

# CZECH TECHNICAL UNIVERSITY IN PRAGUE

FACULTY OF  
MECHANICAL ENGINEERING

Department of mechanics, biomechanics and mechatronics

BACHELOR THESIS

*Weld optimisation in the inner liner of the combustion  
chamber of the GE H80 turboprop engine*

Supervisor:  
*prof. Dr. Ing. Tomáš Vampola*

Student:  
*Vojtěch Vávra*

2019

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Vávra** Jméno: **Vojtěch** Osobní číslo: **459894**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Optimalizace svaru ve vnitřním plamenci spalovací komory turbovrtulového motoru GE H80**

Název bakalářské práce anglicky:

**Weld optimization in the internal flame of the combustion chamber of the GE H80 turboprop engine**

Pokyny pro vypracování:

- 1) Seznamte se s postupy výpočtu teplotně deformační analýzy soustavy poddajných těles
- 2) Na základě konstrukčních podkladů sestavte objemový model plamence spalovací komory turbovrtulového motoru
- 3) Vyšetřete deformační a napjatostní pole sestaveného modelu pro definované stacionární teplotní okrajové podmínky
- 4) Kriticky zhodnoťte dosažené výsledky
- 5) Navrhněte vhodnou konstrukční úpravu s cílem snížení namáhání exponovaného svaru plamence spalovací komory

Seznam doporučené literatury:

K.-J. Bathe, Finite Element Procedures in Engineering Analysis. Prentice-Hall, Inc., 1982. ISBN:0-13-317305-4.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

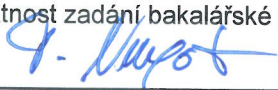
**prof. Dr. Ing. Tomáš Vampola, odbor mechaniky a mechatroniky FS**


Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **29.04.2019**

Termín odevzdání bakalářské práce: **16.08.2019**

Platnost zadání bakalářské práce: \_\_\_\_\_

  
prof. Dr. Ing. Tomáš Vampola  
podpis vedoucí(ho) práce

  
prof. Ing. Milan Růžička, CSc.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

  
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

7/5/19  
Datum převzetí zadání

  
Podpis studenta

# Declaration of authorship

I hereby declare that the thesis I am submitting is entirely my own original work except where otherwise indicated. All sources used are duly noted and summarised in References.

**Name (in capitals):** .....

**Place and date:** .....

**Signature:** .....

# Acknowledgement

I would like to thank prof. Dr. Ing. Tomáš Vampola for supervision and guidance in elaborating this thesis. I would also like to express my gratitude to my consultant at GE Aviation Czech Ing. Martin Beran for his knowledge sharing, advice and guidance. In addition, I want to thank Aysegul Yamaner and Irina Semenova for establishing conditions for me to conveniently combine my thesis with my internship at GE Aviation.

I want to thank my parents for their endless support throughout the entire course of my studies. Finally, I would like to thank doc. Ing. Martin Luxa, Ph.D. for mentorship and professional inspiration.

# Abstract

This work deals with proposing a new geometry of an electron beam weld joint in the inner liner of the combustion chamber of the GE H80 turboprop engine with the aim to improve its cyclic life properties. These improvements are validated by means of comparative stress analysis using finite element method. Steady-state thermal analysis and static structural analysis are employed to study global and local stress distributions in the part. All propositions are made with regards to manufacturing and economic constraints. Further possibilities for deeper analysis are also discussed.

# Abstrakt

Tato práce se zabývá návrhem geometrie svarového spoje vytvořeného pomocí technologie elektronového paprsku na vnitřním plamenci spalovací komory turbovrtulového motoru GE H80 s cílem zlepšení vlastností únavové životnosti. Tato zlepšení jsou ověřena pomocí komparativní analýzy napětového stavu metodou konečných prvků. Pomocí teplotní a strukturální analýzy je vyšetřeno globální a lokální rozložení napětí v součásti. Návrh je vytvořen s ohledem na výrobní a ekonomické okrajové podmínky, zároveň jsou diskutovány možnosti další analýzy.

# Keywords

Design for cyclic life, Finite element analysis, Structural analysis, Design for manufacturing

# Klíčová slova

Konstruování pro cyklické zatěžování, Metoda konečných prvků, Strukturální analýza, Konstruování s ohledem na vyrobiteľnosť

# Table of Contents

1	Introduction.....	7
1.1	Engine description and history.....	7
1.2	Assembly description.....	8
1.3	Task description.....	10
2	Analysis approach.....	11
2.1	Steady-state thermal analysis.....	12
2.2	Static-structural analysis.....	15
3	New design proposal.....	19
4	Analysis setup.....	21
4.1	Material properties.....	21
4.2	Loading definitions.....	21
4.2.1	Steady-state thermal analysis.....	21
4.2.2	Static structural analysis.....	22
4.3	Meshing.....	22
4.3.1	Sample node selection.....	24
5	Results.....	25
5.1	Scaling method.....	25
5.1.1	Temperature.....	25
5.1.2	Deformation.....	26
5.1.3	Stress.....	26
5.2	Steady-state thermal analysis.....	27
5.2.1	Results presentation.....	27
5.2.2	Discussion of results.....	28
5.3	Static structural.....	29
5.3.1	Deformation.....	29
5.3.2	Global equivalent stress.....	30
5.3.3	Node results extraction.....	37
6	Conclusion.....	41
6.1	Results evaluation.....	41
6.2	Outline of further analysis.....	42
	References.....	43
	Table of figures.....	45
	Appendix A.....	46

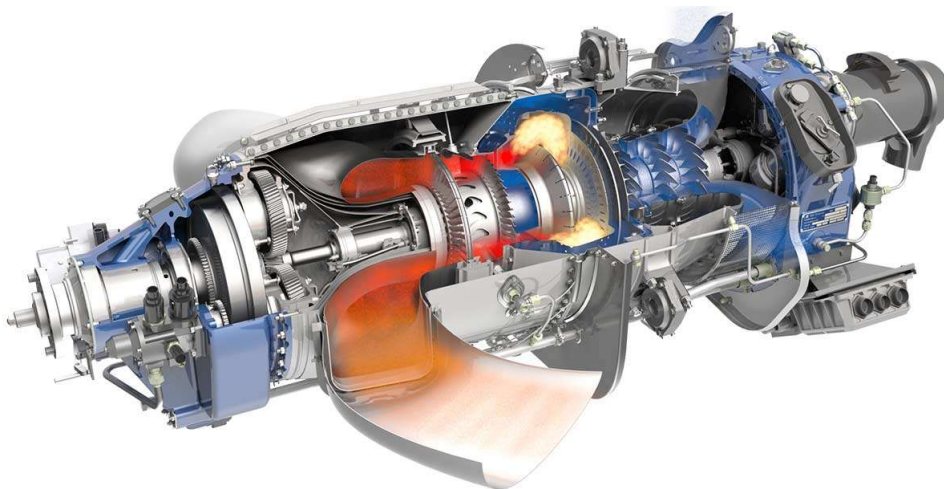
# 1 Introduction

This thesis deals with the modification of a weld joint in the inner liner of the combustion chamber on the GE H series turboprop engine. The purpose of this work is to propose an improved design of the part and validate its improved properties by comparison with the current design. The effort is part of a redesign project of the combustion chamber on the H series engines. The main goal is to propose a new geometry of the inner liner's only part manufactured using machining and to demonstrate its improved life properties. Because of the sensitive nature of the data provided by GE Aviation Czech necessary for this analysis, the improved properties of the new design will be evaluated and demonstrated with respect to a benchmark reference of the current design's characteristics and actual values normalised. The outcome is therefore a comparative stress analysis of the two designs.

## 1.1 Engine description and history

Design of the H series engine is largely based on the legacy design of Walter M601 [1], which is a turboprop engine designed since the 1950s. It was developed by Walter engines – at that time state-owned company under the name Motorlet – as propulsion unit intended for L-410M aircraft by LET Kunovice. After nearly two decades of interrupted development, the engine had been certified for flight in 1975 with 690 hp and 500 hours time between overhaul (TBO). [2]

Its design is similar to that of Pratt & Whitney's PT6 turboprop engine [3]. It consists of two shafts, one delivering torque from the compressor turbine to the compressor, the other driving the propeller [4]. The air inlet is at the rear of the engine, the compressor consists of two axial stages and one radial impeller, followed by annular combustion chamber, single-stage compressor turbine driving the compressor and single-stage power turbine connected to the propeller through the reduction gearbox (Fig. 1). [3]



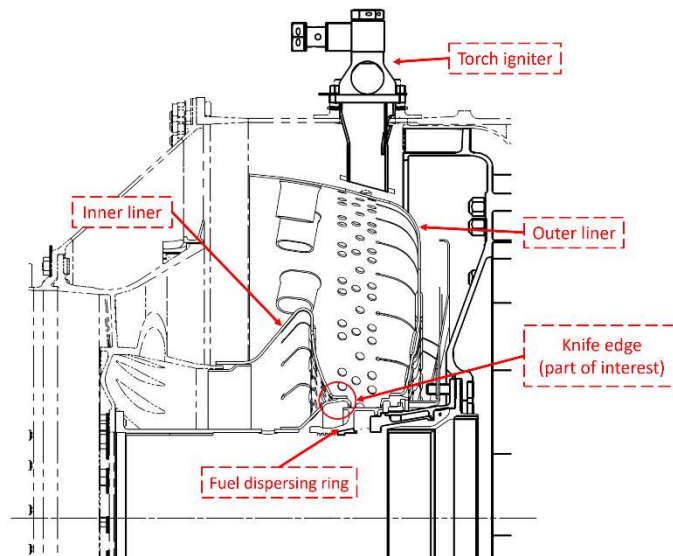
*Fig. 1 GE Aviation H series engine cutaway [16]*

After the initial release of Walter M601A, more than 6 other versions including agricultural and aerobatic application [2] were developed until the company was acquired by GE Aviation in 2008 and the H series design came into service as modified M601. [1] Today the H series engine family includes the H75, H80 and H85 engines ranging from 750 to 850 hp and 3600 hours TBO. [5]

## 1.2 Assembly description

The part of the engine analysed in this work is the inner liner of the annular combustion chamber top assembly (Fig. 2). The combustion chamber consists of the inner and outer liner, which surround the space where fuel dispersed from the rotating dispersing ring mixes with air coming from the radial impeller through the deflector. The mixture is ignited there – initially using two torch igniters – and burns leaving the chamber towards the compressor turbine and further. [6]

The components in this environment are therefore exposed to very high temperatures from one side while cooled by air flow on the other [6], resulting in high stresses in cycles repeating with each engine mission.



*Fig. 2 Description of the combustion chamber top assembly*

The inner liner assembly itself is composed of 5 components and sub-assemblies, most of which are formed from sheet metal except for the part of interest, which is a forging and its final geometry is achieved through machining. All components of the inner liner are made of Nimonic80A, a nickel-based high-temperature low creep superalloy commonly used in aviation gas turbines. [7] Components are welded together using electron beam welding. Below, Table 1 describes lists the parts in the assembly including their identification in Fig. 4.



Table 1 Inner liner part list and their colour identification in Fig. 4

Part	Displayed colour	Semi-finished product
Leg	Red	Sheet metal
Conic sleeve	Green	Sheet metal
Knife edge (Part of Interest)	Light blue	Forging
Perforated hat	Yellow	Sheet metal
Sleeve	Dark blue	Sheet metal

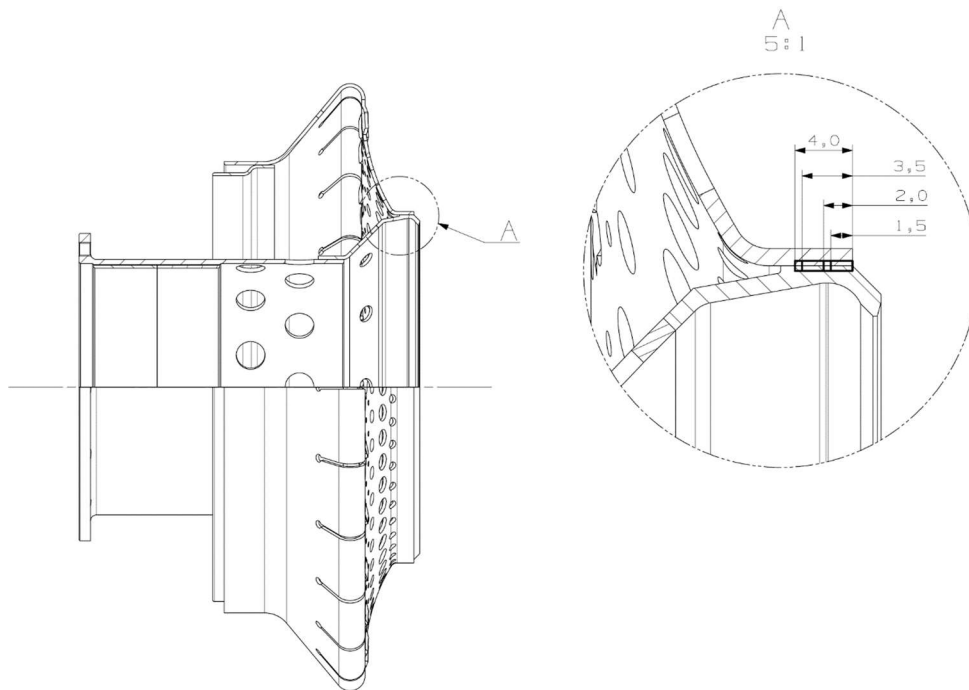


Fig. 3 Current Inner Liner geometry with the weld penetration extremes

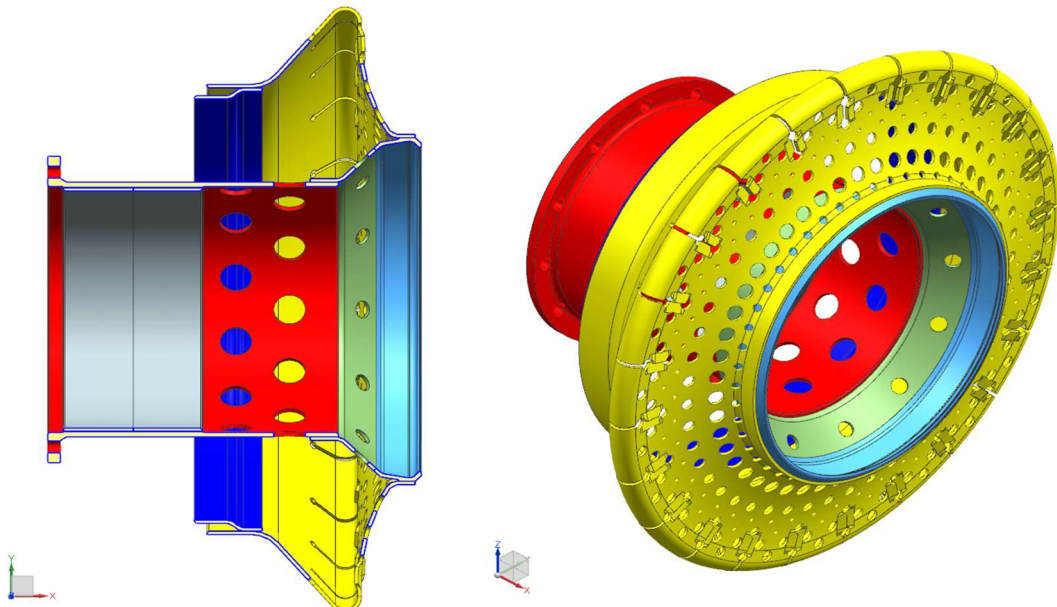


Fig. 4 Inner Liner assembly - Section view (left) and Isometric view (right)

### 1.3 Task description

The motivation behind this work's effort are cracking issues associated with the current design in the EB weld between the part of interest and the perforated hat. In the current design (Fig. 3) the weld joint is in a plane parallel to the part's axis. As a result, the joint is forced open due to deformations from thermal expansion. In addition, the current design had been optimised for lower stress in the joint by adjusting stiffness. This was achieved using partial weld penetration.

There are however disadvantages associated with this design. Firstly, the weld root itself can act as crack initiator due to high porosity within [8]. Secondly, the manufacturing process is likely to create varying depth of penetration around the joint's circumference. This inconsistency is likely to serve as stress concentrator too, possibly decreasing part's cyclic life.

The task at hand is thus to propose modifications to the inner liner that will lead to improving its cyclic life and help eliminate cracking issues in the EB weld. The component of interest is picked for modification because its final geometry is achieved through machining. Changing its geometry is therefore the easiest from manufacturability stand point.

The proposed design must therefore fit the following constraints:

- 1) the design must be compatible with other components in the inner liner assembly without changing tools for their manufacture (e.g. dies),
- 2) the fuel disperser ring must fit within the design's inner diameter with sufficient margin allowing undisturbed airflow between the ring's extreme position and the knife edge,
- 3) to minimise the cost of the design change, the new design must fit within the semi-product (forging) envelope of the current design.

The goal is therefore to change the geometry of the component of interest to relocate the EB welding to ensure decrease of stress in its location.

## 2 Analysis approach

Firstly, new design is proposed with respect to constraints described in the previous section. Secondly, finite element analysis using Ansys Workbench 18.2 software is performed to obtain stress distribution in the current and proposed designs. As mentioned in the previous chapter, the goal behind this effort is to improve the cyclic life of the part. Actual calculation of cyclic life, however, is not within the scope of this work since fatigue material data is not provided. Improved properties of the proposed design are substantiated by demonstrating that lower stresses critical for the weld joint's cyclic life were achieved in the new design.

For the purposes of the finite element method analysis, CAD models of the inner liner assemblies were used. Nominal design was kindly provided by GE Aviation Czech, new design was devised within the scope of this work and combined with remaining parts of the assembly including minor adjustments to the geometry of the perforated hat as described later. Since provided models were according to validated design definition, no geometry simplifications were used in the analysis.

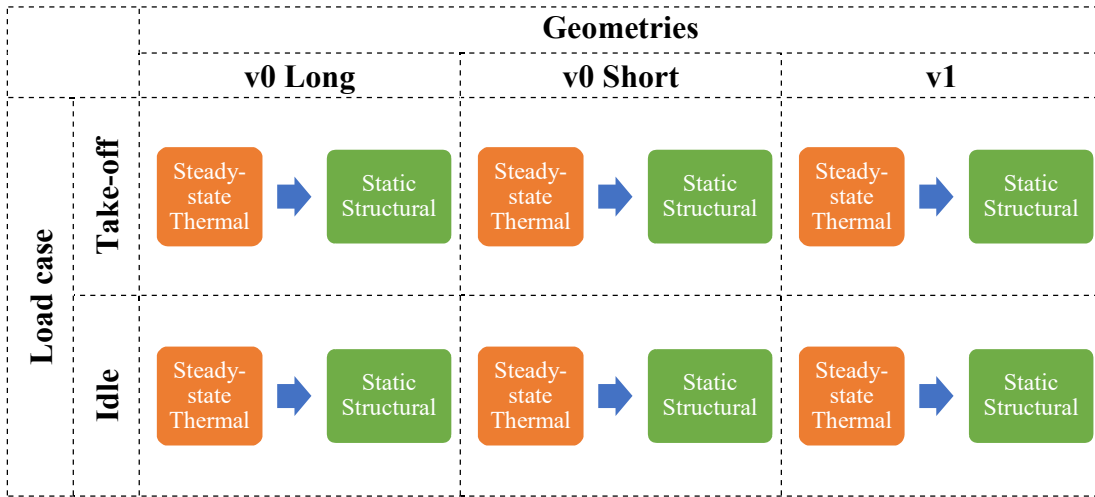
The comparative analysis is performed on two geometry definitions of the current design (*v0Long* and *v0Short*) and one definition of the proposed design (*v1*). The two current versions reflect extremes in the weld penetration depth allowable per GE Aviation design and manufacturing definition. These extremes are modelled as two cases of contact surface width between the component of interest and the perforated hat. Overview of the weld penetration depth allowance is explained later in Table 3 and visualised in Fig. 3.

Each of the three geometries is subjected to two different load cases corresponding to conditions at the engine "idle" and "take-off" modes – these modes are defined as percentage of engine's generator shaft's revolutions per minute – "idle" is at 60%, "take-off" or maximum service power is at 100%.

Because the inner liner is loaded dominantly by thermal stresses, two-step analysis needs be done to obtain the stress distribution for design comparison. An overview of individual analyses performed is in Table 2. Basic mechanisms of the analyses performed are explained on a simplified example in the next chapter.

Overall, the analysis approach is a combination of analytical approach with experimental data inputs to approximate the real conditions the examined assembly is subjected to in the engine. There is no possibility within the scope of this work to validate analysis results by comparison to actual engine data such as strain gauge measurements and therefore the relevance of analyses' stress values cannot be verified. Nevertheless, since the geometries vary to a reasonably small degree, keeping uniform approach to implementing temperature inputs, constraints and meshing will yield outcomes relevant enough to evaluate potential improvements of the proposed design.

Table 2 Overview of analyses performed to obtain stress values for evaluation



## 2.1 Steady-state thermal analysis

In each case the first step was to use finite element method for heat transfer using Ansys' Steady-state thermal analysis [9] tool to solve a conduction problem to obtain temperature distribution to be used later as input for the thermal-stress analysis. The temperature distribution is based on experimental data from the engine for each load case.

The method uses Fourier's heat conduction equation to solve the temperature distribution:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}}{k} = \frac{\rho C_p}{k} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1)$$

where

$T$  is temperature as function of  $(x, y, z)$ ,  $\dot{q}$  is heat generated within system per unit volume,  $\rho$  is solid's density,  $k$  is solid's thermal conductivity and  $C_p$  is solid's specific heat capacity. [10]

Because this is a steady-state case with no heat generation, the equation can be simplified in this case as the heat generated as well as partial derivative of temperature with respect to time are zero. The necessary equilibrium equation is thus based solely on Fourier's law of heat conduction:

$$q = -k \left( \frac{\partial T}{\partial x} i + \frac{\partial T}{\partial y} j + \frac{\partial T}{\partial z} k \right) \quad (2)$$

where

$q$  is local heat flux density,  $k$  is thermal conductivity and the term on the right is temperature gradient. [10]

Assuming a two-dimensional problem with triangular elements and a linear approximation function, the approximation function for element temperature is defined as follows:

$$\{\bar{T}\} = [N_i \quad N_j \quad N_m] \begin{bmatrix} T_i \\ T_j \\ T_m \end{bmatrix} \quad (3)$$

where

$T_i, T_j, T_m$  are the element's nodal temperatures and  $N$ s are linear shape functions defined as follows:

$$N_i = \frac{1}{2A}(\alpha_i + \beta_i x + \gamma_i y) \quad (4)$$

and analogically for  $N_j, N_m$ , where

$\alpha, \beta, \gamma$  correspond to proportional position between nodes and are defined as follows:

$$\begin{array}{lll} \alpha = x_j y_m - y_j x_m & \alpha = x_m y_i - y_m x_i & \alpha = x_i y_j - y_i x_j \\ \beta = y_j - y_m & \beta = y_m - y_i & \beta = y_i - y_j \\ \gamma = x_m - x_j & \gamma = x_i - x_m & \gamma = x_j - x_i \end{array} \quad (5)-(13)$$

Furthermore, temperature gradient matrix is defined as

$$\{\bar{g}\} = \begin{bmatrix} \frac{\partial T}{\partial x} \\ \frac{\partial T}{\partial y} \end{bmatrix} \quad (14)$$

Temperature gradient matrix and heat flux matrices are related through the thermal conductivity matrix  $[D]$  as follows:

$$\begin{bmatrix} q_x \\ q_y \end{bmatrix} = -[D]\{\bar{g}\} \quad (15)$$

where the thermal conductivity matrix is defined as follows:

$$[D] = \begin{bmatrix} K_{xx} & 0 \\ 0 & K_{yy} \end{bmatrix}^1 \quad (16)$$

Combining the approximation function with the temperature gradient matrix yields:

$$\{\bar{g}\} = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} & \frac{\partial N_j}{\partial x} & \frac{\partial N_m}{\partial x} \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} & \frac{\partial N_j}{\partial y} & \frac{\partial N_m}{\partial y} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_i \\ T_j \\ T_m \end{bmatrix} \quad (17)$$

which can be rewritten in a compact form as

$$\{\bar{g}\} = [\bar{B}]\{T\} \quad (17)$$

with

$$[\bar{B}] = \frac{1}{2A} \begin{bmatrix} \beta_i & \beta_j & \beta_m \\ \gamma_i & \gamma_j & \gamma_m \end{bmatrix} \quad (18)$$

Finally, stiffness matrix is obtained from the potential energy theory as follows:

$$[K] = \iiint [\bar{B}]^T [D] [\bar{B}] dV^2 \quad (19)$$

and the element equation, similarly to structural analysis element equation, is established as

$$[Q] = [K]\{T\} \quad (20)$$

where  $[Q]$  is the “force” matrix representing heat flow at the element’s boundary:

$$[Q] = \frac{q'' PL}{2} \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (21)$$

where  $q''$  is heat flux at element boundary,  $P$  is element perimeter and  $L$  is element’s side length. [10]

---

<sup>1</sup> Note that for isotropic thermal conductivity values on the diagonal will be the same

<sup>2</sup> Term contributing for convection is omitted in this relationship

## 2.2 Static-structural analysis

Coupled with thermal expansion characterised by the coefficient of thermal expansion in solids:

$$\alpha_V = \frac{1}{V} \left( \frac{dV}{dT} \right) \quad (22)$$

where  $V$  is the solid's volume,  $\left( \frac{dV}{dT} \right)$  is the rate of change of the solid's volume with temperature and  $\alpha_V$  is the volumetric thermal expansion coefficient, for which

$$\alpha_V = 3\alpha_L \quad (23)$$

is true in the case of isotropic material, where  $\alpha_L$  is the linear thermal expansion coefficient, [11]

temperature distribution is then used as input for static structural analysis. Together with the structural boundary condition input, the thermal-stress analysis returns a field of nodal displacement as well as nodal stresses.

The use of structural analysis to solve for displacement and eventually stress distribution, as well as its integration with the steady-state thermal analysis results, is associated with several assumptions:

- Structural deformation has negligible effect on temperature distribution itself [10].
- Linear analysis conditions are met – displacement is infinitesimally small and resulting stresses are below material's yield stress, in other words assuming Hooke's law of linear elasticity:

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E} \quad (24)$$

where  $\sigma$  is stress,  $E$  is Young modulus and

$$\epsilon_x = \frac{du}{dx} \quad (25)$$

with  $u$  being axial displacement in the  $x$  direction. [12]

- Material impurities and defects are not considered, material properties are also assumed to be isotropic.
- Stress-strain material matrix is independent of the stress state. [12]

With known geometry, supports (constraints), necessary material data (namely stress-strain behaviour) and default body load (input from steady-state thermal analysis), it is possible to solve for the displacement distribution with the following equilibrium equation:

$$[K][A] = [F] \quad (26)$$

where

$[K]$  is the stiffness matrix,  $[A]$  is the displacement matrix and  $[F]$  is the force matrix.<sup>3</sup>

A method for the derivation of the stiffness matrix for a 2D bar elements with linear interpolation function is outlined for illustration: [12] [10]

Elements are assumed to have a constant cross-section area  $A$ , uniform modulus of elasticity  $E$ , and initial length  $L$ . The bar is subjected to tensile forces along the local axis that are applied to its ends. Two coordinate systems apply, local ( $x'$ ) and global ( $x$ ). Nodal degrees of freedom are the four local displacements ( $d'_i$ ). Strain-displacement relationship is obtained from Hooke's law (see above) and

$$A\sigma = T \quad (27)$$

where  $A$  is the cross-section area,  $\sigma$  normal stress in direction of  $T$  tensile force.

Substituting for stress and strain in Hooke's law:

$$\frac{d}{dx'} \left( AE \frac{du'}{dx'} \right) = 0 \quad (28)$$

Assuming linear displacement along the local  $x'$  axis, displacement function can be written as

$$u' = a_1 + a_2 x' \quad (29)$$

By evaluation  $u'$  at the nodes:

$$u'(0) = d'_{1x} = a_1 \quad (30)$$

$$u'(L) = d'_{2x} = a_2 L + d'_{1x} \quad (31)$$

yielding

$$a_2 = \frac{d'_{2x} - d'_{1x}}{L} \quad (32)$$

---

<sup>3</sup> Note similar equilibrium equation to steady-state thermal analysis



The displacement function then becomes

$$u' = \left( \frac{d'_{2x} - d'_{1x}}{L} \right) x' + d'_{1x} \quad (33)$$

in matrix form corresponding to

$$u' = [N_1 \quad N_2] \begin{bmatrix} d'_{1x} \\ d'_{2x} \end{bmatrix} \quad (34)$$

with the shape function

$$N_1 = 1 - \frac{x'}{L} \quad (35)$$

$$N_2 = \frac{x'}{L} \quad (36)$$

With strain displacement being

$$\epsilon_x = \frac{du'}{dx'} = \frac{d'_{2x} - d'_{1x}}{L} \quad (37)$$

the stiffness matrix is derived as follows

$$T = A\sigma_x \quad (38)$$

$$T = AE \left( \frac{d'_{2x} - d'_{1x}}{L} \right) \quad (39)$$

Nodal forces at node 1 should have negative sign:

$$f'_{1x} = -T \quad (40)$$

$$f'_{1x} = \frac{AE}{L(d'_{1x} - d'_{2x})} \quad (41)$$

At node 2:

$$f'_{2x} = T \quad (42)$$

$$f'_{2x} = \frac{AE}{L(d'_{2x} - d'_{1x})} \quad (43)$$

Matrix form of nodal forces in x-direction are thus

$$\begin{bmatrix} f'_{1x} \\ f'_{2x} \end{bmatrix} = AE \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d'_{1x} \\ d'_{2x} \end{bmatrix} \quad (44)$$

And similarly for the forces in y-direction

$$\begin{bmatrix} f'_{1y} \\ f'_{2y} \end{bmatrix} = AE \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d'_{1y} \\ d'_{2y} \end{bmatrix} \quad (45)$$

Reaching thus the desired form of

$$[f] = [k][d] \quad (46)$$

only however in the element's local coordinate system. To transfer the matrix to global coordinate system, a transformation matrix is used, eventually obtaining the form

$$[F] = [K][d] \quad (47)$$

[10] [12].

Contemporary FEM solvers commonly use the h refinement method for discretisation (mesh). [13] This method is based on increasing number of elements within areas where detailed results are desired or where the gradient in result quantity is high while using only linear or quadratic elements, i.e. approximation polynomials of the first, maximum second degree. P method on the other hand is based on locally varying polynomial degrees to achieve more accurate results. The difference between h-method and p-method in their strategy to accurately describe the model is evident in Fig. 5. [14]

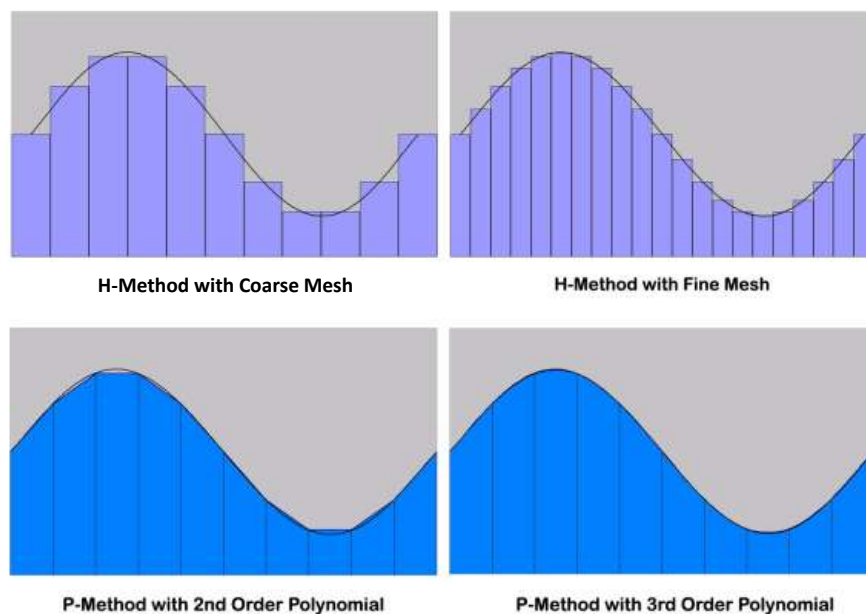


Fig. 5 H method and P method comparison [18]

### 3 New design proposal

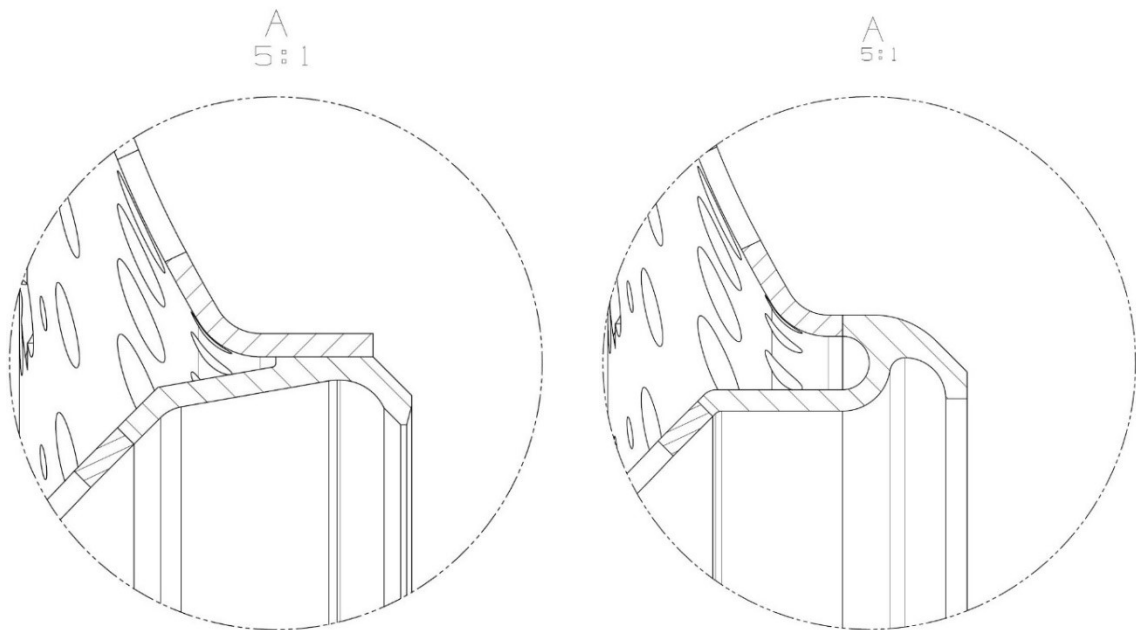


Fig. 6 Comparison of geometry details: current design (left), proposed design (right)

With the limiting factors described in *Task description* in mind, the design approach was to come up with geometry that would allow for the root of the weld to be machined off to ensure full weld penetration, better inspectability as well as removal of potential crack initiators in the weld root. The new design as seen in Fig. 6 is the final geometry after weld root removal by machining the horizontal groove. Removal of the weld root is preferred as partial penetration is associated with high porosity and therefore worse mechanical properties as per EN 1011-7 specifying conditions and recommendations for electron beam welding. [8]

This design also allows for relocation of the weld to a circumferential orientation as opposed to axial orientation in the current design. Circumferential orientation of the EB weld is preferred. [8] Finally, the goal is also to relocate the weld to a location with lower stress load, which can however only be validated through analysis.

Table 3 Electron beam welding penetration limits for concerned weld as per GE Aviation Czech specifications

Dimension	Value (mm) <sup>4</sup>
Minimum indicated weld penetration	2
Maximum indicated weld penetration	3.5
Indication precision	0.5
<b>Actual minimum weld penetration</b>	<b>1.5</b>
<b>Actual maximum weld penetration</b>	<b>4</b>

<sup>4</sup> Data provided by GE Aviation as part of the input for this thesis.

The new design takes into consideration the available precision of EB welding derived from the current process, which is outlined in Table 3. From that, the groove diameter for ensuring weld root removal is established to be 3mm as visualised in Fig. 7.

Furthermore, the proposed geometry had to be compatible with adjacent parts – connecting to the inner and outer adjacent parts with EB welds. To allow for the component of interest to fit in the pre-set geometry, some material needed to be removed from the outer adjacent perforated hat part. The approach here was to change its geometry only to such extent that its new design can be achieved using simple machining operation from the original part, complying thus with constraint 1) in *Task description*. The amount of removable material was limited by the perforations in the hat, which had to remain out of the heat affected zone, which is defined as 1.2mm per GE Aviation Czech's specification.<sup>5</sup>

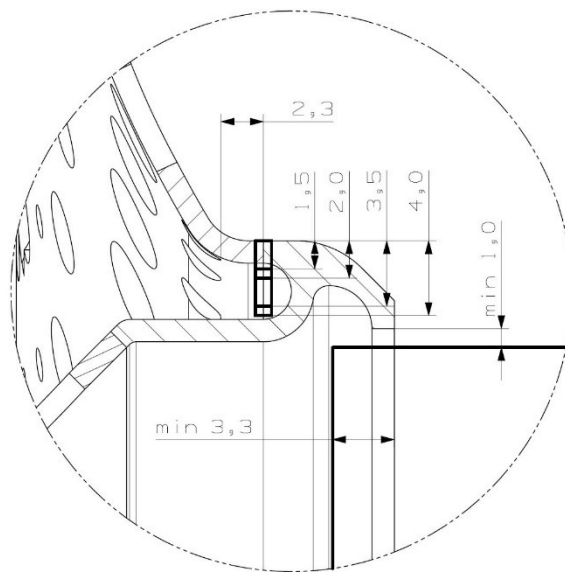


Fig. 7 Detail of proposed design with symbolic depiction of constraints:  
Hole distance from heat-affected zone, weld penetration tolerance, fuel disperser ring envelope

In overall, the proposed design has following intended benefits:

- Changing geometry to eliminate stress concentrators
- Moving the weld joint to a location with lower crack initiating stress.
- Despite the joint still welded with partial penetration, it will be as full penetrated weld after final machining, which brings following benefits:
  - o Weld root will not act as crack initiator
  - o Weld inspection will be easier both in terms of time and costs
- All mentioned benefits would be deliverable without major changes to the manufacturing process and thus at minimum cost.

<sup>5</sup> Data provided by GE Aviation as part of the input for this thesis.

## 4 Analysis setup

### 4.1 Material properties

Besides general assumptions associated with FEM analysis, such as stresses being below yield stress for given material and therefore assuming Hooke's law of linear elasticity as described in previous chapters, it is assumed for the material to be homogenous as well as perfectly anisotropic. Material data provided by GE Aviation included following properties:

- Isotropic instantaneous coefficient of thermal expansion (as a function of temperature)
- Isotropic elasticity (Young modulus as a function of temperature)
- Isotropic thermal conductivity (as a function of temperature)
- Density

### 4.2 Loading definitions

#### 4.2.1 Steady-state thermal analysis

Input for the steady-state thermal analysis was provided in the form of experimental temperature measurements on the engine at given regimes.

Two sets of 13 temperature measurements were thus used as inputs, their location is depicted in Fig. 8. The temperature inputs are assumed axisymmetric and are used equally across all three geometries. The difference between each geometry is assumed too negligible to impact the temperature distribution. It is also the only way possible since no experiment data are available for the proposed design.

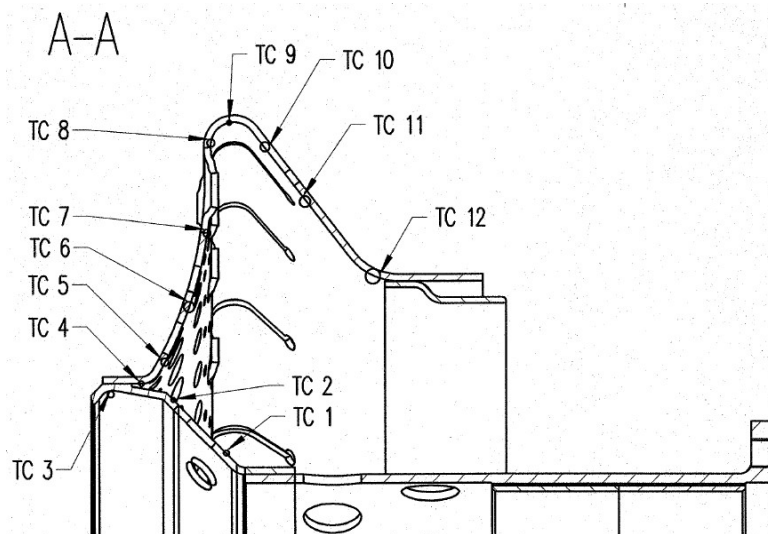


Fig. 8 Experimental temperature data provided as input for static thermal analysis (12 labelled locations and 1 on the far-right flange contact surface)

## 4.2.2 Static structural analysis

To investigate the static stresses in the assembly, the temperature distribution input from the previous analysis is combined with a displacement constraint representing its mounting in the engine. The displacement constraint (Fig. 9) is defined on one point per each flange bolt hole. It is specified in a cylindrical coordinate system with the axial and rotational component fixed at zero, while the radial component is free. This setup simulates the condition in the engine as the only displacement in the mounting is allowed by the adjacent flange when it expands in the radial direction due to heat expansion.

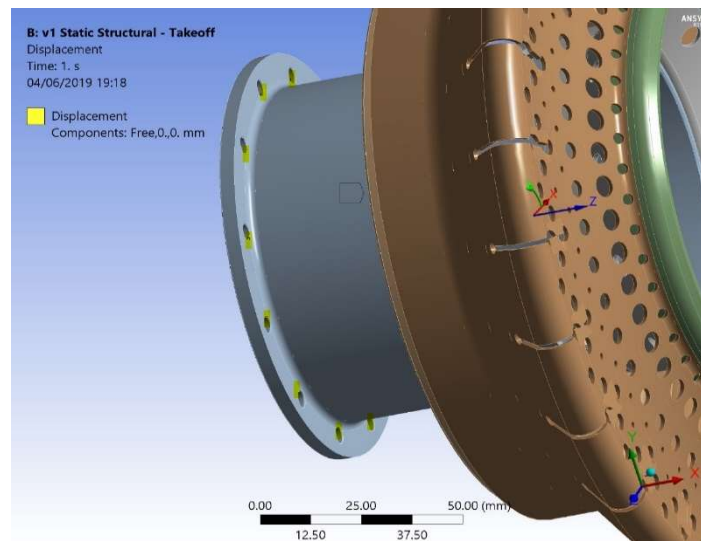


Fig. 9 Displacement constraint points

## 4.3 Meshing

As mentioned above, ANSYS uses the h-method for mesh refinement, in this analysis quadratic elements are used, allowing for the elements not to be strictly sharp-edged and thus better fill the volumetric model consisting largely of round, circular features, adding a mid-node result in each element as seen in Fig. 10. [13]

To find a compromise between excessive computing time with a very fine mesh, yet fine enough to be able to capture peaks in local stresses in the weld location that is of interest, several sizing tools were used to ensure favourable linking between meshing on individual solids, particularly body, contact and face sizing. That way it was ensured that node positions would be lined up on corresponding contact faces as seen in Fig. 11, Fig. 12.

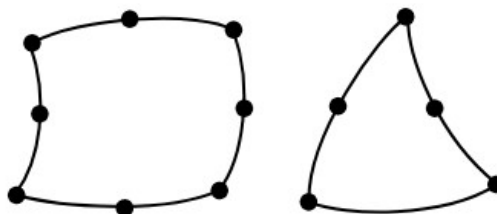
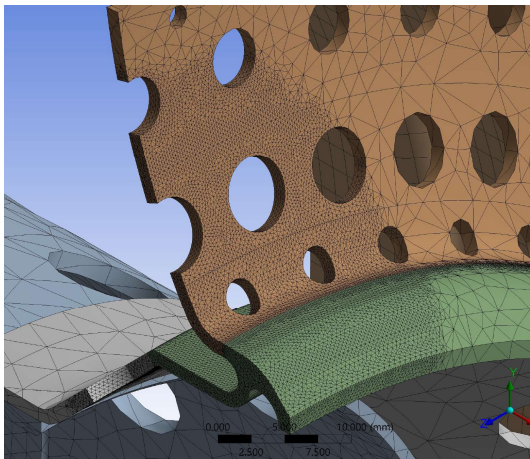


Fig. 10 Quadratic volume types (elements) [13]

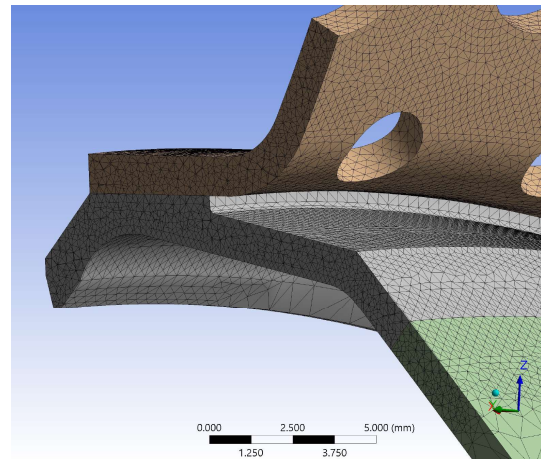
In addition, a spherical region of finer mesh (Fig. 13, Fig. 14) was introduced to one location on the weld circumference to capture detailed results. The size of the sphere was set so that a complete unit of circumferentially repeating patterns on the geometry would fit inside to eliminate potential effects of asymmetrical zone selection.

Strategy with refined spherical region was chosen as opposed to setting a periodicity condition to the mesh and solving only for a circular sector, because in the initial phase of analysis planning, some boundary conditions were assumed not to be strictly symmetrical, for example shaft-induced vibrations as part of harmonic response analysis in further steps outside the scope of this work.

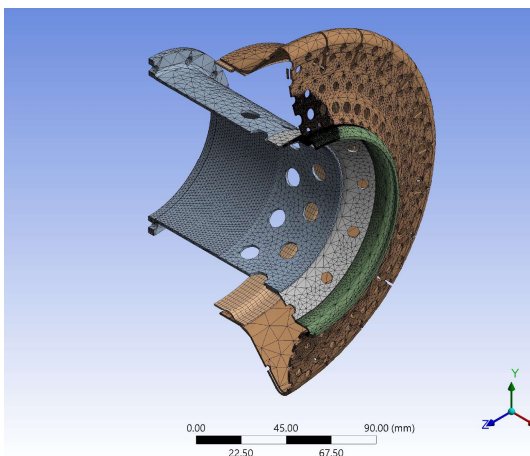
Sizing of the mesh in the detailed selection is set according to GE Aviation's recommendation of at least three elements per thickness of material (Fig. 11, Fig. 12). The resulting number of elements per each geometry is summarised in Table 4.



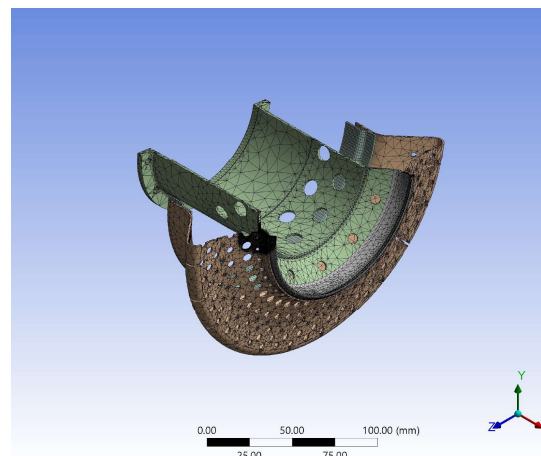
*Fig. 11 Weld mesh detail on v1 geometry*



*Fig. 12 Weld mesh detail on v0(Short) geometry*



*Fig. 13 Mesh with spherical refinement on v1 geometry*



*Fig. 14 Mesh with spherical refinement on v0(short) geometry*

Table 4 Summary of mesh element count per geometry

Geometry	Number of elements
v0 Short	387 605
v0 Long	486 289
v1	1 087 105

The difference between geometry *v0Long* and *v0Short* is modelled through splitting the adjacent contact surfaces into three using planes at 1,5mm and 4mm (per Table 3) from the edge of the original surface. This allows for differentiating the configurations through setting different contact surfaces in each.

Mesh on the current and proposed models are shown in (Fig. 13, Fig. 14)

#### 4.3.1 Sample node selection

For the purpose of extracting comparable results, a named selection is created on the contact surface in each geometry to slice through the weld and map stress throughout its depth. These selections are made within the refined mesh detail and cover circumferential distance long enough to represent a period of the assembly's circumferential features, particularly holes in the perforated hat, which are expected to affect local stiffness of the assembly.

For the purposes of evaluation, besides maximum value per row, an average value is calculated from each axisymmetric row of nodes within the selection to minimise the effect of localised micro-peaks in single nodes. A series of sections through the weld can be extracted, each consisting of several dozens of nodes. Number of nodes varies to some degree as they were selected manually, a summary of node counts within each geometry's selection is in Table 5.

Table 5 Summary of node count in sample selection per geometry

Geometry	Number of nodes in sample selection
v0 Short	466
v0 Long	329
v1	1802



## 5 Results

As per agreement<sup>6</sup> among the author of this work, Czech Technical University in Prague and GE Aviation Czech regarding collaboration on this thesis, data deemed sensitive by GE Aviation Czech cannot be directly published in this work, which includes actual analysis results describing the temperature, deformation and stress in the current part. To accommodate this requirement, results presented in this work are scaled using method ensuring results are interpretable for evaluation within the scope of this work while refraining from mentioning absolute results of the analyses performed. The scaling method for each quantity studied is explained in the following section.

### 5.1 Scaling method

#### 5.1.1 Temperature

Temperature values are related to the engine's Inter-turbine temperature (*ITT*), which is one of the engine's characteristics and serves as one of the limiting factors of its operation. Temperature results  $T^*$  presented in this work represent percentage of the *ITT* [°C] per following formula:

$$T^* = \frac{T}{ITT} \cdot 100 [\% ITT]^7 \quad (46)$$

where  $T$  is the absolute temperature value resulting from analyses in [°C].

---

<sup>6</sup> The *Agreement on Collaboration on Elaborating a Thesis (Dohoda o spolupráci při vytváření odborné práce)* is appended to this thesis.

<sup>7</sup> *ITT* value was provided to the author of this work by GE Aviation Czech, its value is accessible upon signature of non-disclosure agreement appended to the Agreement, but is not published in this work nor is required for interpretation of results within the scope of this work.

### 5.1.2 Deformation

Total deformation stated as percentage of the geometry's extreme outer radius (envelope radius of the perforated hat) per following formula:

$$\Delta x^* = \frac{\Delta x}{R} \cdot 100 [\% R]^8 \quad (47)$$

where  $\Delta x$  is the actual total deformation resulting from the analyses and  $R$  is the perforated hat's envelope radius.

### 5.1.3 Stress

Stress is scaled to the material's yield stress at room temperature  $R_{p0,2 \ 20^\circ C}$  [MPa], stated as its percentage:

$$\sigma^* = \frac{\sigma}{R_{p0,2 \ 20^\circ C}} \cdot 100 [\% R_{p0,2 \ 20^\circ C}]^9 \quad (48)$$

---

<sup>8</sup> Part dimensions including  $R$  was provided to the author of this work by GE Aviation Czech, its value is accessible upon signature of non-disclosure agreement appended to the Agreement, but is not published in this work nor is required for interpretation of results within the scope of this work.

<sup>9</sup> Material data including  $R_{p0,2 \ 20^\circ C}$  was provided to the author of this work by GE Aviation Czech, its value is accessible upon signature of non-disclosure agreement appended to the Agreement, but is not published in this work nor is required for interpretation of results within the scope of this work.

## 5.2 Steady-state thermal analysis

### 5.2.1 Results presentation

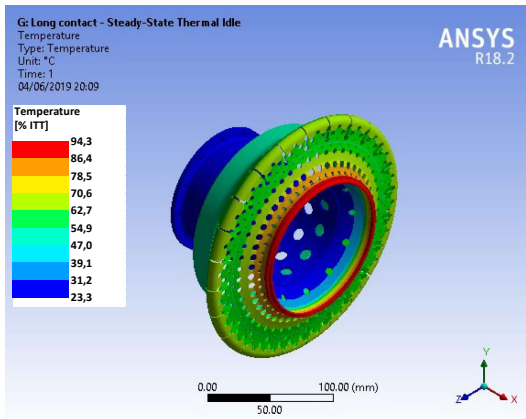


Fig. 15 Temperature - v0Long Idle

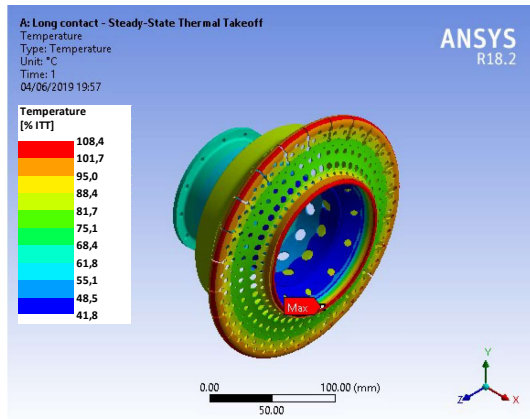


Fig. 16 Temperature - v0Long Take-off

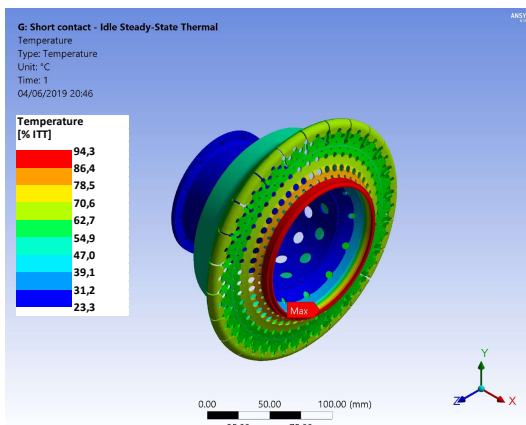


Fig. 17 Temperature - v0Short Idle

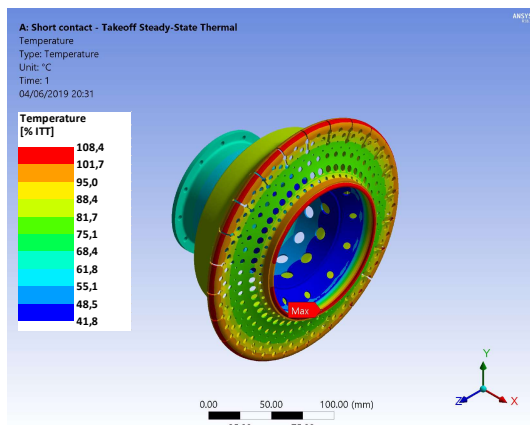


Fig. 18 Temperature - v0Short Take-off

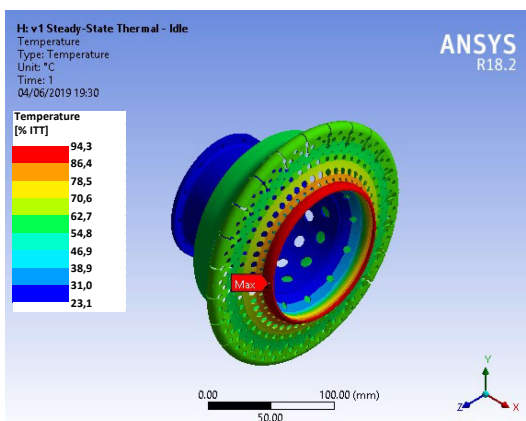


Fig. 19 Temperature - v1 Idle

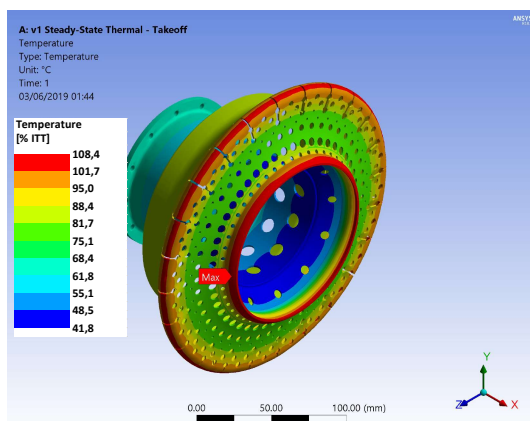


Fig. 20 Temperature - v1 Take-off

### 5.2.2 Discussion of results

Results presentation above show the results of the steady-state thermal analysis. One of the key points is that the results are ideally axisymmetric, which is a direct result of the way temperatures were defined as input, but at the same time it demonstrates that the spherical mesh refinement region did not negatively impact the symmetry of the results – a sign raising confidence in the modelling approach and the results it yields.

It is evident that the results are equivalent across geometries, differing only in idle versus take-off modes respectively. This is because the same temperature measurements were used as input for each geometry – as explained in *Steady-state thermal analysis*. It is also evident that both minimum and maximum temperatures are higher in the take-off mode compared to idle regime. Temperature distribution is nonetheless noticeably different, particularly comparing relative temperature at the outer diameter of the perforated hat.

Since the assembly is part of the combustion chamber, it is naturally exposed to very high temperatures, exceeding the engine ITT in the take-off mode – this is however in accordance with expectations – the inter-turbine temperature is located downstream of the combustion chamber, temperatures in that region are therefore naturally lower than peaks within the chamber.

It is worth noting that the high temperatures may have notable effect on the material properties – despite potential negative impact on static characteristics, cyclic life may be affected positively due to a degree of relaxation of the material. This will be briefly discussed in *Conclusion*, nevertheless despite the weld being located in proximity to the hottest regions, the impact of high temperatures on material properties itself is not a subject of this comparative study.

### 5.3 Static structural

#### 5.3.1 Deformation

##### 5.3.1.1 Data presentation

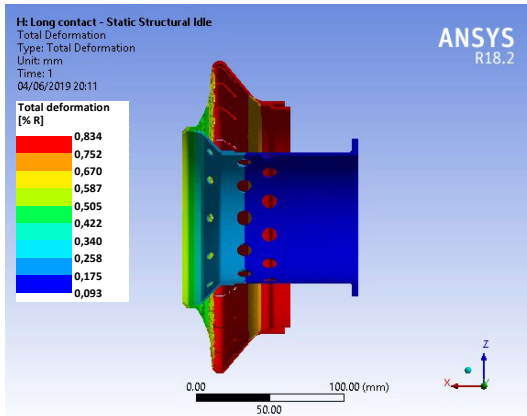


Fig. 21 Total deformation - v0Long Idle

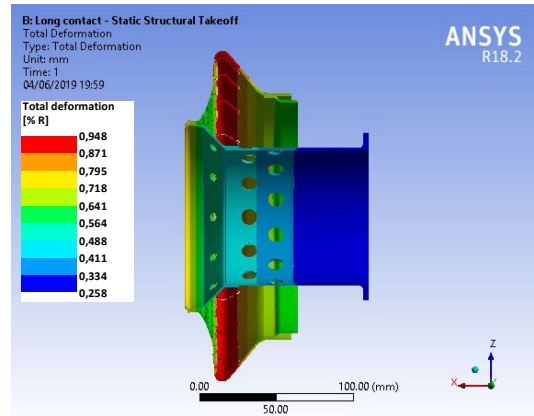


Fig. 22 Total deformation - v0Long Take-off

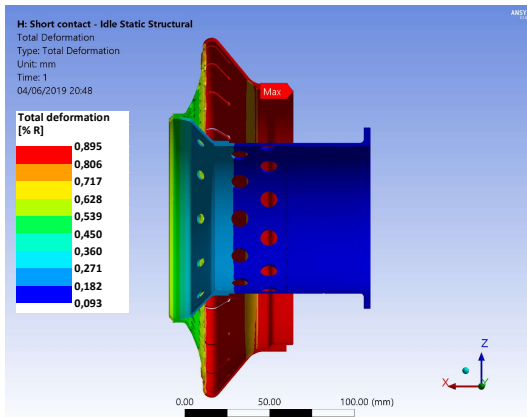


Fig. 23 Total deformation - v0Short Idle

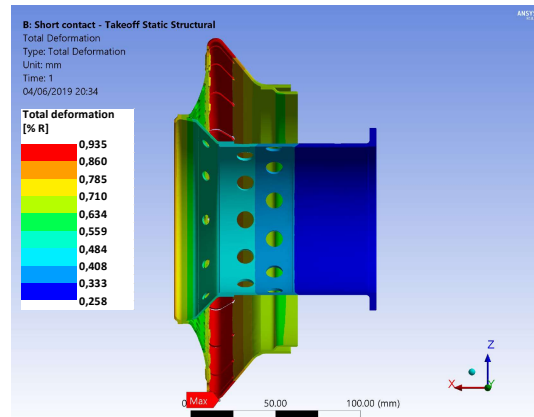


Fig. 24 Total deformation - v0Short Take-off

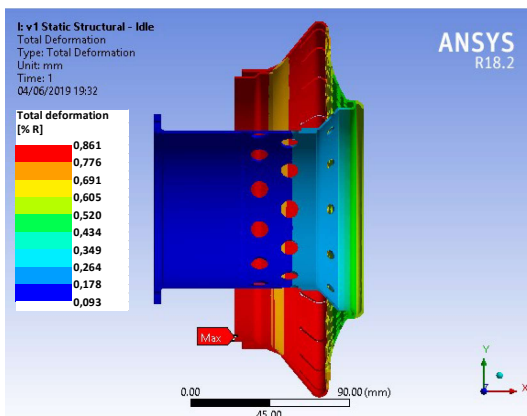


Fig. 25 Total deformation - v1 Idle

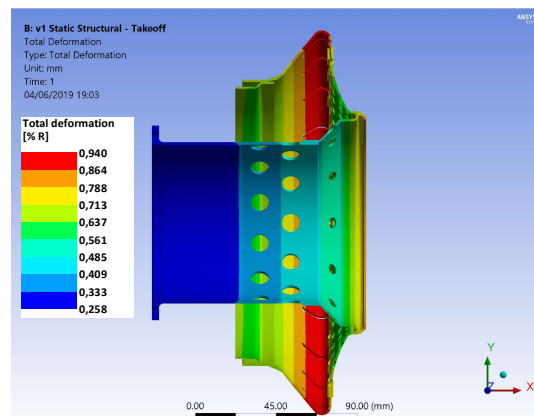


Fig. 26 Total deformation - v1 Take-off

### 5.3.1.2 Discussion of results

Total deformation distribution clearly reflects the way the part is constrained – the further from the bolted flange both radially and axially, the higher the deformations with peaks near the outer diameter of the perforated hat. In terms of results maximums, both in case of idle and take-off regimes the new design falls in between the two original geometry extremes with the take-off deformations being larger than idle deformations in each geometry. In all cases the weld joint location is subjected to deformations corresponding to roughly two thirds of the given spectrum.

### 5.3.2 Global equivalent stress

Following sections present the global equivalent (von Mises) stress results for each geometry and each load case with isometric view and close-up details of the part of interest, the weld joint location and global critical locations.

Bar graph at the end of this section offers direct comparison of maximum values.

5.3.2.1 v0Long Idle

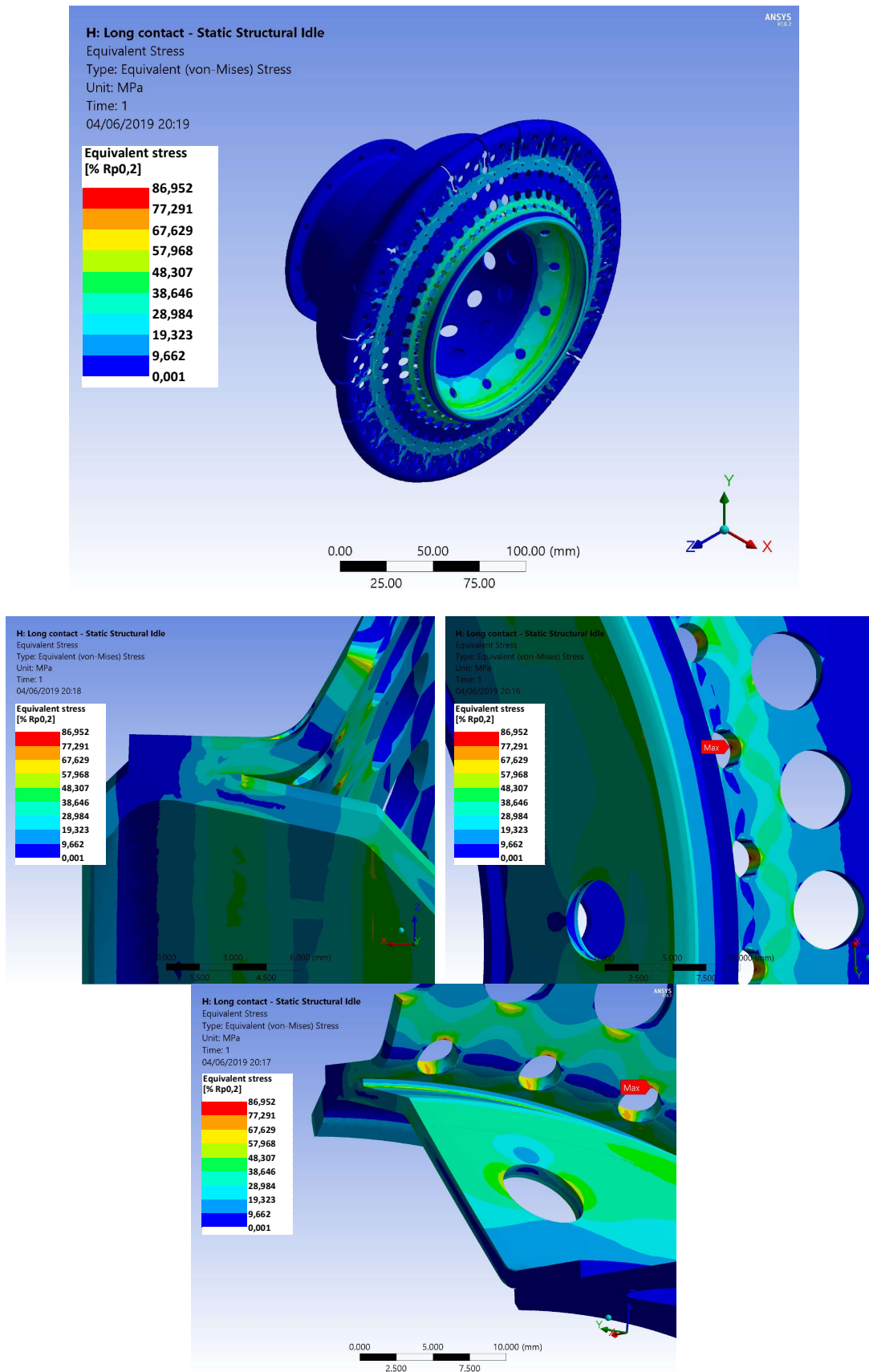


Fig. 27 Isometric, section, detail and close-up views of v0Long idle Static structural global stress

5.3.2.2 v0Long Take-off

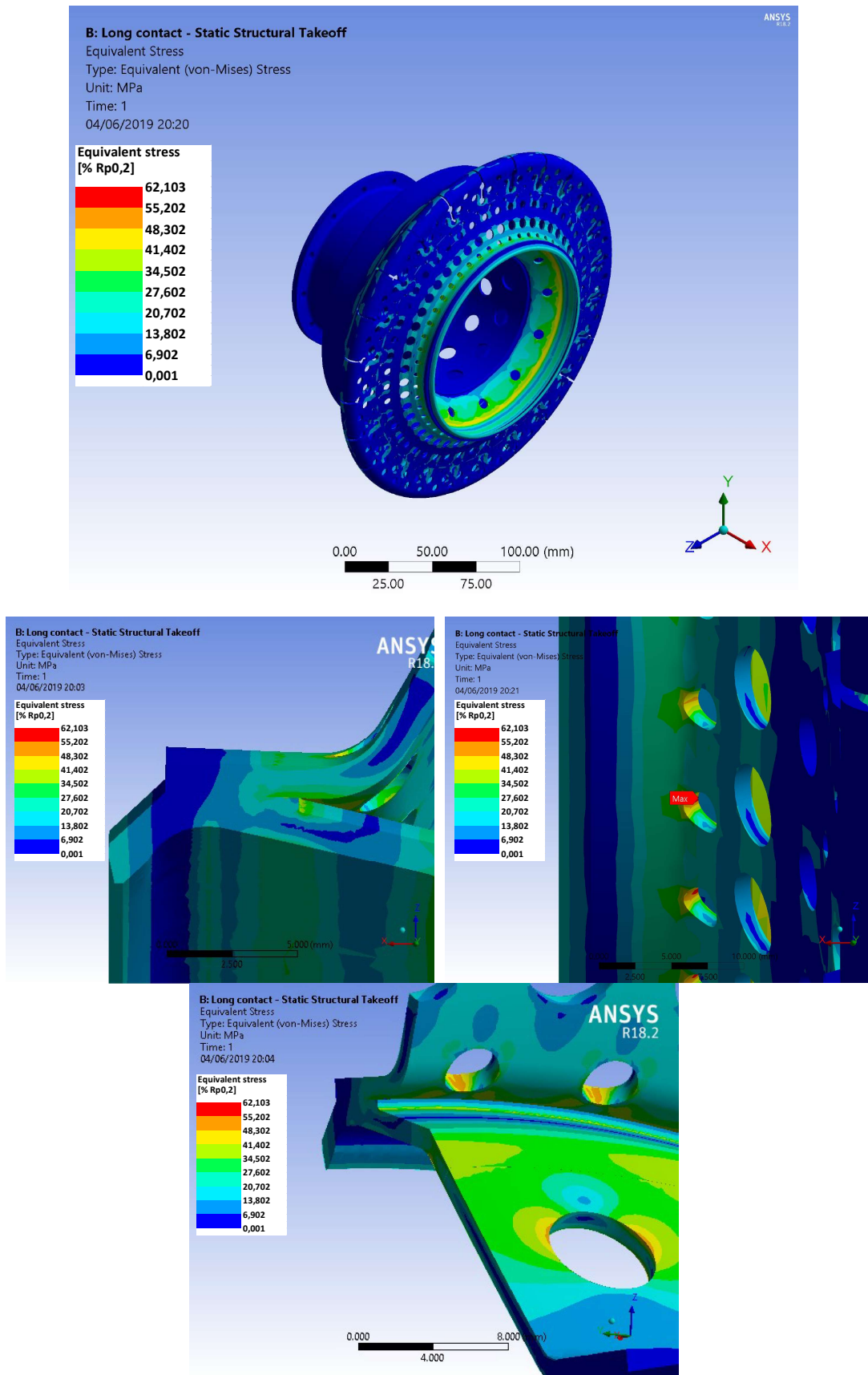


Fig. 28 Isometric, section, detail and close-up views of v0Long takeoff Static structural global stress



5.3.2.3 v0Short Idle

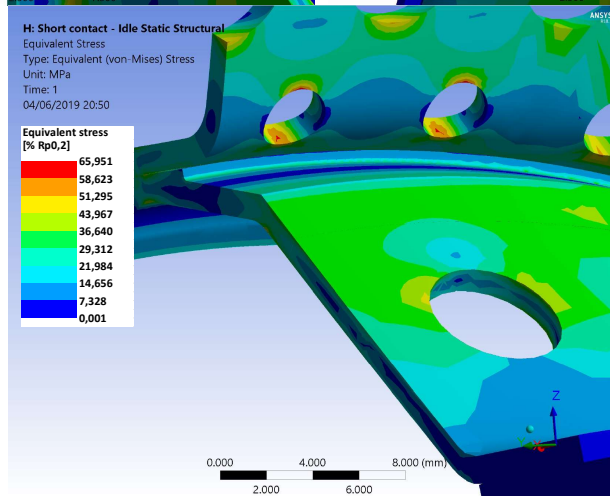
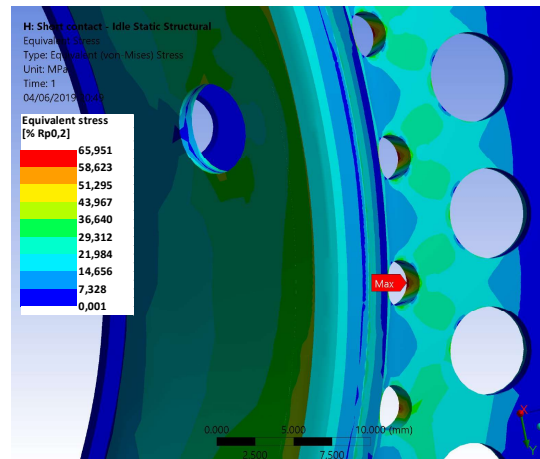
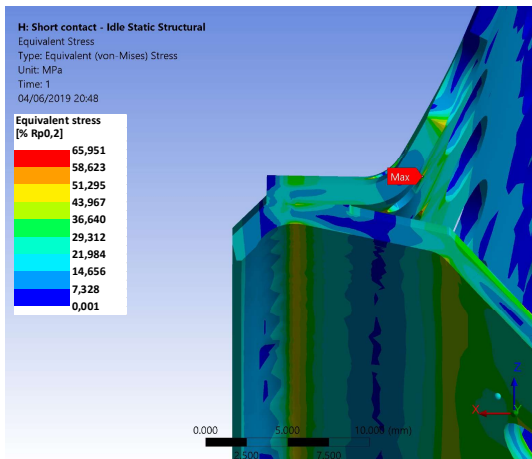
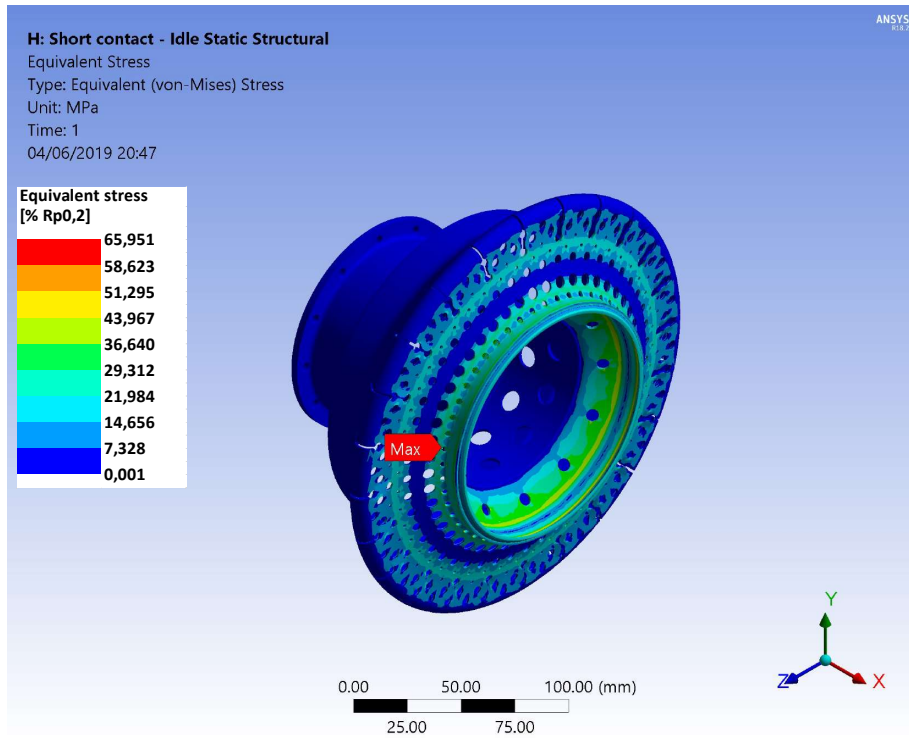


Fig. 29 Isometric, section, detail and close-up views of v0Short idle Static structural global stress

5.3.2.4 v0Short Take-off

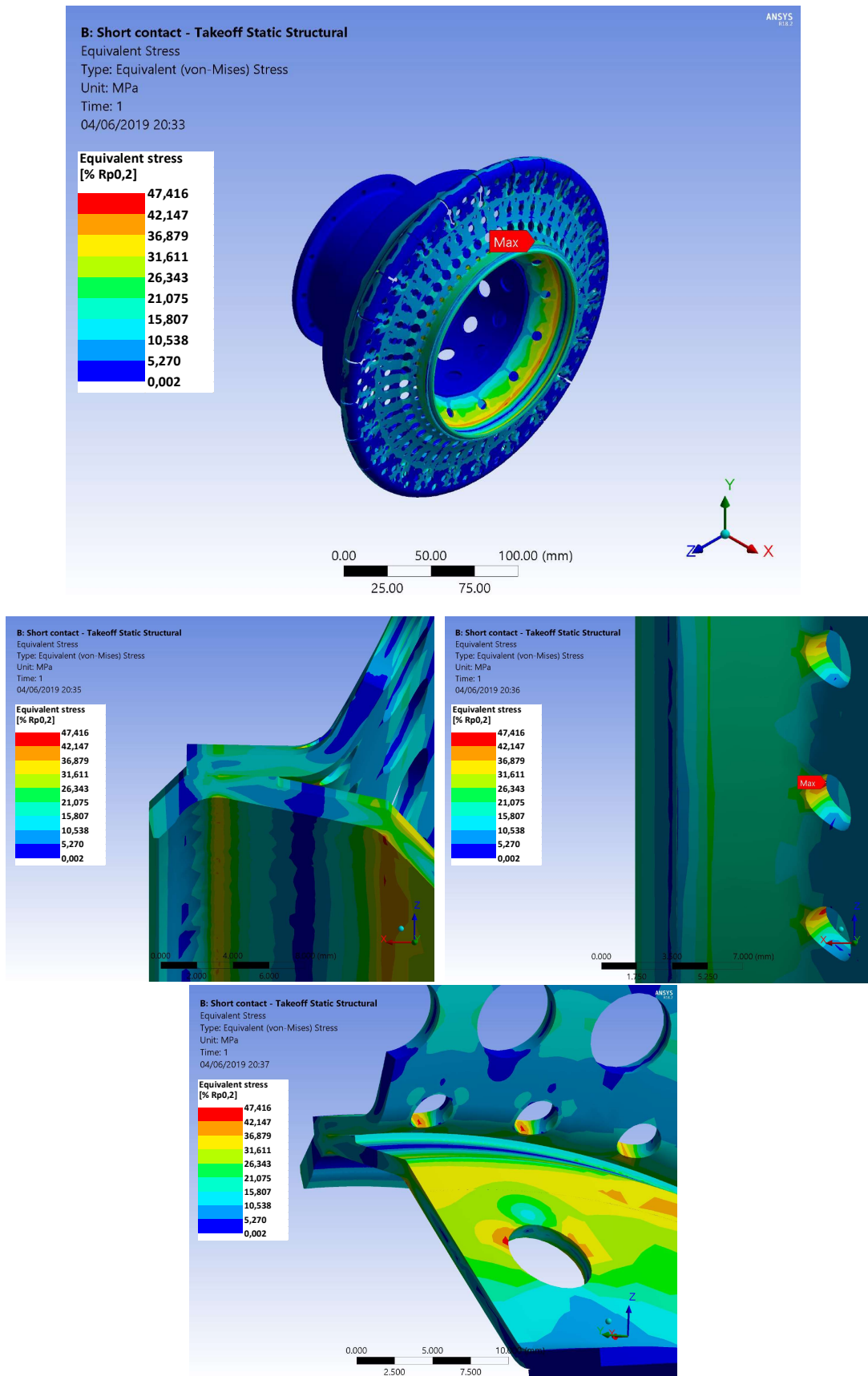


Fig. 30 Isometric, section, detail and close-up views of v0Short take-off Static structural global stress

5.3.2.5 v1 Idle

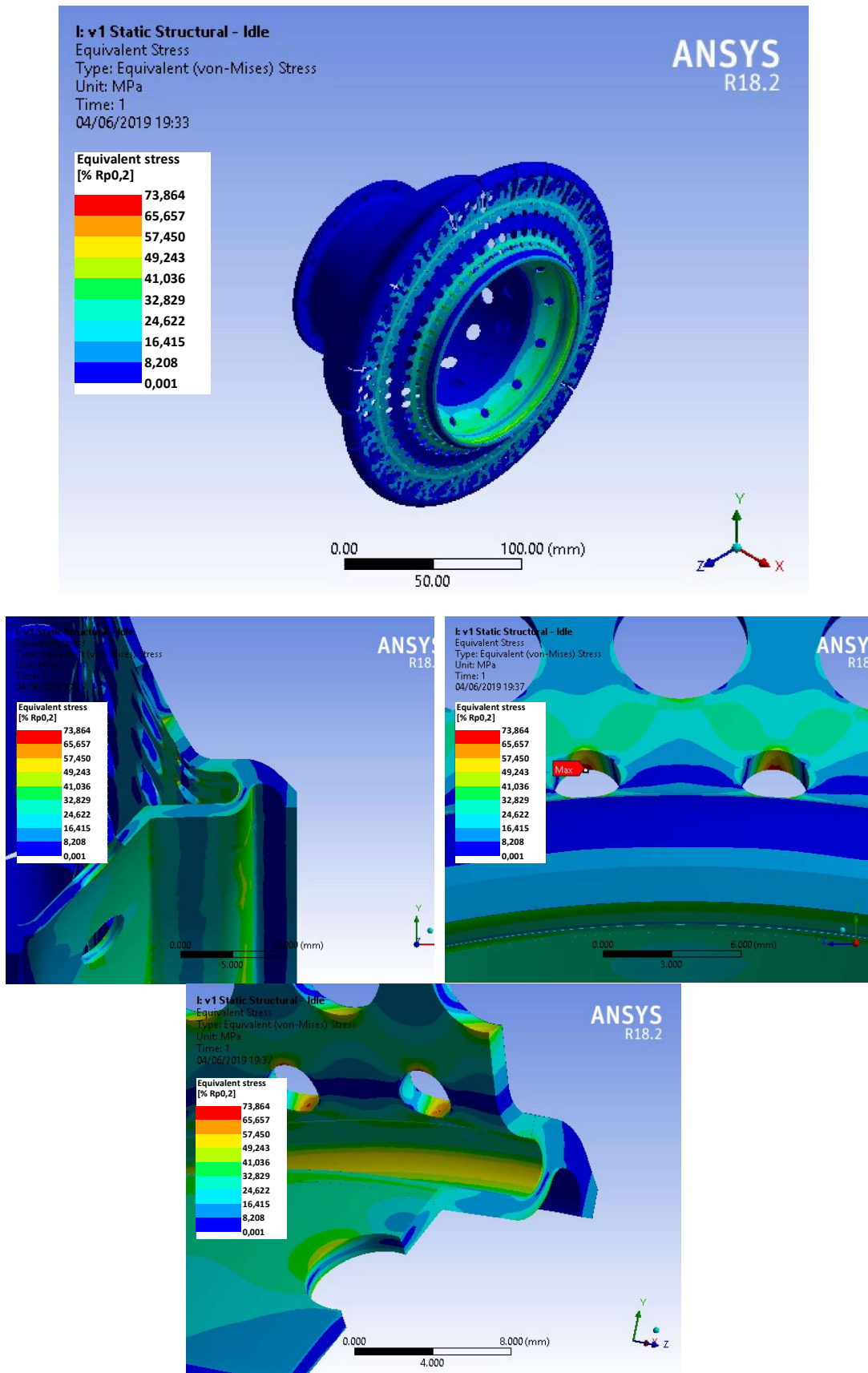


Fig. 31 Isometric, section, detail and close-up views of v1 idle Static structural global stress

5.3.2.6 v1 Take-off

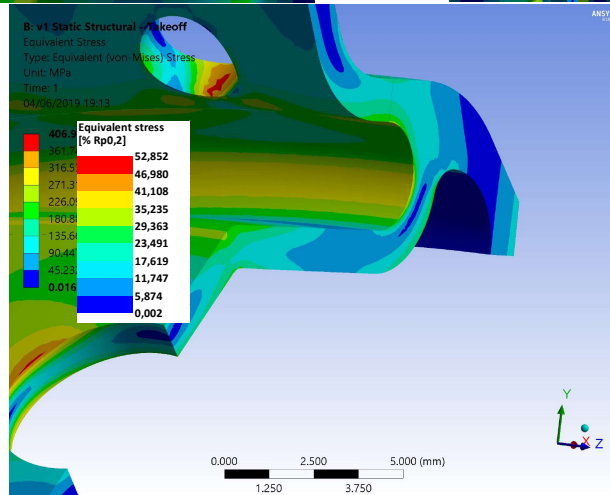
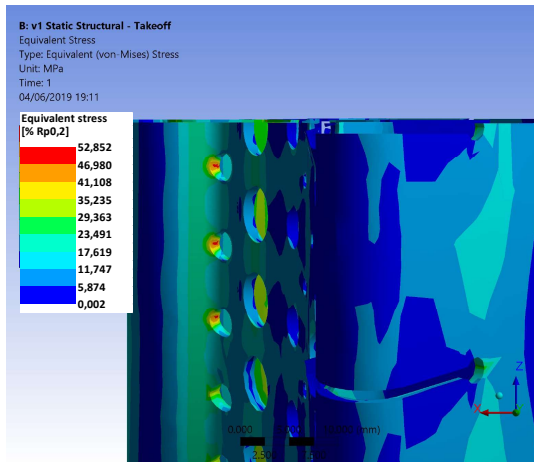
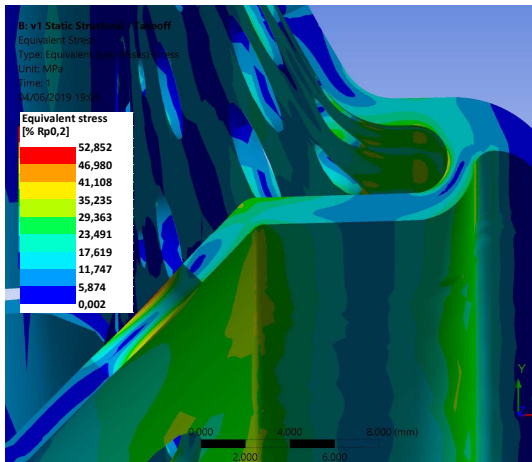
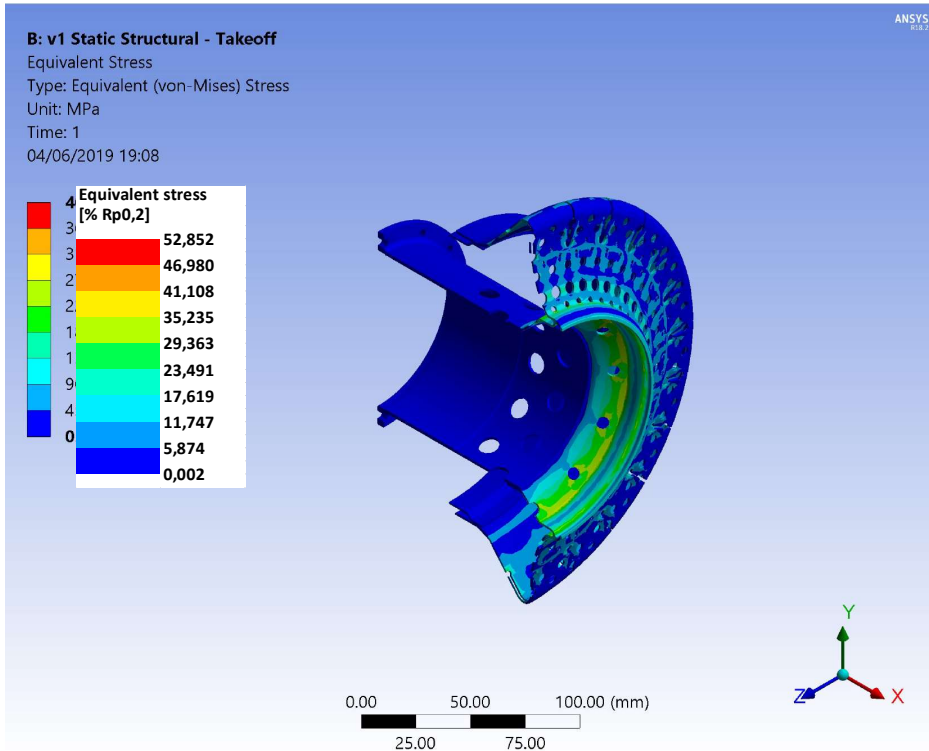


Fig. 32 Isometric, section, detail and close-up views of v1 take-off Static structural global stress

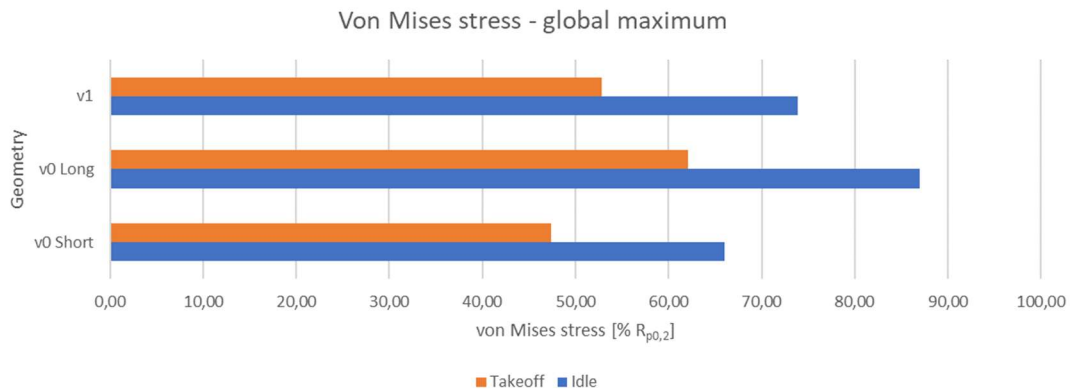


Fig. 33 Global von Mises stress maximum summary

First noticeable takeaway are higher stress peaks in idle engine regime. Perhaps counterintuitively the temperature distribution in the idle regime, despite being lower in comparison, results in higher thermal stresses. Reaching around 40 % for each geometry, this difference is quite significant.

Secondly, in both engine regimes the proposed design maximum equivalent stress is lower than in the case of v0Long geometry, but higher than v0Short geometry. Short geometry yielding lower stress peaks is in accordance to current design intent of introducing partial weld penetration to reduce stiffness and thus reduce stress, as outlined in 1.3.

Finally, the detailed results show the assembly's critical location is in the perforated holes. This is significant because the global critical location lies outside the weld joint and because its location remains unchanged in the proposed design.

The proposed design therefore does not have any negative effect stress distribution in the assembly from a global perspective. While the analysis results do suggest that the partial weld penetration had beneficial effect on peak stresses in the part as intended, the proposed design shows a decrease in the worst-case scenario equivalent stress peak in the critical location by 15% in both idle and take-off regimes.

### 5.3.3 Node results extraction

While previous section offers comparison of the current and proposed design from the assembly's global perspective, the node sample selection aims to study stress distribution directly within the weld joint. It thus offers a highly relevant perspective for this work's focus.

Node selection sample for v1 take-off configuration is shown in Fig. 34. It validates the assumption that the node selection is wide enough to capture approximately one period of the circumferential stress distribution caused by repeating geometry features as described in *Sample node selection*. It also shows that the stress distribution is not axisymmetric due to those geometry features, proving thus that both average and maximum values per row are of relevance.

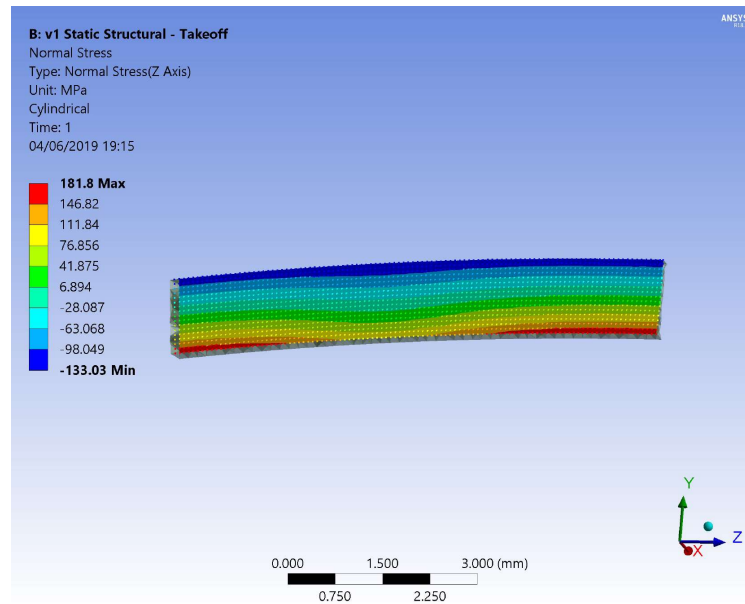


Fig. 34 Example of node sample result - v1 take-off

In the sample selection equivalent stress is evaluated as well as normal stress. In case of current design (v0) normal stress is considered in the radial direction, in case of proposed design (v1) it is the axial direction. This is because normal stress is perceived as normal to the plane in which the weld joint is in each geometry.

The following sections show extracted results from node samples, plotting normal stress (axial for v1, radial for v0Long and v0Short) and equivalent stress (von Mises) respectively along the weld penetration depth. For each case maximum values as well as average values per row are shown.

### 5.3.3.1 Crack initiating (Normal stress):

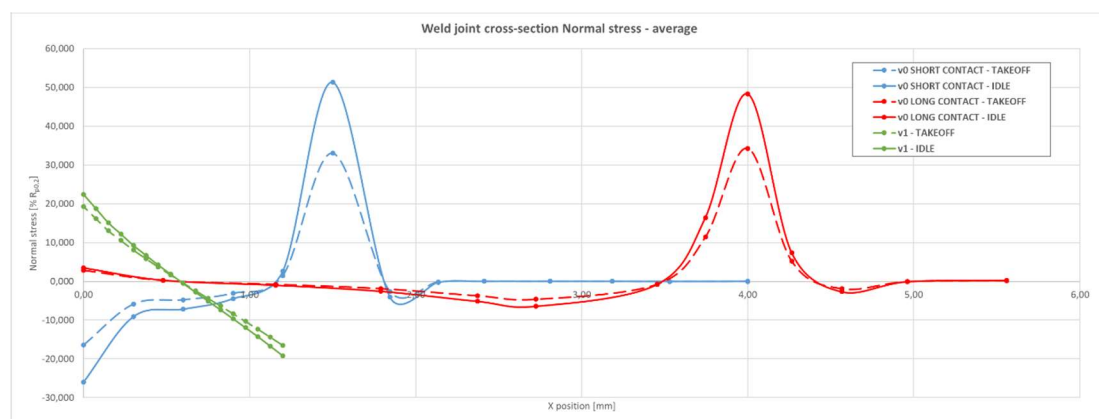


Fig. 35 Normal stress in weld joint - average per row

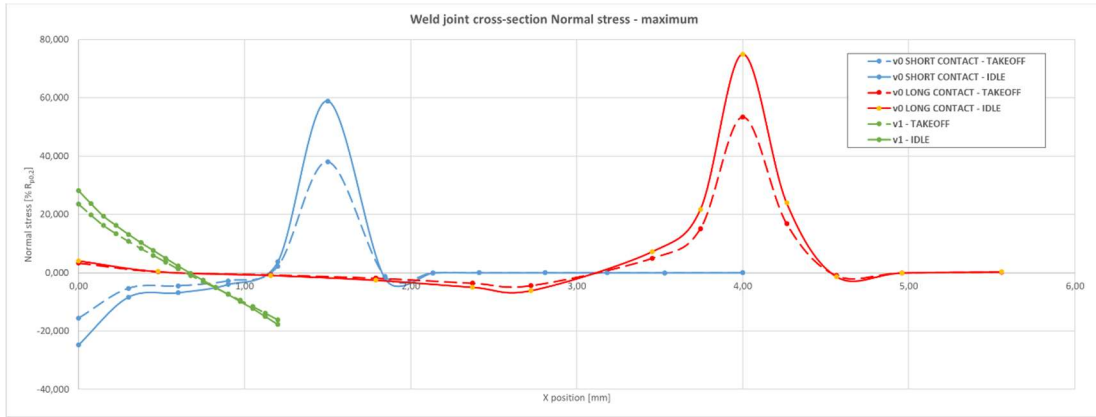


Fig. 36 Normal stress in weld join - maximum per row

5.3.3.2 von Mises stress:

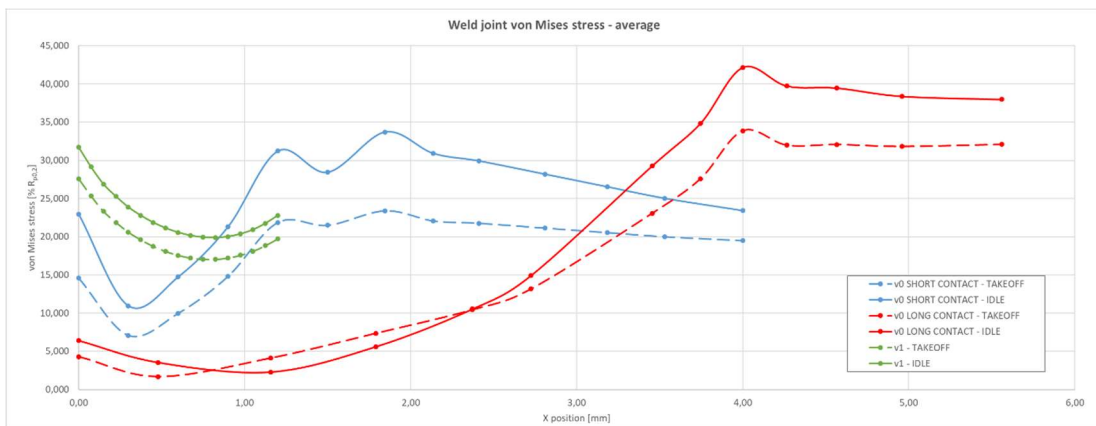


Fig. 37 von Mises stress in weld join - average per row

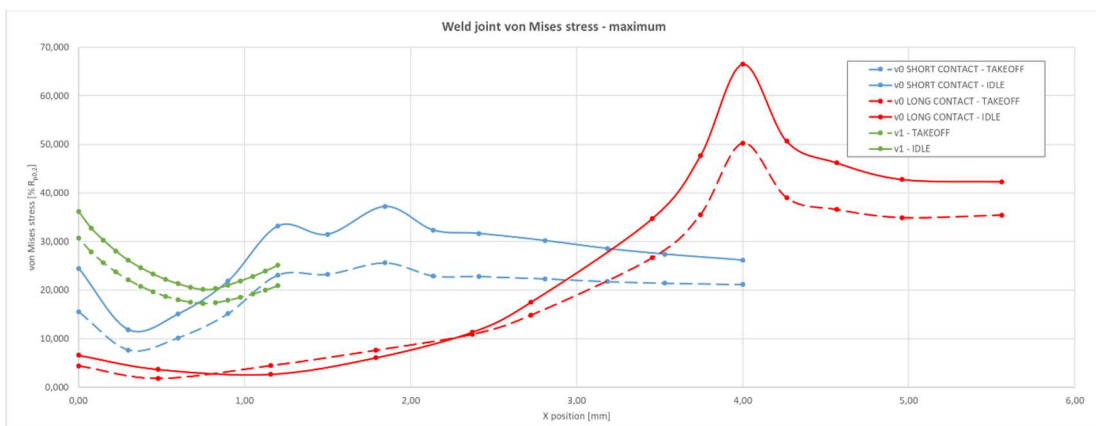


Fig. 38 von Mises stress in weld join - maximum per row

### 5.3.3.3 Discussion of results

The results are shown separately for average and maximum values. This is to capture stress extremes within the field which is not axisymmetric, as demonstrated in Fig. 34, while at the same time to show results without potential outliers in each row of nodes. The fact that the trends are very similar in both cases supports the assumption that the model is reasonably accurate and that any further calculations based on the maximum values from this analysis will be well on the conservative side.

Looking at the graphs, both von Mises and normal stress show the same trend of peaks around the weld roots in the current geometry. This indicates that the partial weld penetration serves as geometrical stress concentrator. It is also evident, that in accordance with global results, there are higher stress peaks in the weld location in idle regime for all three geometries. Finally, it is worth noticing that the normal stress in proposed geometry behaves like normal stress in a beam subjected to bending.

Most importantly, comparing the geometries, the proposed geometry shows significant improvements in the weld location. From the perspective of von Mises stress, v1 peaks are similar or lower than v0Short configuration, while both noticeably lower than v0 configuration. In case of normal stress, the results are even more favourable – v1 configuration has the lowest stress peaks in both regimes, looking at maximum or average values. Table 6 shows a summary of stress comparison of v1 configuration worst-case versus current geometry worst-case.

Table 6 Summary of decrease in worst-case scenario weld location stress peaks - proposed vs current geometry

	average [%]	maximum [%]
<b>von Mises stress</b>	-24,7	-45,6
<b>normal stress</b>	-56,3	-62,5



## 6 Conclusion

### 6.1 Results evaluation

Based on the results presented, the proposed design satisfies the task criteria of relocating the EB weld to a region with lower stress load.

This conclusion is supported by several sets of results. Firstly, it was demonstrated that the global critical location of the part is not affected, instead the global maximum of equivalent stress in this location is decreased by 15%.

Secondly, while the results do suggest that lowering stiffness by lowering weld penetration depth might help achieving relative reduction in global stress peaks, this solution is shown to be unfavourable from the weld joint's perspective as the root acts as geometrical stress concentrator on top of local material impurities. The proposed design seems to reduce worst-case equivalent stress peaks by up to 45% in the weld location.

This work also pays significant attention to the normal stress in the weld, because it is assumed the main contributor to crack initiation in the weld joint. Decreasing the normal stress in the weld location is therefore believed to have key impact on the part's cyclic life. In this case the proposed design sees 62,5% decrease in the crack initiating stress peak in the weld location.

The proposed design offers these improvements while complying with all constraints set in the *Task description*, namely introducing this change within the envelope of the current semi-product, offering thus improvement at minimum cost.

It is worth mentioning that the analysis is assuming purely elastic deformation. In reality, it is well possible that with the high temperatures the assembly is exposed to, some degree of plastic deformation would take place, leading to relaxation of the material accommodating to the deformation load. Due to the nature of the thermal stress, the part is loaded by constant deformation rather than constant force. As a result, the amplitude of the cyclic load would slightly degrade over time as the part partially accommodates to the deformation with each cycle. While this is a mere assumption, using stress peaks from this analysis for any further cyclic life calculations is likely to be well on the conservative side.

## 6.2 Outline of further analysis

Results obtained in analyses within the scope of this work would serve well for calculation of low-cycle fatigue life, there are however other steps worth considering to further investigate the assembly's failure modes.

Next, it should primarily be investigated what the high-cycle life properties of the proposed design are. Based on the current analyses, it would be worth performing a modal analysis to find out the part's mode frequencies and mode shapes. These could then be compared with the engine operating frequencies and potential excitators by plotting in Campbell diagram [15].

Ultimately this could be used to investigate harmonic response of the design to frequencies found to be of interest. The likely contributors in this case would be shaft and air excitation from the compressor. Combined with investigating damping coefficients – by combining with experimental data from a ping test for example – it could finally be investigated what vibratory stresses the part, and particularly the weld joint, are exposed to.

HCF analysis as well as LCF life calculation are nevertheless beyond the scope of this thesis.

# References

1. **GE Aviation Czech s.r.o.** History of GE Aviation Czech s.r.o. *GE Turboprops*. [Online] 2016. [Cited: 27 May 2019.] <https://www.geturboprops.com/company/history>.
2. **KUBEŠ, Josef.** Historie motoru Walter M601. [Online] 2002. [Cited: 20 May 2019.] <http://www.walterjinonice.cz/historie-motoru-walter-m601>.
3. **KOŠAŘ, Miroslav.** *Modern turboprop engines for aircraft to 5700kg MTOW*. Brno : Brno University of Technology, 2011.
4. **HANUS, Daniel.** *Pohon letadel*. Prague : Czech Technical University in Prague, 1997. ISBN 80-01-01647-1.
5. **GE AVIATION CZECH.** GE H series datasheet. [Online] 2018. [Cited: 21 May 2019.] [https://www.geaviation.com/sites/default/files/HSeries\\_datasheet.pdf](https://www.geaviation.com/sites/default/files/HSeries_datasheet.pdf).
6. **KMOCH, Petr.** *Teorie leteckých motorů II: (Turbíny, spalovací komory). Část II*. Brno : Vojenská akademie v Brně, 2004.
7. **KARGARNEJAD, S. and DJAVANROODI, F.** Failure assessment of Nimonic 80A gas turbine blade. *Engineering Failure Analysis*. 2012, vol. 26.
8. **Český normalizační institut.** *EN 1011-7:2004 Welding - Recommendation for welding of metallic materials - Part 7: Electron beam welding*.
9. **SAS IP, Inc.** Ansys help - Steady-State Thermal Analysis. [Online] 2016. [Cited: 02 May 2018.] [https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/wb\\_sim/ds\\_static\\_thermal\\_analysis\\_type.html](https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/wb_sim/ds_static_thermal_analysis_type.html).
10. **ALAWADHI, Esam M.** *Finite Element Simulations using ANSYS*. Boca Raton : CRC Press, 2010. ISBN 9781439801604;1439801606.
11. **TURCOTTE, Donald L. and SCHUBERT, Gerald.** *Geodynamics*. Cambridge : Cambridge Universtiy Press, 2014. ISBN 978-0-521-18623-0.
12. **BATHE, Klaus-Juergen.** *Finite Element Procedures*. Upper Saddle River : Prentice Hall, 1996. ISBN 0133014584.
13. **SAS IP, Inc.** ANSYS help - Choosing Between Linear and Higher Order Elements. [Online] 2017. [Cited: 18 May 2019.] [https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/ans\\_mod/Hlp\\_G\\_MOD2\\_4.html](https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/ans_mod/Hlp_G_MOD2_4.html).
14. **KUROWSKI, Paul.** Good Solid Modeling, Bad FEA. *MACHINE DESIGN*. [Online] 2002. [Cited: 25 May 2019.] <https://www.machinedesign.com/fea-and-simulation/good-solid-modeling-bad-fea>.

15. **KTH Energy Institute.** Example of a Campbell diagram. [Online] [Cited: 31 May 2019.]  
[http://www.energy.kth.se/compedu/demo/S5\\_Aeroelasticity/B1\\_Introduction\\_to\\_Aeroelasticity/C3\\_Blated-Disk\\_Vibrations/S5B1C3\\_files/Example\\_of\\_a\\_Campbell\\_diagram.htm](http://www.energy.kth.se/compedu/demo/S5_Aeroelasticity/B1_Introduction_to_Aeroelasticity/C3_Blated-Disk_Vibrations/S5B1C3_files/Example_of_a_Campbell_diagram.htm).
16. **GE AVIATION CZECH.** GE H series cutaway. [Online] 2016. [Cited: 18 May 2019.] <https://www.geaviation.com/bga/engines/h-series>.
17. **FLAHERTY, Joseph E.** Rensselaer Polytechnic Institute. [Online] [Cited: 15 May 2019.] <http://www.cs.rpi.edu/~flaherje/pdf/fea8.pdf>.
18. **Unknown.** [Online] [Cited: 14 May 2019.] <https://deust.wordpress.com/2014/11/30/h-method-p-method/>.

# Table of figures

Fig. 1 GE Aviation H series engine cutaway [16] .....	7
Fig. 2 Description of the combustion chamber top assembly .....	8
Fig. 3 Current Inner Liner geometry with the weld penetration extremes .....	9
Fig. 4 Inner Liner assembly - Section view (left) and Isometric view (right) .....	9
Fig. 5 H method and P method comparison [18] .....	18
Fig. 6 Comparison of geometry details .....	19
Fig. 7 Detail of proposed design with symbolic depiction of constraints: .....	20
Fig. 8 Experimental temperature data input for static thermal analysis .....	21
Fig. 9 Displacement constraint points .....	22
Fig. 10 Quadratic volume types (elements) [13] .....	22
Fig. 11 Weld mesh detail on v1 geometry .....	23
Fig. 12 Weld mesh detail on v0(Short) geometry .....	23
Fig. 13 Mesh with spherical refinement on v1 geometry .....	23
Fig. 14 Mesh with spherical refinement on v0(short) geometry .....	23
Fig. 15 Temperature - v0Long Idle .....	27
Fig. 16 Temperature - v0Long Take-off .....	27
Fig. 17 Temperature - v0Short Idle .....	27
Fig. 18 Temperature - v0Short Take-off .....	27
Fig. 19 Temperature - v1 Idle .....	27
Fig. 20 Temperature - v1 Take-off .....	27
Fig. 21 Total deformation - v0Long Idle .....	29
Fig. 22 Total deformation - v0Long Take-off .....	29
Fig. 23 Total deformation - v0Short Idle .....	29
Fig. 24 Total deformation - v0Short Take-off .....	29
Fig. 25 Total deformation - v1 Idle .....	29
Fig. 26 Total deformation - v1 Take-off .....	29
Fig. 27 Views of v0Long idle Static structural global stress .....	31
Fig. 28 Views of v0Long takeoff Static structural global stress .....	32
Fig. 29 Views of v0Short idle Static structural global stress .....	33
Fig. 30 Views of v0Short take-off Static structural global stress .....	34
Fig. 31 Views of v1 idle Static structural global stress .....	35
Fig. 32 Views of v1 take-off Static structural global stress .....	36
Fig. 33 Global von Mises stress maximum summary .....	37
Fig. 34 Example of node sample result - v1 take-off .....	38
Fig. 35 Normal stress in weld join - average per row .....	38
Fig. 36 Normal stress in weld join - maximum per row .....	39
Fig. 37 von Mises stress in weld join - average per row .....	39
Fig. 38 von Mises stress in weld join - maximum per row .....	39

# Appendix A

Agreement on Collaboration on Elaborating a Thesis

*(Dohoda o spolupráci při vytváření odborné práce)*

## DOHODA O SPOLUPRÁCI PŘI VYTVÁŘENÍ ODBORNÉ PRÁCE

Zpracovatel Vojtěch Vávra je studentem Vysoké školy a zaměstnancem Společnosti. Zpracovatel za podpory Vysoké školy a Společnosti hodlá vytvořit odbornou práci:

Název	Optimalizace svaru ve vnitřním plamenci spalovací komory turbovrtulového motoru GE H80
Typ práce	bakalářská
Vedoucí z Vysoké školy	prof. Dr. Ing. Tomáš Vampola, tomas.vampola@fs.cvut.cz
Konzultant Společnosti	Ing. Martin Beran, martin.beran@ge.com
Datum odevzdání k obhajobě	31.07.2019

### PROTO SE SMLUVNÍ STRANY:

**České vysoké učení technické v Praze**, se sídlem: Zikova 1903/4, 166 36 Praha 6, IČ: 68407700, DIČ: CZ68407700, pracoviště: **Fakulta strojní**, zastoupené: prof. Ing. Michaelem Valáškem, DrSc., děkanem fakulty, bankovní spojení: Komerční banka, a.s., č. ú. 19-5505030267/0100 („Vysoká škola“); („Vysoká škola“);

**Vojtěch Vávra**, nar. 28.05.1995, bydliště Lohanského 870, Praha, 152 00, tel.: 775055285, e-mail: vojtech.vavra@fs.cvut.cz, studijní program: TZSI, studijní obor: bez oboru, („Zpracovatel“); a

**GE Aviation Czech s.r.o.**, IČ: 27928845, se sídlem: Beranových 65, 199 02, Praha 9, zapsaná v obchodním rejstříku vedeném Městským soudem v Praze pod č.: C127155 („Společnost“)

### V OBECNÉ ROVINĚ DOHODLY, ŽE

1. Vysoká škola a Společnost budou podporovat Zpracovatele při vytváření odborné práce, jejímž výsledkem bude autorské dílo (spolu)vytvořené Zpracovatelem pod vedením a s využitím odborného zázemí a infrastruktury Vysoké školy a důvěrných informací a konzultací Společnosti.
2. Společnost bude Zpracovatele takto podporovat až do shora uvedeného data odevzdání odborné práce k obhajobě. Dojde-li k posunu data odevzdání odborné práce k obhajobě, nebo nastane-li situace, kterou Společnost nemohla předpokládat (náhlý odchod konzultanta bez možnosti okamžité náhrady apod.), smluvní strany se pokusí dohodnout na náhradním řešení tak, aby co nejméně poškodili Zpracovatele, který jednal v dobré víře (prodloužení termínu odevzdání odborné práce k obhajobě, zpracování náhradního tématu apod.).
3. Zpracovateli, který jedná v dobré víře a respektuje podmínky této dohody, Vysoká škola a Společnost poskytnou přístup k důvěrným informacím popsáním v příloze č. 1 této dohody po dobu nezbytně nutnou, nejdéle do shora uvedeného data odevzdání odborné práce k obhajobě. Zpracovatel může důvěrné informace využít jako podklad ke zpracování odborné práce, samotné důvěrné informace ale nesmí být v odborné práci použity bez předchozího souhlasu toho, kdo důvěrné informace poskytl.
4. Smluvní strany se budou vzájemně informovat o postupu vytváření odborné práce, o duševním vlastnictví, které vzniklo v souvislosti s jejím vytvářením, a o případném záměru takovéto duševní vlastnictví komercializovat.

## PŘI NAKLÁDÁNÍ S DŮVĚRNÝMI INFORMACEMI PLATÍ, ŽE

5. Vysoká škola a Společnost mají zájem na ochraně duševního vlastnictví, důvěrných informací, know-how a obchodního tajemství („důvěrné informace“). Důvěrnými informacemi nejsou (i) informace obecně známé a přístupné, ani (ii) informace, které smluvní strana měla prokazatelně a oprávněně k dispozici ještě před tím, než jí byly poskytnuty jinou smluvní stranou, ani (iii) informace, které byly smluvní straně poskytnuty se souhlasem dotčené smluvní strany za účelem jejich zpřístupnění nebo zveřejnění. Pokud je po kterékoli smluvní straně oprávněně vyžadováno, aby orgánům veřejné moci poskytla důvěrné informace jiné smluvní strany, bude o tom dotčenou smluvní stranu v předstihu informovat a vynaloží veškeré úsilí k tomu, aby důvěrné informace byly takto poskytnuty v souladu s pokyny dotčené smluvní strany.
6. Smluvní strany o důvěrných informacích zachovávají mlčenlivost, nezneužijí je, budou je aktivně chránit s potřebnou pečlivostí a využívat pouze v nezbytném rozsahu („need-to-know“) k vytvoření odborné práce. Uvedené povinnosti nejsou dotčeny zánikem této dohody a smluvní strany zajistí, aby byly dodržovány také osobami, kterým byly důvěrné informace poskytnuty (odborní konzultanti, oponenti apod.). Neprodleně po zániku této dohody nebo i dříve na základě jednostranné výzvy smluvní strany (z důvodu ukončení studia, pochybností Společnosti o dostatečné bezpečnosti důvěrných informací, neposkytování součinnosti ze strany Zpracovatele apod.) zajistí navrácení vzájemně poskytnutých nosičů dat a jejich kopií obsahujících důvěrné informace, případně se souhlasem dotčené smluvní strany uspokojivě prokážou jejich zničení.
7. Společnost odbornou práci nezveřejní před jejím zveřejněním Vysokou školou nebo Zpracovatelem.

## VE VZTAHU MEZI VYSOKOU ŠKOLOU A ZPRACOVATELEM PLATÍ, ŽE

8. Zpracovatel je vázán právními předpisy, touto dohodou a vnitřními předpisy Vysoké školy, zejména v oblasti ochrany duševního vlastnictví, důvěrných informací a střetu zájmů.

## VE VZTAHU MEZI SPOLEČNOSTÍ A ZPRACOVATELEM PLATÍ, ŽE

9. Zpracovatel bude s důvěrnými informacemi Společnosti nakládat dle pokynů Společnosti, bude respektovat stanovené termíny konzultací s konzultanty Společnosti a do odborné práce zapracuje připomínky Společnosti týkající se ochrany důvěrných informací Společností.
10. Do odborné práce vloží Zpracovatel následující text: *Tato [typ odborné práce] „[název odborné práce]“ byla zpracována s použitím důvěrných informací a se souhlasem společnosti [název společnosti].*
11. **Zpracovatel předloží Společnosti k odsouhlasení dokončenou odbornou práci nejpozději 1 měsíc před shora uvedeným datem odevzdání odborné práce k obhajobě. Společnost vynaloží přiměřené úsilí k tomu, aby Zpracovateli poskytla připomínky k zapracování do odborné práce co nejdříve nebo ji schválila, nejpozději 7 dní před shora uvedeným datem odevzdání odborné práce k obhajobě. Zpracovatel může odbornou práci odeslat k výtisku, odevzdat k obhajobě a následně publikaci nebo ji jinak zveřejnit pouze v konečné podobě, kterou Společnost písemně schválila, resp. po splnění jiných pokynů Společnosti k nezbytným úpravám odborné práce tak, aby byla zajištěna ochrana důvěrných informací Společnosti (např. začerněním, anonymizací nebo jiným obdobným způsobem). Bez splnění pokynů Společnosti dle předchozí věty platí, že Společnost souhlas k odevzdání odborné práce Zpracovateli neudělila a Zpracovatel tak není oprávněn odbornou práci odevzdat, publikovat, komercializovat či jinak zpřístupnit třetím osobám. Od pokynů Společnosti se Zpracovatel může odchýlit**



pouze v rozsahu, který se nedotýká ochrany důvěrných informací Společnosti (oprava formátování, překlepů apod.).

12. Zpracovatel souhlasí se zpracováním a používáním svých osobních a kontaktních údajů sdělených Společnosti po dobu 5 let od uzavření této dohody za účelem kontroly plnění této dohody, zejména z hlediska nakládání s důvěrnými informacemi Společnosti.
13. S ohledem na význam důvěrných informací poskytnutých Zpracovateli prostřednictvím Společnosti Zpracovatel souhlasí, že za každé **porušení pokynů Společnosti v oblasti nakládání s důvěrnými informacemi uhradí Společnosti smluvní pokutu ve výši 100.000,- Kč**. Uplatnění smluvní pokut(y) je právem Společnosti, nikoli povinností. Společnost může smluvní pokutu uložit i opakovaně. Právo Společnosti domáhat se náhrady újmy (škody) převyšující uplatněné smluvní pokuty není vyloučeno.

#### VE VZTAHU MEZI VYSOKOU ŠKOLOU A SPOLEČNOSTÍ PLATÍ, ŽE

14. Vysoká škola zajistí, aby její zaměstnanci i osoby, které s Vysokou školou spolupracují na vytváření nebo hodnocení odborné práce (externí konzultanti, oponenti apod.), kterým budou důvěrné informace Společnosti zpřístupněny:
  - a. měly smluvně zajištěnou povinnost mlčenlivosti a ochrany důvěrných informací nejméně ve stejném rozsahu v jakém jej předpokládá tato dohoda, a odpovídá za to, že i tyto osoby budou dodržovat pokyny Společnosti v oblasti nakládání s důvěrnými informacemi. Za porušení shora uvedené povinnosti Vysoká škola uhradí Společnosti smluvní pokutu ve výši 100.000,- Kč. Uplatnění smluvní pokut(y) je právem Společnosti, nikoli povinností. Společnost může smluvní pokutu uložit i opakovaně. Právo Společnosti domáhat se náhrady újmy (škody) převyšující uplatněné smluvní pokuty není vyloučeno;
  - b. poskytly osobní a kontaktní údaje a souhlas s jejich zpracováním a používáním Společností po dobu 5 let od udělení souhlasu za účelem kontroly plnění této dohody, zejména z hlediska povinnosti mlčenlivosti a ochrany důvěrných informací.
15. Společnost je srozuměna s tím, že Vysoká škola je financována z veřejných prostředků a respektuje pravidla veřejné podpory.

#### VE VZTAHU K DUŠEVNÍMU VLASTNICTVÍ VYTVOŘENÉMU V SOUVISLOSTI S VYTVÁŘENÍM ODBORNÉ PRÁCE PLATÍ, ŽE

16. Duševní vlastnictví vytvořené v souvislosti s vytvářením odborné práce vychází z podpory a důvěrných informací Společnosti a Vysoké školy. Proto se smluvní strany dohodly, že:
  - a. (spolu)autorství k takto vytvořenému duševnímu vlastnictví upravují právní předpisy. Zpracovatel, který je v pracovněprávním nebo obdobném vztahu se Společností, je vázán také smlouvou a vnitřními předpisy Společnosti;
  - b. Společnost může kdykoli (i po zániku této dohody) požadovat, aby takto vytvořené duševní vlastnictví, je-li významné pro činnost a ochranu zájmů Společnosti („významné duševní vlastnictví“), bylo zachyceno ve výzkumné zprávě sepsané dotčenými smluvními stranami a bez souhlasu Společnosti nebylo v rozsahu nezbytném k ochraně zájmů Společnosti zveřejněno v odborné práci, ani zpřístupněno třetím osobám. Smluvní strany se v takovém případě v dobré víře dohodnou na rozsahu omezení zveřejnění významného duševního vlastnictví způsobem, který bude chránit oprávněné zájmy Společnosti a zároveň zájem Zpracovatele a Vysoké školy na dokončení, odevzdání, obhájení a publikaci odborné práce (např. začerněním, anonymizací nebo jiným obdobným způsobem).

- c. Pokud se smluvní strany nedohodnou jinak, Zpracovatel a Vysoká škola (i) udělují touto dohodou **výlučnou**, časově, místně a množstevně neomezenou mezinárodní opravňující licenci pro Společnost s neomezeným právem podlicence k jakémukoli využití významného duševního vlastnictví, (ii) poskytnou Společnosti **součinnost při registraci** významného duševního vlastnictví, a (iii) poskytnou součinnost k formalizaci tohoto ujednání, pokud o to Společnost požádá. Smluvní strany se v dobré víře a v přiměřeném čase dohodnou na spravedlivé (tržní) odměně za poskytnutou licenci a na způsobu jejího vypořádání dle míry jejich příspěví k vytvoření významného duševního vlastnictví. Při stanovení odměny pro Zpracovatele, který je v pracovněprávním vztahu se Společností, se právní předpisy o zaměstnaneckém díle uplatní přiměřeně;
  - d. pro jiné než významné duševní vlastnictví platí, že (i) dotčené smluvní strany udělují touto dohodou Společnosti i Vysoké škole **nevýlučnou**, časově, místně a množstevně neomezenou, bezplatnou mezinárodní opravňující licenci s neomezeným právem podlicence k jakémukoli využití tohoto duševního vlastnictví a (ii) poskytnou součinnost nezbytnou k formalizaci tohoto ujednání, pokud o to Společnost nebo Vysoká škola požádá.
17. Ochrana a zákaz použití důvěrných informací (tj. informací původně poskytnutých Společností a Vysokou školou) bez předchozího souhlasu dotčené smluvní strany tím není dotčena.

#### MEZI SMLUVNÍMI STRANAMI DÁLE PLATÍ, ŽE

18. Tato dohoda je sjednána **na dobu neurčitou** a nelze ji vypovědět, avšak povinnost Společnosti poskytovat součinnost dle této dohody trvá nejdéle do shora uvedeného data odevzdání odborné práce k obhajobě.
19. Kterákoli smluvní strana může tuto dohodu ukončit, případně pozastavit poskytování součinnosti, pokud jiná smluvní strana závažně nebo opakovaně poruší podmínky této dohody. Zánikem této dohody nejsou dotčeny povinnosti týkající se ochrany důvěrných informací a mlčenlivosti, ani práva a povinnosti smluvních stran týkající se duševního vlastnictví a významného duševního vlastnictví vytvořeného v souvislosti s vytvářením odborné práce.
20. Neplatností, neúčinností nebo nevymahatelností kteréhokoli ustanovení této dohody (i) nebude dotčena platnost, účinnost a vymahatelnost jejich ostatních ustanovení a (ii) smluvní strany do 30 dnů od výzvy kterékoli smluvní strany se v dobré víře dohodnou na nahrazení takto postiženého ustanovení ustanovením platným, účinným a vymahatelným, které bude v co nejširší míře respektovat původní účel postiženého ustanovení. K odstraňování jiných případných nedostatků této dohody budou smluvní strany rovněž přistupovat v dobré víře a při respektování jejího původního účelu.
21. Tato dohoda se řídí právem České republiky. Spory související s touto dohodou budou řešeny smírnou cestou, a případně českým soudem příslušným v místě sídla Společnosti.
22. Smluvní strany porozuměly obsahu, smyslu a účelu této dohody a na důkaz své svobodné vůle níže připojují své podpisy.
23. Tato dohoda může být uzavřena v listinné nebo elektronické podobě. Dodatky této dohody musí mít písemnou formu.

V Praze, dne \_\_\_\_\_

**Společnost**



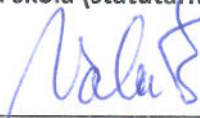
Jméno: Michele D'Ercole

Funkce: generální ředitel



V Praze, dne \_\_\_\_\_

**Vysoká škola (statutární orgán)**



Jméno: prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.

Funkce: děkan fakulty

**Vysoká škola (vedoucí odborné práce)**



Jméno: prof. Dr. Ing. Tomáš Vampola

Funkce: člen vědecké rady FS ČVUT

V Praze, dne 12/11/13

**Zpracovatel**



Jméno: Vojtěch Vávra

## PŘÍLOHA č. 1 DOHODY O SPOLUPRÁCI PŘI VYTVOŘENÍ ODBORNÉ PRÁCE

### A. Důvěrné informace poskytnuté ze strany Společnosti vymezené obecně

- Výkresová dokumentace plamence spalovací komory
- 3D model plamence spalovací komory
- Teplotní pole spalovací komory
- Materiálová data
- Popis mise motoru

### B. Důvěrné informace poskytnuté ze strany Vysoké školy vymezené obecně

žádné

### C. Pokyny Společnosti v oblasti nakládání s důvěrnými informacemi

Nad rámec povinností uvedených v této dohodě dále platí, že:

- Společnost není povinna zpřístupnit Zpracovateli ani Vysoké škole důvěrné informace vysoce citlivé povahy („highly confidential information“), důvěrné informace Společnost zpřístupní Zpracovateli pouze v nezbytném rozsahu („need to know“) potřebném ke zpracování odborné práce;
- Způsob zpřístupnění důvěrných informací Společnosti záleží na rozhodnutí Společnosti (některé důvěrné informace mohou být zpřístupněny pouze formou nahlédnutí v prostorách Společnosti apod.);
- Zpracovatel nebude při zpracování odborné práce důvěrné informace ani části odborné práce tyto důvěrné informace obsahující konzultovat nebo je jinak sdílet s osobami, které nejsou ve vztahu ke Společnosti a Vysoké škole vázány povinností mlčenlivosti
- Důvěrné informace mohou být sdíleny pouze v nezbytném rozsahu („need to know“) potřebném ke zpracování nebo hodnocení odborné práce;
- Kdokoli nakládá s důvěrnými informacemi Společnosti, vedle zachování potřebné pečlivosti, dále
  - o bude postupovat nejméně s obezřetnou péčí a bude respektovat jakékoli dodatečné písemné pokyny zástupce Společnosti;
  - o zachová označení dat a dokumentů a jejich kopií jako „důvěrných informací Společnosti“;
  - o nebude vytvářet fyzické kopie dat a dokumentů;
  - o důvěrné informace, nebo odbornou práci obsahující důvěrné informace před schválením její konečné podoby ze strany Společnosti bude skladovat a používat pouze na důsledně zabezpečeném hardware chráněném silným přístupovým heslem, firewallem a antivirovým programem. Zakazuje se práce na veřejně sdílených zařízeních (internetové kavárny apod.);
  - o nesmí důvěrné informace, nebo odbornou práci obsahující důvěrné informace před schválením její konečné podoby ze strany Společnosti rozšiřovat e-mailem, ani prostřednictvím cloud-sharingových služeb (DropBox, Google Drive apod.), je možné využít kontrolovaného předání na chráněném flash disku;
  - o bezodkladně na vyžádání podá Společnosti informace o tom, jakým způsobem je s důvěrnými informacemi nakládáno, kde se nachází a které další osoby k nim mají přístup;
  - o v případě narušení bezpečnosti nebo podezření z narušení bezpečnosti důvěrných informací Společnosti bezodkladně oznámí veškeré okolnosti a poskytne součinnost k prošetření události;
  - o bezodkladně po splnění svých povinností, případně i dříve na základě výzvy Společnosti, zajistí navrácení poskytnutých nosičů dat a jejich kopií obsahujících důvěrné informace, případně se souhlasem Společnosti uspokojivě prokáže jejich zničení.

VZOROVÉ PROHLÁŠENÍ OSOBY, KTERÉ MAJÍ BÝT DŮVĚRNÉ INFORMACE ZPŘÍSTUPNĚNY (odborní konzultanti, oponenti apod.).

[**Jméno, příjmení, titul**], nar. [dd.mm.yyyy], bydliště [trvalé bydliště], tel.: [\*\*\*], e-mail: [\*\*\*] se podílím jako [externí konzultant na zpracování / oponent na hodnocení] odborné práce

Název	Optimalizace svaru ve vnitřním plamenci spalovací komory turbovrtulového motoru GE H80
Typ práce	bakalářská
Vysoká škola, fakulta	Fakulta strojní ČVUT
Zpracovatel	[ <b>Jméno, příjmení, titul, kontaktní údaje</b> ]
Datum odevzdání k obhajobě	31.07.2019

Jsem srozuměn s tím, že v této souvislosti mi mohou být poskytnuty důvěrné informace (duševní vlastnictví, know-how a obchodního tajemství) společnosti [**Společnost**], se sídlem: [\*\*\*], IČ: [\*\*\*], DIČ: [\*\*\*], zapsaná v obchodním rejstříku vedeném [\*\*\*] pod č.: [\*\*\*] („Společnost“).

O těchto důvěrných informacích zachovám mlčenlivost, nezneužiji je, budu je aktivně chránit s potřebnou pečlivostí a využívat je pouze v nezbytném rozsahu („need-to-know“) ke splnění svých povinností. Důvěrné informace nebudu dále ani části odborné práce tyto důvěrné informace obsahující nebudu konzultovat nebo je jinak sdílet s osobami, které nejsou ve vztahu ke Společnosti a Vysoké škole vázání povinností mlčenlivosti.

Při nakládání s důvěrnými informacemi Společnosti, vedle zachování potřebné pečlivosti:

- o budu postupovat nejméně s obezřetnou péčí a respektovat jakékoli dodatečné písemné pokyny zástupce Společnosti;
- o zachovám označení dat a dokumentů a jejich kopií jako „důvěrných informací Společnosti“;
- o nebudu vytvářet fyzické kopie dat a dokumentů;
- o důvěrné informace, nebo odbornou práci obsahující důvěrné informace před schválením její konečné podoby ze strany Společnosti budu skladovat a používat pouze na důsledně zabezpečeném hardware chráněném silným přístupovým heslem, firewallem a antivirovým programem. Zakazuje se práce na veřejně sdílených zařízeních (internetové kavárny apod.);
- o důvěrné informace, nebo odbornou práci obsahující důvěrné informace před schválením její konečné podoby ze strany Společnosti nebudu rozšiřovat e-mailem, ani prostřednictvím cloud-sharingových služeb (DropBox, Google Drive apod.), je možné využít kontrolovaného předání na chráněném flash disku;
- o bezodkladně na vyžádání podám Společnosti informace o tom, jakým způsobem je s důvěrnými informacemi nakládáno, kde se nachází a které další osoby k nim mají přístup;
- o v případě narušení bezpečnosti nebo podezření z narušení bezpečnosti důvěrných informací Společnosti bezodkladně oznámí veškeré okolnosti a poskytnu součinnost k prošetření události;
- o bezodkladně po splnění svých povinností, případně i dříve na základě výzvy Společnosti, zajistím navrácení poskytnutých nosičů dat a jejich kopií obsahujících důvěrné informace, případně se souhlasem Společnosti uspokojivě prokáži jejich zničení.

Souhlasím se zpracováním a používáním svých shora sdělených osobních a kontaktních údajů ze strany Společnosti po dobu 5 let od podpisu tohoto prohlášení za účelem kontroly plnění zde uvedených povinností, zejména z hlediska povinnosti mlčenlivosti a ochrany důvěrných informací.

Podpis

Jméno, příjmení, titul

Datum