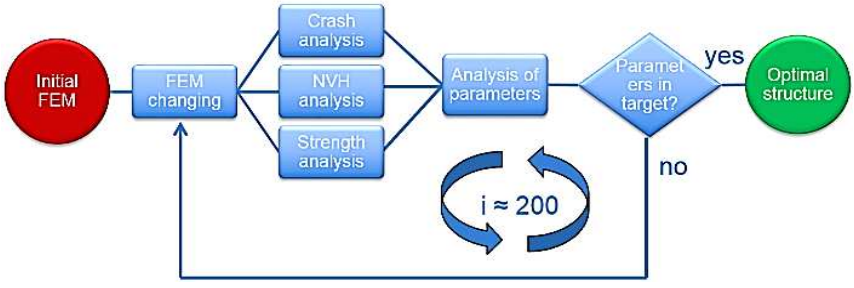


Figure 8: Automatic Multidisciplinary Optimization Process

The objective of this task is the mass reduction. The goal of multidisciplinary optimization is to reduce weight when performing restrictions on the parameters of the NVH cabin (linear analysis, a solution in Nastran) and cab shifts during impact and tilting (non-linear analysis, a solution in LS-DYNA). Possible design parameters (129 parameters): the thickness of the cabin parts, the shape of the cabin, the materials of the cabin parts. Optimization is considered convergent if all constraints are met.

Despite its advantages, multidisciplinary optimization has a number of limitations: the design topology does not change during optimization, and the shape change during optimization is limited.

Analysis of the NVH main requirements and their further cascading showed that one of the main parameters are global natural frequencies of the cabin on its own suspension. Requirements for these indicators are directly related to the excitation frequencies from the power unit. Eigen frequencies of the cab should be different from the frequency of idling of the tractor's engine not less than in the 1.4 Hz.

Values for natural frequencies were calculated based on the frequency of the dominant motor harmonics for the internal combustion engine according to the equation (1). The project took into account the characteristics of the engines YaMZ 238.

For V-type engine frequency of the dominant motor harmonic is determined by the equation:

$$f = \frac{0.5 \cdot n \cdot i}{60 \cdot \tau}, \quad (1)$$

Where i– the number of cylinders, n – the number of revolutions of the engine crankshaft, rev/min,τ = 1 for a two-stroke engine, τ = 2 for a four-stroke engine. For YaMZ238 $f = 20.5$ Hz.

The selected constrains values are guaranteed to ensure compliance with the requirements for vibro-acoustic comfort:

- A frequencies of the torsional vibrations of the assembled tractor cab roof relative to the floor and supports around the Y axis were set in the range of more than 25 Hz and more than 30 Hz, respectively;
- Frequency of natural oscillations of the assembled tractor cab in the longitudinal direction - in the range from 11 to 18 Hz and more than 25 Hz;
- Natural frequencies of the assembled tractor cab in the transverse direction - in the range from 16 to 18 Hz and more than 25 Hz.

Analysis of the basic requirements for passive safety and their cascading showed that the main indicators are the maximum displacement of the structural elements of the cabin under the impact of shock loads.

Thus, the optimization objective is to reduce the mass, while limiting the lowest global natural frequency of the cabin's power frame, according to the maximum penetration of the pendulum with lateral (not more than 280 mm) and rear impacts(not more than 220 mm).

The design optimization variables are the thicknesses of all the beams (Figure. 9) that make up the power frame of the cabin. In addition to this, the shape of the cabin is a design variable as well. Variables are the width, length, a height of the cabin, the angle of inclination of the windshield, as well as the angle of inclination of the side walls of the cabin.

RESULTS OF MULTIDISCIPLINARY OPTIMIZATION

During the optimization process, 57 iterations were carried out. It took 136 hours. Optimization was carried out on the HPC of SPBPU, which is on the third place in Russia in terms of performance and is the most powerful computer in Russia, which is used to solve applied problems of various industries. The performance of the HPC is 1.3 P flops. As a result, the design of the tractor cab which satisfies all the requirements was obtained.

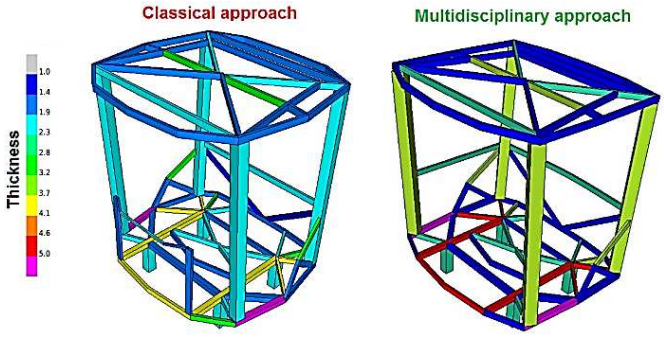
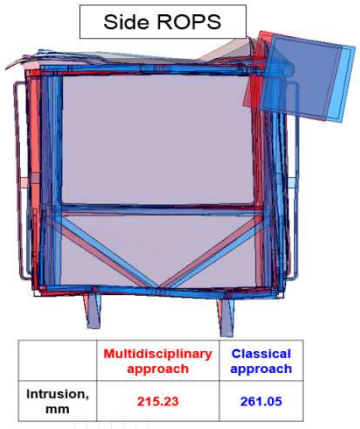


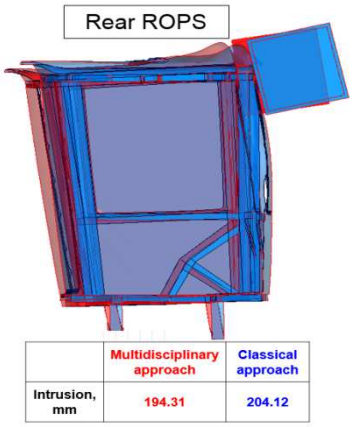
Figure 9: Comparison of Optimized Power Frames

Figures 10 and 11 show the results of side and rear ROPS crash-tests for cabs, optimized with a classical approach and multidisciplinary. Internal displacement at a lateral impact decreased by 17.6%, with a rear impact by 5%.



	Multidisciplinary approach	Classical approach
Intrusion, mm	215.23	261.05

Figure 10: Results of Lateral Crash Tests



	Multidisciplinary approach	Classical approach
Intrusion, mm	194.31	204.12

Figure 11: Results of Back Crash Tests

CONCLUSIONS

The process of multidisciplinary optimization of the design of special purpose cabs, minimizing vibration and displacement from impacts in the working space, has been developed. The process is fully automated and allows you to simultaneously optimize the work of NVH & Crash. The result of multidisciplinary optimization is the structure of the tractor cab, which has a lower weight (by 9%), satisfies the requirements of vibro-acoustics and passive safety requirements.

A multidisciplinary optimization approach to protection frame design allows reducing production costs and time required for the design.

ACKNOWLEDGMENTS

The work is carried out with financial support of the Ministry of Education and Science of the Russian Federation within the framework of the Federal Program "Research and Development in Priority Areas for the Development of the Russian Science and Technology Complex for 2014-2020", Activity 1.3., Agreement on Grant No. 14.578.21.0206 of 03.10.2016, the unique identifier of the program of research and experimental works: RFMEFI57816X0206.

REFERENCES

1. *Bendsoe, M. P., Sigmund, O. (2004). Topology Optimization. Theory, Methods and Applications Berlin: Springer-Verlag, 370.*

2. *Borovkov, A. I., Klyavin, O. I., Rozhdestvenskiy, O. I., Aleshin, M. V., Leontev, A. N., Nikulina, S. P.,... & Okunev, A. P. (2017). Validation of the mathematical model of isotropic material using parametric optimization of its physical and mechanical characteristics. Materials Physics and Mechanics, 32(3), 312-320.*
3. *Donati, P. (2002). Survey of technical preventative measures to reduce whole-body vibration effects when designing mobile machinery. Journal of Sound and vibration, 253(1), 169-183.*
4. *Dumitrache, P. (2010). Acta technica. Napocensis 53(2), 203-206.*
5. *Dumitrache, P. (2011). Parametric modeling of the (ROPS/FOPS) protective structures geometry in order to study of their behavior using finite element method, The Sorging Journal,6 (2), 9-12.*
6. *Dumitrache, P. (2011b). Eftimie Murgu. Anul. 18(1), 135-142.*
7. *Dumitrache, P. (2014). About the parametric modeling of the protective structure included in a tractor cabin The Annals of "Dunarea De Jos" University of Galati, Fascicle XIV Mechanical Engineering, 1, 21-26.*
8. *Etherton, J. R., Cutlip, R. G., Hams, J. R., Ronaghi, M., Means, K. H., Gillkpie, A. (2002). Static load test performance of a telescoping structure for an automatically diployable ROPS. Journal of Agricultural Safety and Health. 8(1), 119-126.*
9. *Gerasimov, Yu. Yu., Syunev, V. S. (1998). University of Joensuu (Finland).*
10. *GOST 380-2005 Carbon Steel of ordinary quality. Brands.*
11. *Harris, J. R., Mucino, V. H., Etherton, J. R., Snyder, K. A. (2000). Finite Element Modeling of ROPS in Static Testing and Rear Overturns, Journal of Agricultural Safety and Health 6(3), 215-225.*
12. *ISO 3449:2005 Earth-moving machinery. Falling-object protective structures. Laboratory tests and performance requirements.*
13. *ISO 3463:2006 Tractors for agriculture and forestry. Roll-over protective structures (ROPS). Dynamic test method and acceptance conditions.*
14. *Moreda, G. P., Muñoz-García, M. A., & Barreiro, P. (2016). High voltage electrification of tractor and agricultural machinery–a review. Energy Conversion and Management, 115, 117-131.*
15. *Oganesyan, P. A., Shevtsov, S. N. (2014). Proceedings of the Samara scientific center, Russian Academy of Sciences6-2, 543–549.*
16. *Oljaca, M., Vukic, D., Ercegovic, D., Gligorevic, K., Pajic, M., Bozic, S.,... & Dimitrovski, Z. (2015). Technical solutions of equipment and devices for increased safety of mobile machinery and tractors in agriculture.*
17. *Pitukhin, A. V. (1998). Probabilistic-statistical methods of fracture mechanics and catastrophe theory in engineering design (Petrozavodsk: Publishing house: Petrozavodsk state University).*
18. *Scarlett, A. J. (2001). Integrated control of agricultural tractors and implements: a review of potential opportunities relating to cultivation and crop establishment machinery. Computers and electronics in agriculture, 30(1-3), 167-191.*
19. *Schramm, U. (2001). First MIT Conference on Computational Fluid and SolidMechanics.721-724.*
20. *Sobieszczanski-Sobieski, J., Kodiyalam, S., Yang, R. Y. (2001). Structural and Multidisciplinary Optimization. 295–306.*
21. *Technical Regulation of the Customs Union 031/2012 "On safety of agricultural and forestry tractors and trailers".*

Доклад на тему «Оптимизация конструкции силового каркаса изделия с учетом требований по виброакустическому комфорту и ударной стойкости»

1. Введение

В настоящее время инженеры предприятий все больше внимания уделяют проблемам акустики и вибраций при проектировании изделий, которые, во время работы, предполагают взаимодействие с человеком. Повышение интереса к этой теме продиктовано многими факторами, основными из которых являются:

- стремление к повышению потребительских характеристик и как следствие конкурентоспособности продукта;
- увеличение вычислительных мощностей современных компьютеров, что позволило решать масштабные задачи, решение которых ранее численными методами было затруднительно.

2. Описание проблемы

Тракторостроение не стало исключением и в этой области также растет интерес к проблемам NVH. Механизатор, работающий на тракторе, проводит в кабине 80% рабочего времени и подвержен постоянному негативному воздействию вибраций и шума. В связи с этим, покупая новую технику, будущие владельцы трактора обращают особое внимание на виброакустический комфорт кабины. Поэтому компаниям производителям специальной техники необходимо учитывать пожелания потребителей и стремиться к снижению уровня шума и вибраций своей продукции.

Другим немаловажным требованием, предъявляемым к кабине специальной техники, является наличие зашитной структуры. Удовлетворение данному требованию обеспечивает безопасность механизатора при возникновении опасных и аварийных ситуаций: переворачивание трактора, падение на крышу тяжелых предметов. Данные требования регламентированы международными стандартами, а также техническим регламентом таможенного союза, стандартами ГОСТ и являются обязательными для выполнения всеми производителями специальной техники.

Поэтому разработчики новой техники, в попытках повышения виброакустического комфорта, а также повышения пассивной безопасности, зачастую сталкиваются с необходимостью удовлетворения взаимоисключающих требований предъявляемых к конструкции. Например, кабина трактора должна быть жесткой для повышения низшей частоты собственных колебаний и одновременно с

этим она должна быть достаточно податливой для максимального поглощения энергии удара при переворачивании.

В соответствии с этим возникает необходимость разработки инструмента, который позволит находить оптимальное решение в автоматическом режиме, которое будет удовлетворять взаимоисключающим требованиям по виброакустике и по пассивной безопасности.

3. Цели и задачи

В рамках проекта, финансируемого министерством образования Российской Федерации, мы поставили цель разработать данный инструмент на примере проектирования трактора нового поколения с улучшенным дизайном, улучшенными показателями обзорности, эргономики, виброакустического и климатического комфорта.

На первых этапах проекта была разработана цифровая модель исходной конструкции трактора для определения компоновочных ограничений на проектирование. После этого была разработана обновленная стилевая поверхность, разработан силовой каркас кабины и в настоящее время ведутся работы по доводке конструкции и компоновки кабины (рис. 1).

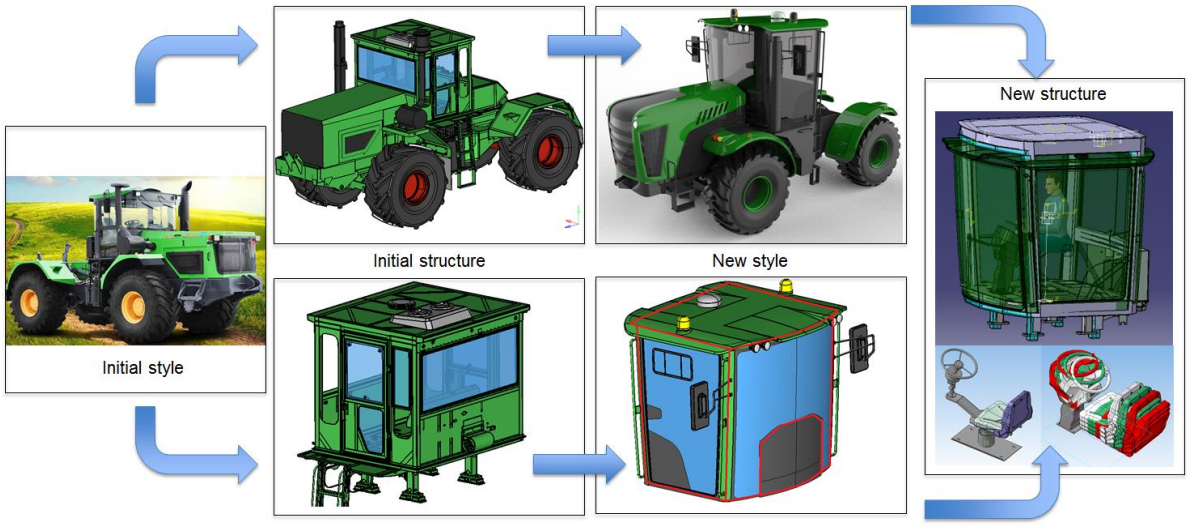


Рисунок 1 – Создание новой конструкции кабины трактора

Для достижения поставленной цели необходимо было решить следующие задачи:

- Рассмотреть классические подходы к проектированию кабин специальной техники;

- Сформировать цели и ограничения для оптимизации основываясь на каскадировании целевых показателей и ограничений начиная от субъективных пожеланий заказчика и заканчивая техническими требованиями к узлам и компонентам;
- Выработать алгоритм мультидисциплинарной кроссплатформенной структурной оптимизации;
- Провести мультидисциплинарную кроссплатформенную оптимизацию силового каркаса кабины трактора.

4. Классический подход к проектированию

В настоящее время классическим подходом является проектирование на основе результатов топологической оптимизации. В первую очередь проводится анализ компоновки, стилевой поверхности и определяется объем проектной переменной, то есть объем в котором потенциально могут располагаться силовые элементы конструкции (рис. 2).

Рисунок 2 – Объем проектной переменной

После этого проводится топологическая оптимизация, по результатам которой определяют основные силовые пути для силового каркаса (рис. 3).

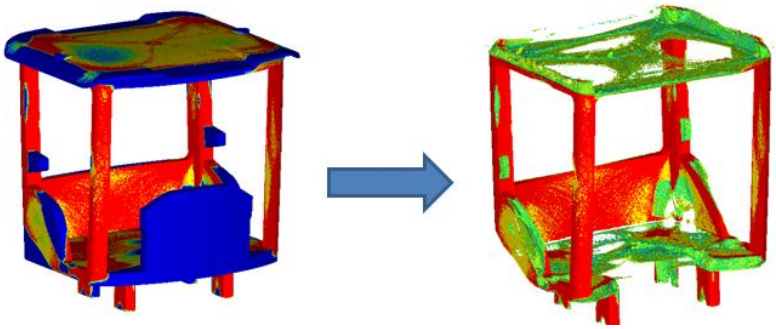


Рисунок 3 – Результаты топологической оптимизации

Затем строится балочная модель каркаса и делается параметрическая оптимизация поперечных сечений балок (рис. 4).

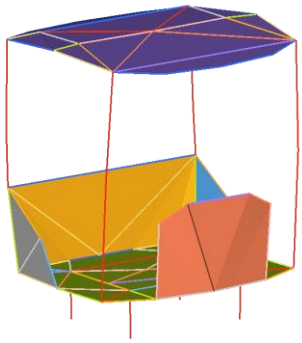


Рисунок 4 – Балочная модель кабины трактора

В результате строится карта сечений, на основе которой прорабатывается математическая модель прототипа силового каркаса. Далее проводится многовариантная доработка конструкции отдельно по виброакустическому комфорту и отдельно по пассивной безопасности. Зачастую те конструктивные решения которые положительно отражаются на виброакустическом комфорте дают отрицательный эффект для пассивной безопасности и наоборот. Таким образом процесс создания конструкции удовлетворяющей поставленным целям является многоитерационным и занимает много времени.

Таким образом классический подход требует большого количества высококвалифицированного персонала, требует большого количества времени и не дает оптимального результата.

5. Алгоритм мультидисциплинарной кроссплатформенной оптимизации

Процесс нахождения оптимального решения с использованием мультидисциплинарной кроссплатформенной оптимизации по большей части выглядит аналогично процессу классического подхода, однако имеет кардинальные отличия на этапе доработки конструкции. Вместо ручной доработки конструкции используется оптимизация на каждой итерации которой проводится анализ как виброакустических параметров, таких как глобальные собственные частоты конструкции, так и параметров пассивной безопасности, таких как проникновение элементов конструкции в жизненное пространство механизатора. После окончания каждой итерации оптимизатор определяет достигнуты ли целевые показатели. В случае если целевые показатели не достигнуты происходит изменение переменных оптимизации и происходит расчет следующей итерации (рис. 5).

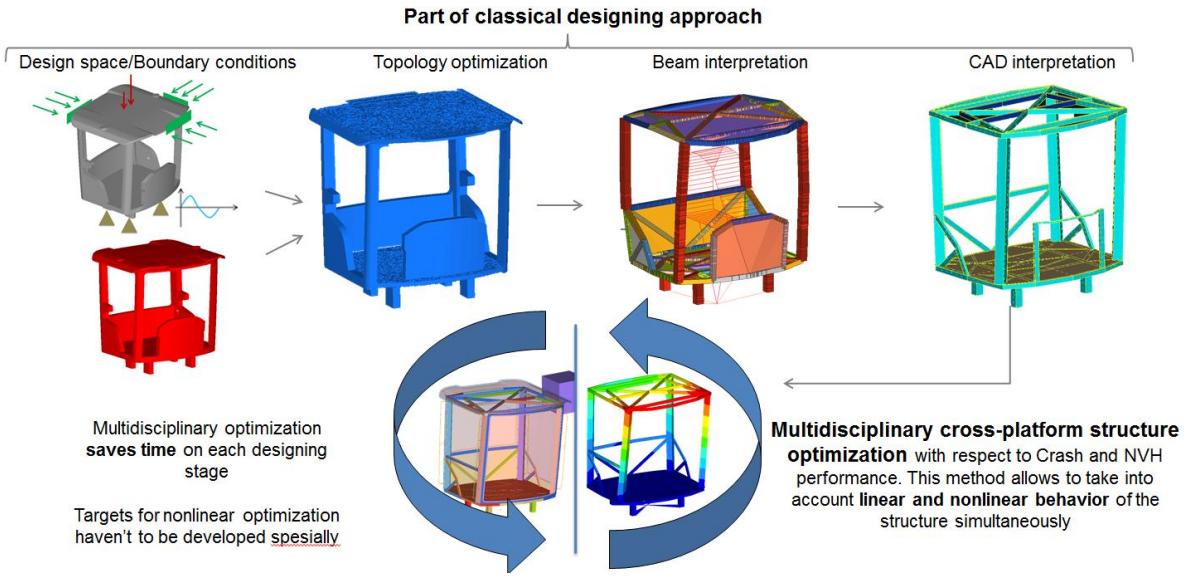


Рисунок 5 – процесс мультидисциплинарной кроссплатформенной оптимизации

Оптимизация считается сошедшейся в случае если все целевые показатели достигнуты.

Мультидисциплинарная кроссплатформенная оптимизация на ряду с преимуществами имеет ряд ограничений:

- В процессе оптимизации не происходит изменение топологии конструкции;
- Изменение формы в процессе оптимизации ограничено

6. Переменные, граничные условия и ограничения для оптимизации

Анализ основных требований по NVH и их дальнейшее каскадирование показало, что одними из основных показателей являются глобальные собственные частоты кабины на собственной подвеске. Требования к данным показателям напрямую связаны с частотами возбуждения от силового агрегата. Собственные частоты кабины должны в корень из двух отличаться от частоты холостого хода двигателя, устанавливаемого на трактор.

Целевые значения по собственным частотам были вычислены исходя из расчета частоты доминирующей моторной гармоники для ДВС по формуле (1). В рамках проекта учитывались характеристики двигателей ЯМЗ 238 и ТМЗ 84;

Для V-образного двигателя:

$$f = \frac{0.5 \cdot n \cdot i}{60 \cdot \tau}, \text{ где} \qquad (1)$$

i - количество цилиндров, т=1 для двухтактного двигателя, т=2 для четырехтактного двигателя.

Выбранные целевые значения гарантированно обеспечат выполнение требований по виброакустическому комфорту:

- целевые значения частоты собственных крутильных колебаний крыши кабины трактора в сборе относительно пола и опор вокруг оси Y были установлены в диапазоне более 25 Гц и более 30 Гц соответственно;
- частоты собственных колебаний кабины трактора в сборе в продольном направлении – в диапазоне от 11 до 18 Гц и более 25 Гц;
- частоты собственных колебаний кабины трактора в сборе в поперечном направлении – в диапазоне от 16 до 18 Гц и более 25 Гц.

Анализ основных требований по пассивной безопасности и их каскадирование показало, что основными показателями являются максимальные перемещения элементов конструкции кабины под действием ударных нагрузок.

Таким образом, целью оптимизации является снижение массы, при этом задаются ограничения по низшей глобальной собственной частоте силового каркаса кабины, по максимальным проникновениям маятника при боковом и заднем ударах.

Проектными переменными оптимизации являются толщины всех балок (рис. 6), составляющих силовой каркас кабины, кроме того проектной переменной также является и форма кабины. Изменяемыми являются ширина, длина, высота кабины, угол наклона лобового стекла, а также угол наклона боковых стенок кабины.

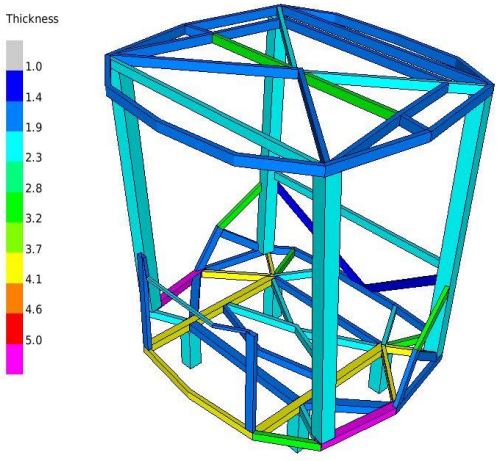


Рисунок 7 – Детали, толщины которых изменяются в процессе оптимизации

7. Результаты мультидисциплинарной кроссплатформенной оптимизации

В процессе оптимизации было проведено 57 итераций, которые заняли 136 часов расчетного времени. В результате была получена конструкция кабины трактора, которая удовлетворяет всем предъявляемым требованиям (рис. 8,9):

- Первая глобальная собственная частота выросла с 19,8 Гц до 25,2 Гц;
- Вторая глобальная собственная частота выросла с 22,6 Гц до 28,5 Гц;
- Третья глобальная собственная частота выросла с 26,3 Гц до 32 Гц;
- Проникновение маятника при боковом ударе снизилось с 261 мм до 215 мм;
- Проникновение маятника при заднем ударе снизилось с 204 мм до 194 мм;
- Масса силового каркаса снизилась с 709,6 кг до 656,2 кг.

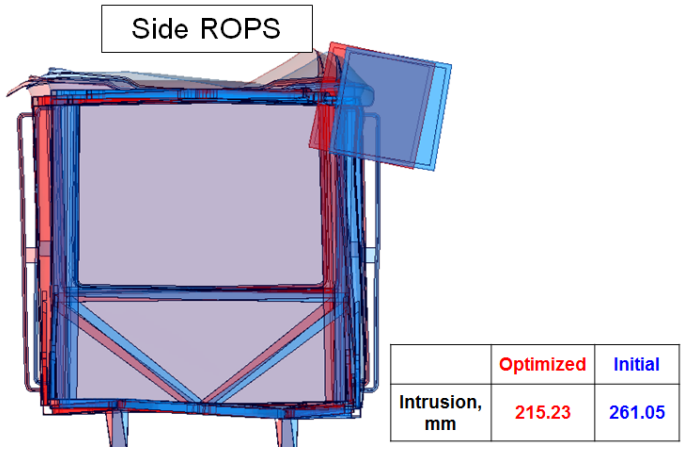


Рисунок 8 – Сравнение оптимизированной и неоптимизированной конструкций по боковому удару

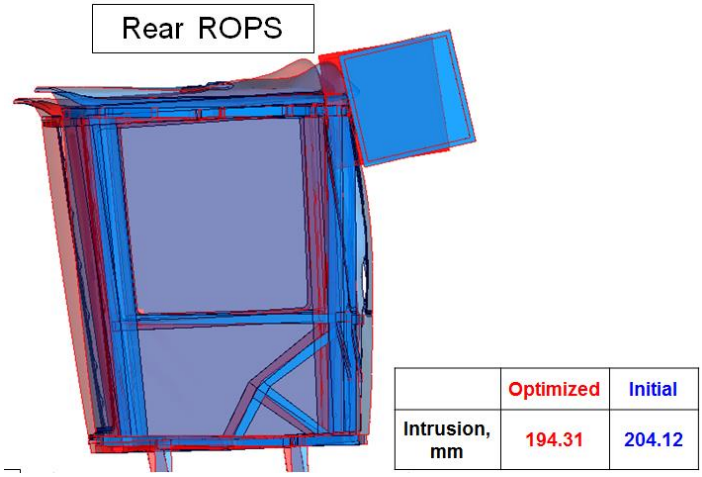


Рисунок 9 – Сравнение оптимизированной и неоптимизированной конструкций по заднему удару

8. Технические характеристики расчетного сервера

Оптимизация проводилась в суперкомпьютерном центре СПБПУ, который находится на третьем месте в России по вычислительной мощности и является самым мощным компьютером в России, который используется для решения прикладных задач различных отраслей Российской Федерации. Мощность суперкомпьютерного центра составляет 1,3 Пфлопс (рис. 10).

Рисунок 10 – суперкомпьютерный центр

9. Благодарности

Работа выполняется при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках ФЦП "Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014-2020 годы", Мероприятие 1.3., Соглашение о предоставлении субсидии №14.578.21.0206 от 03.10.2016, уникальный идентификатор ПНИЭР: RFMEFI57816X0206.