

ANSYS®

SVS FEM

Your partner in computing

Proceedings of
24th SVSFEM ANSYS Users' Group Meeting and Conference 2016
1st – 3rd of June 2016, Dolní Morava, Czech Republic

Sponsors:



SVS FEM s.r.o.

ISBN: 978-80-905525-3-1

<http://aum.svsfem.cz>

Content

THERMO-HYDRAULIC FLOW SIMULATION OF SPENT FUEL STORAGE POOL	4
Gabriel Gálík, Vladimír Kutiš, Juraj Paulech, Jakub Jakubec	
CFD MODEL FOR BYPASS STUDY OF VVER440 FUEL ASSEMBLY	9
Jakub Jakubec, Vladimír Kutiš, Gabriel Gálík, Juraj Paulech	
VYUŽITÍ KOMERČNÍHO FEM SOFTWARE K VÝVOJI PŮVODNÍCH VÝPOČTOVÝCH METOD	14
Jiří Podešva	
STUDIE DEFORMACÍ ŽLABU.....	19
Jozef Hrabovský, Jaroslav Horský	
NONLINEAR DYNAMIC ANALYSIS OF NUCLEAR POWER BUILDING SAFETY UNDER THE AIRCRAFT IMPACT	30
Juraj Králik, Juraj Králik, jr.	
MAJOR OUTAGE IN VVER-440 - CFD ANALYSIS.....	39
Juraj Paulech, Jakub Jakubec, Gabriel, Gálík, Vladimír Kutiš, Tibor Sedlár	
OPTIMIZATION OF TORSION SYSTEM IN OPTISLANG.....	45
Marek Šebík, Ondřej Kalivoda	
NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY SVODIDEL S INTEGROVANOU PROTIHLUKOVOU STĚNOU MPHS DLE ČSN EN 1317 V PROSTŘEDÍ ANSYS LS-DYNA	48
Martin Chadima, Miloslav Popovič	
EXPERIMENTAL AND NUMERICAL EVALUATION OF THE EXTERNAL PRESSURE COEFFICIENTS ON THE ELLIPTIC CYLINDER	52
Michal Franek, Lenka Konečná, Marek Macák	
PROPERTIES OF WINDOWS - THEORETICAL CALCULATION OF THERMAL TRANSMITTANCE	62
Milan Palko, Adela Palková	
WIND TUNNEL STUBA - ATMOSPHERIC BOUNDARY LAYER MODELLING	68
Milan Palko, Adela Palková, Andrea Vranková	
FUNCTIONAL GAP OF WOODEN WINDOW - MOISTURE REGIME.....	76
Milan Palko, Adela Palková	
FEM-BASED NUMERICAL MODELS OF GRAPHENE COAXIAL LINES: A COMPARISON OF RELEVANT ANALYSES	84
P. Drexler, P. Fiala, M. Steinbauer, T. Kříž	
FOLDING TABLE AND SAFETY IN RAILWAY TRAFFIC.....	96
Pavel Maršálek, Petr Horyl, Tomáš Karásek, Petr Ferfecki	
STUDIE VLIVU REDUKCE NÁVRHOVÉHO VEKTORU NA VÝSLEDKY INVERZNÍ IDENTIFIKACE PARAMETRŮ NELINEÁRNÍHO MATERIÁLOVÉHO MODELU BETONU	101

Petr Král, Petr Hradil	
A PARAMETRIC MODEL OF A PUMP SUCTION	110
Tomáš Krátký, Lukáš Zavadil, Luděk Bartoněk	
NUMERICAL MODELLING OF LIGHT SOURCES	119
Tomáš Kříž, Pavel Fiala	
DEFORMAČNĚ-NAPĚŤOVÁ ANALÝZA POTRUBÍ OHÝBANÉHO VLIVEM TEPLOTNÍ DILATACE KOTLE	127
Ing. Tomáš Oplít	
STRESS ANALYSIS USING ANSYS MODEL OF THE STRAIN GAUGE ROSETTE.....	140
Vladimír Goga, Jakub Bohuš, Gabriel Gálik	
COOLANT MASS FLOW DISTRIBUTION AT INLET FUEL ASSEMBLY NOZZLES OF NUCLEAR REACTOR VVER 440	146
Vladimír Kutiš, Jakub Jakubec, Juraj Paulech, Gabriel Gálik	
ANALÝZA CHOVÁNÍ ZARÁŽEDEL ČD.....	153
Vlastislav Salajka, Petr Hradil, Otto Plášek	
ANALÝZA NÁRAZU PTÁKA DO KŘÍDLA LETOUNU	163
HUB JURAJ, ZELINKA PATRIK	
NUMERICAL ANALYSIS OF A STATIC MAGNETIC FIELD IN TESTING THE CHARACTER OF A QUANTUM MECHANICAL MODEL OF MATTER.....	171
Eliška Vlachová-Hutová, Karel Bartušek, Pavel Fiala	

THERMO-HYDRAULIC FLOW SIMULATION OF SPENT FUEL STORAGE POOL

GABRIEL GÁLIK, VLADIMÍR KUTIŠ, JURAJ PAULECH, JAKUB JAKUBEC

Institute of Automotive Mechatronics, Faculty of Electrical Engineering and Information Technology, Slovak University of Technology in Bratislava

Abstract: The article deals with modelling of coolant flow within the spent fuel storage pool of a VVER 440 reactor. The spent fuel storage pool is modelled in a state of standard reactor operation. The coolant heating from the remaining thermal power of stored spent fuel assemblies was also included.

Keywords: Thermo-hydraulics, Storage- pool, VVER, CFD

1 Introduction

The spent fuel storage pool is used for long term storage and cooling of spent fuel assemblies of a VVER 440 reactor. The aim of this paper is to model the steady state coolant flow within the storage pool. Computational Fluid Dynamics solutions (Todreas 2011, Versteeg 2007) were calculated using ANSYS CFX.

2 Geometric model

The spent fuel storage pool consists of the main pool, two inlet pipelines located at the bottom of the storage pool, two outlet pipe lines located at the top, including the submerged reserve and storage grids and their support structures. The storage grid contains hexagonal absorbers around every fuel assembly storage location..The model contains spent fuel assemblies stored in all storage locations, 290 in total. Heat transfer through the solid walls of absorbers and fuel assembly shroud was not modelled.

Although, the physical models describing the processes within the storage pool are relatively simple, the structures submerged within the pool are of highly complex design and geometry. Significant simplifications were necessary to save computing power and to speed up solution times. The reserve grid was removed from the model together with its supporting structure, as it is not present during standard operation. A number of details were simplified on the remaining structures that were deemed to have insignificant impact on flow profiles. Simplified fuel assemblies were used, where individual fuel rods in fuel assemblies were represented by an equivalent assembly model.

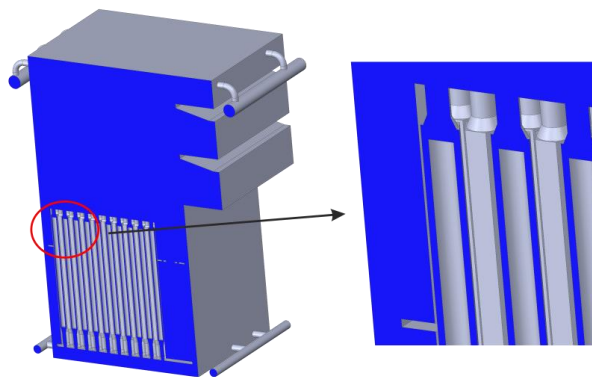


Image 1– Section of the final coolant volume model with a detailed view of fuel assemblies

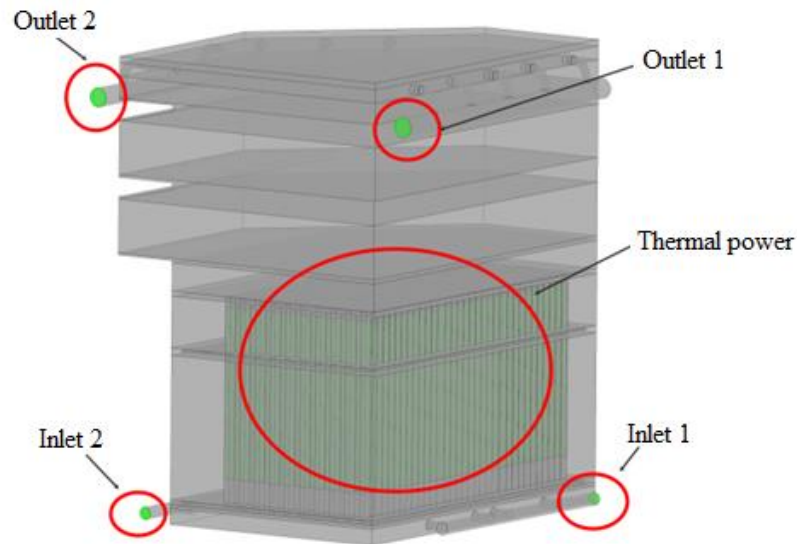


Image 2– Model and boundary conditions

3 Boundary conditions

Boundary conditions were set based on standard operational data. The total coolant level was 14.7m above the reactor zero reference level. Nominal pump properties were set for total inlet mass flow (Inlet 1 and Inlet 2) values at 85.5 kg/s. While the inlet coolant was injected at a constant temperature of 35 °C. The total remaining thermal power of all stored fuel assemblies was 1.9MWt this power represents the thermal loading after reactor refuelling. All remaining faces were set to a "No Slip Wall" boundary condition, except the top horizontal face, which was set to "Free Slip Wall" condition to simulate the properties of free surface.

4 Model discretization and numerical mesh

The geometrical model was divided into multiple parts to ease the discretisation process. The resulting divided model is shown in Image 3.

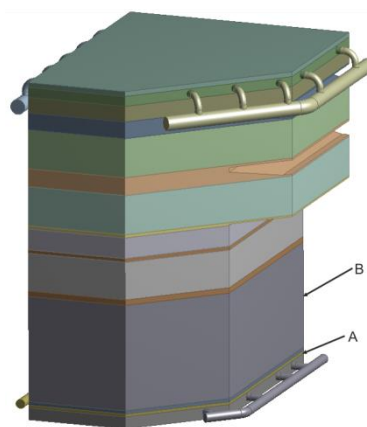


Image 3– Geometrical model division, location of parts A and B

The resulting parts were subsequently individually discretised using different meshing methods and elements. Two examples are marked in Image 3 as A and B. Part A was meshed with tetra elements using Quick Delaunay method and it is shown Image 4.

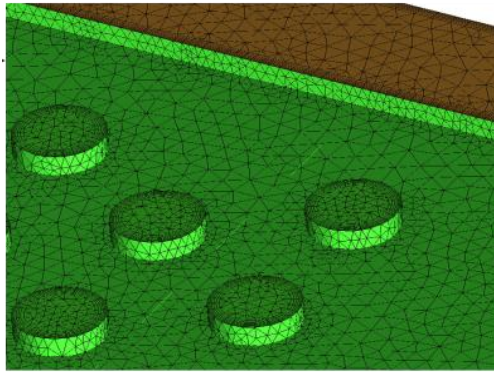


Image 4– Detailed view of part A

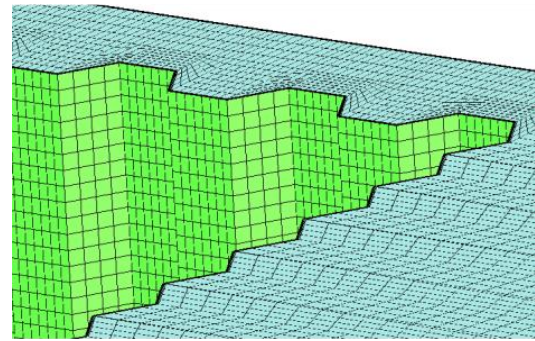


Image 5– Detail view of part B

Part B was meshed with hexagonal elements using multi-zone blocking method and it is shown in Image 4. The total number of elements in the discretised model was app. 63.7mil., while the total number of nodes was app. 54.9 mil.

5 CFD simulation

The goal of the CFD simulation is to determine the steady-state coolant flow in the spent fuel storage pool. Shear stress transport (SST) turbulent model was used during the solution process. The settled mean value of average outlet fluid temperature was used as the condition for steady-state solution. This condition was fulfilled after 2145 iterations.

6 Simulation results

The distribution of temperature and flow velocities were calculated for the whole fluid domain. However, for clarity, three different section planes were used through rows 1, 6 and 13 (as shown in Image 6), to represent the spatial distribution of given flow properties. Additionally, outlet streamlines of 7 selected fuel assemblies were analysed to characterise the fluid flow structure within the storage pool.

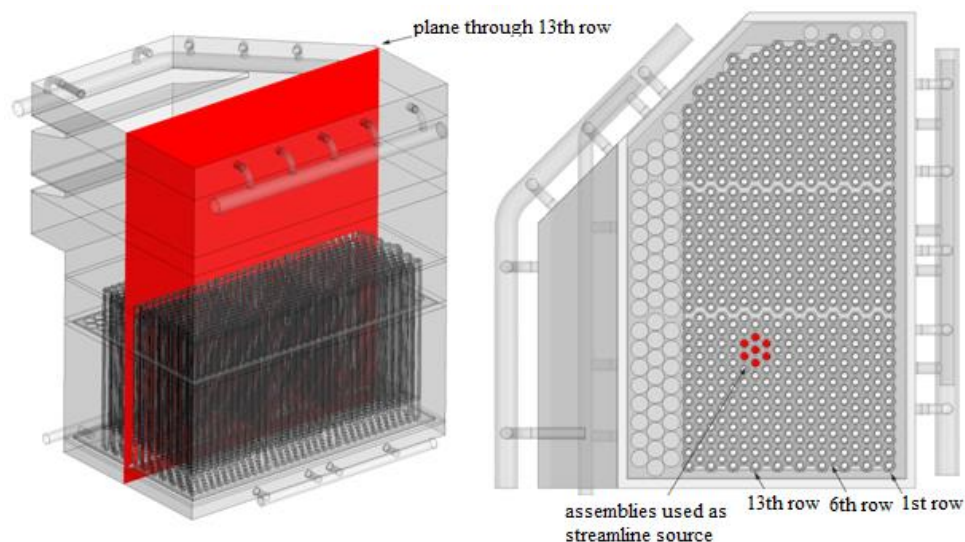


Image 6– Visualisation section planes and selected assemblies

Image 7 shows the distribution of inlet streamlines with mapped flow velocities at the bottom of the pool. The mapped velocities show the approximate maximum flow velocity at the pool bottom to be 0.86m/s. Additionally, the distribution of streamlines characterises the induced vortices during flow interaction.

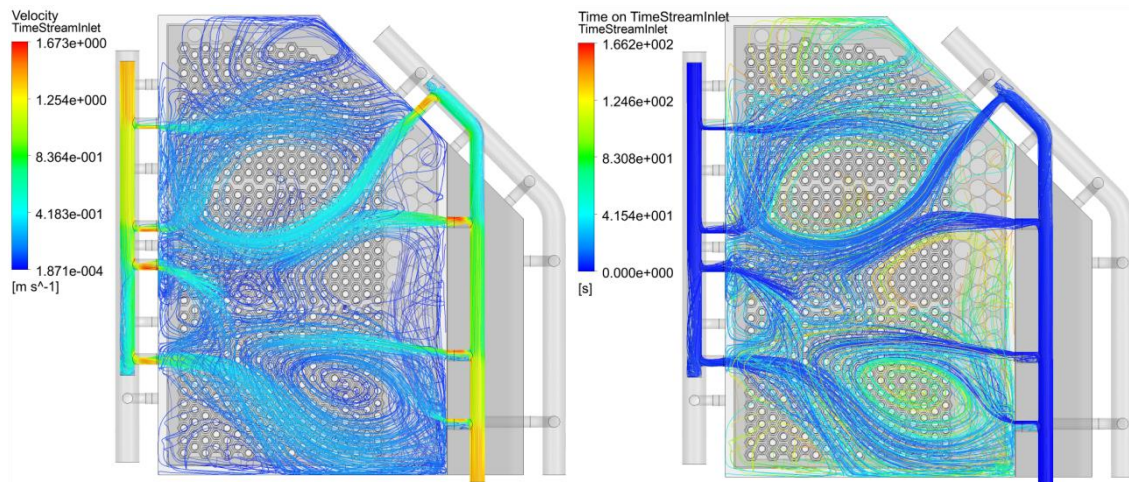


Image 7– Inlet streamlines with mapped flow Velocity and Time

Time on streamline can be calculated using the length and shape of a streamline together with flow velocities. This property represents the time required for the fluid to travel along the streamline to the given location as shown in Image 8. Image 9 shows streamlines originating from the 7 selected assemblies (shown in Image 6), together with mapped Time on stream line property. As the mapped Time data shows, coolant exiting the selected assemblies remains within the storage pool for a relatively long time (2000s) before it enters the drain pipelines. The figure also shows streamlines that are part of a recirculation flow.

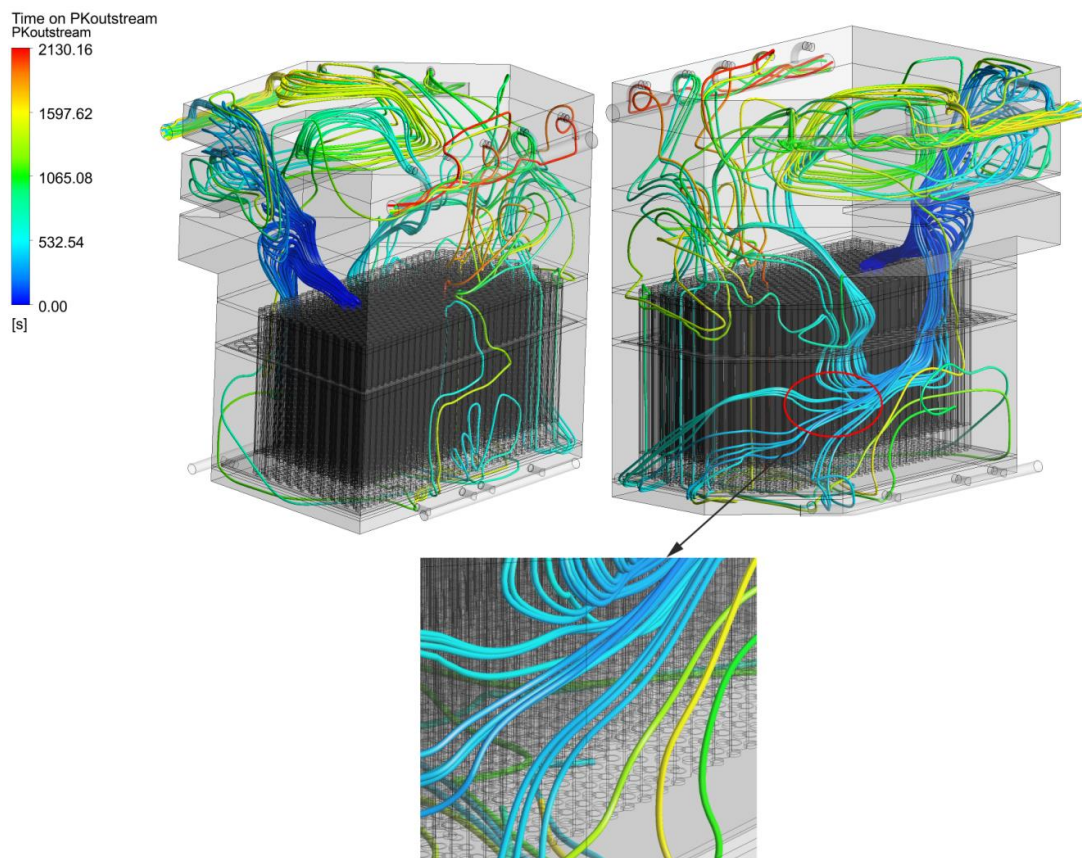


Image 8– Streamlines originating from 7 selected assemblies with mapped Time on streamline

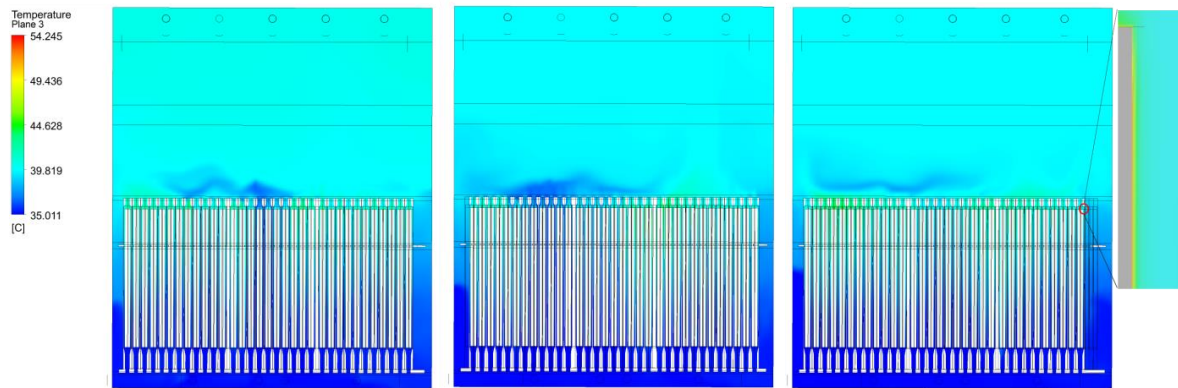


Image 9– Distribution of temperatures in the vertical section planes through stored assembly rows(1st 6th and 13th) with a detailed view of an equivalent fuel rod

Image 9 shows the distribution of coolant temperature in the vertical section planes through rows 1, 6 and 13 (shown in Image 6). Despite the equally distributed thermal power, the coolant temperature in stored assemblies is non-uniform. This is caused by different mass flow rates through individual assemblies. Local temperature maximums are formed in layers that are in direct contact with the equivalent fuel rods, as shown in the detailed view of Image 9.

7 Conclusion

Forced flow and buoyancy effects create comparatively low flow velocities. Such low flow velocities result in relatively large eddies, which cause the recirculation and mixing of the coolant fluid through fuel assemblies.

References

- N.E. Todreas, M.S. Kazimi. Nuclear Systems Volume I: Thermal Hydraulic Fundamentals. CRC Press; 2 edition, 2011. ISBN 1439808872
- H. Versteeg, W. Malalasekera. An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method. Prentice Hall; 2 edition, 2007. ISBN 0131274988

Acknowledgement

This work was supported by the Slovak Research and Development Agency under the contract No. APVV-0246-12 and APVV-14-0613, by Grant Agency VEGA, grant No. 1/0228/14 and 1/0453/15. Authors are also grateful to the HPC Centre at the Slovak University of Technology in Bratislava, which is a part of the Slovak Infrastructure of High Performance Computing (SIVVP project, ITMS code 26230120002, funded by the European Regional Development Funds), for the computational time and resources made available.

Contact address:

Ing. Gabriel Gálik
 Ilkovičova 3, 812 19 Bratislava, Slovakia

CFD MODEL FOR BYPASS STUDY OF VVER440 FUEL ASSEMBLY

JAKUB JAKUBEC, VLADIMÍR KUTIŠ, GABRIEL GÁLIK, JURAJ PAULECH

Department of Applied Mechanics and Mechatronics, Institute of Automotive Mechatronics, Faculty of Electrical Engineering and Information Technology, Slovak University of Technology in Bratislava. Ilkovičova 3, Bratislava, Slovak Republic

Abstract: The article deals with CFD modelling and simulating of coolant flow in nuclear reactor VVER 440 fuel assembly. The influence of coolant flow in bypass on the temperature distribution at the outlet of fuel assembly and pressure drop is investigated. Only steady-state analyses are performed. Boundary conditions are based on the operating conditions.

Keywords: CFD analysis, ANSYS CFX, Fuel assembly, VVER 440, thermal-hydraulics

1 Introduction

In nuclear reactor safety, thermo-hydraulics is very important subject (Todreas, 2011). Thermo-hydraulics as multi-physical domain has influence not only on thermal conditions of nuclear fuel, but also influences on distribution of neutron flux in reactor core, thermal and pressure loading of reactor pressure vessel and sets up critical value of heat flux. Many years thermo-hydraulics of nuclear reactors has been investigated only by specialized system codes, like RELAP and ATHLET. In the last decade, computational fluid dynamics - CFD (Versteeg, 2007) emerged as very useful alternative tool to analyze thermo-hydraulics, where real 3D geometry can be considered. The paper presents the application of CFD on investigation of bypass flow influence on coolant temperature distribution in fuel assembly head.

2 Geometric model and discretization

To perform thermo-hydraulic analysis of fuel assembly of reactor VVER440, it is necessary to create 3D geometric model of coolant in the fuel assembly (FA). Creating of geometric model of coolant is divided into three steps (Image1).

In the first step, very accurate geometric model of fuel assembly with all details is created. This model also includes part of protective tube unit called fixator, where the thermocouple housing for thermocouple is placed. This 3D geometric model represents real geometry of FA, which also can be used for structural analysis.

Image1 shows fully detailed 3D CAD model of fuel assembly. In the Image1 there is bypass outlet from fuel assembly in the bottom and bypass inlet in top, marked with blue circle.

Second step, detailed geometric model of fuel assembly is simplified because of the future mesh generation and computational hardware limitations. Simplifications are performed on input and also on output parts of fuel assembly. Those modifications won't have significant influence on the coolant flow (Image1).

In third step, negative volume of fuel assembly, which represents the volume of coolant is created. In this step, also the geometry of fixator tube from upper core supporting plate is modelled, where the thermocouple housing is placed.

Final geometry model of coolant in fuel assembly is shown in Image1 (3rd step). The final geometry model of coolant also contains central tube, thermocouple housing and schroud modelled as a solid part.

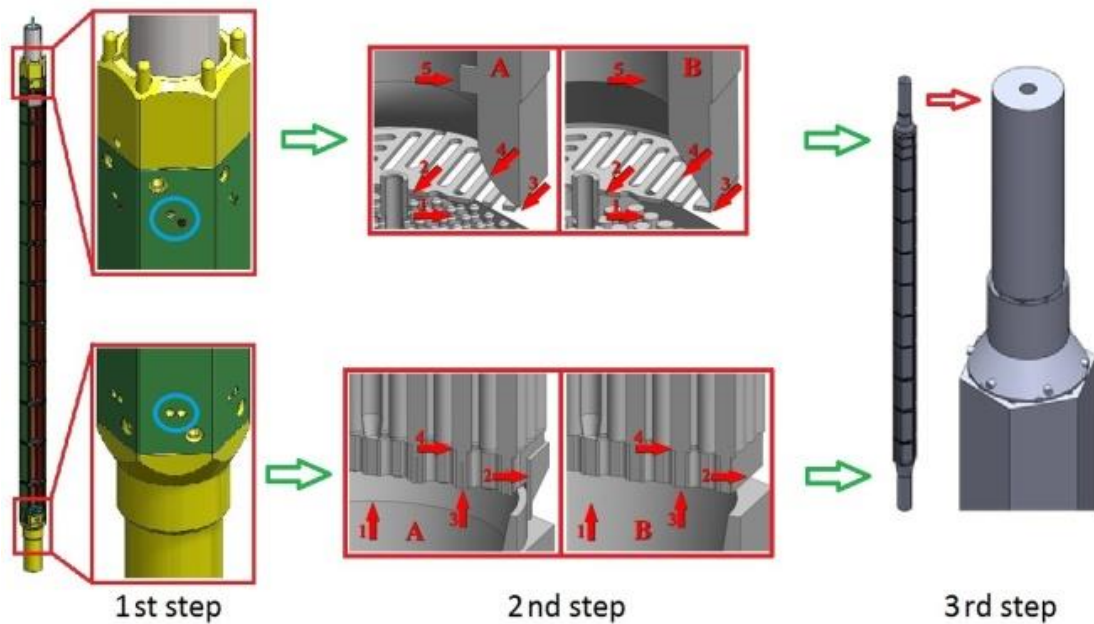


Image 10–3D CAD model of Fuel assembly (1st step), simplifications in particular areas (2nd step) and geometry model of coolant in fuel assembly (3rd step)

To solve Reynolds Averaged Navier-Stokes equations (RANS) by Finite Volume Method (FVM), division of the geometry of coolant into small cells is necessary. The process of discretization was performed in mesh tool ANSYS ICEM CFD where blocking strategy was mostly used. In order to use this strategy the whole geometry of coolant was divided into parts to provide better and easier way to create suitable mesh (see Image2).

Image3 shows example of the most complicated part of the mesh created in the fuel rods area, which includes spacer grids and central tube.

	elements
a)	1081584
b)	110088
c)	115764
d)	343356
e)	57159784
f)	1218528
g)	2723870
h)	1648320
i)	68040
j)	293504
k)	44928
total	64807845

Image 2–Mesh parts with element counts

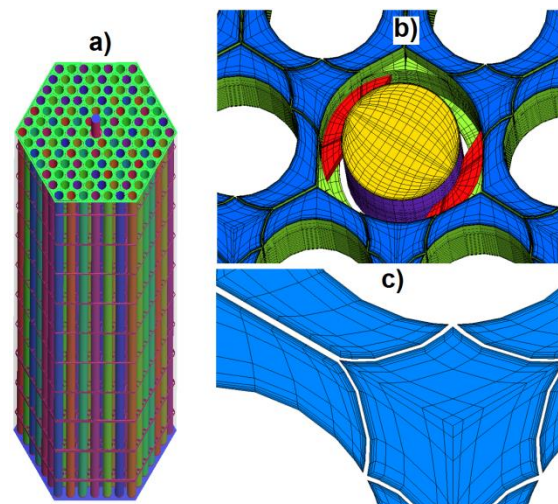


Image 3–Mesh part (Image2 - e): (a) - geometry of the part, (b) – central tube perforations detail, (c) – detail of boundary layer

All meshed parts were connected by GGI connection in ANSYS CFX. The discretized model of fuel assembly coolant contains approximately 70 millions of nodes and 65 millions of elements (Image2). These numbers represents the limit of our hardware and software configuration, which was used for CFD computations.

3 CFD simulations and obtained results

Very important parameter, which plays crucial role in heat removal from FA is mass flow of coolant, which flows through individual fuel assemblies. Not entire mass of the coolant which enters FA flows through fuel rods. Minor part of the coolant leaves FA in lower part (still under the fuel rods) and enters so called inner FA space, flows along FA and back enters to its head above fuel rods and mixing grid. It is called FA bypass. Bypass coolant mass flow at the inlet to bypass and at the outlet from bypass could be uneven based on different hydraulic losses of nearby FAs.

Used boundary conditions were based on the Russian experiment (Oleksyuk, 2006). This experiment was used for validating used CFD model in our previous researches (Jakubec, 20015). Test facility is basically fuel assembly equipped with electric heated fuel rods replacing rods with fissile material, where each rod could have its own thermal performance. In the upper part there are 69 thermocouples placed in order to monitor coolant temperature distribution.

Bypass coolant mass flow was considered in range 0% - 4% of nominal coolant mass flow at the FA inlet and 0% - 5% at the bypass outlet. Coolant temperature at the bypass outlet was considered as coolant temperature at the inlet to FA + 10°C gain. Those bypass parameters were chosen to be able to examine its influence on FA output parameters. It means they don't have to fit real operational conditions.

Boundary conditions (Image 4):

- nominal inlet mass flow: 24.5kg/s
 - inlet temperature: 268°C
 - output pressure: 12.25MPa
- Bypass parameters:
- inlet mass flow: 0-4% of FA nominal mass flow
 - outlet mass flow: 0-5% of FA nominal mass flow
 - outlet temperature: 278°C (FA inlet temp. +10°C gain)
- Turbulent model:
- SST
- Prescribed thermal power distribution:
- total thermal power = 5.77MW
 - prescribed as the heat flux for each fuel rod

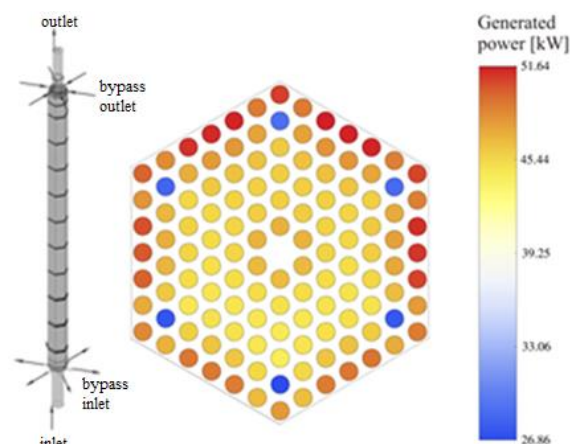


Image 4: Boundary conditions – left, radial power distribution in fuel rods – right

All simulations were performed as steady state, ANSYS CFX was chosen as CFD tool for all simulations. The model contains two domains: fluid and solid. Solid domain is used for modelling heat transfer across the central tube wall and thermocouple housing. The connection between individual mesh parts is realized by GGI connection. Material parameters of coolant (water) were defined by ANSYS CFX material library IAPWS-IF97.

Image5 shows upper part of FA with highest chosen values of bypass mass flow. As it is obvious bottom part of fixator increases coolant velocity by diameter decrease up to 10 m/s. Higher coolant flow velocities remains in the fixator tube centre and considering imperfect coolant mixing in FA head (Image6), it is expected the influence of this flow on coolant temperature measurement by thermocouple comparing to the average coolant temperature at the FA outlet. Right side of Image5 shows where bypass enters FA head by velocity streamlines and how it is forced by the main stream to the fixator tube walls.

Detailed coolant temperature distribution in upper part of FA is shown in Image6 by contours. All 3 cross-sections show how main hot coolant stream is forced to centre of

fixator tube by the bypass and even by the geometry. They also show great influence on the thermocouple housing since it is placed in the centre of fixator tube. The effect of main hot stream is even bigger considering weighting of the coolant flow velocities from Image5.

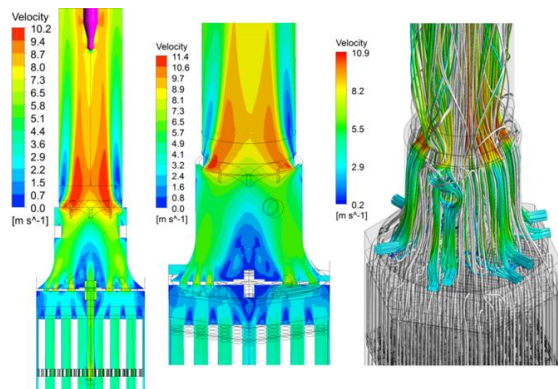


Image 5: Coolant velocity distribution at the upper part of FA, left and middle – velocity distribution by contour in different views, right – velocity streamlines from bypass

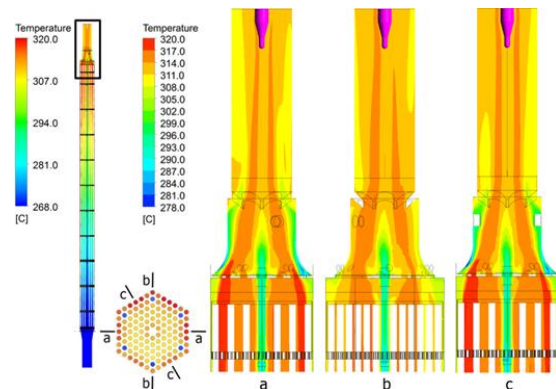


Image 6: Coolant temperature distribution: left – along whole FA, right – in FA upper part in cross-sections

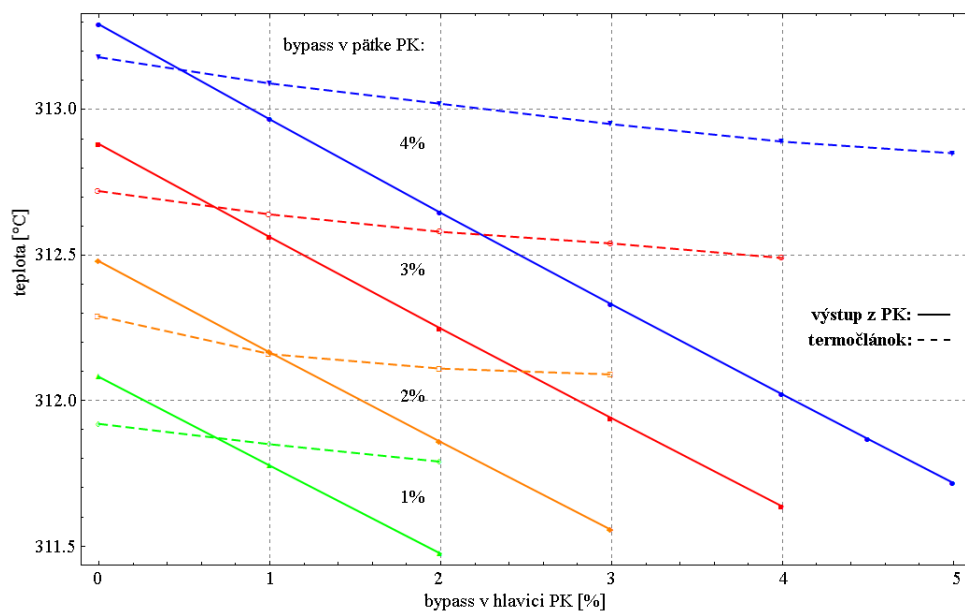


Image 7: outlet coolant temperature and thermocouple dependence on bypass parameters

Image 7 represents temperature (FA outlet and thermocouple) dependence on bypass mass flow parameters. Average coolant temperature at the FA outlet function and thermocouple temperature function are linear to bypass outlet mass flow parameters, but thermocouple temperature function has lower slope compared to outlet temperature function. It is caused by forcing main hot stream to the coolant flow centre, closer to the thermocouple by the bypass mass flow at the inlet to upper part of FA

4 Conclusions

The article presents CFD modelling and simulation of coolant flow in fuel assembly of nuclear reactor VVER 440. Goal was to investigate influence of bypass mass flow on the coolant mixing processes and temperatures in FA upper area. It is obvious that the FA bypass has significant influence on the coolant flow profile and coolant temperatures registered by the thermocouple compared to average coolant temperature at the FA outlet.

Even coolant flow from the central tube may affect measured coolant temperature by the thermocouple registered by the thermocouple. This is the reason why to determine all possible influences which causes differences in coolant temperature measurement especially by current projected thermal power increase of nuclear power reactor VVER440.

References

- N.E. Todreas, M.S. Kazimi. Nuclear Systems Volume I: Thermal Hydraulic Fundamentals. CRC Press; 2 edition, 2011. ISBN 1439808872.
- H. Versteeg, W. Malalasekera. An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method. Prentice Hall; 2 edition, 2007. ISBN 0131274988
- D.A. Oleksyuk L.L. Kobzar, "Experiments on simulation of coolant mixing in fuel assembly head and core exit channel of VVER-440 reactor," Kurchatov Institute, Moscow, 2006
- J. Jakubec, V. Kutiš, G. Gálik, J. Paulech.: Coolant mixing processes simulations of nuclear reactor VVER440 fuel assembly. SVSFEM ANSYS User's Group Meeting, 2015.

Acknowledgement

This work was supported by the Slovak Research and Development Agency under the contract No. APVV-0246-12 and APVV-14-0613, by Grant Agency VEGA, grant No. 1/0228/14 and 1/0453/15. Authors are also grateful to the HPC Centre at the Slovak University of Technology in Bratislava, which is a part of the Slovak Infrastructure of High Performance Computing (SIVVP project, ITMS code 26230120002, funded by the European Regional Development Funds), for the computational time and resources made available.

Contact address:

Ing. Jakub Jakubec
Department of Applied Mechanics and Mechatronics
Institute of Automotive Mechatronics
Faculty of Electrical Engineering and Information Technology
Slovak University of Technology in Bratislava
Ilkovičova 3, 81219 Bratislava
E-mail: jakub.jakubec@stuba.sk

VYUŽITÍ KOMERČNÍHO FEM SOFTWARE K VÝVOJI PŮVODNÍCH VÝPOČTOVÝCH METOD

JIŘÍ PODEŠVA

VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra aplikované mechaniky

Abstract: The commercial FEM based software have implemented the numerical methods and approaches verified, reliable and steady. Except of these the new methods are developed every hour. These are tested on benchmarks usually out of the commercial software. Only after long verifying such can be implemented into commercial software. But the commercial software can be used to support the testing of the new methods. The paper deals with how the Ansys software can help with the use of the newly developed numerical method.

Keywords: finite element method, static condensation, superelements, modal synthesis

1 Úvod

Pro řešení konkrétních technických problémů cestou počítačového modelování bývá použit komerční software, založený na metodě konečných prvků. Takový software obvykle obsahuje mnohokrát ověřené metody a postupy numerického řešení. Kromě toho jsou průběžně vyvíjeny nové a nové numerické metody. Ty musí být následně testovány a obvykle trvá delší dobu, než mohou být použity v komerčním softwaru.

Nástroje, obsažené v komerčním softwaru, mohou však být použity nestandardní způsobem jako podpora pro testování nových výpočtových metod.

Následující text se zabývá technikami rozkladu modelované konstrukce na tzv. "substruktury" (substructures, substructuring). Tyto metody jsou dnes široce rozvíjeny zejména s ohledem na použití na mnohoprocesorových počítačích.

V následujícím textu bude popsána standardní metoda statické kondenzace, implementovaná v Ansysu a její nestandardní použití pro podporu použití originální metody modální syntézy.

2 Statická kondenzace

Metoda statické kondenzace je jednou z nejstarších metod rozkladu konstrukce na substruktury (matematickou terminologií se mluví o rozkladu oblasti na podoblasti) (Przemieniecki, 1968).

Základní soustava pohybových rovnic konzervativní soustavy má tvar :

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K} \cdot \mathbf{q} = \mathbf{f} \quad (2.1)$$

kde $\mathbf{M}$ - matice hmot,
 $\mathbf{K}$ - matice tuhosti,
 $\mathbf{q}$ - sloupcová matice (vektor) posunutí,
 $\ddot{\mathbf{q}}$ - sloupcová matice (vektor) zrychlení,
 $\mathbf{f}$ - sloupcová matice (vektor) působících vnějších sil.

Celkem n stupňů volnosti neredukovaného systému rozdělíme do dvou skupin na m ($m \ll n$) stupňů volnosti významných (tzv. „master“, index m) a $n-m$ stupňů volnosti nevýznamných (tzv. „slave“, index s). (Někdy se užívá označení „nehmotný stupeň volnosti“. Ve skutečnosti jde o stupně volnosti, jejichž malou hmotnost zanedbáváme.) Pohybové rovnice konzervativní soustavy pak lze psát ve tvaru

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_{mm} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{q}}_m \\ \ddot{\mathbf{q}}_s \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{mm} & \mathbf{K}_{ms} \\ \mathbf{K}_{sm} & \mathbf{K}_{ss} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \mathbf{q}_m \\ \mathbf{q}_s \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_m \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} \quad (2.2)$$

Blokovou gaussovou eliminací lze tuto soustavu upravit na tvar :

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{mm} \cdot \ddot{\mathbf{q}}_m + \mathbf{K}_{mm} \cdot \mathbf{q}_m + \mathbf{K}_{ms} \cdot \mathbf{q}_s &= \mathbf{f}_m \\ \mathbf{K}_{sm} \cdot \mathbf{q}_m + \mathbf{K}_{ss} \cdot \mathbf{q}_s &= \mathbf{0} \end{aligned} \quad (2.3)$$

Vyjádríme-li z druhé rovnice :

$$\mathbf{q}_s = -\mathbf{K}_{ss}^{-1} \cdot \mathbf{K}_{sm} \cdot \mathbf{q}_m \quad (2.4)$$

dostáváme po dosazení do první rovnice soustavu m pohybových rovnic pro „master“ stupně volnosti ve tvaru :

$$\mathbf{M}_{mm} \cdot \ddot{\mathbf{q}}_m + (\mathbf{K}_{mm} - \mathbf{K}_{ms} \cdot \mathbf{K}_{ss}^{-1} \cdot \mathbf{K}_{sm}) \cdot \mathbf{q}_m = \mathbf{f}_m \quad (2.5)$$

Použijeme-li substituce :

$$\tilde{\mathbf{M}} = \mathbf{M}_{mm} \quad (2.6)$$

$$\tilde{\mathbf{K}} = \mathbf{K}_{mm} - \mathbf{K}_{ms} \cdot \mathbf{K}_{ss}^{-1} \cdot \mathbf{K}_{sm}$$

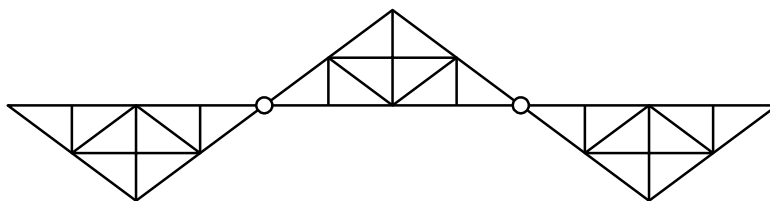
resp. :

$$\begin{aligned} \tilde{\mathbf{M}} &= \mathbf{M}_{mm} - \mathbf{M}_{ms} \cdot \mathbf{K}_{ss}^{-1} \cdot \mathbf{K}_{sm} - \mathbf{K}_{ms} \cdot \mathbf{K}_{ss}^{-1} \cdot \mathbf{M}_{sm} + \mathbf{K}_{ms} \cdot \mathbf{K}_{ss}^{-1} \cdot \mathbf{M}_{ss} \cdot \mathbf{K}_{ss}^{-1} \cdot \mathbf{K}_{sm} \\ \tilde{\mathbf{f}}_m &= \mathbf{f}_m - \mathbf{K}_{ms} \cdot \mathbf{K}_{ss}^{-1} \cdot \mathbf{f}_s \end{aligned} \quad (2.7)$$

mají pohybové rovnice soustavy, redukované na „hmotné“ stupně volnosti, tvar :

$$\tilde{\mathbf{M}} \cdot \ddot{\mathbf{q}}_m + \tilde{\mathbf{K}} \cdot \mathbf{q}_m = \tilde{\mathbf{f}}_m \quad (2.8)$$

Typickou aplikací metody statické kondenzace je situace, kdy globální strukturu lze přirozeně rozdělit na substrukтуры, jež jsou navzájem provázány co nejmenším počtem stupňů volnosti.



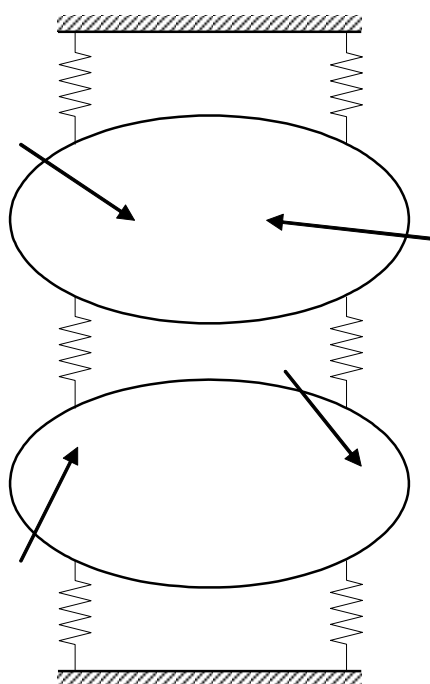
Obr. 2.1 - Základní struktura, rozdělená na tři substrukтуры

Aplikace v Ansysu má tři fáze :

1. Generation pass - jsou vytvořeny modely jednotlivých substruktur. Dle (2.6) resp. (2.7) jsou vypočteny matice hmot a matice tuhosti těchto substruktur, jimž se v Ansysu říká "super-prvky".
2. Use pass - dle (2.8) jsou vypočtena posunutí "master" stupňů volnosti.
3. Expansion pass - dle (2.4) jsou vypočtena posunutí "slave" stupňů volnosti.

3 Modální syntéza

Tato metoda byla formulována pracovníky katedry mechaniky Západočeské univerzity v Plzni pod názvem „modální syntéza“ (Slavík, 1997). Nabízí zajímavé řešení různých problémů mechaniky kontinua na struktuře, kterou lze definovat jako složenou z několika substruktur, spojených navzájem pružnými (eventuelně pružně tlumícími) vazbami.



Obr. 3.1 - Struktura rozložená na dvě substrukтуры

Celá soustava je rozdělena do N oblastí $j = 1 \dots N$. Pohybové rovnice j -té podoblasti jsou :

$$\mathbf{M}_j \cdot \ddot{\mathbf{q}}_{j(t)} + \mathbf{B}_j \cdot \dot{\mathbf{q}}_{j(t)} + \mathbf{K}_j \cdot \mathbf{q}_{j(t)} = \mathbf{f}_{j(t)}^I + \mathbf{f}_{j(t)}^E \quad (3.1)$$

kde $\mathbf{M}_j$, $\mathbf{B}_j$ a $\mathbf{K}_j$ jsou matice hmot, tlumení a tuhosti j -té podoblasti, $\mathbf{f}_j^I$ je vektor vnitřních vazbových účinků, přenášených z okolních podoblastí pružnými vazbami, konečně $\mathbf{f}_j^E$ je vektor vnějších budících účinků.

Dále Λ_j je spektrální matice a $\mathbf{V}_j$ je modální matice (normovaná podle matice hmot) j -té volné konzervativní podoblasti :

$$\mathbf{M}_j \cdot \ddot{\mathbf{q}}_{j(t)} + \mathbf{K}_j \cdot \mathbf{q}_{j(t)} = \mathbf{0} \quad (3.2)$$

pro něž platí :

$$\begin{aligned} \mathbf{V}_j^T \cdot \mathbf{M}_j \cdot \mathbf{V}_j &= \mathbf{1}_j \\ \mathbf{V}_j^T \cdot \mathbf{K}_j \cdot \mathbf{V}_j &= \Lambda_j \end{aligned} \quad (3.3)$$

Spektrální matice Λ_j jakož i jednotková matice $\mathbf{1}_j$ je čtvercová řádu $m \times m$, modální matice $\mathbf{V}_j$ je obdélníková řádu $n \times m$, kde n je počet stupňů volnosti volné podoblasti, m je počet vyšetřených vlastních frekvencí (obvykle nejnižších) a vlastních tvarů volné podoblasti.

Po provedení modální transformace :

$$\mathbf{q}_{j(t)} = \mathbf{V}_j \cdot \mathbf{x}_{j(t)} \quad (3.4)$$

a po vynásobení zleva maticí $\mathbf{V}_j^T$, dostáváme pohybové rovnice j -tého subsystému pro modální (hlavní) souřadnice :

$$\mathbf{1}_j \cdot \ddot{\mathbf{x}}_j + \Lambda_j \cdot \dot{\mathbf{x}}_j = \mathbf{V}_j^T \cdot (\mathbf{f}_j^I + \mathbf{f}_j^E) \quad (3.5)$$

Seskupíme-li pak pod sebe takto vytvořené pohybové rovnice, dostaneme soustavu :

$$\mathbf{1} \cdot \ddot{\mathbf{x}} + \Lambda \cdot \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{V}^T \cdot (\mathbf{f}^I + \mathbf{f}^E) \quad (3.6)$$

kde $\Lambda = \text{diag}(\Lambda_j)$ a $\mathbf{V} = \text{diag}(\mathbf{V}_j)$ jsou diagonální spektrální resp. blokově diagonální modální matice, $\mathbf{f}^I = \{\mathbf{f}_j^I\}$ a $\mathbf{f}^E = \{\mathbf{f}_j^E\}$ jsou sloupcové matice (vektory) vnitřních vazbových účinků a vnějších budících sil, a konečně $\mathbf{x} = \{\mathbf{x}_j\}$ je globální vektor modálních souřadnic.

Vyjádříme-li dále vektor vazbových účinků jako :

$$\mathbf{f}^I = -\mathbf{K}^V \cdot \mathbf{q} \quad (3.7)$$

kde $\mathbf{K}^V$ je matice tuhosti vazeb. Opět použijeme modální transformaci a po vynásobení zleva maticí $\mathbf{V}^T$, dostáváme pohybové rovnice pro modální souřadnice ve tvaru :

$$\mathbf{1} \cdot \ddot{\mathbf{x}} + (\Lambda + \mathbf{V}^T \cdot \mathbf{K}^V \cdot \mathbf{V}) \cdot \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{V}^T \cdot \mathbf{f}^E \quad (3.8)$$

Soustavu pohybových rovnic systému, redukováného na modální souřadnice, lze psát ve tvaru :

$$\tilde{\mathbf{M}} \cdot \ddot{\mathbf{x}} + \tilde{\mathbf{K}} \cdot \dot{\mathbf{x}} = \tilde{\mathbf{f}} \quad (3.9)$$

kde $\tilde{\mathbf{M}} = \mathbf{1}$ je (jednotková) matice hmot,

$\tilde{\mathbf{K}} = \Lambda + \mathbf{V}^T \cdot \mathbf{K}^V \cdot \mathbf{V}$ je matice tuhosti,

$\tilde{\mathbf{f}} = \mathbf{V}^T \cdot \mathbf{f}^E$ je vektor budících účinků v modálním prostoru.

Při řešení problému vlastních frekvencí mají pohybové rovnice tvar :

$$\tilde{\mathbf{M}} \cdot \ddot{\mathbf{x}} + \tilde{\mathbf{K}} \cdot \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{0} \quad (3.10)$$

Vlastní kruhové frekvence Ω redukováného systému jsou přímo vlastními kruhovými frekvencemi základního systému. Vlastní tvary redukováného systému $\mathbf{v}_x$, které jsou řešením zobecněného problému vlastních čísel redukováného systému :

$$(\tilde{\mathbf{K}} - \Omega^2 \cdot \tilde{\mathbf{M}}) \cdot \mathbf{v}_x = \mathbf{0} \quad (3.11)$$

a které jsou normovány podle matice hmot :

$$\mathbf{v}_x^T \cdot \tilde{\mathbf{M}} \cdot \mathbf{v}_x = 1 \quad (3.12)$$

musí být transformovány na originální souřadnice :

$$\mathbf{v}_q = \mathbf{V} \cdot \mathbf{v}_x \quad (3.13)$$

Při praktické aplikaci na reálné úloze může být problém sestavení matice tuhosti vazeb $\mathbf{K}^V$. Zde může být nápomocna technika "superprvků", implementovaná v Ansysu. Obvyklá aplikace této techniky spočívá v tom, že jako tzv. "superprvky" jsou definovány jednotlivé substrukтуры.

Máme-li model, tvořený několika substrukturami, spojenými pružnými vazbami (viz obr. 3.1), můžeme jako tzv. "superprvek" nadefinovat systém spojovacích pružných členů. Dle (2.6) spočteme matici tuhosti substrukтуры $\tilde{\mathbf{K}}$, jež je právě maticí tuhosti vazeb $\mathbf{K}^V$ dle (3.7)

4 Závěr

Jak bylo ukázáno, ověřené matematické postupy, implementované v komerčním softwaru (Ansys), lze použít jako výpočtový "servis" pro aplikaci nově vyvinutých numerických postupů, jež samy o sobě v žádném komerčním softwaru implementované nejsou.

Literatura

PODEŠVA J., 1999. *Dynamika rozsáhlých konstrukčních soustav, řešená metodou konečných prvků, redukce technikou rozkladu na substrukтуры*. Ostrava, VŠB - Technická univerzita Ostrava, disertační práce. 90 stran.
PRZEMIENIECKI J.S., 1968. *Theory of Matrix Structural Analysis*. McGraw-Hill, New York
SLAVÍK J., STEJSKAL V., ZEMAN V., 1997. *Základy dynamiky strojů*. ČVUT Praha.

Poděkování

Příspěvek byl vypracován s podporou grantu Specifický výzkum, SP2016/145.

**Kat. aplikované mechaniky, Fakulta strojní, VŠB - Technická univerzita Ostrava,
17. listopadu 15, Ostrava-Poruba**

doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.

Kat. aplikované mechaniky, Fakulta strojní, VŠB - Technická univerzita Ostrava,
17. listopadu 15, Ostrava-Poruba

STUDIE DEFORMACÍ ŽLABU

JOZEF HRABOVSKÝ, JAROSLAV HORSKÝ

Heat transfer and fluid flow laboratory, Brno University of Technology

Abstract: The issue of the drainage channel deformation is important for producers of the channels and also for customers and users of the drainage channels. Deformation of drainage channels leads to damage of bond between channel and environs (concrete). Studies of drainage channels deformation will be performed in two phases. The first phase is focused on preparation of the numerical model of the selected drainage channel. The goal of this phase is to create a functional numerical model to define critical locations and determine the relative values of deformation of drainage channel. On the basis of the calculations the second phase of the project will be prepared. In this phase the selected drainage channel will be subjected to experimental measurements. Measurements will be focused on describing the temperature field and simultaneously measuring the deformations. For measuring the temperature field temperature sensors will be installed at selected locations. For the measurement of deformations an optical method will be used, that is capable of detecting deformation of sufficient resolution. The comparison and correlation between measured and calculated deformations were carried out.

Keywords: drainage channel, optical deformation measurement, numerical model

1 Úvod

Uvolňování odvodňovacích žlabů ze základu je komplexní problematika, která je ovlivněna mnoha faktory. Jedním z faktorů je například vnější mechanické zatížení nebo deformace samotného žlabu. Deformace může být způsobena špatným uchycením nebo provozním zatížením (střídavým napouštěním horké a studené vody). Tato práce je zaměřena na studium a analýzu deformace žlabů způsobených právě napouštěním horké vody. Deformace odvodňovacích žlabů může vést k poškození vazby mezi žlabem a jeho okolím. Pro zkoumání deformací byl zvolen jeden z běžných žlabů. Postup zkoumání deformací žlabu byl proveden tak, že v prvním kroku byla vytvořena numerická simulace referenčního stavu. Tato simulace zahrnovala proces napouštění horké vody. Pro simulaci napouštění vody byl použit program Ansys CFX. Výsledkem této simulace bylo teplotní a tlakové zatížení daného žlabu. Teplotní a tlakové pole bylo aplikováno ve druhém kroku, který byl zaměřen na výpočet deformací žlabu. Do strukturální analýzy byl aplikován časový záznam rozložení teplot a tlaků na vnitřním povrchu žlabu. Na základě takto aplikovaného vstupního zatížení byly vypočítány výsledné deformace žlabu a byla odhalena kritická místa (místa s největšími deformacemi).

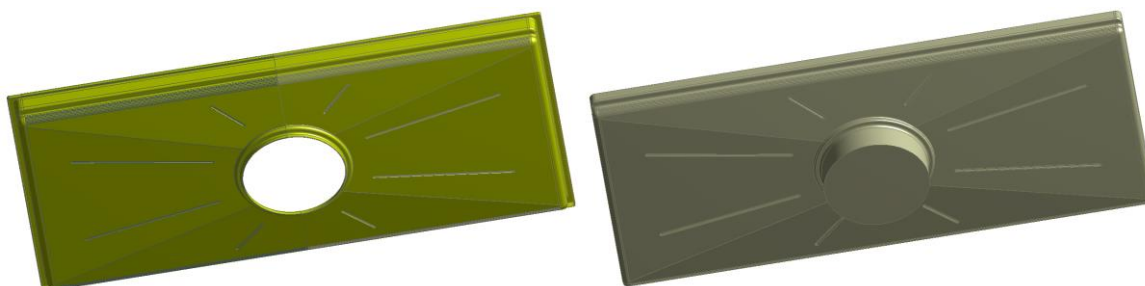
Data a informace o možných kritických místech žlabu byly použity pro přípravu experimentálního měření. Pro měření deformací byl zvolen optický měřicí přístroj "Pontos". Pro měření teplot bylo aplikováno několik termočlánků. V definovaných místech byly intalovány terčíky pro optické měření deformací a termočlánky pro měření teplot. Na základě změřených dat byla provedena korelace výpočtového modelu s experimentálním měřením. Takto připravený numerický model bylo možné použít pro hledání vhodných geometrických úprav, které by vedly k eliminaci deformací žlabu. Tímto přístupem bylo možné navrhnout úpravy minimalizující poškození žlabu a jeho vazby s okolím.

2 Výpočtový model

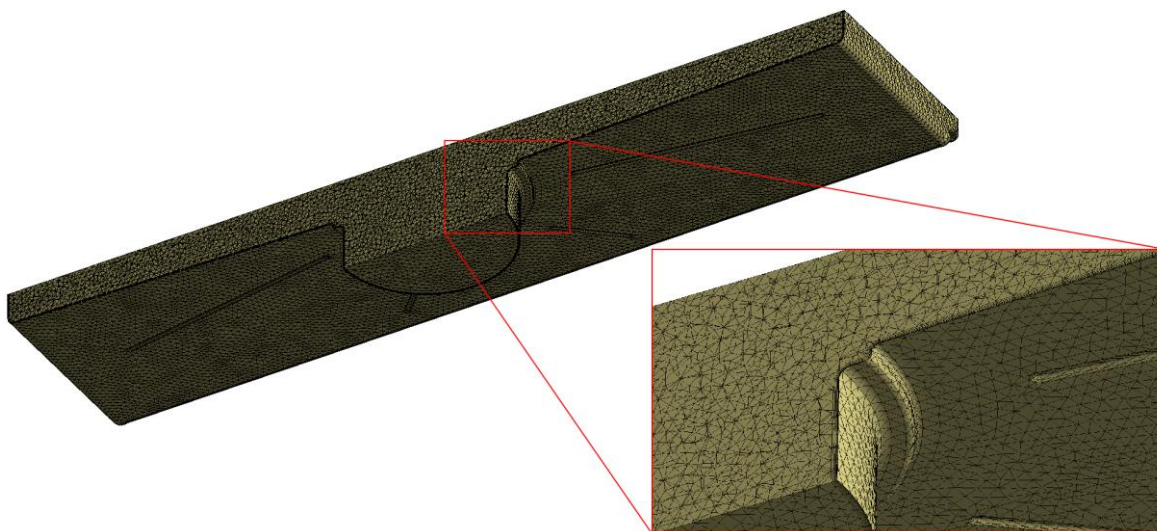
Výpočtový model byl vytvořen kombinací CFD modelu a strukturálního modelu. Jako první byl vytvořen CFD model pro simulaci napouštění horké vody do žlabu. Výsledkem simulace bylo teplotní a tlakové pole působící na žlab. Druhý model byl strukturální. Ten byl vytvořen pro výpočet deformací žlabu vlivem teplotního a tlakového pole spočteného pomocí CFD modelu. Výsledkem strukturálního modelu byla deformace žlabu a odhalení kritických míst.

2.1 CFD model

Proudová doména pro CFD (Computational Fluid Dynamics) analýzu žlabu byla připravena jako inverzní objem vnitřního prostoru zvoleného žlabu. Inverzní objem představuje prostor, do kterého je napouštěna voda (Obrázek 1). Na tomto objemu byla vytvořena síť (viz Obrázek 2). Na plochách, které jsou v kontaktu se stěnou žlabu, byla vytvořena zhuštěná vrstva elementů (tzv. Inflation layer) pro popis rychlostního profilu a zachycení mezní vrstvy. Kvalita popisu mezní vrstvy je definována hodnotou Y^+ , ta dosahovala maxiální hodnoty 3.5.



Obrázek 11 – Model žlabu (vlevo), inverzní objem vnitřního prostoru žlabu (vpravo)



Obrázek 12 – Síť pro CFD model s detailem na stěnu modelu

CFD model byl připraven jako multi-fázový. Obsahoval plynnou, kapalnou i pevnou fázi. Plynná fáze byla reprezentována vzduchem, který na počátku výpočtu vyplňoval proudovou doménu. Kapalná fáze byla realizována prostřednictvím vody, která byla napouštěna do prostoru žlabu. Pevná fáze byla zastoupena ocelí, kterou je charakterizován strukturální model. Strukturální model byl použit pro simulaci skutečného přenosu tepla mezi proudovým a strukturálním modelem. Spojení mezi proudovým a strukturálním modelem bylo provedeno přes definovanou vazbu (tzv.

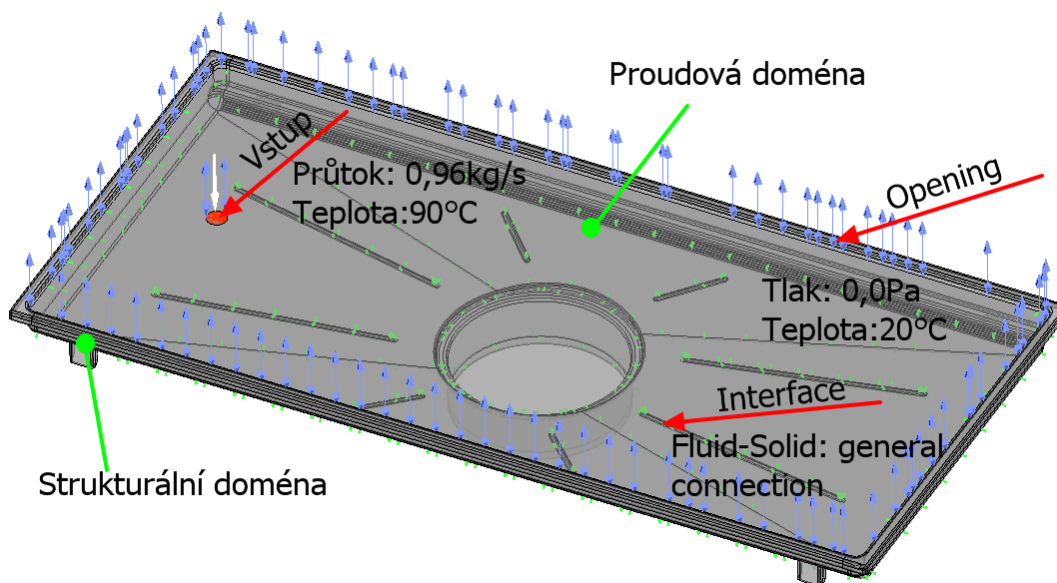
Interface). Pro proudovou doménu byly aplikovány materiálové vlastnosti vzduchu a vody při atmosferických podmínkách. Pro vzduch byly použity běžné fyzikální hodnoty definované v programu CFX, proto nejsou níže uvedeny. Pro strukturální doménu byly použity termo-fyzikální vlastnosti oceli, ze které je žlab vyroben. Materiálové vlastnosti použité v CFD modelu jsou uvedeny v Tabulce 1. Pro analýzu byl zvolen SST turbulentní model proudění. Teorie a rovnice popisující přenos tepla aplikované prostřednictvím CFD modelu jsou uvedeny v [1], [4].

Tabulka 1 Materiálové vlastnosti vody (vlevo), oceli žlabu (vpravo)

Hustota	997,00 kg.m ⁻³
Tepelná roztažnost	2,57e-4 K ⁻¹
Tepelná kapacita	4181,70 J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
Dynamická viskozita	8,899e-4 Pa.s
Molární hmotnost	18,02 kg.kmol ⁻¹

Hustota	7900,00 kg.m ⁻³
Tepelná roztažnost	1,16e-5 K ⁻¹
Tepelná kapacita	434,00 J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
Tepelná vodivost	60,50 W.m ⁻¹ .K ⁻¹

Popis, pozice a hodnoty okrajových podmínek, které byly použity pro simulaci napouštění žlabu, jsou uvedeny na Obrázku 3. Pro simulaci nebyl uvažován přímý výtok vody, žlab byl pouze napouštěn. Výpočtová simulace byla uvažována jako transienční. Délka simulace byla stanovena na hodnotu 19,5s.



Obrázek 13 – Popis CFD modelu a okrajových podmínek

2.2 Strukturální model

Strukturální model byl vytvořen v několika krocích. V prvním kroku byla na definované geometrii žlabu vygenerována síť v odpovídající kvalitě (viz Obrázek 4). Z důvodu komplikované topologie byla síť vytvořena za pomoci kvadratických (tetrahedral) elementů. V druhém kroku přípravy strukturálního modelu byly aplikovány mechanické vlastnosti žlabu, které jsou uvedeny v Tabulce 2. Další krok spočíval v zadání okrajových podmínek a definici zatížení. Zvolené okrajové podmínky a zatížení aplikované na strukturální model jsou uvedeny na Obrázku 5. Zatížení bylo realizováno prostřednictvím teplotního a tlakového pole získaného z přechodí CFD analýzy.

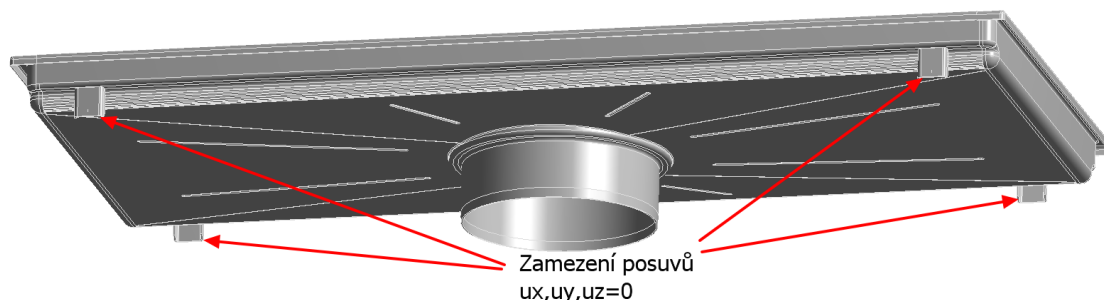
Tabulka 2 Mechanické vlastnosti oceli žlabu

Teplota	20°C	100°C
Modul pružnosti	2,00e11 Pa	1,94e11 Pa
Poissův poměr	0,240	0,256



Obrázek 14 – Síť pro strukturální model

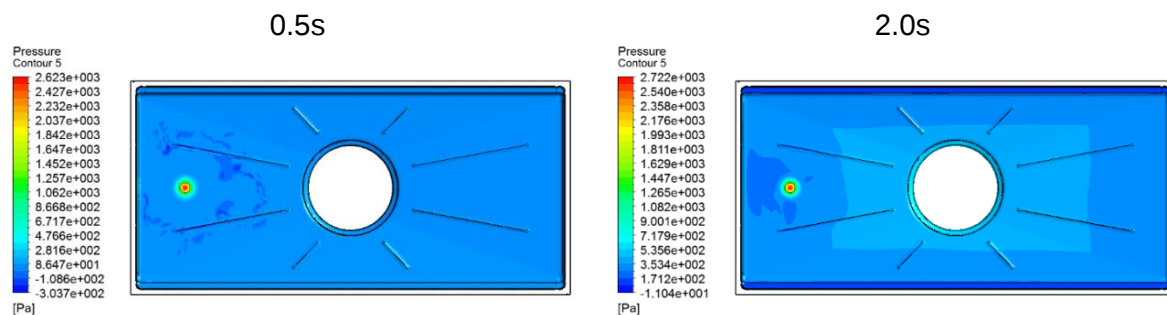
Jak bylo uvedeno v předchozí kapitole, CFD model byl řešen jako transientní úloha. Pro strukturní model byla použita statická úloha. To znamená, že zatížení spočtené v CFD analýze bylo aplikováno jako samostatné zátěžné kroky ve statické strukturní úloze. Celkový počet kroků v této úloze bylo 21.



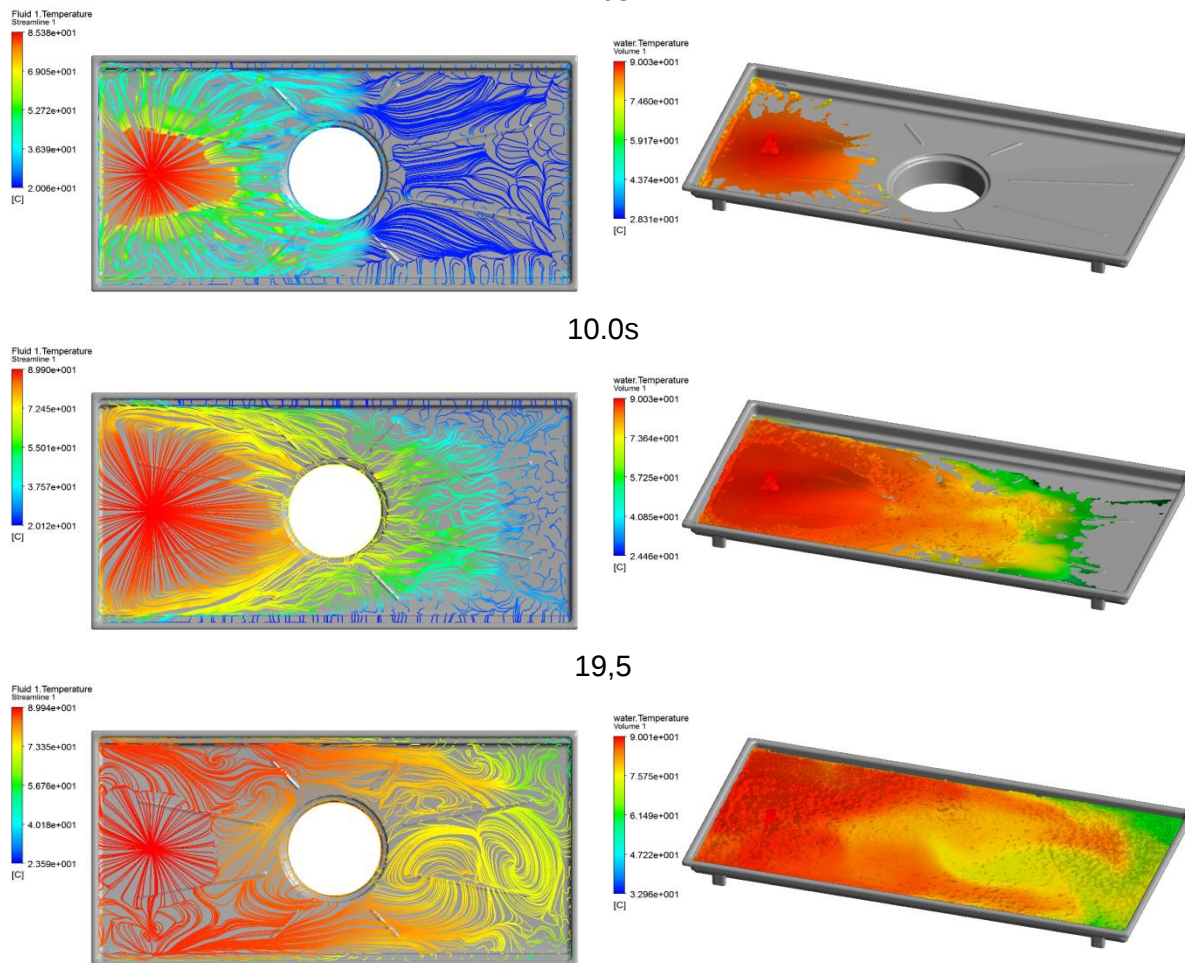
Obrázek 15 – Popis okrajových podmínek ve strukturálním modelu

2.3 Výsledky výpočtového modelování

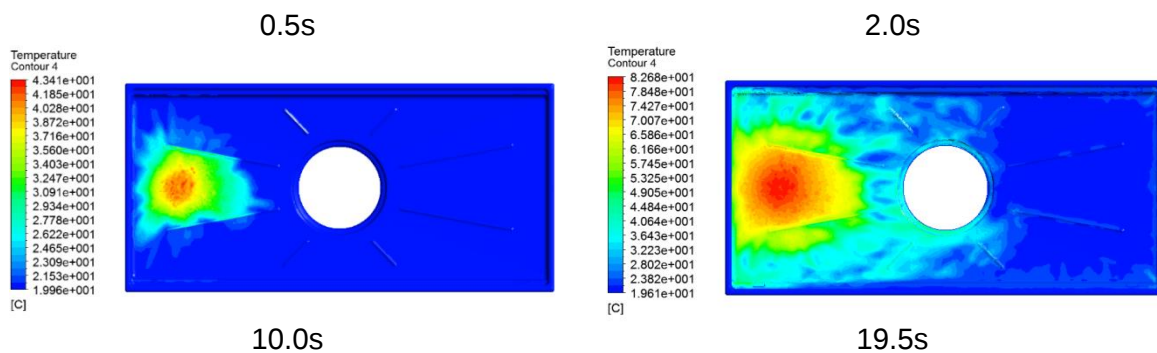
Výsledky výpočtového modelování jsou rozděleny do dvou částí. První část je věnována výsledkům z CFD simulace napouštění žlabu. Výsledky z této analýzy jsou uvedeny na Obrázku 6, 7 a 8. Na Obrázku 6 je uvedeno tlakové zatížení žlabu při procesu napouštění. Na Obrázku 7. jsou v levém sloupci uvedené proudnice s konturami teploty vody. V pravém sloupci je zobrazen podíl vody v závislosti na čase, zvýrazněný konturami teploty vody. Na Obrázku 8 je uvedeno rozložení teplot žlabu v průběhu času. Toto teplotní rozložení bylo vstupním zatížením do strukturní analýzy. Druhá část obrázku je věnována výsledkům ze strukturní analýzy. Na základě zadaného teplotního a tlakového zatížení bylo spočteno deformační pole žlabu. Výsledky získaných deformací pro vybrané časy jsou uvedeny na Obrázku 9. Z prezentovaných výsledků teplot a deformací byly vytipované pozice pro instalaci měřících značek.

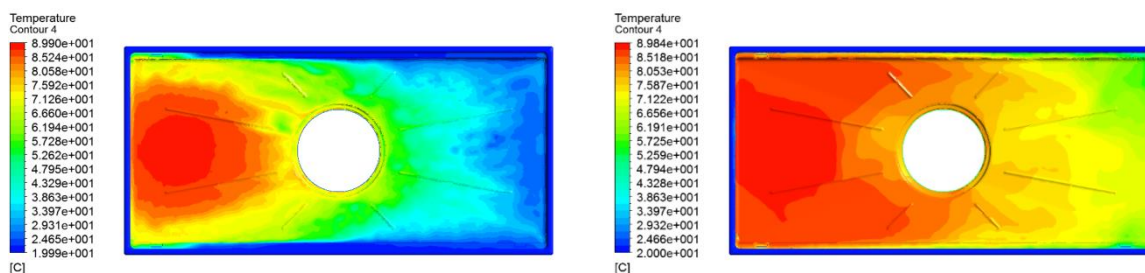


Obrázek 16 – Rozložení tlaku při procesu napouštění
2.0s

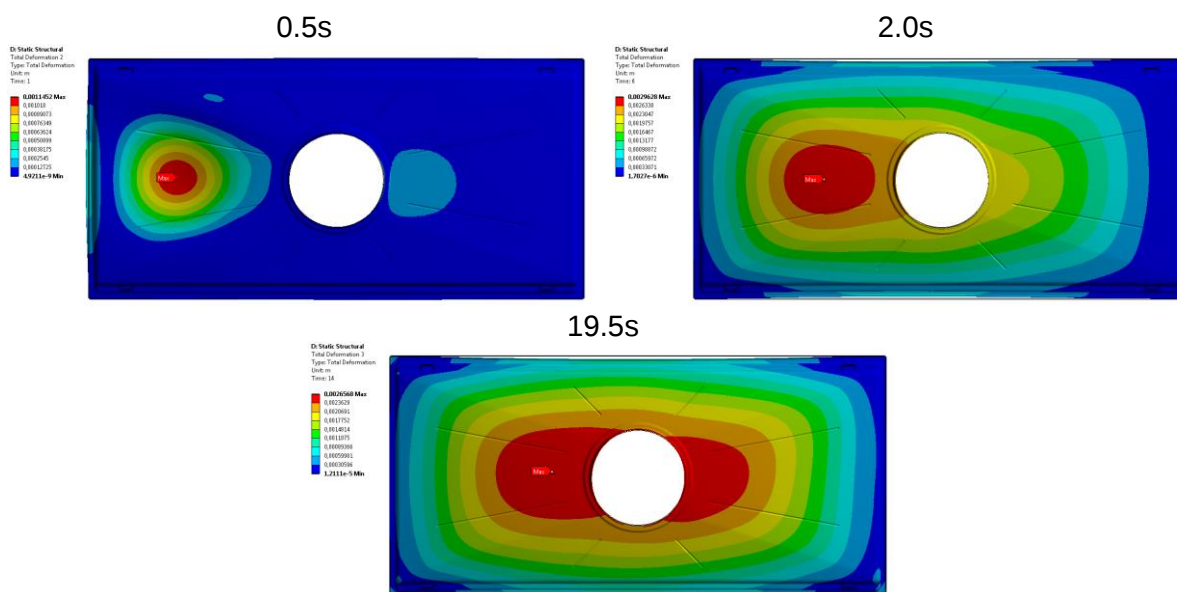


Obrázek 17 – Proudnic s konturami teplot (vlevo), podíl vody v průběhu napouštění s konturami teploty (vpravo)





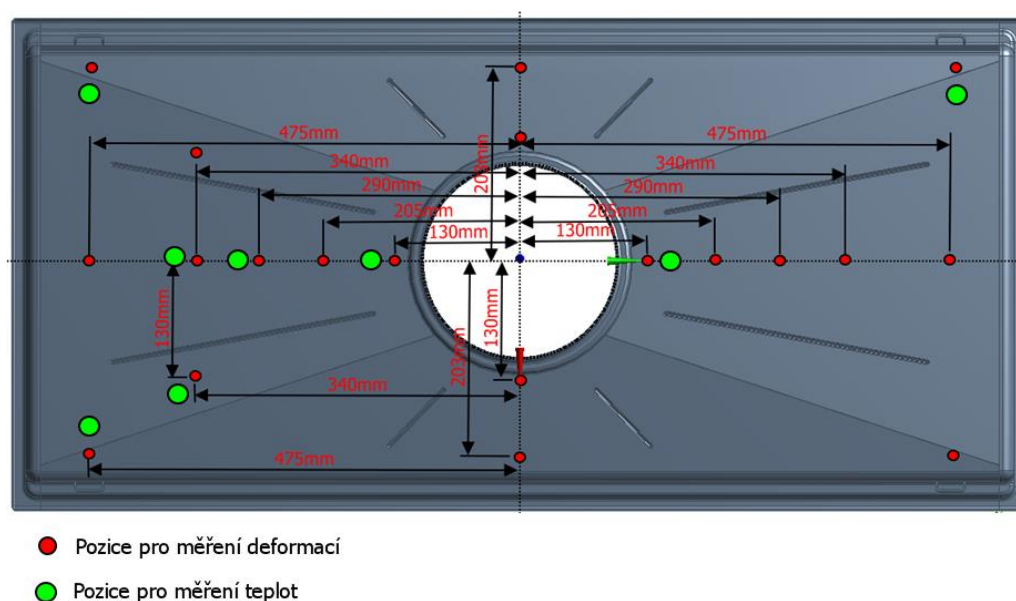
Obrázek 18 – Teplotní pole žlabu v průběhu času



Obrázek 19 – Deformace žlabu v průběhu času

3 Experimentální měření

Jak bylo již uvedeno, analýza deformace žlabu byla provedena ve dvou fázích. První fáze byla zaměřena na přípravu numerického modelu zvoleného žlabu. Na základě výpočtů byla připravena druhá fáze, kdy byl žlab podroben experimentálnímu měření. Měření bylo zaměřeno na popis teplotního pole a zároveň deformací žlabu. Pro měření teplotního pole byla ve vytipovaných místech instalována teplotní čidla (viz Obrázek 10). Pro měření deformací byla použita optická metoda, která je schopna detekovat deformace s dostatečným rozlišením. Cílem měření byl popis deformací a teplotního pole žlabu vlivem teplotního zatížení a vlastní tíhy zvolené kapaliny. Změřená data byla aplikována při korelaci výpočtového modelu a měřených dat.



Obrázek 20 – Poloha měřených bodů

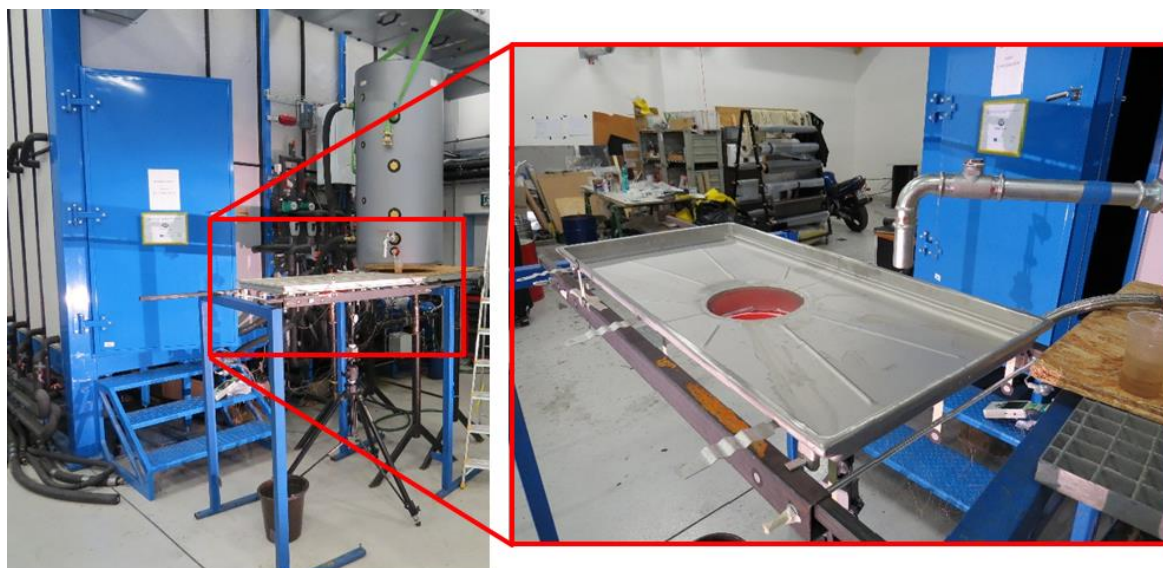
Pro měření deformací bylo zvoleno optické zařízení "Pontos". Tímto zařízením disponuje Letecký ústav VUT v Brně, se kterým bylo experimentální měření realizováno. Pontos je mobilní optický systém pro dynamické měření pohybu diskrétních bodů, vibrací a deformací (viz Obrázek 11). Pontos je vybaven dvěma kamerami, které jsou synchronizovány a zaznamenávají snímky ve stereo nastavení. V těchto snímcích jsou zachyceny a graficky zobrazeny 3D souřadnice referenčních značek a jejich posunutí v různých deformačních stavech během zatížení objektu. Tento systém je využíván především v leteckém a automobilovém průmyslu. Metoda měření je založena na principu optické triangulace. Triangulace je v současnosti nejpoužívanější technikou optického měření. Systém Pontos využívá tzv. pasivní triangulaci. Pasivní triangulační techniky zahrnují v podstatě různé formy digitální fotogrametrie. "Pasivní," znamená, že není uvažováno geometrické uspořádání osvětlení. Bližší popis optické metody a digitální fotogrametrie je možné najít např. v publikacích [2] a [3].



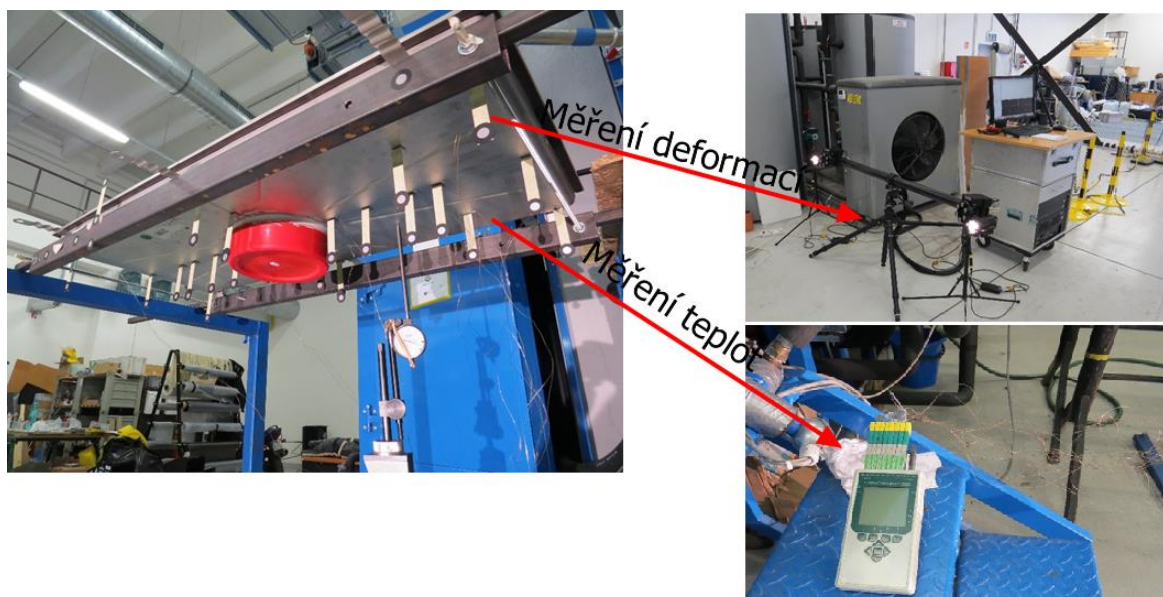
Obrázek 21 – Optické zařízení "Pontos"

Princip měření pomocí zařízení Pontos je následující: na měřený objekt se nejdříve připevní body, které bude systém snímat (počet bodů je neomezený a nezávislý na snímkovací frekvenci). Dále je kamerový systém upevněn na stativu před měřeným objektem. Systém podle zvolené frekvence vytvoří záběry, ze kterých vypočítá prostorové

souřadnice, posunutí a deformace jednotlivých bodů. Nakonec proběhne samotná analýza. Připravené experimentální zařízení se žlabem osazeným měřicími body a termočlánky je uvedeno na Obrázku 12 a 13.



Obrázek 22 – Uspořádání experimentálního měření



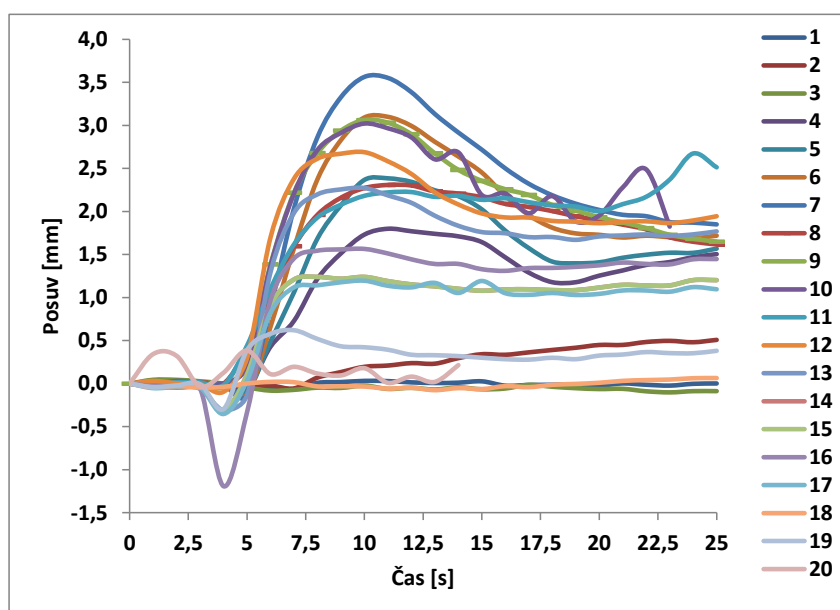
Obrázek 23 – Uspořádání měřicí techniky

Měření teplot žlabu v definovaných místech bylo provedeno pomocí osmi termočlánků. Termočlánek č.9 byl použit pro záznam vstupní teploty vody. Záznam teplot z instalovaných termočlánků byl realizován prostřednictvím vícekanálového datalogeru. Vzorkovací frekvence obou měřených veličin byla 1 Hz. Měření probíhalo při stejných podmínkách jaké byly aplikovány při numerických výpočtech. Teplota napouštěné vody byla 90,2°C, průtok byl 0,96 l/s a délka napouštění byla 25s.

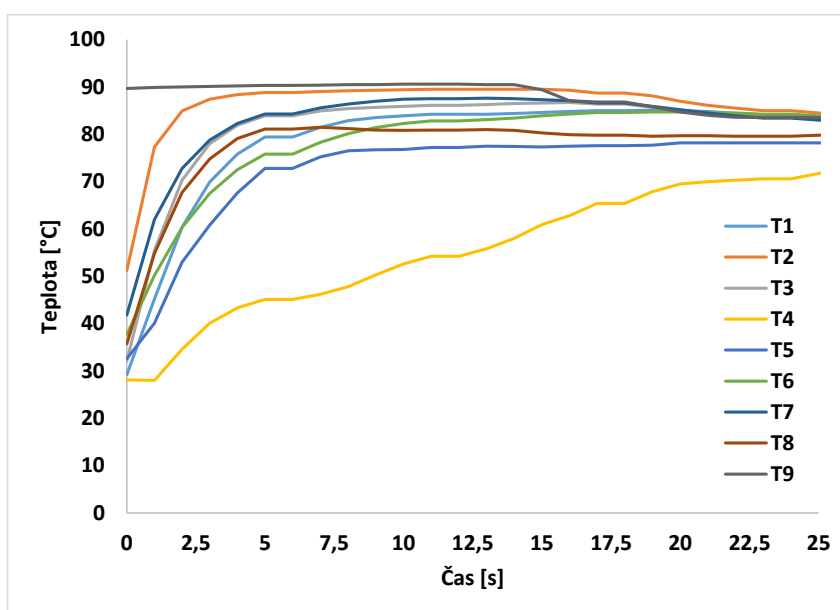
3.4 Výsledky měření

Výsledkem experimentálního měření byly deformace a teploty žlabu v závislosti na čase. Hodnoty deformací žlabu během napouštění vody dosahovaly maximálních hodnot +3.55 až -1.33 mm (ve vertikálním směru). Kladná hodnota představovala prohnutí žlabu. Hodnoty deformací byly ovlivněny jak teplotou vody (teplotním zatížením), tak vlastní

tíhou vody. Napouštěná voda zůstávala ve žlabu a tím přispívala k celkovým deformacím žlabu. Změřená data jsou vedena na Obrázku 14 a 15.



Obrázek 24 – Změřené posuvy v jednotlivých bodech



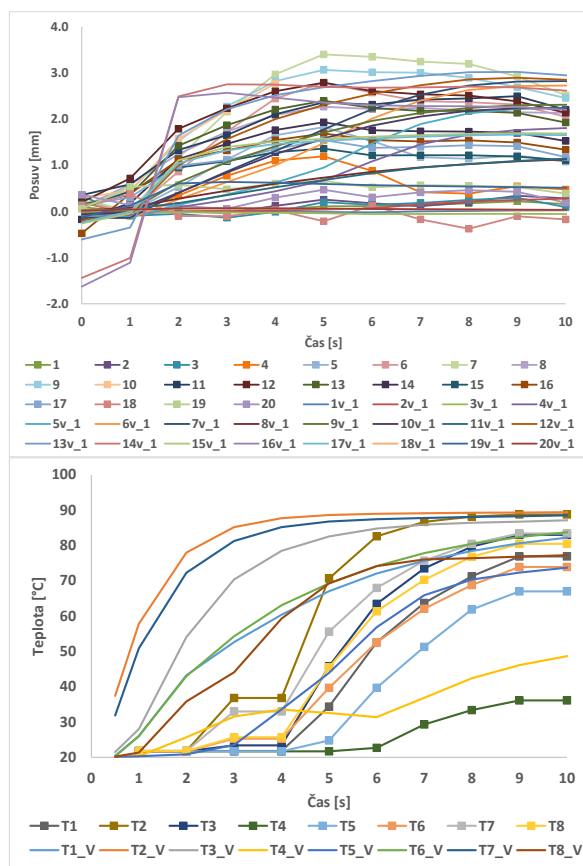
Obrázek 25 – Změřené teploty v jednotlivých bodech

4 Zhodnocení dosažených výsledků

Studie deformací žlabu spočívala v numerické simulaci a realizaci experimentálního měření. Numerická simulace kombinovala CFD a strukturální analýzu, tuto kombinaci je možné definovat jako jednocestné „fluid structure interaction“. Tato metoda umožňuje provázat výsledky získané z proudové analýzy (CFD) na strukturální analýzu. Tím je možné modelovat věrohodné chování struktury. Výsledky numerické simulace byly srovnány s měřenými daty.

Srovnání změřených a vypočtených deformací i navzdory některým odchylkám je v dobré shodě a je jasné vidět zachycení správné tendence i maximálních hodnot deformací pomocí numerické simulace. Rozdíly mezi změřenými a vypočtenými hodnotami jsou v

některých místech výrazné. Je to způsobeno několika faktory. Jedním z faktorů byla poloha měřených bodů, která neodpovídala přesně poloze bodů ve výpočtu, a to z důvodu nepřesností při instalaci měřících terčů. Některé terče v průběhu měření odpadly z důvodu nárůstu teploty. Dalším faktorem byla zbytková napjatost v materiálu žlabu, která nebyla v numerické simulaci uvažována. Srovnání mezi výpočtem a měřením je uvedeno na Obrázku 16.



Obrázek 26 – Srovnání změřených a vypočtených hodnot, posuvy (vlevo), teploty (vpravo)

5 Závěr

Tato práce byla zaměřena na studium a analýzu deformací žlabu vlivem teplotního zatěžování. Cílem analýzy deformací bylo připravit funkční model s jehož pomocí bude možné provést konstrukční úpravy, které povedou ke snížení deformací a eliminaci poškození vazby mezi žlabem a okolím. Pro splnění tohoto cíle byla provedena výpočtová analýza napouštění žlabu a jeho následná deformace. Na základě těchto výsledků bylo připraveno experimentální měření deformací. Z porovnání vypočtených a změřených dat je patrné, že připravený postup řešení deformací žlabu je použitelný. Výše popsaným postupem bude možné provést další numerické analýzy geometrických úprav žlabů a najít vhodné řešení popsané problematiky.

Literatura

- [1] ANSYS Release: 16.1 Help, ANSYS, Inc., <http://www.ansys.com/>
- [2] ERNE, O, FRIEBE, H, GALANULIS, K.: Is it possible to replace conventional displacement and acceleration sensor technology? Solution methods using optical 3D measuring technology. Fahrzeugversuch Methoden und Verfahren, Expert Verlag, 2006. ISBN-13: 978-3-8169-2579-8

- [3] LUHMANN, T.: Close range photogrammetry for industrial applications. ISPRS Journal of Photogrammetry and Remote Sensing, 2010, vol. 65, no. 6, s.558-569
- [4] VERSTEEG, H, MALALASEKERA, W.: An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method. 2nd ed. New York: Pearson Education Ltd., 2007. ISBN:0131274988

Poděkování

Tento výstup byl vytvořen v rámci projektu LO1202 za finanční podpory MŠMT v rámci Národního programu udržitelnosti I.

The research leading to these results has received funding from MEYS under the National Sustainability Programme I (Project LO1202).

Kontaktní adresa:

Ing, Ph.D. Jozef Hrabovský

Laboratoř přenosu tepla a proudění, Fakulta strojního inženýrství, Vysoké učení technické v Brně, Technická 2896/2 , 616 69 Brno

NONLINEAR DYNAMIC ANALYSIS OF NUCLEAR POWER BUILDING SAFETY UNDER THE AIRCRAFT IMPACT

JURAJ KRÁLIK, JURAJ KRÁLIK,Jr.

Abstract: The paper presents the nonlinear analysis of the reinforced concrete buildings of nuclear power plant under the aircraft attack. The response from the nonlinear analysis was considered taken the deterministic calculation procedures. The dynamic load is defined in time on base of the airplane impact simulations considering the real stiffness, masses, direction and velocity of the flight. The dynamic response is calculated in the system ANSYS using the transient nonlinear analysis solution method. The damage of the concrete wall is evaluated in accordance with the standard NDRC considering the spalling, scabbing and perforation effects. The simple and detailed calculations of the wall damage are compared.

Keywords: Nonlinear, Aircraft impact, Nuclear power plant, Safety, ANSYS

1 Introduction

Recent accidents of the NPP in Chernobyl and Fukushima give us the new inspiration to verify the safety level of the NPP structures (Králík – 2015, NEA/CNRA/R12 – 2011, Salajka et al. - 2012). The International Atomic Energy Agency set up a program (IAEA TECDOC/1487 – 2006) to give guidance to its member states on the many aspects of the safety of nuclear power reactors. One of the safety risks of NPP structures is the possibility of the aircraft attack to the NPP structures (Adamík - 2013, Bangash - 2006, DOE STD3014 – 2006, ERIN – 2013, IAEA TECDOC 1487 – 2006, Kala – 2016, Králík – 2009, 2014, 2015, NEI 07/13 - 2011, Němec et al. – 2012, Riera – 1982, Siefert, Henkel – 2011, Sugano – 1993).

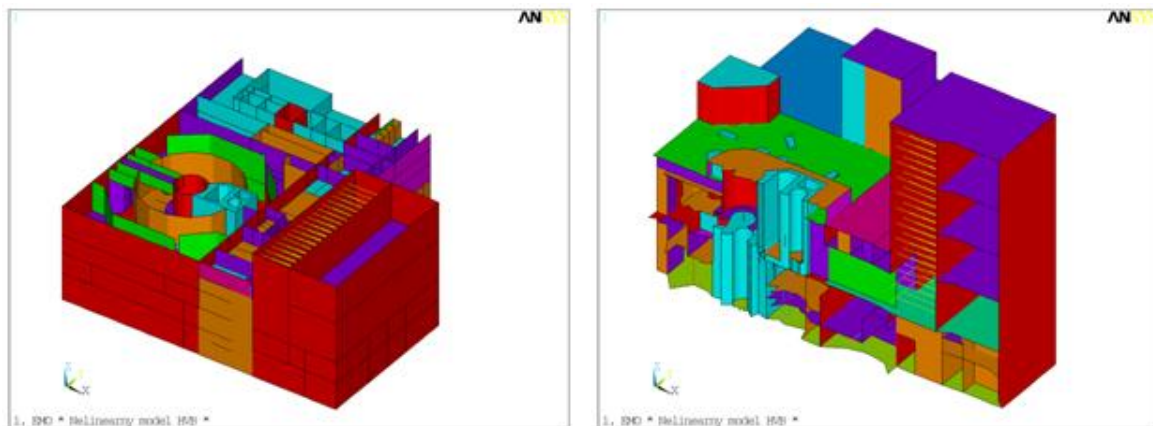


Image 1 - Calculation model of NPP building

In the case of the possibility of the aircraft impact one has to consider the probability of the aircraft attack (Králík – 2009, 2015, DOE STD3014 – 2006, ERIN – 2003, IAEA TECDOC/1487 - 2006), the definition of the impact load in dependency of the plane type (Adamík - 2013, Bangash - 2006, Kala, Husek – 2016, Němec et al. – 2012, Riera – 1982, Siefert, Henkel – 2011, Sugano – 1993), the behavior of the reinforced concrete structures under the high strain speed (Antucheviciene et al. - 2013, Bangash - 2006, Bažant et al. – 2007, ERIN – 2013, Hradil, Kala – 2014, Jerga, Križma – 2009, Kala, Hušek – 2016, Králík – 2009, Monotti – 2004, Sucharda et al. - 2014) and the effective methods to solve the probability of failure (Antucheviciene et al. - 2013, Bažant et al. –

2007, Králik – 2009, 2015). The NPP WWER 440 building consists of six objects (Image 1) - reactor building (RB), box of steam generator (BSG), bubbler tower (BT), air-conditioning center (ACC), turbine building (TB), and lengthwise side electrical building (LSEB) and cross side electrical building (CSEB) (Králik – 2009). The calculation model of the NPP buildings (Králik – 2009) contains the beam, shell and solid elements. The FEM model consists of 20 681 elements with 91 890 degrees of freedom (Králik – 2009, 2015).

2 Model of aircraft impact

The aircraft impact of the military plane JAS 39 Gripen was assumed. The plane JAS 39 Gripen is a light single-engine multirole fighter aircraft manufactured by the Swedish aerospace company Saab (Image 2). The total length of plane is 14.8 m, the height of fuselage is 4.5m. The nominal weight of plane is 6,8tons and the maximal weight with the equipment is 12 tons, flight velocity is 400-450 m/s and full controllability is in angle range 75° - 85° . Breaking of the wings and the loss of the fuel is assumed in the case of the flight through the NPP hall steel structures.

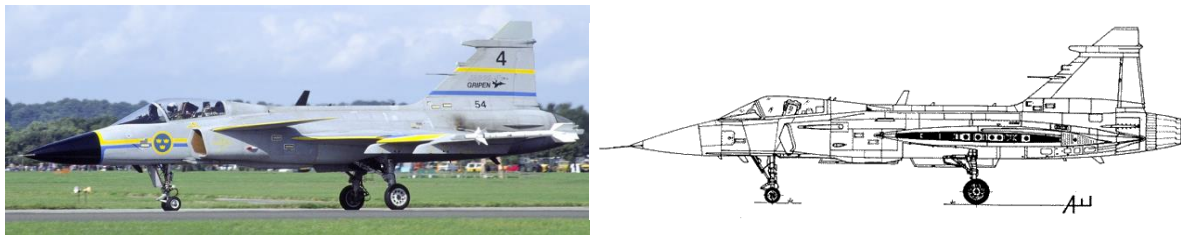


Image 2 - Airplane JAS 39 Gripen

The critical sections of the NPP structures were estimated on the base of the previous static analysis and the course of the flight was defined following the technical data from the manufacturer. The two critical points were defined: LC1 - the plane attack to the BT roof, LC2 - the plane attack to the plate of the box of steam generator. In the case of the load cases LC2 the impact energy is damped by the plastic deformations of the steel structure of the reactor hall. All accidents were analyzed for the flight direction of 75° - 85° (Image 3).

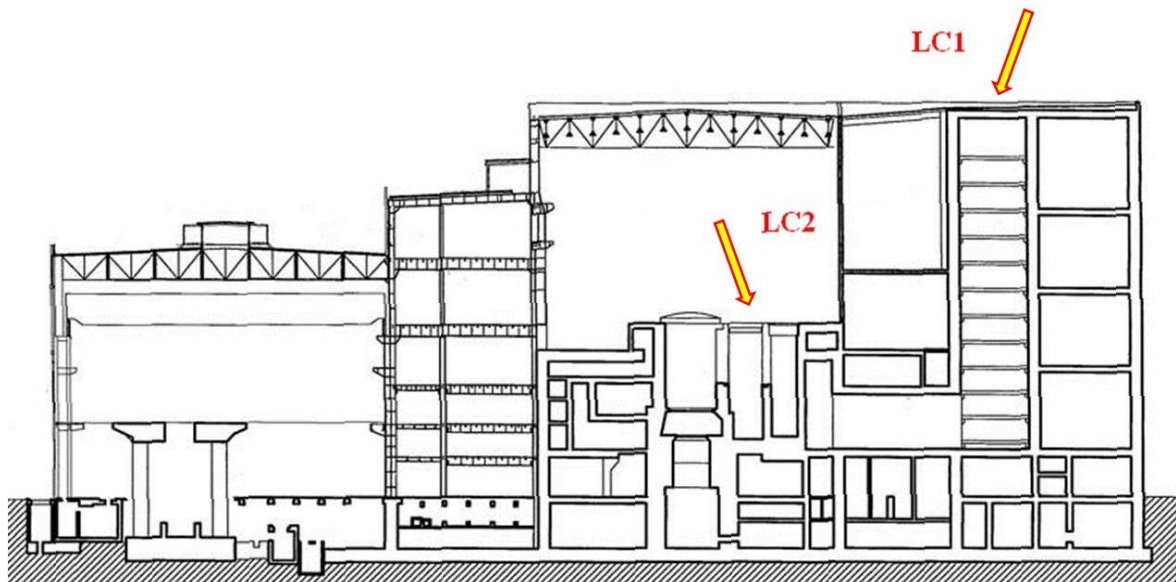


Image 3 - Scheme of the aircraft attack to the NPP box of steam generator and the bubbler tower

The load functions in the time were determined in agreement with the standard DOE (DOE STD3014 - 2006) in the calculation program Riera Code (Riera – 1968, 1982) [16 and 17] based on the technical parameters of the plane JAS 39 Gripen (geometry,

stiffness, fuselage mass, flight velocity in the moment of impact, operating possibilities and others).

Buckling force is by DOE (DOE STD3014 - 2006) defined from the best estimate by comparative study using data available from the aircraft manufacturers, for so-called reference aircraft. The buckling force of the fuselage of particular aircraft F_{TL} can be determined from the relation

$$F_{TL} = \beta(x) \cdot F_{RL}, \quad (1)$$

where F_{RL} is the buckling force of the reference aircraft, $\beta(x)$ is the similarity coefficient, for which it is valid

$$\beta(x) = (t_{TL}(x) d_{TL}(x) \sigma_{TL}) / (t_{RL}(x) d_{RL}(x) \sigma_{RL}), \quad (2)$$

where $t(x)$ is the thickness of a fuselage, $d(x)$ is the diameter of fuselage in point x and σ_{TL} (or σ_{RL}) is the ultimate stress of the particular aircraft (or the reference aircraft) during the breaking of fuselage material.

If we have't the detailed informations about the thickness of the plane corps and its material properties the coefficient $\beta(x)$ can be determined by the comparison with the reference plane as follows [1]

$$\beta(x) = A_{TL} / A_{RL} \quad (3)$$

The force impact can be determined as follows

$$F_{TL} = (A_{TL} / A_{RL}) \cdot F_{RL} \quad (4)$$

The relation (4) is correct in the case when the ratio between the diameter and the thickness of the plane corps is constant.

We considered two following load cases :

LC1 - Impact of JAS 39 Gripen to BT plate on area 2m^2 (the plane total mass 12 ton, impact velocity 400 ms^{-1} for the flay direction $75^\circ - 85^\circ$) (Image 4).

LC2 - Impact JAS 39 Gripen to SG plate on area 2m^2 through the hall steel structures under SG (the plane total mass 7.96 ton, impact velocity 403 ms^{-1} for the flay direction $75^\circ - 85^\circ$) (Image 5).

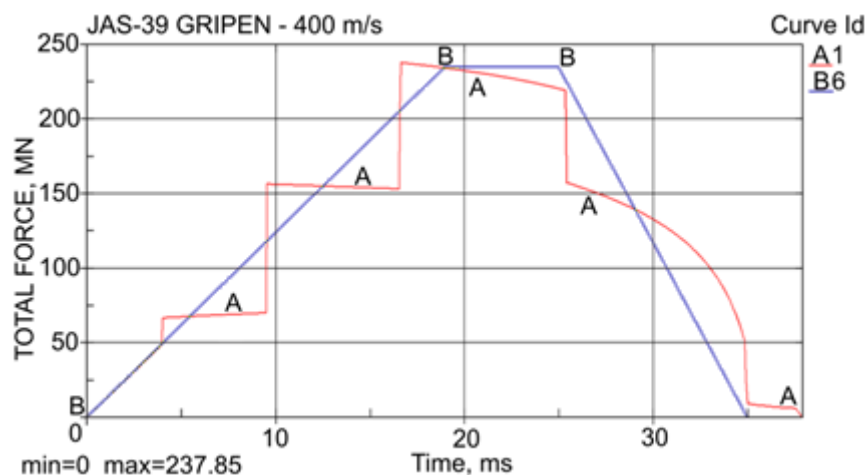
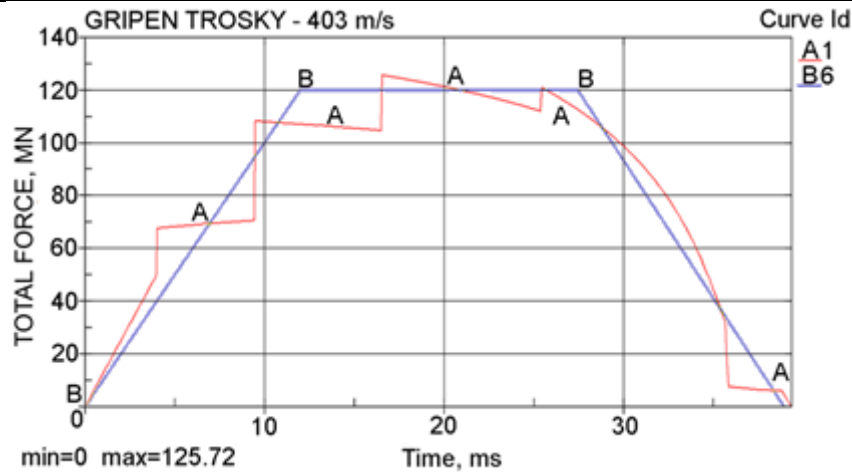


Image 4 - Impact loads: Gripen, 12 t – velocity 400 m.s^{-1} , Riera_Code (curve A), idealized curve B

Table 1 - Load function for aircraft of JAS 39 Gripen

LC1. Directly impact	Time [ms]	0.0	19	25	35
	Force impulse [MN]	0.0	235.0	235.0	0.0
LC2. Dumped impact	Time [ms]	0.0	12.0	27.5	39.0
	Force impulse [MN]	0.0	120	120	0.0

Image 5 - Impact loads: Gripen, 7.96 t / velocity 403 m.s⁻¹, Riera_Code(curve A), idealized curve B

3 Penetration of the RC wall

For assessment of the reinforced walls or plates resistance, some simplified relations for the calculation of missile penetration or perforation of the wall according to (ERIN - 2003) can be used based on the results of experimental tests.

The penetration depth (x_c) of the crushed mass of the engine casing is given by the modified NDRC equation for the missiles :

$$x_c = \alpha_c \sqrt{4KWND} (V / (1000D))^{1.8}, \quad \text{for } x_c / \{\alpha_c D\} < 2, \quad (5)$$

where x_c is the crushed casing penetration depth in inches, V is the engine velocity in ft/sec, D is the average outer diameter of the engine casing in inches, W is the total engine weight (in lbs), $K = 180/(f'_c)^{1/2}$, $N = 0.72$ (flat-nose missile), f'_c is the concrete strength in psi, and $\alpha_c = 0.5$ is the penetration reduction factor considering the missile deformability as recommended in [4].

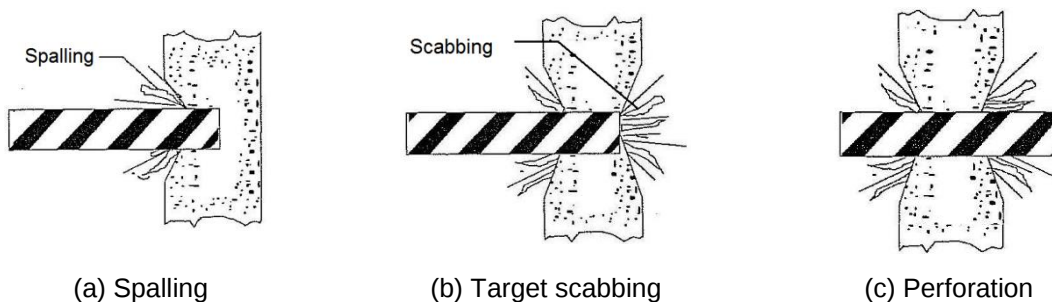


Image 6 - Scheme of the wall penetration by missile - spalling, scabbing, perforation

The wall thickness required to prevent scabbing (t_s) can be computed using the reduced Chang formula

$$t_s = \alpha_s 1.84 (200/V)^{0.13} (MV^2)^{0.4} (1/(D/12)^{0.2}) (1/(144f_{cd})^{0.4}), \quad (6)$$

where $M = W/g$ and $g = 32.2 \text{ ft/sec}^2$. The factors 12 and 144 used in equation (2) are used to convert the units of casing diameter (inches) and concrete compressive strength (psi) to

the units (ft, psf) used in the empirical Chang formula. The recommended value for α_s is 0.55. The reduced Degen formula (DOE STD3014 - 2006) is used to calculate wall thickness able to resist perforation (t_p) :

$$t_p = \alpha_p D \left(2.2(x_c/\alpha_c D) - 0.3(x_c/\alpha_c D)^2 \right), \quad \text{for } x_c / \{\alpha_c D\} \leq 1.52 \quad (7)$$

The recommended value for α_p is 0.6. The exit velocity of the engine may be estimated using the relationship cited by Kar (DOE STD3014 - 2006) and attributed to CEA-EDF :

$$v_R^2 = (v_{in}^2 - v_p^2) / \left(1 + (W_{cp}/W) \right), \quad \text{for } v_{in} > v_p, \quad (8)$$

where v_R is the residual velocity of the engine after wall perforation, v_{in} is the initial impact velocity of the engine prior to wall impact, and v_p is the engine velocity that just initiates perforation, W_{cp} represents the weight of the concrete plug ejected by the perforating engine with weight, W . The target wall thickness for the engine attack to the reinforced concrete structures are determined in the Table 2 on the base of the standard requirements (DOE STD3014 - 2006).

Table 2 - Target concrete wall thickness for the missile penetration ($f_c = 30\text{MPa}$)

JAS 39 Gripen	Wall thickness [m]		
Mass [kg]	Spalling - x_s [m]	Scabbing - t_s [m]	Perforation - t_p [m]
12000	0.246	0.192	0.612
6800	0.185	0.153	0.466

The previous analysis shows us that the safe thickness of the reinforced concrete wall or plate in the case of the impact of the plane JAS 39 Gripen is equal 0.612m.

4 Nonlinear dynamic analysis of the RC structure

FEM model consists of layered shell elements SOLID181 with the concrete and steel layers. The material model takes into account the orientation of the cracks and the reinforcements in the NPP plates and walls. The non-linear dynamic equilibrium equations in semi-discrete form is given by

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{r}}_n + \mathbf{C}\dot{\mathbf{r}}_n + \mathbf{p}(\mathbf{r}_n, \dot{\mathbf{r}}_n) = \mathbf{f}_n, \quad (9)$$

where $\mathbf{M}$ and $\mathbf{C}$ are matrices of mass and damping, $\mathbf{p}(\mathbf{r}_n, \dot{\mathbf{r}}_n)$ is vector of internal resisting forces, $\ddot{\mathbf{r}}_n, \dot{\mathbf{r}}_n, \mathbf{r}_n$ are the vectors of acceleration, velocity and displacement and $\mathbf{f}_n$ is the vector of external forces in the time t_n . The internal forces $\mathbf{p}(\mathbf{r}_n, \dot{\mathbf{r}}_n)$ are evaluated as

$$\mathbf{p}_n = \int_{\Omega} \mathbf{B}_n^T \boldsymbol{\sigma}_n d\Omega \quad \text{and} \quad \boldsymbol{\sigma}_n = \mathbf{D}_{ep} \mathbf{B}_n \mathbf{r}_n, \quad (10)$$

where the elastic-plastic matrix $\mathbf{D}_{ep}$ is based on the Hill anisotropy theory and the bilinear kinetic hardening material model and the strain-displacement matrix $\mathbf{B}_n$ is defined for the theory of the large rotations.

The elastic-plastic behaviour of the anisotropic materials is described by the Hill potential theory using the HMM yield criterion.

The stress-strain relations are obtained from the following relations

$$\Delta \boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D}_{el} (\Delta \boldsymbol{\varepsilon} - \Delta \boldsymbol{\varepsilon}_{pl}) = \mathbf{D}_{el} \left(\Delta \boldsymbol{\varepsilon} - \Delta \lambda \left(\frac{\partial \mathbf{Q}}{\partial \boldsymbol{\sigma}} \right) \right) \quad \text{or} \quad \Delta \boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D}_{ep} \Delta \boldsymbol{\varepsilon}, \quad (11)$$

where $\mathbf{D}_{ep}$ is the elastic-plastic matrix in the form

$$\mathbf{D}_{ep} = \mathbf{D}_{el} - \frac{\mathbf{D}_{el} \left(\frac{\partial \mathbf{Q}}{\partial \boldsymbol{\sigma}} \right) \left(\frac{\partial \mathbf{F}}{\partial \boldsymbol{\sigma}} \right)^T \mathbf{D}_{el}}{A + \left(\frac{\partial \mathbf{F}}{\partial \boldsymbol{\sigma}} \right)^T \mathbf{D}_{el} \left(\frac{\partial \mathbf{Q}}{\partial \boldsymbol{\sigma}} \right)}. \quad (12)$$

The hardening parameter A depends on the yield function and model of hardening (isotropic or kinematic). Huber-Mises-Hencky (HMH) define the yield function in the form

$$F(\boldsymbol{\sigma}) = \sqrt{\boldsymbol{\sigma}^T \mathbf{M} \boldsymbol{\sigma}} - \sigma_o(\boldsymbol{\epsilon}_{ep}), \quad (13)$$

where $\sigma_o(\boldsymbol{\epsilon}_{ep})$ is the reference yield stress, $\boldsymbol{\epsilon}_{ep}$ is the equivalent plastic strain and the matrix $\mathbf{M}$ is defined on dependency of the material anisotropy properties in the three orthogonal planes of symmetry (Kohnke - 2008).

On the base of the Hill potential theory the extreme strain and stress of the critical structures of the BT and SG structures were calculated. The nonlinear analysis considering the anisotropic material properties was made for the layered shell elements SHELL181 in the FEM model.

Table 3 - The strain intensity in the RC structure under aircraft impact in FEM model

Structural segment	Elastic strain of shell element [%]			Elastic-plastic strain of shell element [%]		
	Bottom	Middle	Top	Bottom	Middle	Top
Plate BT	0.31016	0.053111	0.12357	1.87030	0.51934	0.58650
Plate BSG	0.11355	0.010816	0.05683	0.44055	0.44899	0.22030

Note: BT - Bubbler Tower, BPG - Box of Steam Generator

Table 4 - The maximum principal strain in the RC structure under aircraft impact in FEM model

Structural segment	Elastic strain of shell element [%]			Elastic-plastic strain of shell element [%]		
	Bottom	Middle	Top	Bottom	Middle	Top
Plate BT	0.24408	0.007203	0.097796	0.73105	0.25312	0.21245
Plate BSG	0.09131	0.006878	0.046174	0.16844	0.28040	0.08723

Note: BT - Bubbler Tower, BPG - Box of Steam Generator

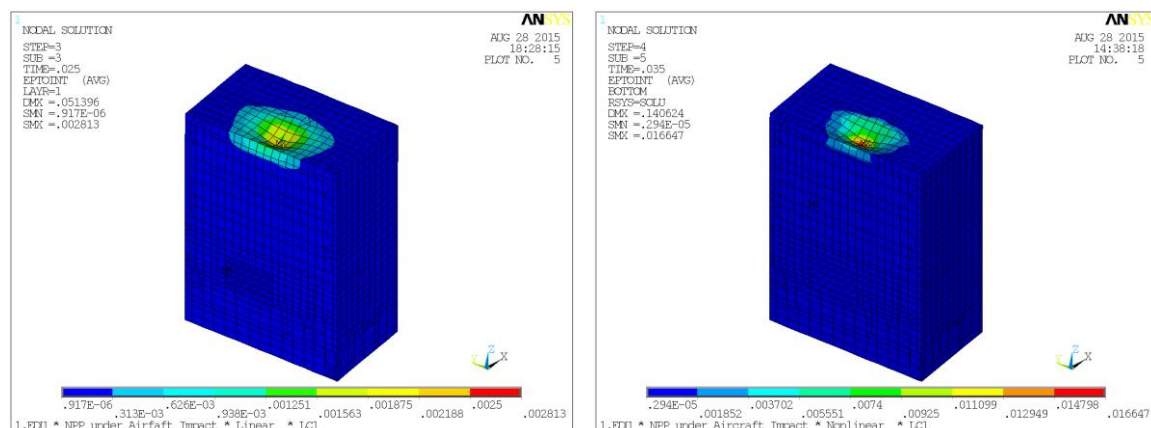


Image 7 - The behavior of the strain intensity for the load case LC1 - linear and nonlinear analysis

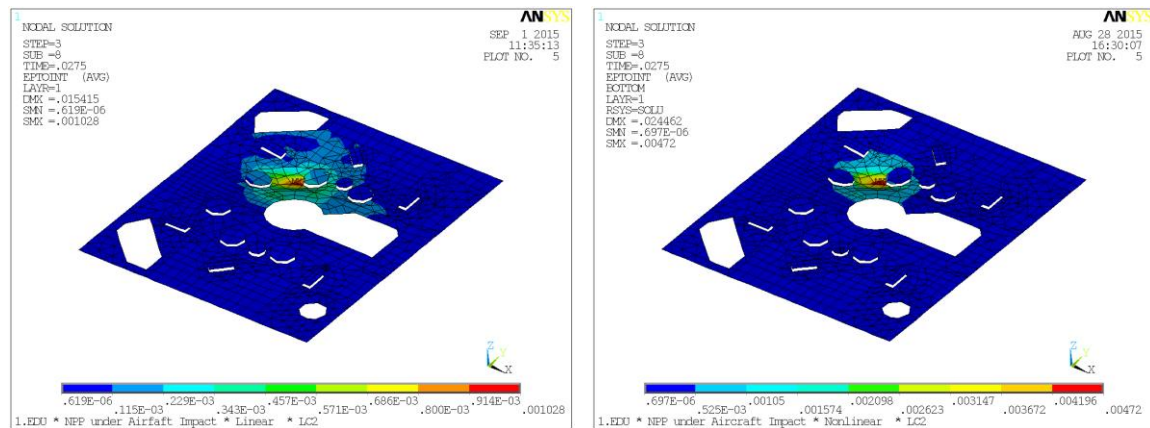


Image 8 - The behavior of the strain intensity for the load case LC2- linear and nonlinear analysis

The elastic and the elastic-plastic transient analysis of the NPP structures under two scenarios of the aircraft impact were solved in program ANSYS considering nonlinearity. The geometry nonlinearity is based on theory of the large rotations. The comparison of the linear and nonlinear analyses is presented in the tab. 2 and 3. In the nonlinear analysis the strain intensity in the critical places increase from 1.4 to 4.9 times in comparison with the linear solution. The maximum strain intensity $\varepsilon_l = 1.87\%$ (resp. $\varepsilon_l = 0.52\%$) is at the bottom of plate of the bubbler tower structure (see tab.1 and 2). The ultimate compressive strain of concrete is equal $\varepsilon_{cu} = 0.35\%$ and the ultimate tension strain of steel reinforcement is equal $\varepsilon_{su} = 1.0\%$. The shear stiffness of the concrete layer is limited by strain value $\varepsilon_m = 0.5\%$.

5 Conclusion

This paper presented the results from the linear and nonlinear dynamic analysis of the reinforced concrete building of nuclear power plant under the aircraft impact. The accident scenario assumes the aircraft impact in three critical points (plate BT and plate BSG). The load function was determined in the program Riera_Code on the base of the comparison study with the reference aircraft. The dynamic response was calculated in the system ANSYS using the transient nonlinear method. In the nonlinear analysis the strain intensity in the critical places increases from 1.4 to 4.9 times in comparison with the linear solution. The wall or plate of the NPP reinforced concrete structure may be locally cracked after the aircraft impact, but the integrity of the containment structure will be safe and reliable. The reinforced concrete wall or plate with the thickness higher than 60 cm is resistant to the impact of the plane JAS 39 Gripen in accordance with the international standards (DOE STD3014 – 2006, ERIN – 2013, IAEA TECDOC/1487 – 2006). The criteria of the damage of a concrete wall in the standard NDRC are more conservative than the results from the nonlinear analysis of the aircraft impact. The detailed nonlinear analysis gives us more accurate results.

References

- ADAMÍK, V. (2013) *Aircraft load function from the impact of JAS 39 GRIPEN, LEAR JET 25 and AIRBUS A 320*, Research report No. 5090, Pardubice - April 2013.
- ANTUCHEVICIENE, J., KALA, Z., MARZOUK, M., VAIDOGAS, E.R. (2015) Decision Making Methods and Applications in Civil Engineering, *Mathematical Problems in Engineering*, Vol. 2015, No. 160569, 2015, p.3, ISSN: 1024-123X, E-ISSN: 1563-5147.
- BANGASH, M.Y.H. BANGASH, T. (2006) *Explosion-Resistant Buildings. Design, Analysis, and Case Studies*, Springer Berlin Heidelberg New York.
- BAŽANT, Z. P. PANG, S. D. VOŘECHOVSKÝ, M. & NOVÁK. D. (2007) Energetic-statistical size effect simulated by SFEM with stratified sampling and crack band model.

- International Journal for Numerical Methods in Engineering* (Wiley), 71(11):1297-1320, Rep. Dept. of Civil Eng., Northwestern University, Evanston, Illinois.
- DOE STANDARD, (2006) *Accident Analysis for Aircraft Crash into Hazardous Facilities, Appendix C*, DOE – STD3014 – 2006, October 1996, Riaffirmation May 2006, USA Department of Energy, Washington, DC 20585.
- ERIN, (2003) *Resistance of Nuclear Power Plant Structures Housing Nuclear Fuel to Aircraft Crash Impact*, (Safeguards Material), Final Report by ABS Consulting, Anatech, and ERIN Engineering, Electric Power Research Institute, Palo Alto, CA, February, 2003.
- HRADIL, P. KALA, J. (2014) Analysis of the shear failure of a reinforced concrete wall, *Applied Mechanics and Materials*, Volume 621, 2014, Pages 124-129, DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.621.124, ISSN: 16609336
- IAEA SAFETY STANDARDS, (2006) *Advanced Nuclear Plant Design Options to Scope with External Events*, IAEA-TECDOC-1487, Vienna, February, 2006.
- JERGA, J. KRIŽMA, M. (2009) Damage Cumulation Functions of Concrete, In proc.: *Engineering Mechanics*, Svratka, 11.-14.may 2009, Paper #244, pp. 537–546, ISBN 978-80-86246-35-2..
- KALA, J. HUŠEK, M. (2016) High speed loading of concrete constructions with transformation of eroded mass into the SPH, *International Journal of Mechanics*, 10, pp. 145-150., ISSN:19984448.
- KALA, J., HUSEK, M. (2016) Improved Element Erosion Function for Concrete-Like Materials with the SPH Method, *Shock and Vibration*, vol. 2016, Article ID 4593749, 13 pages, doi:10.1155/2016/4593749., ISSN: 1070-9622 (Print), ISSN: 1875-9203 (Online)
- KOHNKE, P. (2008) *ANSYS, Theory*, SAS IP Inc. Canonsburg.
- KRÁLIK, J. (2009) *Safety and Reliability of Nuclear Power Buildings in Slovakia. Earthquake-Impact-Explosion*. Published by STU Bratislava, 307pp.
- KRÁLIK, J. (2014) Safety of Nuclear Power Plants under the Aircraft Attack, In: *Applied Mechanics and Materials* Vols. 617 pp 76-80, © Trans Tech Publications, Switzerland, DOI:10.4028/www.scientific.net/AMM.617.76, ISSN 1662-7482.
- KRÁLIK, J. (2015) Safety and Reliability of NPP in Slovakia Within IAEA Project “Stress Tests”, pp.21-36 In: Monograph *Selected Practical and Theoretical Aspects of Contemporary Mechanics*, Ed. I. Major & M. Major, Wydawnictwo Wydziału Zarządzania, Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa, 2015. ISBN 978-83-65179-20-3.
- KRÁLIK, J. KRÁLIK, J. JR. (2015) Nonlinear Analysis of NPP Safety Against the Aircraft Attack, In Proc. *ICNAAM 2015*, Rhodes Island, Greece, 23-29 Sept.
- NEI 07-13, (2011) Revision 8P, *Methodology for Performing Aircraft Impact Assessments for New Plant Designs*, ERIN, Palo Alto, CA, April 2011.
- MONOTTI, M. N. (2004) *Reinforced Concrete Slabs - Compatibility Limit Design*, Dissertation work, Swiss Federal Institute of Technology Zurich
- NEA/CNRA/R12, (2011) *Proceedings of the Forum on the Fukushima Accident: Insights and Approaches*, JT03312480, Nov. 2011, OECD.
- NĚMEC, I. SYCHROVÁ, Š. ŠEVČÍK, I. KABELÁČ, J. (2012) Study of a Nuclear Power Plant Containment Damage Caused by Impact of a Plane, In: *International Refereed Journal of Engineering and Science* (IRJES), ISSN (Online) 2319-183X, (Print) 2319-1821, Vol. 1, Issue 4. December, 2012, pp. 48-53 www.irjes.com.
- RIERA, J.D. (1968) “On the Stress Analysis of Structures Subjected to Aircraft Crash on Building Structures.” *Nuclear Engineering and Design*. Vol. 8. pp. 415–426.
- RIERA, J.D. (1982) “An approach to evaluate the Design Load Time History for Normal Engine Impact taking into account the crash-Velocity Distribution”, *Nuclear Engineering and Design*, 71, pp. 311-316.
- SALAJKA, V. HRADIL, P. KALA, J. (2012) Assess of the Nuclear Power Plant Structures Residual Life and Earthquake Resistance, In Proc. *The Second International Conference on Engineering and Technology Innovation (ICETI 2012)*, Kaohsiung, Taiwan, November 02-06, 2012, pp.4

SIEFERT A., HENKEL F.O. (2011) "Nonlinear Analysis of Commercial Aircraft Impact on a Reactor Building – Comparison Between Integral And Decoupled Crash Simulation", - *Transactions SMiRT 21*, Div-III: Paper ID# 144.

SUGANO,T. (1993) Local Damage to Reinforced Concrete Structures Caused by Aircraft Engine Missiles: Part 2, Evaluation of Test Results, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 140, pp. 407-423.

SUCHARDA, O., BROŽOVSKÝ, J., MIKOLÁŠEK, D. (2014) Numerical Modelling and Bearing Capacity of Reinforced Concrete Beams. *Key Engineering Materials*, pp. 281-284.

Acknowledgments

The project was performed with the financial support of the Grant Agency of the Slovak Republic (VEGA 1/0265/16).

Contact address:

Juraj Králik, prof.Ing.CSc., Faculty of Civil Engineering, STU in Bratislava, Radlinského 11, 810 05 Bratislava, Slovakia., e-mail: juraj.kralik@stuba.sk

Juraj Králik, jr. Ing.PhD., Faculty of Architecture, STU in Bratislava, Námestie Slobody 19, 812 45 Bratislava, Slovakia, e-mail: kralik@fa.stuba.sk

MAJOR OUTAGE IN VVER-440 - CFD ANALYSIS

JURAJ PAULECH, JAKUB JAKUBEC, GABRIEL, GÁLIK, VLADIMÍR KUTIŠ, TIBOR SEDLÁR

Department of Applied Mechanics and Mechatronics, Institute of Automotive Mechatronics, Faculty of Electrical Engineering and Information Technology, Slovak University of Technology in Bratislava.

Abstract: The paper presents the numerical simulation of thermo-hydraulic behaviour of coolant in nuclear reactor VVER-440 under major outage conditions. Heating-up and the flow of coolant between the reactor pressure vessel and spent fuel storage pool are discussed.

Keywords: ANSYS CFX, CFD analysis, Nuclear Reactor, VVER-440, outage

1 Introduction

Thermo-hydraulic conditions in nuclear reactors are important not only in operation mode but also under refuelling and outage conditions. During outage several components of nuclear reactor system (NR) are flooded by coolant (Todreas, 2011). These interconnected components are reactor vessel (RV), reactor pool (RP) and spent fuel storage pool (SFSP). Values of pressure and temperature are significantly lower than in operation mode, because the system is operated under atmospheric pressure conditions. For thermal behaviour only residual heat of fuel assemblies is considered. But the thermo-hydraulic conditions are important also for outage conditions, because:

- reactor vessel is interconnected with reactor pool and spent fuel storage pool (flooded by coolant)
- fuel assemblies with their residual heat are situated only in spent fuel storage pool (there are no fuel assemblies in the reactor vessel because of the major outage conditions)
- thermal and hydraulic influence between reactor vessel and pools occurs
- transfer of impurities may occurs

The paper presents thermo-hydraulic conditions calculated using Computational Fluid Dynamics - CFD code (Versteeg, 2007) ANSYS CFX in nuclear reactor VVER-440 during major outage conditions where the above mentioned phenomena are discussed.

2 CFD analysis

The CFD analysis was performed considering the geometric model, see Image27, that represents volume of coolant in the system during major outage conditions.

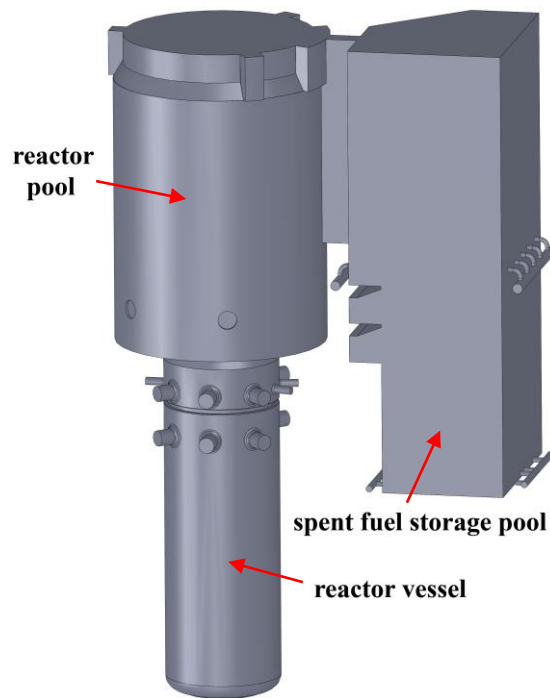


Image 28 – Geometric model of the system during major outage conditions

The fuel assemblies with their residual heat were situated only in SFSP. There was no residual heat in RV because of the major outage, therefore no natural convection between RV and steam generators occurred. Forced convection was considered only in SFSP represented by two inlets and two outlets, which mass flow was approx. 85 kg/s in sum and inlet temperature was 35 °C, Image29. Residual heat in fuel assemblies in SFSP had value of approx. 1.9 MW_t in sum. This part of the system was not modelled in detail but it was modelled as one component with porous properties. This approach was necessary because of the complexity of the computational intensive model.

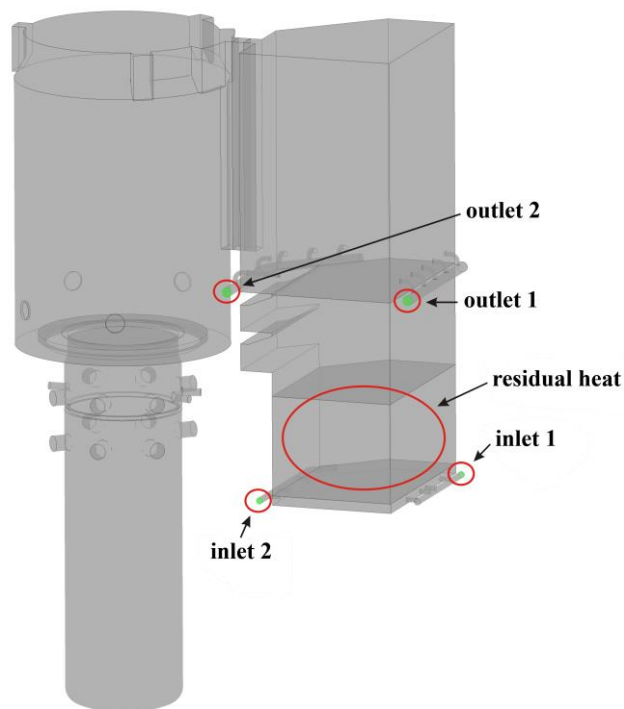


Image 30 – Boundary conditions of the model

The model was discretized to approx. 3.7 mil. elements, Image31.

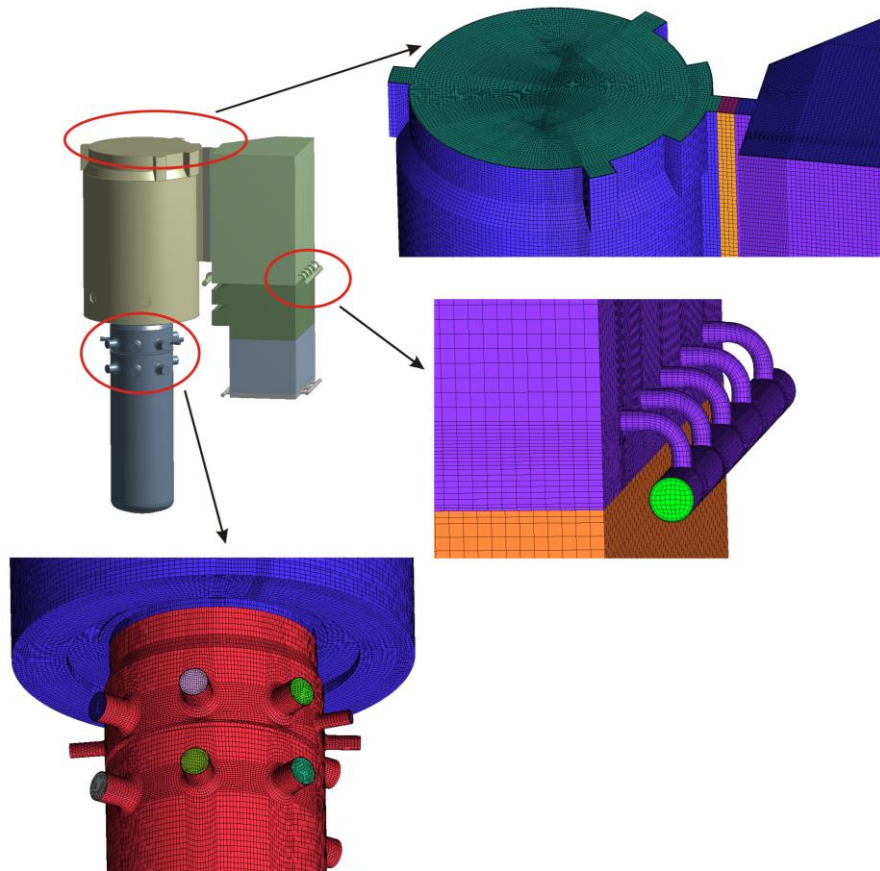


Image 32 – Model mesh

The parameters of the simulations were:

- steady-state analysis
- shear stress transport turbulent model (Wilcox, 2006)
- 1 second physical timescale for fluid
- convergence control by value 1×10^{-4} residual RMS

The analysis was calculated using iterative method where thousands of iterations were necessary to achieve convergent solution. Obtained results are show in Image 33, 34 and 35. Image36 shows the temperature distribution at the cross-section of the model. Image37 shows the streamlines of the coolant with time mapped on them. Image 38 combines data and shows streamlines with mapped temperature.

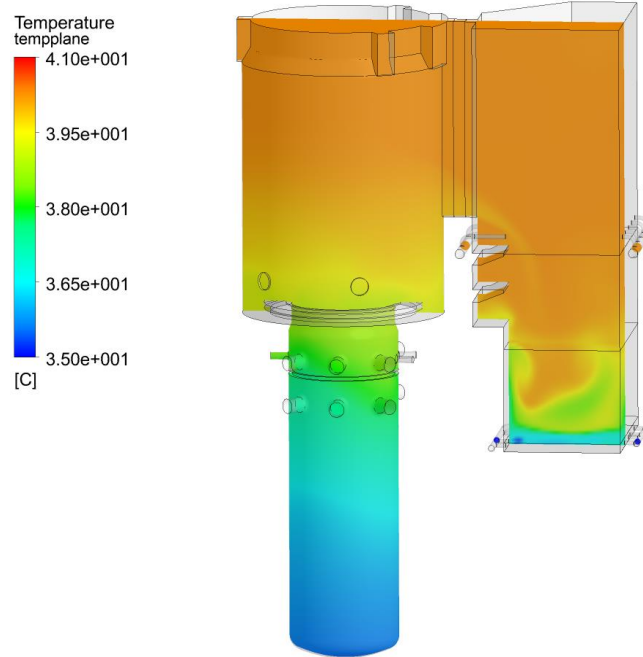


Image 39 – Temperature distribution at cross-section

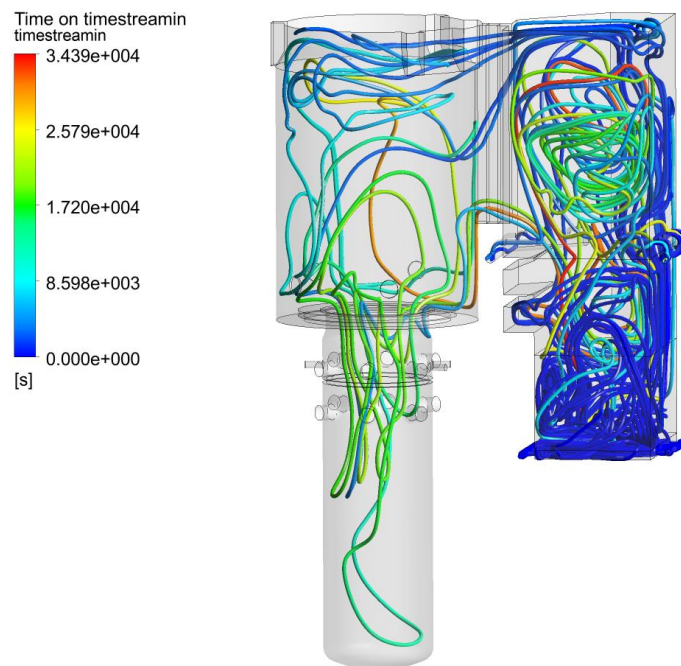


Image 40 – Streamlines with mapped time

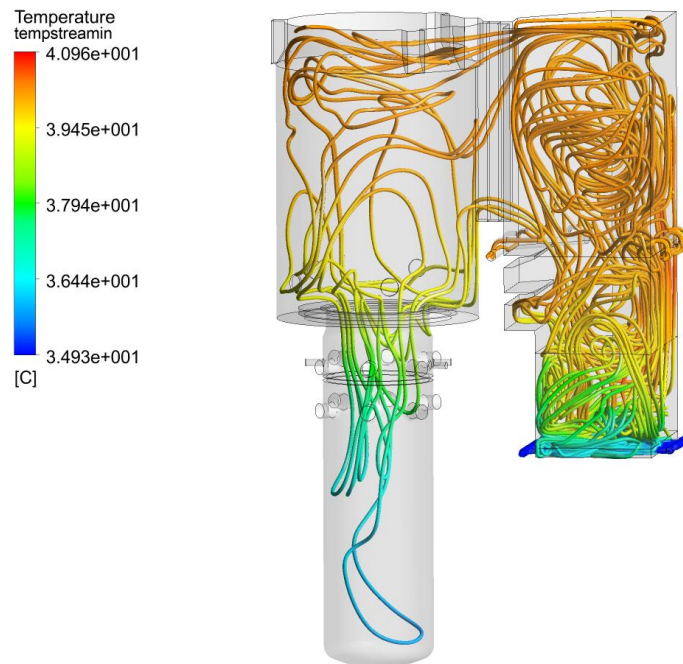


Image 41 – Streamlines with mapped temperature

As it can be seen from these results the flow of coolant is relatively slow and mixing of coolant between SFSP, RP and RV is gentle.

3 Discussion of results

The results show that mutual influence between RV, RP and SFSP is evident especially in coolant temperature distribution, but the flow of coolant is relatively slow across the whole system.

4 Conclusions

The paper presented computational analysis of the thermo-hydraulic conditions of coolant during major outage. The results show that flow of coolant under these conditions is relatively slow and mixing of coolant between the individual components of the interconnected system is not significant.

References

- TODREAS N. E., KAZIMI M. S., 2011. *Nuclear Systems Volume I: Thermal Hydraulic Fundamentals*. CRC Press. 2nd edition. ISBN 1439808872
 VERSTEEG H., MALALASEKERA W., 2007. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. Prentice Hall. 2nd edition. ISBN 0131274988
 WILCOX D. C., 2006. *Turbulence Modeling for CFD*. D C W Industries. 3rd edition. ISBN 1928729088.

Acknowledgement

This work was supported by the Slovak Research and Development Agency under the contract No. APVV-0246-12 and APVV-14-0613, by Grant Agency VEGA, grant No. 1/0228/14 and 1/0453/15. Authors are also grateful to the HPC Center at the Slovak University of Technology in Bratislava, which is a part of the Slovak Infrastructure of High Performance Computing (SIVVP project, ITMS code 26230120002, funded by the

European Regional Development Funds), for the computational time and resources made available.

Contact address:

Ing. Juraj Paulech, PhD.

juraj.paulech@stuba.sk

Department of Applied Mechanics and Mechatronics, Institute of Automotive Mechatronics, Faculty of Electrical Engineering and Information Technology, Slovak University of Technology in Bratislava. Ilkovičova 3, Bratislava, Slovak Republic

OPTIMIZATION OF TORSION SYSTEM IN OPTISLANG

MAREK ŠEBÍK, ONDŘEJ KALIVODA

Institute of Solid Mechanics, Mechatronics and Biomechanics
Faculty of Mechanical Engineering
Brno University of Technology

Abstract: Optimization is essential part of modern engineering and product design. The aim of this project is to provide basic information about the options and possibilities that are offered by the program optiSLang in the field of optimization and sensitivity analyses. There is a simple example to show that even a fresh user of optiSLang can solve their own sensitivity analysis and optimize design of their product according to their needs.

Keywords: Optimization, Sensitivity analysis, OptiSLang,

1 Introduction

Those days when product design was based only on experience of engineers have passed. To make a quality, safe and most of all competitive products nowadays means something more. It means optimization of parameters of the products. For this purpose program optiSLang can be conveniently used. Due to its user-friendly environment the program allows even an unskilled user to perform their own analysis and obtain valuable results.

2 OptiSLang in general

OptiSLang offers wide variety of analyses such as sensitivity analysis, optimization, reliability analysis, robustness evaluation, robustness optimization and others. In most cases optiSLang is used in combination with another program (ANSYS, Matlab, Excel, Python, Abaqus, LS-DYNA, etc.) in which certain parametrized procedure is performed. The task for optiSLang is to create sets of values of input parameters, send them to parametrized procedure, collect result values and perform mentioned analyses based on the data. This approach makes optiSLang incredibly flexible tool. While creating sets of values (e.g. sensitivity analysis) it can be chosen from several stochastic sampling methods such as Monte Carlo and Latin Hypercube Sampling or deterministic methods such as Koshal Linear, Quadratic and other. As an optimization algorithm user can choose from response surface method, evolutionary algorithm, particle swarm, gradient method and others.

3 Example of sensitivity analysis and optimization

To demonstrate work with optiSLang there was a simple example of sensitivity analysis and optimization performed. Both analyses were set by using wizards. Object of the analyses was cantilever beam with two different cross-sections loaded with two moments.

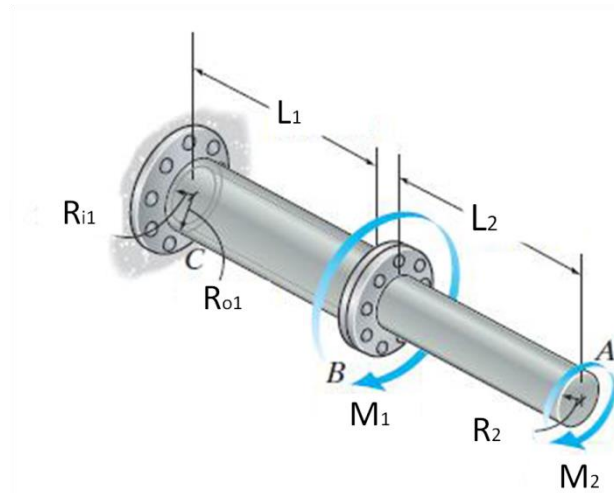


Image 42 – Object of sensitivity analysis and optimization

The solution of the problem was obtained from FEM calculation performed in Ansys APDL. Input file for the calculation was written as parametric APDL macro. Outputs of the calculation were maximum equivalent stress (von Mises) and maximum rotation on the object. Based on these values there were two functions describing occurrence of the limit states calculated (see eq. 1, 2).

$$G_S = R_e - S_{max} \quad (1)$$

$$G_{ROT} = \varphi_{dov} - \varphi_{max} \quad (2)$$

where R_e represents yield stress, S_{max} is maximum equivalent stress (von Mises), φ_{dov} is allowed rotation and φ_{max} is maximum rotation.

The sensitivity analysis compared influence of various geometric and material parameters on the functions G_S and G_{ROT} . Based on comparison of Pearson correlation coefficient between inputs and outputs it was found that the radius R_2 has the most significant effect on the occurrence of limit states (coefficient of linear correlation with G_S : $r_{GS} = 0,822$ and with G_{ROT} : $r_{GROT} = 0,771$)

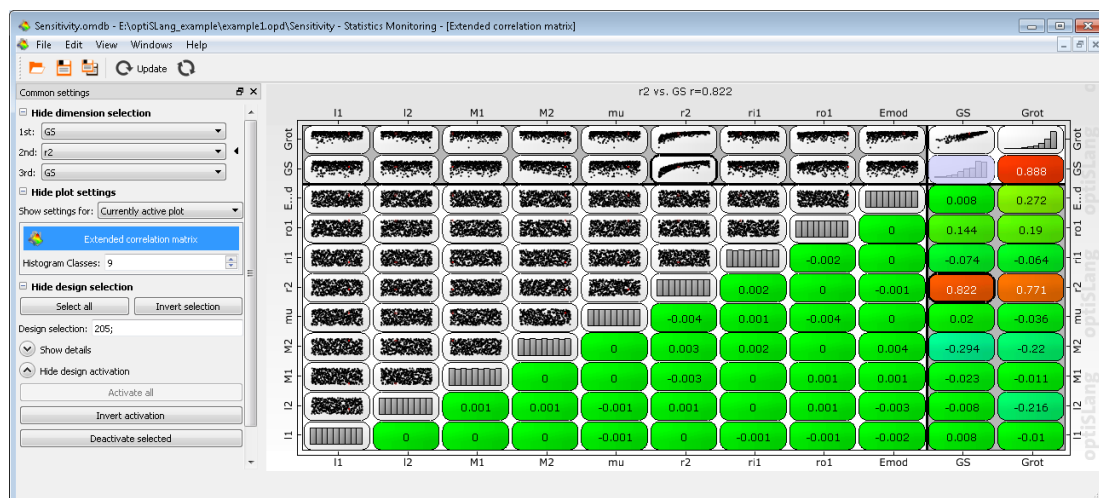


Image 2 – Extended correlation matrix

This analysis was followed by optimization. To set a bit challenging task for the optimization the definition of the problem was altered. The limit state of unacceptable rotation was not checked this time. On the contrary the goal of the optimization was to achieve the rotation as large as possible. This meant to minimize function G_{ROT} . Constraint of the optimization was set to keep G_S higher than 200. This meant that maximum equivalent stress must be less than $R_e - 200$ MPa. Only four the most significant parameters (based on the sensitivity analysis) were chosen as input parameters that were allowed to be variable within certain boundaries. Evolutionary method was used to find the best design. The optimization reduced the G_{ROT} function from -0,019 to -0,152 (maximum rotation was increased from 5,09° to 13,72° - 270%) while keeping maximum equivalent stress under preset limit and input parameters within their boundaries.

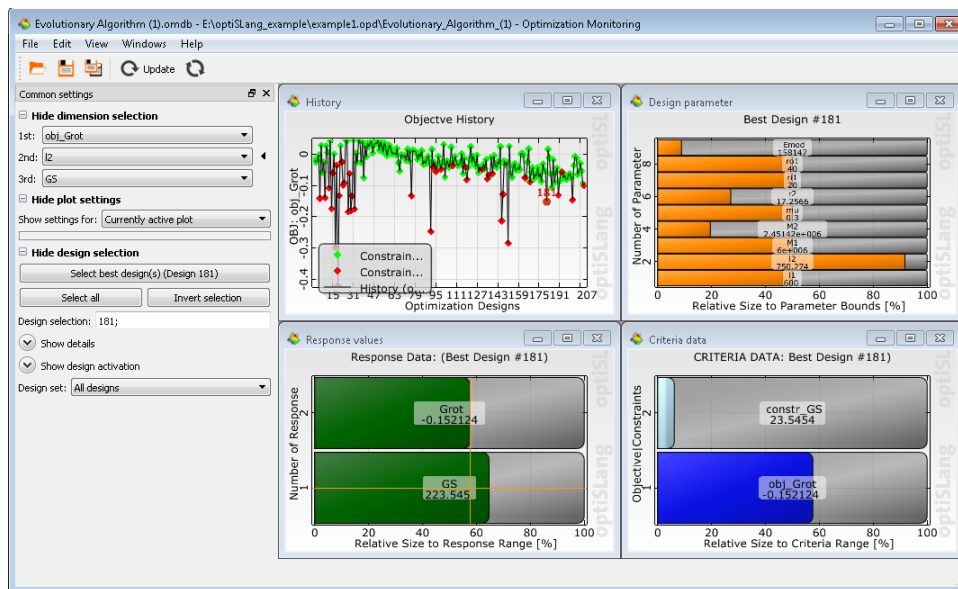


Image 3 – Optimization results

4 Conclusion

OptiSLang is a strong tool for probability analyses (sensitivity, optimization, etc.). Some of the greatest benefits of using optiSLang are its flexibility - it can be used in combination with almost any solver (ANSYS, Matlab, Excel, etc.) and its user-friendly environment - even an unskilled user can perform their own valuable analyses.

References

Dynardo. [online]. [cit. 2016-03-13]. <http://www.dynardo.de/>

Contact address:

Bc. Marek Šebík, sebikmarek@centrum.cz
Institute of Solid Mechanics, Mechatronics and Biomechanics
Faculty of Mechanical Engineering
Brno University of Technology

NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY SVODIDEL S INTEGROVANOU PROTIHLUKOVOU STĚNOU MPHS DLE ČSN EN 1317 V PROSTŘEDÍ ANSYS LS-DYNA

MARTIN CHADIMA, MILOSLAV POPOVIČ

* MC Velox Praha s.r.o., U Strouhy 282/1, 196 00 Praha

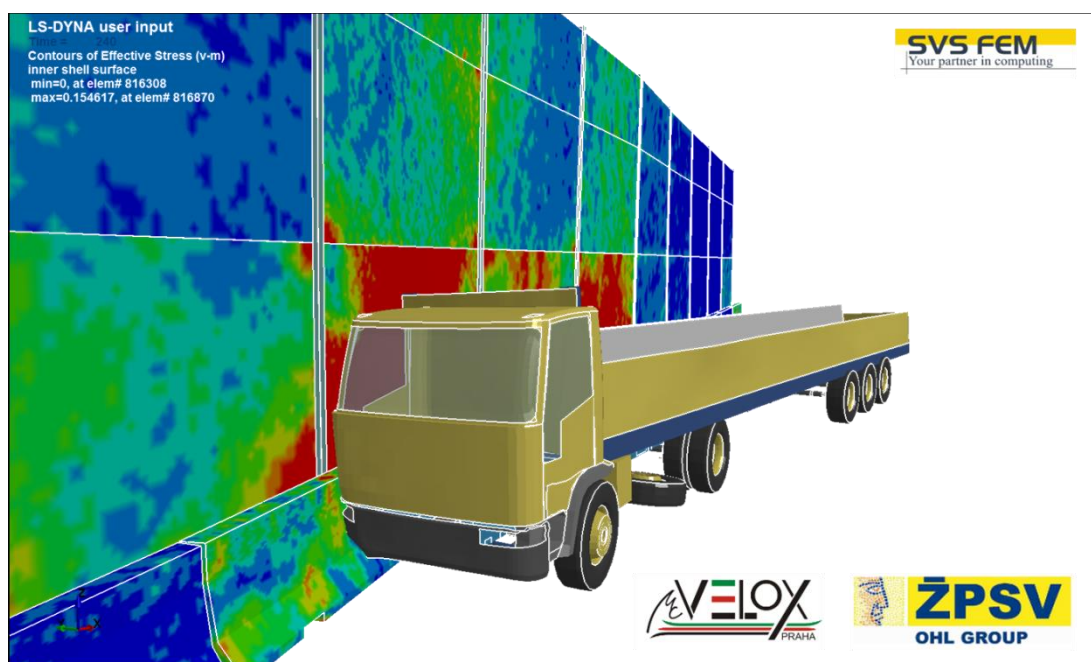
** SVS FEM s.r.o., Škrochova 42, 615 00 Brno

Abstract: Progress in hardware and software capabilities in last years enables solving of significantly higher level in quality of numerical simulations. The main difference from previous results is in precisely detailed and realistic model of vehicle and analyzed object as well. This analysis presents results of numerical simulation of crash test of road restrained systems defined in ČSN EN 1317-2. The object of this test was a mobile noise barrier designed in cooperation of company ŽPSV a.s. and MC Velox Praha.

Keywords: Numerical simulation, Crash test, LS-DYNA, Parallel computing, Mobile noise barrier

1 Úvod

Rychlý vývoj softwarových i hardwarových možností dnešní doby nabízí stále vyšší stupeň v kvalitě i schopnostech numerických simulací. Simulace nárazové zkoušky nyní může být dnes řešena i na běžném hardwaru během několika dní. Tento text poskytuje stručný popis několika simulací nárazových zkoušek silničních zádržných systémů, které byly v poslední době prováděny v brněnské firmě SVS FEM s.r.o. Posuzovaným objektem zkoušky byla především mobilní protihluková stěna (MPHS), navržená konsorciem firem ŽPSV a.s. a MC VELOX Praha s.r.o. Tento výrobek sloužící před provedením nárazových zkoušek jako mobilní protihluková stěna byl po úspěšném provedení nárazových zkoušek zařazen mezi svodidla schválená, kdy současně plní i úlohu protihlukové stěny.



Obrázek 43 – Nárazová zkouška vozidla TB81 dle ČSN EN 1317-2

Numerická simulace v současné době sice nedokáže plně nahradit skutečnou nárazovou zkoušku, ale provedení takovéto simulace před skutečným testem je velmi užitečné, například pro porovnání mnoha vývojových variant testovaného výrobku. Další neméně významnou aplikací numerických simulací je posouzení lokálních úprav silničních zádržných systémů, jako jsou únikové východy, ukončení svodidel, nebo například konkrétní tvarové provedení protihlukové stěny podle konkrétních místních podmínek zástavby.

Mimo jiné každá neprovedená nárazová zkouška představuje výraznou finanční i časovou úsporu v procesu vývoje silničních zádržných systémů.

Nárazová zkouška je obecně velmi rychlý děj. Z toho důvodu je vhodné použít pro řešení tzv. explicitní analýzu. Tento typ výpočtu je vhodný pro dynamické úlohy obsahující složitý stav kontaktu mnoha těles současně při předpokládaném porušení těchto těles. Další výhodou je rozsáhlá nabídka materiálových modelů těles, z kterých je sestaveno vozidlo i protihluková stěna. Kompletní explicitní řešení nabízí například systém ANSYS LS-DYNA a to včetně práce s CAD geometrií, tvorby sítě i zpracování výsledků analýzy. Silnou stránkou explicitního řešiče LS-DYNA je navíc stabilita výpočtu i pro velmi rozsáhlé sestavy mnoha těles.

Důležitým důvodem pro numerickou simulaci je také to, že správně provedená simulace nám odkrývá průběhy veličin, jako jsou napětí, přetvoření, rychlosti atd., na kterékoli části modelu v jakémkoli čase. Tyto hodnoty je velice obtížné sledovat v průběhu reálného testu. Díky tomu jsme schopni dopředu určit potenciální problémy spojené s testem a podniknout taková opatření, aby skutečná nárazová zkouška mohla být úspěšně provedena napoprvé.

2 Svodidlo s integrovanou protihlukovou stěnou MPHS

Analyzovaná mobilní protihluková stěna byla podrobena nárazovým zkouškám dle normy ČSN EN 1317-2 a to až do nejvyšší úrovně zadržení H4b. Během této zkoušky musí stěna odolat nárazu plně naloženého nákladního vozu o celkové váze 38 tun při rychlosti nárazu 65 km/h. Významnou roli představuje fakt, že stěna není ukotvena k podloží, ale pouze zatížení vlastní vahou brání průniku vozidla do normou vymezeného prostoru. Samotná výška analyzované stěny 10 metrů je velkou výzvou při návrhu celé sestavy z pohledu stability.



Obrázek 44 – Svodidlo s integrovanou protihlukovou stěnou MPHS

Z důvodu co nejpresnějšího popisu procesů, které se během testu odehrávají, bylo potřeba vyřešit dva hlavní úkoly. Nejprve bylo nutné vytvořit plně funkční model 38-tunového nákladního vozu. V ideálním případě se geometrický model tvoří na základě konkrétních technických výkresů, v tomto případě byl model vytvořen modifikací

předchozích ověřených CAE modelů podle míry opotřebení skutečných vozidel použitých při zkouškách. Druhým klíčovým úkolem bylo vytvoření modelu protihlukové stěny. Zde bylo s výhodou využito modelu vyztuženého betonu, který je k dispozici v knihovně materiálů systému LS-DYNA.

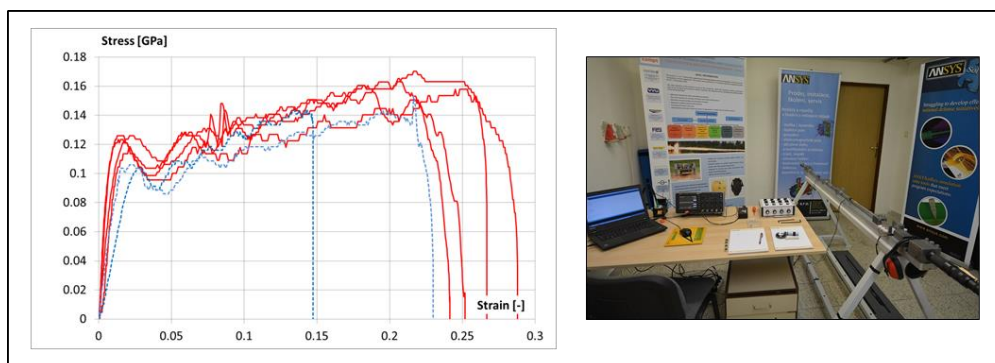
Vytvořit realistickou simulaci znamená zahrnout do výpočtu všechny části analyzovaného objektu a vztahy mezi nimi, které jsou podstatné během daného děje. Na druhou stranu snahou při tvorbě jakékoliv numerické simulace je maximální možné zjednodušení modelu z důvodu snížení nutného výpočetního času. To platí zvláště pro explicitní analýzy kdy časový krok jednotlivých iterací výpočtu je striktně dán velikostí nejmenšího prvku v modelu. Mnoho dílů proto bylo zjednodušeno (např. pružiny, tlumiče,...), mnoho dílů nebylo do modelu vůbec zahrnuto. Nakonec se podařilo dosáhnout vhodné rovnováhy mezi přesností výpočtu a krátkým výpočetním časem. Přesnost výpočtu byla posuzována pomocí porovnání záznamu dráhy vybraných bodů vozidla a stěny. Dosažený celkový výpočetní čas celé simulace se podařilo snížit na přibližně tři dny při použití 8 CPU pracovní stanice SVS-MAMUT.



Obrázek 45 – Výsledek zkoušky kategorie zadržení H4b

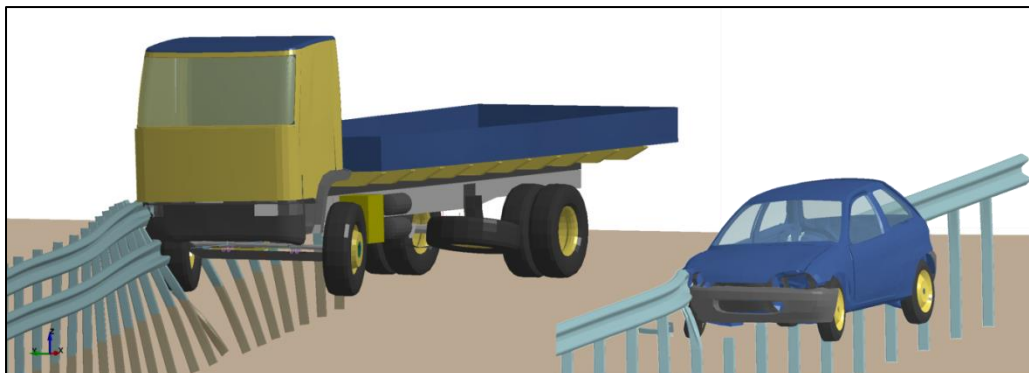
3 Vlastnosti materiálů

Významnou roli v podobném typu výpočtu hrají materiálové vlastnosti jednotlivých dílů vozidla i stěny. Jedním ze způsobu zjištění materiálových vlastností pro zadanou rychlost nárazu je měření pomocí Hopkinsonovy dělené měrné tyče, tzv. SHPB test. Materiálové vlastnosti podstatných dílů vozidla byly měřeny sérií testů jednotlivých komponent, ostatní materiály potom byly navrženy podle materiálů běžně užívaných v automobilovém průmyslu.



Obrázek 46 – Měření vlastností materiálů

Výsledkem přechodí práce je model vozidla dle specifikace TB81 příslušné normy, jehož chování odpovídá stavu zjištěnému při skutečné zkoušce. Odolnost mobilní protihlukové stěny byla simulována i pro nižší úrovně zadržení dle výše zmíněné normy. Příslušné modely vozidel byly využity z dříve provedených analýz.



Obrázek 47 – Numerické simulace ostatních úrovní zadržení dle ČSN EN 1317-2

4 Závěr

Použití numerických simulací při návrhu silničních zádržných systémů nabízí možnost odpovědi na otázky, které je technicky obtížné posoudit při skutečné nárazové zkoušce. Největší překážka při využití numerických simulací je v prvotním nastavení velice komplexních a náročných virtuálních modelů. Často tato činnost zabere i několik měsíců práce. Naopak v dalších fázích vývoje numerická simulace nabízí rychlé a efektivní výsledky při posuzování možných modifikací a zlepšení zádržných systémů. Náklady na skutečnou nárazovou zkoušku například pro úroveň zadržení H4b dle normy ČSN EN 1317 mohou dosahovat až 100 000 €. Tyto náklady mohou být výrazně sníženy a ušetřená částka může být použita například k inovaci produktu či snížení ceny.

Kontaktní adresa:

Ing. Miloslav Popovič, mpopovic@svsfem.cz
SVS FEM s.r.o., Škrochova 42, Brno 615 00

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL EVALUATION OF THE EXTERNAL PRESSURE COEFFICIENTS ON THE ELLIPTIC CYLINDER

MICHAL FRANEK, LENKA KONEČNÁ, MAREK MACÁK

Slovak University of Technology in Bratislava, Faculty of Civil Engineering,
Radlinského 11, 810 05 Bratislava

Abstract: Evaluation of the wind loads on structures with Computational Fluid Dynamics is complex task. The problems in simulation of the atmospheric boundary layer are unintended streamwise gradients in the vertical mean wind speed and turbulence intensity through the computational domain. Accurate simulation of the atmospheric boundary layer is essential for wind engineering. This paper deals with experiment in Boundary Layer Wind Tunnel and comparison with Computational Fluid Dynamics simulation. Aim of the article is compare two types of mesh and calibration of the simulation with the correct turbulence model and the boundary layer. Results are external pressure coefficient on high rise building with elliptic shape. This research will be background for future work of the interference effects.

Keywords: external pressure coefficient, elliptic cylinder, computational fluid dynamics, atmospheric boundary layer, turbulence model

1 Introduction

Computational Wind Engineering (CWE) is based on Computational Fluid Dynamics (CFD). Principles are making the numerical evaluation of the wind loads on the structures. CFD is being used to study properties of natural wind in the lower part of the atmospheric boundary layer (ABL) (0 – 200 m). Decisive parameter during flow in boundary layer on the surrounded surface is Reynolds number. At the certain value occurs to turbulence. Correct definition of the turbulence is difficult. Better express of turbulence is as a list of properties and attributes. It contains randomness, diffusivity, vorticity, scale spectrum, 3D structure, dissipation and non – linearity. Comprehensive reviews have been published (Stathopoulos, 1997; Reichrath and Davies, 2002; Blocken and Carmeliet, 2004).

Correct simulation is obtained with accurate and reliable predictions of atmospheric processes. Flow profiles are characterized by mean wind speed and turbulence quantities at the inlet plane of the computational domain. These profiles can be representative of the roughness characteristics of the upstream terrain that is not included in the computational domain. There are some mathematical. We use Navier – Stokes equation for solving these problems. In general there are three methods for solving N – S equations. First is the Direct Numerical Simulation (DNS), when it is solved a problem in space and time, second Reynolds Averaged N – S (RANS) and last a combination of both methods, when it is simulated large vortices and model small structures with the help of Reynolds equations. It is termed Large Eddy Simulation (LES).

Aim of the article is analyze of the results from the experiment with the chosen $k - \varepsilon$ and $k - \omega$ models. It was evaluated external pressure coefficients on the elliptic cylinder.

2 Applied equation and turbulence models for simulation

For this purpose were used four turbulence models. Namelly:

a. RNG $k - \varepsilon$ model

The main assumption for this model is fully developed turbulent viscosity. Effect of the molecular viscosity is negligible. So this model is useful only at high Reynolds number. It has excessive diffusion for many circumstances: a big curving of the flow, eddies, rotation, separation of the flow and lower Reynolds numbers. It is derived from these transport equations (Wilcox, 2006)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k, \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon, \quad (2)$$

where u mean wind speed in m/s, t is time in s, k is turbulent kinetic energy in m^2/s^2 , ε is turbulent dissipation rate in m^2/s^3 , μ_t is turbulent dynamic viscosity in $\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$, G_k is generation of the kinetic turbulence energy due to the mean speed gradient, G_b is generation of the kinetic turbulence energy due to the lift, Y_M is increase from fluctuation in compressible turbulent flow to overall dissipation, $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$ are constants, σ_k and σ_ε are Prandtl numbers for k and ε , S_k , S_ε and R_ε are user terms.

It is similar with standard model, but it includes the several enhancements. It has additional term R_ε in Eq. 2. This term increases the accuracy at high deformation speed. It includes the effect of the vortex turbulence and increases accuracy for turbulent flow (Wilcox, 2006).

b. Realizable $k - \varepsilon$ model

This model is the latest from $k - \varepsilon$ models. It has two important differences compared to the standard model. It contains a different formulation for turbulent viscosity and modifies transport equation (Wilcox, 2006). Transport equations are formulated as

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k, \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_{1\varepsilon} S_\varepsilon - \rho C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon. \quad (4)$$

c. Standard $k - \omega$ model

This model is a modification of the Wilcox for low Reynolds number, compressibility and shear flow. It is quite accurate in the vicinity of the wall and with distance of the wall the accuracy decreases (Wilcox, 2008). It is based on the solution of transport equations for turbulence kinetic energy k and specific energy dissipation $\omega \sim \varepsilon/k$.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - Y_k + S_k, \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega + S_\omega, \quad (6)$$

where G_ω is generation of the dissipation energy, Y_k and Y_ω is the dissipation due to turbulence, S_ω is user term, Γ_k and Γ_ω are effective diffusivities.

d. Shear – Stress Transport (SST) $k - \omega$ model

It is formed by converting $k - \varepsilon$ model to $k - \omega$ formulation. It was achieved higher accuracy in the vicinity of the wall and it work better in the free flow from the wall (Menter, 2004). Eq. 5 and 6 has additional terms generation of the turbulent kinetic energy derived from G_k . It is $\hat{G}_k$ and lateral diffusion D_ω .

3 Experiment in wind tunnel

Pressure measurements were carried out in BLWT of Slovak University of Technology in Bratislava. This tunnel is termed low speed wind tunnel with open circuit and works on negative pressure principle. The test section is 2.6 m wide, 1.6 m height and 26.3 m length.

e. Characteristics of boundary layer, model and measuring devices

Boundary layer in BLWT was characterized by the mean wind speed, turbulence intensity and power spectral density. In Image 5 is illustrated mean wind speed profile for this experiment. Properties of boundary layer are represented for an urban exposure. Category of terrain is between III and IV according to ST EN 1991-1-4 (2007). Aerodynamic height z_0 is equal 0.7 m. During measurement was temperature in the laboratory around 27 °C. Atmospheric pressure was around 99 510 Pa. Air density was around 1.14996 kg/m³. Properties of the approach wind were slightly modulated depend on atmospheric pressure and temperature in the laboratory. The mean velocity at the roof height of model was 13.76 m/s. Mean velocity was represented by frequency 33 Hz of the fans.

Model of the ellipsoid for research was modeled in scale 1:390 from plexiglass. The ratio between width, length and height is 1:2.5:2.7; 64:162:175 mm. This ratio was derived from geometry of the existing building in Bratislava. Model contains 16 holes and pressure taps in middle level. Model and arrangement of the measure taps are illustrated in Image 1.

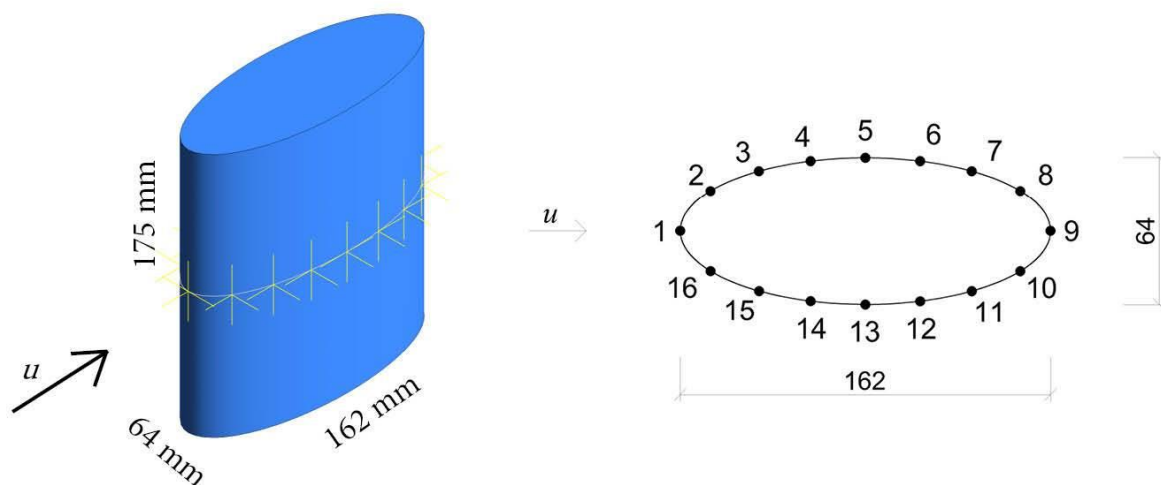


Image 1 – Geometry of the elliptic cylinder

Measuring device for the reference velocity was used Almemo, type MA25902 with thermos – anemometer probe, type FVA935TH5K2. Pressure measurement was recorded by pressure transducers, type Scanivalve DSA3217 with 16 temperature compensated piezoresistive pressure sensors with a pneumatic calibration valve. Measurement devices were controlled by Labview system design software.

f. Methodology of measurement

Measurement for this study contains external pressure coefficient in the middle of the model for wind direction 0°. External pressure coefficients are characterized as

$$C_{pe} = \frac{p - p_s}{\frac{1}{2} \rho u^2}, \quad (7)$$

where C_{pe} is external pressure coefficient (-), p is local mean surface pressure in Pa, p_s is free stream static or atmospheric pressure in Pa, ρ is density of air in kg/m³, u is stream velocity at the top of the building. Positive value represents pressure and negative represents lift.

Methodology during experiment was recording the properties of the boundary layer. Next step was measured the reference value of wind speed before it was applied model. Recording time was 30 s for every elevation. Pressure measurement recorded the differential pressures for rotation 0°. Local pressures was recorded in measure taps in model, reference pressure was recorded from Pitot static tube in front of measurement place. Recording time was 20 s, frequency 25 Hz and 500 frames for each pressure taps per scan. External pressure coefficients were evaluated by Eq.7.

4 Simulation

For this analyze was used simulation program ANSYS Fluent 17.0 Workbench.

a. Characteristics of the computational domain

It was selected elliptic cylinder. It represents high rise building. Geometry and location of the pressure taps is illustrated in Image 1. Geometry of the model was created similar with the experiment. Size of the computational domain was 2.6 m wide, 1.6 m height and 3 m length and object was placed 1 m behind inlet face. The length of the domain was chosen to allow any inlet effects to dissipate and to ensure a developed flow towards the outlet end of the fetch. Side and top boundary conditions are named symmetry. At this condition all normal velocity components are set to zero and scalar variable gradients normal to the boundary are also set to zero. Approach terrain is characterized as wall with no slip condition and without roughness. Around object is created subdomain where it will be soft meshing for accurate calculation. Domain is illustrated in Image 2.

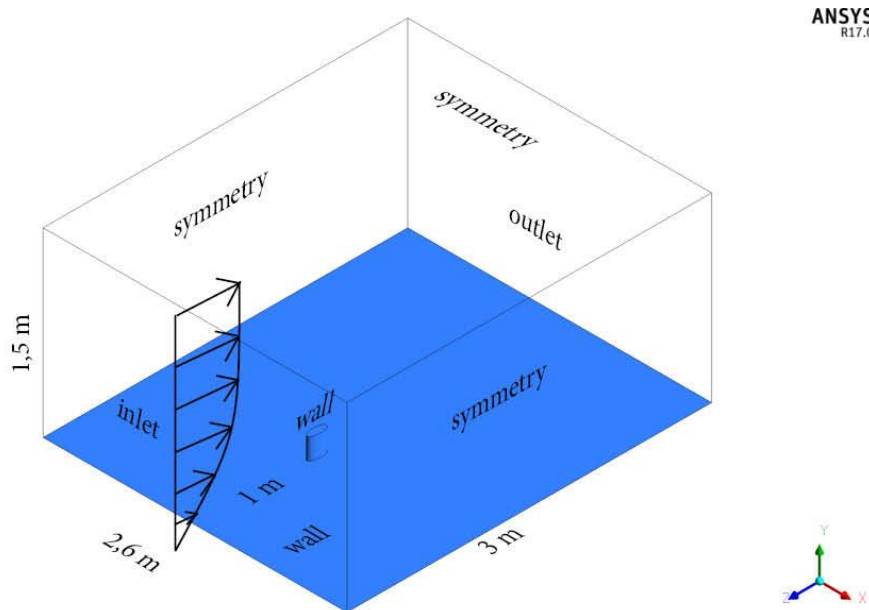


Image 2 – Geometry of the computational domain

b. Meshing

Two types of mesh were created. First mesh was generated using cutcell elements. Element size on surface of the elliptic cylinder object was 0.005 m, advanced size function was on curvature, with fine relevance center and high smoothing. All other settings were left on default. Generated were 542 642 elements with 571 923 nodes. Mesh type is illustrated in Image 3. Second mesh was generated using tetrahedron and had on surface of the elliptic cylinder object element size 0.005 m, advanced size function was on curvature and with fine relevance center and high smoothing. All other settings were left on default. Generated were 1 540 471 elements with 277 595 nodes. Finally, mesh was converted to polyhedral mesh type with 283 980 polyhedral cells with 1 583 586 nodes. Mesh type is illustrated in Image 4.

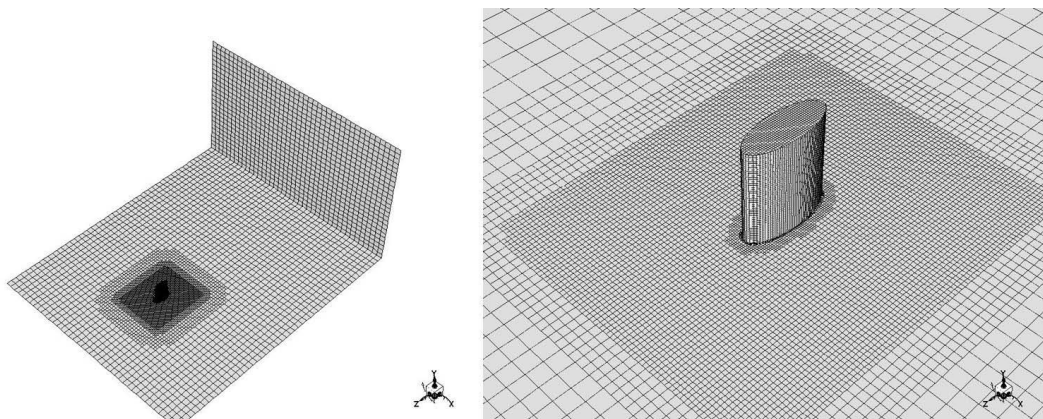


Image 3 – Cutcell elements meshing method

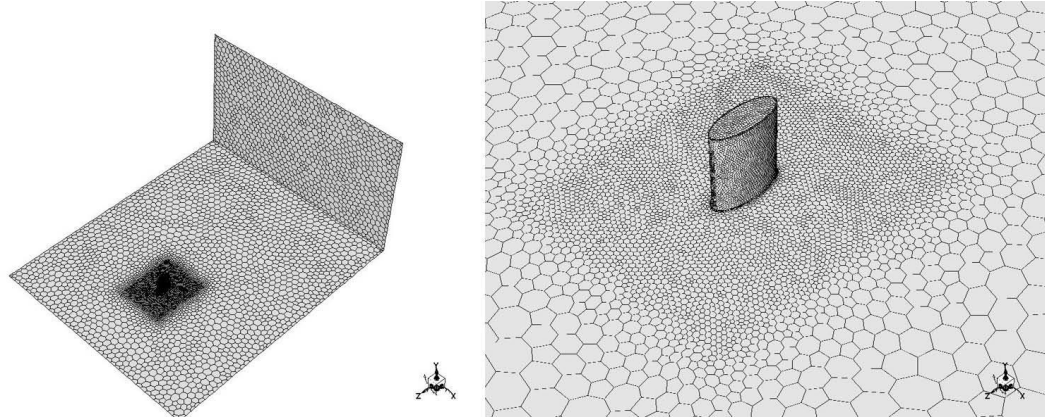


Image 4 – Tetrahedron meshing method

c. Simulation setup

For developed atmospheric boundary profile it was used four turbulence model, exactly $k - \varepsilon$ RNG, Realizable, $k - \omega$ standard and SST. For all models was used same mean velocity profile derived from reference wind speed. Reference wind speed at the top of the model was 13.76 m/s. This profile is defined as user defined function and interpreted using UDF function. Mean wind speed profile is illustrated in Image 5. Because the height of computational domain is often lower than the ABL height, these profiles are generally implied by assuming a constant shear stress with height (Richards and Hoxey, 1993). Logarithmic function is defined as

$$u_{(z)} = \frac{u_{ABL}^*}{\kappa} \ln \frac{z + z_0}{z_0}, \quad (8)$$

$$k_{(z)} = \frac{u_{ABL}^{*2}}{\sqrt{C_\mu}}, \quad (9)$$

$$\varepsilon_{(z)} = \frac{u_{ABL}^{*3}}{\kappa(z + z_0)}, \quad (10)$$

$$\omega_{(z)} \approx \frac{\varepsilon}{k}, \quad (11)$$

where u^* is shear velocity in m/s, z is elevation in m, z_0 is aerodynamic roughness height in m, κ is von Karman constant (-), C_μ constant in $k - \varepsilon$ model (-)

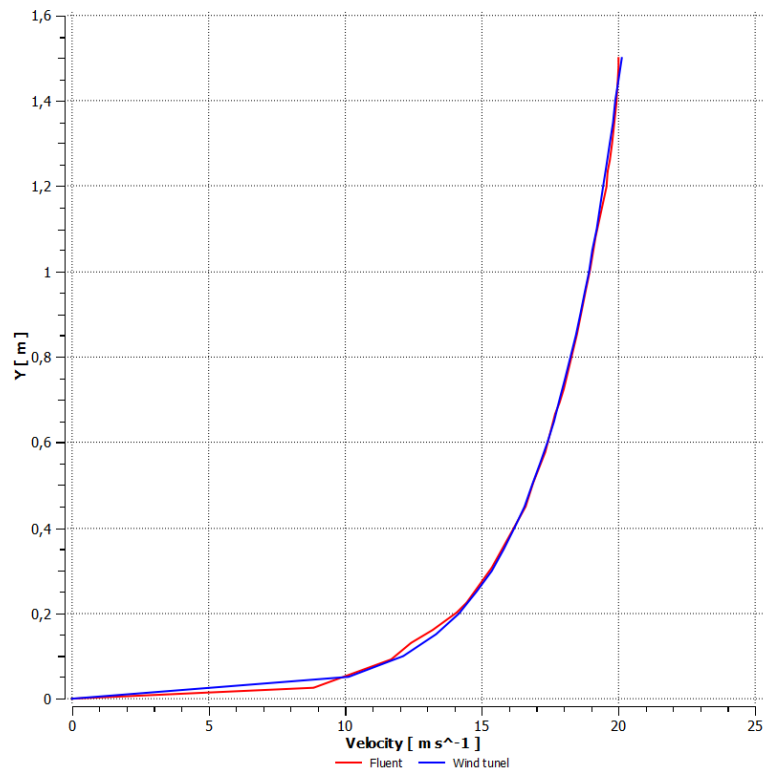


Image 5 – Mean wind speed profile in simulation and wind tunnel

As it was previously mentioned it was used four turbulent models. They will be compared with experiment. Results of this analyzes will be selection of the appropriate model for following work. For each simulation was used transient state. Step size, time step, number of time steps and iterations are in Table 1. Boundary conditions are illustrated in Image 2. Short description of the boundaries is in capture 4.1. In the simulation were used same conditions how it was during the experimental measurement. It means that temperature, atmospheric pressure and density of air were similar.

Table 3 Turbulence models specifications

Model	Details	Steps/Size/Iterations
k- ϵ	RNG, Enchanged wall function	200 / 0.005 / 20
k- ϵ	Realizable, Enchanged wall function	200 / 0.005 / 20
k- ω	Standard	200 / 0.005 / 20
k- ω	SST	200 / 0.005 / 20

5 Results and comparison of the methods

There are obtained results from the experiment in BLWT and simulation program ANSYS Fluent 17.0. It was evaluated and measured 16 external pressure coefficient in the middle of the model at elevation 0.087 m. Location of the pressure taps and wind direction are illustrated in Image 1. There were used 2 types of meshing and 4 turbulence model. These results are formed to the Table 2 and 3, where it is derived errors from experiment for each turbulent model and meshing. In the tables are errors for each pressure taps and average error and in conclusion they are compared. In the Image 6 external pressure coefficient are illustrated to the graph.

Table 2 Average errors for different turbulence models computed using Cutcell mesh

N.o. sensor	Mean value of C_{pe}	$k-\varepsilon$ models		$k-\omega$ models	
		RNG	Realizable	Standard	SST
1	0.665733	40.29%	48.54%	171.27%	28.78%
2	-0.19189	32.09%	41.19%	141.84%	23.88%
3	-0.45384	6.83%	8.97%	17.39%	6.68%
4	-0.50598	0.64%	1.67%	0.59%	0.82%
5	-0.51185	2.73%	1.82%	6.65%	2.85%
6	-0.41255	20.03%	20.12%	29.54%	21.10%
7	-0.37292	2.16%	4.53%	21.96%	1.49%
8	-0.09497	36.48%	63.77%	84.24%	53.30%
9	0.011708	14.64%	38.08%	366.20%	801.01%
10	-0.09497	36.41%	63.70%	84.03%	53.32%
11	-0.37292	2.29%	4.30%	22.01%	1.49%
12	-0.41255	20.20%	19.84%	29.56%	21.09%
13	-0.51185	2.58%	2.04%	6.63%	2.87%
14	-0.50598	0.50%	1.89%	0.58%	0.84%
15	-0.45384	6.71%	9.23%	17.40%	6.73%
16	-0.19189	32.05%	42.04%	141.93%	24.13%
Average error		16.04%	23.23%	71.36%	65.65%

Table 3 Average errors for different turbulence models computed using Polyhedra mesh

N.o. sensor	Mean value of C_{pe}	$k-\varepsilon$ models		$k-\omega$ models	
		RNG	Realizable	Standard	SST
1	0.665733	38.13%	44.98%	217.62%	21.92%
2	-0.19189	34.09%	39.70%	183.72%	28.43%
3	-0.45384	8.33%	10.60%	17.97%	10.84%
4	-0.50598	1.49%	3.25%	5.16%	4.62%
5	-0.51185	0.66%	0.47%	16.00%	1.89%
6	-0.41255	18.09%	17.66%	43.91%	16.53%
7	-0.37292	4.11%	1.09%	37.59%	0.34%
8	-0.09497	26.44%	49.86%	102.01%	70.37%
9	0.011708	65.09%	24.82%	176.02%	1001.86%
10	-0.09497	27.76%	53.84%	97.85%	67.73%
11	-0.37292	4.04%	1.33%	38.89%	0.45%
12	-0.41255	17.36%	16.84%	44.21%	16.10%
13	-0.51185	1.18%	0.08%	15.84%	1.56%
14	-0.50598	2.17%	3.87%	4.97%	5.08%
15	-0.45384	8.70%	10.79%	18.00%	10.99%
16	-0.19189	35.88%	41.17%	185.74%	29.54%
Average error		18.34%	20.02%	75.34%	80.52%

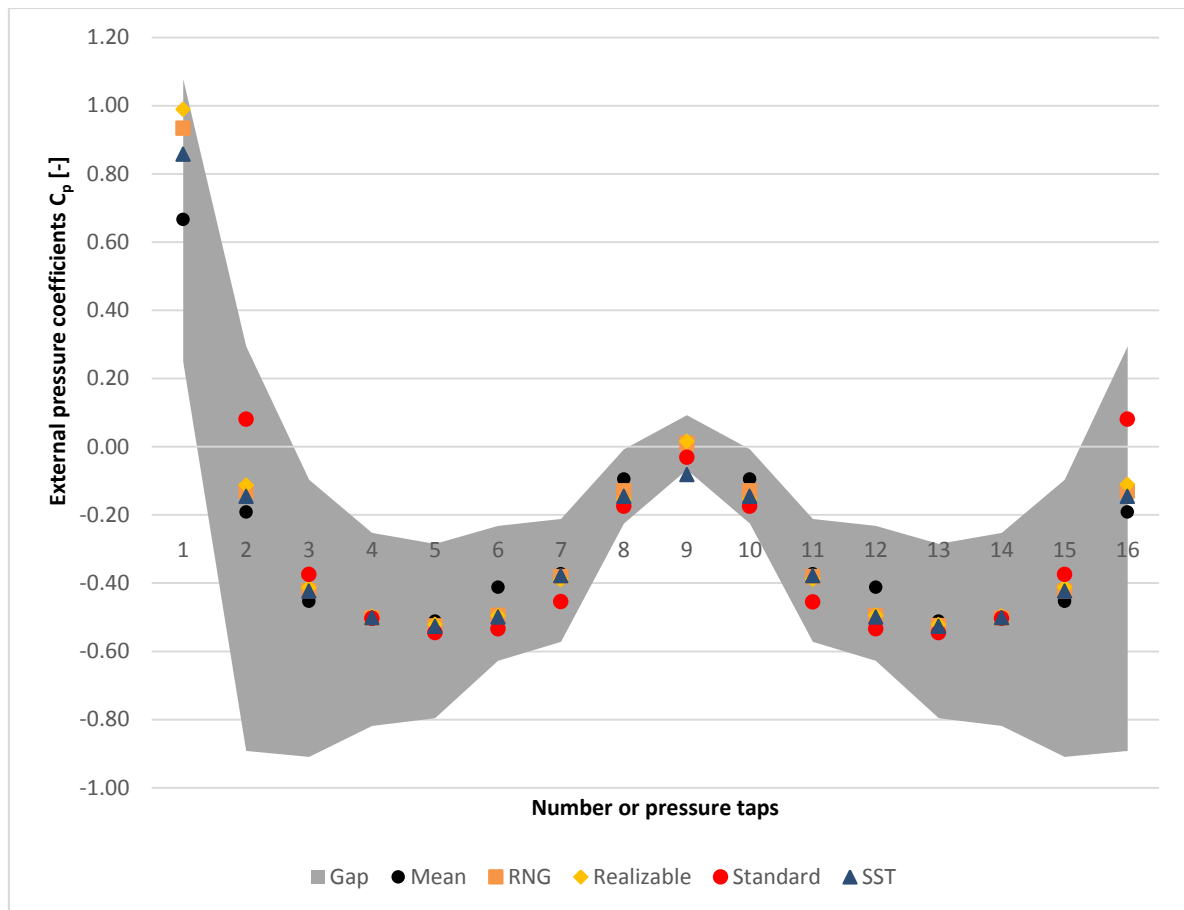


Image 6 – External pressure coefficients

6 Conclusion and future work

Results show for some turbulence models adequate similarity. Determination of the optimal turbulence factor is difficult way. It matters on the point of view. Optimal meshing method is cutcell elements. When the assessment factor is average error, favorable turbulence model is RNG $k - \epsilon$ model. When we look on the result for each sensor, more accurate method is SST. Error points for this method are on leeward face, points 8 – 10. These errors can be caused by lower Reynolds number and similarity of the flow. Minimum Re number for cylindrical shape is in excess 10^5 . For future work it will have to analyze this number with increase the reference wind speed or make rougher surface of the model. This work will realize in simulation and experimental measurement.

This research will be the foundation for interference effects and impact of adjacent building with same elliptic shape.

References

- STATHOPOULOS T., 1997. Computational wind engineering: past achievements and future challenges. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 67 – 68, pp. 509 – 532. ISSN 0167-6105.
- REICHRATH S., DAVIES, T.W., 2002. Using CFD to model the internal climate of greenhouses: past, present and future. *Agronomie*, vol. 22, pp. 3 – 19. ISSN 0249-5627.
- BLOCKEN B., CARMELIET, J., 2004. A review of wind driven rain research in building science. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 92, pp. 1079 – 1130. ISSN 0167-6105.

WILCOX, D.C., 2006. Turbulence modeling for CFD, 3rd edition. *Journal of Fluid Mechanics* [online], vol. 289, pp. 460. ISSN 0022-1120. Available on: DOI: 10.1017/S0022112095211388.

WILCOX, D.C., 2008. Formulation of the k – omega turbulence model revisited. *AIAA Journal* [online], vol. 46, no. 11, pp. 2823 – 2838. ISSN 1533-385X. Available on: DOI: 10.2514/1.36541.

MENTER F.R. et al., 2004. A correlation based transition model using local variables part 1 – model formulation. *Journal of Turbomachinery* [online], vol. 128, pp. 413 – 422, ISSN 0889-504X. Available on: DOI: 10.1115/1.2184352.

NICOUD F., DUCROS F., 1999. Subgrid-scale stress modelling based on the square of the velocity gradient tensor flow. *Turbulence and Combustion* [online], vol. 62, issue 3, pp. 183 -200. ISSN 1573-1987. Available on: DOI: 10.1023/A:1009995426001.

STN EN 1991-1-4: Eurocode 1. Actions on structures. Part 1-4: General actions Wind actions, 2007.

Acknowledgement

The authors would like to thank for financial contribution from the STU Grant scheme for Support of Young Researchers. Registration code of the project is EMIJEVB/1649/115721.

And from the STU SvF Grant scheme for Support of Excellent Team. Code number is 1619.

Contact address:

Ing. Michal Franek

Slovak University of Technology, Faculty of Civil Engineering, Slovak Republic

E-mail: michal.franek@stuba.sk

Ing. Lenka Konečná, PhD.

Slovak University of Technology, Faculty of Civil Engineering, Slovak Republic

E-mail: lenka.konecna@stuba.sk

Ing. Marek Macák, PhD.

Slovak University of Technology, Faculty of Civil Engineering, Slovak Republic

E- mail: marek.macak@stuba.sk

PROPERTIES OF WINDOWS - THEORETICAL CALCULATION OF THERMAL TRANSMITTANCE

MILAN PALKO, ADELA PALKOVÁ

SLOVAK UNIVERSITY OF TECHNOLOGY in Bratislava
FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
RADLINSKÉHO 11, 810 05 BRATISLAVA, SLOVAK REPUBLIC

Abstract: The article is focused on the thermal properties of plastic windows. One important part of the window, which is needed to be improved, is a frame profile. Assessment of newly proposed window profile system is realised based on currently effective technical norms and regulations. The main aim of the theoretical assessment and computer simulation is to define the coefficient of passage of heat of the frame construction of a new plastic profile system.

Keywords: windows, thermal transmittance, simulation

1 Introduction

Based on decrease of resources of fossil fuels, it is permanently pointed to the need of more massive usage of renewable resources of energy. The member states of European Union are bind to increase percentage of renewable resources of energy by 2020 to 20% of total consumption of energy. Building industry, which constitutes a high proportion from a total amount of energy consumption, must have a great deal of contribution to this ambitious plan. The highest proportion of energy consumption in building is due to heating. Heating consumes more than 50% of the total amount of energy consumption. High energy consumption in buildings is caused mostly by a weak thermo-protection of older buildings. Based on this inconvenient situation, requirements for new buildings are stricter but also requirements for reconstructed buildings are stricter, moreover, from 2020, only buildings with almost no energy consumption can be built in Slovakia. From the point of heat loss window constructions are the weakest element of a building facade. New profile systems are needed to be developed for reaching stated goals.

2 Description of Parameters

There is a scheme of assessed profile system in Picture 1. Some parts of foundation detail must have been changed due to defining the coefficient of passage of heat of the frame construction "Uf" and parallel following the methods of norm STN ISO 10077-2. The main change is replacement of glazing unit (thermo-insulating triple glass) by thermo-insulating panel. Plastic extension profile is a component of window mounting in the part of a window sill and according to the methods it is not included in a computer model.

Physical parameters of the majority parts were used from the norm STN EN ISO 10077-2. Figures for coefficient of thermo- conductivity were used as follows: thermal insulator in the cavity ($\lambda=0,031 \text{ W/(m.K)}$), thermal insulating panel ($\lambda=0,035 \text{ W/(m.K)}$), plastic window profile ($\lambda=0,17 \text{ W/(m.K)}$), rubber seal (EPDM) ($\lambda=0,25 \text{ W/(m.K)}$), steel reinforcement ($\lambda=50 \text{ W/(m.K)}$).

Exterior edge condition is determined by the reference temperature of exterior air $\theta_{ae} = 0^\circ\text{C}$. The temperature of interior air $\theta_{ai} = 20^\circ\text{C}$ (given temperature are in compliance

with requirement of norm STN EN ISO 10077-2). Resistance at heat transfer at profiles (horizontal thermal flow) for common surface are: exterior $R_{se} = 0.04 \text{ m}^2.\text{K/W}$ and interior $R_{si} = 0.13 \text{ m}^2.\text{K/W}$.

3 Geometric and Physical Parameters of Computer Simulation

Computer simulation was made as surface thermal field using the finite element method as a 2D task (ANSYS). The computer model is based on abovementioned geometrical and physical parameters. Division of computer model to the finite elements is shown in Figure 1. The edge conditions are shown in Figure 2.

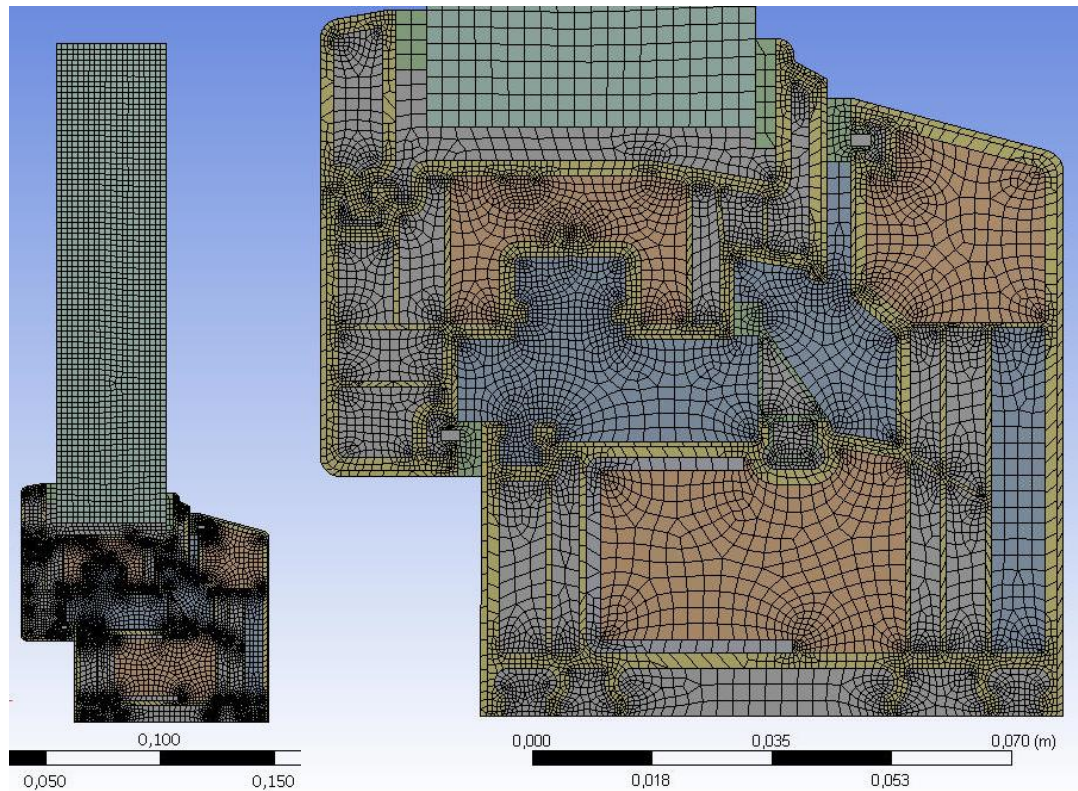


Figure 48 – Geometry and Mashing of Model

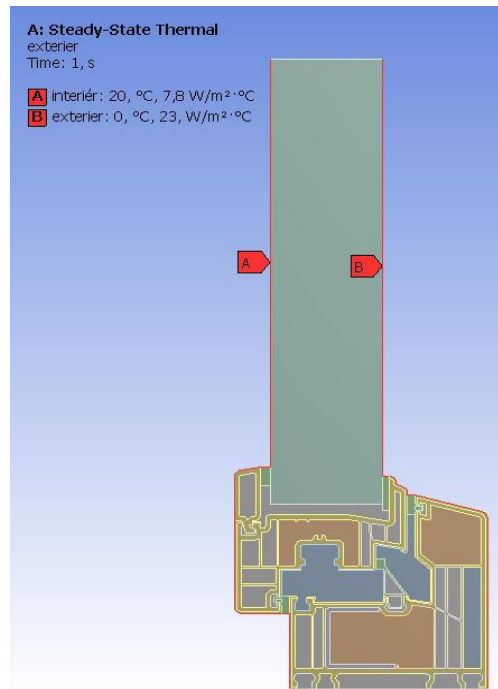


Figure 2 – Boundary Conditions of Simulation Model

4 Geometric and Physical Parameters of Computer Simulation

The results of computer simulation are shown in surface thermal fields and surface temperatures of interior and exterior surface. In Graph 1, there is shown the development of surface temperatures on exterior surface with the start in the place of width according to Figure 4. In Graph 2, there is shown the development of surface temperatures on interior surface with the start in the place of width according to Figure 5A then B, C to C.

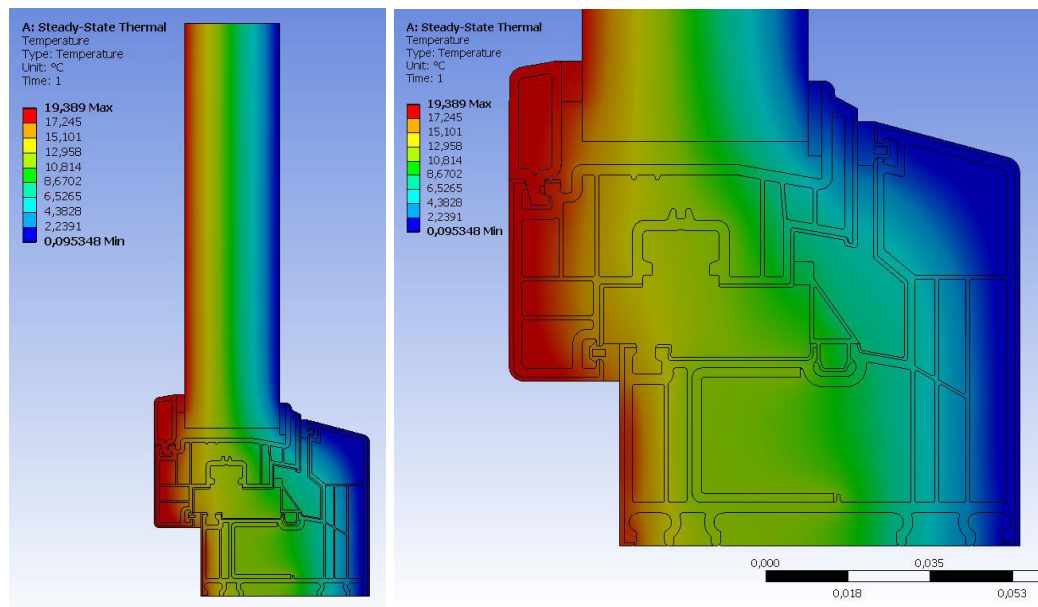


Figure 3 – Surface Temperature

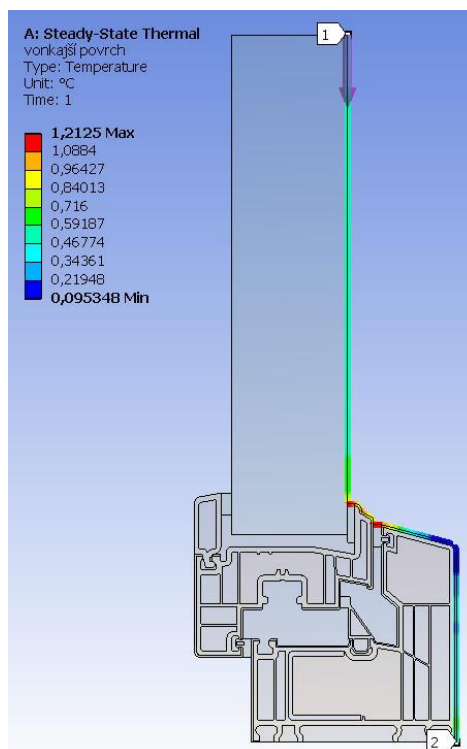
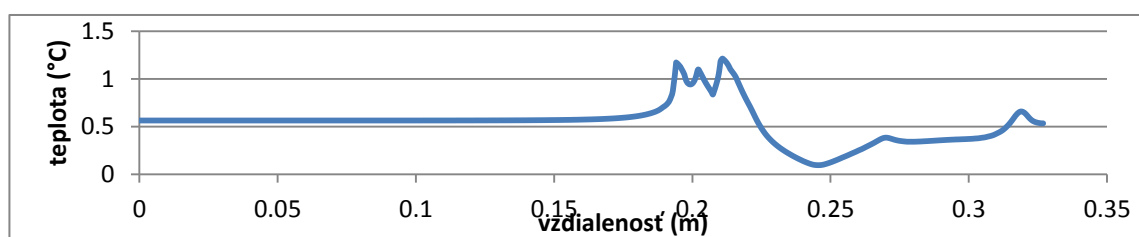
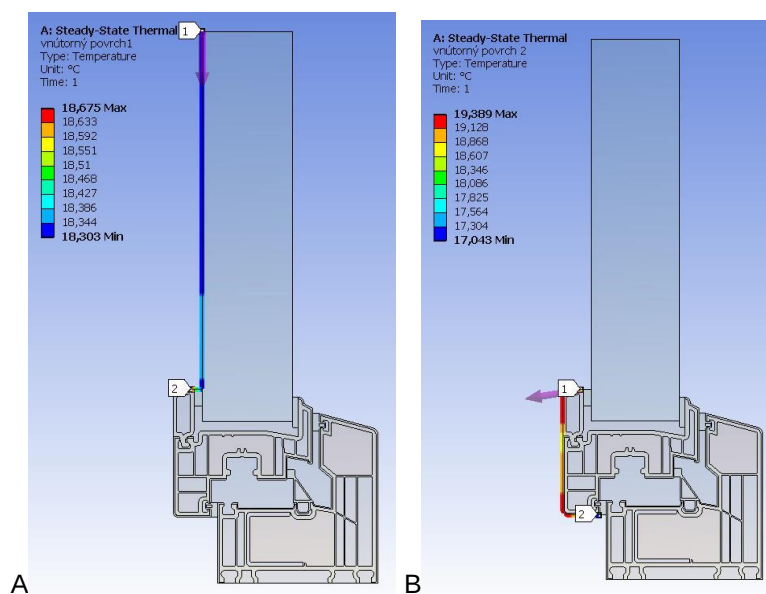


Figure 4 – The Surface Temperature of the External Surface



Graf 1 – External surface temperature [°C]



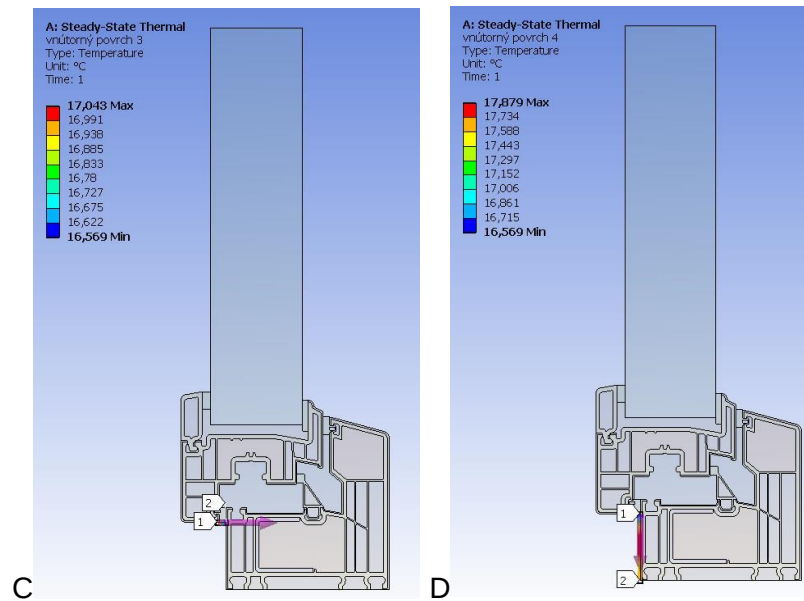
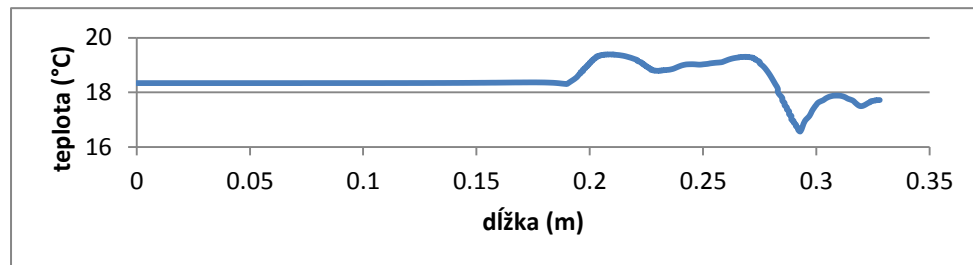


Figure 5 – The Surface Temperature of the Inner Surface



Graf 2 – Interior surface temperature [° C]

5 Conclusions

The two-dimensional thermal conductance L_f^{2D} , of the section shown in Figure 6. Consisting of frame and insulation panel is calculated. The value of the thermal transmittance of the frame, U_f is defined by:

$$U_f = \frac{L_f^{2D} - U_p \cdot b_p}{b_f} \quad (1)$$

where

- U_f is the thermal transmittance of the frame section, expressed in $W/(m^2.K)$,
- L_f^{2D} is the thermal conductance of the section, expressed in $W/(m.K)$,
- U_p is the thermal transmittance of the central area of the panel, expressed in $W/(m^2.K)$,
- b_f is the projected width of the frame section, expressed in m,
- b_p is the visible width of the panel, expressed in m.

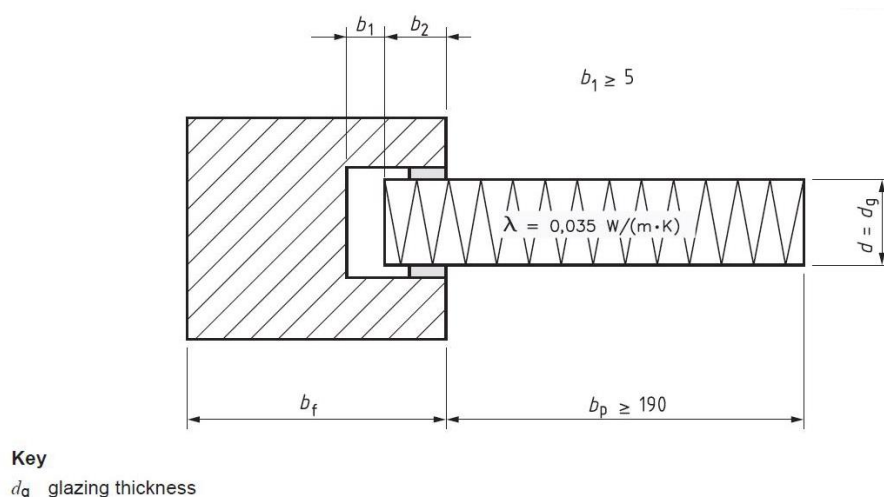


Figure 6 – Schematic of profile section with insulation panel installed

References

- [1] CHMÚRNY, I.: Tepelná ochrana budov, Jaga group, Bratislava, 2003
- [2] STN EN ISO 10077-2 Tepelnotechnické vlastnosti okien, dverí a okeníc. Výpočet súčiniteľa prechodu tepla. Časť 2: Numerická metóda pre rámy (ISO 10077-2:2012)
- [3] STN EN ISO 10211 Tepelné mosty v budovách pozemných stavieb. Tepelné toky a povrchové teploty. Podrobné výpočty (ISO 10211:2007)
- [4] Oravec, Pavel - Peřina, Zdeněk. The windows in the modular structure air tightness and quality of installation diagnostics. In Advanced Materials Research, 2014, 1041, p. 187-190. ISSN 1022-6680.

Acknowledgement

This research was supported by Scientific Grant Agency MŠVVŠ SR and SAV under VEGA 1/0685/16. Reviewed by: Ing. Michal Frimmer PhD.

Contact address:

doc. Ing. arch. Ing. Milan Palko, PhD.

SLOVAK UNIVERSITY OF TECHNOLOGY in Bratislava, FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
 Radlinského 11, 810 05 Bratislava, milan.palko@stuba.sk

WIND TUNNEL STUBA - ATMOSPHERIC BOUNDARY LAYER MODELLING

MILAN PALKO, ADELKA PALKOVÁ, ANDREA VRANKOVÁ

SLOVAK UNIVERSITY OF TECHNOLOGY in Bratislava
FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
RADLINSKÉHO 11, 810 05 BRATISLAVA, SLOVAK REPUBLIC

Abstract: The best way to study wind and its effects is nowadays considered to be a simulation on scaled model with exactly defined properties. There are many wind tunnel that are used for this kind of studies. For experiments in the wind tunnel the surface roughness is simulated by different segmentation of the tunnel base such as cubes, blocks or truncated cone etc. The aim of the paper was to model different type and size of shapes and compare the calculations with the calculations with table specified roughness. The boundary layer is designed for use in external aerodynamics of buildings (part of the urban structure) for selected sites occurring in the territory of the Slovak Republic.

Keywords: Wind, atmospheric boundary layer, surface roughness.

1 Introduction

The best way to study wind and its effects is nowadays considered to be a simulation on scaled model with exactly defined properties. There are many wind tunnel that are used for this kind of studies. For experiments in the wind tunnel the surface roughness is simulated by different segmentation of the tunnel base such as cubes, blocks or truncated cone etc. The aim of this thesis was to model different type and size of shapes and compare the calculations with the calculations with table specified roughness.

Calculations were done on a model with dimensions corresponding to the dimensions of the wind tunnel of the Slovak University of Technology in Bratislava - Trnávka. Since the tunnel is relatively large, we have simplified the model and modelled only part, in which the boundary layer develops. Modelled length was a little less than 15,8 m, height ranged from 1,55 to 1,6 m. Given the fact that the ceiling of the tunnel is adjustable, we used the settings as Lobotka [1] in his paper. The width depended on the modelled roughness geometry, because we adjusted it to take the advantage of symmetry on both sides of the tunnel. Inside the tunnel at the distance 0.7 m from the entrance section is installed the barrier with the height of 0.15 m, which have significant impact on the quality of simulated boundary layer turbulence.

Boundary conditions were set on the inlet section with the pressure of 0 Pa and on the outlet section to 12 m/s speed. Consequential velocity profiles were measured in 21 sections spaces 0.27255 m from each other, placed at distance of 1.331 to 6.782 m from outlet section. The distance 6.782 represents the location of Prandl probe, which is installed to measure the velocity.

We solved seven problems with different surface roughness modeled by the foil with the truncated cones of 2 cm and 0.8 cm height, placed at the 45 degree angle along the tunnel base from the barrier up to the outlet section. Other variants were cubes of edge 3 and 5 cm, and the block with square base with a size of 5 cm and 10cm height. The last variants were inspired by material for roof with wavy profile. The first wave profile had the regular waves with height of 2.7 cm and the second one with wave height of 1 cm that are remote from each other 10 cm. The last geometry is the one with smooth base,

where we defined surface roughness from the tabular value for roughness length in range 0.1 to 1.5 m.

2 Comparison of modelled roughness and tabulated roughness constant

Given the tabular values of roughness we could choose the geometry and compare the result for the velocity development. The geometry of the wind tunnel is displayed in the Figure 1.

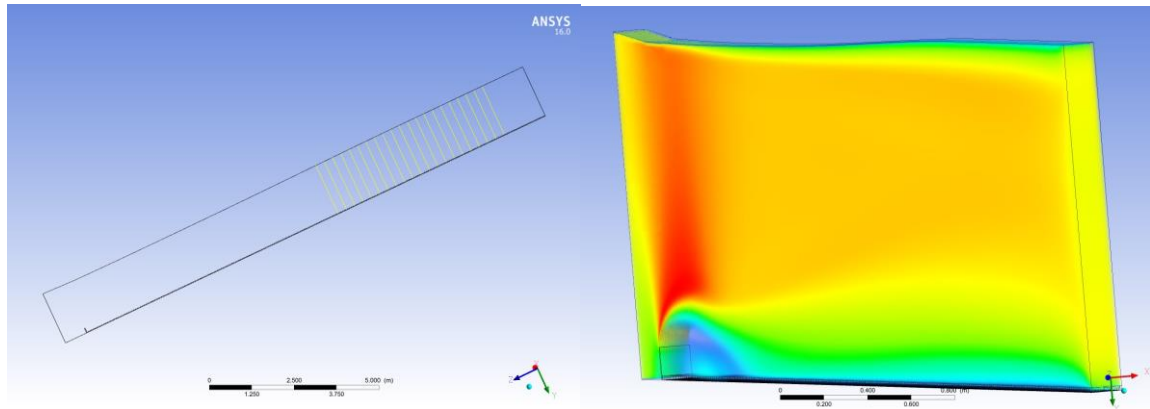


Figure 1 – Wind tunnel geometry

On the left hand side there is side view of the tunnel and on the right hand side there is the rotated model, where we can see the setting of the tunnel ceiling. We processed comparisons for seven different geometries. We evaluated the measurements in 21 sections (yellow lines in the Figure 1. on the left right hand side) by residual sum of squares. According to the results, we evaluated which model with tabular value of roughness describes the velocity profile for the model with modelled roughness and subsequently we visualize the results in section that correspond to the place of where the effects of the flow are measured. For each model we display the figure, where the top left picture shows the modelled roughness, top right picture displays the velocity profiles, bottom left picture displays the boundary layer development for the modelled roughness and the bottom right picture shows the boundary development for the attributable tabular roughness.

3 Results evaluation

model no. 1 (Figure 2)

The foil with the truncated cones of 2 cm height. The base centers of the truncated cones were remote in x- and y-direction 7 cm and in the 45 degree angle 5 cm. According to calculations, model no. 1 is best fitted with tabular roughness 0.3, with variance equal to 7.22532. Given

model no. 2 (Figure 3)

The foil with the truncated cones, but with different height, which was 0,8 cm. The base centers of the truncated cones were remote in x- and y-direction 3.5 cm and in the 45 degree angle 2.5 cm. According to calculations, model no. 2 is best fitted with tabular roughness 0.1, with variance equal to 6.69381.

model no. 3 (Figure 4)

The cube with the edge length of 3 cm. The base centers of the cubes were remote in x- and y-direction 10 cm and in the 45 degree angle 7 cm and the side of the cube was positioned perpendicularly to the wind direction. According to calculations, model no. 3 is best fitted with tabular roughness 0.1, with variance equal to 8.42867.

model no. 4 (Figure 5)

The cube with the edge length of 5 cm. The base centers of the cubes were remote in x- and y-direction 18 cm and in the 45 degree angle 13 cm, and the side of the cube was positioned perpendicularly to the wind direction. According to calculations, model no. 4 is best fitted with tabular roughness 0.4, with variance equal to 9.37711.

model no. 5 (Figure 6)

The block with the base edge length of 5 cm and 10 cm height. The base centers of the cubes were remote in x- and y-direction 120 cm and in the 45 degree angle 85 cm, and the side of the block was positioned in 45 degree angle to the wind direction. According to calculations, model no. 5 is best fitted with tabular roughness 0.1, with variance equal to 22.2589.

model no. 6 (Figure 7)

The regular wave profile with approximately height of 2.7 cm. The waves were facing the wind direction perpendicularly. According to calculations, model no. 6 is best fitted with tabular roughness 0.2, with variance equal to 8.25093.

model no. 7 (Figure 8)

The wave profile with wave height of 1 cm and the waves were spaced 10 cm apart. The waves were also facing the wind direction perpendicularly. According to calculations, model no. 7 is best fitted with tabular roughness 0.1, with variance equal to 6.23831.

Figures below displays the output for each model, the top left picture shows the simulated roughness, top right picture displays the progress of velocity at selected section of the model (red) along with the velocity profile of best fitted roughness (blue). The bottom pictures display the development of boundary layer, the left one is for the model and the right one if for the fitted of model.

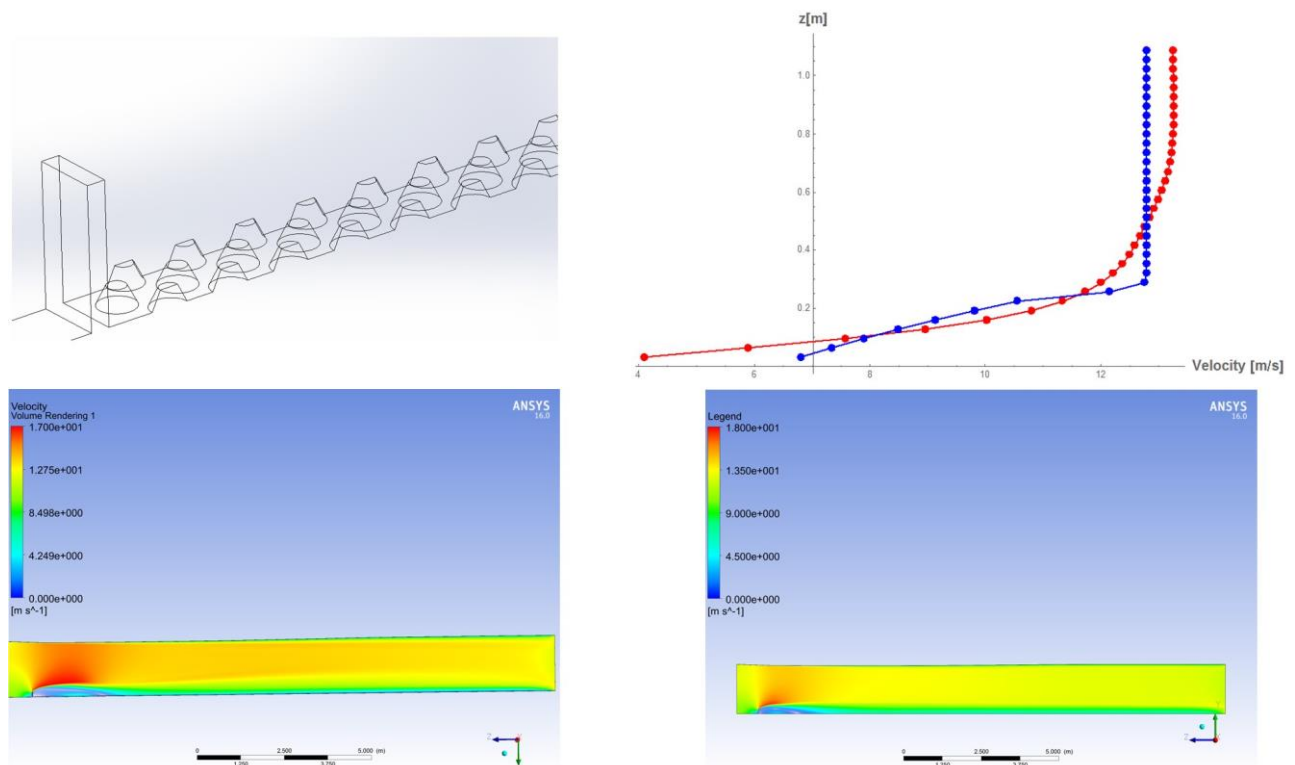


Figure 2 – Output for model no. 1

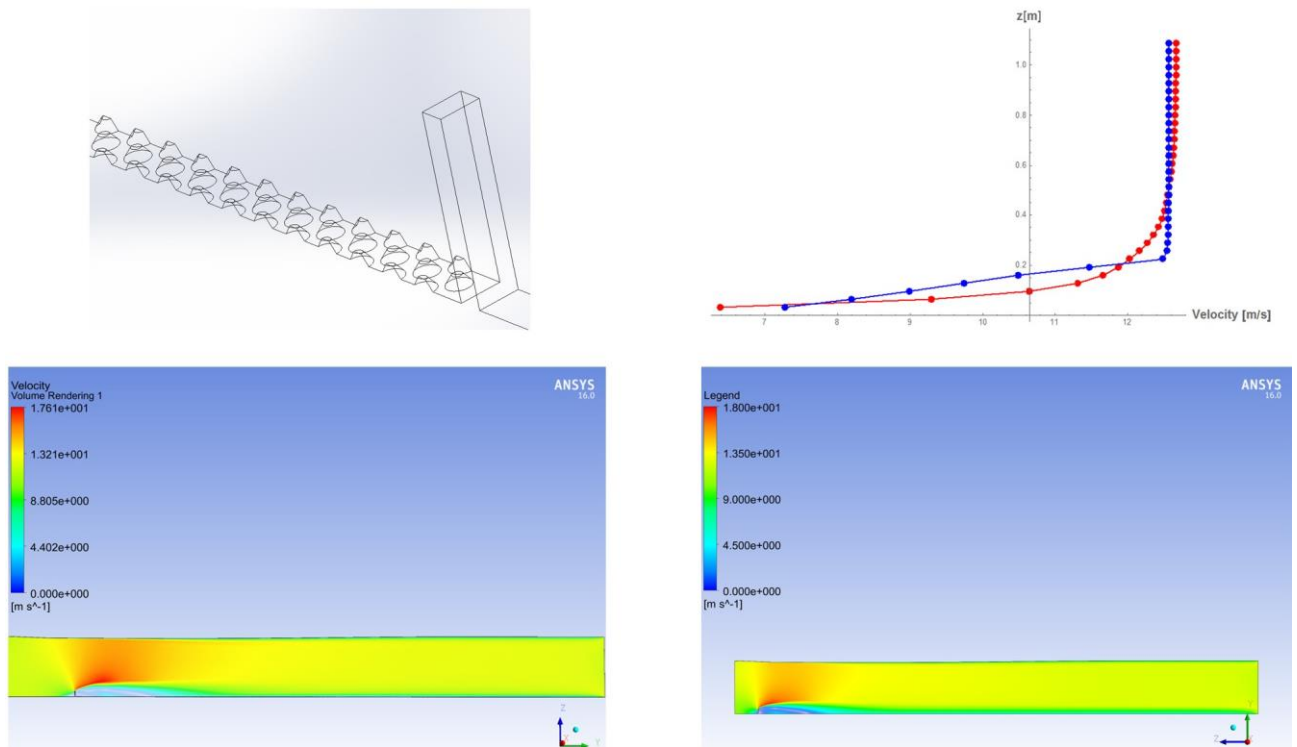


Figure 3 – Output for model no. 2

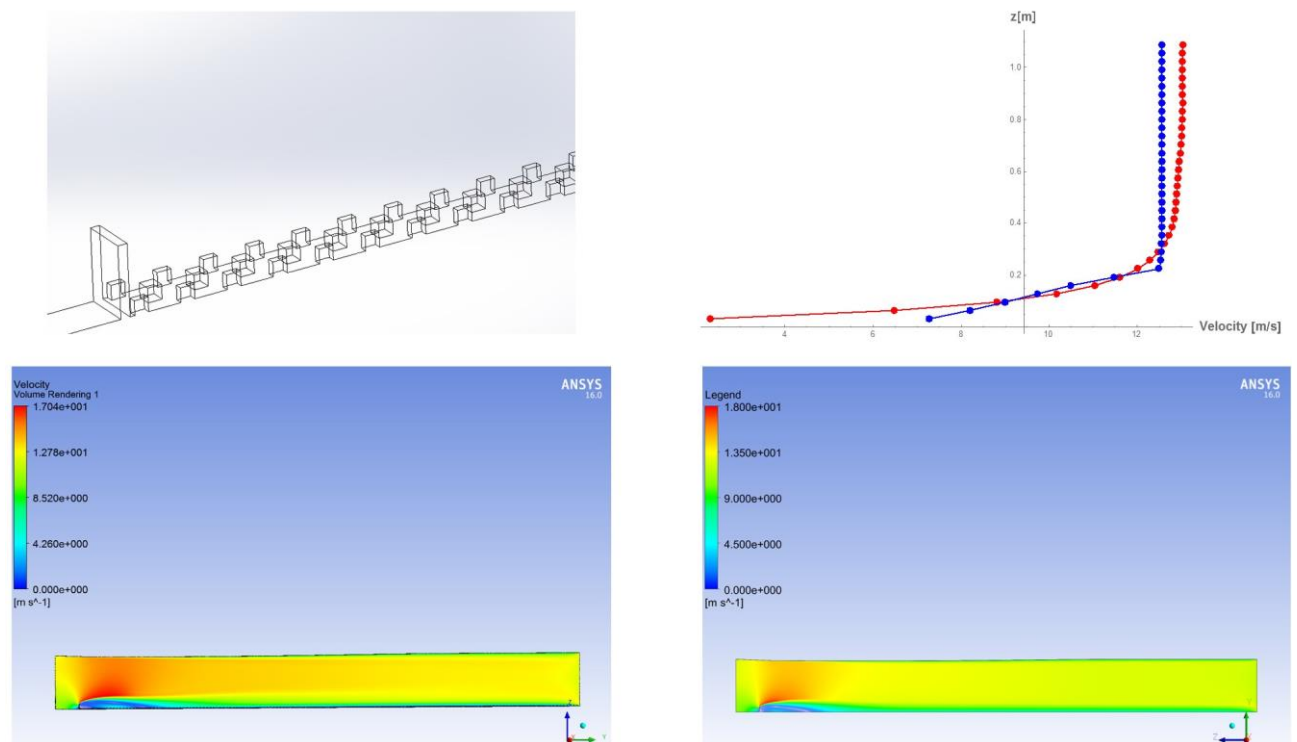


Figure 4 – Output for model no. 3

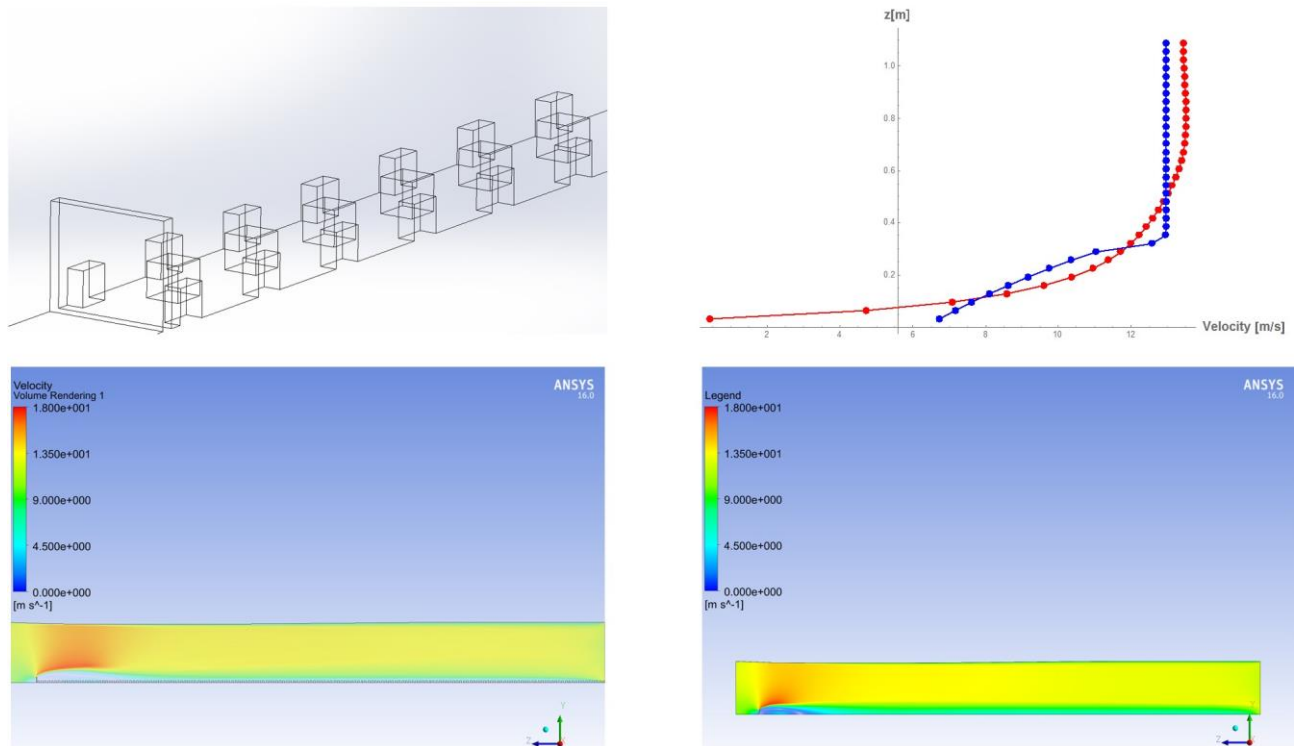


Figure 5 – Output for model no. 4

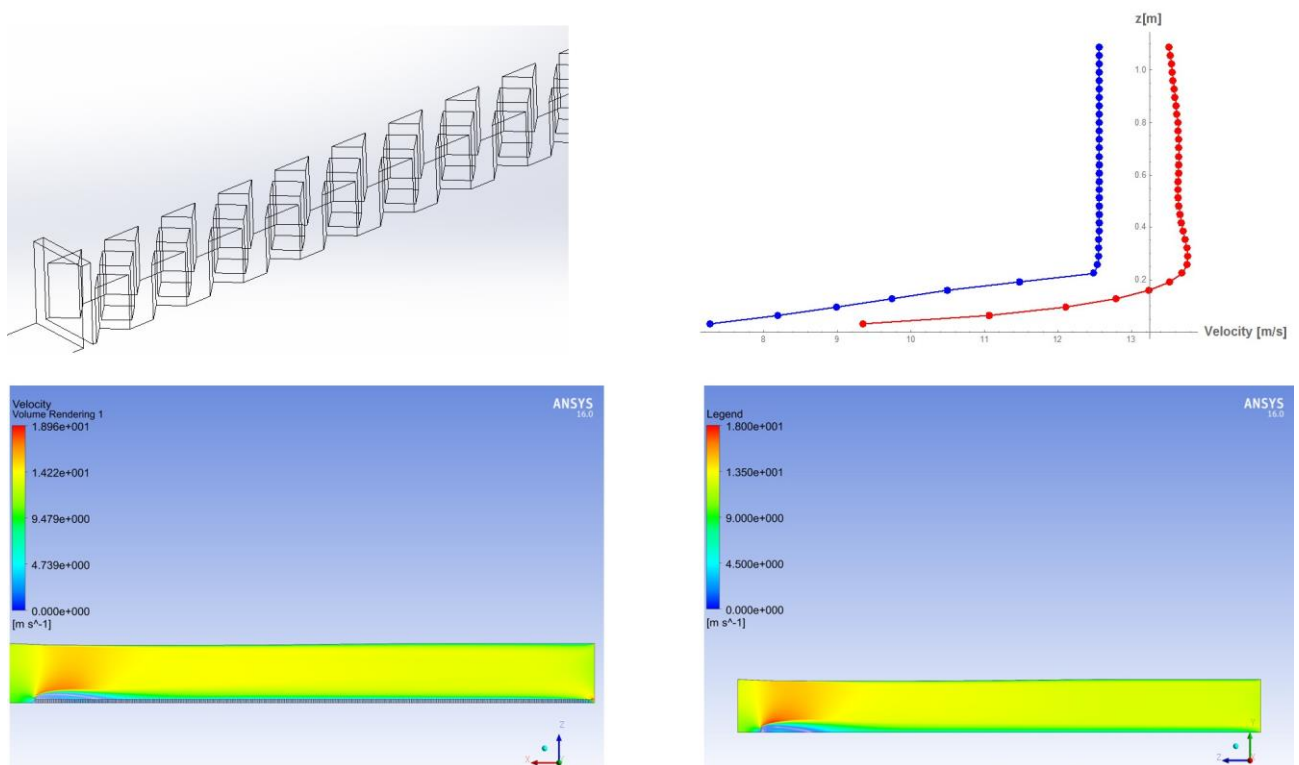


Figure 6 – Output for model no. 5

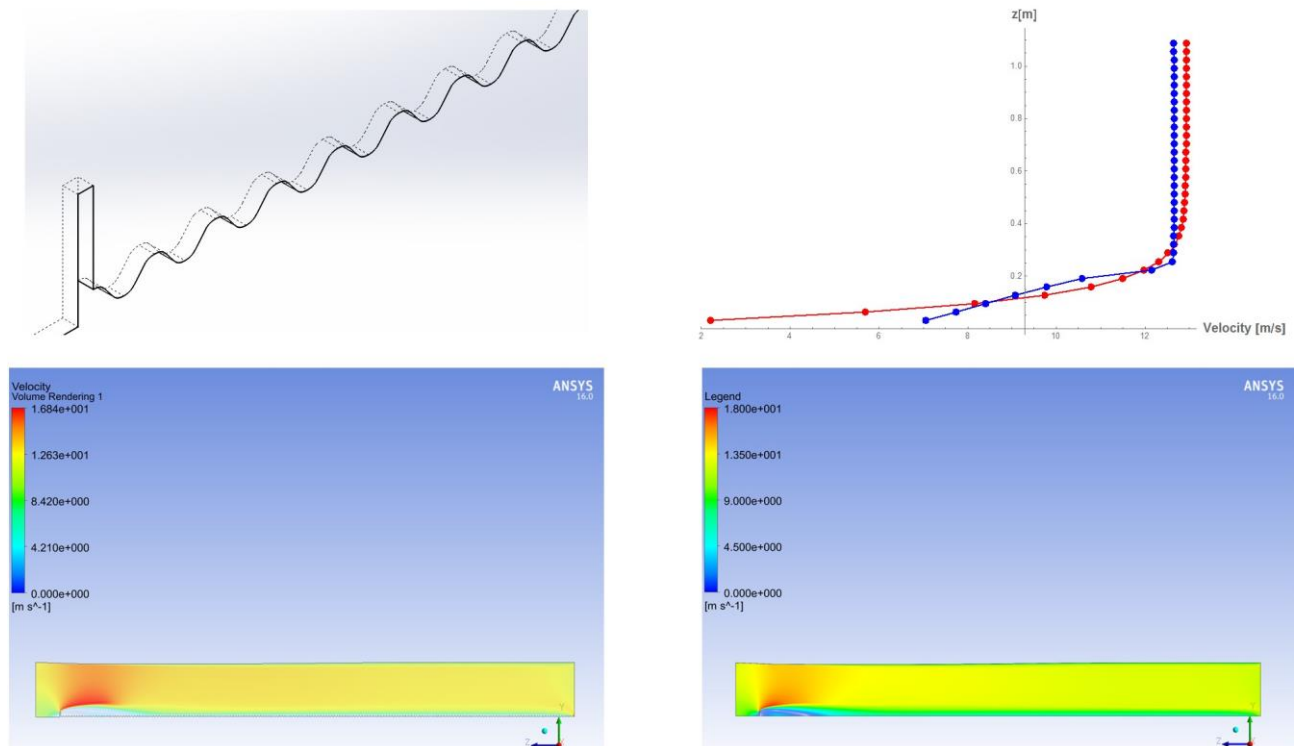


Figure 7 – Output for model no. 6

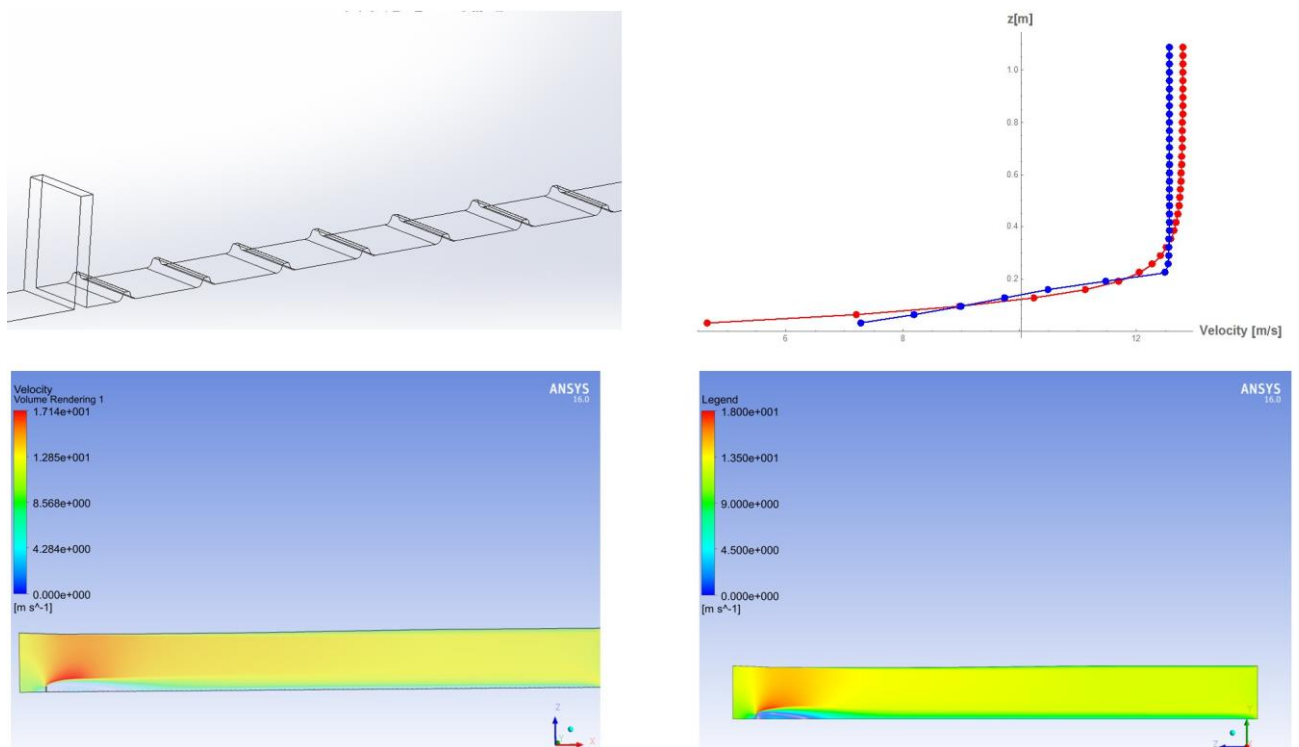


Figure 8 – Output for model no. 7

4 Comparison of modelled roughness with engineering standards

There are comparisons of our results with speed defined by [2] in following figures. Colored lined numbered 0-IV represent the standard values for terrain category 0-IV.

Black dashed line represents our results for each model and red dashed line represents the regression line translated through our data in in form (Fig.9 – Fig.12):

$$Y = A \ln(x) + B \quad (1)$$

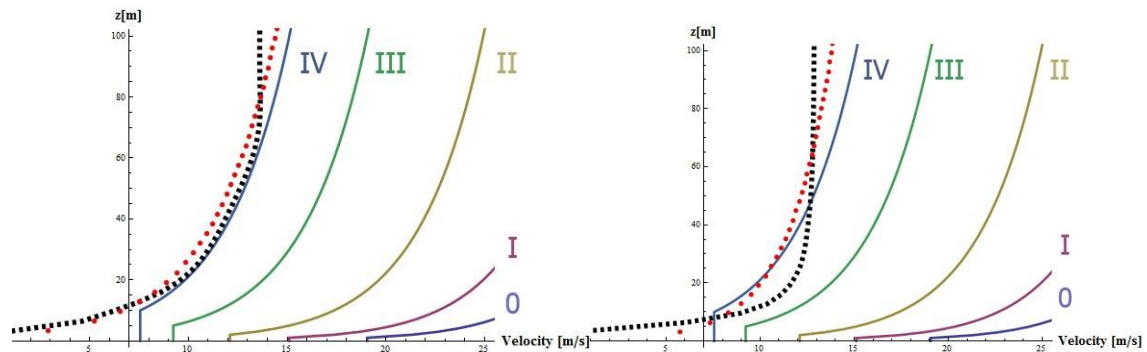


Figure 9 – Output for model no. 1 (left side) and no.2 (right site)

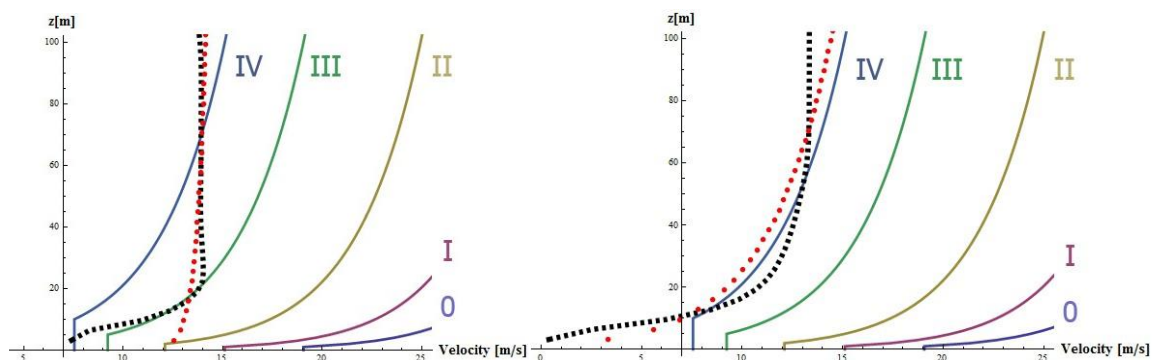


Figure 10 – Output for model no. 3 (left side) and no.4 (right site)

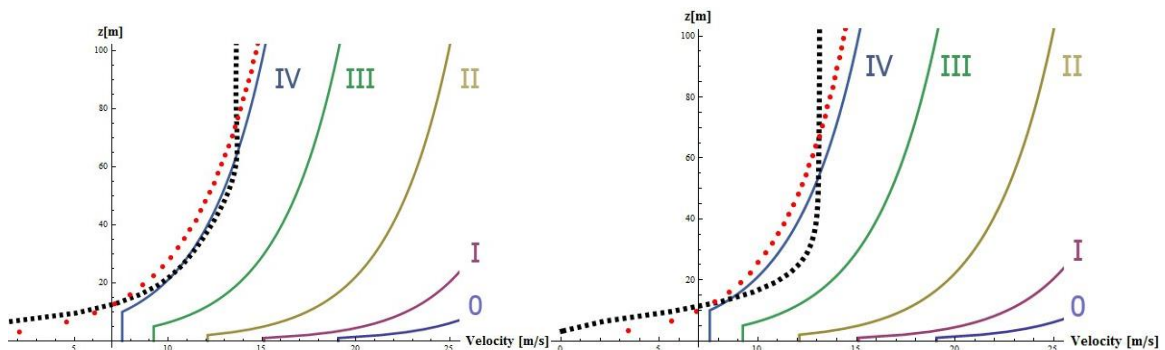


Figure 11 – Output for model no. 5 (left side) and no.6 (right site)

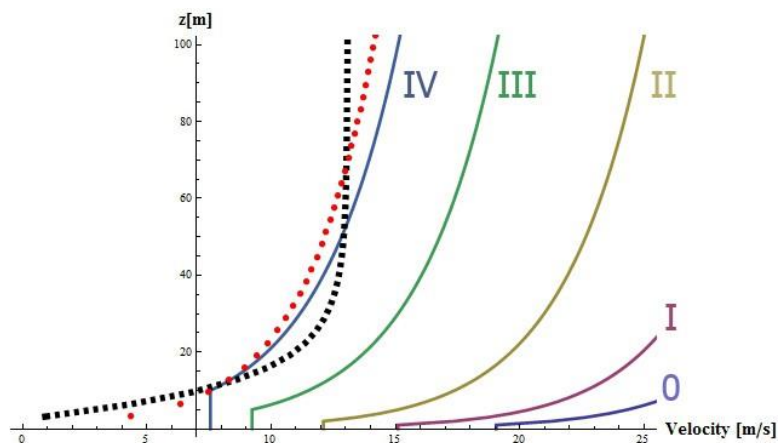


Figure 12 – Output for model no. 7

5 Conclusions

The results of our comparison are also satisfactory. Our models come either outside or pass through several categories at once. In this thesis we focused on using the software ANSYS to compute the wind behavior in the boundary layer. We chose seven different shapes to simulate the surface roughness and results were compared with calculations for the models with defined tabular value of roughness. We compared velocity profiles on 21 selected sections in the measurement area of wind tunnel. Using the least squares method we evaluate the similarity of the waveforms modelled to tabular roughness. Variance ranged from 6.2 -22.2%.

References

- [1] Lobôtka, P., Modelovanie prirodzeného vetra a jeho kvantifikácia vo veternom tuneli, Bratislava, 2014 (dissertation thesis)
- [2] STN EN 1991-1-4, Zaťaženie konštrukcií Časť 1-4 Všeobecné zaťaženia . Zaťaženie vetrom 2007.
- [3] GARRATT J.R., The atmospheric boundary layer, Cambridge University Press 1992, p. 8-20 ISBN 0 521 38052 9
- [4] KAIMAL J.C – FINNIGAN J.J., Atmospheric Boundary Layer Flows: Their Structure and Measurement, OXFORD UNIVERSITY PRESS 1994, p. 4-15, ISBN 0-19-0506239-6
- [5] SCHLICHTING, H. – GERSTEN K., (1979) Boundary –Layer Theory, 8th ed. 2000, Springer - Verlag Berlin Heidelberg, ISBN 3-540-66270-7.
- [6] STULL R.B., An Introduction to Boundary Layer Meteorology, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 1988, p 2-19, 175-177, ISBN 90-277-2768-6
- [7] SUGIYAMA G. – NASSTROM J.S, Methods for Determining the Height of the Atmospheric Boundary Layer, 1999

Acknowledgement

This research was supported by Scientific Grant Agency MŠVVŠ SR and SAV under VEGA 1/0685/16. Reviewed by: Ing. Michal Frimmer PhD.

Contact address:

doc. Ing. arch. Ing. Milan Palko, PhD.

SLOVAK UNIVERSITY OF TECHNOLOGY in Bratislava, FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
Radlinského 11, 810 05 Bratislava, milan.palko@stuba.sk

FUNCTIONAL GAP OF WOODEN WINDOW - MOISTURE REGIME

MILAN PALKO, ADELA PALKOVÁ

SLOVAK UNIVERSITY OF TECHNOLOGY in Bratislava
FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
RADLINSKÉHO 11, 810 05 BRATISLAVA, SLOVAK REPUBLIC

Abstract: The paper deals with moisture penetration through gap in wooden windows. The condensate generation in functional gap is not described neither limited by the standards nor regulations. Considering the wooden window structures the degradation of surface finish occur and its thermal characteristics change. The moisture transport through gap between casement and window frame at condensation temperature is the main cause of condensation of water vapor. The transport causes air pressure differences (taking water vapor) – infiltration, exfiltration and diffusion of water vapor (different saturation of water vapor in exterior and indoor air).

Keywords: wooden window, water vapor, condensate, ice coating

1 Introduction

The problem of moisture transmission in gaps (leakages) in building envelopes is not a newly discovered issue. The moisture penetration through leakages in building envelopes has been investigated mainly in relation to slab blocks development. The leakages due to imperfect structural design and materials applied in roof envelopes formed another area for investigation. In our country, Prof. Ing. František Mrlík, DrSc. has dealt with research and moisture transmission in gaps of building envelopes [6]. Prof. Dr. Ing. Gerd Hauser dealt with the similar problem area: moisture transmission through gaps, mainly for wooden houses in Germany [3]. While solving these problems the window structures were at a relatively low development level and had high leakage in terms of air infiltration and exfiltration. Due to these window characteristics as well as low requirements in energy efficiency field the relative humidity in buildings used to be approximately 30% [2]. By improving the thermal characteristics of building structures in relation to energy the relative air humidity has increased up to 50%, which is also given in STN 73 0540 [13]. Taking into consideration the change of boundary conditions and characteristics of window structures the problem of water vapour condensation in functional gap between casement and window frame has occurred. Nowadays, Dipl. Ing. Konrad Huber from IFT Rosenheim has been dealing with the problem. He analyzed the effect of the type of seal in the case of condensation in the functional joint [5].

The condensate generation in functional gap (see Figure 1 and Figure 2) is not described neither limited by the standards nor regulations. Seriousness of the problem varies depending on the material base. Considering the wooden window structures the degradation of surface finish occur and its thermal characteristics change.

The moisture transport through gap between casement and window frame at condensation temperature is the main cause of condensation of water vapour. The transport causes:

- Air pressure differences (taking water vapour) – infiltration and exfiltration,
- Diffusion of water vapour (different saturation of water vapour in exterior and indoor air).



Figure 49 – Demonstration of ice coating and condensation in gap between casement and window frame at exfiltration and 200Pa pressure difference (lower part) [7]



Figure 2 – Demonstration of condensation in gap between casement and window frame at exfiltration and 200Pa pressure difference (upper part) [7]

The warmer air can contain more water vapour as the cooler one, e.g. the air with 20 °C can contain up to 17,25 g/m² of vapour, but the air with -11 °C can have only 1,96 g/m² of moisture. Interactive accumulation of infiltration or exfiltration and diffusion of water vapour leads to condensate or ice coating in winter period [2], [4], [12].

2 Material and methods

The experimental measurements were carried out in heat engineering laboratories at the Faculty of Civil Engineering. Measurement models represent real window structures. The big climatic chamber illustrated in Figure 3 was used at measurements. The chamber A represents exterior climate (outdoor temperature – 11°C, pressure difference between exterior and interior from 0 to 2000 Pa, heat transfer coefficient 25 W/m²K, relative humidity 50%). The chamber B represents balancing chamber for HOT-BOX and simulate the indoor climate (indoor temperature + 20°C, relative humidity 50%). The HOT-BOX is used for measurement of heat transmission using measured element simulating the indoor conditions (indoor temperature + 20°C, relative humidity 50%, heat transfer coefficient 7,7 W/m²K). Part D is a masking panel, in which the measured window structure is imbedded. In case of our measurement the HOT-BOX was not used as the conditions with infiltration or exfiltration were to be investigated.

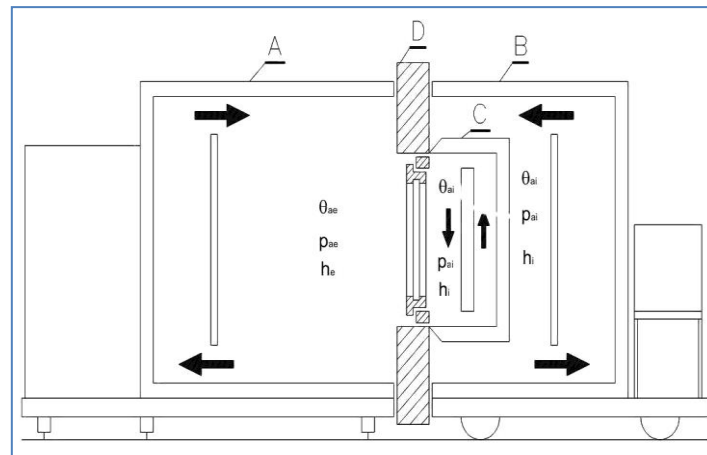


Figure 3 – Scheme of laboratory equipment of big climatic chamber [10],

Thermal and humidity parameters for ambient conditions are constant for all models. The indoor air temperature is 20°C and the relative air humidity is 50 %. The outdoor air temperature is -11°C and the relative air humidity is 83%. The pressure differences are 200, 100, 75, 50, 25, 10, 5, and 0 Pa for infiltration and the similar pressure differences are also for exfiltration [11],.

The measurements were performed on completed panel having real windows. Such panel having four windows with dimensions 540x695 mm, is illustrated in Figure 4. The MIRADOR 682 with no external sealing is window No. 1, MIRADOR 682 with external sealing is window No. 2, MIRADOR 783 is window No. 3 and MIRADOR 923 is window No. 4.

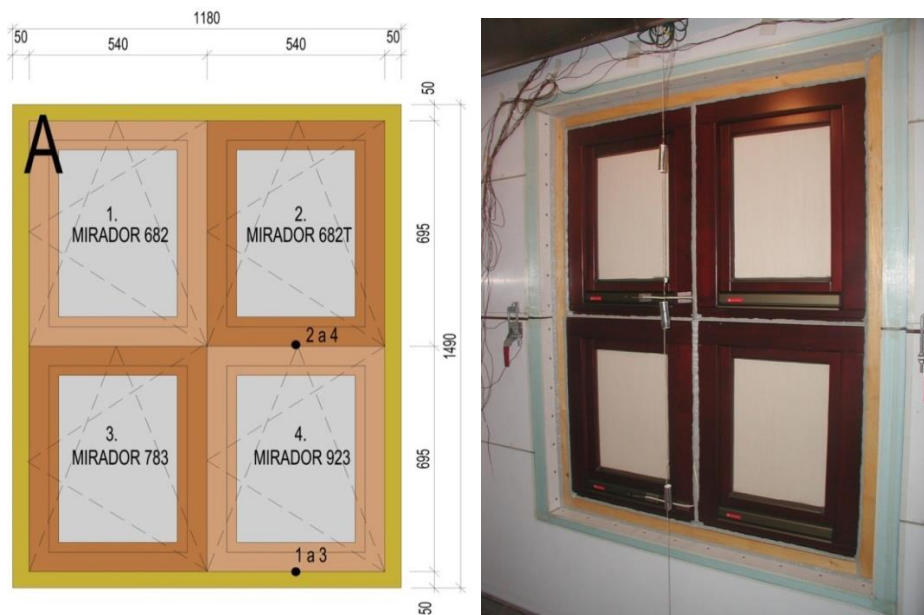


Figure 4 – Geometric parameters of window set ups in masking panel

Measurement sensors are divided into two groups. The first group measures the surface temperatures (PT 100). The second one measures the temperatures and relative air humidity (SHT 75). The sensors distribution is presented in Figure 5. For windows No. 1, 2, 3 the temperatures and relative air humidity are measured (SHT 75). For window No. 4 the surface temperatures (PT 100), temperatures and relative air humidity are measured (SHT 75). In Figure 5 for MIRADOR 923 profile the placement of SHT 75 sensors on the left side and PT 100 on the right side are shown.

Computer simulation was carried out for MIRADOR 923 profile that is used mostly at low-energy and passive building construction. The geometry of computer model is identical with the measured window. Boundary conditions and material characteristics are also compatible with the experimental model in such a way that the comparison can be done. For the calculation the ANSYS programme was used. Geometry and netting of MIRADOR 923 window computer model is given in Figure 6.

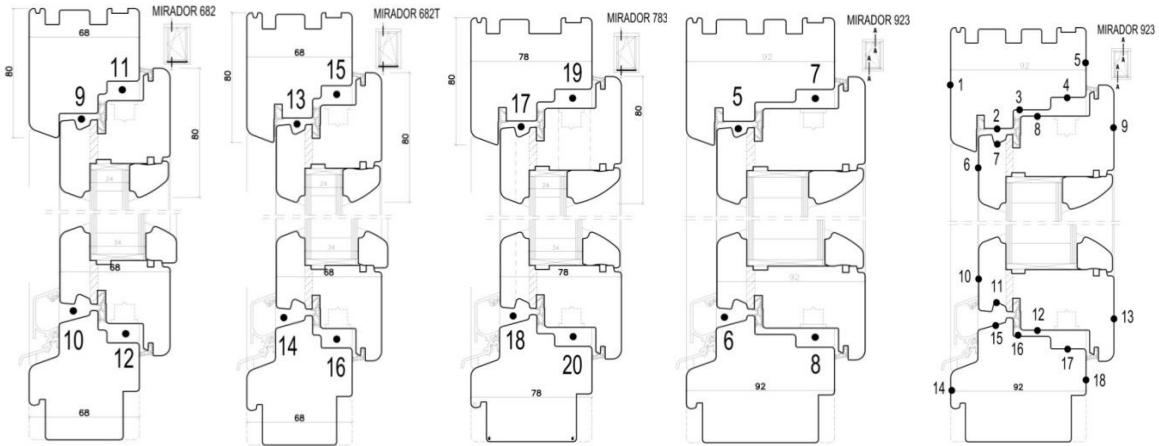


Figure 5 – Geometric parameters of window profiles and placement of measurement sensors

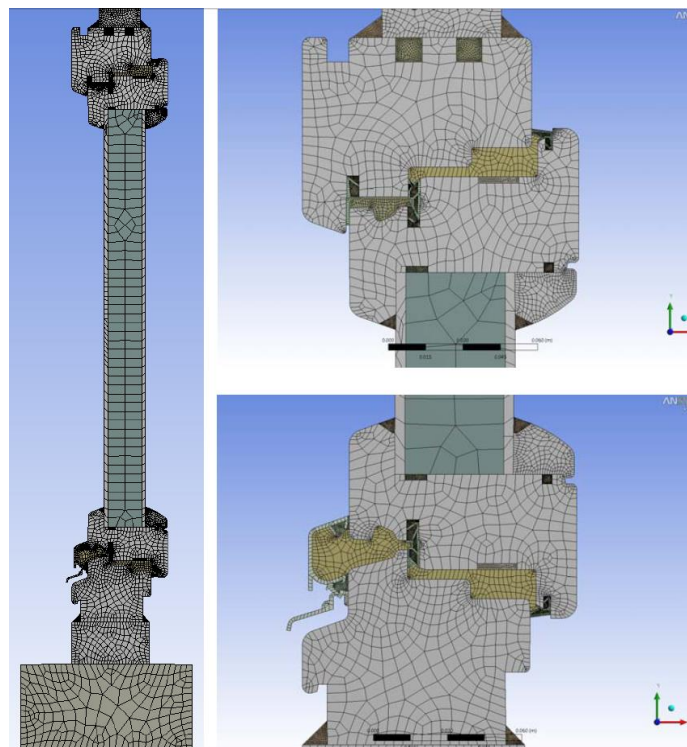
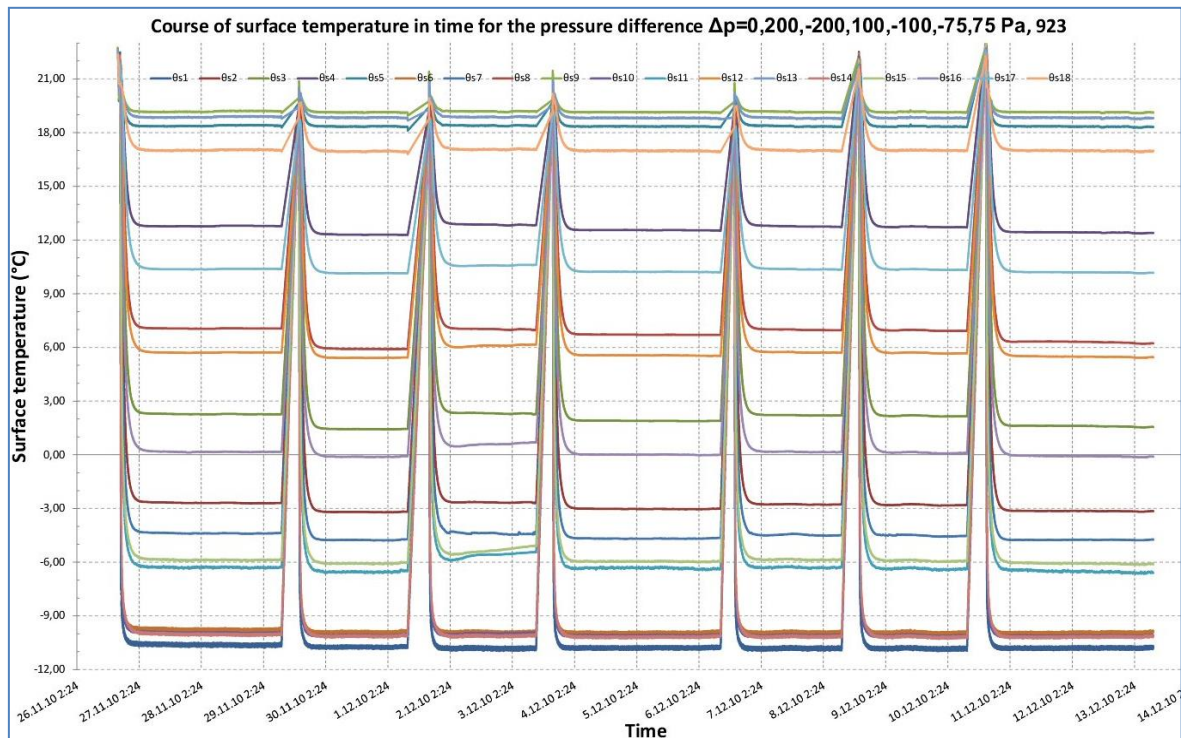


Figure 6 – Geometry and netting of MIRADOR 923 window computer model

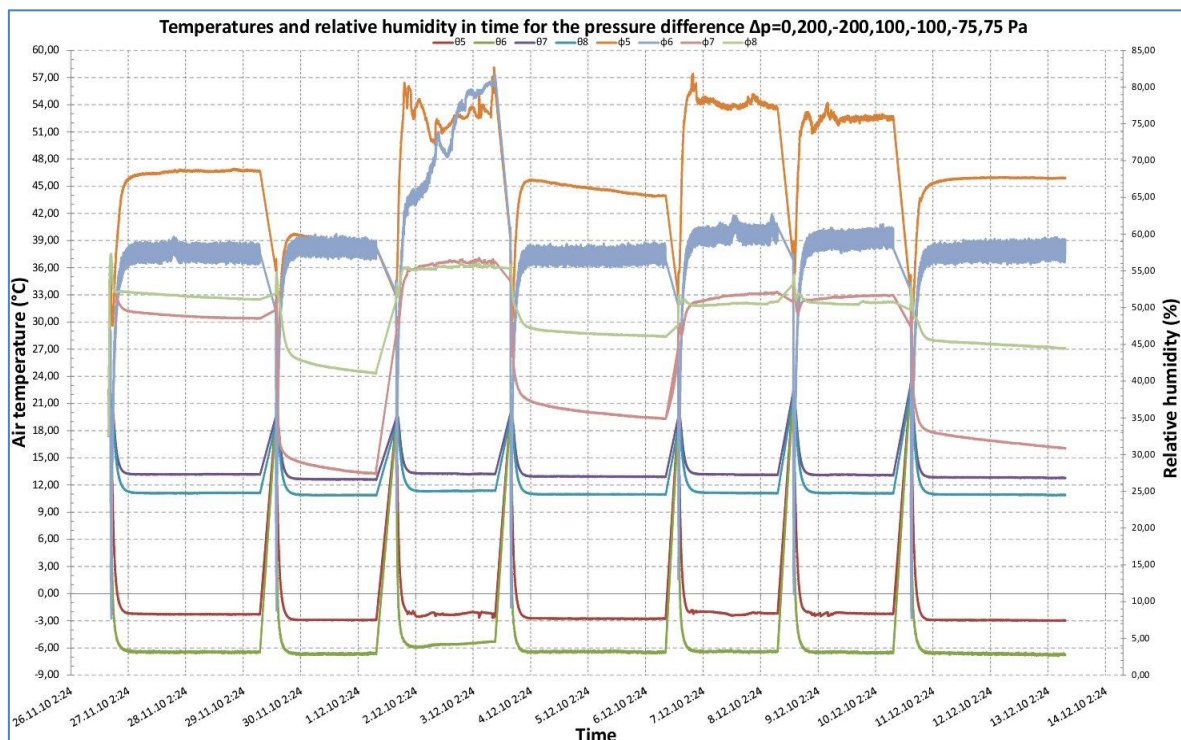
3 Results and discussion

The measurement and computer models results are classified into two groups. At experimental measurements in big climatic chamber the occurrence and amount of water vapor and ice coating condensate was found out after each completed measurement phase. The internal surface temperatures and air temperature including relative air humidity in gap measurement points (see Figure 5) belonged into the second valuation data group. The measured values are presented in Graphs 1 and 2.

Considering the fact that it is not possible to distribute the sensors in ideal positions in gap the computer model was established. The computer simulation results show more detailed temperature distribution and enable more thorough investigation of condensation possibility in required positions. The simulation results are shown in Figure 7 and Figure 8.



Graph 1 – Course of surface temperature in time for the pressure difference (MIRADOR 923)



Graph 2 – Temperatures and relative humidity in time for the pressure difference (MIRADOR 923)

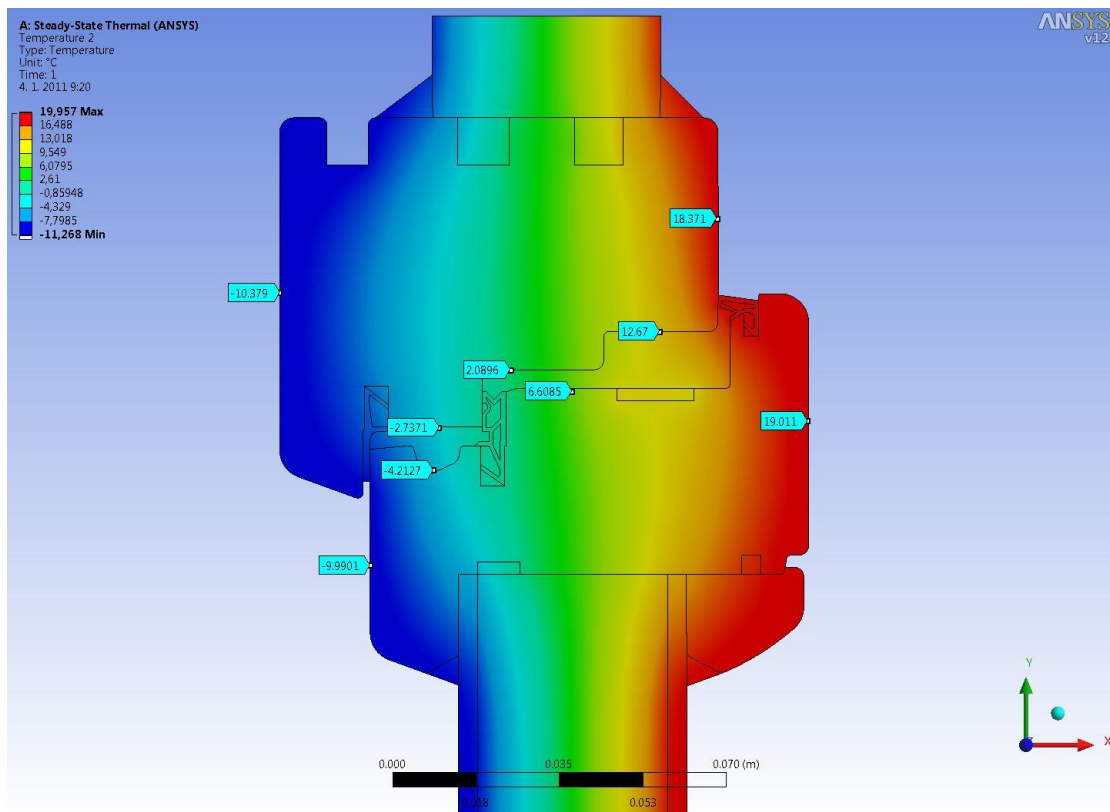


Figure 7 – Surface temperature fields and surface temperatures in investigated points (°C) of MIRADOR 923 window (upper part)

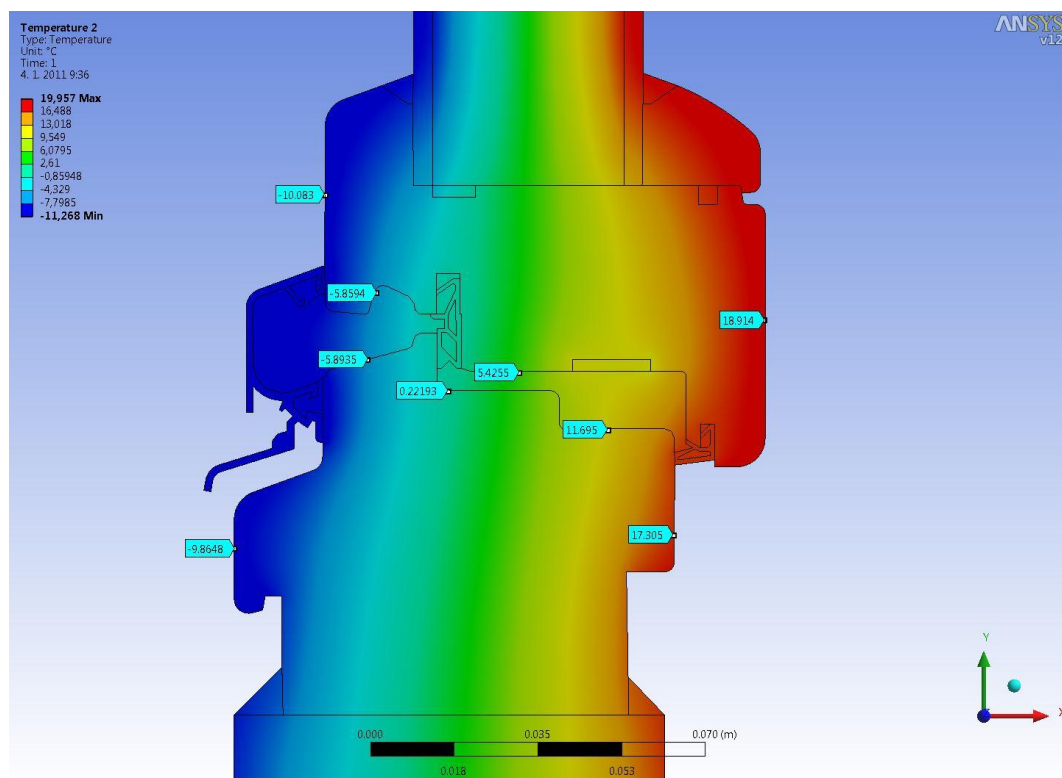


Figure 8 – Surface temperature fields and surface temperatures in investigated points (°C) of MIRADOR 923 window (lower part)

4 Conclusions

At an initial investigation stage it was known that condensation originated only in equilibrium state and at different pressure impact causing the exfiltration. However, it was found out during the measurements that the condensation also originates due to the infiltration. The condensation boundary for water vapour was being finding after the correct set up of circuit forging and, thus, also the sealing compression. After the measurements the value of differences of pressures between cool and warm chamber at which the condensate formation stops in the range 60 to 75 Pa.

The detailed computer simulation of the investigated problem is enormously demanding and the further investigation is needed. Although the mathematic algorithms for moisture transport are relatively well handled in ANSYS programme, it is not possible to continue in simulation without knowing the characteristics of used sealing materials. In order to succeed in this area it is inevitable to know the air permeability of sealing and window structure connection, diffusion constant of sealing and window frame connection. The air permeability has been already surveyed, but the diffusion constant of sealing for windows has not been investigated so far. The thermal model, which was compared with the experimental measurements in the previous chapter, has been authentically calibrated in the ANSYS programme. The total temperature distribution on the window frame was obtained by the simulation.

References

- [1] EN ISO 10077-2 Thermal performance of windows, doors and shutters – Calculation of thermal transmittance – Part 2: Numerical method for frames (ISO/DIS 10077-2: 1998).
- [2] Chmúrny I., 2003: Thermal protection of buildings. Publishers Jaga group, v.o.s., Bratislava, 214pp
- [3] Hauser, G. – Kempkes, Ch, 2005.: Der Einfluss von windinduzierten Druckschwankungen auf das thermisch-hygrische Verhalten von durchstromten Leckagen. Kassel, 71pp
- [4] Hens, H., 2007.: Building Physics – Heat, Air and Moisture. Fundamentals and Engineering Methods with Examples and Exercises. Berlin: Ernst & Sohn A Wiley Company
- [5] Konrad H., 2009.: Warm windows without condensate. Design principles for new windows without condensate, moulds and with improved thermal comfort In: ift Rosenheim – International Rosenheim Window & Facade Conference 2009. Pp. 97-102
- [6] Mrlík, F., 1985.: Moisture problems of building materials and structures. Alfa press. Bratislava, 269pp.
- [7] Palková, A., 2011.: Hygrothermal problems of wooden windows oriented vertically, Doctoral Thesis, Slovak University of Technology, Bratislava
- [8] Palková, A., Palko, M., 2010.: Condensation of water vapor in the window structure In: Proceedings of the Conference ANSYS 2010, Frymburk, 2010, ISBN: 978-80-254-8388-6
- [9] Palková, A., Palko, M., 2009.: Condensation of water vapor in the inner cavity window. In: Proceedings of the Conference ANSYS 2009, Píseň 23.-25.9.2009, ISBN: 978-80-254-5437-4

[10] Palková, A., Palko, M., Puškár, A, 2010.: Window and water vapor condensation. In: Proceedings of the 5. international conference. Buildings and environment 2010. Brno, p.204-209, ISBN: 978-80-214-4155-2

[11] Palko, M.,- Ďurinová, A. 2007.: Effect of airflow on the thermal-technical properties of building envelope. In: 31. International Scientific Conference departments and institutes civil engineering conference. Čeladná, 2007

[12] STN 73 0540-2 Thermal performance of buildings and components. Thermal protection of buildings. Part 2: Functional requirements, SÚTN 2002. References follow ČSN ISO 690. References are sorted alphabetically according to the first author.

[13] Oravec, Pavel - Peřina, Zdeněk. The windows in the modular structure air tightness and quality of installation diagnostics. In Advanced Materials Research, 2014, 1041, p. 187-190. ISSN 1022-6680.

Acknowledgement

This research was supported by Scientific Grant Agency MŠVVŠ SR and SAV under VEGA 1/0685/16. Reviewed by: Ing. Michal Frimmer PhD.

Contact address:

doc. Ing. arch. Ing. Milan Palko, PhD.

SLOVAK UNIVERSITY OF TECHNOLOGY in Bratislava, FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
Radlinského 11, 810 05 Bratislava, milan.palko@stuba.sk

FEM-BASED NUMERICAL MODELS OF GRAPHENE COAXIAL LINES: A COMPARISON OF RELEVANT ANALYSES

P. DREXLER, P. FIALA, M. STEINBAUER, T. KRÍŽ

Brno University of Technology, Faculty of Electrical Engineering and Communication,
Department of Theoretical and Experimental Electrical Engineering, Czech Republic

Abstract: The aim of this paper is to present the particulars of new research in special numerical models of structures used for nano-applications. These models can be advantageously used in the evaluation of electromagnetic parameters, thus helping researchers and designers to solve problems related to nanoelements and nanotechnology. The proposed basic numerical model of a large periodic structure is designed to test electromagnetic wave propagation in a graphene composite structure. In the given context, we compared the analyses of two diverse, geometrically different graphene coaxial lines exhibiting the periodicity rate of 100%, evaluating the contribution of the actual graphene structure noise to the signal transmitted by the lines.

Keywords: Numerical modelling, noise, graphene, polymer, FEM model, Poynting vector.

1 Introduction

According to the research presented in related papers, van Vlaenderen, K. J. and Waser, A., 2004 and van Vlaenderen, K. J., 1999, the periodic structure of graphene exhibits certain interesting electrical and electromagnetic properties regarding the propagation of an electromagnetic wave. Thus, new horizons could be opened for the use of graphene in electrical engineering (electromagnetics) and electronics.

In a more recent study, FIALA, P.; NEŠPOR, D.; DREXLER, P.; STEINBAUER, M. 2016, an attempt was made to describe the behaviour of a signal in a coaxial line exploiting a full (100%) periodicity, uninterrupted graphene structure. The relevant analysis then concluded that, in an extreme coaxial line design, the large influence of the actual oscillation of the structure elements will be superposed to the transmitted signal, thus contributing in the form of noise. An example is provided in Fig. 1, which shows a more complex application of such structure, embodied in the given model of a coaxial, symmetric electric line comprising two polymer systems formed on a graphene basis as it is known from the macroscopic domain. In the present article, the authors expand upon their previous investigation of the problem to create a model of different coaxial lines and to propose detailed analyses of these lines.

The sections below compare the analyses focused on the numerical models of two geometrically different coaxial line designs; the aim of such comparison consists in monitoring the contribution of the actual graphene structure oscillation to the transmitted signal, said oscillation being in the form of noise. The lines differ fundamentally in the ratio of the radii R_b/R_a .

2 Models of a periodic structure

The geometrical model designed to provide a simple comparison between classic materials and those based on a periodic structure with a large number of repeated elements could be identified with the body shown in Fig. 1a, b. The presented drawings show the concept of a macroscopic approach to the model combined with a quantum-

mechanical model, both of which are described by concentrated parameters as particles. In a radial coordinate, the model will assume dimensions in the order of nanometers, and in the longitudinal axis the dimensions will be more than several tens of millimeters.

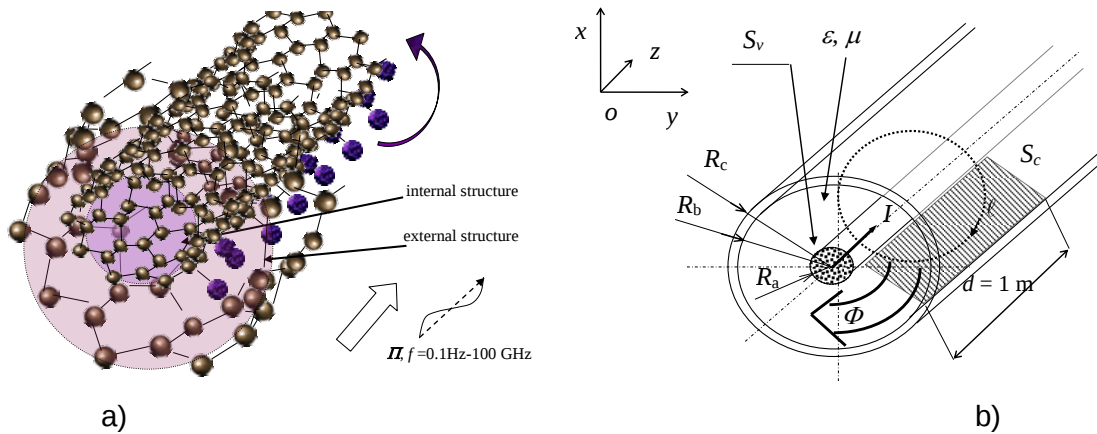


Figure 1. A geometrical model of surface wave propagation: a) a coaxial line from a periodic structure; b) a macroscopic model of the coaxial line.

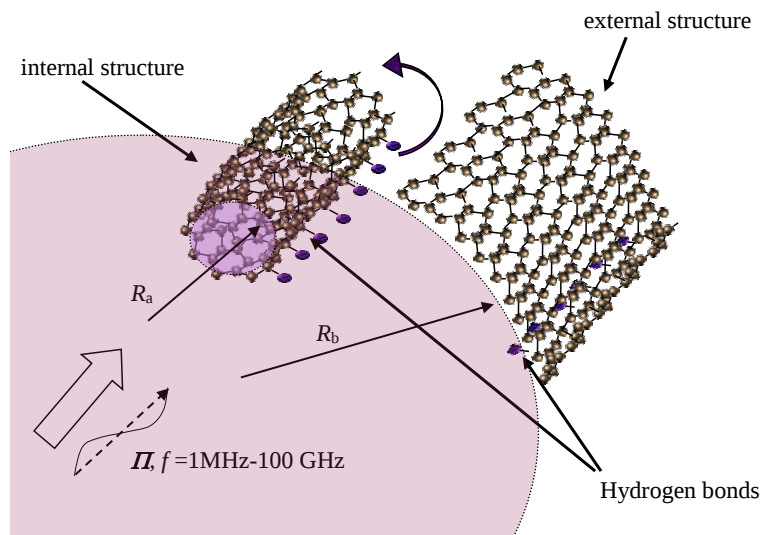


Figure 2. A geometrical model of surface wave propagation related to a coaxial line from a periodic structure exhibiting a large radius R_b of the outer shell.

Similarly to the approach adopted in FIALA, P.; NEŠPOR, D.; DREXLER, P.; STEINBAUER, M., 2016 and Bartusek, K.; Drexler, P.; Fiala, P.; 2010, Fiala, P.; Jirku, T.; Drexler, P.; et al., 2010, the analysis of the structure was based on models for the solution of the telegrapher's equation (1). For any case of analysis of transient processes in the quantum physics the transient processes of dynamically assumed particles, Kikuchi, H., 2001:

$$\Delta u = C_{t0} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + C_{t1} \frac{\partial u}{\partial t} + C_{t2} u + C_{t3} \quad (1)$$

The proposed numerical model is based on the formulation of partial differential equations for the electromagnetic field, known as reduced Maxwell's equations; according to Heaviside's notation, we have the following formula for the magnetic field intensities and

flux densities:

$$\text{rot } \mathbf{E} = -\frac{\partial \mathbf{B}}{\partial t} + \text{rot}(\mathbf{v} \times \mathbf{B}), \quad \text{rot } \mathbf{H} = \mathbf{J}_T + \frac{\partial \mathbf{D}}{\partial t} + \text{rot}(\mathbf{v} \times \mathbf{D}) \quad (2)$$

$$\text{div } \mathbf{B} = 0, \quad \text{div } \mathbf{D} = \rho, \quad (3)$$

where $\mathbf{H}$ is the magnetic field intensity, $\mathbf{B}$ denotes the magnetic field flux density, $\mathbf{J}_T$ is the total current density, $\mathbf{D}$ represents the electric flux density, $\mathbf{E}$ is the electric field intensity, ρ is the electric charge volume density, and $\mathbf{v}$ denotes the instantaneous velocity of the moving element. Respecting the continuity equation

$$\text{div } \mathbf{J}_T = -\frac{\partial \rho}{\partial t}, \quad (4)$$

the vector functions are expressed by means of the scalar electric potential ϕ_e and the vector magnetic potential $\mathbf{A}$, and, after Coulomb calibration, Stratton, J.A., 1966, ANSYS, 1994-2015, Fiala, P., Drexler, P., Nespor, D., 2013, we proceed to the following steps. Considering the velocity of moving electrically charged particles $\mathbf{v}$ in the magnetic field, the total current density $\mathbf{J}_T$ from formula (2) is

$$\mathbf{J}_T = \gamma(\mathbf{E} + \mathbf{v} \times \mathbf{B}) - \frac{\partial(\varepsilon \mathbf{E})}{\partial t} + \frac{\gamma}{q} \left(\frac{m d\mathbf{v}}{dt} + l\mathbf{v} + k \int_t \mathbf{v} dt \right), \quad (5)$$

where m is the particle mass, m_0 is the quiescent mass of the particle (7), (8), q is the electric charge of the moving particle, γ is the specific conductivity of the environment from the macroscopic perspective, l is the damping coefficient, and k is the stiffness coefficient of the surrounding environment. The material electromagnetic relations for the macroscopic part of the model are represented by the terms of symbolically isotropic properties

$$\mathbf{B} = \mu_0 \mu_r \mathbf{H}, \quad \mathbf{D} = \varepsilon_0 \varepsilon_r \mathbf{E}, \quad (6)$$

where the quantity indexes of the permeabilities and permittivities r denote the relative quantity value and 0 denotes the value of the quantity for vacuum. The relationship between the macroscopic and the microscopic parts of the model (particle dynamics in the electromagnetic field), Fiala, P., Drexler, P., Nespor, D., 2014, Fiala, P., Macháč, J., Polívka, J., 2011, Steinbauer, M., Fiala, P., Szabó, Z., Bartušek, K., 2008, Fiala, P.; Drexler, P., 2012, is described by the formulas defining the force acting on individual electrically charged particles of the electromagnetic field in their gravity centre, and the effect is considered of the motion of the electrically charged particles on the surrounding electromagnetic field:

$$m \frac{d\mathbf{v}}{dt} + l\mathbf{v} + k \int_t \mathbf{v} dt = q(\mathbf{E} + \mathbf{v} \times \mathbf{B}) - \frac{q}{\gamma} \frac{\partial(\varepsilon \mathbf{E})}{\partial t}. \quad (7)$$

The relationship between the macroscopic model of the geometrical part of the electromagnetic field and the quantum-mechanical model of bound particles is expressed via the application of current density (5) and by the above formula (2) as follows:

$$\text{rot } \mathbf{H} = \gamma(\mathbf{E} + \mathbf{v} \times \mathbf{B}) - \frac{\partial(\varepsilon \mathbf{E})}{\partial t} + \frac{\gamma}{q} \left(\frac{m_0 \left(1 - \frac{v^2}{c^2}\right)^{\frac{1}{2}} d\mathbf{v}}{dt} + l\mathbf{v} + k \int_t \mathbf{v} dt \right) + \frac{\partial \mathbf{D}}{\partial t} + \text{rot}(\mathbf{v} \times \mathbf{D}) \quad (8)$$

With respect to the fact that the model comprises not only the electric and magnetic components of the electromagnetic wave but also the space of the motion of the electrically charged particles, including the action of interacting forces, it is necessary to solve the model as a designed system (1) characterized by the telegrapher's equations. By applying the Galerkin method to find the functional minimum (as described in, for example, the reference paper E. W. Weisstein, 2015) and considering the boundary conditions, we obtain the numerical model as a system of non-linear equations to be solved by standard methods. The model is designed for the ANSYS software, where the solution is carried out with finite numerical methods, ANSYS, 1994-2016.

3 Detailed geometry of the proposed models

The design of the geometrical models, Figs. 1 and 2, can be characterized in greater detail as suggested in this section of the paper. Generally, the fundamental element of a graphene-based periodic structure is a “benzene” core; from the perspective of the stochastic distribution of the instantaneous position and arrangement of carbon C valence electrons, the fundamental element is schematically described in FIALA, P.; NEŠPOR, D.; DREXLER, P.; STEINBAUER, M. 2016. The structure of the symmetrical configuration of graphene-based polymer tubes is then presented in Fig. 3 below.

In the original model, the diameter difference between both tubes corresponds to $\Delta D=1\text{nm}$, assuming the inner tube diameter of $D_1=5\text{nm}$. Within this paper, the relevant figures indicate hydrogen bonds in the examined polymer structure. In the configured model with the stochastic presence of the instantaneous position of electron bonds, Fig. 5, we have to evaluate the power flux along the polymer tubes, observing the power flux magnitude, direction, and time variation. The other model, having global dimensions as shown in Fig. 2 ($D_1=5\text{nm}$, $D_2=150\text{nm}$), was set up with respect to the previous model, Fig. 4 a, b; subsequently, we analysed the specific power flux and the Poynting vector distribution. The direction and distribution of the power flux density Π [W/m^2] can be utilized to clearly determine whether the graphene basis carries any differences related to both models. Fig. 4 shows a geometrical model to evaluate the power density propagation, with the instantaneous value of the Poynting vector expressed within the formula

$$\Pi(t) = \mathbf{E}(t) \times \mathbf{H}(t) \quad (9)$$

It is obvious from eq. (9) that the resulting values of the Poynting vector depend on the instantaneous values of the electromagnetic field components, namely (for a non-stationary EMG wave) on the intensities of the electric and magnetic fields $\mathbf{E}(t)$ and $\mathbf{H}(t)$.

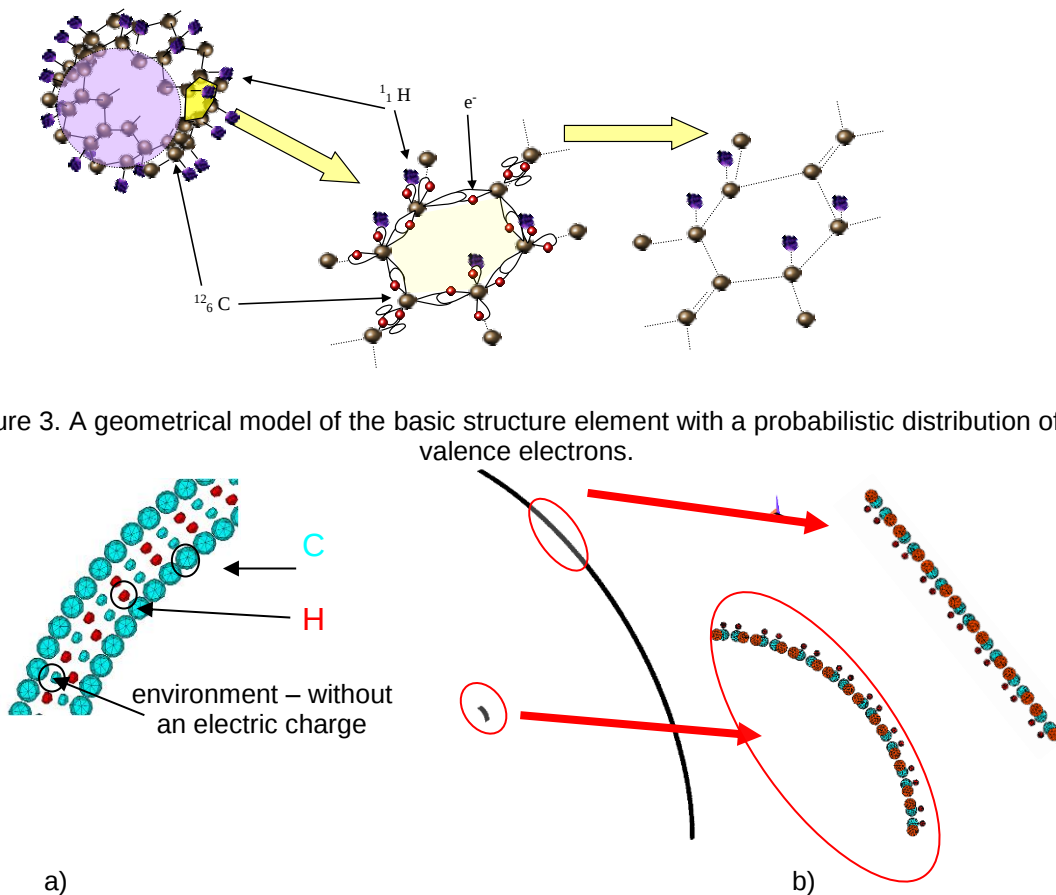


Figure 3. A geometrical model of the basic structure element with a probabilistic distribution of the valence electrons.

Figure 4. A coaxial line model tested for the passage of the active power flux density $\mathbf{II}$.

a) R_2/R_1 minimal=1.4, b) $R_2/R_1=30$

The elementary structure according to Fig. 1 and Fig. 2 was chosen and solved as the basis of the numerical model introduced in the above formula (8); the model analysis was processed in the batch mode. The geometry of a large system incompatible in both its dimensions and the number of included elements is solved with the known condition of periodicity and also as a partially stochastic model. The mathematical-numerical model consists of basic elements characterising the ANSYS software, namely SOLID122, 123 and SOLID236, SOLID237, ANSYS 1994-2016 and others, and it is complemented with the proper code of the model according to formulas (6), (7), (8), and (9).

The geometrical distribution of the modelled cores of carbon C and hydrogen H (bond) in the geometrical model from Fig.3, with periodicity setting in one section (which is repeated, and then applied in Fig. 4), can be utilized to formulate the boundary and initial conditions, current excitation, and model of the electric charge stochastic distribution at the level of electrons. If we aimed to apply the evaluation of the Poynting vector to a microscopic model of the designed periodic, graphene polymer structure, we would have to accept the instantaneous values and their spatial distribution in a quantum mechanical model (Fig.4), as described in detail within FIALA, P.; NEŠPOR, D.; DREXLER, P.; STEINBAUER, M. 2016. We can propose and examine a hypothesis, deriving the assumption that the Poynting vector may exhibit a shape where the components of the magnetic intensity $\mathbf{H}_\phi$ and electric intensity $\mathbf{E}_t$, $\mathbf{E}_r$ manifest themselves in the indicated formation; these components will therefore affect the resulting shapes of the electromagnetic field distribution and the Poynting vector $\mathbf{II}_s$ at the ends of the structure, thus influencing the shape of the signal of the applied periodic structure.

4 Setting the boundary conditions

In order to design the geometry of the model of the investigated graphene-based polymer structure (Figs. 1 and 2), it is necessary to define the initial and boundary conditions of this model and the sources of the electromagnetic field. The basic formation (an element of the periodic structure) can be simply described by the atom bonds, namely the motion of the valence electrons (Fig. 5). Another step in setting the conditions of the model consists in evaluating the electric field $\mathbf{E}$ intensity vector of components in both the radial and the tangential direction, $\mathbf{E}_r$, $\mathbf{E}_t$. In order to facilitate simple estimation of the order of magnitude of the intensities, we can – for the hydrogen atom H bound to carbon C and one binding electron for the middle electrodes of the coaxial arrangement of the internal structure (Fig. 5) - evaluate the radial electric field intensity from the single bond C - H as

$$E_{r,a} = \frac{1}{4\pi\epsilon_0} \cdot \frac{q_e}{|R_a|^2}, \quad E_{r,a} = \frac{1}{4\pi \cdot 8,856 \cdot 10^{-12}} \cdot \frac{1,602 \cdot 10^{-19}}{1,14 \cdot 10^{-10}} = \frac{1 \cdot 1,602}{4\pi \cdot 8,856 \cdot 1,14} \cdot 10^4 = 0,01263 \cdot 10^4 \text{ V / m} \quad (10)$$

Based on the knowledge of the microscopic model, it is then possible to evaluate the macroscopic parameters, such as the specific conductance γ , the magnetic susceptibility χ , the magnetic permeability μ , or the electric permittivity ϵ of the environment. From the differential form of Ohm's law, for example, we can write the flux density

$$\mathbf{J} = \vec{\gamma} \cdot \mathbf{E} \quad (11)$$

where $\vec{\gamma}$ is the specific conductance tensor. Upon loading the line with the impedance of 50Ω , we can determine a number of conditions and expected (limit) values of the quantities; then, the evaluated components of the flux density $\mathbf{J}$ in directions of the axes z , ϕ and bonds C-C, C-H are determined. For the purposes of comparison, the boundary

and initial conditions in both models were set for such a case where the line carries an electric current having the magnitude of

$$I = 1\mu A \quad J_{Ra} = 12,7 \cdot 10^9 A/m^2. \quad (12)$$

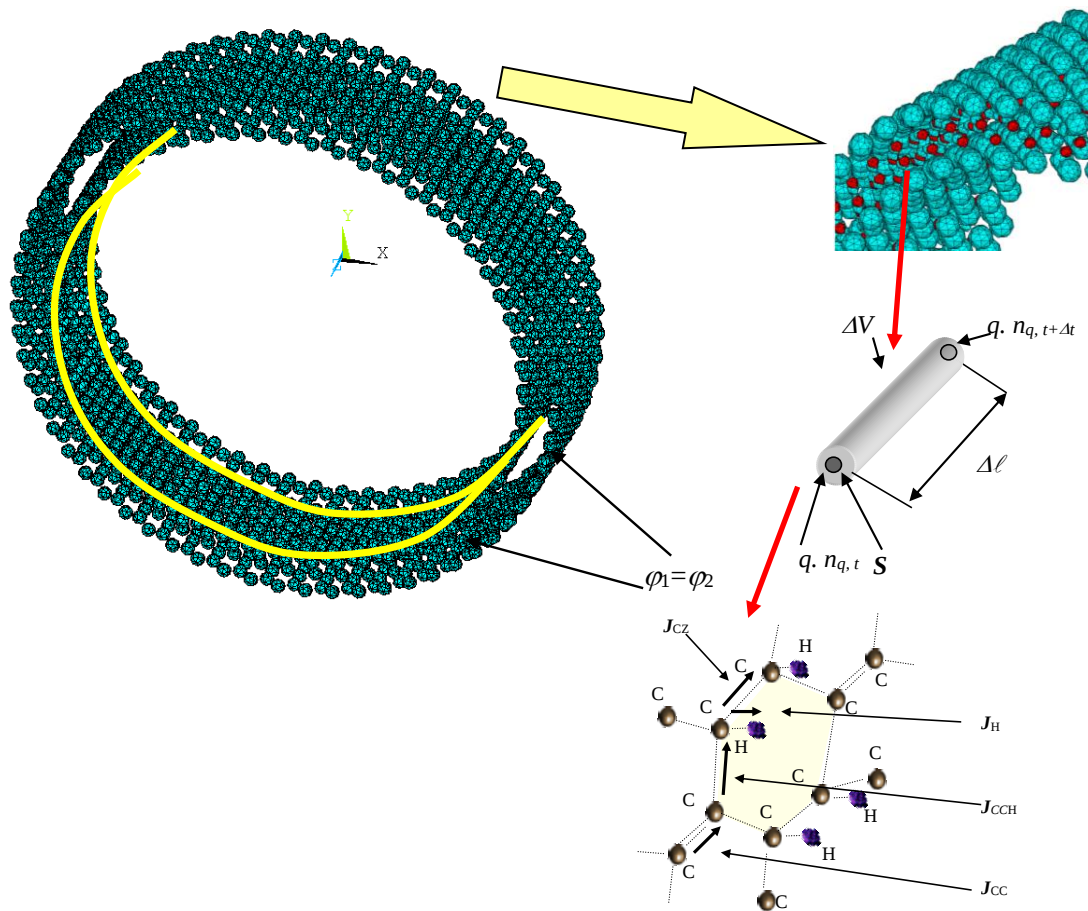


Figure 5. A model of the basic element of the periodic structure: defining the positions of coupled electrons C and H.

5 Results of the numerical model

The results of the analysis of the numerical model of the graphene structure according to Fig. 4a and Fig. 4b are shown as the distribution of the intensities and flow of the electric and magnetic quantities, Fig. 8, Fig.11; further, the results are also indicated as the distribution of the instantaneous Poynting vector components (Fig. 9, Fig. 10, Fig. 12, Fig. 13) along the curves 1 to 4 from Figs. 9 and 10 and the curves 1 to 7 from Figs. 12 and 13. In selected parts of the structure, the behaviour was analyzed of the module of the active power specific density; thus, we obtained a basis enabling us to estimate properties of the modelled task. Further, we present an analysis of the Poynting vector $\mathbf{II}(t)$ module for current excitation in an electric line $i(t) = I \cdot f(t)$, where $I = 1\mu A$.

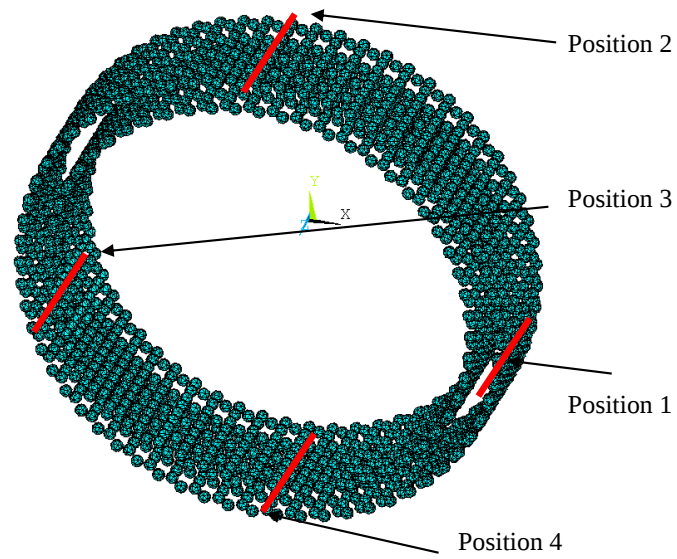


Figure 6. A geometrical model with the minimum ratio of R_a/R_b and curves 1, 2, 3 and 4 for the Poynting vector evaluation.

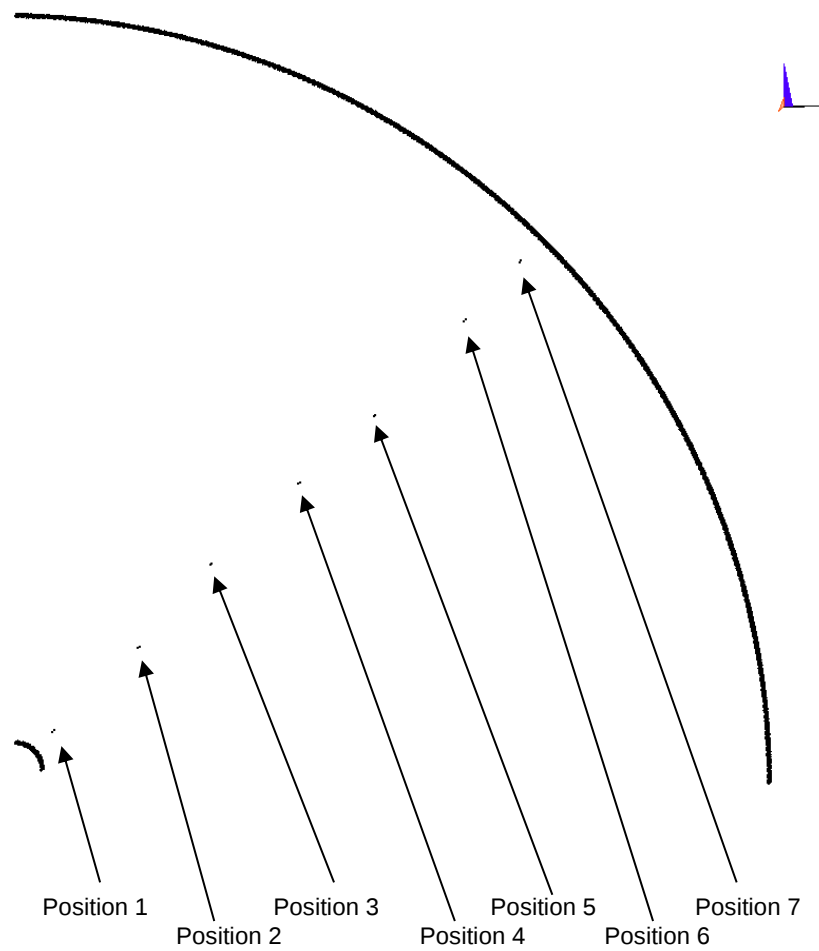


Figure 7. A geometrical model with the ratio of $R_a/R_b = 30$ and curves from 1 to 7 for the Poynting vector evaluation.

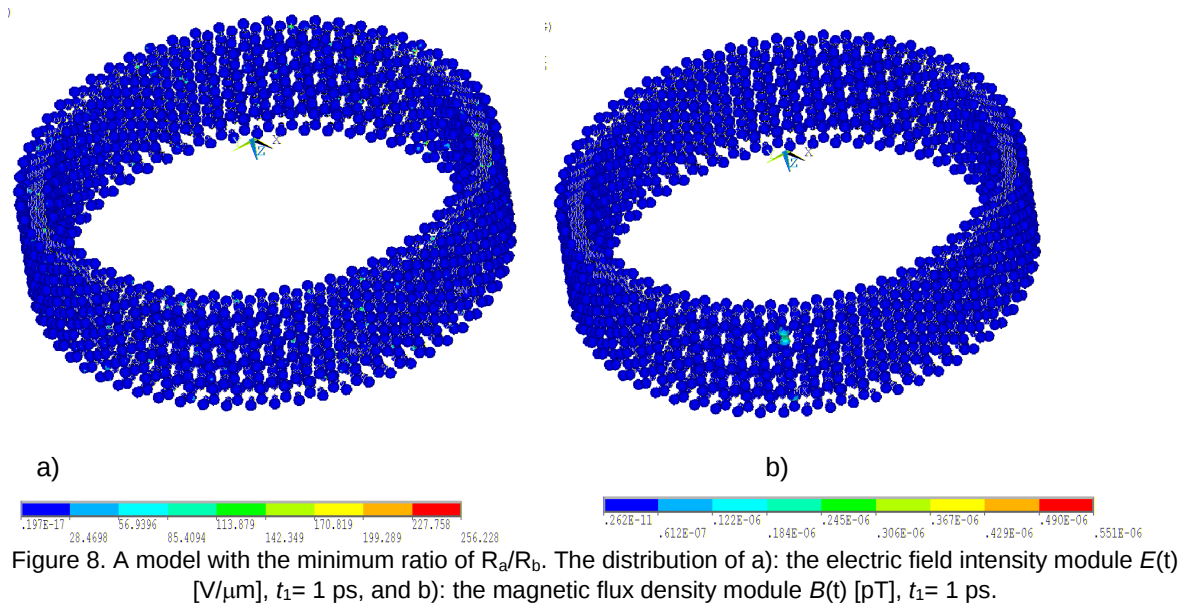


Figure 8. A model with the minimum ratio of R_a/R_b . The distribution of a): the electric field intensity module $E(t)$ [$\text{V}/\mu\text{m}$], $t_1 = 1$ ps, and b): the magnetic flux density module $B(t)$ [pT], $t_1 = 1$ ps.

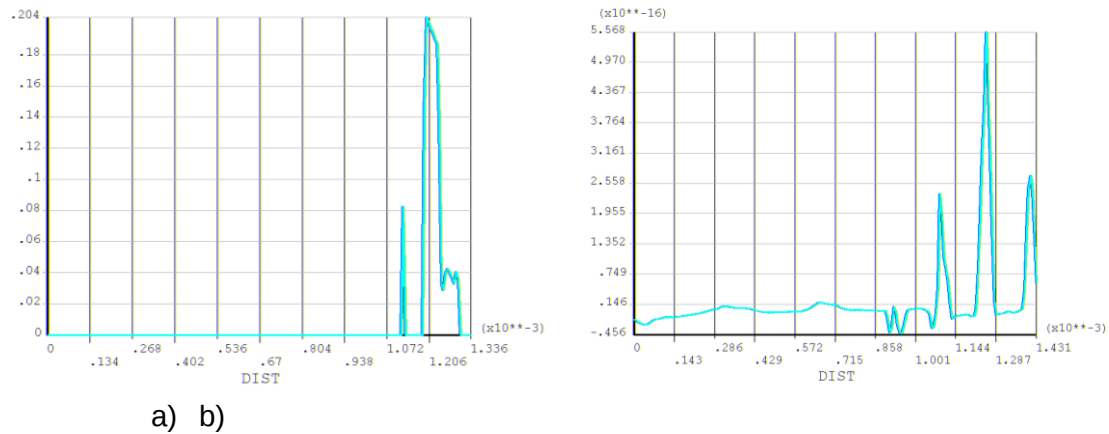


Figure 9. A model with the minimum ratio of R_a/R_b . The behaviour of the distribution of the power specific density module $I(t)$ [$\text{pW}/\mu\text{m}^2$], $t_1 = 1$ ps; a): along curve 1, b): along curve 2, c): along curve 3, and d): along curve 4.

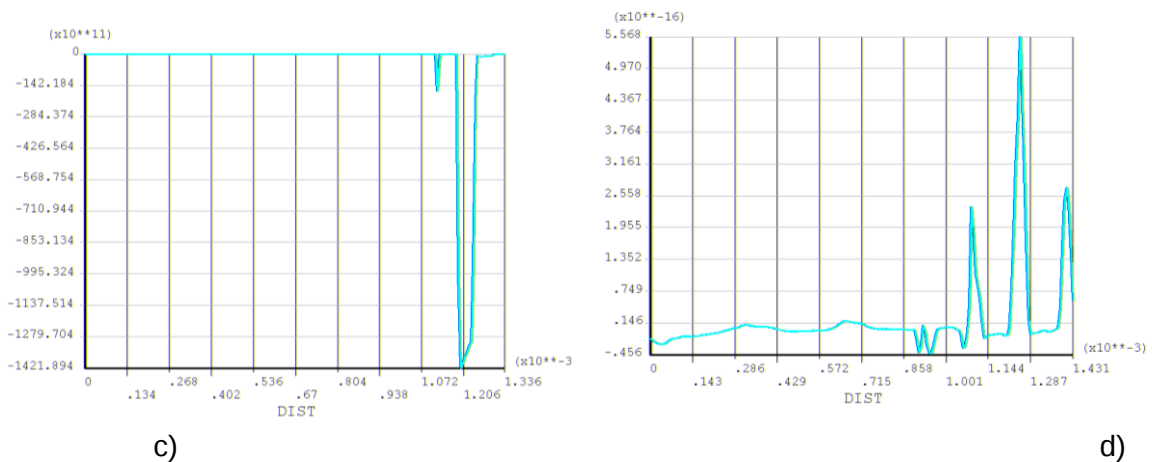
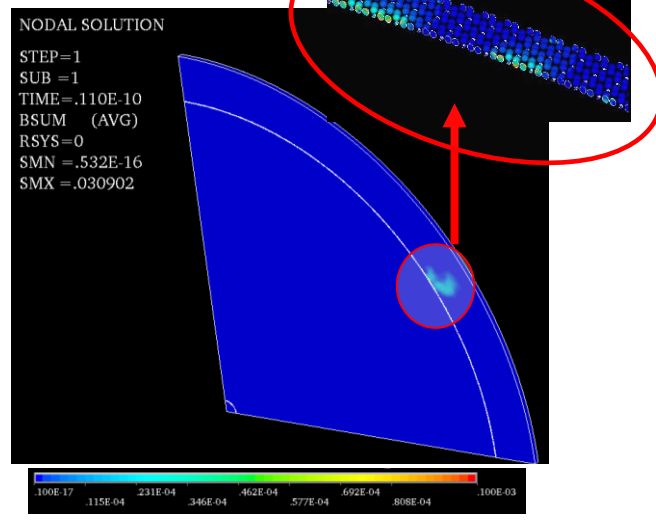
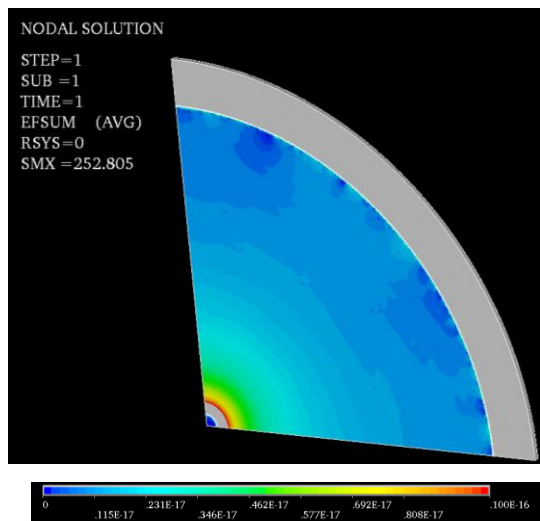
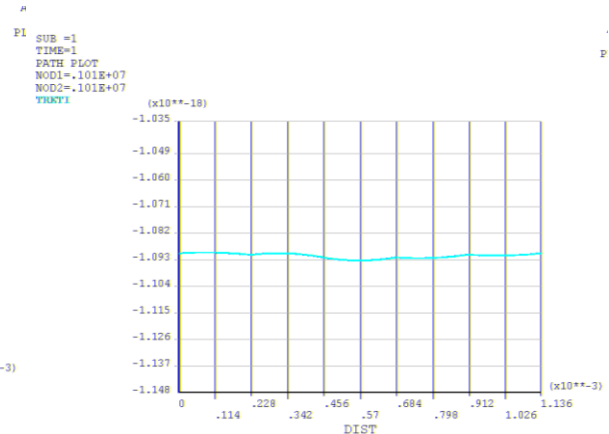
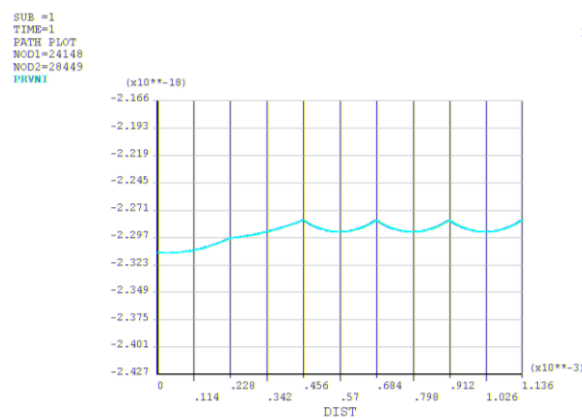


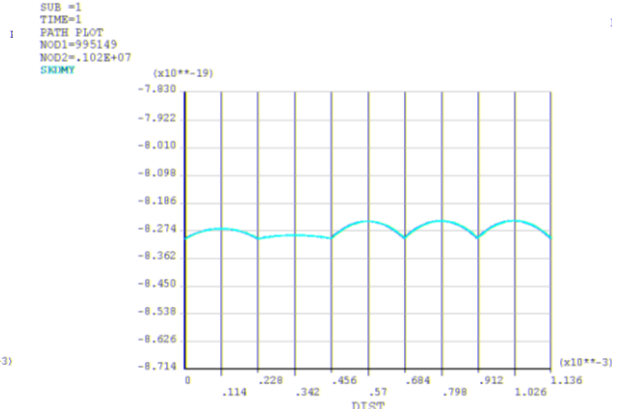
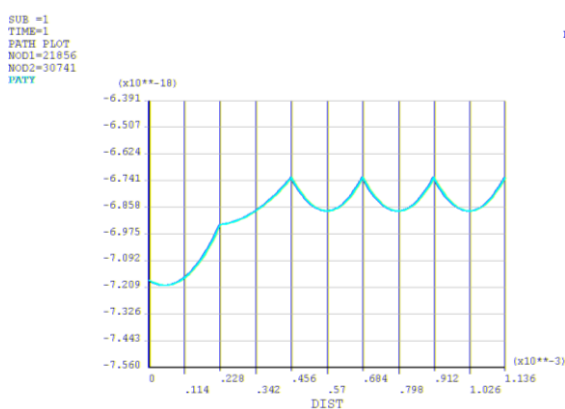
Figure 10. A model with the minimum ratio of R_a/R_b . The behaviour of the distribution of the power specific density module $I(t)$ [$\text{pW}/\mu\text{m}^2$], $t_1 = 81$ ps; a): along curve 1, b): along curve 2, c): along curve 3, and d): along curve 4.



b) b)
Figure 11. A model with the ratio of $R_a/R_b = 30$. The distribution of a): the electric field intensity module $E(t)$ [V/m], $t_1 = 1$ ps, and b): the magnetic flux density module $B(t)$ [T], $t_1 = 1$ ps.



a) b)



c)

d)

Figure 12. A model with the ratio of $R_a/R_b = 30$. The behaviour of the distribution of the power specific density module $P(t)$ [pW/μm²], $t_1 = 1$ ps; a): along curve 1, b): along curve 3, c): along curve 5, d): along curve 7.

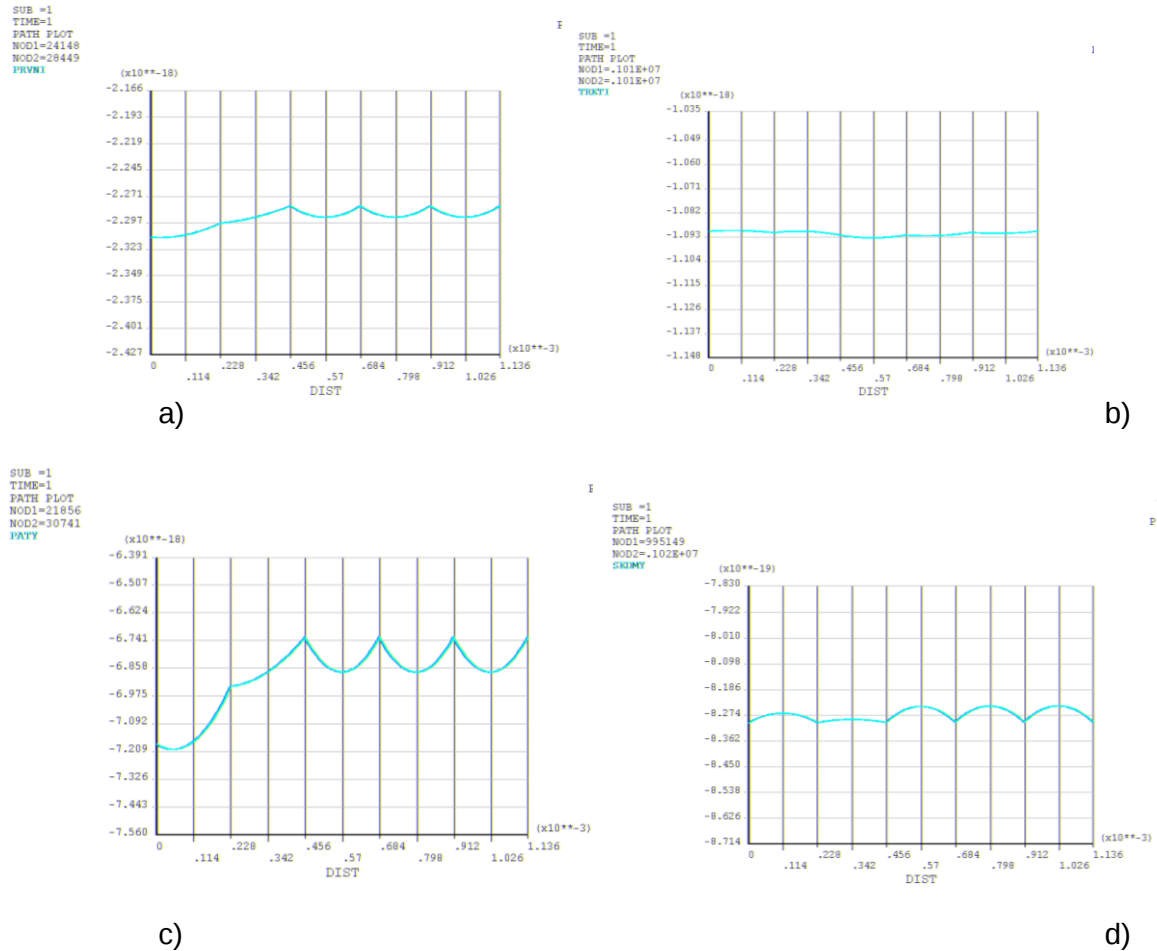


Figure 13. A model with the ratio of $R_a/R_b = 30$. The behaviour of the distribution of the power specific density module $I(t)$ [$\text{pW}/\mu\text{m}^2$], $t_1 = 81$ ps; a): along curve 1, b): along curve 3, c): along curve 5, d): along curve 7.

6 Conclusion

We designed geometrical models of a nanostructure exhibiting the periodicity rate of 100%. Two coaxial line models with different R_a/R_b ratios were compared; these ratios corresponded to min. $R_a/R_b = 1.4$ in one and $R_a/R_b = 30$ in the other model. The comparison showed that increasing the ratio R_b of the outer structure is beneficial in the sense of decreasing the superposition of the EMG field produced by the actual nanostructure, or, by extension, the superposition of graphene to the transmitted signal. While it remains true that this geometrical configuration involves a change of the transmitted signal, it also has to be noted that, unlike the structure model with min $R_a/R_b = 1.4$, such a change does not alter in time. Based on the previous description, we can claim that increasing the ratio of R_a/R_b facilitates a decrease by an order of magnitude in the effect of a transmission structure having a coaxial configuration on the superposition to a transmitted signal.

Acknowledgement

The research described in the paper was funded from a grant provided by Czech Science Foundation, No. GACR 13-09086S. For the actual analyses and experiments, infrastructure of the SIX Center was used.

REFERENCES

- van Vlaenderen, K. J. and Waser, A., 2004, *Electrodynamics with the scalar field*, Hadronic Journal 27(6), 673-691.
- Kikuchi, H., 2001, *Electrohydrodynamics in dusty and dirty plasmas, gravito-electrodynamics and EHD*, Kluwer, Boston, 1-207.
- van Vlaenderen, K. J., 1999, *A charged space as the origin of sources, fields and potentials*, Physics 9910022, 1-7.
- Stratton, J.A., 1966, *Electromagnetic Theory*, Wiley, New York, 1-640.
- Urban, R., Drexler, P., Fiala, P. and Nespor, D., 2014, *Numerical Model of a Large Periodic Structure*, Proc. PIERS, 2350-2354.
- ANSYS, 1994-2015, *Ansys Multiphysics Manuals*, Ansys.
- Fiala, P., Drexler, P., Nespor, D., 2014, *Principal tests and verification of a resonance-based solar harvester utilizing micro/nano technology*, Microsystem Technologies 20(4-5), 845-860.
- Fiala, P., Drexler, P., Nespor, D., 2013, *A resonance-based solar element: a numerical model and micro/nano technology application*, Proc. SPIE 8763, 87632A1-87632A7.
- E. W. Weisstein, 2015, *Galerkin Method*, MathWorld, 28 March 2015, <http://mathworld.wolfram.com/GalerkinMethod.html> (1 April 2015).
- Yang, S. L., Sobota, J. A., Howard, C. A., Pickard, C. J., Hashimoto, M., Lu, D. H., Mo, S. K., Kirchmann, P. S. and Shen, Z. X., 2014, *Superconducting graphene sheets in CaC₆ enabled by phonon-mediated interband interactions*, Nature Communications 5(1), 3493.
- Fiala, P., Macháč, J., Polívka, J., 2011, *Microwave noise field behaves like white light*, Progress In Electromagnetics Research 111(1), 311-330.
- Steinbauer, M., Fiala, P., Szabó, Z., Bartušek, K., 2008, *Experiments with accuracy of the air ion field measurement*, Advances in Electrical and Electronic Engineering 8(7), 276-279.
- FIALA, P.; NEŠPOR, D.; DREXLER, P.; STEINBAUER, M. *Numerical Model of a Nanoelectric Line from a Graphene Component*. Microsystem Technologies, 2016, roč. 2016, č. 1, s. 1-18. ISSN: 0946- 7076.
- Bartusek, K.; Drexler, P.; Fiala, P.; et al., *Magnetoinductive Lens for Experimental Mid-field MR Tomograph*, Progress in Electromagnetics Research Symposium, Cambridge, JUL 05-08, 2010, pp.1047-1050, 2010
- Fiala, P.; Jirku, T.; Drexler, P.; et al., *Detection of Partial Discharge inside of HV Transformer*, Modeling, Sensors and Measurement, Progress in Electromagnetics Research Symposium, Cambridge, MA Date: JUL 05-08, 2010, pp. 1013-1016, 2010
- Fiala, P.; Drexler, P., *Power supply sources based on resonant energy harvesting*, MICROSYSTEM TECHNOLOGIES-MICRO-AND NANOSYSTEMS-INFORMATION STORAGE AND PROCESSING SYSTEMS Volume: 18, Issue: 7-8, pp. 1181-1192, AUG 2012

Contact address:

Assoc. prof. Ing. Petr Drexler, Ph.D.,
 prof. Ing. Pavel Fiala, Ph.D.,
 Assoc. prof. Ing. Steinbauer, Ph.D.,
 Ing. Tomáš Kříž, Ph.D

Brno university of technology, Faculty of electrical engineering and communication, Department of theoretical and experimental electrical engineering Kolejní 2906/4, 612 00 Brno, Czech Republic
fialap@feec.vutbr.cz, drexler@feec.vutbr.cz, steinbau@feec.vutbr.cz, krizt@feec.vutbr.cz,

FOLDING TABLE AND SAFETY IN RAILWAY TRAFFIC

PAVEL MARŠÁLEK, PETR HORYL, TOMÁŠ KARÁSEK, PETR FERFECKI

VŠB – Technická Univerzita Ostrava, IT4Innovations Národní superpočítačové centrum

Abstract: Safety of passengers is one of the key issues of transport industry. In automotive industry the design of safe vehicles is a must and it is governed by many standards. Surprisingly, it does not apply for railways although millions of people commute by trains every day. There are no standards for crash test similar to in automotive, except for UK, where very strict rules defined by GM/RT2100 [GM/RT2100 2012] apply.

Keywords: Injury Prevention Tests, Folding Table, Crash Test

1 Injury Prevention Tests in Railway Traffic

For each type or design of seat used in a vehicle (first class, standard class) is necessary to test seats for dynamic structural integrity and injury potential caused by a specific impulse of acceleration, see Image 1. The both tests are applied in rearward and forward projection of movement. Integrity tests determine the strength of the seat structure that must be very stiff, while injury potential tests define safety of seat - seat structure must be very flexible too. These two requirements are in conflict and depend on manufacturers how to solve this problem.

The classical tests can be modified by including the folding seat back table. Then each type of the folding table shall be dynamically tested in both situations - the fully deployed and fully stowed positions of the table. The main problem is the contact of the open folding table with abdomen/chest of passengers.

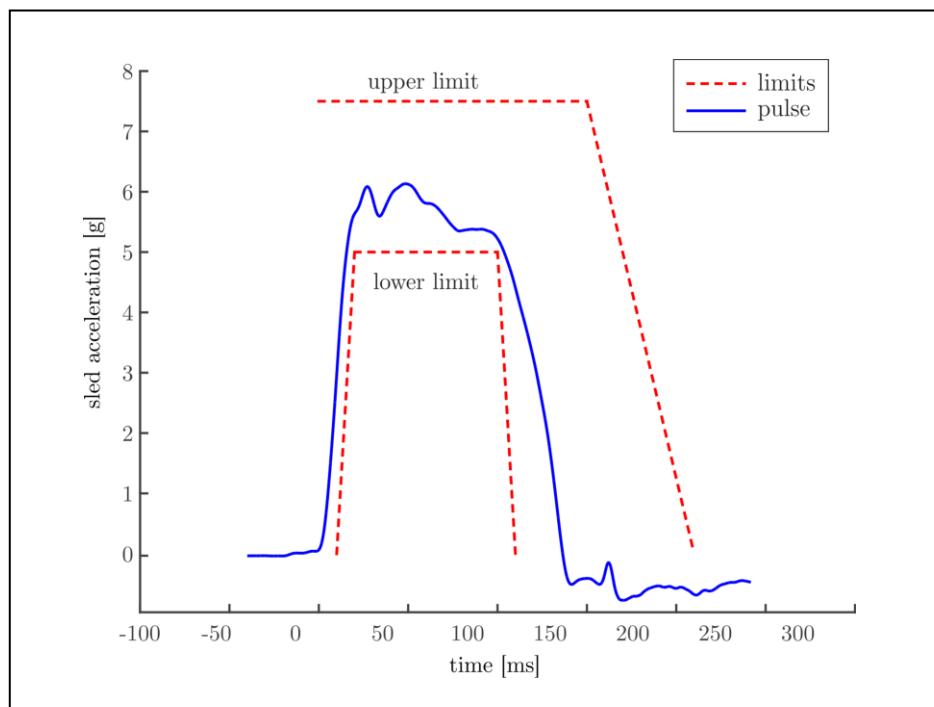


Image 50 – Test impulse

2 Forward Injury Prevention Test - table up

Our goal is to analyze and simulate the laboratory experiments with dummies so as to meet all the injury criteria, Image 2. The experimental crash tests then will be performed (with high probability) only once. These numerical simulations save costs of manufacturers. For implementing these demanding simulations, we use ANSYS LS-Dyna solver module on IT4Innovations National Supercomputing Centre, Salomon cluster.



Image 2 – Computer model – table up

For determining the safety of seats with folding table up, the worst thing is to the meet with limits of the Head injury criterion (HIC) specified as

$$HIC = \left\{ \left[\frac{1}{(t_2 - t_1)} \int_{t_1}^{t_2} \|\ddot{x}_t\|_2 dt \right]^{2.5} \cdot (t_2 - t_1) \right\}_{\max}, \quad (1)$$

where t_1 and t_2 are starting and ending time an interval acceleration $\|\ddot{x}_t\|_2$, during which the criterion of HIC reaches its maximum value.

Comparison of experiment results [PAYNE T. HARPER C. 2016a] and computer simulation shows in Image 3 and injury criteria in Table 1.

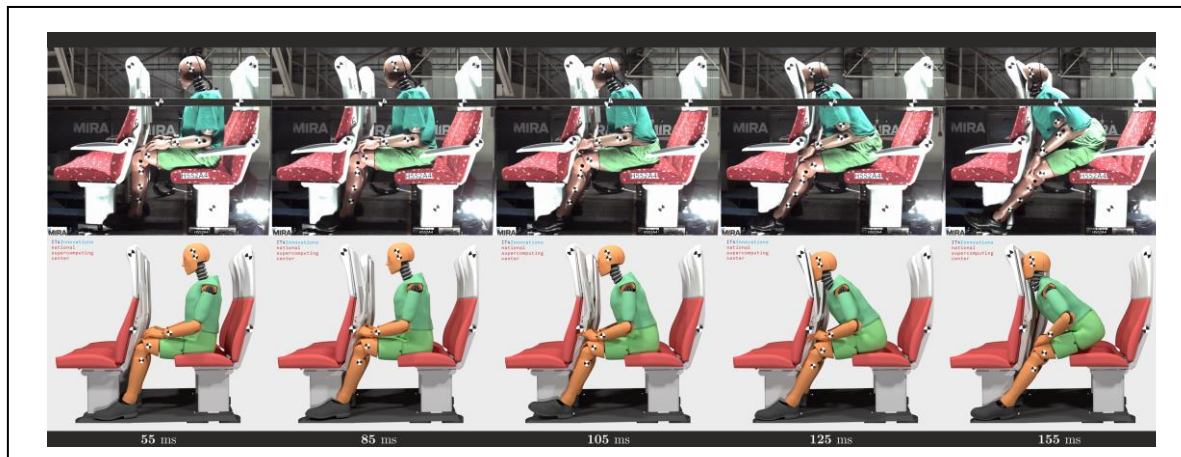


Image 3 – Kinematic frames comparison – table up

Table 4 Injury criteria – table up

Head	MIRA Test	IT4I Simulation	Safety Limit
Peak Resultant Acceleration	96,4 g	91,9 g	-
HIC 15	176	183	500
Neck			
Peak Bending Moment	72 Nm	105 Nm	310 Nm
Femur			
Peak Femur Force	-3.15 kN	-3.1 kN	-4.3 kN

3 Forward Injury Prevention Test - table down

As is apparent from Image 4, at the moment of contact edge of table with the dummy abdomen/chest ($t = 105$ ms), there is significant compression of human body. In experimental practice, a cube made from thin aluminum plates, which is measured after test, is placed to dummy.

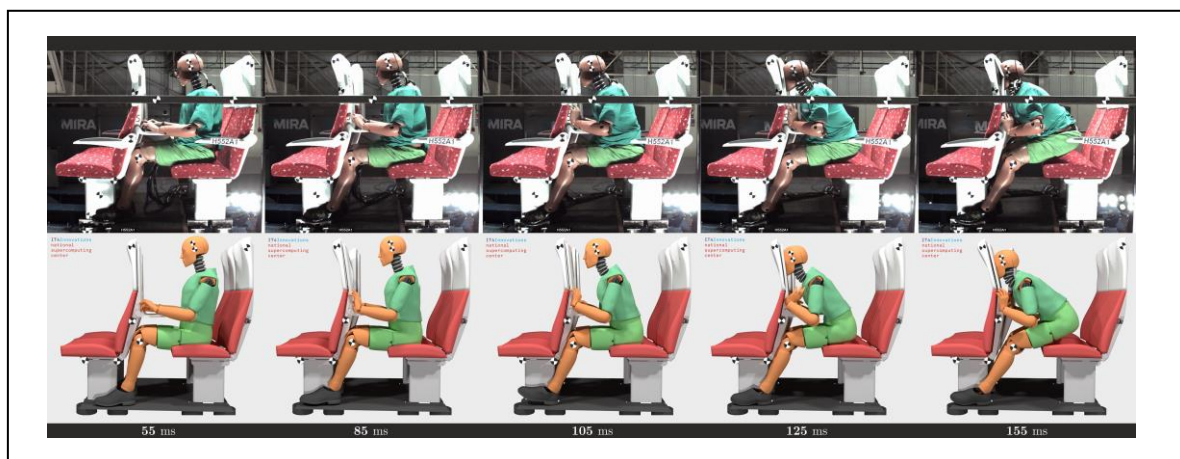


Image 4 – Kinematic frames comparison – table down

Comparison of experiment results [PAYNE T. HARPER C. 2016b] and computer simulation shows in Image 5 and injury criteria in Table 2.

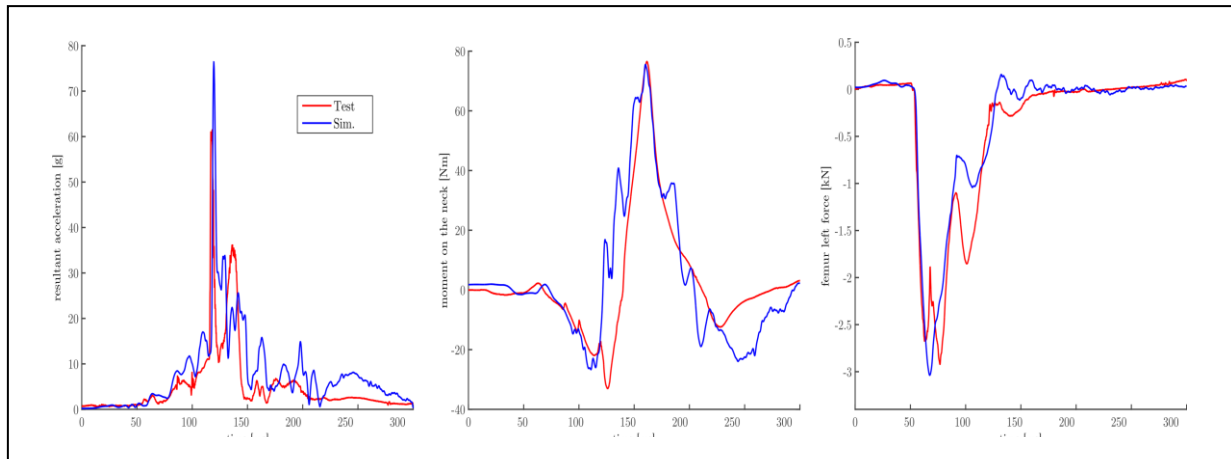


Image 5 – Head resultant acceleration, Chest resultant acceleration and Femur force – table down

Table 2 Injury criteria – table down

Head	MIRA Test	IT4I Simulation	Safety Limit
Peak Resultant Acceleration	62 g	77 g	-
HIC 15	68	123	500
Neck			
Peak Bending Moment	77 Nm	76 Nm	310 Nm
Chest			
Peak Compression	-	-22 mm	-63 mm

4 Conclusion

In case that the geometry and stiffness of the folding table is sufficiently low (according to the standard), we know that the fully open table is not dangerous for humans and also reduces the risk of head injuries. According to the available parametric studies, the results show that the size of abdominal compression does not significantly affect the increase seat pitch as is the case with other injury criteria.

References

GM/RT2100 June 2012 Issue Five see

http://www.rgsonline.co.uk/Railway_Group_Standards/Rolling%20Stock/Railway%20Group%20Standards/GMRT2100%20Iss%205.pdf

PAYNE T., HARPER C., 2016. *Borcad Injury Prevention table up H552A4*. HORIBA MIRA 1210185#4. p. 10

PAYNE T., HARPER C., 2016. *Borcad Injury Prevention table down H552A1*. HORIBA MIRA 1210185#1. p. 11

Acknowledgement

The work was supported by VSB - Technical University of Ostrava under grant SGS SP2015/113, by IT4Innovations Centre of Excellence project, Reg. No. Z.1.05/1.1.00/02.0070 supported by Operational Programme “Research and Development for Innovations”, funded by Structural Funds of the European Union and by project from Technology Agency of the Czech Republic No. TA04031236.

Contact address:

prof. Ing. Petr Horyl, CSc., dr.h.c.

VŠB – Technická Univerzita Ostrava, IT4Innovations Národní superpočítačové centrum, 17.
listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba

STUDIE VLIVU REDUKCE NÁVRHOVÉHO VEKTORU NA VÝSLEDKY INVERZNÍ IDENTIFIKACE PARAMETRŮ NELINEÁRNÍHO MATERIÁLOVÉHO MODELU BETONU

PETR KRÁL, PETR HRADIL

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Veveří 331/95, 602 00 Brno

Abstract: The problem of current complex nonlinear material models of concrete is that they very often contain a large number of material parameters which is difficult to define without the specialized tests of concrete or without the perfect knowledge of the material models theory. These parameters are, however, often very important for the correct function of the material models. The mentioned problem can be currently solved by performing the inverse analysis. The inverse analysis allows to find such values of the identified material model's parameters at which the data obtained from the numerical simulation provide very good approximation of the experimental data. The aim of this paper is to perform the inverse identification of the parameters of nonlinear concrete material model with and without the reduction of the initial design vector which contains the identified material parameters and subsequent comparison of the results.

Keywords: inverse identification, sensitivity analysis, optimization, nonlinear numerical analysis, experiment

1 Úvod

Stálé a rozsáhlé využívání betonu za účelem výstavby nových konstrukcí vede v současnosti ke snahám o zpřesňování jejich návrhu prostřednictvím numerických simulací založených na metodě konečných prvků. Tyto snahy o návrh bezpečnějších a ekonomicky výhodnějších betonových konstrukcí nicméně vyžadují zapojení prvků pokročilé numerické analýzy, kterými je myšleno především uvážení nelineárního chování betonu v rámci numerických simulací sloužících pro analýzu a návrh betonových konstrukcí. Současné výpočetní systémy založené na metodě konečných prvků, mezi které patří např. ANSYS [1] a LS-Dyna [2], nabízejí poměrně velké množství materiálových modelů vhodných pro popis nelineárního chování betonu. Tyto modely mohou nalézt využití jak v rámci numerických simulací statické povahy, tak v rámci numerických simulací dynamické povahy a jejich popisu a aplikaci je věnována celá řada publikací [3, 4, 5, 6]. Největším problémem při používání těchto materiálových modelů je však často neschopnost korektně definovat hodnoty jejich materiálových parametrů, jelikož ty je možné často získat pouze na základě speciálních zkoušek betonu. Některé parametry mají zase pouze ryze matematický význam a definování jejich hodnot tudíž také není zcela snadné. Korektní zadání hodnot parametrů používaného materiálového modelu je přitom velmi důležité pro správný popis chování betonu v rámci počítačové simulace. Řešení zmíněného problému v současnosti nabízí tzv. inverzní analýza.

Inverzní analýza neboli inverzní identifikace umožňuje nalezení takových hodnot parametrů používaného nelineárního modelu betonu, při kterých je výsledná odezva konstrukce získaná z počítačové simulace velmi podobná experimentálně naměřené odezvě betonové konstrukce. Její princip spočívá v kombinaci numerické a experimentální analýzy s optimalizačními algoritmy, metodami či procedurami. Aktuálně nejpoužívanějšími metodami pro účely inverzní identifikace parametrů nelineárních modelů jsou metody založené na cvičení umělých neuronových sítí [7]. Velmi silným nástrojem v oblasti inverzní analýzy je také program optiSLang [8], který zahrnuje celou

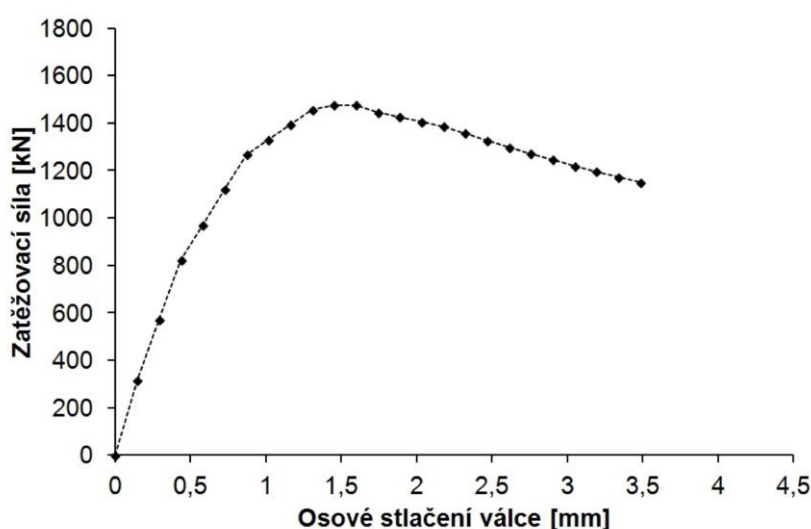
řadu optimalizačních algoritmů vhodných pro účely inverzní identifikace materiálových parametrů [9].

Tento příspěvek se zaměřuje na provedení inverzní identifikace materiálových parametrů nelineárního modelu betonu, který je znám pod názvem Karagozian & Case (K & C) Concrete model - Release III, s uvažováním neredukovaného (počátečního) a redukováného návrhového vektoru, který zahrnuje identifikované materiálové parametry, a na následné srovnání získaných výsledků. V rámci celého procesu inverzní analýzy je využita kombinace nelineárních numerických simulací prováděných ve výpočetním systému LS-Dyna, ve kterém je zvolený materiálový model implementován, s optimalizačními algoritmy programu optiSLang. Experimentální data jsou v procesu inverzní analýzy zastoupena zatěžovací křivkou naměřenou ze zkoušek válcové pevnosti betonu v třísém tlaku.

2 Experimentální data

Základními vstupními daty nutnými pro uskutečnění procesu inverzní identifikace materiálových parametrů jsou obecně data experimentální. Pro účely tohoto příspěvku byla experimentální data reprezentována zatěžovací křivkou naměřenou ze zkoušek válcové pevnosti betonu v třísém tlaku. Tyto zkoušky byly provedeny v rámci experimentálního vyšetřování betonu provedeného autory Joy a Moxley [10]. Betonové zkušební válce použité v rámci zkoušek měly výšku 304,8 mm a průměr podstavy 152,4 mm. Naměřená pevnost betonu v jednoosém tlaku měla u těchto válců hodnotu 45,4 MPa. Válce byly v průběhu zatěžování stlačovány konstantní rychlostí, přičemž zatěžování mělo kvazi-statickou povahu. Reprezentativní zatěžovací křivka charakterizující odezvu betonového válce na třísý tlak s v čase konstantním příčným tlakem 7 MPa je znázorněna na obr. 1. Tato křivka zastupovala experimentální data v procesu inverzní analýzy.

Z obr. 1 je patrné elato-plastické chování betonového válce se změkčováním po dosažení mezní pevnosti betonu v třísém tlaku, která odpovídala v čase konstantnímu bočnímu tlaku 7 MPa. Odezva betonového válce na třísý tlak je nicméně, vlivem působení bočního tlaku, poměrně duktilní.



Obrázek 51 - Experimentální data

3 Proces inverzní analýzy

Celý proces inverzní analýzy byl založen na interakci nelineárních numerických simulací s experimentálními daty a optimalizačními algoritmy.

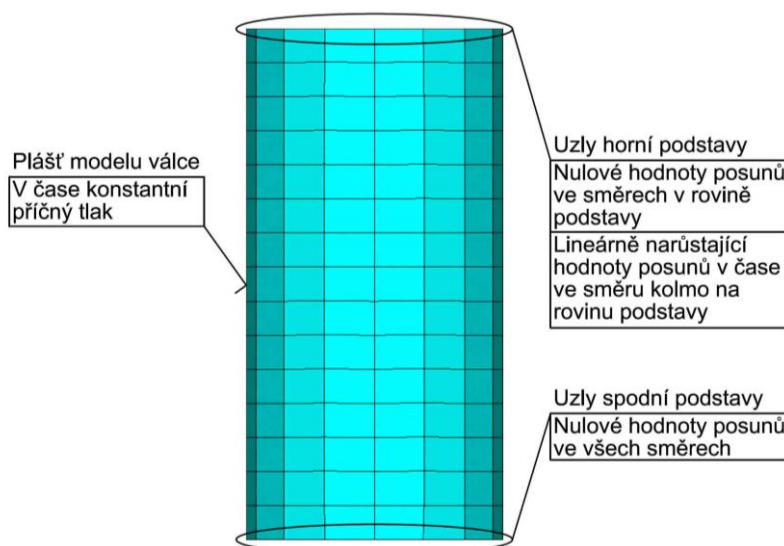
3.1 Nelineární numerické simulace

Numerické simulace byly pro účely inverzní identifikace materiálových parametrů prováděny prostřednictvím výpočetního systému LS-Dyna, což je software využívající explicitní metodu konečných prvků. Nelineární chování betonu bylo v rámci numerických simulací popsáno prostřednictvím nelineárního materiálového modelu s názvem K & C Concrete model - Release III, jenž je v programu LS-Dyna implementován. Veškerá nastavení zahrnující především parametry výpočtového modelu, hodnoty parametrů materiálového modelu a parametry výpočtu byla zapsána do vstupního souboru programu LS-Dyna, který tvořil společně s experimentálními daty vstupní data pro program optiSLang, prostřednictvím kterého byly hodnoty parametrů zvoleného materiálového modelu identifikovány.

i) Výpočtový model zkoušky válcové pevnosti betonu v třísém tlaku

Okrajové podmínky byly v rámci výpočtového modelu oproti reálné zkoušce válcové pevnosti betonu v třísém tlaku zjednodušeny. Zásadní zjednodušení spočívalo v tom, že byl modelován pouze zkušební válec bez tlačných desek. Zkušební válec byl modelován pomocí explicitních 3-D strukturálních konečných prvků. Uzly spodní podstavy konečnoprvkového modelu válce měly předepsány nulové hodnoty posunů jak ve směrech v rovině podstavy, tak ve směru kolmo na rovinu podstavy. Uzly horní podstavy modelu válce měly předepsány nulové hodnoty posunů ve směrech v rovině podstavy a lineárně narůstající hodnoty posunů v čase ve směru kolmo na rovinu podstavy, které simulovaly stlačování válce konstantní rychlostí. Na plášť modelu válce byl explicitně aplikován v čase konstantní příčný tlak o hodnotě 7 MPa. Výpočtový model zkoušky válcové pevnosti betonu v třísém tlaku je znázorněn na obr. 2.

Zmíněné zjednodušení okrajových podmínek bylo korektní, jelikož počáteční tuhost válce zjištěná z numerických simulací odpovídala tuhosti skutečného válce, jež byla zjištěna z experimentálních dat. Chování modelu válce při tlakovém namáhání bylo popsáno prostřednictvím K & C Concrete modelu - Release III.



Obrázek 52 - Výpočtový model zkoušky válcové pevnosti betonu v třísém tlaku

ii) Materiálový model

Nelineární chování betonu bylo v rámci numerických simulací popsáno prostřednictvím Karagozian & Case Concrete modelu - Release III [11, 12]. Tento nelineární materiálový model je definován jako tři invariantní konstitutivní model založený

na třech plochách smykového porušení. Těmito plochami jsou plocha smykového porušení na mezi vzniku plastických deformací, plocha smykového porušení na mezi maximální pevnosti a plocha smykového porušení na mezi reziduální pevnosti. Všechny tři plochy smykového porušení jsou vzájemně nezávislé a jejich matematická formulace je ve zobecněné formě následující [13]:

$$F_i(p) = a_{0i} + \frac{p}{a_{1i} + a_{2i}p} \quad (3)$$

Index i značí y (plocha smykového porušení na mezi vzniku plastických deformací), m (plocha smykového porušení na mezi maximální pevnosti) a r (plocha smykového porušení na mezi reziduální pevnosti). p je tlak závislý na prvním invariantu tenzoru napětí ($p = -I_1/3$) a a_{ji} ($j = 0, 1, 2$) jsou parametry, které je možné určit na základě speciálních zkoušek betonu. Výsledná plocha porušení je v rámci teorie materiálového modelu vždy interpolována buď mezi plochou smykového porušení na mezi maximální pevnosti a plochou smykového porušení na mezi vzniku plastických deformací, nebo mezi plochou smykového porušení na mezi maximální pevnosti a plochou smykového porušení na mezi reziduální pevnosti. Ze zmíněného vyplývají následující vztahy:

$$F(I_1, J_2, J_3) = r(J_3)[\eta(\lambda)(F_m(p) - F_y(p)) + F_y(p)] \quad \text{pro } \lambda \leq \lambda_m \quad (4)$$

$$F(I_1, J_2, J_3) = r(J_3)[\eta(\lambda)(F_m(p) - F_r(p)) + F_r(p)] \quad \text{pro } \lambda > \lambda_m \quad (5)$$

ve kterých I_1 je první invariant tenzoru napětí, J_2 je druhý invariant deviatorické části tenzoru napětí, J_3 je třetí invariant deviatorické části tenzoru napětí, λ je modifikovaná efektivní plastická deformace nebo také interní parametr porušení, $\eta(\lambda)$ je funkce modifikované efektivní plastické deformace λ a $r(J_3)$ je faktor měřítka ve formě William-Warnkeho rovnice [14].

K & C Concrete model - Release III umožňuje zohlednit vliv rychlosti deformace na stav napjatosti. Tato schopnost nicméně může být v rámci formulace modelu zanedbána. Materiálový model je tedy možné použít jak v numerických simulacích dynamické povahy, tak také v numerických simulacích kvazi-statické povahy. Této skutečnosti bylo v rámci tohoto příspěvku využito.

Významnou vlastností materiálového modelu je jeho schopnost generovat hodnoty svých materiálových parametrů na základě empirických vztahů založených výhradně na definované hodnotě kvazi-statické pevnosti materiálu v jednoosém tlaku. V případě, kdy se počítá s využitím generace hodnot materiálových parametrů, je nutné pro zajištění funkčnosti materiálového modelu definovat pouze 5 hodnot jeho parametrů. V opačném případě je nutné definovat hodnoty všech jeho parametrů (celkem 49) společně s hodnotami parametrů stavové rovnice [12], které je nutné při nevyužití schopnosti modelu generovat parametry také definovat (celkem 34 parametrů). Pro účely tohoto příspěvku byla k inverzní identifikaci určena pouze omezená množina parametrů materiálového modelu tak, aby byla dostačující pro popis elasto-plastického chování betonu a aby byla využita schopnost modelu generovat parametry. Tato množina zahrnovala celkem 5 parametrů [12], jejichž přehled je společně s používanými jednotkami uveden v tab. 1.

Tabulka 5 Materiálové parametry K & C Concrete modelu - Release III určené k identifikaci

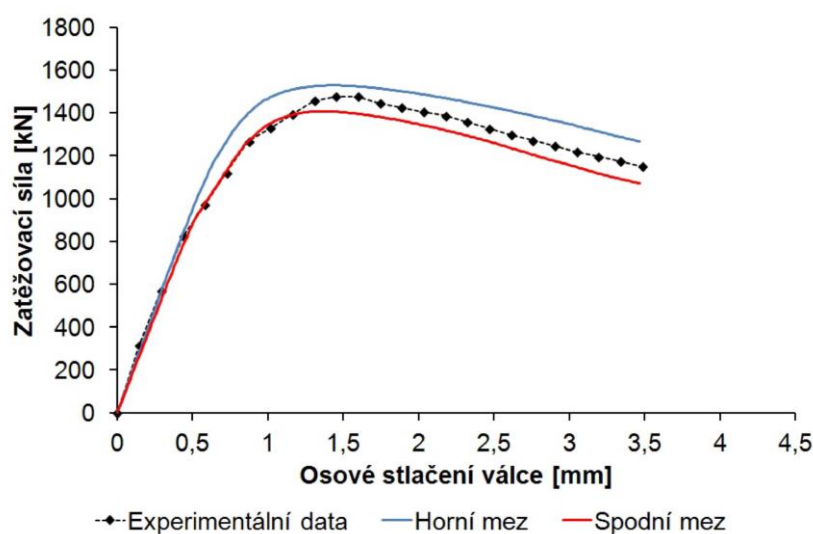
Parametr	Jednotka	Popis
RO	[Mg/mm ³]	Hustota materiálu (objemová hmotnost).
PR	[-]	Poissonovo číslo.
FT	[MPa]	Kvazi-statická pevnost materiálu v jednoosém tahu.
A0	[MPa]	Záporná hodnota kvazi-statické pevnosti materiálu v jednoosém tlaku, $-f_c \rightarrow$ aktivace generace parametrů.
LOCWID	[mm]	Trojnásobek maximálního průměru zrna kameniva.

3.2 Identifikace materiálových parametrů

Proces inverzní identifikace materiálových parametrů provedený v programu optiSLang sestával ze dvou kroků. V prvním kroku byla provedena analýza citlivosti identifikovaných parametrů na definovanou referenční odezvu za účelem vymezení rozsahu redukovaného návrhového vektoru. Ve druhém kroku byla provedena globální optimalizace materiálových parametrů s uvážením jak neredukovaného (počátečního), tak redukovaného návrhového vektoru.

i) Analýza citlivosti

Jak již bylo zmíněno, analýza citlivosti [15] tvořila první krok procesu inverzní identifikace materiálových parametrů. V rámci tohoto prvního kroku byla analyzována citlivost jednotlivých vstupních proměnných parametrů na definovanou referenční odezvu. Vstupní proměnné parametry byly tvořeny materiálovými parametry K & C Concrete modelu - Release III určenými k identifikaci a referenční odezva byla tvořena jednotlivými body definujícími tvar experimentálně naměřené zatěžovací křivky (viz obr. 1 a 3). Výsledkem analýzy citlivosti bylo určení nutného minimálního počtu (rozsahu) identifikovaných parametrů v návrhovém vektoru (redukce návrhového vektoru) a modifikace rozsahu variability jednotlivých vstupních proměnných parametrů. Počáteční rozsah variability jednotlivých identifikovaných parametrů je graficky znázorněn na obr. 3. Na tomto obrázku je možné vidět zatěžovací křivky získané z numerických simulací pro okrajové hodnoty identifikovaných parametrů z jejich počátečního rozsahu variability, které byly získány na základě testovacích výpočtů. Z obr. 3 je zřejmé, že tyto křivky tvořily horní a spodní mez návrhového prostoru, tudíž obklopovaly experimentálně získanou zatěžovací křivku.



Obrázek 53 - Zatěžovací křivky vymezující návrhový prostor

Pro účely provedení analýzy citlivosti byla použita statistická metoda ALHS [16] (Advanced Latin Hypercube Sampling), na základě které bylo vygenerováno celkem 200 náhodných realizací návrhového vektoru, které zcela uspokojivě pokryly vymezený návrhový prostor. Výsledky analýzy citlivosti ukázaly, že z celkových 5 identifikovaných materiálových parametrů pouze 3 významně ovlivňovaly výsledný průběh zatěžovací křivky. Počáteční návrhový vektor ve tvaru:

$$\mathbf{X} = \{RO, PR, FT, A0, LOCWID\}^T \quad (6)$$

mohl být v tom důsledku pro následnou optimalizaci parametrů redukován do tvaru:

$$\mathbf{X}_{\text{redukováný}} = \{PR, A0, LOCWID\}^T \quad (7)$$

Redukovaný návrhový vektor $\mathbf{X}_{\text{redukováný}}$ již obsahoval pouze zmíněné 3 parametry, které významně ovlivňovaly výsledky numerických simulací.

V tab. 2 jsou uvedeny hodnoty předoptimalizovaných materiálových parametrů získané z nejlepší náhodné realizace analýzy citlivosti společně s příslušnou minimální hodnotou objektivní funkce ($MNČ$).

ii) Globální optimalizace

Globální optimalizace byla druhým krokem provedeným v rámci procesu inverzní identifikace materiálových parametrů. Cílem tohoto druhého kroku bylo hledání takových hodnot identifikovaných materiálových parametrů, při kterých by numericky simulovaná zatěžovací křivka vykazovala co nejmenší odchylku od referenční experimentálně naměřené zatěžovací křivky neboli při kterých by cílová objektivní funkce nabyla co nejmenší hodnoty. Z uvedeného vyplývá, že proces globální optimalizace byl založen na vyhodnocování hodnoty objektivní funkce, která byla minimalizována. Objektivní funkce použitá v rámci tohoto příspěvku byla formulována jako suma čtverců, tudíž její minimalizací byla hledána suma nejmenších čtverců. Tento způsob minimalizace objektivní funkce je v anglickém překladu nazýván jako Least Squares Minimization [17] a lze jej formulovat následujícím vztahem:

$$MNČ = \sum_{i=1}^n (y_{i,so} - y_{i,ro})^2 \rightarrow \min \quad (8)$$

Za $y_{i,so}$ byly v rámci procesu inverzní identifikace materiálových parametrů dosazovány hodnoty zatěžovací síly, jež byly odečítány z numericky simulovaných zatěžovacích křivek při daných deformacích, a za $y_{i,ro}$ byly dosazovány hodnoty zatěžovací síly odečítané z experimentálně naměřené zatěžovací křivky při stejných deformacích.

Globální optimalizace materiálových parametrů byla provedena jak s uvážením počátečního neredukovaného návrhového vektoru $\mathbf{X}$, tak s použitím redukováného návrhového vektoru $\mathbf{X}_{\text{redukováný}}$. Ve druhém případě byly parametry vyseparované z návrhového vektoru definovány konstantními hodnotami z jejich počátečního rozsahu variability. Pro účely provedení globální optimalizace byl použit optimalizační algoritmus, který je obecně znám pod názvem Evoluční Algoritmus (EA), konkrétně jeho forma určená pro globální optimalizaci [8]. Jedná se o algoritmus využívající mechanismy inspirované biologickou evolucí. Z těchto mechanismů lze jmenovat např. reprodukci, mutaci či rekombinaci. Jako startovací bod pro tento algoritmus vždy posloužilo 10 nejlepších realizací návrhového vektoru z analýzy citlivosti. Hodnoty výsledných naidentifikovaných parametrů vybraného materiálového modelu získané vždy z nejlepší generace Evolučního Algoritmu, jak pro neredukovaný, tak pro redukováný návrhový vektor, jsou společně s příslušnými minimálními hodnotami objektivní funkce uvedeny v tab. 2.

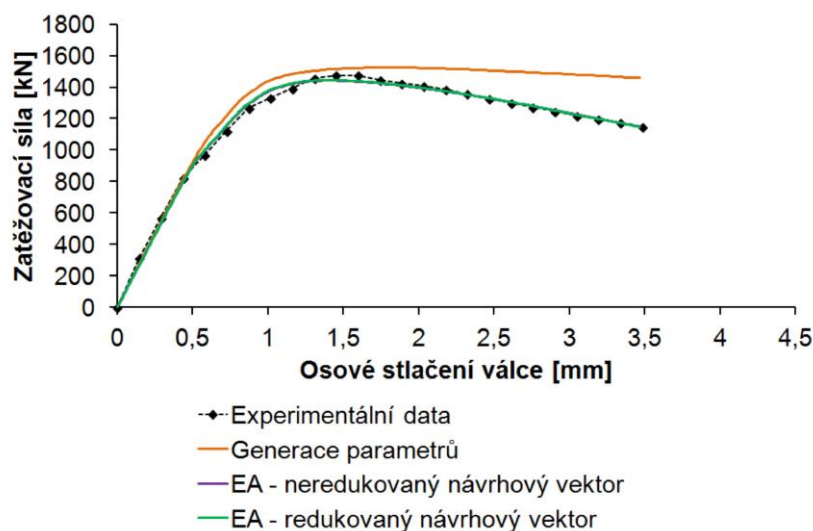
Tabulka 6 Výsledné hodnoty naidentifikovaných materiálových parametrů

Parametr	Jednotka	Analýza citlivosti	EA - neredukovaný návrhový vektor	EA - redukováný návrhový vektor
$MNČ$	[kN ²]	16198,5	14400,6	14525,4
RO	[Mg/mm ³]	$2,165 \cdot 10^{-9}$	$2,152 \cdot 10^{-9}$	$2,4 \cdot 10^{-9}$
PR	[-]	0,1657	0,16	0,1619
FT	[MPa]	3,3579	3,291	3,36
$A0$	[MPa]	-43,485	-43,481	-43,663
$LOCWID$	[mm]	70,98	72,7749	73,3654

4 Výsledky

Při pohledu na výsledné hodnoty objektivní funkce uvedené v tab. 2 pro neredukovaný a redukovaný návrhový vektor je zřejmé, že se prakticky neliší. Z toho vyplývá, že redukce návrhového vektoru má minimální vliv na požadovanou přesnost získaných výsledků, a tudíž ji lze s výhodou použít. Výhodou této skutečnosti je, že při využití redukce návrhového vektoru je požadovaný výpočetní čas nutný pro uskutečnění celého procesu globální optimalizace kratší, než v případě využití neredukovaného návrhového vektoru, jelikož nutný počet generací Evolučního Algoritmu je nižší, a zároveň požadavky na volné místo na pevném disku klesají s redukcí návrhového vektoru.

Na obr. 4 je znázorněno srovnání výsledků numerických simulací pro optimalizované hodnoty materiálových parametrů K & C Concrete modelu - Release III při neredukovaném a redukovaném návrhovém vektoru s experimentálními daty. Grafické srovnání výsledků numerických simulací potvrzuje zmíněný fakt, že redukcí návrhového vektoru lze při identifikaci materiálových parametrů s výhodou použít, jelikož má minimální vliv na požadovanou přesnost získaných výsledků (křivky se překrývají). Z obr. 4 je dále zřejmé, že parametry vybraného materiálového modelu byly naidentifikovány velmi přesně, jelikož výsledky numerických simulací poskytují velmi dobrou aproximaci experimentálních dat. Pro srovnání je na obr. 4 znázorněna také zatěžovací křivka získaná z numerické simulace, ve které byla využita pouze schopnost materiálového modelu generovat parametry založená na hodnotě kvazi-statické pevnosti betonu v jednoosém tlaku 45,4 MPa, která odpovídala experimentální datům. Tato zatěžovací křivka nicméně aproximuje experimentální data poměrně nepřesně, přičemž je vidět, že simulovaná odezva betonu je mnohem duktilnější než experimentální odezva betonu. Kombinace inverzní identifikace s generací materiálových parametrů se tedy u K & C Concrete modelu- Release III jeví jako velmi vhodná pro účely co nejpřesnějšího vystižení chování reálného betonu v třísosém tlaku.



Obrázek 54 - Srovnání výsledků numerických simulací s experimentálními daty

5 Závěr

Cílem tohoto příspěvku bylo provést inverzní identifikaci materiálových parametrů Karagozian & Case Concrete modelu - Release III s uvažováním jak počátečního neredukovaného návrhového vektoru, tak redukovaného návrhového vektoru. Inverzní identifikace parametrů byla provedena na základě experimentálně naměřené zatěžovací křivky popisující odezvu zkušebního betonového válce na třísosý tlak, přičemž byla identifikována pouze omezená množina parametrů tak, aby byla dostačující pro popis elasto-plastického chování betonu a aby byla využita schopnost materiálového modelu

generovat parametry. Výsledky inverzní analýzy jednoznačně prokázaly, že kombinace inverzní identifikace s generací materiálových parametrů je u K & C Concrete modelu - Release III velmi vhodná pro účely co nejpřesnějšího vystižení chování reálného betonu v třísém tlaku. Důkazem tohoto tvrzení byla velmi přesná aproximace experimentálních dat numerickými simulacemi, při kterých byly aplikovány optimalizované hodnoty parametrů vybraného materiálového modelu, ať už se jednalo o optimalizované parametry při použití neredukovaného návrhového vektoru, nebo o optimalizované parametry při použití redukováného návrhového vektoru. Z výsledků inverzní analýzy bylo dále zřejmé, že redukce návrhového vektoru může být při procesu globální optimalizace s výhodou použita, jelikož významně nezhoršuje přesnost požadovaných výsledků.

Literatura

- [1] ANSYS, ANSYS Mechanical Theory Reference Release 15.0, 2014.
- [2] LS-DYNA, Theory Manual, Livemore Software Technology Corporation, Livemore, California, 2016.
- [3] KALA J., HRADIL P., BAJER M., 2015. Reinforced concrete wall under shear load – Experimental and nonlinear simulation. *International Journal of Mechanics*, 9, pp. 206-212, ISSN: 1998-4448.
- [4] HRADIL P., KALA J., 2014. Analysis of the shear failure of a reinforced concrete wall. *Applied Mechanics and Materials*, 621, pp. 124-129.
- [5] KALA J., HUŠEK M., 2016. Improved Element Erosion Function for Concrete-Like Materials with the SPH Method. *Shock and Vibration*, Vol. 2016 (2016), pp. 1-13.
- [6] KRÁL P., KALA J., HRADIL P., 2016. Verification of the Elasto-Plastic Behavior of Nonlinear Concrete Material Models. *International Journal of Mechanics*, vol. 10, pp. 175-181, ISSN: 1998-4448.
- [7] LEHKÝ D., NOVÁK D., 2013. Inverse reliability problem solved by artificial neural networks. In: *Safety, Reliability, Risk and Life-Cycle Performance of Structures and Infrastructures*, 16 June 2013, New York, USA, pp. 5303-5310, ISBN 978-1-138-00086-5.
- [8] optiSLang. *Methods for multi-disciplinary optimization and robustness analysis*. Dynardo GmbH, Weimar, Germany, 2014.
- [9] HOKEŠ F., KALA J., KRŇÁVEK O., 2016. Nonlinear Numerical Simulation of a Fracture Test with Use of Optimization for Identification of Material Parameters. *International Journal of Mechanics*, vol. 10, pp. 159-166, ISSN:1998-4448.
- [10] JOY S., MOXLEY R., 1993. Material characterization, WSMR-5 3/4-inch concrete. *Report to the Defense Special Weapons Agency*, USAE Waterways Experiment Station, Vicksburg, MS (limited distribution).
- [11] LS-DYNA, Keyword User's Manual, Livemore Software Technology Corporation, Livemore, California, 2016.
- [12] MALVAR L. J., CRAWFORD J. E., WESEVICH J. W., SIMONS D., 1997. A plasticity concrete material model for Dyna3d. *International Journal of Impact*, Vol. 19, Nos. 9-10, pp. 847-873, Elsevier.
- [13] YOUCAI W., CRAWFORD J. E., MAGALLANES J. M., 2012. Performance of LS-DYNA Concrete Constitutive Models. *12th International LS-DYNA Users Conference*, Detroit.
- [14] CHEN W. F., HAN D. J., 1988. *Plasticity for structural engineers*. Springer-Verlag, New York.
- [15] KALA Z., KALA J., ŠKALOUD M., TEPLÝ B., 2005. Sensitivity analysis of the effect of initial imperfections on the (i) ultimate load and (ii) fatigue behaviour of steel plate girders. *Journal of Civil Engineering and Management*, Vol. 11, no. 2, pp. 99–107.
- [16] HUNTINGTON D. E., LYRINTZIS C. S., 1998. Improvement to limitations of Latin hypercube sampling. *Probabilistic Engineering Mechanics*, Vol. 13, pp. 245-253.

- [17] MOST T., 2010. Identification of the parameters of complex constitutive models: Least squares minimization vs. Bayesian updating. *Reliability Conference in München*.

Poděkování

Příspěvek byl vytvořen za finanční podpory projektu vysokoškolského specifického výzkumu VUT v Brně FAST-J-16-3744 "Optimalizace parametrů nelineárních materiálových modelů betonu určených pro explicitní dynamiku".

Kontaktní adresa:

Ing. Petr Král (*)

Fakulta stavební, VUT v Brně, Veveří 331/95, 602 00 Brno, Česká republika
tel.: +420 541 147 131, e-mail: kral.p@fce.vutbr.cz

Ing. Petr Hradil, Ph.D.

Fakulta stavební, VUT v Brně, Veveří 331/95, 602 00 Brno, Česká republika
tel.: +420 541 147 366, e-mail: hradil.p@fce.vutbr.cz

A PARAMETRIC MODEL OF A PUMP SUCTION

TOMÁŠ KRÁTKÝ, LUKÁŠ ZAVADIL, LUDEK BARTONĚK

Faculty of Science, Palacký University of Olomouc
Centre of Hydraulic Research

Abstract: One of the key parts of a shape optimization process is a valid parametric model of the solved problem. Ideally, for any combination of input parameters, the numerical simulation should be converged and the numbers independent on computational mesh. While very simple in principle, creating a working parametric model can prove challenging in reality. Multiple problems with geometry creation, mesh generation and solution can (and usually do) arise. In this paper, this is shown on a relatively simple parametric model of a pump suction. The problems and challenges are shown and discussed. CFD computations and mesh dependency tests results are shown. In conclusion, some results of the optimization are also shown and discussed.

Keywords: Shape optimization, parametric model, CFD, ANSYS CFX.

1 The original model

The pump is radial with horizontally mounted shaft and spiral casing; shrouded impeller has six blades. The specific speed is $n_s = 135$. The original goal was developing an inducer for improving the cavitation performance of the pump. For this purpose, an ANSYS CFX was utilized, and a computational model was assembled. The outlet and inlet part were modeled with respect to the numerical stability. The mesh was created using ANSYS TurboGrid and ICEM, with 1.76 million nodes in total. The boundary conditions were standard for cavitation analysis – pressure head at the inlet, and mass flow rate at the outlet.

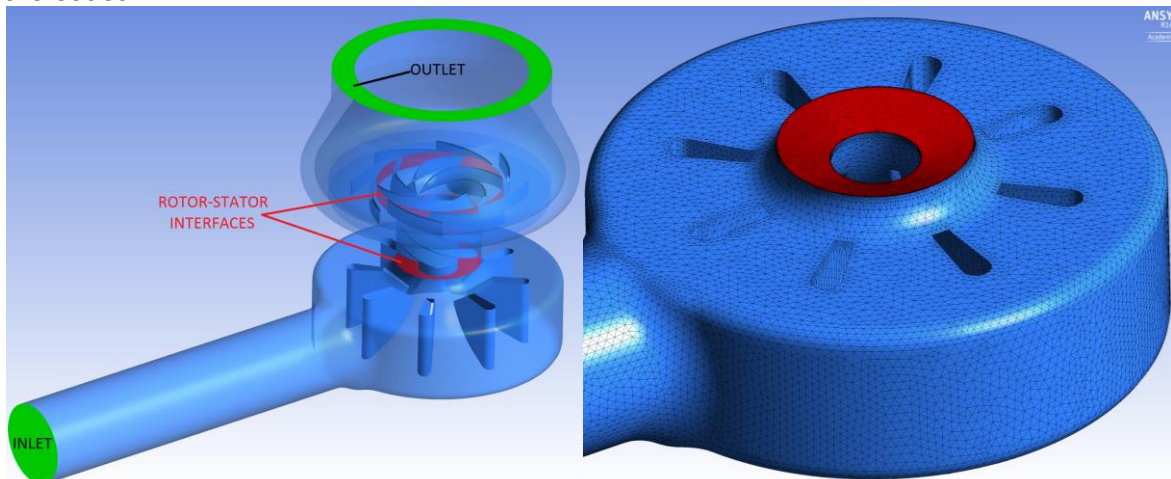


Image 1 - Original CFX model and suction detail.

Designing an inducer (and impeller as well) assumes the fluid enters in an ideal way. Of course, this can never really happen in reality. But in this particular case, the CFD analysis showed quite big velocity variation in front of the inducer inlet part of the inducer.

Based on this deficiency of the design, it was decided optimization of the suction part could improve the pump performance. A parametric model of the suction part was

prepared. The aim was reducing the pressure losses in the suction as much as possible, and making the velocity field at the outlet more homogeneous.

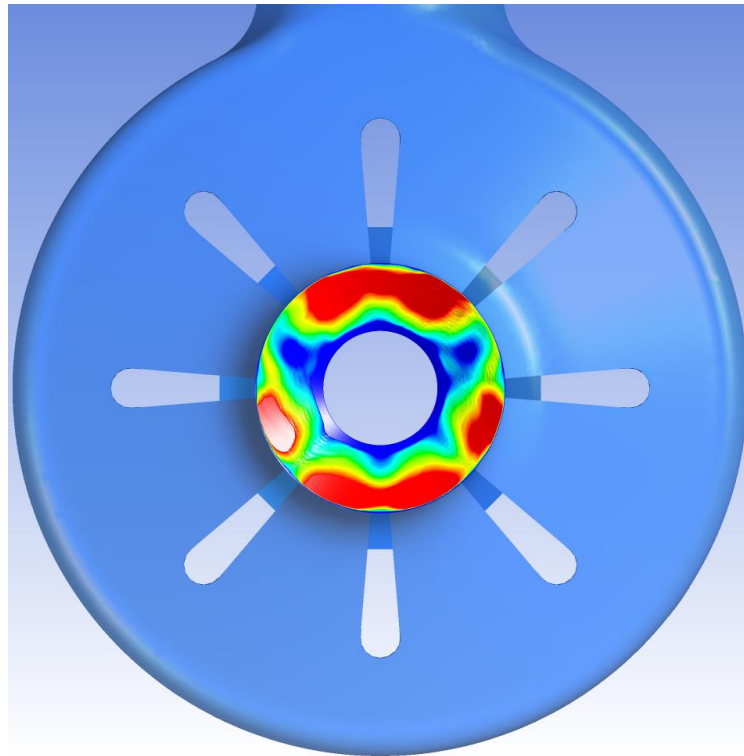


Image 2 - Velocity profile at the inlet to the inducer. Red or blue colour shows bigger than 10% difference from the average velocity.

2 The parametric model

The geometry of the suction was created as fully parametric in ANSYS Workbench, using DesignModeler. The hydraulic design and parameters choice was mostly based on recommendations in [1]. There were 18 parameters in total: Total diameter, hub and shroud radii, wall dimensions and angles, and blades thickness and positions. For the sake of simplicity, all blades were considered to be the same and rotated symmetrically around the axis.

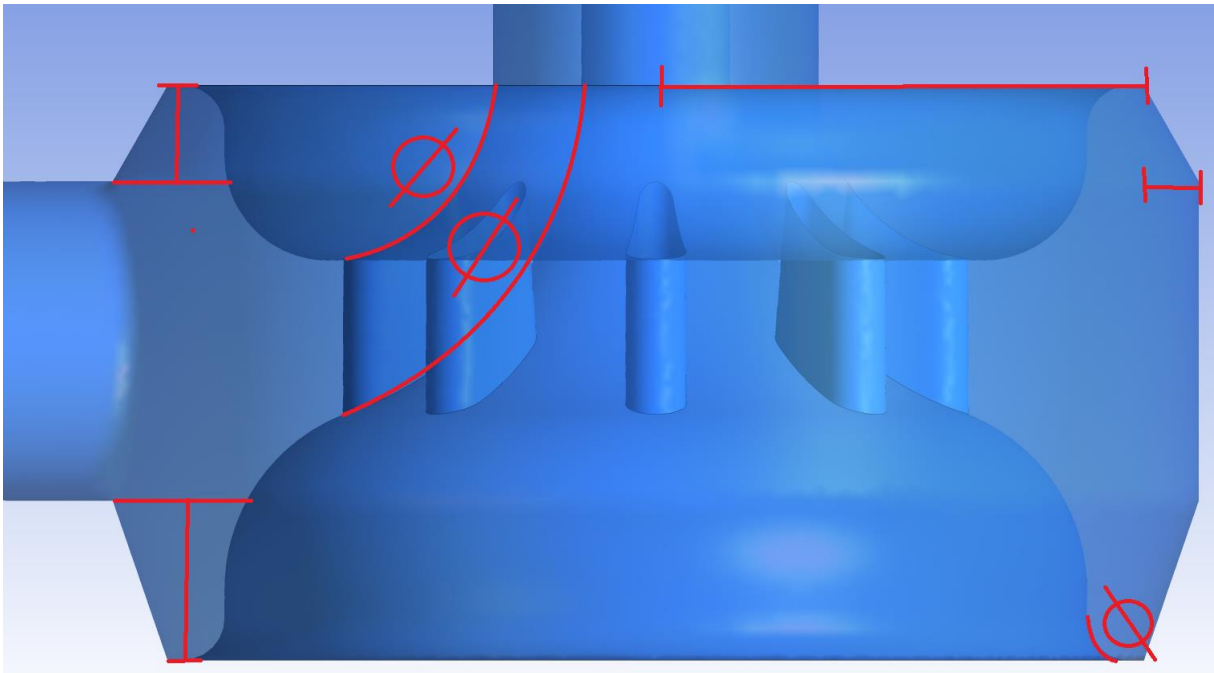


Image 3 - Graphical illustration of selected parameters.

Parameter ranges were allowed from a wide interval, to cover as much geometry variants as possible. Testing all possible parameter combinations for 18 variables manually is not possible. An automated way utilizing a Design-of-Experiment (DOE) table creation was used instead. In ANSYS Response Surface, a DOE with 100 samples was generated. Then, based on a Workbench script (wbjn) template, for each sample in the DOE a new script was generated. Calling Workbench in a batch mode then generates geometry in DesignModeler, updates mesh in Meshing and CFX model, and saves def file for each script. Using another set of scripts, def file is opened in CFD-Post and geometry / mesh info and screenshots are exported. This scripting approach allows overcoming of ANSYS limits and gives much better control over the optimization workflow.

From the 100 samples in the DOE, only 57 was created successfully. The others failed mostly due to geometry errors. The geometry was fixed, and the DOE generation process was repeated. The failure rate remained high, though – this time caused by the mesh generation and quality related problems.

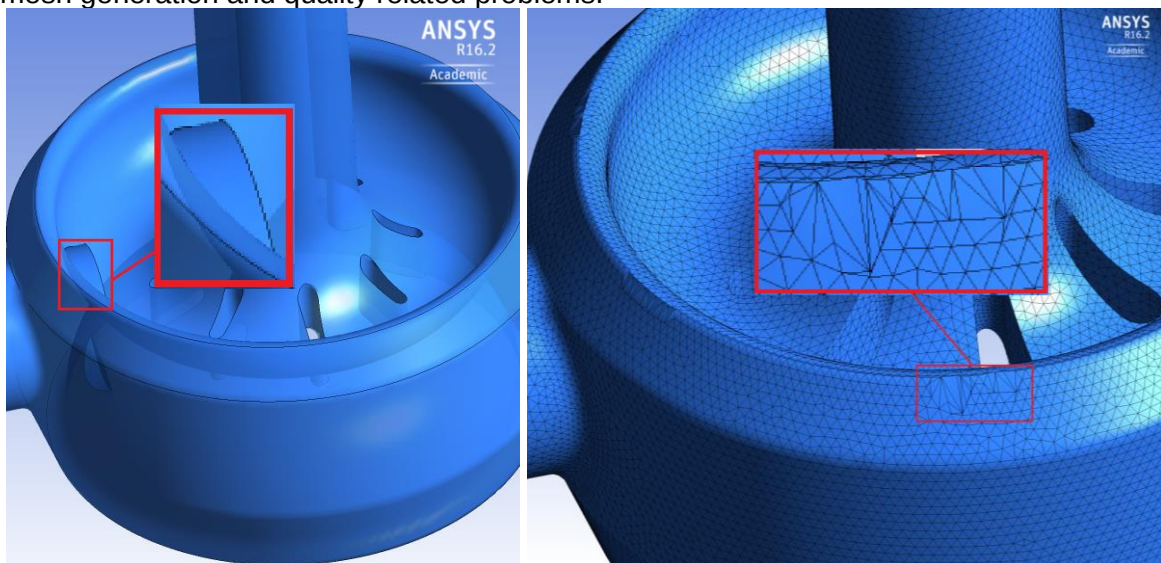


Image 4 - Geometry error (left) and mesh error (right).

After polishing the geometry and mesh generation, the DOE generation was repeated once again. This time, 88 of 100 samples was generated successfully, and the analysis has shown no errors. Thus, the geometry and mesh generation was decided to be acceptable.

3 CFD analysis

Since there are no moving or rotating parts in the suction, the analysis was chosen as a steady one. Straight sections were added to the inlet and the outlet. Mass flow rate was set at the inlet, and average total pressure at the outlet. SST $k-\omega$ model was used as the turbulence model, and both total pressure loss (denoted as H) and outlet velocity uniformity (denoted as v) were selected as output parameters.

Unfortunately, this particular numerical simulation proved to be very “unstable” and convergence could not be reached. Different timescales, turbulence models and mesh sizes did not help, neither did adding the inducer and even both the inducer and impeller to the pump. A stationary model with frozen rotor-stator interfaces was still unstable. While there is always a possibility of a physically unstable flow, with multiple possible states, analysing the results showed the results were different from each other. This shows that at least part of the instability is caused by numerical errors and intrinsic limits of the numerical simulations of fluid dynamics.

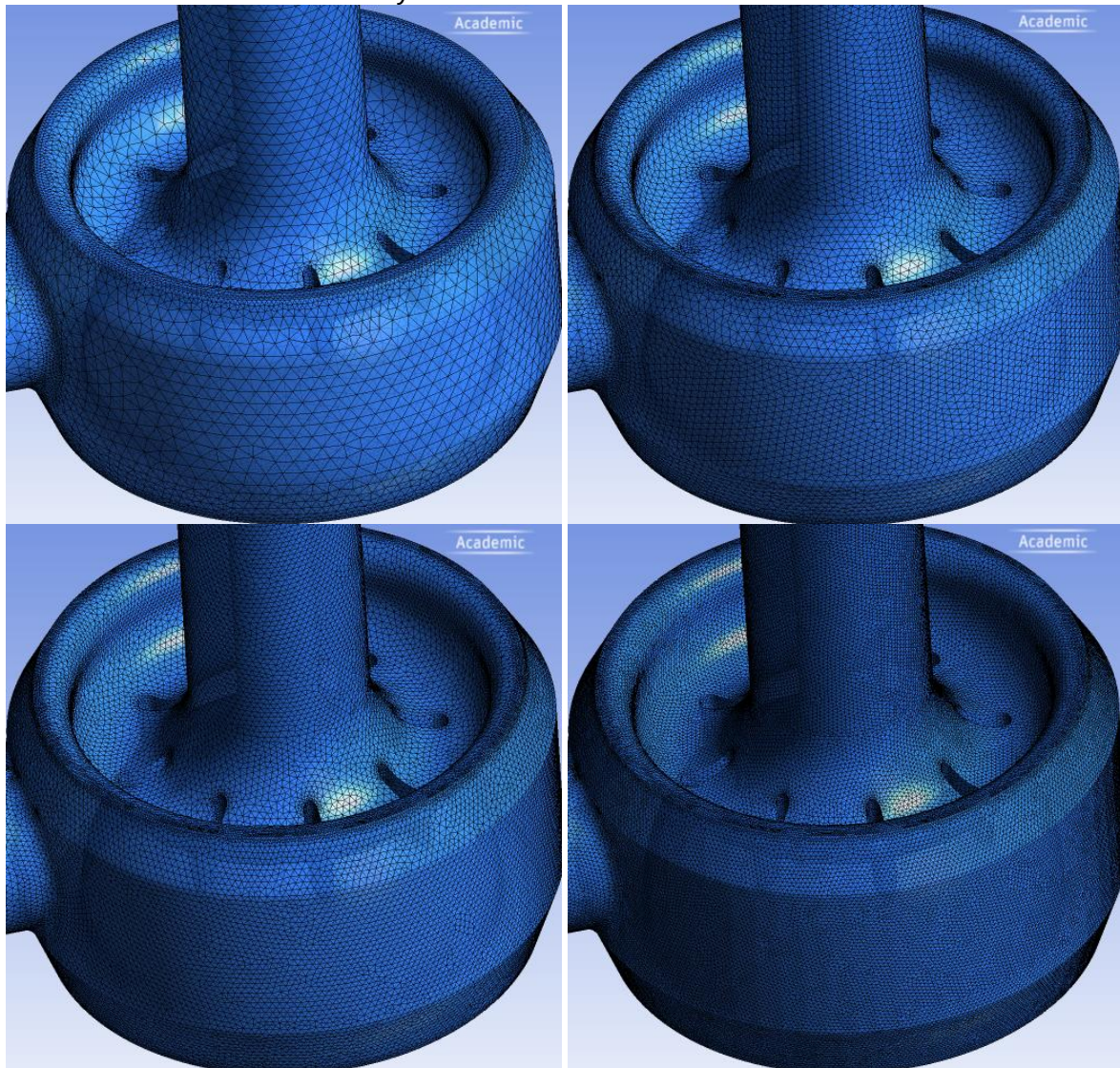


Image 5 - Four different mesh sized used for the analyses.

To analyze the mesh dependency of the numerical solution, four different mesh settings were considered. The number of nodes ranged from ca. 100 thousands to more than 2 million.

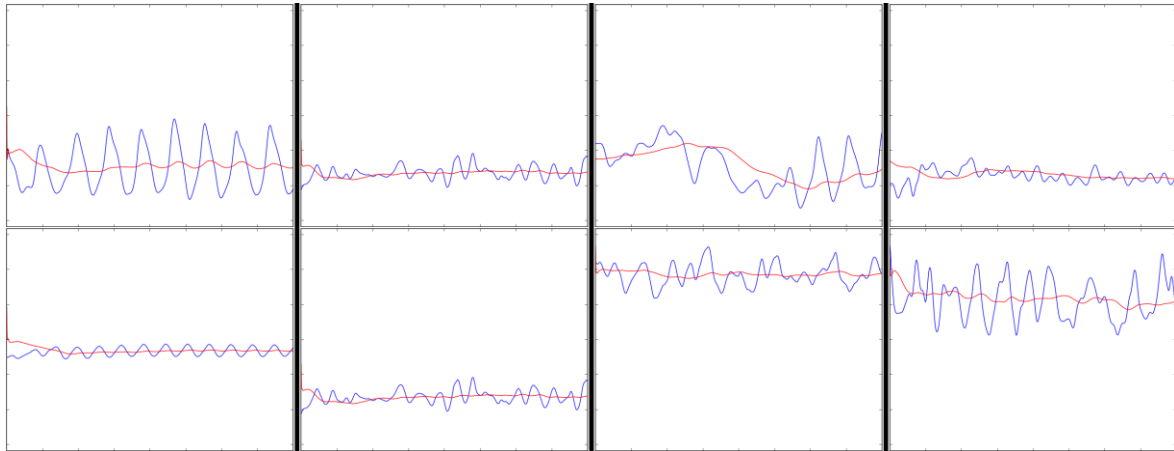


Image 6 – Results for different solver settings (top) and mesh sizes (bottom) for one design point. The blue lines show H values for last 1000 iterations, red lines an average over last 200 values.

Fully transient analysis of the whole pump would give better results, but for the purposes of shape optimization, it was too costly. Thus, a different approach was chosen. A smaller DOE (32 samples) was created and computed for all the four solver settings, using a HPC cluster. The resulting data were extracted using CFX batch commands and custom scripts, and analyzed in Excel.

Table 1 Normalized values of H (left) and v (right) for each of the DOE samples.

Sample	Solver setting				Solver setting			
	v1	v2	v3	v4	v1	v2	v3	v4
1	1.00	1.00	1.00	1.00	0.74	0.89	0.37	0.27
2	0.77	0.79	0.83	0.84	0.37	1.00	0.38	0.31
3	0.60	0.63	0.64	0.68	0.35	0.27	0.39	0.12
4	0.63	0.74	0.70	0.83	0.18	0.79	0.09	0.76
5	0.67	0.68	0.76	0.73	0.59	0.93	0.21	0.78
6	0.46	0.52	0.53	0.58	0.67	0.79	0.38	0.20
7	0.53	0.58	0.59	0.62	0.24	0.03	0.22	0.27
8	0.49	0.51	0.54	0.56	0.02	0.00	0.04	0.08
9	0.31	0.31	0.37	0.32	0.56	0.37	0.71	0.69
10	0.61	0.66	0.67	0.74	0.21	0.31	0.48	0.05
11	0.48	0.53	0.54	0.54	1.00	0.72	0.71	0.39
12	0.50	0.50	0.55	0.58	0.34	0.59	1.00	0.91
13	0.21	0.22	0.25	0.26	0.01	0.00	0.00	0.00
14	0.21	0.26	0.23	0.25	0.47	0.40	0.41	1.00
15	0.41	0.44	0.49	0.47	0.45	0.04	0.33	0.13
16	0.15	0.16	0.20	0.21	0.10	0.43	0.29	0.50
17	0.18	0.18	0.21	0.22	0.11	0.15	0.11	0.12
18	0.15	0.15	0.19	0.19	0.00	0.04	0.00	0.02
19	0.39	0.39	0.44	0.39	0.51	0.33	0.75	0.44
20	0.30	0.31	0.33	0.38	0.19	0.37	0.38	0.20
21	0.18	0.18	0.19	0.22	0.34	0.47	0.25	0.77
22	0.35	0.36	0.42	0.39	0.45	0.43	0.31	0.67
23	0.19	0.20	0.22	0.24	0.07	0.04	0.21	0.12

24	0.19	0.21	0.22	0.25	0.79	0.74	0.44	0.69
25	0.32	0.33	0.37	0.36	0.17	0.20	0.56	0.20
26	0.27	0.28	0.32	0.32	0.29	0.34	0.25	0.33
27	0.35	0.36	0.41	0.40	0.51	0.68	0.65	0.81
28	0.14	0.13	0.16	0.17	0.47	0.10	0.20	0.43
29	0.29	0.29	0.33	0.35	0.18	0.11	0.28	0.23
30	0.00	0.00	0.00	0.00	0.33	0.07	0.10	0.31
31	0.02	0.03	0.06	0.11	0.72	0.18	0.16	0.36

While the absolute values differ, when normalized to $\langle 0,1 \rangle$ interval, the relative differences between the samples are very similar – as can be seen by the table colours. And, more importantly, the lowest values are always reached for the same sample. In other words, the objective function values do not differ much when choosing a different solver setting. Thus, the optimization process should always yield similar results, no matter what setting is chosen, and it is safe to use this model for optimization with respect to the H and v .

The second setting (v2) has shown the fastest stabilization of the solution, and was thus chosen for further computations. The tests were also done with respect to the mesh dependency. All 32 DOE samples were computed with the four different mesh sizing, described above.

Table 2 Normalized values of H (left) and v (right) for each of the DOE samples.

Sample	Mesh size				Mesh size			
	rough	medium	fine	finer	rough	medium	fine	finer
1	1.00	1.00	1.00	1.00	0.45	0.56	0.54	0.65
2	0.76	0.83	0.82	0.87	0.80	0.73	0.70	0.88
3	0.43	0.64	0.55	0.66	0.76	0.57	0.57	0.65
4	0.61	0.70	0.68	0.78	1.00	0.95	0.94	0.87
5	0.68	0.76	0.77	0.75	0.95	0.93	0.70	1.00
6	0.38	0.53	0.37	0.56	0.33	0.58	0.42	0.37
7	0.50	0.59	0.56	0.69	0.84	0.64	0.67	0.82
8	0.40	0.54	0.57	0.63	0.81	0.57	1.00	0.57
9	0.43	0.37	0.45	0.39	0.51	0.30	0.22	0.33
10	0.42	0.67	0.64	0.78	0.34	0.13	0.11	0.07
11	0.41	0.54	0.57	0.62	0.85	0.61	0.40	0.63
12	0.57	0.55	0.54	0.57	0.71	0.43	0.37	0.43
13	0.24	0.25	0.30	0.24	0.31	0.25	0.20	0.20
14	0.17	0.23	0.25	0.18	0.52	0.53	0.25	0.27
15	0.30	0.49	0.46	0.55	0.73	1.00	0.51	0.55
16	0.18	0.20	0.14	0.37	0.36	0.28	0.13	0.03
17	0.19	0.21	0.23	0.16	0.55	0.37	0.29	0.14
18	0.18	0.19	0.24	0.11	0.71	0.40	0.43	0.35
19	0.59	0.44	0.48	0.49	0.37	0.40	0.36	0.35
20	0.17	0.33	0.41	0.40	0.80	0.41	0.26	0.24
21	0.14	0.19	0.23	0.21	0.28	0.12	0.02	0.05
22	0.38	0.42	0.37	0.47	0.31	0.33	0.32	0.36
23	0.14	0.22	0.43	0.25	0.36	0.08	0.14	0.08
24	0.24	0.22	0.13	0.25	0.48	0.50	0.27	0.52

25	0.32	0.37	0.51	0.36	0.00	0.00	0.00	0.22
26	0.43	0.32	0.36	0.31	0.18	0.34	0.14	0.06
27	0.27	0.41	0.43	0.39	0.51	0.27	0.12	0.29
28	0.09	0.16	0.10	0.11	0.54	0.34	0.03	0.00
29	0.13	0.33	0.33	0.35	0.89	0.42	0.15	0.69
30	0.00	0.00	0.05	0.00	0.54	0.53	0.48	0.23
31	0.02	0.06	0.00	0.19	0.32	0.36	0.11	0.00
32	0.14	0.19	0.37	0.20	0.38	0.44	0.07	0.34

For H , the conclusion from the previous section is still valid. Unfortunately velocity uniformity shows notable mesh dependency. This means its usage as part of the objective function can not be justified. Based on this results, only the pressure loss was selected as the criterion and considered for the optimization.

The objective function was created using Python codes. The solution data were extracted from CFX, and average values over 200 iterations were computed and read by the optimization code.

4 The optimization

The so-called Stochastic RBF method, described in [2] was chosen as the best option. It is a modern surrogates-based method for expensive black box functions global optimization, and can use the already computed DOE table as a starting point. The automatization of model creation and results evaluation was accomplished using various custom scripts and Python codes.

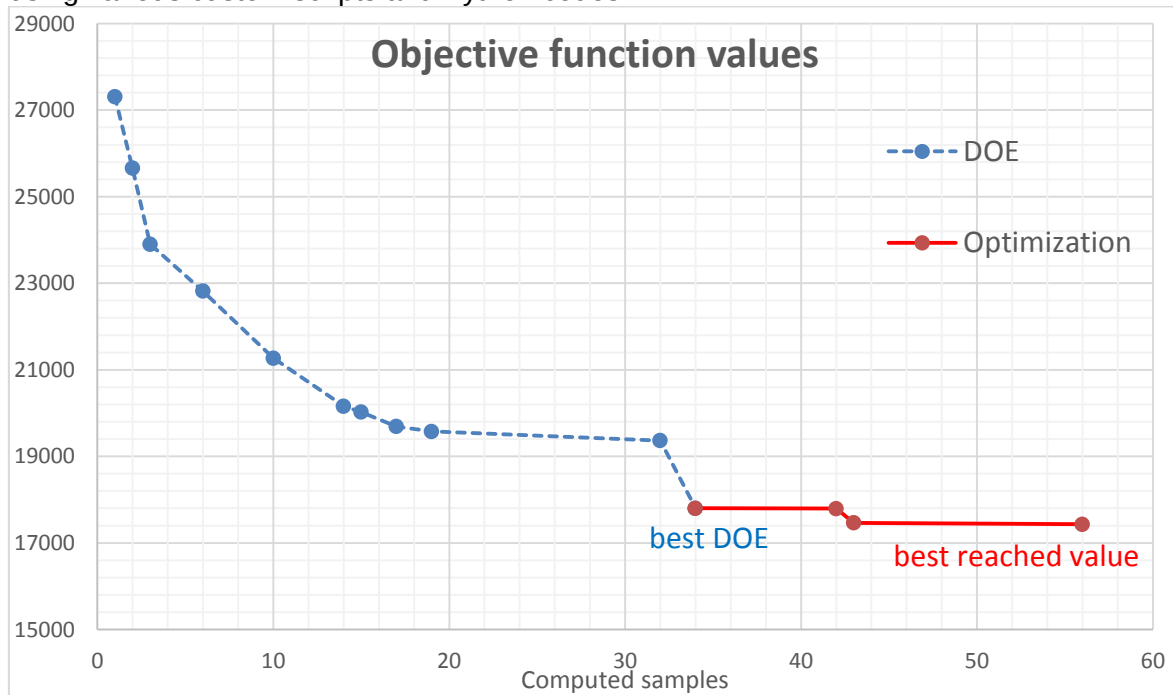


Image 7 - Results of the optimization.

The resulting geometry was then included in the original model of the whole pump, and computed as fully transient.

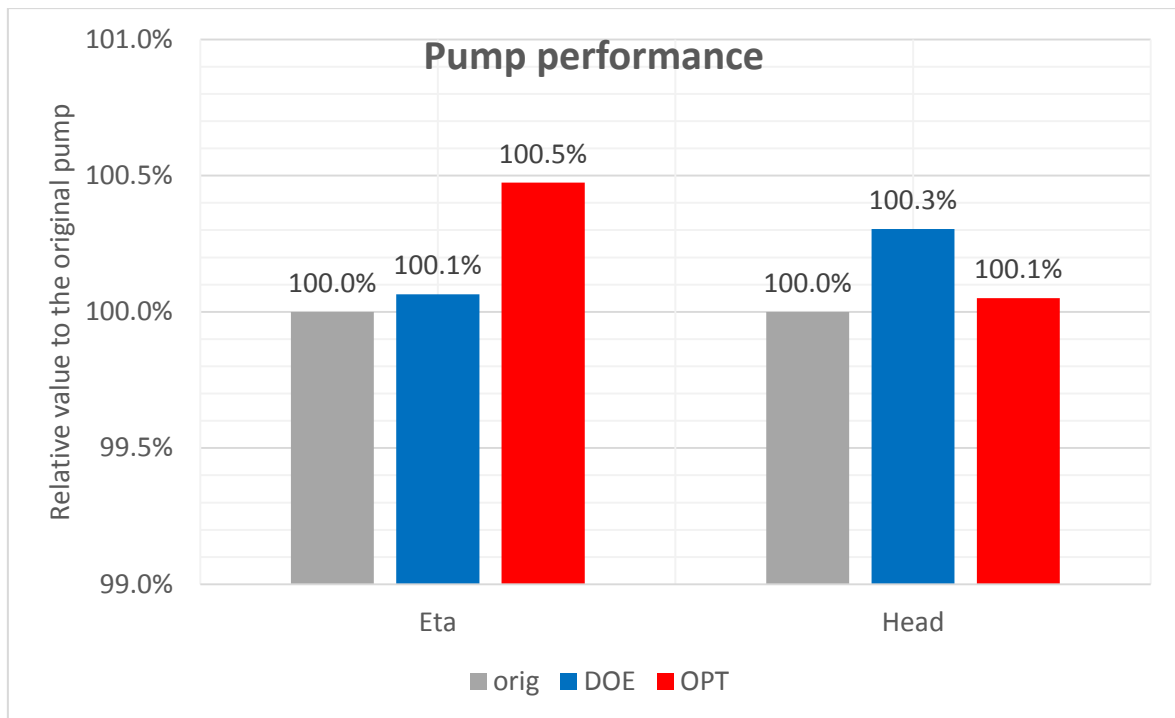


Image 8 - Impact of the suction geometry on the pump performance.

The influence of the suction geometry on the whole pump performance can be observed, but the difference is very small. Without experimental evidence, any of these three variants can not be decided as the best one.

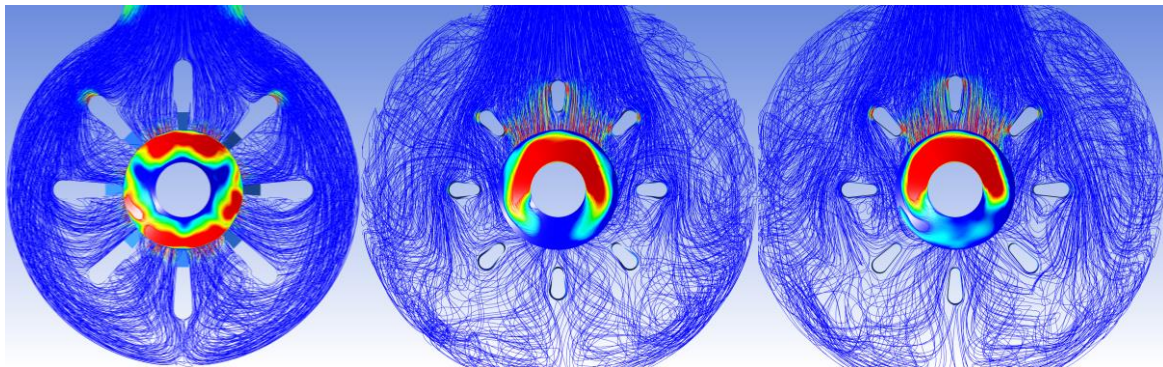


Image 9 - Streamlines and outlet velocity uniformity. From left to right: original geometry, best DOE sample, optimized geometry.

5 Conclusion

Shape optimization and the related problems, such as creating a parametric model, evaluating its robustness, selecting the right objective function and evaluating results, poses a very challenging problem. In this particular case, convergence problems limited the options for the objective function, and the overall results, measured by improving the whole pump performance, are not very convincing.

On top of that, optimizing a pump for a single flow rate is not a good idea. Ideally, the objective function should consider multiple conflicting criteria (for example combination of pressure loss and velocity uniformity) in multiple flow rates. Using multiobjective optimization techniques is necessary in such a case. Running the simulations as fully-transient would also improve accuracy. Unfortunately, this is currently not possible with the computational resources available.

Nevertheless, the accomplished results can easily serve as a sufficient starting point for more advanced studies.

References

- [1] Gülich, J. H., 2008. Centrifugal Pumps Second Edition. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 640 pages. ISBN 9780872012004.
- [2] Regis, R. G., Shoemaker, Ch. A., 2009. Parallel Stochastic Global Optimization Using Radial Basis Functions. INFORMS Journal on Computing, pp 411 – 426. DOI doi 10.1287/ijoc.1060.0182
- [3] ANSYS 16.2 manual (electronic source).

Acknowledgement

Computational resources were supplied by the Ministry of Education, Youth and Sports of the Czech Republic under the Projects CESNET (Project No. LM2015042) and CERIT-Scientific Cloud (Project No. LM2015085) provided within the program Projects of Large Research, Development and Innovations Infrastructures.

Contact address:

Mgr. Tomáš Krátký, Doc. Ing. Luděk Bartoněk, Ph.D.
Faculty of Science, Palacký University of Olomouc, 17. listopadu 1192/12, 771 46 Olomouc

Ing. Lukáš Zavadil, Ph.D.
Centre of Hydraulic Research, Jana Sigmunda 313, 783 49 Lutín

NUMERICAL MODELLING OF LIGHT SOURCES

TOMÁŠ KRÍŽ, PAVEL FIALA

Brno university of technology, Faculty of electrical engineering and communication,
Department of theoretical and experimental electrical engineering, Czech Republic.

Abstract: Paper presents usage of the R-FEM method in the CFX environment. The R-FEM method was used for modeling of special light sources and to compute lighting of surfaces from these sources with very good results. Basic description of the R-FEM method is described below. For modeling of the light sources in the CFX environment was used combination of the Finite Volume Method and the radiation method which are included with the CFX (The Discrete Transfer Model and The Monte Carlo Model). Numerical results are presented by models with basic optical geometry (parabolic surface with light source placed in focus point and reflecting surfaces with different angular displacement). There are presented numerical results for mirrored reflecting surfaces and diffusion reflecting surfaces with different degrees of diffusion.

Keywords: R-FEM, Light Source, Ray-Tracing, Sensitivity analysis

1 Introduction

Various software tools for lighting systems design are available presently. These tools are focused to specific part of lighting systems problematic unfortunately. These programs are suitable for lamps calculation for interiors calculation or exterior calculation solely. Different numerical methods are used for the calculations in these programs.

There are used these methods for numerical modeling of lighting systems: Ray-Tracing, Radiosity, Flow method, Point method and Elementary transformation method. Ray-Tracing and Radiosity methods are most widely used methods in lighting systems. We can get realistic projection with this method. This methods are often used for project the 3D scenes and lighting calculation. It enables modeling of indirect lighting, shadows and color transition, by this we can manage realistic projection of the scene. Elementary transformation method is used for lighting calculation from lamp shield or calculation of light source with shield based on requirement on surface light. Flow and Point methods are intended to lighting calculation of room interior based on initial conditions (number of light sources and their shapes). The Point method is the simplified Flow method. There are used point light sources in Point method.

The disadvantage of the described methods is limited usability for close area in lighting system computation or their high computational time-consuming for good results resolution.

We are trying to find numerical method which enables the solving of the light from all areas of lighting systems. One possibility is usage of sophisticated numerical method together with finite volume method, for example the ANSYS CFX program. The ANSYS CFX program uses standard program tools such as modeling, discretization into a net of elements, solvers, evaluation, and interpretation of the results. The basic idea of problem is in the transformation of thermal field quantities into optical quantities. This can be done using the general rules described in [4]. In the following text the basics of modeling the primitive light problem are described.

2 The R-FEM method

The R-FEM method is a new way in the modeling of lighting systems. It utilizes the similarity between physical models. This paragraph demonstrates the usage of analogy between different physical models for the modeling of light problems. The R-FEM method is able to solve tasks that fulfill the condition $\lambda_s \ll \max(D) \wedge \lambda_s < 10 \cdot \max(D)$, where λ_s is the source of light wavelength and D is one of the geometrical dimensions of the modeling task. It can be used for models with more complicated physical structures than the methods mentioned up to now. An example of a more complicated physical problem, which we can solve by the R-FEM method, is the modeling of light intensity distribution in interior or exterior spaces with non-homogeneous environment, where the light has passed through some impure air (e.g. filled with smoke, fog, mist, vapour, dust, etc.) [3, 4].

3 THE Use OF The R-FEM method in ANSYS CFX environment

ANSYS CFX environment can be exploited for lighting system computation when we use analogy between thermal field quantities and optical quantities [3]. There are three basic principles for heat propagation by conduction, convection or radiation. Main principle of heat propagation for lighting system computation is heat transfer by radiation. There are four methods for calculation of heat propagation by radiation (Rosseland Model, P1 Model, Discrete Transfer Model and Monte Carlo Model) in ANSYS CFX, but only Discrete Transfer method and Monte Carlo method can be used for calculation of lighting systems with mirror surfaces.

Monte Carlo Model Principle

Monte Carlo model principle is based on interaction between photons and environment. The photons are emitted from a source through the model until their mass decreases to minimum. When the photons drop on surface they are reflected or absorbed. The photons sources are chosen by the emitted energy. In gas environment the part of photon energy is absorbed. Each volume element affects the absorption and scattering. Heat transfer is described by equation (1). This method allows calculation of heat transfer independently of spectrum or performs calculation in the range of chosen frequencies. It is described in [6].

Discrete Transfer Model Principle

This method is based on tracing of the beam of rays which are emitted from the surface. The beam of rays is discretized on the particular volume elements. The beam of rays is tracked in the whole path during the passing by the domain. This Discrete Transfer model uses the same advance as the Monte Carlo model. It is described in [6].

$$\frac{dI_v(\mathbf{r}, \mathbf{s})}{ds} = \left[- (K_{av} + K_{sv}) I_v(\mathbf{r}, \mathbf{s}) + K_{av} I_b(\nu, T) + \frac{K_{sv}}{4\pi} \int_{4\pi} dI_v(\mathbf{r}, \mathbf{s}') \Phi(\mathbf{s} \bullet \mathbf{s}') d\Omega' + S \right] \quad (1)$$

where ν is frequency, $\mathbf{r}$ is position vector, $\mathbf{s}$ is direction vector, s is path length, K_a is absorption coefficient, K_s is scattering coefficient, I_b is Blackbody emission intensity, I_v is Spectral radiation intensity which depends on position ($\mathbf{r}$) and direction ($\mathbf{s}$), T = local absolute temperature, Ω is solid angle, Φ is in-scattering phase function and S = radiation intensity source term [6].

The described methods we can use for the numerical modeling of lighting systems. The radiation approach can be used for modeling of heat transfer between surfaces only with or without reflecting the environment properties. It is possible to simulate various impurities in air (e.g. filled with smoke, fog, mist, vapour, dust, etc.). ANSYS CFX environment is useful to create the numerical model independent on radiation spectrum or numerical model for specific spectrum. With numerical model which depends on frequency we can obtain the results for various colors.

4 ILLUSTRATIVE EXAMPLES

There are results from two illustrative models created in ANSYS CFX environment in this part. First example is reflecting parabolic surface with light source placed in focus point. Model dimensions are shown in left side of image 1. Numerical model is composed of 165 875 nodes and of 945 186 elements. There is an air surround around solid parts in the model. The mesh cross-section is shown in the right side of image 1. There were created three versions of model by the Monte Carlo method. In all model versions were set the emissivity of parabolic surface to value 0.1. In the first version is the reflecting surface set up as mirror surface (without scattering). The results for this version are shown in image 2. There is the Wall Irradiation Flux (incoming radiative flux) distribution on parabolic surface shown in image 2 (left) and the Wall Irradiation Flux distribution on observed surface is shown in image 2 (right). For the second model version was the surface diffusion on parabolic surface set to value 1. The Wall Irradiation Flux distribution on observed surface is shown in image 3 (left). For the third model version was set the surface diffusion on parabolic surface to value 0.3. The Wall Irradiation Flux distribution on observed surface is shown in image 3 (right).

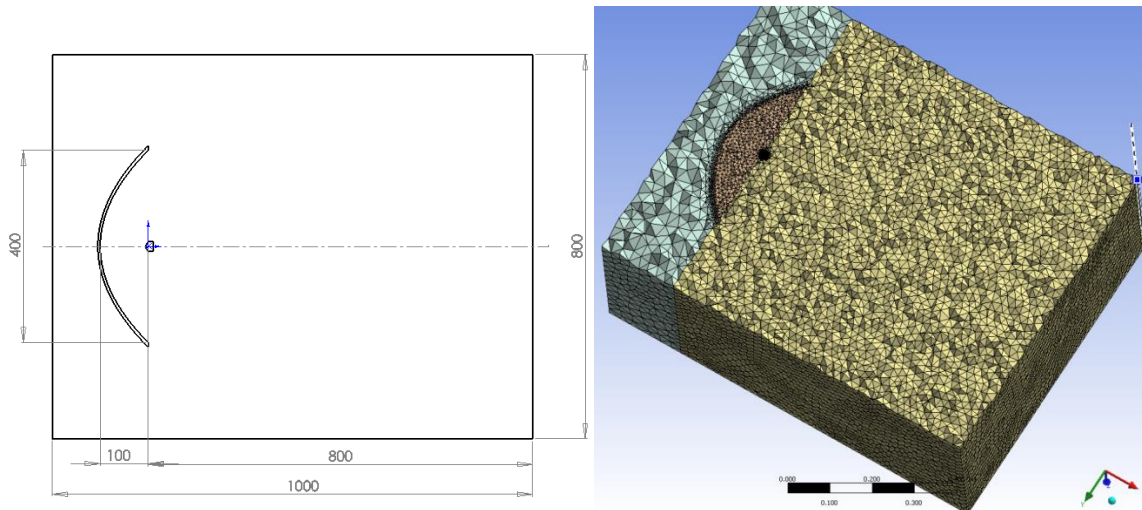


Image 1 - Model dimensions (left), mesh (right)

The second model was created with plane source, two mirrors and observed surface by Discrete Transfer method. Model dimensions are shown in image 4 (left). The numerical model is composed of 578 655 nodes and of 555 080 elements. There is an air surround around solid parts in the model. There was set the emissivity to value 0.1 and surfaces diffusion to zero on reflecting surfaces. The Wall Irradiation Flux distribution on observed surface is shown in image 4 (right).

The both models were computed independent on surrounding environment. The conversion to light units was described in [3].

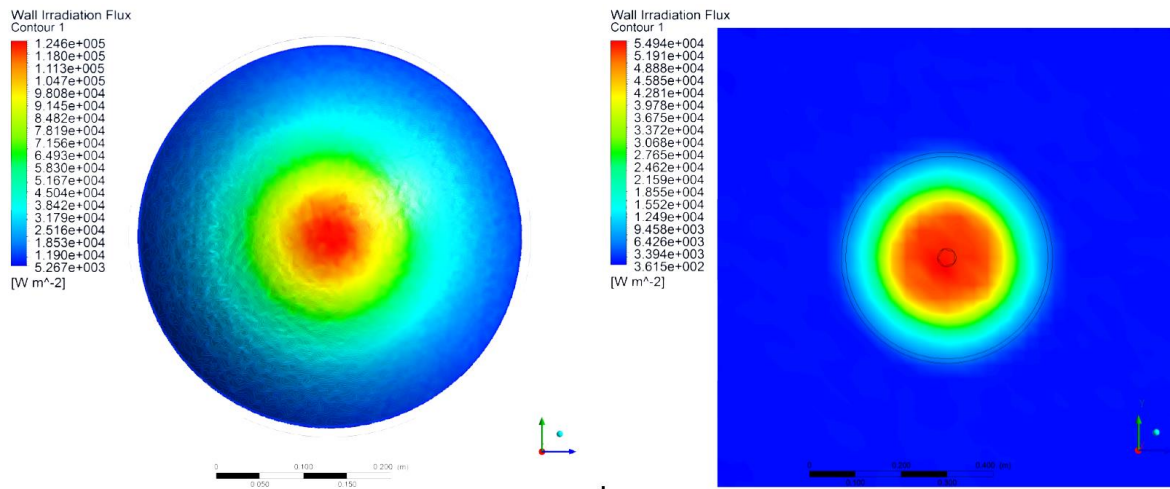


Image 2 - The Wall Irradiation flux distribution on parabolic mirror surface and on observed surface

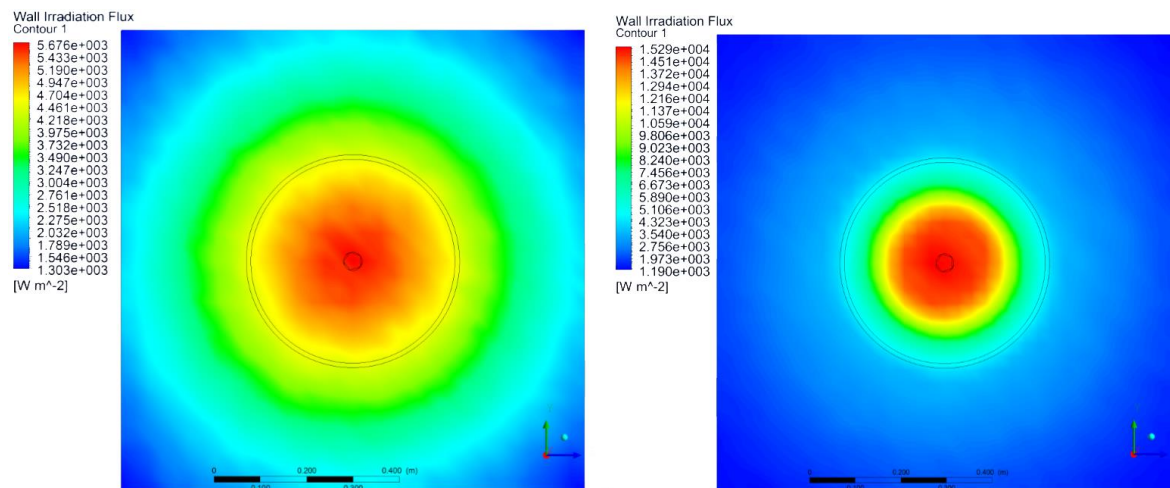


Image 3 - The Irradiation Flux Distribution on observed surface for diffusion = 1 and diffusion = 0.3

5 Advantages of the R-FEM method

One of the biggest advantages of this method is the wide spectrum of its usage. We can design the interior and also exterior scenes with its specifications in the materials quality, climatic dissimilarities and geometrical dimension varieties. We can use all types of sources of light with their diversity of the color distribution in the light spectrum. The designers are not limited by the geometrical dimension varieties, color distribution in the light spectrum, material qualities or climatic dissimilarities. The other advantage is that the method is very accurate. The degree of accuracy depends on the choosing of the method of generating nets of elements and the solution algorithm because all this is provided by the ANSYS CFX standard program tools.

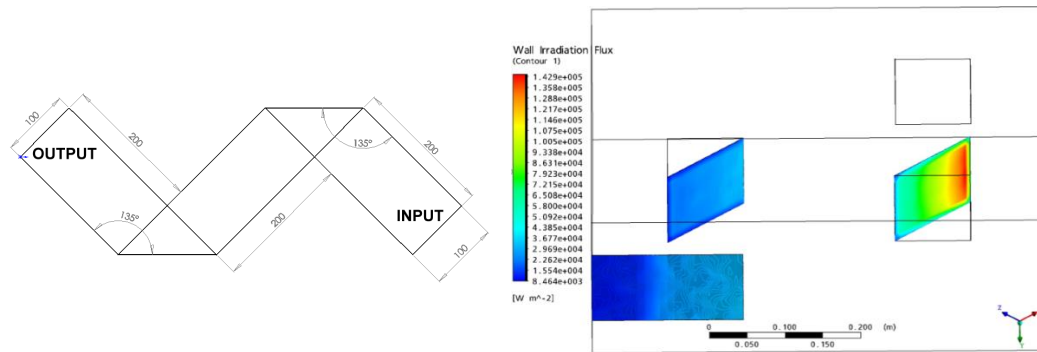


Image 4 - Model dimensions and results

6 Sensitivity analysis and results

The utilization of sensitivity analysis and numerical results from ANSYS CFX environment is described in this part. Sensitivity analysis was used for improvement of head-lamp numerical model. Head-lamp is in image 5 (left). To obtain the geometrical model a 3D scanner has been used. Geometry from 3D scanner is shown the right part of image 5. This geometrical model has been used to create the numerical model in ANSYS CFX environment. The numerical model consists of 329 856 nodes and 425 818 elements. The numerical model of reflector had used the Monte Carlo method. The emissivity of parabolic surfaces has been set to value 0.1 (without scattering) in the model. The numerical results represents the lighting level on area in 1 m distance from head-lamp. If the 3D scanner was used to obtain the geometrical model the position of light bulb was scanned with an error. To improve the geometrical model obtained by means of 3D scanner the sensitivity analysis has been used. Six numerical modes for sensitivity analysis has been. These simulations were created for each position of fibre (fibre was shift from original position about 1 mm in all directions ($\pm x$, $\pm y$, $\pm z$)). The influence of fibre shift was tested by sensitivity analysis. In this paper were used Two ways to obtain resulting equations (2) and (3) has been used. equation (2) uses the least square method with respect to position of fibre parameter $S(x,y,z)$. Numerical results were compared with measured values (right values) image 6 (left). Differences between node values were multiplied by weight matrix. Weight matrix is in image 6 (right). Weight matrix was used for forcing of desired lighting. Results calculated by equation (2) are in table 1 column NC. If the differences in node values are small it is better to use equation (3). Results calculated by equation (2) are in table 1 column E.



Image 5 - Model dimensions (left), mesh (right)

We can use results from sensitivity analysis to calculate (in order to correct the results) the fiber position and to obtain desired lighting on observed surface. To correction calculation equation (4) has been used.

$$F_{nc} = \sum \frac{\left(\frac{1}{mn} \sqrt{\sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^m ((\mathbf{RR}_{ij} - \mathbf{RS}_{ij}) \mathbf{W})^2} \right)}{\mathbf{S}(x, y, z)} \quad (2)$$

$$F_e = \sum \frac{\ln \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^m e^{(\mathbf{RR}_{ij} - \mathbf{RS}_{ij}) \mathbf{W}}}{\mathbf{S}(x, y, z)} \quad (3)$$

where $\mathbf{RR}_{ij}$ is matrix of measured values, $\mathbf{RS}_{ij}$ is matrix of result from fibre shift and $\mathbf{S}(x,y,z)$ is vector of fibre shift.

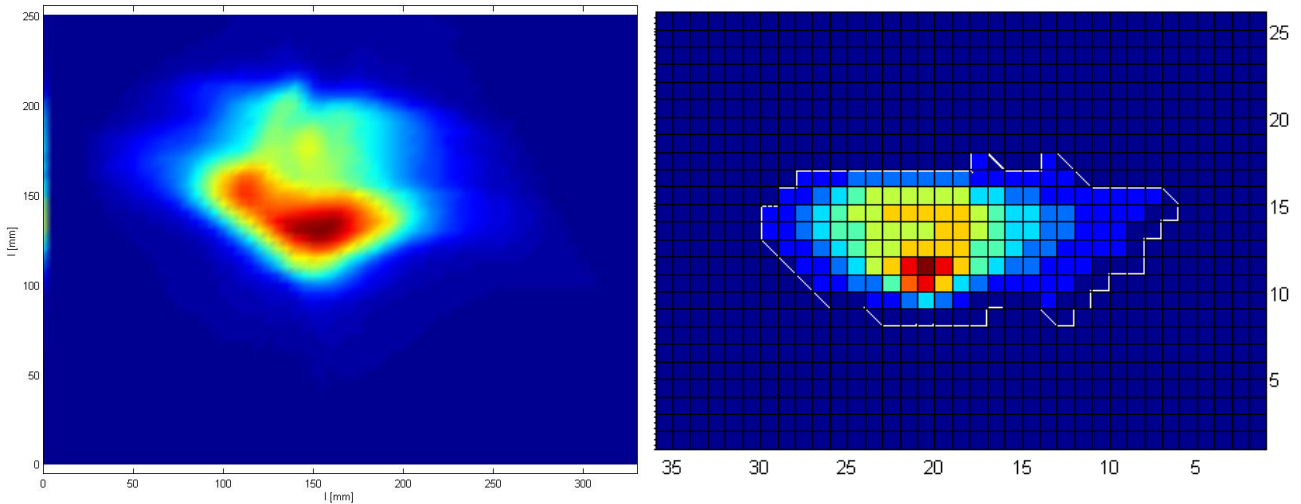


Image 6 - Measured results and weight matrix

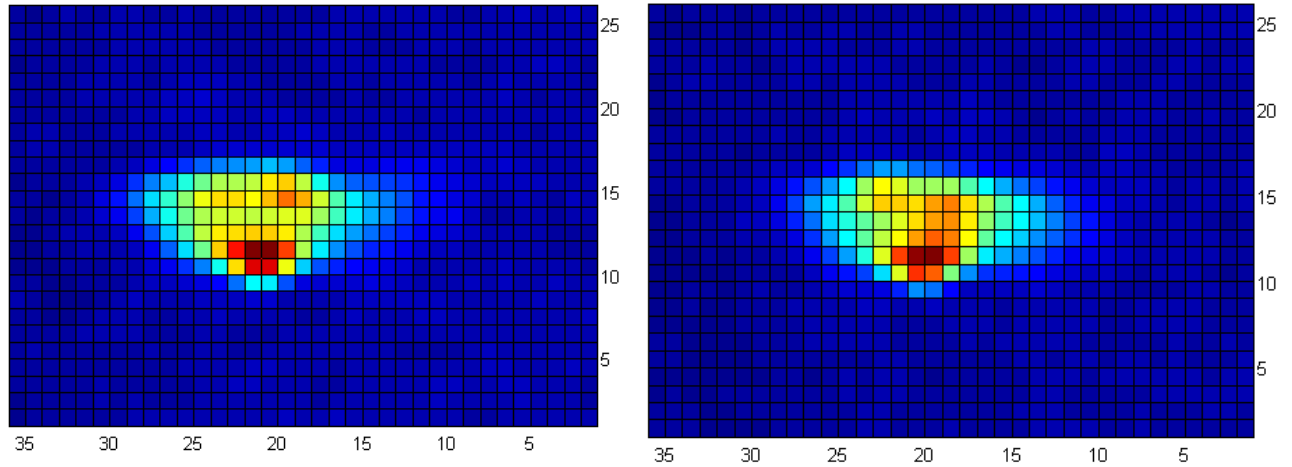


Image 7 - Numerical results for left and right shift

$$C = (\mathbf{F}_{S1} - \mathbf{F}_{S2}) \mathbf{S}(x, y, z) \quad (4)$$

where C is calculated correction, $\mathbf{F}_{S1}$ and $\mathbf{F}_{S2}$ are results from sensitivity analysis and $\mathbf{S}(x,y,z)$ is shift vector.

Table 1 Sensitivity analysis results

Shift	NC	E
Bottom	0,7100	0,67005
Top	0,6893	0,5711
Left	0,3396	0,3812
Right	0,3630	0,3597
Front	0,9771	0,9367
Back	1	1

7 Conclusion

In this paper was shown the usage of R-FEM method in the ANSYS CFX environment. There were presented the results for two different models with several settings created in the ANSYS CFX environment. There was shown a possibility of the lighting systems modeling with different optical properties by various settings of the model parameters. It is possible to compute the lighting systems with mirror surfaces and diffusion surfaces or combination of them.

Utilization of sensitivity analysis for improvement of numerical model to obtain desired lighting in ANSYS CFX environment has been used. Two ways of sensitivity analysis has been presented. Equation (2) gives good results for sizeable nodes value. Equation (3) gives good results when differences between nodes values are very small.

References

- Kroutilova, E., M. Bernard and P. Fiala, Illumination of interiors by the Hollow Light Guides, *14th International Conference Light 2003*. Bratislava, ISBN 80-233-0488-7, 2003.
- Kroutilova, E. and P. Fiala, Light guide modeling. *Energy Forum 2004*, Sofia, Technical University - Sofia, Bulgaria, pp. 338 - 341, ISBN 80-986-1619-1, 2004.
- Kroutilova, E. Automated system of calculation of reflecting surface of light sources. *Ph.D. thesis VUT v Brne, FEKT, Brno srpen 2004*.
- Fiala, P., E. Kroutilova, T. Kriz, Numerical modeling of the special light source with novel R-FEM method. *PIERS 2008 Proceeding, CAMBRIDGE USA, 2008*, p. 822-826. ISBN 978-1-934142-06-6
- Kim-Fung Tsang; Wing-Shing Chan; Don Jing; Kai Kang; Shiu-Yin Yuen; Wen-Xun Zhang Radiosity method: a new propagation model for microcellular communication, *Antennas and Propagation Society International Symposium, 1998. IEEE, Volume 4, 21-26 June 1998* Page(s):2228 - 2231 vol.4
- Ansys User's Manual*. SVANSON ANALYSYS SYSTEM, Inc. 2008, Huston, USA registered ISO 9001:2000
- Kroutilova, E., Zpusob navrhu odraznych ploch reflexnich zarizeni pomoci analogie teplotního pole- radiace a vlnove rovnice a zarizeni v podobe svetelne soustavy urcene pro numerickou optimalizaci pozadovanych svetelných parametru odraznych ploch, *leden 2008, Czech Republic*. Patent no. PV 2008-65

Acknowledgement

The research was carried out under support of Czech Science Foundation (GA 13-09086S) and the assistance provided by the general student development project being executed at Brno University of Technology.

Contact address:

Ing. Tomáš Kříž, Ph.D.,

prof. Ing. Pavel Fiala, Ph.D.,

Brno university of technology, Faculty of electrical engineering and communication, Department of theoretical and experimental electrical engineering, Technická 12 , 616 00 Brno, Czech Republic
krizt@feec.vutbr.cz, fialap@feec.vutbr.cz.

DEFORMAČNĚ-NAPĚŤOVÁ ANALÝZA POTRUBÍ OHÝBANÉHO VLIVEM TEPLOTNÍ DILATACE KOTLE

ING. TOMÁŠ OPLT

Vítkovice ÚAM a. s.

Abstract: In heating plant occurs noticeable bending of filling pipeline due to thermal expansion of the boiler. There is in the bending area a pair of stop valves, tee reducer and conical reducer between pipes of two different diameters. Visual check during shutdown detected several positions with excentric connection of these parts and pipeline. The excentricity cause in cooperation with forced displacement observable pipeline bending. Technical expertise of the pipeline was performed using Gross Plastic Deformation Design Check (GPD-DC) in accordance with ČSN EN 13445-3.

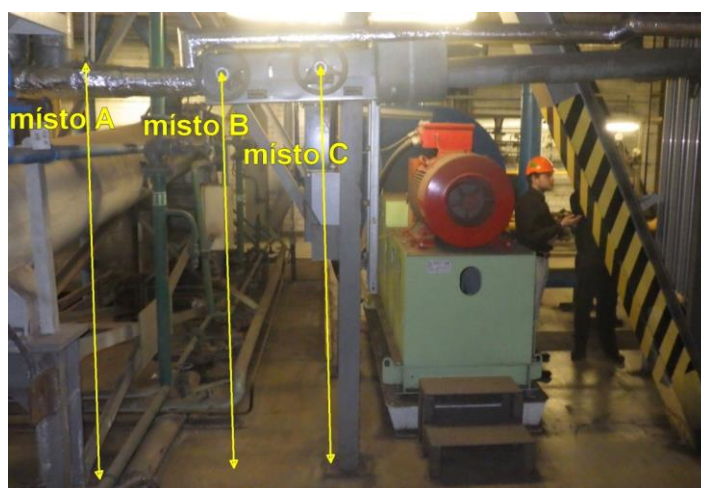
Keywords: plasticity, nonlinear material, bending, pipeline

1 Úvod

Jednou z možností kontroly provozovaného potrubí je posouzení vůči meznímu stavu plastické únosnosti. V kotelně teplárny dochází k vynucenému ohybu plnicího potrubí vlivem teplotní dilatace kotle. Potrubí je kromě ohybu zatíženo také vnitřním přetlakem a teplotou. Uvedená zatížení mají za následek viditelné „zlomení“ potrubí.

Místo zlomu je předurčeno excentrickým napojením potrubních tras v místech uzavíracích ventilů, nátrubku a kuželového přechodu mezi dvěma průměry potrubí. Nesouosost byla stanovena změřením vzdálenosti od podlahy ve třech referenčních bodech (obrázek 1), nejprve při odstávce, poté při plném provozu kotle.

Měření tloušťky stěn odhalilo korozní úbytek materiálu na některých místech až 1 mm.



Obrázek 1 - Referenční body pro měření teplotní dilatace

Tabulka 1 - Svislý posuv referenčních bodů, způsobený zahřátím kotle

	místo A	místo B	místo C
svislý posuv	155 mm	138 mm	123 mm

2 Výpočtový model

Pro GPC-DC je předepsané použití lineárně elastického-ideálně plastického materiálu společně s kritériem maximálního smykového napětí (Tresca). Je také možnost použít kritérium dle Von Misesa, s podmínkou vynásobení výpočtové meze kluzu hodnotou $\frac{\sqrt{3}}{2}$. ANSYS 15.0 nabízí pouze kritérium dle Von Misesa.

3D model potrubí byl vyhotoven po všechny podstatné vazby. Potrubí bylo vymodelováno s výrobní nepřesností (excentricitou) a tloušťkou stěn minimálních naměřených hodnot.

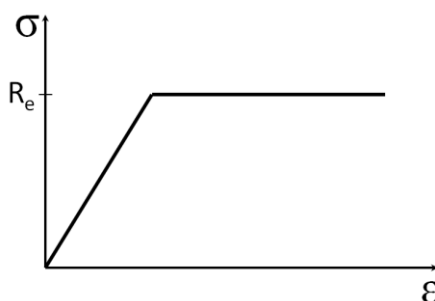
2.1 Materiálový model

Potrubí je vyrobeno z molybdenové oceli 15 020.1. Uvedené materiálové charakteristiky (tabulka 2) v jsou vypsané z materiálového listu pro teplotu 240 °C. Hodnota meze kluzu je již vynásobena bezpečnostními koeficienty a převedena pro použití Von Misesova kritéria.

Tabulka 2 - Mechanické a fyzikální vlastnosti oceli 15 020.1 **Invalid source specified.** při teplotě 240 °C

Youngův modul pružnosti	E	192 GPa
Poissonovo číslo	μ	0,3
mez kluzu	Re	166 MPa
součinitel teplotní roztažnosti	α	13,3e-6 K ⁻¹

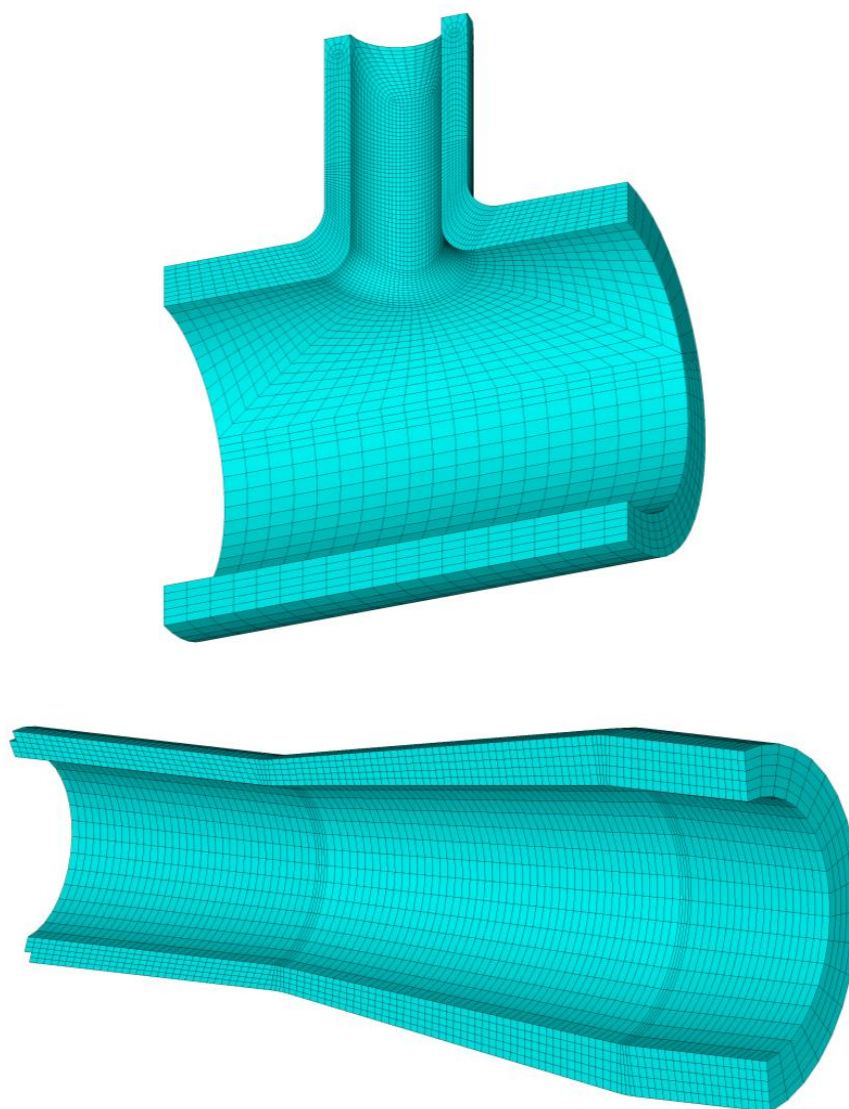
Materiálový model byl zvolen bilineární model s isotropním zpevněním. Tangenciální modul pružnosti byl z důvodu lepší konvergence zadán jako E/10000.



Obrázek 2 - Lineárně elastický-ideálně plastický materiálový model

2.2 Výpočtová síť

Na modelu potrubí byla vytvořena výpočtová síť konečných prvků SOLID 185 s lineárními bazovými funkcemi, vždy s minimálně 3 vrstvami prvků po tloušťce. V místech, kde lze očekávat největší zatížení byl pak počet vrstev zvýšen na 5 (kuželový přechod), respektive 9 (nátrubek).



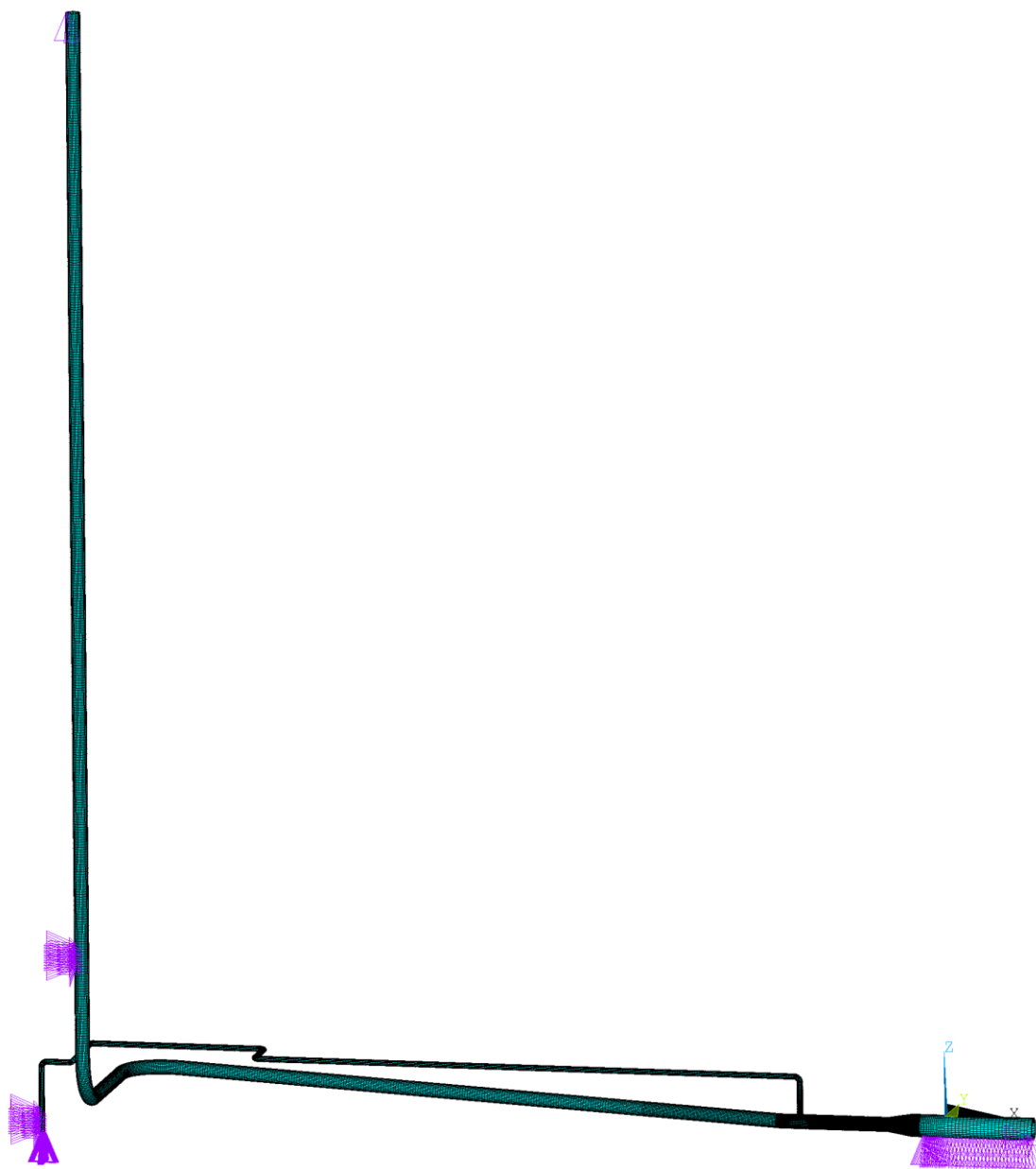
Obrázek 3 - Detailní pohled na síť konečných prvků v místech zájmu – nátrubek (nahore), kuželový přechod(dole)

2.3 Okrajové podmínky

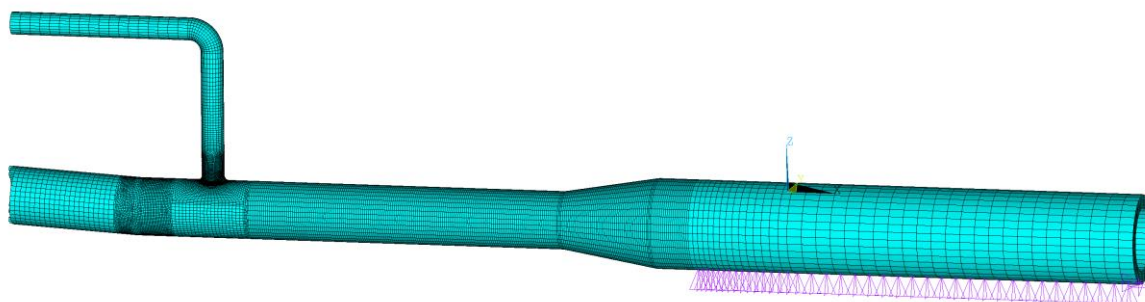
Potrubí je v reálném provozu pevně uchyceno mezi dva páry dvou ocelových tyčí, které kromě vynuceného pohybu směrem dolů zamezují pohyb v ostatních směrech. Model deformačního zatížení je vytvořen předepsáním posuvu $u_z=155\text{ mm}$ uzlům na jedné lince ve směru osy z . Jednomu uzlu na čelní ploše byl zamezený posuv $u_x=u_y=0$ (obrázek 5). Takto předepsané okrajové podmínky simulují reálné chování reálné vazby pod kotlem.

Objímka je nahrazena ukotvením uzlů na lince ve směrech x a y (potrubí $\varnothing 57$, stoupající směrem nahoru - obrázek 6). Za tímto úsekem se nachází T-spoj a rozdvojené potrubí je dále pravděpodobně jen podepřené. Tato část potrubí nebyla přístupná, byla zakrytá izolací a nebylo možné zjistit detailní vlastnosti vazby. S jistotou lze však prohlásit, že posuv konce svislého potrubí těsně před spojením s vodorovným potrubím bude ve směru osy z minimální. Předepsáním nulového posuvu v osovém směru uzlu na konci potrubí zůstane zachované reálné chování potrubí, zejména možnost dilatace vlivem teploty v osovém směru.

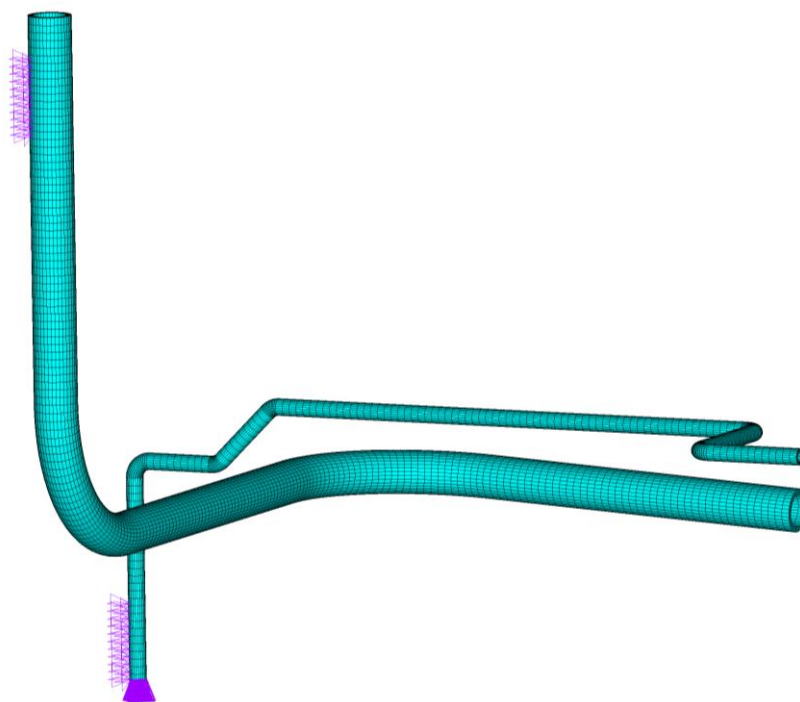
Podobně je vyřešena vazba trubky $\varnothing 22,2$, kde je zamezen posuv uzlů na svislé linii ve směrech osy x a y a dále zamezen posuv ve směru osy z uzlů na čelní ploše trubky.



Obrázek 4 - Celkový pohled na MKP model potrubí se znázorněnými okrajovými podmínkami



Obrázek 5 - Detailní pohled na část potrubí pod kotlem



Obrázek 6 - Detailní pohled na model objímek na obou větvích potrubí

Kromě vazebných okrajových podmínek byly předepsány zatěžovací okrajové podmínky. Celý model byl zatížen teplotou 240 °C, již zmíněným posuvem o 155 mm a dále vnitřním přetlakem výpočtovým, respektive zkušebním. Hodnoty přetlaků byly uvažovány návrhové (dle původní výkresové dokumentace) a reálné provozní (na základě sdělení pracovníků teplárny). Odříznuté čelní plochy potrubí byly zatíženy příslušným záporným tlakem tak, aby zůstala zachována silová rovnováha.

Tabulka 3 - Hodnoty zatížení při návrhových a provozních podmínkách po vynásobení bezpečnostními koeficienty

druh zatížení	návrhové zatížení	provozní zatížení
přetlak po	27,6 MPa	16,8 MPa
přetlak Po,test	36,2 MPa	20 MPa
posuv vlivem dilatace uz	155 mm	155 mm
teplota Ttest	240 °C	240 °C

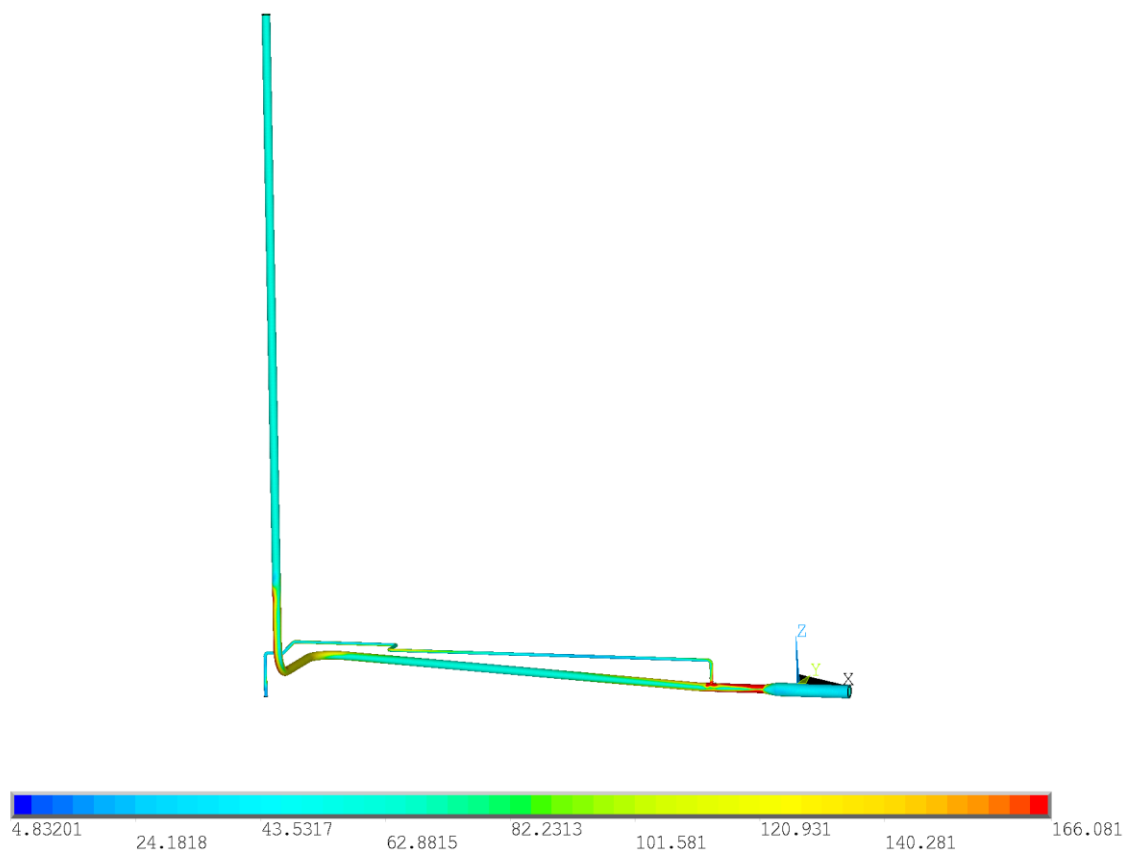
3 Výpočet

Hodnotícím kritériem přípustnosti je podle normy **Invalid source specified**. velikost celkového přetvoření. U výpočtového zatížení nesmí přetvoření přesáhnout 5 %, u zkušebního zatížení je povolena maximální hodnota 7 %.

Zatěžování modelu probíhá současně všemi druhy zatížení, proporcionálně z výchozího nezatíženého stavu (faktor zatížení 0) až do plného zatížení (faktor zatížení 1).

3.1 Výpočtové zatížení (návrhové)

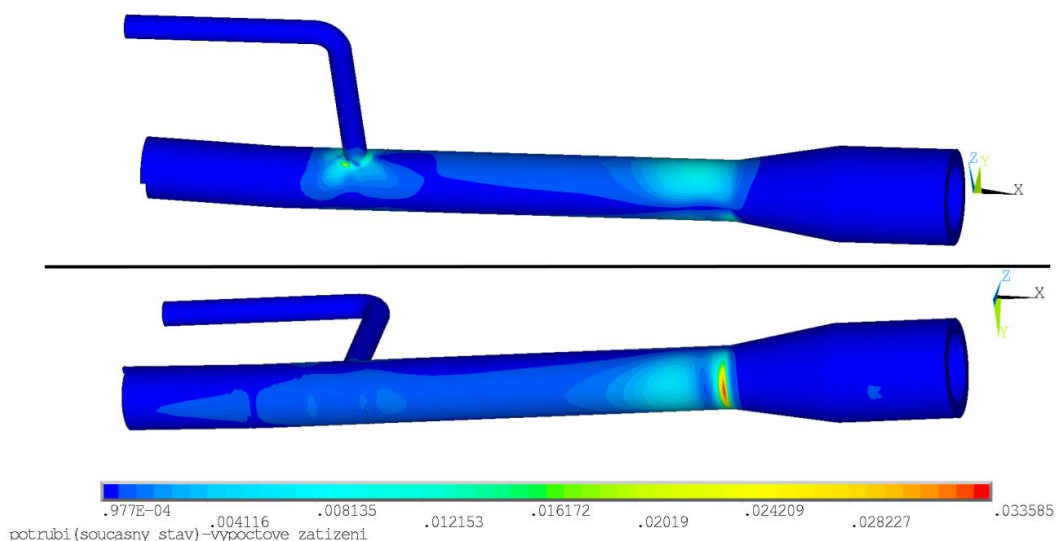
Obrázek 7 ukazuje hodnoty redukovaného napětí HMH na celém modelu, meze kluzu je dosaženo ve dvou oblastech. První oblast vykazující plasticitu rozsáhlých rozměrů je mezi nátrubkem a kuželovým přechodem, druhá oblast je v kolenu.



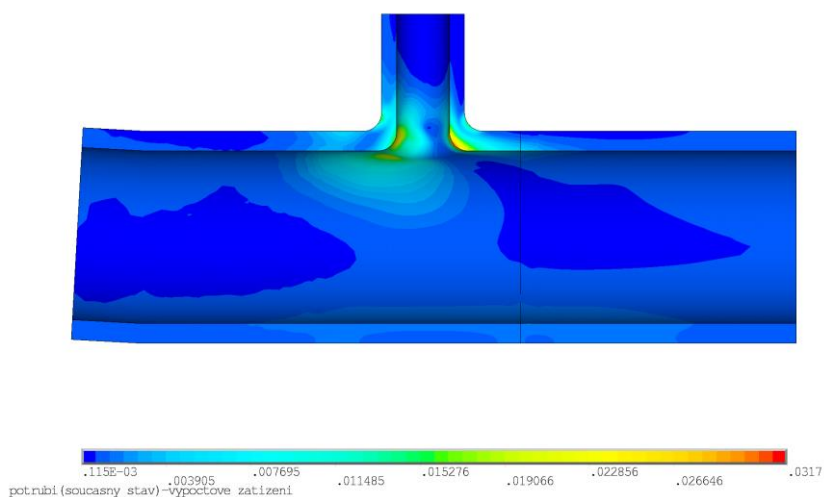
Obrázek 7 - Pohled na celý model – redukované napětí (HMH)

Oblast mezi výraznými diskontinuitami (nátrubkem a kuželovým přechodem) na potrubí $\varnothing 57$ vykazuje výrazné plastické přetvoření. Celkové přetvoření většiny této oblasti je okolo 1,5 %, maximální hodnota 3,3 % je ve spodní části potrubí, ve které nejvýznamněji k namáhání přispívá kromě přetlaku a teploty právě ohybové zatížení (obrázek 8).

Nebezpečným místem je současně oblast nátrubku, ve kterém dosahuje přetvoření lokálních hodnot 3,1 % (obrázek 9). V tomto místě je nejmenší tloušťka stěny 4 mm (naměřená na trubce $\varnothing 22.2$).



Obrázek 8 - Detail kuželového přechodu a nátrubku – celkové přetvoření (HMH)



Obrázek 9 - V oblasti nátrubku dosahuje celkové přetvoření hodnoty 3,1 %

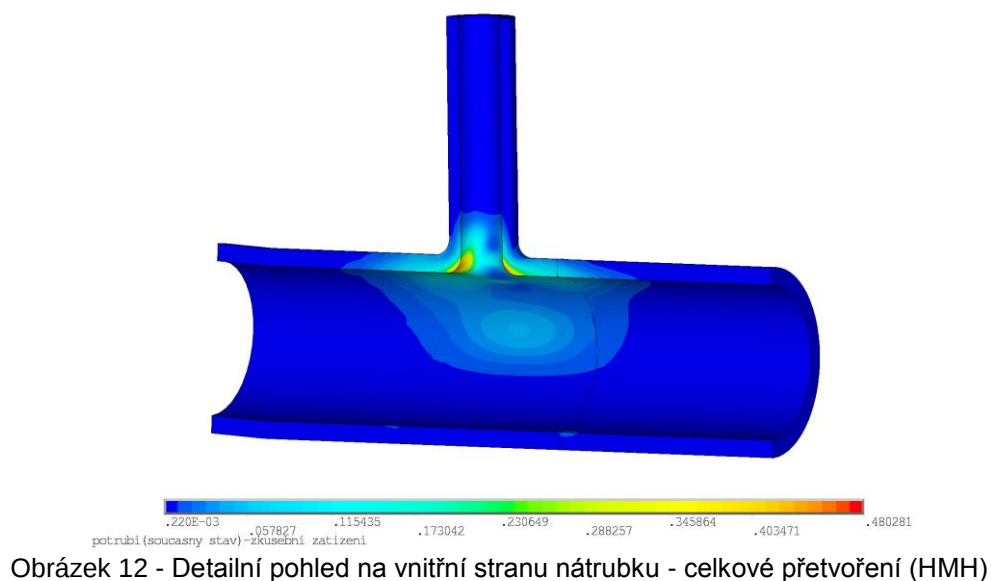
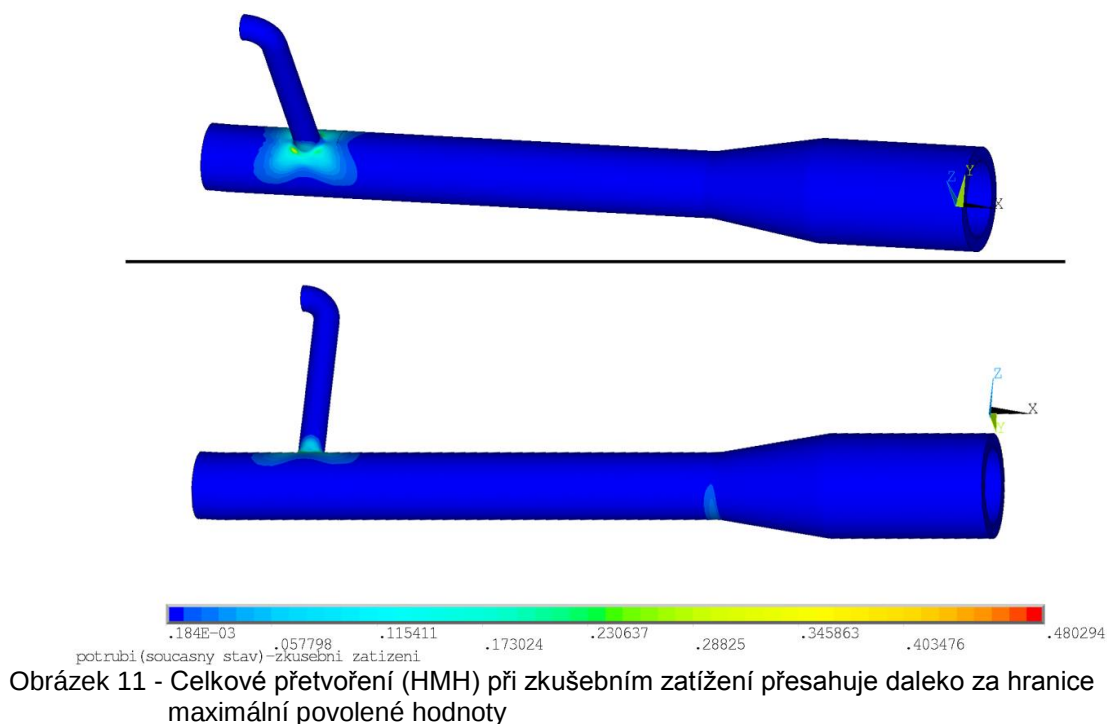
Třetím místem s výskytem vyššího celkového přetvoření je část potrubí Ø 57 v blízkosti kolen (obrázek 10). Maximální přetvoření zde dosahuje pouze 0,2 %, které lze s ohledem na stav v předchozích oblastech zanedbat.



Obrázek 10 - V oblasti kolen je celkové přetvoření (HMH) zanedbatelné

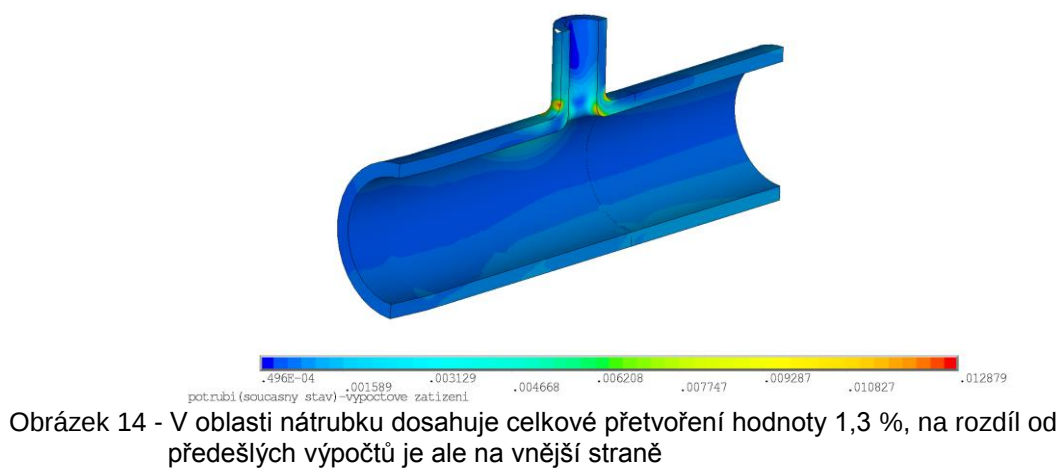
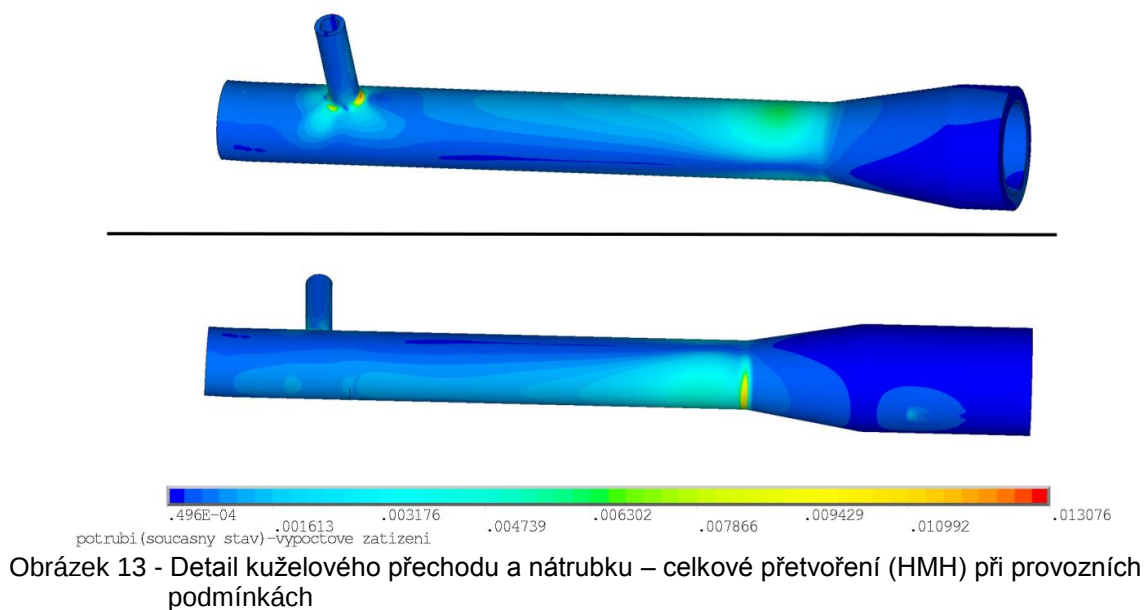
3.2 Zkušební zatížení (návrhové)

Při zkušebním zatížení dochází k překročení mezního stavu plastické únosnosti. Potrubí vykazuje plastické přetvoření enormních rozměrů (při plném zatížení až 48 %). Při výskytu velkých plastických deformací není konvergence řešení snadná, výpočet vyžaduje velmi malý krok – při malé změně zatížení dochází k mnohonásobně většímu přetvoření (poměrově). Hodnota přetvoření 48 % tedy nemusí být nutně zcela přesná. Vypovídající je však fakt, že je celkové přetvoření mnohonásobně za povolenou hodnotou a dochází k plastickému kolapsu.



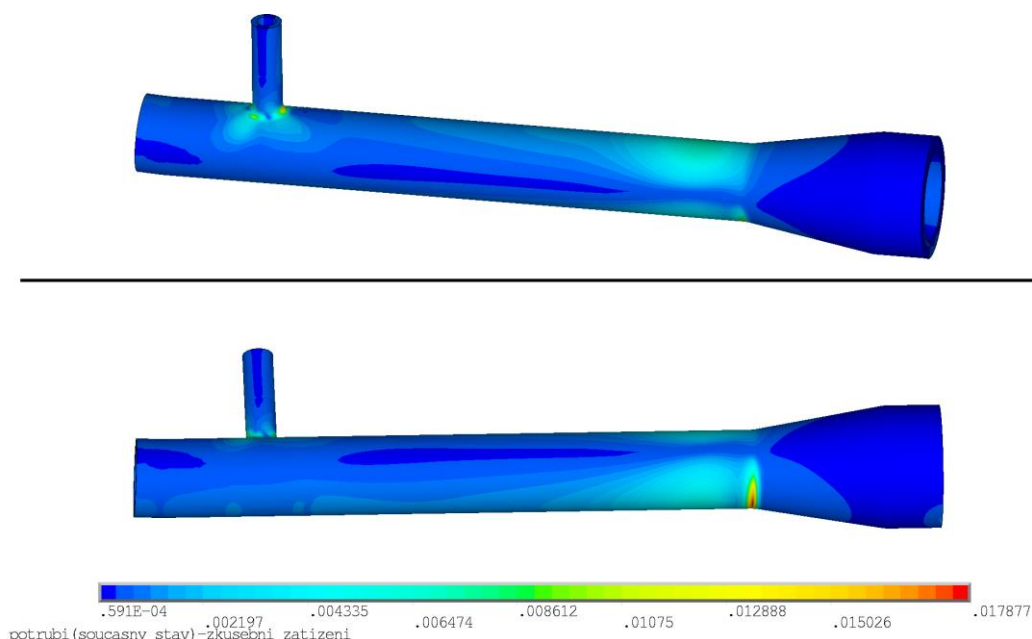
3.3 Výpočtové zatížení (reálné provozní)

Snížení přetlaku má velmi pozitivní vliv na úbytek plastické deformace v potrubí. Maximální hodnota celkového přetvoření při provozním zatížení je pouze 1,3 %. Nejvíce zatíženými oblastmi je opět okolí geometrických diskontinuit, tedy nátrubku a kuželového přechodu. Zajímavé je, že v předešlých případech bylo místo s největším celkovým přetvořením většinou na vnitřní části nátrubku, v tomto případě to je jeho vnější část (obrázek 12). To je způsobené změnou dominantnosti zatížení, vnitřní přetlak již není tak vysoký a dominantním se zde stává ohyb v kombinaci s teplotním zatížením.

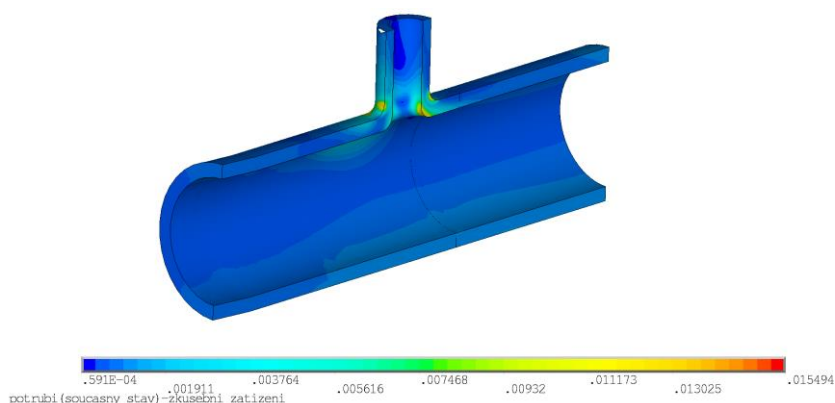


3.4 Zkušební zatížení (reálné)

Při zkušebním zatížení přetlakem 20 MPa dochází k celkovému přetvoření 1,8 % na kuželovém přechodu (obrázek 15). V místě nátrubku je přetvoření nižší, maximálně 1,5 % (obrázek 16).



Obrázek 15 - Detailní pohled na vnitřní stěnu nátrubku - celkové přetvoření (HMH) při reálném zkušebním zatížení je 1,8 %



Obrázek 16 - Detailní pohled na kuželový přechod - celkové přetvoření (HMH) při reálném zkušebním zatížení

4 Shrnutí výsledků

Analyzované potrubí je již téměř 20 let v provozu. Za tuto dobu došlo mimo jiných opotřebení k úbytku materiálu vlivem koroze. Měření tloušťky stěny ultrazvukem odhalilo úbytek materiálu až 1 mm.

Posouzení deformačně-napěťového stavu potrubí pod kotlem bylo vyhotoveno v souladu s normou ČSN EN 13445-3 **Invalid source specified**. Zatížení byla aplikována na modely v nezátíženém stavu a zatěžování probíhalo proporcionálně až do stavu plného zatížení. Model potrubí byl podroben současně vnitřnímu přetlaku, teplotnímu zatížení a deformačnímu posuvu vlivem teplotní dilatace kotle. Byl uvažován lineárně elastický – ideálně plastický materiálový model dle požadavků normy. Pro splnění požadavků normy je nutné, aby bylo celkové přetvoření maximálně 5 % vlivem výpočtového zatížení, respektive 7 % vlivem zkušebního zatížení.

4.1 Návrhové zatížení potrubí

MKP model potrubí jednotlivých průměrů byl vytvořený vždy s nejnižší naměřenou hodnotou tloušťky stěny. Hodnoty zatížení (tabulka 4 a tabulka 5), jsou již vynásobené normovaným bezpečnostním koeficientem.

Celkové přetvoření v kritickém místě potrubí při výpočtovém zatížení je 3,3 %. Tato hodnota splňuje předpis normy. Při zkušebním zatížení potrubí však dochází ke ztrátě plastické únosnosti, celkové přetvoření má exponenciální charakter a maximální hodnota dosahuje 48 %. Tento stav není slučitelný s požadavkem normy a bezpečným provozem. Z grafu průběhu zatížení (obrázek 17) lze vyčíst, že hodnota povolených 7 % celkového přetvoření je překročena při cca 85 % zatížení (přetlak cca 30 MPa).

Korozní úbytek na stěnách potrubí je za dobu provozu již příliš velký a provozování při zatížení návrhovými hodnotami zatížení není bezpečné.



Obrázek 17 - Graf rozvoje celkového přetvoření vlivem návrhového výpočtového a zkušebního zatížení modelu potrubí

Tabulka 4 - Výsledky výpočtů provedených na modelu potrubí zatíženým návrhovým zatížením

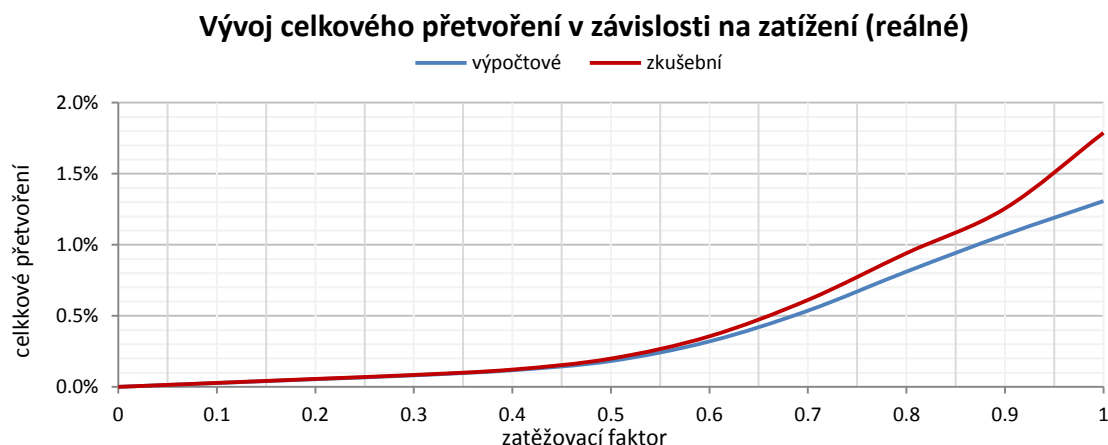
	vnitřní přetlak p	teplota T	posuv u_z	celkové přetvoření	
výpočtové zatížení	27,6 MPa	240 °C	155 mm	3,3 %	splněno
zkušební zatížení	36,2 MPa	240 °C	155 mm	48 %	nesplněno

pozn. Hodnoty zatížení jsou vynásobené bezpečnostním koeficientem

4.2 Reálné zatížení potrubí

Jmenovité podmínky při reálném provozu jsou výrazně nižší než výpočtové a zkušební zatížení dle původní výkresové dokumentace. Skutečný provozní přetlak je 13,8 MPa a skutečný zkušební přetlak 18,9 MPa. Výpočet byl proto proveden také pro případ potrubí v současném stavu (s korozním úbytkem) a zatížení dle reálných provozních, respektive zkušebních hodnot zatížení.

Výpočtové zatížení (skutečné provozní) způsobí celkové přetvoření 1,3 % a při zkušebním zatížení (skutečná tlaková zkouška) dojde k celkovému přetvoření maximálně 1,8 %. Obě hodnoty bezpečně splňují požadavky normy.



Obrázek 18 - Graf rozvoje celkového přetvoření vlivem reálného výpočtového a zkušebního zatížení modelu potrubí

Tabulka 5 - Výsledky výpočtů provedených na modelu potrubí zatíženým reálným zatížením

	vnitřní přetlak	teplota	posuv	celkové	
	p	T	u_z	přetvoření	
výpočtové	16,8 MPa	240 °C	155	1,3 %	splněno
zatížení			mm		
zkušební	20 MPa	240 °C	155	1,8 %	splněno
zatížení			mm		

pozn. Hodnoty zatížení jsou vynásobené bezpečnostním koeficientem

5 Závěr

Potrubí ve stávajícím stavu (s korozním úbytkem materiálu) pod kotlem je vystaveno ohybovému zatížení vlivem teplotní dilatace kotle o 155 mm, teplotnímu zatížení 240 °C a provoznímu přetlaku 13,8 MPa, respektive zkušebnímu přetlaku 18,9 MPa.

Při výpočtu celkového přetvoření vlivem kombinací těchto zatížení je maximální hodnota celkového přetvoření při výpočtovém zatížení (reálném provozním) 1,3 %, celkové přetvoření při zkušebním zatížení (reálném) dosahuje hodnoty 1,8 %. Potrubí vyhovuje na posouzení vůči meznímu stavu plastické únosnosti (GPC-DC) dle normy ČSN EN 13 445-3.

Výpočty byly provedeny také pro případ zatížení podle původní návrhové dokumentace, a to posuvem vlivem dilatace kotle o 155 mm, teplotou 240 °C a výpočtovým přetlakem 23 MPa. respektive zkušebním přetlakem 34,5 MPa. Celkové přetvoření při výpočtovém zatížení je 3,3 % a požadavkům normy vyhovuje. Celkové přetvoření při zkušebním zatížení je 48 %, dochází ke ztrátě plastické únosnosti a požadavkům normy nevyhovuje.

Literatura

ČSN 41 5020. Ocel 15 020 molybdenová. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví.

ČSN EN 13445-3. Netopené tlakové nádoby - Část 3: Konstrukce a výpočet. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010.

Výkresová dokumentace 0-OJ-002628/Rev. 1, Nahřívání a plnění spádovek. 07/1997.

Kontaktní adresa:

Ing. Tomáš Opl

Vítkovice ÚAM a. s., Purkyňova 618/125, 612 00 Brno-Medlánky

STRESS ANALYSIS USING ANSYS MODEL OF THE STRAIN GAUGE ROSETTE

VLADIMÍR GOGA, JAKUB BOHUŠ, GABRIEL GÁLIK

Department of Applied Mechanics and Mechatronics
Institute of Automotive Mechatronics
Faculty of Electrical Engineering and Information Technology
Slovak University of Technology in Bratislava
Ilkovičova 3, 81219 Bratislava, Slovak Republic

Abstract: This paper presents finite element analysis (FEA) of the measurement using the strain gauge rosette. This type of the measurement is used to determine the plane stress state in mechanical structures. Structure with strain gauge rosette and Wheatstone bridges were modeled using software ANSYS. Simulation outcomes were voltages indicated in the individual Wheatstone bridges due to structure and gauges deformations. Stress state was then calculated using generalized Hooke's Law and Mohr's circle. These results were compared with experimental measurement.

Keywords: strain gauge, gauge rosette, Wheatstone bridge, plane stress

1 Introduction

Very small strains in loaded mechanical structures are commonly measured with metallic foil strain gauges, Image 55(left). This type of strain gauge consists of a grid of wire filament (resistor) bonded directly to the strained surface by a thin layer of epoxy resin. Surface deformation causes gauge tension or compression, what is represents by a very small change of the gauge wire resistance. This resistance change is measured using a Wheatstone bridge connected to the gauge. Image 55 (right) shows quarter Wheatstone bridge with one gauge and three resistors. When the gauge is not stretched the resistances of all four components are the same ($R_g = R_{1,2,3}$). Bridge is supplied with excitation voltage U_e and in this case the measured output voltage U is equal to zero. Axial strain ε in stretched gauge ($R_g \neq R_{1,2,3}$) causes nonzero output voltage as follows (Hoffmann, 1989):

$$U = \frac{1}{4}GF \cdot U_e \cdot \varepsilon \quad \Rightarrow \quad \varepsilon = \frac{4 \cdot U}{GF \cdot U_e} \quad (9)$$

where GF is gauge factor (for the metallic strain gauge: $GF \approx 2$). Finally, uniaxial tension/compression stress σ in elastic deformation region is calculated using Hooke's law:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad \Rightarrow \quad \sigma = E \frac{4 \cdot U}{GF \cdot U_e} \quad (10)$$

where E is Young's modulus.

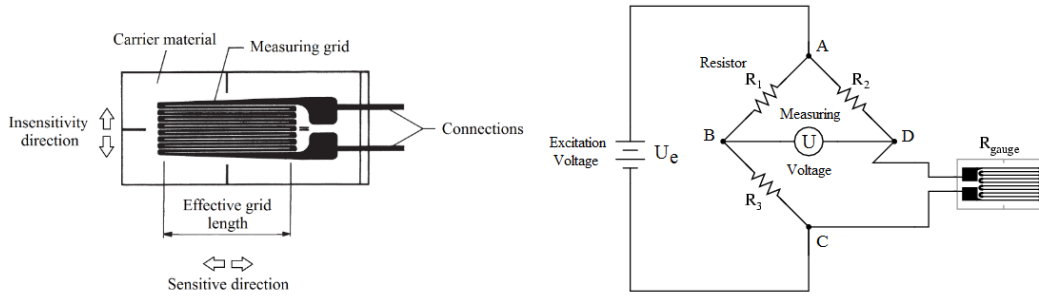


Image 55 - Strain gauge (left), quarter Wheatstone bridge (right)

Single strain gauge can be used just for the measuring of the axial strains. To determine the plane stress state, it is necessary to use three gauges oriented in a different directions and located as close together as possible to approximate a measurement at a point of structure. This configuration of three gauges is called a rosette, Image 56 . Gauges in rosette are typically oriented at fixed angle 45° (rectangular rosette) or 60° (delta rosette) with respect to each other (Bauchau, 2009).



Image 56 - Strain gauge rosette: rectangular (left), delta (right)

Image 57 shows measurement with rectangular strain gauge rosette. Gauge A is rotated by an angle φ relative to the principal axis 1. Directions of gauges A and C represents x-y coordinate system of the element. From measured strains ε_A , ε_B , ε_C we can determine strain components in the element's x-y coordinate system as follows (Hoffmann, 1989):

$$\varepsilon_x = \varepsilon_A, \quad \varepsilon_y = \varepsilon_C, \quad \gamma_{xy} = 2 \cdot \varepsilon_B - \varepsilon_A - \varepsilon_C \quad (11)$$

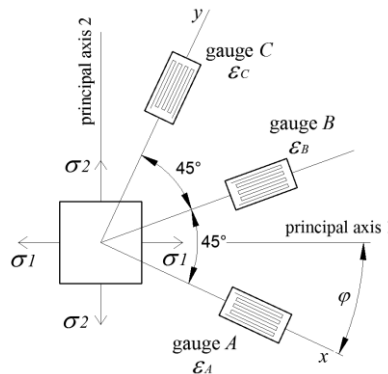


Image 57 - Orientation of the rectangular rosette

From known strains ε_x , ε_y , γ_{xy} can be calculated stress components in the element's x-y coordinate system σ_x , σ_y , τ_{xy} using generalized Hooke's law:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} = \frac{E}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} \quad (12)$$

where E is Young's modulus and ν is Poisson's ratio.

Principal stresses $\sigma_{1,2}$, maximum shear stress τ_{max} , average stress σ_{ave} , angle φ between principal directions and x-y coordinate system and the equivalent von Mises stress σ_{Mises} can be calculated using equations resulting from the stress transformation using Mohr's circle (Ugural, 2011):

$$\sigma_{1,2} = \frac{(\sigma_x + \sigma_y)}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (13)$$

$$\tau_{max} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \text{or} \quad \tau_{max} = \pm \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)}{2} \quad (14)$$

$$\sigma_{ave} = \frac{(\sigma_x + \sigma_y)}{2} \quad (15)$$

$$\tan(2\varphi) = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \quad (16)$$

$$\sigma_{Mises} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \quad (17)$$

Software ANSYS was used to perform the finite element analysis (FEA) of the mentioned strain gauge rosette measurement principle. Results from FEA were compared with experimental measurement.

2 Finite element model of the strain gauge

Simple geometrical model of the strain gauge wire is represented by solid block with square cross section with dimensions: 20×20 μm and length: 0,5 mm. Block was meshed with element type SOLID5. This element has a 3-D magnetic, thermal, electric, piezoelectric, and structural field capability with limited coupling between the fields. Material of the strain gauge wire is constantan with properties: Young's modulus 162 GPa, Poisson's ratio 0.33 and resistivity 500 $\text{n}\Omega\cdot\text{m}$ (Hoffmann, 1989).

For desired gauge resistance $R = 120 \Omega$, cross section area $A = 400 \mu\text{m}^2$ and constantan resistivity $\rho = 500 \text{ n}\Omega\cdot\text{m}$, the length L of the wire have to be calculated as follows:

$$R = \rho \frac{L}{A} \quad \Rightarrow \quad L = \frac{R \cdot A}{\rho} = 96 \text{ mm} \quad (18)$$

However, gauge model length was just $L_{model} = 0.5 \text{ mm}$, therefore the resistivity for the model ρ_{model} had to be determined:

$$\rho_{model} = \frac{R \cdot A}{L_{model}} = 96000 \text{ n}\Omega\cdot\text{m} \quad (19)$$

There are four nodes with voltage degree of freedom at front and rear surface, which were coupled. Model was connected to three 120 Ω resistors using element type CIRCU124, which represents quarter Wheatstone bridge, Image 58. This complex gauge model was stretched by displacement 0.005 mm what is equivalent to the strain $\varepsilon = 0.01$. After updating geometry, the voltage 2.5 V and -2.5 V (excitation voltage $U_e = 5 \text{ V}$) was applied to the diagonal bridge nodes. Electrical solution was then performed and voltage difference was measured on the other bridge diagonal nodes. Output voltage at bridge was $U = 0.020627 \text{ V}$. Gauge factor for the model was then calculated using (1) as follows:

$$GF = \frac{4 \cdot U}{\varepsilon \cdot U_e} \quad \Rightarrow \quad GF = 1.65016 \quad (20)$$

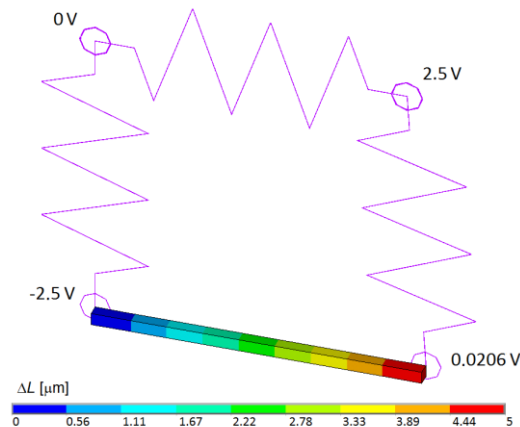


Image 58 - Finite element model of the strain gauge connected into quarter Wheatstone bridge ($\varepsilon = 0.01$, $U_e = 5$ V, $U = 0.0206$ V)

3 Stress analysis using model of the strain gauge rosette

The target of this simulation was to determine the stress state in the centre point of thin aluminium specimen loaded as shown in Image 59.

Specimen parameters:

- shape and dimensions (in millimetres): Image 59;
- thickness: $t = 1$ mm;
- material: aluminium ($E = 70$ GPa, $\nu = 0.33$);
- applied force: $F = 200, 400, 600$ N.

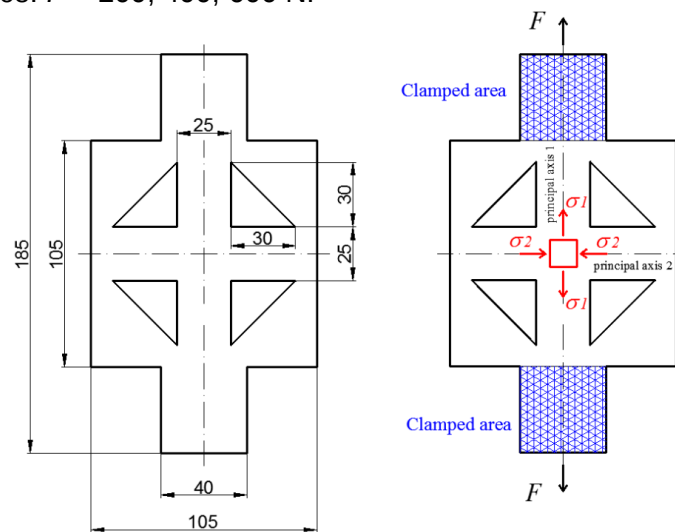


Image 59 - Specimen: shape, dimensions (mm) and applied force

Model of the specimen was supplemented by three gauges and three Wheatstone bridges located around the specimen's centre point, Image 60. Gauges were arranged in rectangular rosette as shown in Image 57.

Gauges parameters:

- square cross section: 20×20 μm ;
- length: 0.5 mm;
- material properties: $E_g = 162$ GPa, $\nu_g = 0.33$, $\rho_g = 96\,000$ n Ω .m,
- gauge factor: $GF = 1.65$;
- excitation voltage: $U_e = 5$ V.

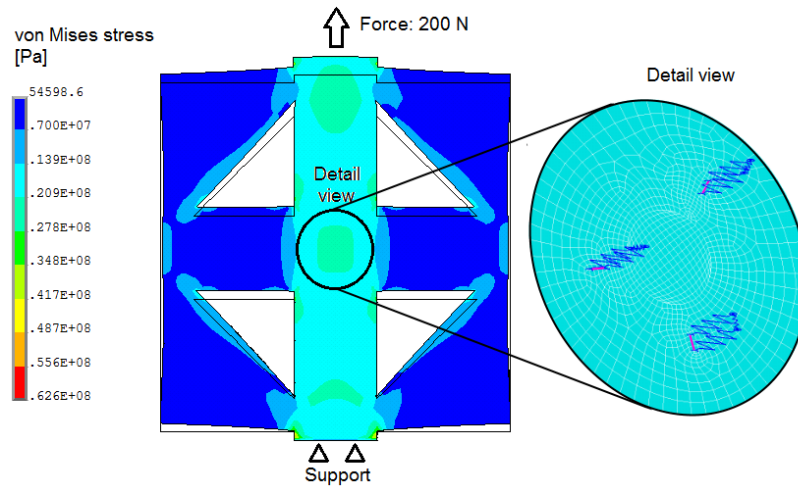


Image 60 – Simulation model with detail view of the rosette in the middle of specimen

Structural and electrical analysis was performed and voltage results in Wheatstone bridges are presented in Table 7. These voltage results were inputs to equation (1) and strain components were calculated. After that, the stress components were calculated using equation (3-6, 8, 9), Table 8. Experimental measurement was also performed, Image 61. Results are presented in Table 8.

Table 7 - Voltage results in the Wheatstone bridges

F [N]	U_A [V]	U_B [V]	U_C [V]
200	-0.085346	0.13321	0.15238
400	-0.17069	0.26641	0.30475
600	-0.256	0.3996	0.45711

Table 8 - Strain and stress components

F	ϵ_A	ϵ_B	ϵ_C	σ_x	σ_y	τ_{xy}	σ_1	σ_2	τ_{max}	σ_{Mises}	ϕ
[N]	[$\mu\text{m}/\text{m}$]	[$\mu\text{m}/\text{m}$]	[$\mu\text{m}/\text{m}$]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[$^\circ$]
FEA of the rosette											
200	-41.38	64.58	73.88	-1.34	4.73	2.54	5.66	-2.26	3.96	7.06	-20.0
400	-82.75	129.16	147.75	-2.67	9.46	5.09	11.31	-4.52	7.92	14.13	-20.0
600	-124.11	193.73	221.62	-4.00	14.19	7.63	16.97	-6.78	11.87	21.19	-20.0
Experimental measurement											
200	-40.4	61.6	68.6	-1.4	4.3	2.5	5.3	-2.3	3.8	6.8	-20.5
400	-80.8	123.2	137.2	-2.8	8.7	5.0	10.6	-4.7	7.6	13.5	-20.5
600	-121.2	184.8	205.8	-4.2	13.0	7.5	15.8	-7.0	11.4	20.3	-20.5

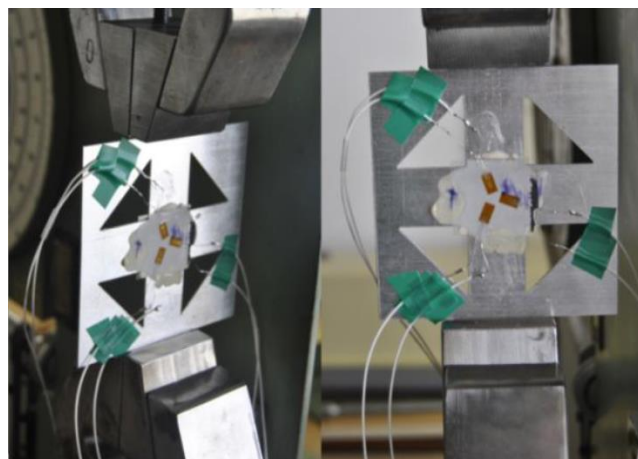


Image 61 - Experimental measurement

4 Conclusion

Plane stress state in the centre point of aluminium specimen was determined by simple finite element model of the strain gauge rosette. Results from simulations (FEA) were output voltages in quarter Wheatstone bridges. Strain and stress components in the specimen were then calculated. Simulation results were in good agreement with experimental measurement. Strain differences were less than 10 % and von Mises stress differences were less than 5 %, Table 9.

Table 9 - Percentage differences: strains and von Mises stress

F [N]	$\Delta \varepsilon_A$ [%]	$\Delta \varepsilon_B$ [%]	$\Delta \varepsilon_C$ [%]	$\Delta \sigma_{Mises}$ [%]
200	2.4	4.8	7.7	4.4
400	2.4	4.8	7.7	4.4
600	2.4	4.8	7.7	4.4

References

BAUCHAU O.A., CRAIG J.I., 2009, *Structural Analysis: With Applications to Aerospace Structures*, Publisher: Springer, ISBN 978-90-481-2515-9
 HOFFMANN K., 1989, *An Introduction to Measurements using Strain Gages*, Darmstadt: Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH
 UGURAL A.C., FENSTER S.K., 2011, *Advanced Mechanics of Materials and Applied Elasticity*, Publisher: Prentice Hall, ISBN 978-0-13-707920-9

Acknowledgement

This work was supported by the Slovak Research and Development Agency under the contract No. APVV-0246-12 and APVV-14-0613, by Grant Agency VEGA, grant No. 1/0228/14 and 1/0453/15. Authors are also grateful to the HPC Centre at the Slovak University of Technology in Bratislava, which is a part of the Slovak Infrastructure of High Performance Computing (SIVVP project, ITMS code 26230120002, funded by the European Regional Development Funds), for the computational time and resources made available.

Contact address:

doc. Ing. Vladimír Goga, PhD.
 Department of Applied Mechanics and Mechatronics
 Institute of Automotive Mechatronics
 Faculty of Electrical Engineering and Information Technology
 Slovak University of Technology in Bratislava
 Ilkovičova 3, 81219 Bratislava, Slovak Republic
 E-mail: vladimir.goga@stuba.sk

COOLANT MASS FLOW DISTRIBUTION AT INLET FUEL ASSEMBLY NOZZLES OF NUCLEAR REACTOR VVER 440

VLADIMÍR KUTIŠ, JAKUB JAKUBEC, JURAJ PAULECH, GABRIEL GÁLIK

Department of Applied Mechanics and Mechatronics
Institute of Automotive Mechatronics
Faculty of Electrical Engineering and Information Technology
Slovak University of Technology in Bratislava
Ilkovičova 3, 81219 Bratislava

Abstract: The paper is focused on CFD analyses of coolant flow in nuclear reactor VVER 440. The goal of analyses is to investigate the influence of orifice diameter on mass flow through individual fuel assemblies in reactor core. Diameter of orifice can be change during the operation of nuclear power plant. Considered boundary conditions are based on operation condition of nuclear reactor.

Keywords: CFD analysis, VVER 440, downcomer, thermo-hydraulics of nuclear reactor

1 Introduction

In nuclear reactor safety, thermo-hydraulics is very important subject (Todreas, 2011). Thermo-hydraulics as multiphysical domain has influence not only on thermal conditions of nuclear fuel, but also influences on distribution of neutron flux in reactor core, thermal and pressure loading of reactor pressure vessel and sets up critical value of heat flux. Many years thermo-hydraulics of nuclear reactors has been investigated only by specialized system codes, like RELAP and ATHLET. In the last decade, computational fluid dynamics - CFD (Versteeg, 2007) emerged as very useful alternative tool to analyze thermo-hydraulics, where real 3D geometry can be considered.

During the phase of considering safety aspects of the nuclear power plant, one of the fundamental criterions rests in determination of the thermo-hydraulic conditions in the active zone (core) of the nuclear reactor. In reactor VVER440, there are 6 inlet nozzles for cold coolant water at the reactor pressure vessel (RPV). The paper deals with the influence of nuclear reactor components design on coolant mass flow distribution during operation conditions and with the influence of orifice diameter change on coolant mass flow distribution in individual fuel assemblies. The inlet nozzles of fuel assemblies and control rods are set up as output region of the simulation model. In CFD model, the flow in protective tubes for control rods is also considered.

2 Geometry discretized model of reactor

To performed CFD simulation (Hirsch, 2007), the geometry of reactor had to be created. Because only downcomer of the nuclear reactor VVER 440 is investigated by CFD, only three geometry parts were created, namely reactor pressure vessel (RPV), reactor shaft core barrel and bottom of reactor shaft core barrel - see Image 62. In this picture, you can see the assembly of all three componets but you can also see three different details of created geometry model.

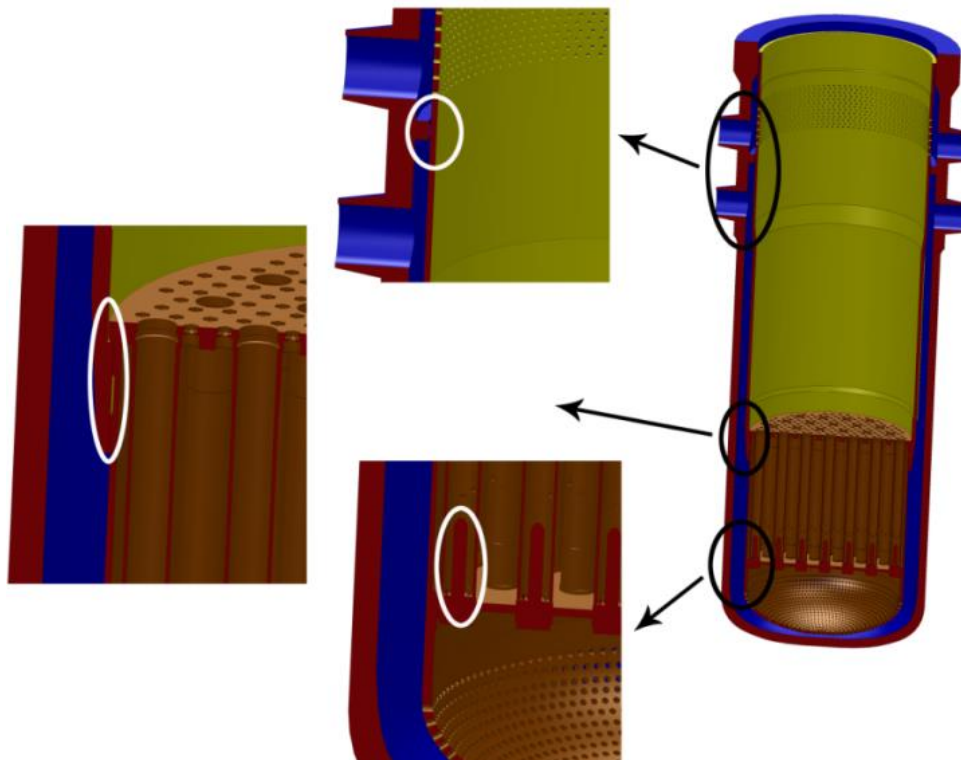


Image 63 – Geometry model of RPV, reactor shaft core barrel and bottom of reactor shaft core barrel with details

All components were created with all design details. For CFD simulations, some of the design details can be simplified - e.g. in reactor shaft core barrel there was simplified outer shape, where surveillance channels were removed. Image 2 shows negative volume of geometry model, which represents volume of coolant in downcomer of reactor.

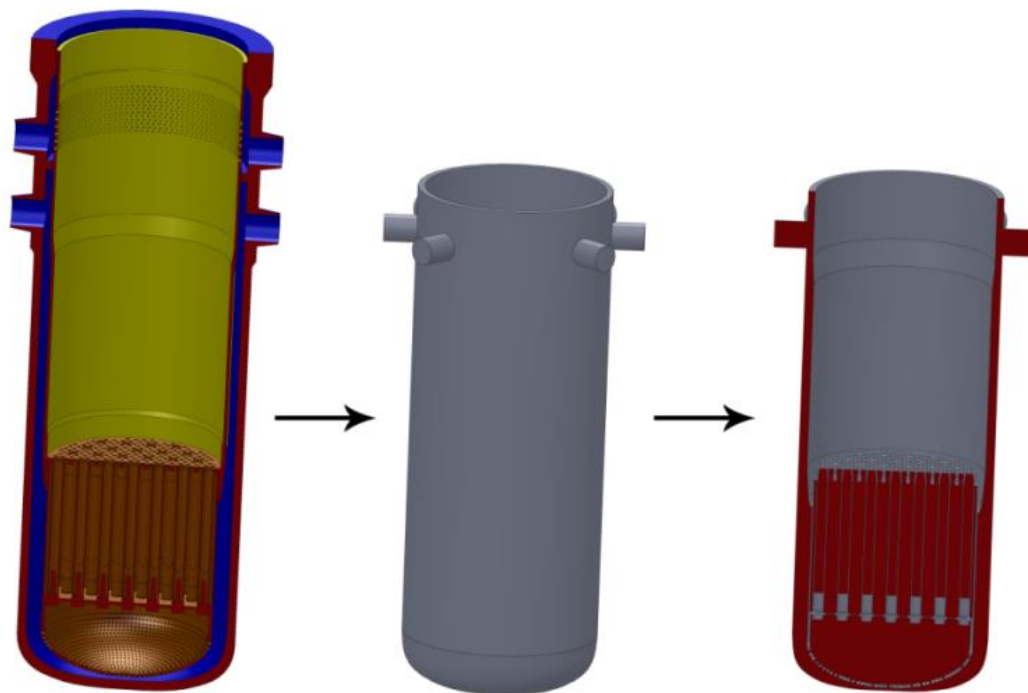


Image 2 – Negative volume of reactor - volume of coolant in downcomer

Specialized mesh tool ANSYS ICEM CFD was used to create structured hexahedral and unstructured tetrahedral mesh - Image 3. In common, hexahedral mesh in comparison with tetrahedral mesh provides numerically more accurate results and the number of elements is significantly smaller. Total number of elements was approximately 24 million of elements and 26 million of nodes. Image 4 shows discretized coolant in one outlet of investigated region - orifice.

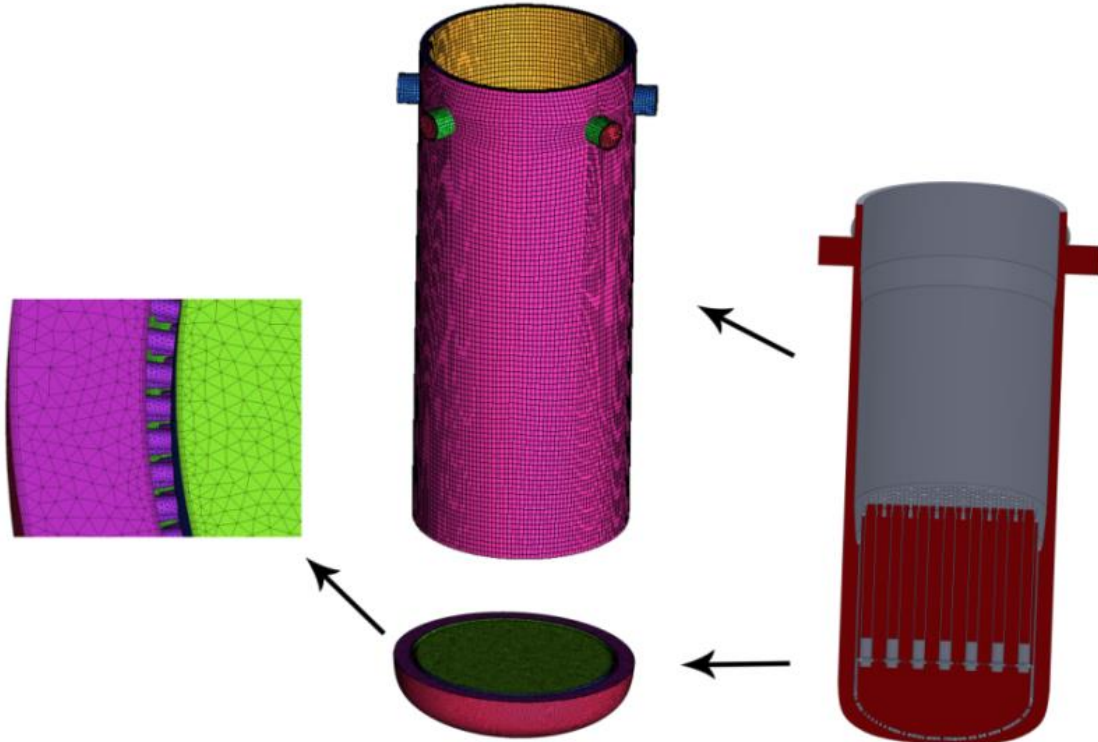


Image 64 – Discretization of coolant volume in downcomer

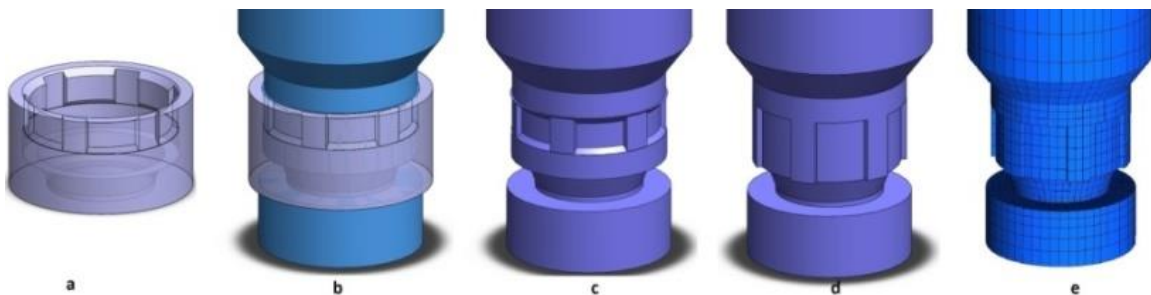


Image 4 – Discretization of coolant volume in one orifice

3 CFD simulation of downcomer

In presented CFD analyses of coolant flow in downcomer of nuclear reactor VVER 440, operation conditions are considered. They can be described as steady-state conditions with following parameters:

- coolant mass flow in each loop - see Image 5 - left
- coolant temperature in each loop - see Image 5 - right
- average coolant bypass of core: 6.11%
- coolant output pressure: 12.25 MPa

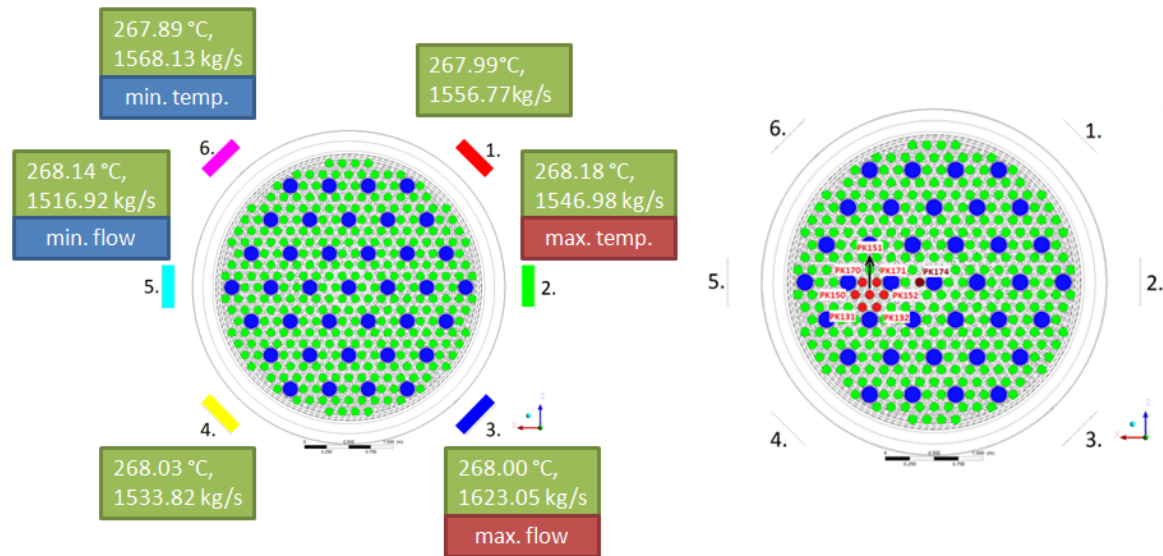


Image 5 – Average coolant temperature and mass flow in individual inlet nozzles (left) and location of investigated orifices (right)

Average coolant temperature and mass flow at the individual inlet nozzles in RPV with their minimal and maximal values are shown in Image 5 - left. All boundary conditions of CFD model were set up according to the steady-state operation conditions.

The simulation was calculated by CFD code ANSYS CFX, where following parameters were set up to CFD model:

- type of analysis: steady-state
- material properties of coolant: water – properties were set according to material model in material library IAPWS IF97
- turbulent model (Wilcox, 2006): SST
- advection scheme selection: high resolution
- heat transfer option: isothermal
- solver precision: single

The goal of the CFD analyses is to determine the distribution of coolant mass flow at the individual inlet fuel assembly nozzles (i.e. orifices) and to investigate the influence of orifice diameter change on mass flow distribution through individual orifices. Investigated orifices are shown in Image 5 - right.

Image 6 shows the distribution of coolant mass flow at the outlet of investigated region, when diameter of all orifices has nominal value 50 mm. Individual orifices also represents inlet into the fuel assemblies nozzles. There are shown only 312 orifices of fuel assemblies, but in CFD calculation the flow through protecting tubes for control rods were considered. Image 6a shows the distribution of coolant mass flow in individual orifices of fuel assembly inlet nozzles. In this picture we can see that mass flow of coolant is in range from 23.80 kg/s to 24.50 kg/s. This coolant mass flow difference has value 0.70 kg/s and it represents 2.85% from maximal coolant mass flow value. Image 6b shows average coolant mass flow in individual orifices when 1/6 symmetry of active zone is considered. The difference between actual coolant mass flow in individual orifice and average value of correspondent 6 orifices is shown in Image 6c. In Image 6d, there is shown maximal difference of correspondent orifices expressed in percentage. As we can see from these last two figures, the difference between actual and average value of correspondent 6

orifices is in range -0.18 kg/s to 0.20 kg/s and their maximal percentage difference is in range from 0.38 % to 1.42 %. But most of coolant mass flow percentage difference in considering 1/6 symmetry is below 1 %.

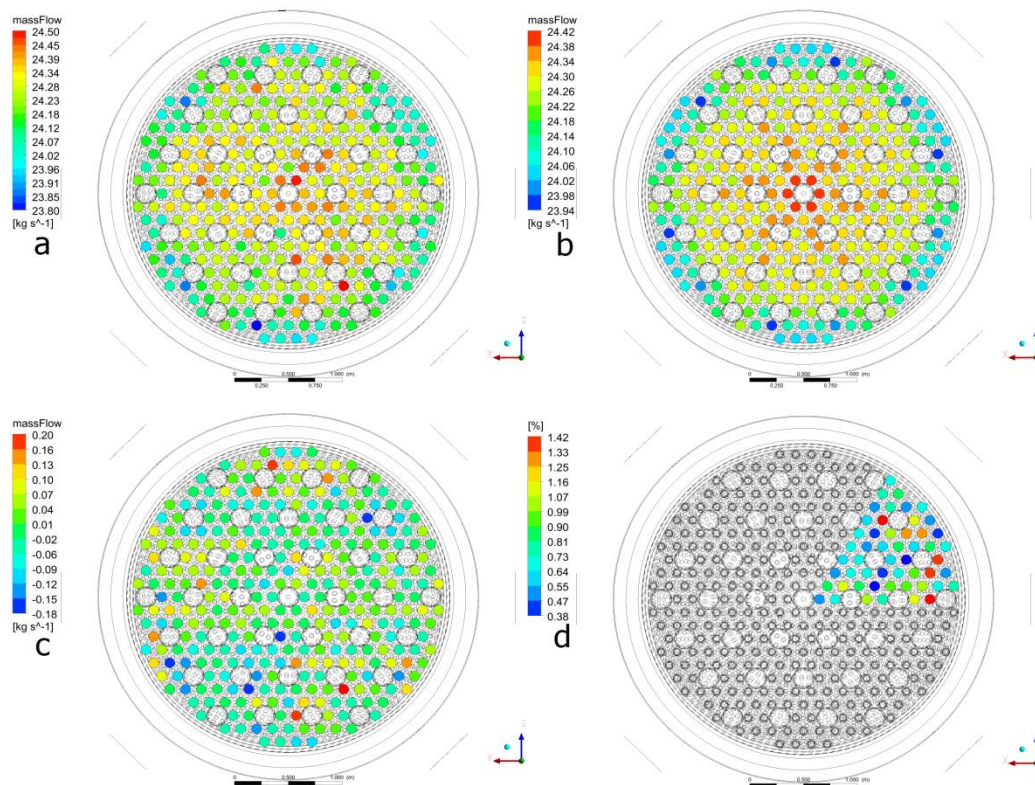
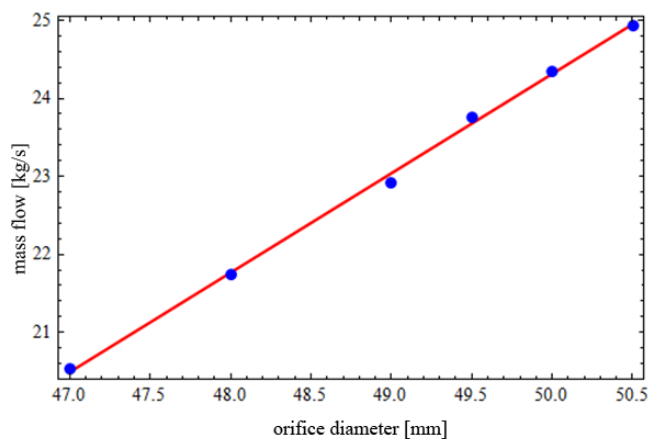


Image 6 – Distribution of coolant mass flow at the outlet of investigated region

The influence of orifice diameter change on mass flow distribution through individual orifices was investigated in 2 cases:

- change of diameter in range 47 to 50.5 mm of only one orifice in central region - FA174 (see Image 5 right)
- change of diameter in range 47 to 50.5 mm of 7 orifices near orifice FA151 were changed at the same time (see Image 5 right)

Image 7 shows the dependence of coolant mass flow through orifice FA174 on the orifice diameter. As we can see from this figure, the dependence is almost linear.



Orifice diameter PK 174 [mm]	Mass flow through PK 174 [kg/s]
47	20.53
48	21.75
49	22.91
49.5	23.76
50	24.37
50.5	24.94

Image 7 – Dependence of coolant mass flow on diameter of orifice FA174

Image 8 shows coolant mass flow distribution in individual orifices when diameter of all 7 investigated orifices near orifice PK151 was 47 mm (Image 11 - left) and 50 mm (Image 11 - right), respectively.

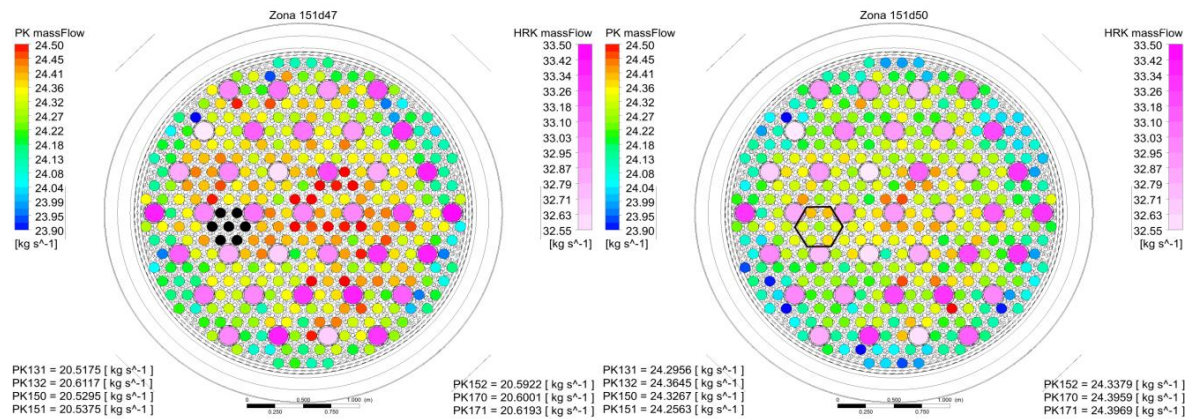


Image 8 – Coolant mass flow distribution in individual orifices, diameter of all 7 investigated orifices was 47 mm (left) and 50 mm (right)

From obtained results we can observe, that decreasing of diameter in all 7 orifices about 3 mm causes decreasing of mass flow about 26.36 kg/s summarily in all 7 investigated orifices. Small part of this mass flow (3.87 kg/s) flows to control rods (HRK), the rest of this mass flow (22.49 kg/s) is redistributed in the all others orifices - Image 9.

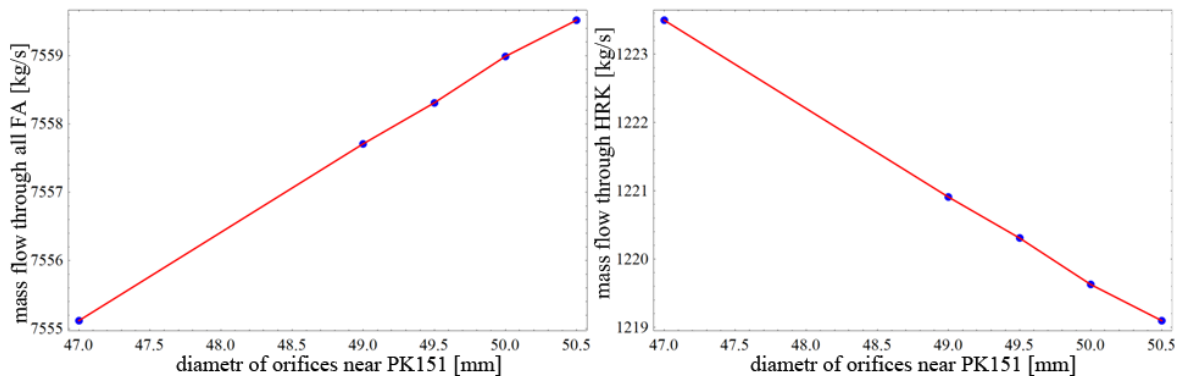


Image 9 – Mass flow distribution between fuel assemblies and control rods as function of diameter of selected orifices

4 Conclusion

The presented paper dealt with modeling of thermo-hydraulic conditions in downcomer and fuel assembly of nuclear reactor VVER 440. Operation conditions were considered as boundary conditions of CFD models. The area of interest was the fuel assemblies' inlet region where distribution of mass flow of coolant were investigated. This CFD analysis can be considered as introductory CFD analysis of real conditions in fuel assembly inlet nozzles. In our next research we will focused on influence of generated heat in individual fuel assemblies on coolant mass flow distribution in individual orifices.

References

- TODREAS, N. E., KAZIMI, M. S., 2011. *Nuclear Systems Volume I: Thermal Hydraulic Fundamentals*. CRC Press. 1034 p. ISBN 1439808872.
- VERSTEEG, H., MALALASEKERA, W., 2007. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. Prentice Hall. 520 p. ISBN 0131274988.

HIRSCH, Ch., 2007. *Numerical Computation of Internal and External Flows: The Fundamentals of Computational Fluid Dynamics*. Butterworth-Heinemann. 680 p. ISBN 9780750665940.

WILCOX, D. C., 2006. *Turbulence Modeling for CFD*. D C W Industries, Inc. 522 p. ISBN 928729088.

Acknowledgement

This work was supported by the Slovak Research and Development Agency under the contract No. APVV-0246-12 and APVV-14-0613, by Grant Agency VEGA, grant No. 1/0228/14 and 1/0453/15. Authors are also grateful to the HPC Centre at the Slovak University of Technology in Bratislava, which is a part of the Slovak Infrastructure of High Performance Computing (SIVVP project, ITMS code 26230120002, funded by the European Regional Development Funds), for the computational time and resources made available.

Contact address:

doc. Ing. Vladimír Kutíš, PhD.
Department of Applied Mechanics and Mechatronics
Institute of Automotive Mechatronics
Faculty of Electrical Engineering and Information Technology
Slovak University of Technology in Bratislava
Ilkovičova 3, 81219 Bratislava
E-mail: vladimir.kutis@stuba.sk

ANALÝZA CHOVÁNÍ ZARÁŽEDEL ČD

VLASTISLAV SALAJKA, PETR HRADIL, OTTO PLÁŠEK
Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební

Abstract: With respect to the possibility of crash accidents of trains due to delayed stopping in dead track, tracks are provided with buffer stops. Nowadays the majority of buffer stops is designed according to CD Z 9 code (České dráhy, 2002). Accidents in recent years indicate that those buffer stops are not in conformance with up-to date railway service with respect to transport safety. Means to improve the security of buffer stops use are investigated. In orders to assess the resistance properties of code-conforming buffer stops, there have been performed analyses considering train of wagons crashing with specified velocity into buffer stop. The range of buffer capabilities during the impact has been investigated. Analyses have been performed using ANSYS and LS-Dyna program packages..

Keywords: dead track, fixed buffer stop, finite element method, ANSYS, LS-Dyna

1 Úvod

V souvislosti s možností havárie v případě opožděného zastavení vlaku je kusá kolej opatřena zárazedlem. Předpokládá se, že zárazedlo je navrženo a provedeno tak, že je schopno vyhovět řadě požadavků. Jedná se buď o požadavek, že při nárazu nenastane poškození kolejového vozidla či poškození samotného zárazedla. Dále o požadavek na bezpečnost osob při nárazu. Toto se týká jak cestujících ve vlaku, strojvedoucího a vlakového personálu, tak i osob pohybujících se v okolí zárazedla. Konstrukční uspořádání zárazedel v České republice je věnován předpis ČD Ž 9 Zárazedla. Dokument obsahuje popis čtyř typů pevných zárazedel a jejich vzorové listy. Jedná se zemní zárazedlo, kolejnicové, betonové typ SUDOP a betonové typ DSB. Odolnost těchto zárazedel byla určena statickým výpočtem. Jedná se pouze o teoretické hodnoty přípustných nárazových rychlostí vozidel, viz tabulka 1. Zemní zárazedlo nebylo posuzováno, tímto není v tabulce zahrnuto.

Tabulka 1 Odolnost pevných zárazedel podle ČD 9 Ž

Typ zárazedla	6 vozů po 15 t	1 vůz 80 t
Kolejnicové	1,0 km/h	1,6 km/h
Betonové typ SUDOP	0,7 km/h	1,1 km/h
Betonové typ DSB	1,0 km/h	1,6 km/h

Uvedené hodnoty ukazují na nízkou úroveň odolnosti. Toto se ukázalo během havárie vloni na Masarykově nádraží v Praze, kdy vlak vjel až na nástupiště. Podobná nehoda se stala předloni na Smíchovském nádraží. Strojvedoucí tehdy při vjezdu do stanice nestačil zastavit před návěstidlem zakazujícím další jízdu a narazil do betonového zárazedla. Při haváriích došlo k rozsáhlým škodám a ke zranění osob.

Ukazuje se, že zárazedla již neodpovídají současnému stavu železniční dopravy z hlediska požadavku na bezpečnost dopravy. Vznikl požadavek na přepočty uvedených zárazedel a na vypracování doporučení pro další zvýšení bezpečnosti na kusých kolejích (např. provázáním se zabezpečovacími zařízeními nebo osazením moderních robustních zárazedel). Jako základní návrhové parametry, kterým by mělo každé ukončení kusé koleje vyhovovat, můžeme uvažovat nárazovou rychlost a hmotnost pohybujícího

se kolejového vozidla, tedy schopnost zarážedla absorbovat kinetickou energii a kolejové vozidlo zastavit. Rychlost nárazu je definována jako maximální dovolená rychlost vlaku při nárazu do zarážedla. Například podle izraelského předpisu Railway buffer stops (Israel railways Ltd., 2009) a obdobně v Rakousku a Německu se uvažuje s kolizní rychlostí podle typu vlaku v mezích od 10 do 15 km.h⁻¹. Tyto hodnoty výrazně převyšují údaje v tabulce 1. Hmotnost vozidla se odvíjí od typu vlaku.



a) Masarykovo nádraží



b) Smíchovské nádraží

Obr. 1 Havárie na koncové koleji

Přepoččet odolnosti zarážedel je tentokrát, veden jako dynamická úloha, kdy soustava vozů s předepsanou rychlostí narazí do zarážedla. Zkoumá se, co se stane se zarážedlem z hlediska rozsahu poškození a jakou má schopnost absorbovat energii při nárazu. Pro řešení byl zvolen postup využívající metodu konečných prvků implementovanou v programu ANSYS a LS-Dyna.

2 Modely Zarážedel

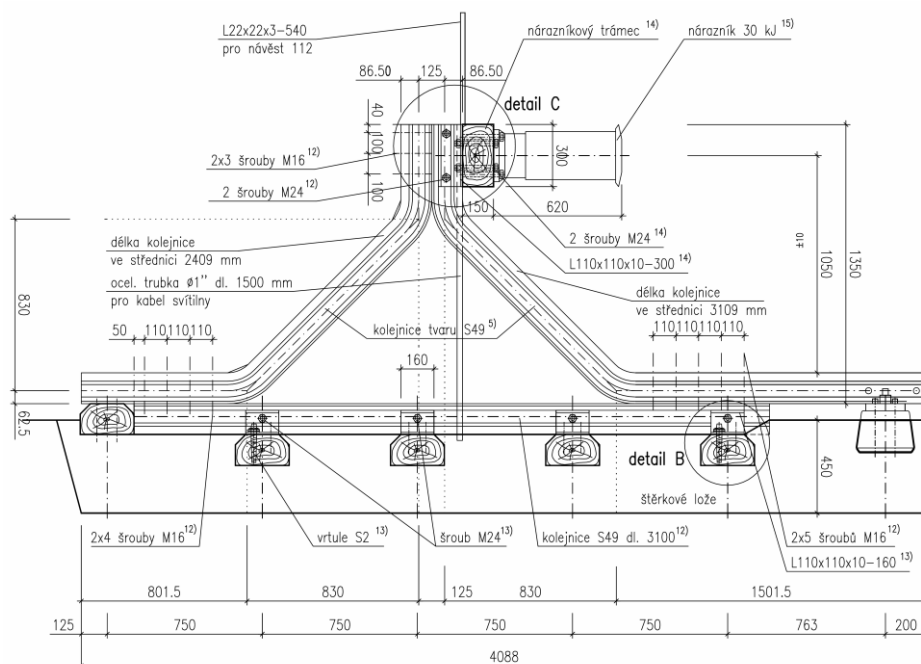
2.1 Zarážedlo kolejnicové

Vzorový list zarážedla kolejnicového je uveden na obrázku 1 a 2. Uvádí se, že kolejnicové zarážedlo vykazuje stejnou odolnost jako betonové zarážedlo typu DSB a lze jej použít na všech kusých kolejích. Vzhledem k malé šířce je zarážedlo vhodné i pro koleje s malými osovými vzdálenostmi.

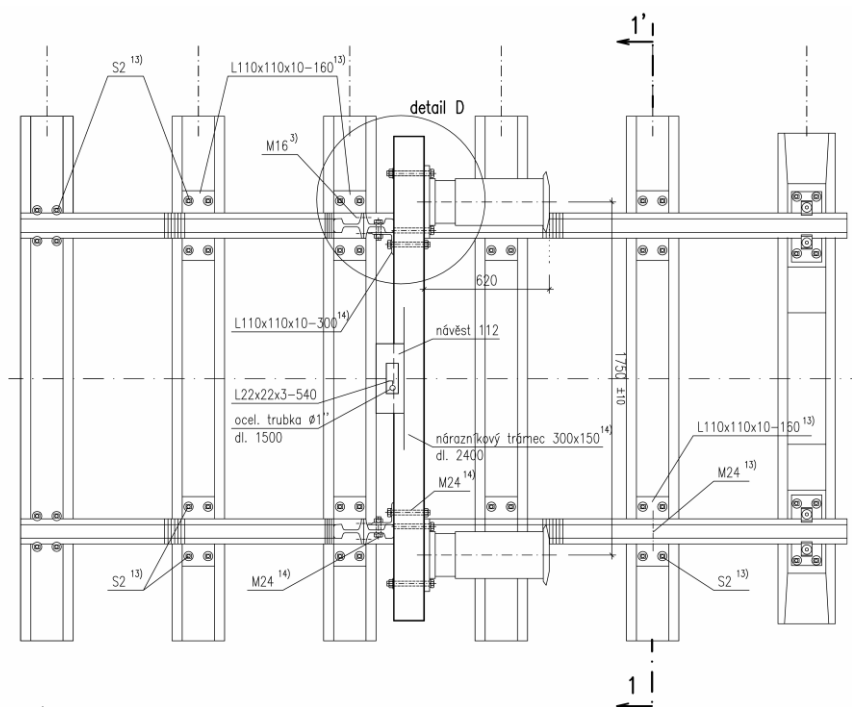
Základní část zarážedla tvoří dva opěrné rámy ve tvaru rovnoramenného pravoúhlého trojúhelníka s prodlouženou předponou, které se vyrobí ze dvou ohnutých a jedné přímé kolejnice. Obě ohnuté kolejnice jsou navzájem i se spodní přímkou kolejnicí pevně spojeny šrouby M16. Spodní kolejnice rámu, obrácené hlavou dolů, se připevní k dřevěným pražcům pomocí úhelníků 110 x 110 x 10, šroubů M24 a vrtulí S2. Tyto pražce se osadí do snížené polohy podle výkresu. Oba opěrné rámy zarážedla se navzájem spojí nárazníkovým trámcem rozměru 2400 x 300 x 150 mm, který se připevní ke kolejnicím úhelníky 110 x 110 x 30 - 300 a šrouby M 24. Zarážedlo se připojí ke konci kusé koleje spojkami.

Kolejnicové zarážedlo je opatřeno nárazníky. Výška středů nárazníků je 1,05 m nad temenem kolejnice, rozteč nárazníků je 1,75 m.

Kolejnicové zarážedlo se obvykle buduje na stávající koleji, na jejímž konci je nutno nejprve odmontovat 4,10 m koleje, snížit a upravit kolejové lože a osadit dřevěné pražce v předepsané poloze. Zřizuje-li se zarážedlo až za koncem kusé koleje, je nutno úsek 4,10 m upravit nově s kolejovým ložem a pražci podle výkresu. Na pražce se připevní dovezené dva rámy kolejnicového zarážedla, spojí se nárazníkovým trámcem a opatří nárazníky.



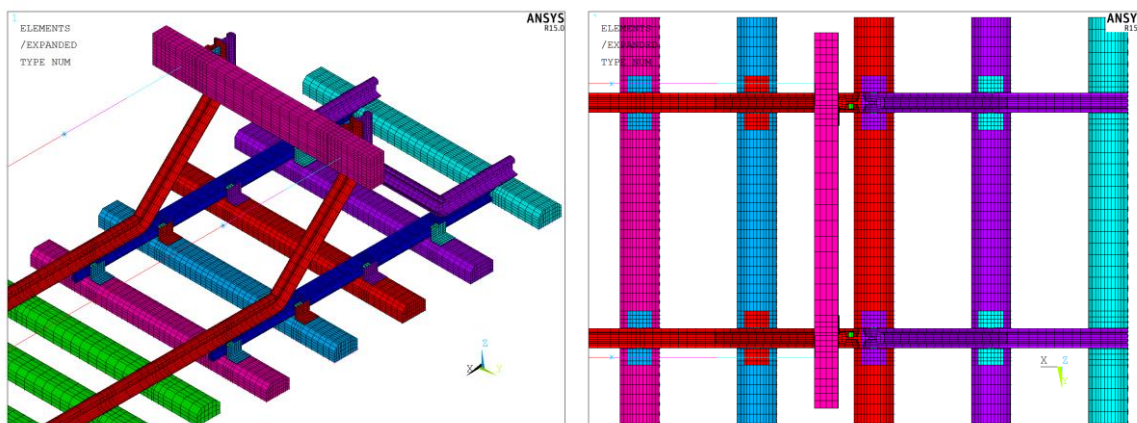
Obr. 1 Kolejnicové zarážedlo z kolejnic tvaru S49 – podélný řez



Obr. 2 Kolejnicové zarážedlo z kolejnic tvaru S49 – půdorys

2.2 Výpočtový model kolejnicového zarážedla

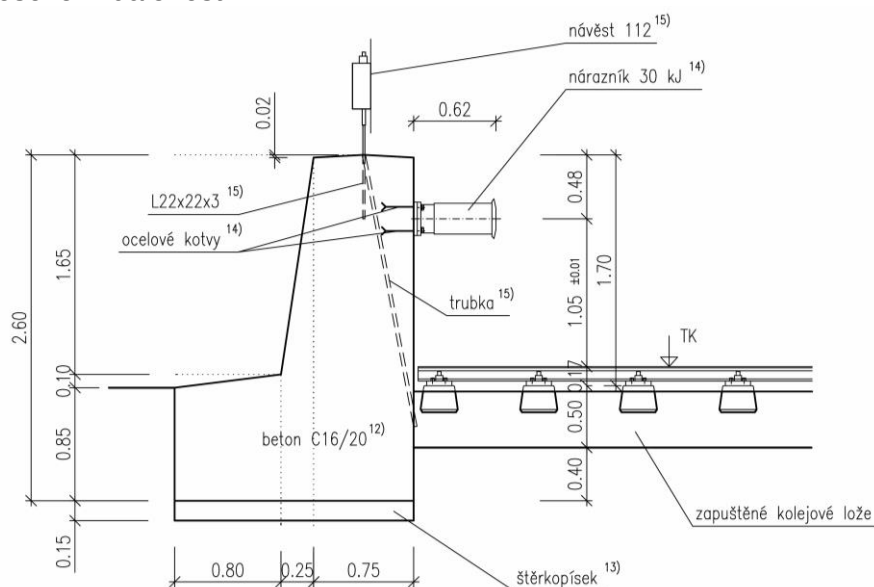
Výpočtový model kolejnicového zarážedla je sestaven v souladu s vzorovým listem a doplněn o oblast zahrnující postavení vozidla (lokomotivy) a o části modelující uložení. Komplexnost a rozsah modelu ilustruje obrázek 3. Mechanické vlastnosti kolejnice odpovídají bilineárnímu materiálovému s kinematickým zpevněním materiálu.



Obr. 3 Zarážedlo kolejnicové – dělení na konečné prvky

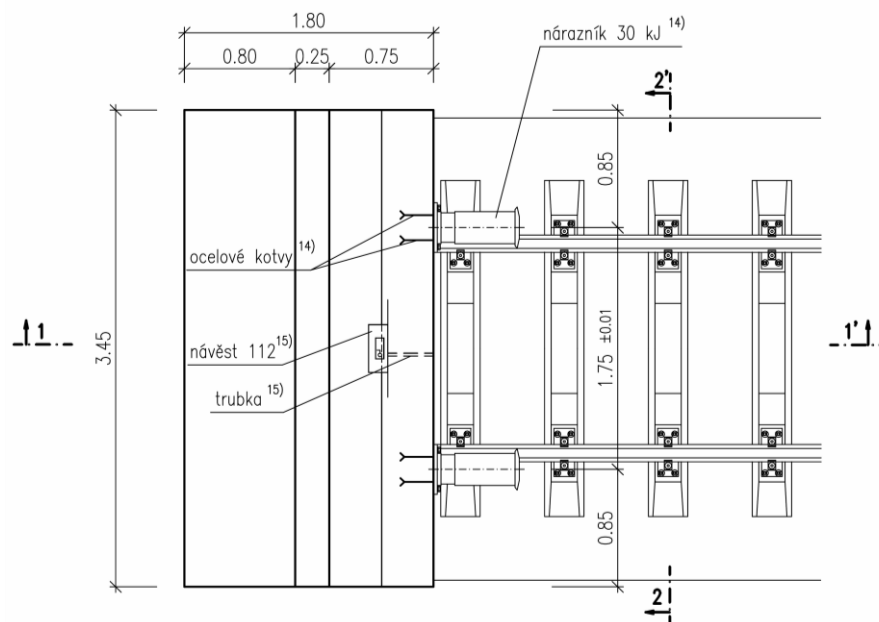
2.3 Zarážedlo betonové typ SUDOP

Vzorový list zarážedla typu SUDOP je uveden na obrázcích 4 a 5. Betonové zarážedlo typu SUDOP lze použít na všech kusých kolejích. Rozměrově vyhovuje i pro malé osové vzdálenosti.

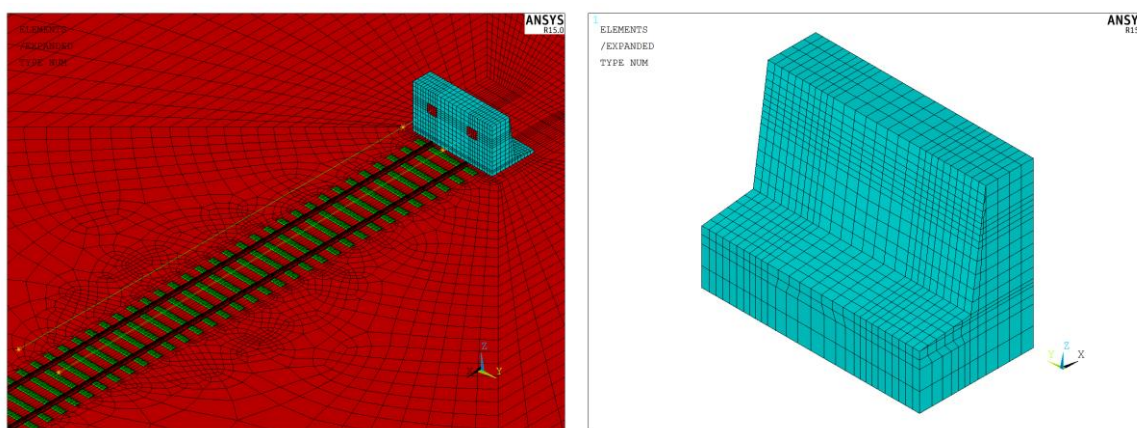


Obr. 4 Zarážedlo betonové typ SUDOP – řez 1 – 1'

Zarážedlo je samostatně stojící železobetonová konstrukce z betonu C 16/20 a betonářské výztuže. Pod základovou spárou je ztuhlý šterkopískový polštář. Zarážedlo musí být vždy opatřeno nárazníky 30 kJ s prstencovou zpruhou. Nárazníky jsou upevněny k zarážedlu ocelovými kotvami profilu 24 mm a délce 400 mm.



Obr. 5 Zarážedlo betonové typ SUDOP – půdorys



a) Model zarážedla a okolí

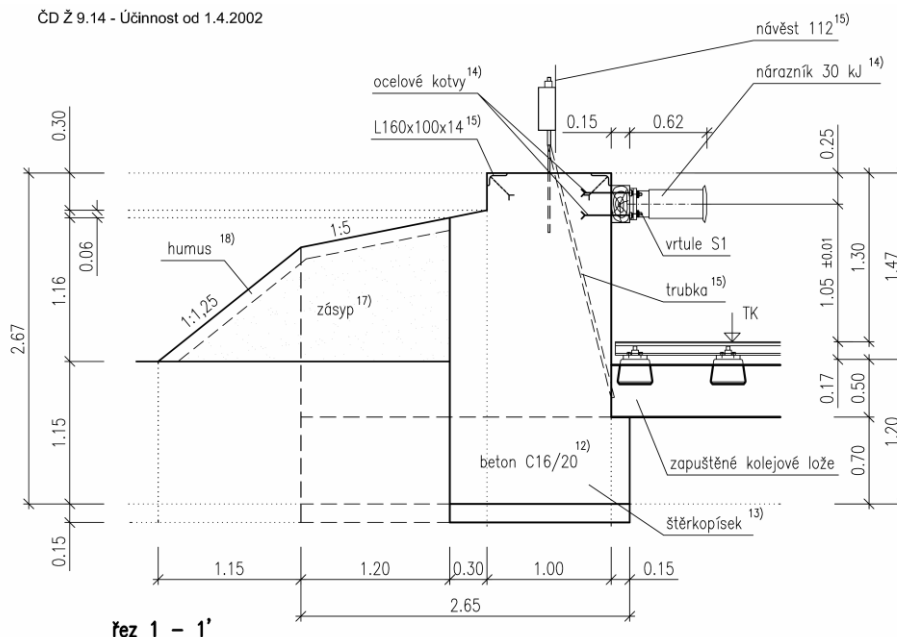
b) Model betonového bloku

Obr. 6 Zarážedlo typ SUDOP – dělení na konečné prvky

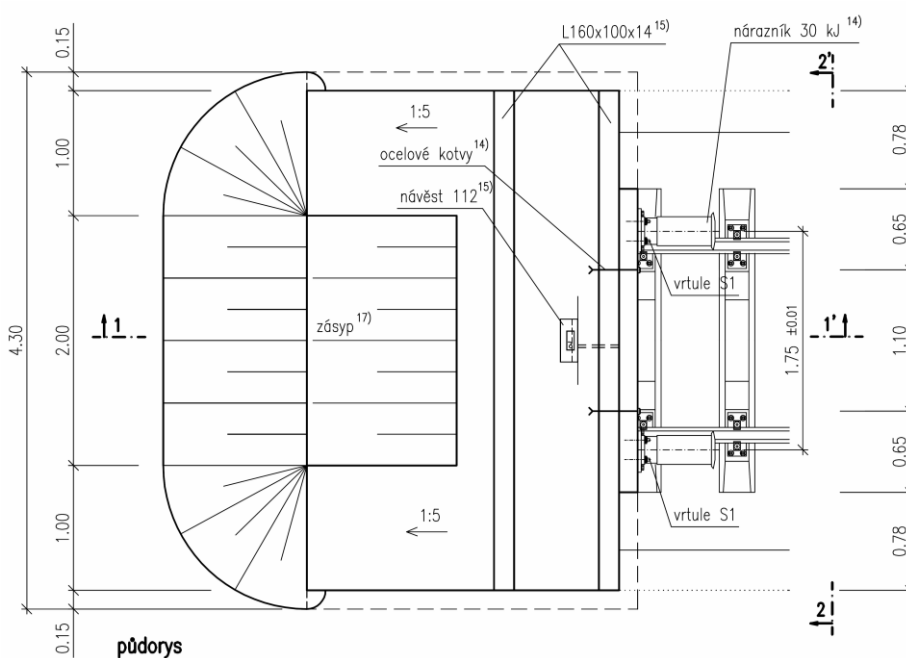
2.4 Zarážedlo betonové typ DSB

Vzorový list zarážedla typ DSB je uveden na obrázku 7 a 8. Betonové zarážedlo typ DSB má vyšší odolnost než typ SUDOP a lze jej použít na všech kusých kolejích. Při větším poškození je jeho odstranění obtížné a obnova nákladná. Základy a čelní i boční zídky zarážedla jsou z betonu C 16/20 a betonářské oceli. Pod základovou spárou je zhutněný štěrkopískový polštář. Zarážedlo musí být vždy opatřeno nárazníky 30 kJ s prstencovou zpruhou. Nárazníky jsou připevněny k nárazníkovému trámci šrouby. Betonáž zarážedla se provede bez pracovních spár. Zásyp mezi bočními křídly zarážedla a za nimi je proveden ze zhutněné nenamrzavé zeminy.

ČD Ž 9.14 - Účinnost od 1.4.2002



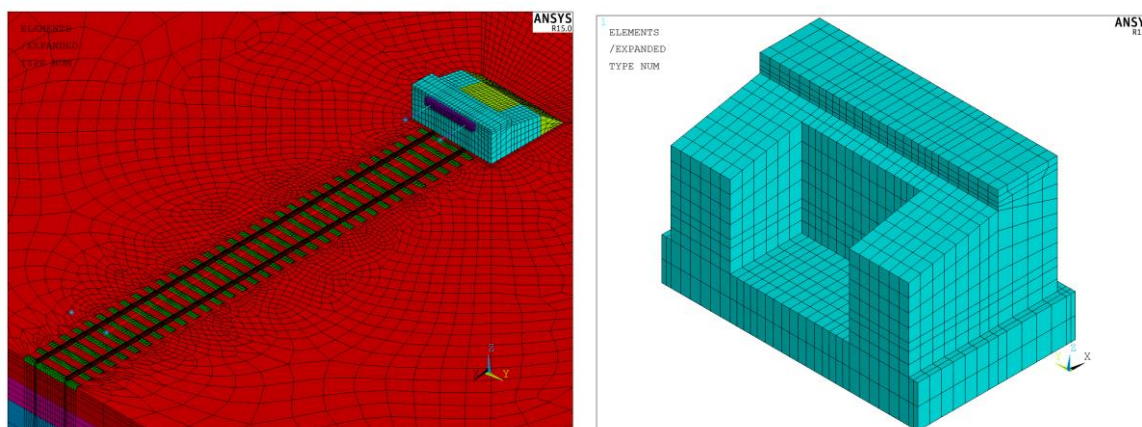
Obr. 6 Příklad betonového zarážedla typ DSB – svislý řez



Obr. 7 Příklad betonového zarážedla typ DSB – půdorysný pohled

2.5 Výpočtový model zarážedla typ DSB

Výpočtový model zarážedla typ DSB je sestaven v souladu s vzorovým listem a doplněn o oblast zahrnující postavení vozidla a o části modelující uložení. Použitá síť prvků je patrná z obr. 8.



a) Model zarážedla a okolí

b) Model betonového bloku

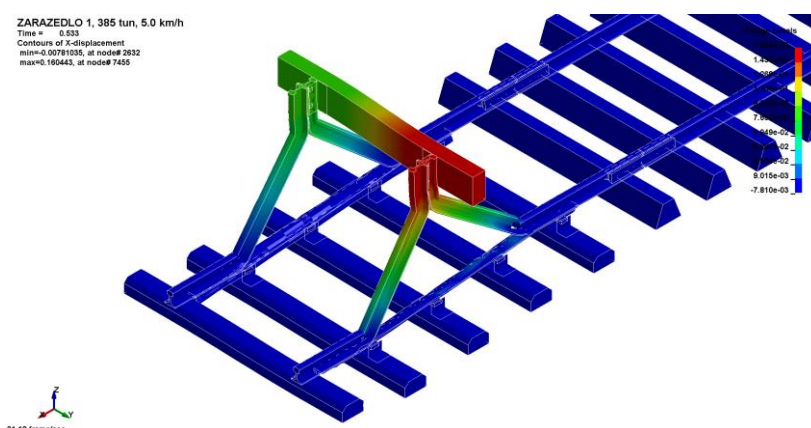
Obr. 8 Zarážedlo typ DSB – dělení na konečné prvky

3 Modely vozidel

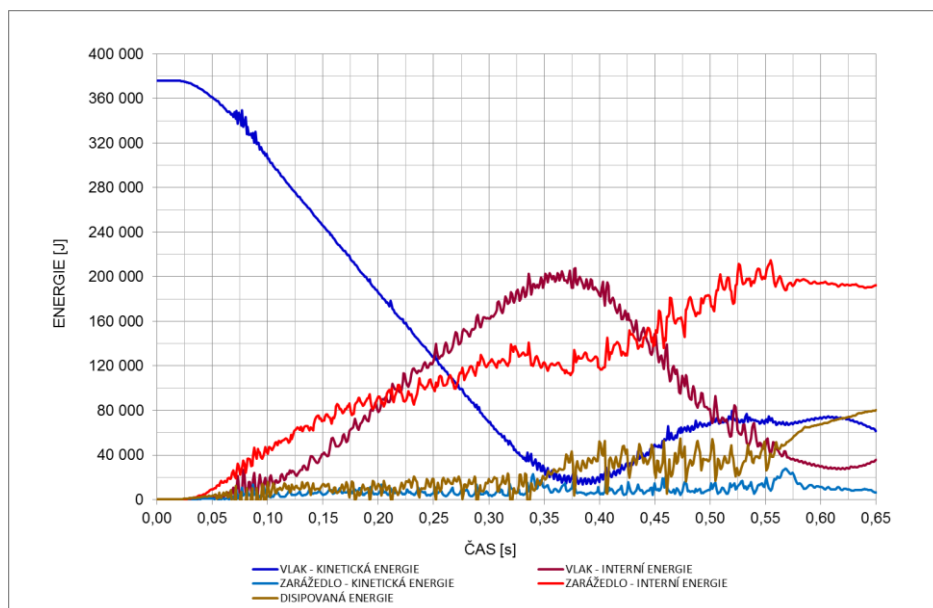
Modely vozidel jsou značně zjednodušené a představují zvolené seskupení vozidel. Modely zahrnují vlastnosti nárazníků (tuhost a útlum) a odhadnuté vlastnosti podélné tuhosti jednotlivých seskupených vozidel lišících se hmotností. Jednalo se o motorovou jednotku řady 814 „Regionova“ (55 Mg), těžkou lokomotivu ř. 380 typ 109E (100 Mg), elektrickou dvoupodlažní jednotku City Elefant (dva trakční vozy se třemi vloženými vozy – 180 Mg) a jednotku odpovídající hmotnostní řadě 680 (čtyři trakční vozy a mezi nimi vložené vozy – 385 Mg). Ve výpočtech bylo uvažováno sedm rychlostí pohybu vozidel před nárazem 0,7, 1,0, 1,6, 3,0 a 5,0 km.h⁻¹. Vlastnosti nárazníků odpovídají vyráběným nárazníkům od firmy Axtone.

4 Výpočty a výsledky výpočtů

Celkem bylo provedeno 28 výpočtů v programu LS-Dyna pro časovou oblast 2 s. Výsledkem řešení jsou pole posunutí, deformací a napětí. Významným výsledkem je bilance energií – postupná přeměna kinetické energie na energii akumulovanou při deformaci konstrukčních prvků zarážedla a uložení včetně disipace energie při plastizaci materiálu a stlačení nárazníků.

Obr. 9 Pole složky posunutí u_x

Jako příklad se uvádějí výsledky pro případ kolejnicového zarážedla při nárazu seskupení vozidel o hmotnosti 385 Mg při počáteční rychlosti 5 km.h⁻¹. V tomto případě nastává kolaps (ztráta stability) nosné konstrukce, viz obr. 9. Nevyhoví všechny sledované spoje. Průběh změn energií je zobrazen na obr. 10. „Interní energie“ představuje část přeměněné kinetické energie bez disipativní energie útlumu.



Obr. 10 Změna energií – 385 Mg

Tabulka 2 Extrémní posuny v závislosti na počáteční rychlosti – hmotnost 385 Mg

Rychlost nárazu	Energie nárazu	Trám zarážedla	Nárazník zarážedla	Nárazník vlaku	Vlak
[km.h ⁻¹]	[kJ]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
0,7	7,357	4,4	11,4	42,7	44,9
1,0	15,015	5,7	21,3	55,8	51,0
1,6	38,439	13,0	46,0	75,1	65,4
3,0	135,138	26,2	50,6	94,4	102,0
5,0	375,385	160,0	185,0	374,0	378,0

V tabulce 2 se uvádí hodnoty extrémních posunů v závislosti na rychlosti při nárazu. Dále byly zkoumány hodnoty poklesu rychlosti vozidel, velikosti zrychlení jednotlivých částí zarážedla a vozidla. Bylo provedeno podrobné posouzení všech nosných prvků včetně jednotlivých šroubových spojů. Ukázalo se, že přípoje vyhoví do rychlosti 1 km.h⁻¹, vyjma dřevěného trámce, který se zlomí již při rychlosti 0,7 km.h⁻¹. V hypotetickém případě při posílení spojů, například svařením jednotlivých částí z výpočtů vyplynulo, že zarážedlo je schopno zadržet všechna vozidla i při rychlosti 3 km.h⁻¹.

Obdobným způsobem byly vyhodnoceny železobetonová zarážedla. Výpočty jsou silně ovlivněny okrajovými podmínkami – uložením betonového bloku v zemním tělese. Uvádí se výsledky zarážedla SUDOP, kdy spolupůsobení zeminy nad základovou spárou se neuvažuje, součinitel tření mezi zeminou a zarážedlem je zaveden do výpočtu hodnotou 0,3 a zemina pod zarážedlem je uvažována jako izotropní kontinuum s jednotným modulem pružnosti 20 MPa. Při nárazu seskupení vozidel o hmotnosti 385 Mg a rychlosti 5 km.h⁻¹ se zarážedlo se posune o 320 mm, vznikne síla mezi vozidlem a blokem 1022 kN. Přičemž nárazníky zarážedla nejsou schopny takovou sílu přenést.

V případě zarážedla DSB, kdy je uvažován zásyp mezi a za bočními křídly se zarážedlo posune pouze o 303 mm, ale síla mezi vozidlem a blokem vzroste na 1446 kN. Nárazníky zarážedla budou trvale poškozeny.

5 Závěr

Pomocí výpočtů metodou konečných prvků byla určena odolnost pevných zarážedel. Jednalo se o zarážedlo kolejnicové, zarážedlo betonové typ SUDOP a zarážedlo betonové typ DSB, kdy řešení zarážedel odpovídá dokumentu Českých drah Ž 9 Železniční spodek – Zarážedla, 2002.

Metodou konečných prvků byly sestaveny tři prostorové modely zarážedel a provedeny výpočty v programu LS-DYNA pro různé rychlosti pohybu seskupení vozidel (0,7, 1,0, 1,6, 3,0 a 5,0 km/h). Výběr seskupení vozidel odpovídá zatížení při nárazu motorové jednotce řady 814 „Regionova“, těžké lokomotivě ř. 380 typ 109E, elektrické dvoupodlažní jednotce City Elefant a jednotce odpovídající hmotnostně řadě 680.

Z analýzy výpočtů vyplynulo, že zarážedlo kolejnicové z hlediska únosnosti ocelových prvků (kolejnice) je schopno zadržet prakticky všechny seskupení vyjma případu seskupení s hmotností 385 Mg při rychlosti 5 km.h⁻¹, kdy nastane stabilitní kolaps konstrukce. Nejslabším prvkem je dřevěný trámec, u kterého nastane prakticky ve všech případech porušení. Dále lze konstatovat, že spoje jednotlivých částí a prvků kolejnicového zarážedla jsou nevyhovující. Některé spoje vyhoví pouze do rychlosti 1 km/hod včetně pro seskupení vozidel do hmotnosti 55 Mg. Při seskupení vozidel o hmotnosti 100 Mg spoje prakticky nevyhoví pro všechny zvolené rychlosti.

Při vyhodnocení chování železobetonových zarážedel se ukázalo, že výpočty jsou silně ovlivněny okrajovými podmínkami – uložením betonového bloku v zemním tělese. Například lze uvést, že zarážedlo typ SUDOP, kdy spolupůsobení zeminy nad základovou spárou se neuvažuje, součinitel tření mezi zeminou a zarážedlem je zvolen 0,3 a zemina pod zarážedlem je charakterizována modulem pružnosti 20 MPa při nárazu seskupením vozidel o hmotnosti 385 Mg a rychlosti 5 km.h⁻¹ se posune o 320 mm. Tomuto stavu odpovídá síla mezi vozidlem a betonovým blokem 1022 kN. V tomto případě nárazníky zarážedla nejsou schopny takovou sílu přenést a může nastat vykolejení.

V případě zarážedla DSB, kdy je uvažován zásyp mezi a za bočními křídly se zarážedlo posune pouze o 303 mm, ale síla mezi vozidlem a blokem vzroste na 1446 kN. Nárazníky zarážedla budou trvale poškozena.

Lze konstatovat že, uvedené odolnosti pevných zarážedel uvedených v dokumentu Českých drah jsou v mezích hodnot získanými dynamickými výpočty. Výpočty odhalily slabá místa zarážedel, například nevhodnost konstrukčního uspořádání dřevěného trámu vůči koleji a nárazníkům.

Výpočty by bylo možné zpřesnit s uvažováním modelů vozidel s doplněnými údaji o tuhostech, útlumu vozidel, rozmístění hmot soustrojí, podvozku apod poskytnutými výrobcí.

Literatura

České dráhy, s. o., 2002. ČD Ž 9 Železniční spodek, vzorový list železničního spodku, Zarážedla. Praha: 33. čj.: 58.986/2001-O13

Israel Railways Ltd., 2009. *Railway Buffer Stops Planning Guidelines*. Yenon Planning Consulting & Research Ltd, Tirat HaKarmel, 37. <http://www.yenon.co.il>

KRÁLIK, Juraj a KRÁLIK Juraj jr. 2016. *Nonlinear Dynamic Analysis of Nuclear Power Building Safety under the Aircraft Impact*. In.: Proceedings of 24rd SVSFEM ANSYS Users' Group Meeting and Conference 2016, Dolní Morava, 1st – 3th June 2016, Brno, SVSFEM s.r.o., v tisku.

Havarovaný vlak na Masarykově náměstí v Praze. In www.prazsky.denik.cz. VLTAVA-LABE-PRESS, a.s. 2015, Dostupné z: http://g.denik.cz/63/53/praha-nehoda-vlak-city-elephant-masarykovo-nadrazi-1_galerie-980.jpg

Osobní vlak na Smíchovském nádraží zastavil až o zarážedlo. In www.idnes.cz. MAFRA a.s., 2014, dostupné z http://i.idnes.cz/14/082/cl6/JB554ee8_2.jpg

Poděkování

Tento příspěvek vznikl s finanční podporou projektu GAČR 14-25320S „Aspekty použití komplexních nelineárních materiálových modelů“

Kontaktní adresa:

Doc. Ing. Vlastislav Salajka, CSc.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Veverí 331/95, 602 00 Brno

ANALÝZA NÁRAZU PTÁKA DO KŘÍDLA LETOUNU

HUB JURAJ, ZELINKA PATRIK
Univerzita obrany Brno, Česká republika

Abstract: Paper deals with a bird strike on a military aircraft. The simulation using SW ANSYS 17.0 Workbench and Autodyn follows the real bird strike event on airplane, when a vulture hit the end part of wing during the flight and caused a partial damage, yet enabling safely landing. The simulation model of the part of the wing is of shell and line bodies nature and the bird uses both Lagrange and SPH mesh, respectively. The aim of presented paper is to find simulation parameters in order to meet the impact event. Results show sufficient correspondence with the real damaged wing. Recommendations for the future work are proposed.

Keywords: bird strike, SPH, Lagrange, simulation, airplane, wing, bird

2 Úvod

Náraz ptáka na letadlo je jedním z možných poškození letadla za letu a představuje vážné bezpečnostní a ekonomické riziko. Náraz ptáka (bird strike) je jakýkoliv kontakt mezi letícím letadlem a ptákem, případně létajícím savcem a vyskytuje se od počátku letectví (Hedayati, 2016). Důsledek tohoto kontaktu je pro ptáka obvykle fatální. Pro letadlo jsou rozsah a následky poškození určeny velikostí ptáka, vzájemnou rychlostí a prováděným manévrem – od stop ptáka na povrchu letadla, přes poškození nebo otvor v místě nárazu, až po vážné poškození letadla nebo katastrofické důsledky, které mohou vzniknout např. při nasátí ptáka motorem. Kromě motorů bývá zasažena před letadla, čelní štítek, náběžné části křídel a ocasních ploch nebo listů rotorů vrtulníku anebo různé antény a systémy na povrchu letadla. K nárazu ptáka dochází většinou v nízkých výškách do 1500 m, kde většina ptáků létá (Sodhi, 2002). I když většina střetů letadla s ptákem nemá katastrofické následky, statistiky uvádějí v období let 1912 až 2002 v civilním letectví 41 katastrofických nehod s 231 oběťmi na životech a uvádí, že náraz ptáka způsobí smrt člověka jednou za 10^9 letových hodin (Thorpe, 2003).

U vojenských letadel se v období let 1950 až 1999 vyskytlo ve 32 zemích světa 286 vážných nehod spojených s nárazem ptáka, přičemž 63 bylo fatálních se 141 oběťmi na životech (Sodhi, 2002). Vlastnímu střetu ve většině případů nelze předejít, ale také jsou známé případy havárií v důsledku snahy pilota se střetu s ptáky vyhnout (Thorpe, 2003). Nejčastějším druhem ptáka, který se za letu střetne s letadlem je racek, průměrná hodnota hmotnosti ptáka způsobujícího zranění nebo úmrtí na palubě letadla je 5,1 kg; některé druhy ptáků jsou schopny se mnohem lépe vyhýbat střetu s letadly. Četnost střetu s ptákem závisí také na denní nebo roční době, na počasí a také to, zda létají sólově nebo v hejnu (Sodhi, 2002). Piloti a personál letiště mají určité možnosti k potlačení rizika střetu s ptákem zejména v nejvíce kritických fázích letu - při startu nebo přistání letadla, ale i za letu. Četnost střetů s ptáky se zvyšuje s nárůstem leteckého provozu.

V roce 2015 došlo ve Španělsku k nárazu ptáka do křídla českého vojenského letounu (Švancara, 2015, iDNES.cz, 2015). Záznam uvádí zasažení koncové části pravého křídla supem o hmotnosti přibližně 10 kg při vodorovném letu s rychlostí letounu přibližně 600 km/h, přičemž se pilotovi podařilo bezpečně s letounem přistát. Poškození náběžné části křídla tvoří otvor o rozměrech přibližně 300 × 350 mm (šířka × hloubka), viz obrázek 1. Výše uvedená hmotnost supu odpovídá např. druhu *Cinereous Vulture*, který se v dané oblasti vyskytuje (Cinereous, 2016) a je zároveň největším dravcem v Evropě s maximální hmotností 12,5 kg a rozpětím křídel do 2,95 m.



Obrázek 65 – Náběžná část křídla po nárazu ptáka: a – poškozené křídlo těsně u křídlové nádrže, b – poškozené křídlo ze spodu bez přídavné nádrže (a - http://www.armadninoviny.cz/domains/0023-armadninoviny_cz/useruploads/images/Závažné_poškození_křídla_L-159.jpg, b - autor)

Článek předkládá simulační model nárazu ptáka vztažený k této události jako interakci křídla letounu a ptáka na základě rozboru situace, za jaké ke střetu došlo. Simulační model křídla a ptáka lze využít pro podporu analýz takto poškozené konstrukce, např. pro analýzu nárazu ptáka na jiná místa na křídle s cílem predikce možného poškození nebo následků pro provozuschopnost letounu.

Numerické nástroje se pro řešení nárazu ptáka využívají více než třicet let (Heimbs, 2011). Výhodou numerických metod jsou vzhledem k analytickým metodám možnost postihnout komplexní geometrii i složité materiálové modely, vzhledem k experimentálním metodám nižší náklady, rychlejší výsledky a možnost variability parametrů vystupujících v řešené úloze. Naopak nevýhodou je velká závislost na přesnosti vstupních parametrů a použitém způsobu řešení, které zásadním způsobem ovlivňuje přesnost a hodnověrnost numerických výpočtů. Při nárazu ptáka jako měkkého impaktoru na tuhou konstrukci dochází k velkým deformacím, k velkým rychlostem deformace a k nelineárnímu chování materiálu. Při velkých rychlostech nárazu převyšuje zatížení působící na měkké tkáně ptáka výrazně pevnost této tkáně a materiál se pak chová jako tekutina. To vyžaduje odpovídající materiálové modely a síť numerického modelu. Nejpoužívanější druhy sítě pro modely s vysokorychlostním zatěžováním jsou Lagrange, Euler, Arbitrary Lagrange-Euler (ALE) a Smooth Particle Hydrodynamics (SPH) (Hedayati, 2016, Hub, 2013). Pro řešení těchto úloh se využívají tzv. hydrokódy, např. LS-DYNA, Pam-Crash a ANSYS Autodyn, které umožňují řešit základní všeobecnou pohybovou dynamickou rovnici tělesa s vlivem tlumení se známou geometrií, zatížením a vazbami k okolí (Zukas, 2004):

$$[\mathbf{M}]\{\ddot{\mathbf{U}}\} + [\mathbf{C}]\{\dot{\mathbf{U}}\} + [\mathbf{K}]\{\mathbf{U}\} = \{\mathbf{F}(t)\}, \quad (21)$$

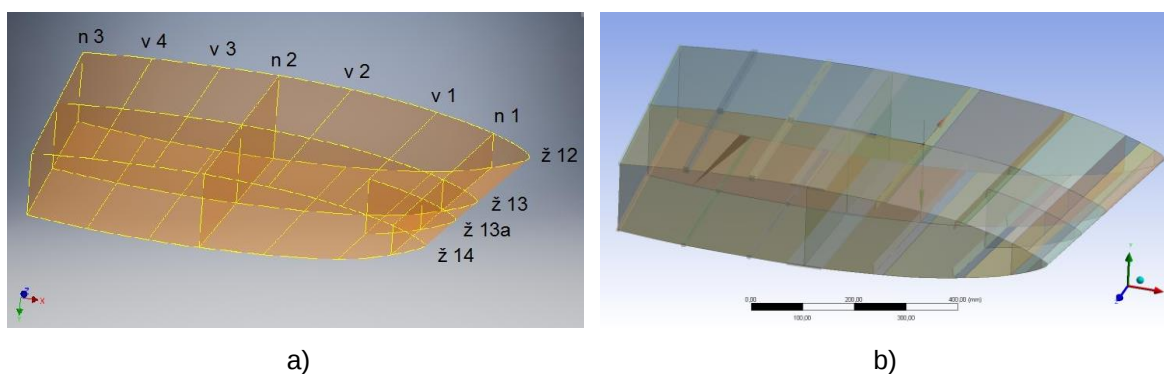
kde $[\mathbf{M}]$ je matice hmotnosti, $[\mathbf{C}]$ je matice tlumení, $[\mathbf{K}]$ je matice tuhosti, $\{\mathbf{U}\}$ je vektor všech neznámých přemístění prvku, $\{\dot{\mathbf{U}}\}$ je sloupcový vektor všech neznámých rychlostí prvku, $\{\ddot{\mathbf{U}}\}$ je sloupcový vektor všech neznámých zrychlení prvku, $\{\mathbf{F}(t)\}$ je sloupcový vektor časově proměnného vnějšího zatížení.

3 Simulační model nárazu ptáka

Simulační model se skládá ze dvou částí – křídla letounu a ptáka. Nejdříve je vytvořený geometrický model obou částí včetně vzájemné polohy ptáka vůči křídlu při

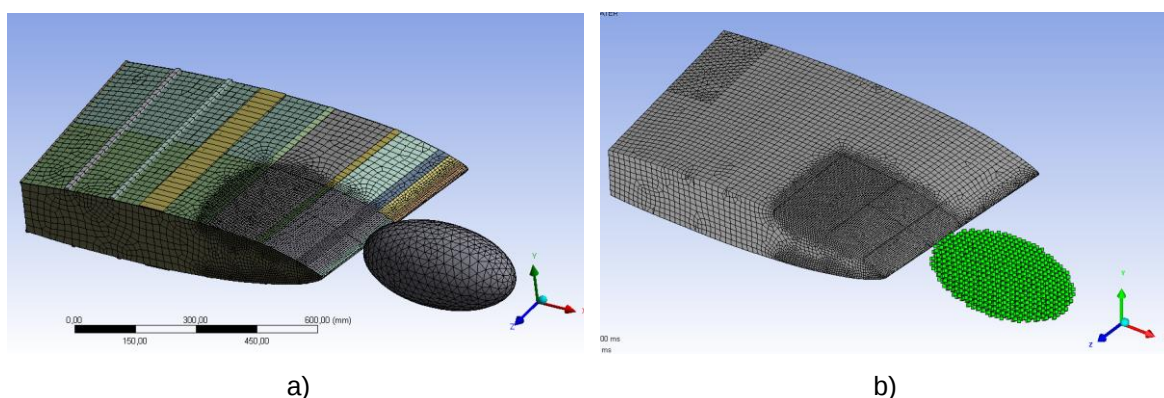
nárazu, dále je zvolena síť, zadány okrajové podmínky, přiřazeny materiálové charakteristiky, proveden výpočet a analýzy výsledků. Cílem předkládaného modelu je nalézt takové podmínky simulace, které odpovídají poškození skutečného letounu.

Geometrie jedné poloviny nosníkové poloskořepiny simulovaného křídla je vytvořena na základě reálné konstrukce v prostředí Autodesk Inventor 2016 zjednodušeně jako 3D skořepinový model části křídla a v předkládané simulaci je využita pouze část mezi žebry 12 a 14 o šířce 0,59 m (přibližně 1/12 polorozpětí křídla), viz obrázek 2a. Zde plošné elementy reprezentují potah, stojiny a žebra (ž) a čárové elementy pásnice nosníků a podélné výztuhy (v). Pásnice a stojiny tvoří nosníky (n). V simulačním prostředí ANSYS 17.0 Workbench jsou prvkům v modulu Explicit Dynamics přiřazeny příslušné tloušťky, průřezy a materiálové charakteristiky, viz obrázek 2b. Rozměry simulovaného úseku křídla jsou dostatečné, protože poškození se nachází mezi žebry 13 a 14 do hloubky výztuh v2 (odpovídá hodnotě 34 % hloubky křídla od náběžné části), vedle žebra 14 je demontovatelná přídavná nádrž a poškození není za žebrem 12 směrem ke trupu viditelné. Jev nárazu ptáka při uvedené rychlosti se předpokládá dostatečně rychlý, aby náraz přenesla pouze nejbližší konstrukce, která přišla do kontaktu s ptákem; tento předpoklad podporuje i tenkostěnný charakter konstrukce křídla, která je při intenzivním lokálním zatížení poddajná.



Obrázek 2 – Model křídla: a – model křídla vytvořený v prostředí Autodesk Inventor 2016, b – simulační model křídla a ptáka v prostředí ANSYS 17.0 Workbench

Síť modelu křídla je vytvořena rovněž v prostředí ANSYS 17.0 Workbench se zjemněním v oblasti poškození křídla, viz obrázek 3a. Síť ptáka je vytvořena kombinovaně; síť Lagrange v prostředí ANSYS 17.0 Workbench, modul Explicit Dynamics a síť SPH v modulu ANSYS 17.0 Autodyn.



Obrázek 3 – Model křídla: a – síť křídla a ptáka (Lagrange) ANSYS 17.0 Workbench, b – síť křídla a ptáka (SPH) ANSYS 17.0 Autodyn

Okrajovou podmínkou modelu křídla je vetknutí v místech koncových žeber 12 a 14, resp. přiřazení nulové rychlosti na obě tato žebra.

Materiál konstrukce křídla je uvažován z duralu AL2024-T3. Popis materiálu pro vysokorychlostní zatěžování obsahuje stavovou rovnici (EOS, Equation of State), pevnostní materiálový model (Strength) a materiálový model porušení (Failure).

Materiál AL2024-T3 je převzat z knihovny modulu Autodyn a modifikován. Měrná hmotnost materiálu je 2770 kg/m^3 . Tento materiál využívá lineární stavovou rovnici s objemovým modulem pružnosti o hodnotě 58330 MPa a smykovým modulem 27820 MPa .

Fenomenologický pevnostní model Johnson-Cook popisuje pevnostní chování materiálů vystavených velkým přetvořením, velkým rychlostem poměrné deformace a vysokým teplotám. Deformační napětí má tvar (Johnson, 1983):

$$\sigma = f(\varepsilon, \dot{\varepsilon}, T) = [A + B \cdot \varepsilon^n] [1 + C \cdot \ln \dot{\varepsilon}^*] [1 - T^{*m}], \quad (2)$$

kde ε je ekvivalentní plastické přetvoření, $\dot{\varepsilon}^* = \dot{\varepsilon} / \dot{\varepsilon}_0$ je bezrozměrová rychlost plastického přetvoření pro $\dot{\varepsilon}_0 = 1,0 \text{ s}^{-1}$ a T^* je homologovaná teplota (Buchar, 2003):

$$T^* = \frac{T - T_r}{T_m - T_r}, \quad (3)$$

kde T je okamžitá teplota ve stupních K, T_r je referenční teplota ($T_r = 300 \text{ K}$) a T_m je teplota tání. Pět materiálových konstant jsou: $A = 368,9 \text{ MPa}$ je mez kluzu při jednoosé napjatosti, $B = 683,9 \text{ MPa}$ je koeficient zpevnění přetvoření, $n = 0,73$ je exponent zpevnění přetvoření, $C = 0,0083$ je koeficient zpevnění rychlosti přetvoření a $m = 1,7$ je exponent teplotního měknutí.

Model porušení je zvolen způsobem, že se materiál poruší, pokud v něm hlavní tahové napětí nebo přetvoření dosáhne stanovenou hodnotu (Principal Stress/Strain). Mezní tahové napětí má hodnotu 600 MPa a mezní přetvoření $0,16$.

Pro tvorbu simulačního modelu ptáka je důležité nejdříve stanovit míru podobnosti se skutečným ptákem. Model je určen tvarem, rozměry a jednotlivými stavebními částmi těla ptáka anebo se zvolí zjednodušený tvar z několika málo nebo jen z jednoho druhu materiálu bez vnitřní struktury. V případě zjednodušené náhrady, která je použita v předkládaném modelu, je dále potřeba stanovit tvar reprezentující ptáka, jeho pozici vzhledem ke křídlu v okamžiku nárazu, charakter sítě a materiálový model.

Tvar zjednodušeného modelu ptáka využívá elipsoid, válec se zaoblenými konci, válec nebo koule (Hedayati, 2016). V prezentovaném simulačním modelu je použit rotačně symetrický elipsoid s poměrem délek polos $2:1$ z jednoho druhu materiálu. Velikost elipsoidu je zvolena s ohledem na hmotnost skutečného ptáka.

Pozice ptáka vůči křídlu v okamžiku nárazu jsou dané situací, která se simuluje. V případě elipsoidu je třeba stanovit orientaci elipsoidu při nárazu s ohledem na manévry letounu a ptáka, dále místo nárazu a případně směr nárazu. Obecně může být orientace elipsoidu vůči křídlu libovolná, základní polohy použitého rotačně symetrického elipsoidu jsou následující – hlavní osa elipsoidu je rovnoběžná se směrem vzájemného pohybu před nárazem, resp. se směrem letu letounu anebo je na ni kolmá dvěma způsoby – buď je vodorovná vzhledem ke směru letu letounu nebo svislá. Na základě záznamu střetu s ptákem (iDNES.cz, 2015) není jednoznačně zřetelná poloha ptáka v okamžiku nárazu,

proto je v prezentované simulaci použita varianta rovnoběžné hlavní osy elipsoidu se směrem letu, viz obrázek 3a, 3b. V okamžiku nárazu letěl letoun vodorovným letem.

Místo nárazu ptáka do křídla je daná polohou ve směru rozpětí křídla mezi žebry 13 a 14, přičemž žebro 13a bylo nárazem úplně odstraněno a svislou polohou vzhledem k náběžné hraně křídla (náběžná hrana křídla je místo, kde dojde při letu k prvnímu kontaktu vzduchu s křídlem). Místo nárazu ptáka opět není jednoznačně známé. Simulačně byly zkoušeny různé místa ve směru rozpětí i svislém směru a s ohledem na rozsah poškození bylo místo nárazu stanoveno ve směru rozpětí uprostřed mezi žebry 13 a 14 a ve svislém směru v poloze 0,1 m pod náběžnou hranou.

Směr nárazu ptáka do křídla letounu je daný směrem letu ptáka a letounu a na základě (iDNES.cz, 2015) se jeví, že nedochází k čelnímu střetu ptáka s letadlem, kdy by se rychlosti letadla a ptáka sečetly, ale pták nalétává ze strany, což podporuje i poškození náběžné části křídla mezi žebry 12 a 13, viz obrázek 1a. Nicméně v této simulaci není stranový pohyb ptáka zohledněn, protože je považován za zanedbatelný vzhledem k dopřednému vodorovnému pohybu letadla.

Okrajovou podmínkou modelu ptáka je rychlost nárazu do křídla, kterou je uvažována pouze rychlost letadla 600 km/h (166,7 m/s) a rychlost ptáka je zanedbána.

Pro provnání řešení jsou zvoleny dva druhy sítě pro model ptáka – Lagrange a SPH, přičemž je používanější právě SPH (Hedayati, 2016). Velikost elementů byla rovněž variována, zvolena hodnota je v obou případech 15 mm, viz obrázek 3. Konečná fáze výpočtu probíhala v prostředí ANSYS 17.0 Autodyn s ohledem na materiál a prvky SPH.

Materiálový model ptáka využívá model WATER z materiálové knihovny modulu Autodyn a je modifikován. Měrná hmotnost materiálu je 800 kg/m^3 , takže elipsoid má s danými rozměry hmotnost 8 kg, což je menší hodnota, než zaznamenaná hodnota 10 kg. Je zde zohledněno, že pták nemusel zasáhnout konstrukci křídla v místě náběžné hrany celým svým tělem a např. křídla byla mimo centrální část těla ptáka, resp. elipsoidu.

Hydrodynamická stavová rázová rovnice (Shock) popisuje vztah mezi napětím, deformací a vnitřní energií a má Gruneissenovu podobu (Steinberg, 1986):

$$p = p_H + \Gamma \cdot \rho(e - e_H), \quad (4)$$

kde p je hydrostatický tlak, p_H je Hugoniotův tlak, Γ je Gruneissenova gama, ρ je hustota materiálu, e je vnitřní energie a e_H je Hugoniotova energie. Tlak je vyjádřen lineárním Hugoniotovým vztahem mezi rychlostí nárazu u_s a rychlostí částic u_p :

$$u_s = C_0 + S_1 \cdot u_p, \quad (5)$$

kde $C_0 = 1483 \text{ m/s}$ je počáteční rychlost zvuku a $S_1 = 0,28$ je Hugoniotův koeficient směrnice. Tato stavová rovnice je pro obě diskretizace Lagrange i SPH stejná.

Pevnostní model je odlišný – pro síť Lagrange je zvolen pevnostní model von Mises, který předpokládá konstantní mez kluzu. Při použití tohoto modelu nejsou zanedbány účinky potřebné pro změnu tvaru materiálu (např. smykové) (ANSYS, 2016):

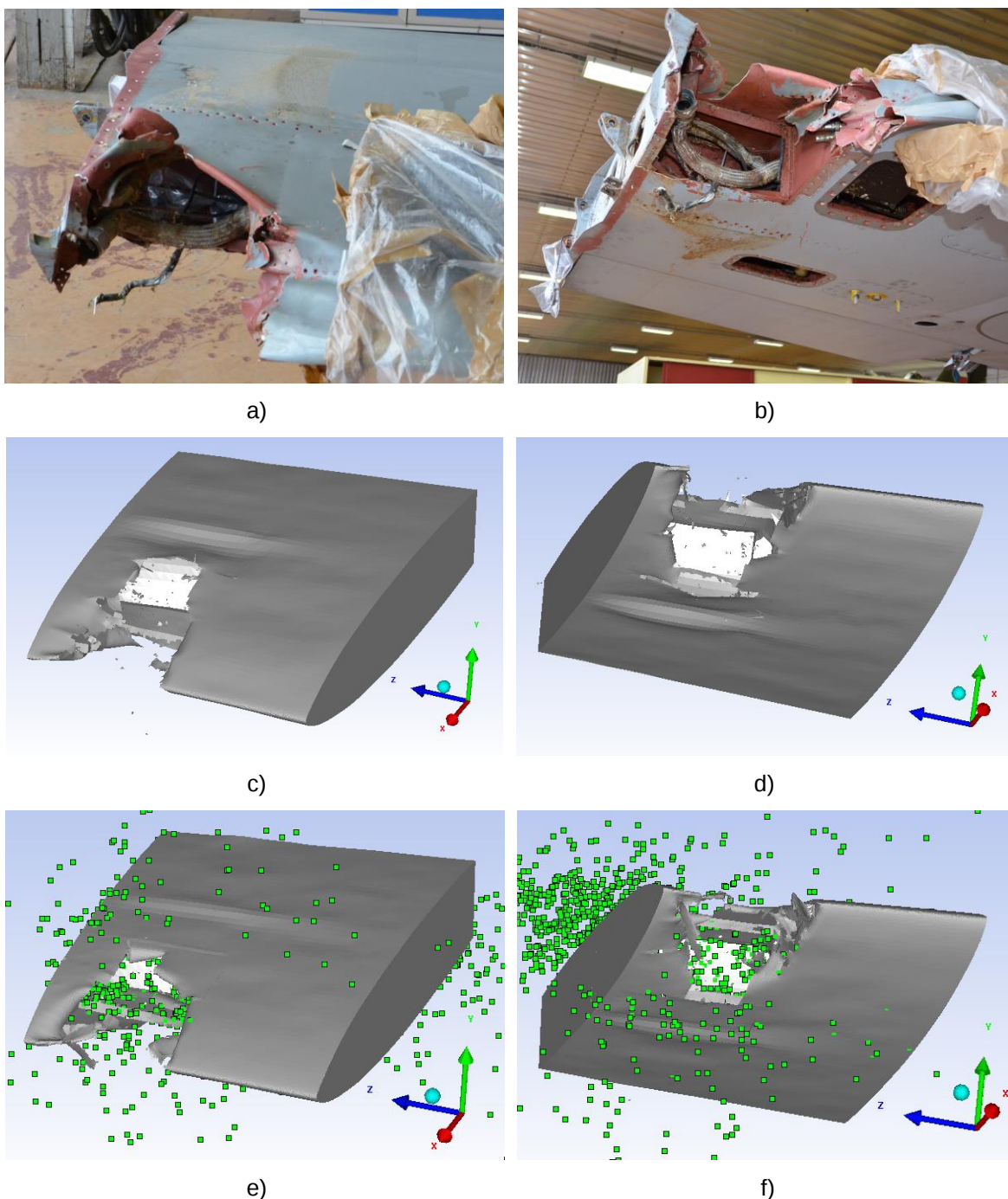
$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2Y^2, \quad (6)$$

kde σ_1 , σ_2 , σ_3 jsou hlavní napětí v materiálu a Y je mez kluzu materiálu.

V případě diskretizace SPH není pevnostní model uvažován, takže je chování materiálu hydrodynamické. Zde je pouze uvažován model porušení ve formě stanovení minimálního hydrostatického tlaku (Hydro Pmin) o hodnotě 0 MPa, při kterém dojde k oddělení částic, resp. k porušení modelu.

4 Výsledky simulace a diskuze

Výsledky simulace jsou znázorněny na obrázku 4 pro obě varianty diskretizace, přičemž validačním parametrem simulačního řešení je rozsah a tvar poškození.



Obrázek 4 – Výsledky simulace: a, b – pohled na poškozenou konstrukci křídla od nárazu ptáka (foto autor), c, d – simulační výsledky s modelem ptáka Lagrange, e, f – simulační výsledky s modelem ptáka SPH

Výsledky simulací zobrazeny na obrázku 4 ukazují na poměrně dobrou shodu s reálným poškozením (obrázek 4a, 4b). Obě simulační poškození mají podobný rozsah i tvar, nacházejí se mezi žebry 13 a 14 a mají hloubku po výztuhu v2. V případě sítě Lagrange (obrázek 4c, 4d) více odpovídá poškození spodní části křídla a v případě SPH (4e, 4f) naopak horní. U obou simulačních modelů došlo k větší deformaci (zvlnění potahu) v oblasti hlavního nosníku (n2 na obrázku 2a, obrázek 4c, 4d, 4e, 4f); je to dáno kinetickou energií částí modelu ptáka, kterou zachytává pro průrazu potahu, žebra ž 13a, nosníku n1 a výztuh v1 právě hlavní nosník n2. Ve skutečnosti došlo zhora i ze spodu křídla k oddělení potahu od pásnic nosníku n2 porušením nýtového spoje, viz obrázek 4a, 4b, které zjednodušený model křídla nedokáže postihnout.

Prvky modelu ptáka typu Lagrange na obrázku 4c, 4d nejsou viditelné s ohledem na nastavení modelu porušení, kdy dochází k vypadávání elementů. Přesto tento model poskytuje relevantní výsledky pro simulování poškození konstrukce. V případě modelu SPH na obrázku 4e, 4f jsou částice viditelné.

5 Závěr

Výrobci a provozovatelé letecké techniky a státní dohlížecí orgány vyvíjí úsilí s cílem redukovat náklady spojené s riziky nárazu ptáka na letadlo. Realizuje se to dvěma základními směry – jednak snížením pravděpodobnosti střetu letadla a ptákem (ptáky), jednak zajištěním provozuschopnosti letadla i po střetu s ptákem (ptáky). Článek přispívá k tomuto úsilí a předkládá simulační model reálné situace nárazu ptáka do křídla letounu. Poškození nastalo na konci křídla, přičemž nedošlo k druhotným poškozením klíčových orgánů jako řízení, přívodů paliva a primární konstrukce křídla (nosníky), takže se letounu podařilo bezpečně přistát a křídlo lze opravit.

Předkládaný model křídla i ptáka vykazuje přes řadu zjednodušení dobrou shodu simulace s realitou pro dva druhy sítě použité pro simulování ptáka – Lagrange SPH. Obě varianty poskytují dobré výsledky, ale je potřeba pečlivě nastavit materiálové modely. Přesto se doporučuje zpřesnění modelu v oblasti geometrie křídla a jeho částí, uvážení dalších tvarů náhradního modelu ptáka a jeho pozice v okamžiku nárazu, případně vytvoření přesnější a složitější náhrady ptáka.

Článek přispívá k rozvoji simulačních metod, jako jednoho z nástrojů pro analýzu provozuschopnosti letadla poškozeného nárazem ptáka. Simulační model lze využít pro další analýzy konstrukce křídla letounu, např. pro analýzy jiných variant zasažení ptákem, analýzy změn tuhostních a pevnostních charakteristik křídla při poškození, změn aerodynamického zatížení, změn aeroelastických charakteristik (flutter) anebo pro podporu oprav takto poškozených leteckých konstrukcí.

Literatura

HEDAYATI, R., SADIGHI M., 2016. *Bird Strike. An Experimental, Theoretical, and Numerical Investigation*. Cambridge : Woodhead Publishing, Elsevier. 251 p. ISBN: 978-0-08-100093-9.

Cinereous Vulture, Aegypius Monachus. Online: < http://www.europeanraptors.org/raptors/cinereous_vulture.html >, cited 10-5-2016.

iDNES.cz, 2015. *Birdstrike*. Online: < http://stream5.idnes.cz/vod/1511/24/VF151124_111102_flv_middle.mp4 >, cited 10-5-2016.

SODHI, N. S., 2002. Competition in the Air: Birds versus Aircraft. *The Auk, A Quarterly Journal of Ornithology*, Vol. 119, No. 3, p. 587 – 595.

ŠVANCARA, M. M., 2015. *L-159 ALCA se na cvičení Trident Juncture 2015 střetl s ptákem*. Online: < <http://www.armadninoviny.cz/letoun-l-159-alca-se-na-cviceni-trident-juncture-2015-stretl-s-ptakem.html> >, cited 10-5-2016.

THORPE, J., 2003. *Fatalities and destroyed civil aircraft due to bird strikes, 1912 – 2002*. Warsaw : International Bird Strike Committee, 28 p. online: < http://www.int-birdstrike.org/Warsaw_Papers/IBSC26 WPSA1.pdf >, cited 10-5-2016.

HEIMBS, S., 2011. Computation methods for bird strike simulations: A review. *Computers & Structures*, Vol. 89, Issues 23-24, December 2011, p. 2093-2112. ISSN: 0045-7949.

HUB, J., 2013. Využití simulačních technologií při hodnocení balistické odolnosti letecké techniky. [Habilitační práce]. Brno : Univerzita obrany, 199 s.

ZUKAS, J. A. 2004. *Introduction to Hydrocodes*. Eastborne : Elsevier. 313 p. ISBN: 0-08-044348-6.

JOHNSON, G. R., COOK, W. H., 1985. Fracture characteristics of three metals subjected to various strains, strain rates, temperatures and pressures. *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 21, p. 31 – 48.

BUCHAR, J., VOLDŘICH, J., 2003. *Terminální balistika*. Praha : Academia. 340 s. ISBN: 80-1222-2.

STEINBERG, D. J., COCHRAN, S. G., GUINAN, M. W., 1980. A constitutive model for metals applicable at high-strain rate. *Journal of Applied Physics*, Vol. 51, p. 1498 – 1505.

ANSYS, 2016. ANSYS 17.0 Documentation.

Poděkování

V příspěvku jsou prezentovány výsledky řešení v rámci Projektu pro rozvoj organizace DZRO K205 podporovaného Ministerstvem obrany České republiky.

Kontaktní adresa:

Doc. Ing. Juraj Hub, Ph.D.

Univerzita obrany, Kounicova 65, 66210 Brno, Česká republika

NUMERICAL ANALYSIS OF A STATIC MAGNETIC FIELD IN TESTING THE CHARACTER OF A QUANTUM MECHANICAL MODEL OF MATTER

ELIŠKA VLACHOVÁ-HUTOVÁ, KAREL BARTUŠEK, PAVEL FIALA

Department of Theoretical and Experimental Electrical Engineering,
Brno University of Technology, Czech Republic

Abstract: The paper presents the micro/nanoscopic model of a material inserted in a magnetic field. The model accepts the time component of an electromagnetic field from the perspective of the relative motion of systems. The relatively moving systems were derived and tested, Fiala, P Szabo, Z Friedl, M., 2011, and the influence of the motion on the superposed electromagnetic field was proved to exist already at relative motion speeds in the order of units of ms^{-1} . In micro- and nanoscopic objects such as biological tissues, the effect of an external magnetic field on the growth and behaviour of a biological system needs to be evaluated. We designed a model based on a description using Maxwell's equations of the electromagnetic field, and we also extended the monitored quantities to include various flux densities; moreover, the time flux density $\tau(t)$ was monitored as a quantity. This quantity was then experimentally examined on the physical problem of the speed of heating a defined volume of a homogeneous material in relation to the magnitude and type of the surrounding magnetic field. Experiments were conducted with growth properties of simple biological samples in pre-set external magnetic fields.

Keywords: Tissue, external magnetic field, time flux density.

6 Introduction

The authors describe and verify the growth characteristics of simple tissue structures in relation to a present external magnetic field; the results of the research are to clarify the effects of magnetic (geomagnetic) field changes upon such cultures. Although the first biological experiments showed that, in the given sense, magnetic fields do exhibit certain statistically significant influence, the question remained of what tools and model parameters are applicable for the description of a complex system embodied in, for example, a very simple tissue structure. The referenced papers present various approaches to and aims of the investigation of an external magnetic field on the surrounding environment. A relevant study, RODA, O., GARZON, I., CARRIEL, V., 2011, described the very specific influence of a stationary magnetic (50 mT) and an electromagnetic (6 mT, 50 Hz) fields on animal tissues as regards their ability to stimulate or restrain antioxidative enzymes. The effects of stationary gradient magnetic fields (4.3 T/m) on the growth of eukaryotic organisms are discussed in within the article ELAHEE, K. B., POINAPEN, D., 2006; the related experiments showed that although the speed and growth phase of the exposed population of *Paramecium caudatum* do not differ significantly from those observed in populations, a major negative decrease (by 10.5% to 12.2%) occurs in both the time necessary for the maximum growth of the organism and the number of individuals in a colony (10.2% - 15.1%). The above-mentioned paper RODA, O., GARZON, I., CARRIEL, V., 2011 presents the conclusions obtained from experiments targeting the influence of a pulse magnetic field (10 μT and 100 Hz, with the duty cycle of 2:1 and period of 1s) on fertilized eggs of domestic fowl (*Gallus domesticus*). After 15 days of the experimental cycle, the exposed embryos exhibited a higher somatic weight and a more advanced stage of development than their control counterparts; at 21 days into the experiment, the somatic weight and stage of development were lower in the exposed embryos than in the control ones. The difference is not discernible in embryos that have been exposed to a magnetic field with a harmonic waveform of the frequency of

50 Hz. The experiment shown within RODA, O., GARZON, I. and CARRIEL, V. et al., 2011, proposes that a magnetic field (480 mT) acting on samples of maize (*Zea mays* L.) sown in a substrate increases the growability, growth in percent, and weight of the dry sample; however, under action of the magnetic field, the growth of the given type of seed differs depending on its genetic variability.

According to an earlier study, DOMINGUEZ, P. A., HERNANDEZ, A. C., CRUZ, O. A., et al., 2010, a strong external magnetic field introduces a basic anisotropy into incompressible magneto-hydrodynamic turbulence. The conclusion is reached that the turbulent spectrum splits into two parts: an essentially two-dimensional spectrum with both the velocity field and magnetic fluctuations perpendicular to the magnetic field, and a generally weaker and more nearly isotropic spectrum of Alfvén waves. The discussed paper DOMINGUEZ, P. A., HERNANDEZ, A. C., CRUZ, O. A., et al., 2010 comprises an elementary evaluation of the properties of a dynamic environment; the influence of an external magnetic field on a biological system including nanoparticles is then analyzed, together with the activation of such a system, in the article Montgomery, D Turner, L., 1981. In this context, let us note that activated platelets play a pivotal role in cardiovascular diseases, such as atherothrombosis. Thus, strategies enabling activated platelet molecular imaging are of great interest; herein, a chemical protocol was investigated to coat superparamagnetic iron oxide nanoparticles with low molecular weight fucoidan, a ligand of P-selectin expressed on the surface of activated platelets. The physico-chemical characterization of the obtained product demonstrated successful fucoidan coating and its potential as a T2 MRI contrast agent. The specificity and the strength of the interaction between fucoidan-coated iron oxide nanoparticles and human activated platelets was demonstrated by flow cytometry. Micromagnetophoresis experiments revealed that the platelets experience magnetically induced motion in the presence of a magnetic field gradient created by a micromagnet. Altogether, these results indicate that superparamagnetic iron oxide nanoparticles coated with low molecular weight fucoidan may represent a promising molecular imaging tool for activated platelets in investigating human diseases.

The results of the research into the influence of external magnetic fields are presented within a large number of sources, such as those that discuss the modeling of matter based on quantum theory, Laure Bachelet-Violette, et al., 2014. The referenced article investigates the thermal entanglement in the two-qubit Heisenberg XY model with a non-uniform magnetic field, and the authors find that the entanglement and the critical temperature T_C may be enhanced under a non-uniform magnetic field. The paper Yang Sun, Yuguang Chen, and Hong Chen, 2003 then attempts to clarify the mechanism of the influence of an external magnetic field on radical-pair (RP) recombination from the perspective of a chemical model for the description of the sample properties. Magnetic field effects on the rate of RP recombination are the most widely understood mechanism by which magnetic fields interact with biological systems. However, the health-related relevance of this mechanism of magnetic field sensitivity is uncertain because the best-known effects only become significant at moderate magnetic flux densities above 1 - 10 mT. The authors of the study also summarize the theory of magnetic field effects on radical pair recombination and discuss the results obtained by investigating the photosynthetic reaction center and enzymes with RP intermediates.

Similarly to our previous experiments, Charles B. Grissom, 1995, we tested the proposed numerical model and measured the material heating speed; further, a method was designed for accurate verification of the heating speed changes depending on the external magnetic field. The present paper also proposes a very detailed analysis of the influence of a magnetic field upon inanimate objects.

Within the designed experiment, we measured the temperature change of a copper sensor in a stationary homogeneous and gradient magnetic field. Up to 10 times, the given sample was cooled down to the nitrogen boiling point (-195.80°C to 77.35 K); the

sample was then removed at the pre-selected time and subsequently heated in another area to the temperature of -20 °C. Using the measuring apparatus and 3 temperature sensors (1 sensor measuring the temperature of the sample and 2 others to measure the ambient temperature), we recorded the temperature change in the sample and the required heating time. This experiment was repeated with four magnetic fields.

7 MODEL: the electromagnetic field and particles

For a model with distributed parameters of the electromagnetic field, it is possible to use partial differential equations based on electromagnetic field theory to formulate a coupled model with concentrated parameters (in our case, particles), Charles B. Grissom, 1995. The details of the model are analyzed in this paper. The forces acting on a moving electric charge in the electromagnetic field can be expressed by means of the formula

$$f_e = \rho(\mathbf{E} + \mathbf{v} \times \mathbf{B}) \text{ in } \Omega, \quad (1)$$

where $\mathbf{B}$ is the magnetic flux density vector in the space of a moving electrically charged particle with the volume density ρ , $\mathbf{v}$ is the mean velocity of the particle, $\mathbf{v} = d\mathbf{s}/dt$, $\mathbf{s}$ is the position vector from the beginning of the coordinate system o , t is the time, $\mathbf{E}$ is the electric intensity vector, and Ω is the definition region of the independent variables and functions. The properties of the area Ω are described by the mutual relationship between the intensities and inductions as defined by

$$\text{rot } \mathbf{E} = -\frac{\partial \mathbf{B}}{\partial t} + \text{rot}(\mathbf{v} \times \mathbf{B}), \quad \text{rot } \mathbf{H} = \mathbf{J} + \frac{\partial \mathbf{D}}{\partial t} + \text{rot}(\mathbf{v} \times \mathbf{D}) \quad (2)$$

$$\text{div } \mathbf{B} = 0, \quad \text{div } \mathbf{D} = \rho, \quad (3)$$

where $\mathbf{H}$ is the magnetic field intensity vector, $\mathbf{J}$ the current density vector, and $\mathbf{D}$ the electric flux density vector. The material relationships for the macroscopic part of the model are represented by the formulas

$$\mathbf{B} = \mu_0 \mu_r \mathbf{H}, \quad \mathbf{D} = \varepsilon_0 \varepsilon_r \mathbf{E}, \quad (4)$$

where μ represents the quantity indexes of the permeabilities and permittivities, r denotes the quantity of the relative value, and 0 is the value of the quantity for vacuum. The relationship between the macroscopic and the microscopic (dynamics of particles in the electromagnetic field) parts of the model is described by the relations of force action on the individual electrically charged particles in the electromagnetic field, and the effect is respected of the movement of electrically charged particles on the surrounding electromagnetic field according to Hutova, E., Bartusek, K., Fiala, P., 2013:

$$\begin{aligned} \text{rot } \mathbf{E} = & -\frac{\partial \mathbf{B}}{\partial t} + \text{rot}(\mathbf{v} \times \mathbf{B}) - \frac{1}{\gamma} \text{rot} \left(\rho \mathbf{v} + j_c \rho \mathbf{u}_t + \mathbf{J} + \frac{\gamma}{q_e} \left(\frac{m_e d\mathbf{v}}{dt} + l\mathbf{v} + k \int_t \mathbf{v} dt \right) \right) \\ \text{rot } \mathbf{H} = & \gamma \mathbf{E} + \rho \mathbf{v} + \gamma(\mathbf{v} \times \mathbf{B}) + \frac{\gamma}{q_e} \left(\frac{m_e d\mathbf{v}}{dt} + l\mathbf{v} + k \int_t \mathbf{v} dt \right) + j_c \rho \mathbf{u}_t + \frac{\partial \mathbf{D}}{\partial t} + \text{rot}(\mathbf{v} \times \mathbf{D}). \end{aligned} \quad (5)$$

The coupling of both models is formulated using both equation (5) and the formula

$$q_e (\mathbf{E} + \mathbf{v} \times \mathbf{B}) + \frac{q_e}{\gamma} \left(\rho \mathbf{v} + j_c \rho \mathbf{u}_t - \frac{\partial(\varepsilon \mathbf{E})}{\partial t} \right) = \frac{m_e d\mathbf{v}}{dt} + l\mathbf{v} + k \int_t \mathbf{v} dt. \quad (6)$$

The effect of the behavior of the macroscopic model describing the mass with the quantum mechanical model of elements of the system can be observed using the fluxes of quantities. The known quantities are magnetic flux ϕ , current flux I , and electric flux having the magnitude q :

$$\phi = \iint_{\Gamma} \mathbf{B} \cdot d\mathbf{S}, \quad I = \iint_{\Gamma} \mathbf{J} \cdot d\mathbf{S}, \quad q = \iint_{\Gamma} \mathbf{D} \cdot d\mathbf{S}, \quad (7)$$

where $\mathbf{S}$ is the vector of the oriented boundary (in a 3D model of the plane), and Γ denotes the boundary of the area Ω , in which the flux is evaluated. If there is a moving element of the system in the model with a scale difference expressed in orders, it is easier to describe the state and effect of the superposed electromagnetic field by expressing the time flux density τ . The time flux can be different or inhomogeneous in parts of the area Ω . It is then possible to write

$$t = \iint_{\Gamma} \tau \cdot d\mathbf{S}. \quad (8)$$

After expanding the expression with the time flux density for the Cartesian coordinate system o, x, y, z , we have

$$\tau = \frac{1}{v_x(t)} \mathbf{u}_x + \frac{1}{v_y(t)} \mathbf{u}_y + \frac{1}{v_z(t)} \mathbf{u}_z, \quad (9)$$

where $\mathbf{u}_x, \mathbf{u}_y, \mathbf{u}_z$ are the base vectors of the coordinate system. The time density depends on the instantaneous velocity of the particle motion in the quantum mechanical model and on the element of length $d\ell$. Then, for the motion of the electrically charged particle along the element of the closed curve $d\ell$ (according to the microscopic interpretation), it is possible to write

$$\frac{\mathbf{E}}{q_e} d\ell = (\boldsymbol{\tau}^{-1} \times \mathbf{B}) \text{ in } \Omega. \quad (10)$$

Generally, if an electrically charged particle moves in a magnetic field having a magnetic flux density B , and if the dimensions of the area Ω are many times larger than the electrically charged particle or groups of particles, it is necessary to consider the question of how the motion of the particle is influenced and what the observable oscillation changes are, namely, the time flux density changes in parts of the area Ω . In the quantum-mechanical model of matter, the particles move in a nuclear structure, and their motion dynamics are changed by an external magnetic (static/quasi-stationary) field. Thus, a simple material heating test can be carried out to demonstrate the influence of an external magnetic field on the elementary model of matter. We tested three basic variants of the state of the macroscopically interpreted distribution of the external magnetic field having a magnetic flux density B , Hutova, E., Bartusek, K., Fiala, P., 2013. Using the results obtained from the first experiments, RODA, O., GARZON, I., CARRIEL, V., 2011, we designed an exact technique for measuring the temperature change in the examined copper sample, Fig.1.

The conditions for the setting of the external magnetic field were taken over from the first experiment, and they were extended with a fourth setup:

1. The external magnetic field exhibits **low values-A** of magnetic flux density B , and its distribution is homogeneous on the microscopic scale. We then have $B = \min$ (Earth's magnetic field), $\partial B_x / \partial x = 0$, $\partial B_y / \partial y = 0$, and $\partial B_z / \partial z = 0$ in at least one direction of the coordinate system and respecting the curl character of the field.

2. The external magnetic field exhibits **higher values-B** of magnetic flux density B , and its distribution is homogeneous on the microscopic scale. We then have $B = \max$, $\partial B_x / \partial x = 0$, $\partial B_y / \partial y = 0$, and $\partial B_z / \partial z = 0$ in at least one direction of the coordinate system and respecting the curl character of the field.

3. The external magnetic field is **inhomogeneous-C** on the macroscopic scale. We then have $\partial B_x / \partial x \neq 0$, $\partial B_y / \partial y \neq 0$, and $\partial B_z / \partial z \neq 0$, respecting the curl character of the field.

4. The external magnetic field exhibits **higher values and gradient-D** on the macroscopic scale. We then have $B = \max$, $\partial B_x / \partial x \neq 0$, $\partial B_y / \partial y \neq 0$, and $\partial B_z / \partial z \neq 0$, respecting the curl character of the field.

8 Numerical model analysis

In accordance with Hutova, E., Bartusek, K., Fiala, P., 2013, we used a simple analysis of the applied FeNdB permanent magnet blocks having the dimensions of 10x25x50 mm, surface magnetic flux density of $B_r = 1.1 - 1.2$ T, and intensity of $H_{co} = 750 - 1350$ kA/m. During the experiment, an element evaluating the observed macroscopic behavior of matter was inserted in the inhomogeneous magnetic field areas. The analysis was carried out with the ANSYS FEM tool and solved as a stationary electromagnetic problem. Figs. 1 - 4 show the configuration and evaluation of vector magnetic flux density $\mathbf{B}$ with the minimum and, in a certain part, homogeneous magnetic field.

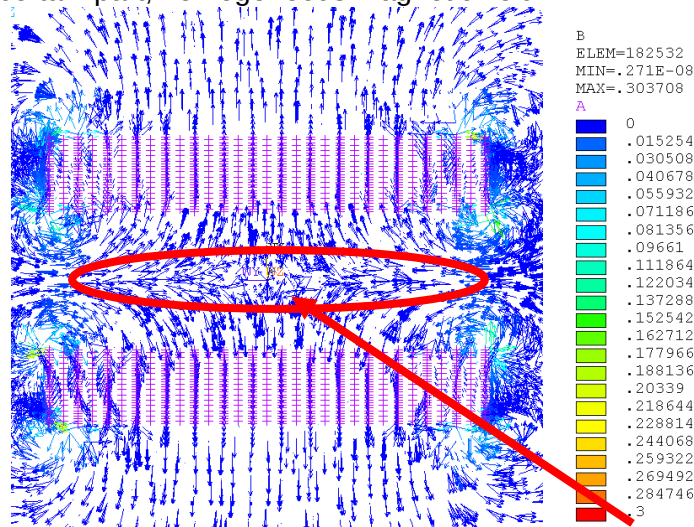


Fig. 1. Permanent magnet configuration: a weakly homogeneous field, low values-A.

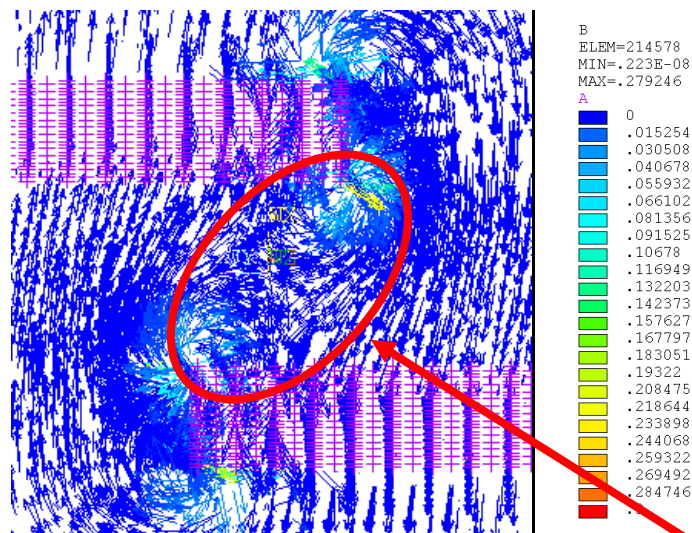


Fig. 2. Permanent magnet configuration: an inhomogeneous-C magnetic field.

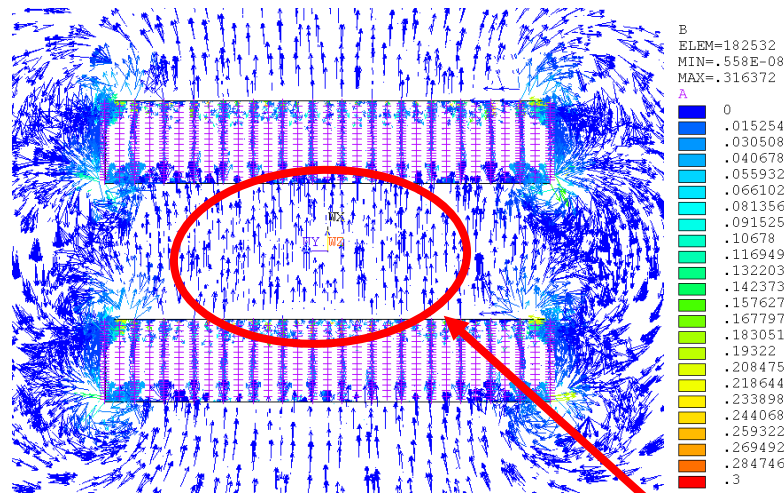


Fig. 3. Permanent magnet configuration: a higher values-B magnetic field.

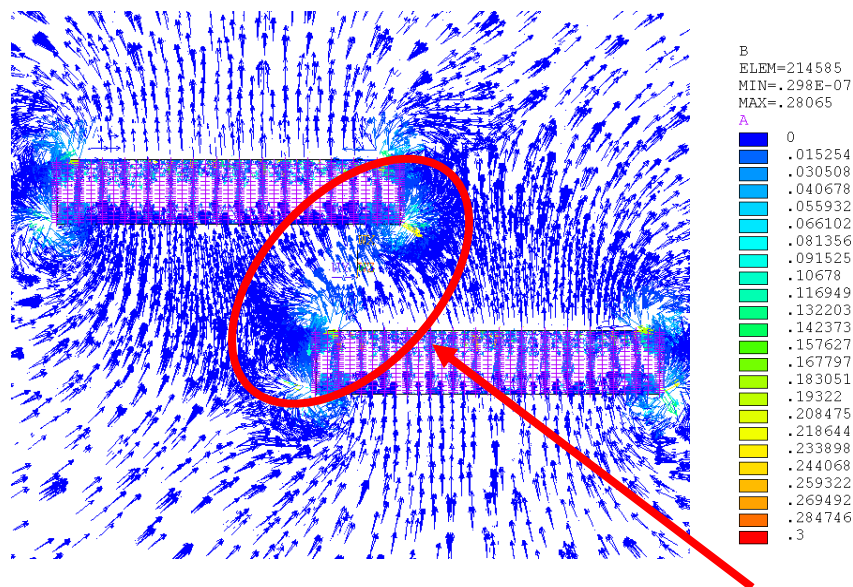


Fig. 4. Permanent magnet configuration: a higher values and gradient-D strong magnetic field.

9 Experiments

The verification of the difference in the properties of the microscopic model of matter under the pre-defined condition of the external magnetic field was performed using a copper element (cube) having the dimensions of 10x10x10 mm, Fig. 5. A stainless steel wire of 1 mm in diameter attached to the cube facilitated all types of mechanical manipulation with the object. The temperature of the examined Cu cube was measured with a PT100 sensor (Heraeus MR828) of 3 mm in diameter placed inside the element. First, the cube was cooled down to -193°C; subsequently, after the temperature had stabilized, we heated the object to the ambient temperature of 20°C. The heating period was measured repeatedly, starting from -185°C and gradually rising to +10°C.



Fig. 5. The measured Cu cube (10x10x10 mm) with a PT100 sensor.

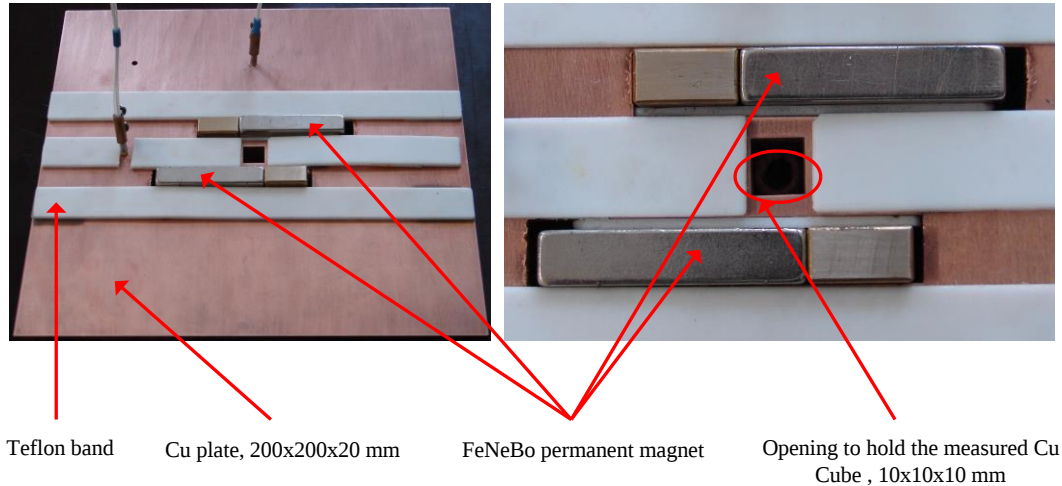
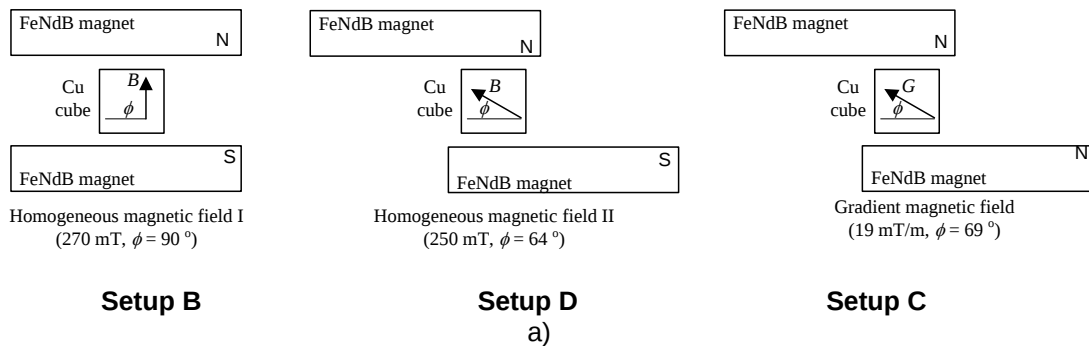


Fig. 6. Detailed configuration of the experiment.

Bores of 10x10 mm and 74x12 mm were made in the Cu plate to allow for the insertion of the cube and the permanent magnets, respectively, with the distance of 18 mm between the bores (Fig. 6). In our experiments, we used FeNdB permanent magnet blocks having the dimensions of 10x25x50 mm and exhibiting the surface magnetic flux density of $B_r = 1.2$ T and intensity of $H_{co} = 850$ kA/m. The seating of the permanent magnets in the Cu block grooves (Fig. 6) facilitated the formation of three types of magnetic field with a flux density B and angle ϕ (the angle ϕ is found between B and the axis dividing the magnets). The magnetic fields were as follows: a) a homogeneous field of the first type, exhibiting the intensity of 270 mT and $\phi = 90^\circ$; b) a homogeneous field of the second type, exhibiting the intensity of 250 mT and $\phi = 64^\circ$; and c) a gradient field having the maximum gradient of 19 mT/m and $\phi = 69^\circ$. The detailed configuration of the fields is shown in Fig. 7, and the results of the numerical analyses are presented in Figs. 1 to 4. The Cu block heating was monitored by two PT100 sensors; while the first one was placed at 60 mm from the cube on the axis passing between the magnets, the second one was located at 60 mm on the axis perpendicular to the magnets and passing through the centre of the cube. The cube and block temperatures were sensed by the three temperature probes and recorded via an HP54070A data acquisition/switch unit. The aim of the experiment was to repeat the previous measurement, Hutova, E., Bartusek, K., Fiala, P., 2013, and to verify its results.



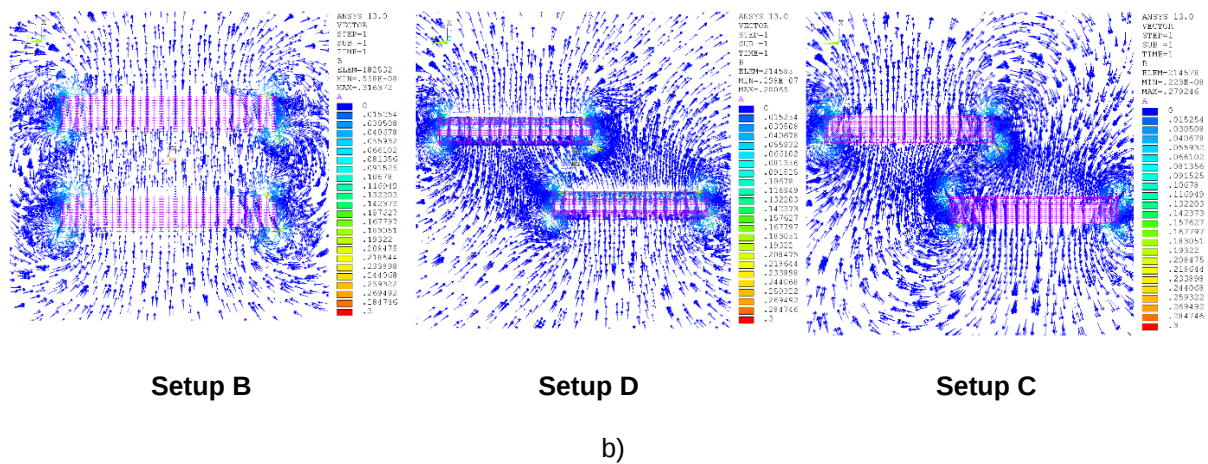


Fig. 7. a) Detailed configuration of the magnetic fields; b) Results of the numerical analyses: vector magnetic flux density B .

10 Evaluation of the experiments

The Cu cube was immersed in liquid nitrogen and cooled until its temperature stabilized; subsequently, the cube was mechanically transferred to the Cu block, and the temperatures were measured continuously during the process. The heat flow from the block warmed the cube, increasing its temperature until the temperatures levelled off. At this point, the measurement was completed. An example of temperature waveforms during one measurement cycle is presented in Fig. 8. The four-terminal impedance measurement (PT100) is repeated ten times for the configurations without a magnetic field, with homogeneous magnetic fields of the first (setup B) and the second (setup D) types, and with a gradient field (setup C), Fig. 7. To evaluate the heating speed in the Cu cube, we selected two impedance levels for the Pt sensor, namely 25Ω (-185°C) and 104Ω ($+10^\circ\text{C}$), and set the heating times between these levels. The exact times were recorded together with the temperatures measured by the three sensors.

11 Conclusion

It follows from the experiments that the homogeneous magnetic field of the second type (setup D) with the magnetic flux density of $B = 250 \text{ mT}$ exhibits the lowest time flux density τ . In the gradient magnetic field (setup C) exhibiting the magnetic flux gradient of $dB/dx \approx 19 \text{ T/m}$, the time flux density τ is higher compared to the setup D. The homogeneous magnetic field of the first type (setup B; $B = 270 \text{ mT}$), perpendicular to the heat flow direction, provides a higher time flux density τ compared to the magnitude observed in Earth's magnetic field, $B = 50 \mu\text{T}$ (setup A). Tab. 1 comprises the values measured during the experiment. The experiment was repeated multiple times under identical conditions, providing identical results. The results obtained within the previous measurement, RODA, O., GARZON, I., CARRIEL, V., 2011, in which the process of heating and cooling the Cu sample differed to a certain extent, were comparable. In the actual experiment, the heat flow warming the Cu cube should arrive only from the Cu block, not from the top and bottom sides of the cube; for this purpose, these sides of the cube are to be surrounded by air to reduce heat flow from undesired directions.

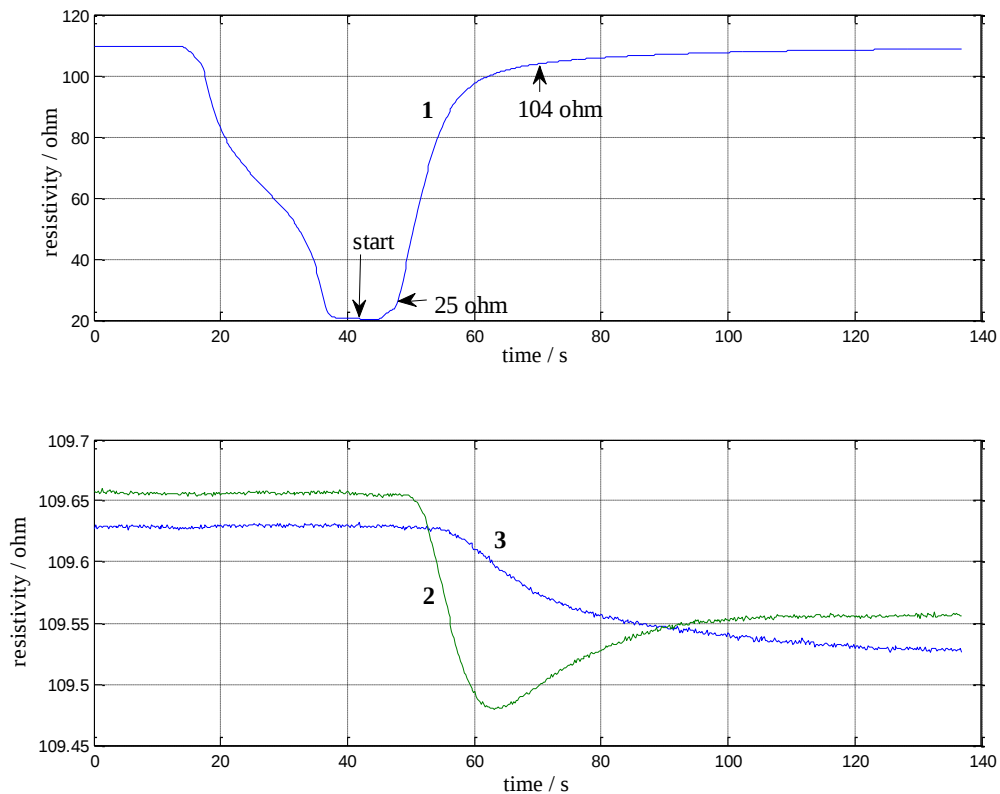


Fig. 4. Examples of temperature waveforms during one measurement cycle: 1 – Cu cube; 2 – temperature of the Cu block between the magnets at the distance of 60 mm from the centers of the magnets; 3 – temperature of the Cu block at a point located 60 mm (and in a perpendicular direction) from the central section between the magnets.

Tab. 1: Data obtained from a comparison of the different settings

Measurement	Time Difference / s			
	No Field	Homogeneous Field I	Gradient Field	Homogeneous Field II
1	36,64928955	37,71446887	34,48015863	22,82040233
2	38,06576586	41,62355197	36,4855295	28,36592113
3	39,7085593	38,67162785	39,54154481	29,79942564
4	41,18051012	40,20475581	37,88963473	31,49956476
5	42,77172513	38,4903284	38,57823307	33,26028898
6	41,03824944	38,19525093	38,49898872	33,13491397
7	44,16877291	38,91989879	39,23681201	34,11134567
8	45,44665016	37,31208691	38,8054958	33,56003627
9	42,74964147	39,09137363	38,70252762	34,34513303
10	45,26375993	41,99884713	44,30902191	34,38462373
Mean Value	41,70429239	39,22221903	38,65279468	31,21078131
Standard Deviation	2,801316176	1,495505043	2,36366684	3,482702384
Decrease [%]	0	-5,6	-7,317	-24,4
Setup	A	B	C	D

Acknowledgement - The research described in the paper was funded from a grant provided by Czech Science Foundation, No. GACR 13-09086S For the actual analyses and experiments, the infrastructure of the SIX Center was used.

REFERENCES

Fiala, P Szabo, Z Friedl, M. *EMHD Models Respecting Relativistic Processes of Trivial Geometries*, Progress In Electromagnetics Research Symposium Proceedings, Suzhou, China, Sept. 12-16, 2011.

RODA, O., GARZON, I., CARRIEL, V., et al., *Biological effects of low-frequency pulsed magnetic fields on the embryonic central nervous system development*. A histological and histochemical study, *Histology and Histopathology*, 26 (7), pp. 873-881, 2011.

ELAHEE, K. B., POINAPEN, D. *Effects of static magnetic fields on growth of Paramecium caudatum*. *Bioelectromagnetics* [online]. 2006, roč. 27, č. 1, s. 26-34 [cit. 2012-04-04]. ISSN 0197-8462. DOI:10.1002/bem.20172. Dostupné z URL: <http://doi.wiley.com/10.1002/bem.20172>

RODA, O., GARZON, I. a CARRIEL, V. et al. *Biological effects of lowfrequency pulsed magnetic fields on the embryonic central nervous system development*. A histological and histochemical study. *Histology and Histopathology: Cellular and Molecular Biology*. 2011, 26, 873-881.

DOMINGUEZ, P. A., HERNANDEZ, A. C., CRUZ, O. A., et al., *Influence of the Electromagnetic Field in Maize Seed Vigor*, *Revista Fitotecnica Mexicana*, Vol. 33, No. 2, pp. 183-188, 2010.

Montgomery, D Turner, L., *Anisotropic magnetohydrodynamic turbulence in a strong external magnetic field*, Technical Report, NASA-CR-164185, LA-UR-80-2474, Los Alamos Scientific Lab.; NM, United States, Jan 01, 1981.

Laure Bachelet-Violette, at al., *Strong and specific interaction of ultra small superparamagnetic iron oxide nanoparticles and human activated platelets mediated by fucoidan coating*, *RSC Advances* 01/2014; 4(10):4864. DOI: 10.1039/c3ra46757k

Yang Sun, Yuguang Chen, and Hong Chen, *Thermal entanglement in the two-qubit Heisenberg XY model under a nonuniform external magnetic field*, *Phys. Rev. A* 68, 044301 – Published 6 October 2003, DOI: <http://dx.doi.org/10.1103/PhysRevA.68.044301>

Charles B. Grissom, *Magnetic Field Effects in Biology: A Survey of Possible Mechanisms with Emphasis on Radical-Pair Recombination*, *Chem. Rev.*, 95 (1), pp 3–24, 1995

Hutova, E., Bartusek, K., Fiala, P. *The effect of a magnetic field on the speed of temperature change*, *Progress In Electromagnetics Research Symposium Proceedings*, Stockholm, Sweeden, Aug. 12-15, 2013.

Eliška Vlachová-Hutová, MSc., Department of Theoretical and Experimental Electrical Engineering, Brno University of Technology, **Technická 3082/12, 616 00 Brno**, Czech Republic.

Prof. Karel Bartušek, Department of Theoretical and Experimental Electrical Engineering, Brno University of Technology, **Technická 3082/12, 616 00 Brno**, Czech Republic.

Prof. Pavel Fiala, Department of Theoretical and Experimental Electrical Engineering, Brno University of Technology, **Technická 3082/12, 616 00 Brno**, Czech Republic.

Title: 24th SVSFEM ANSYS Users' Group Meeting and Conference 2016

Date and place of the event: 1st – 3rd of June 2016, Hustopeče, Česká republika

Publisher: SVS FEM spol. s r.o., SVS FEM s.r.o., Škrochova 3886/42, 615 00 Brno-Židenice

Editor: doc. Ing. Petr Koňas, Ph.D.

Pages: 183

Edition: 1.

Year: 2016, Brno, Czech Republic

ISBN: 978-80-905525-3-1

Scientific and professional quality of conference is guaranteed by SVS FEM s.r.o. and Faculty of Electrical Engineering and Communication Brno University of Technology together with many professionals from different scientific and industrial areas. Conference papers are reviewed by Editorial board.

Editorial board

Chairman:

Prof. Ing. Jaroslav Buchar, Dr.Sc. (SVS FEM s.r.o., Škrochova 42, 613 00 Brno, The Czech Republic)

Members (alphabetically):

Ing. Tibor Bachorec, Ph.D. (SVS FEM s.r.o., Škrochova 42, 613 00 Brno, The Czech Republic)

Ing. Zbyněk Bureš, Ph.D. (Dpt. of Electrotechnics and Informatics, College of Polytechnics Jihlava, Tolstého 16, 586 01 Jihlava, The Czech Republic)

Ing. László Iván, Ph.D. (SVS FEM s.r.o., Škrochova 42, 613 00 Brno, The Czech Republic)

doc. Ing. Pavel Fiala, Ph.D. (Dpt. of Theoretical and Experimental Electrical Engineering, Brno University of Technology, Kolejní 2906/4, 612 00, Brno, The Czech Republic)

prof. Ing. Horyl Petr, CSc., dr.h.c. (Dpt. of Mechanics, Technical University of Ostrava, 17. listopadu 15, 708 00 Ostrava, The Czech Republic)

prof. Ing. Norbert Jendželovský, Ph.D. (Dpt. of Structural Mechanics, Slovak University of Technology in Bratislava, 810 05 Bratislava, The Slovak Republic)

doc. Ing. Katarína Tvrdá, Ph.D. (Dpt. of Structural Mechanics, Slovak University of Technology in Bratislava, 810 05 Bratislava, The Slovak Republic)

doc. Ing. Petr Koňas, Ph.D. (SVS FEM s.r.o., Škrochova 42, 613 00 Brno, The Czech Republic)

Ing. Jarmil Schwangmaier (SVS FEM s.r.o., Škrochova 42, 613 00 Brno, The Czech Republic)

Ing. Miroslav Stárek (SVS FEM s.r.o., Škrochova 42, 613 00 Brno, The Czech Republic)

