

# ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní  
*Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky*



## BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

**Výpočetní model proudění a přenosu tepla v PTC topení**  
*Computational model of flow and heat transfer in PTC heating*

2023

Dominika Kodlová

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kodlová** Jméno: **Dominika** Osobní číslo: **501358**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Výpočetní model proudění a přenosu tepla v PTC topení**

Název bakalářské práce anglicky:

**Computational Model of Flow and Heat Transfer in PTC Heating**

Pokyny pro vypracování:

V rešeršní části se podrobně věnujte problematice topení a chlazení v osobním automobilu. Diskutujte rozdíl mezi vozem se spalovacím motorem a elektromobilem v oblasti topení a chlazení. Zaměřte se také na problematiku PTC topení a jeho využití v automobilech. Vyhledejte odborné články týkající se problematiky modelování přenosu tepla mezi PTC modulem a proudícím vzduchem. Na základě získaných informací vytvořte výpočetní model PTC topení a proveďte numerické simulace v programu ANSYS Fluent. V diskusi se zaměřte na validaci získaných výsledků a jejich interpretaci.

Seznam doporučené literatury:

dle doporučení vedoucího práce

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**doc. Ing. Tomáš Hyhlík, Ph.D. ústav mechaniky tekutin a termodynamiky FS**

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

**Ing. Petr Nekolný Valeo Autoklimatizace k.s.**

Datum zadání bakalářské práce: **25.04.2023**

Termín odevzdání bakalářské práce: **28.07.2023**

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

\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Tomáš Hyhlík, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

\_\_\_\_\_  
Ing. Michal Schmirler, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Studentka bere na vědomí, že je povinna 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.

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studentky

# Anotační list

Název práce: Výpočetní model proudění a přenosu tepla v PTC topení  
Computational model of flow and heat transfer in PTC heating

Autor: Dominika Kodlová

Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství

Akademický rok: 2022/2023

Druh práce: Bakalářská

Ústav: Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky

Vedoucí práce: doc. Ing. Tomáš Hyhlík, Ph.D.

Klíčová slova: PTC, numerický model, proudění vzduchu, přenos tepla, CFD

Key words: PTC, numerical model, air flow, heat transfer, CFD

**Abstrakt:** Bakalářská práce se věnuje problematice HVAC systému v osobních automobilech se spalovacím a elektrickým motorem. Konkrétně se jedná o princip fungování PTC vytápění a jeho využití. Na základě získaných informací z již publikovaných studií, zabývajících se touto problematikou, se provedla vlastní simulace výpočtového modelu PTC v programu ANSYS Fluent. Následně byly výsledky validovány a srovnány s již vzniklými studii. V závěrech jsou porovnávány závislosti topného výkonu elektrického topení na hmotnostním toku vzduchu s publikovanými studii, kde je vidět rostoucí závislost. Vyhodnoceny byly taktéž tlakové ztráty jednotlivých rychlostí průtoku.

**Abstrakt:** The bachelor's thesis is devoted to the topic of the HVAC system in passenger cars with internal combustion and electric engines. Specifically, the principle of operation of PTC heating and its use. Based on the information obtained from already published studies researching this issue, a simulation of the PTC calculation model was carried out in the ANSYS Fluent program. Subsequently, the results were validated and compared to already established studies. In the conclusion, the dependency of the heating power of electric heating on the air mass flow are compared to published studies, where an increasing dependence can be seen. Pressure losses at individual flow rates were also evaluated.

## **Poděkování**

Tímto bych chtěla poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Tomáši Hyhlíkovi, Ph.D. za odborné vedení této práce, ochotu a trpělivost.

# Obsah

Seznam symbolů a zkratk.....	6
1. Úvod.....	7
2. HVAC ve vozech se spalovacím motorem .....	8
3. HVAC ve vozech s elektrickým motorem .....	12
3.1 PTC topný článek .....	12
3.1.1 Popis topného článku .....	12
3.1.2 PTC BaTiO <sub>3</sub> .....	13
3.1.3 Vytápění s cirkulací vzduchu .....	14
3.1.4 Vytápění s cirkulací vody.....	14
3.2 Kompresorový chladicí oběh.....	14
3.3 Absorpční klimatizační systém.....	16
3.4 Systém se spalováním paliva .....	17
3.5 Systém s akumulací tepla .....	17
3.6 Topné systémy s rekuperací odpadního tepla.....	18
3.7 Topný systém na bázi magnetokalorického efektu.....	18
3.8 Termoelektrický efekt.....	18
3.9 Shrnutí .....	19
4. Model PTC topného článku .....	20
4.1 Geometrie článku.....	20
4.2 Podmínky.....	23
5. Výsledky .....	28
5.1 Integrální parametry.....	28
5.2 Rozložení teploty .....	29
5.3 Tlaková ztráta .....	36
6. Závěr .....	37
7. Citace .....	38
8. Seznam obrázků.....	39
9. Seznam tabulek .....	40

## Seznam symbolů a zkratek

Symbol	Jednotka	Význam
$T$	[K]	termodynamická teplota
$q$	[W · m <sup>-2</sup> ]	hustota tepelného toku
$w$	[J · kg <sup>-1</sup> ]	měrná práce
$s$	[J · kg <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> ]	měrná entropie
$\eta_{ch}$	[1]	chladičí faktor
$h$	[J · kg <sup>-1</sup> ]	měrná entalpie
$R$	[Ω]	elektrický odpor
$U$	[V]	elektrické napětí
$Q$	[W]	teplo
$\lambda$	[W · m <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> ]	tepelná vodivost
$\bar{c}$	[m · s <sup>-1</sup> ]	střední rychlost
$\dot{m}$	[kg · s <sup>-1</sup> ]	hmotnostní tok
$\rho$	[kg · m <sup>-3</sup> ]	hustota
$A$	[m <sup>2</sup> ]	plocha
$O$	[m]	omočený obvod
$D$	[m]	charakteristický rozměr
$\eta$	[Pa · s]	dynamická viskozita
$Re$	[1]	Reynoldsovo číslo
$p_z$	[Pa]	tlaková ztráta
$\xi$	[1]	koeficient místní ztráty

Zkratka	Význam	
HVAC	Heating, Ventilation and Air Conditioning	vytápění, ventilace a klimatizace
PTC	Positive Temperature Coefficient	pozitivní teplotní koeficient
GWP	Global Warming Potential	potenciál globálního oteplování
PCM	Phase Change Material	materiál se změnou skupenství
AMR	Active Magnetic Regenerative	aktivní magnetická regenerace
UDF	User-Defined Functions	uživatelsky definované funkce

# 1. Úvod

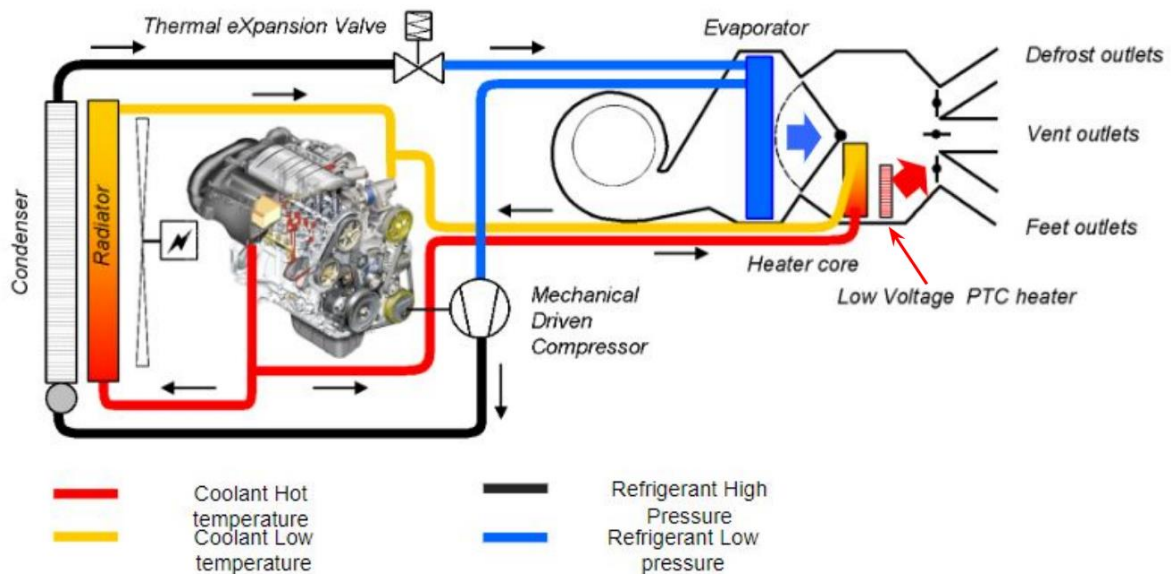
Evropská komise a Rada EU se před několika lety dohodly na snižování emisí skleníkových plynů, jednalo se převážně o CO<sub>2</sub>. Toto nařízení se dotkne převážně osobních a malých užitkových vozidel, která budou nově registrovaná od roku 2023. U nich se požaduje snížení průměrných ročních emisí o 15 % pro období 2025–2029 a o 37,5 % do roku 2030, vše je uvedeno oproti roku 2021. Kvůli tomuto nařízení je Evropa nucena postupně přecházet ze spalovacích motorů na pohony hybridní či čistě elektrické [1].

Přechod automobilového průmyslu na elektrické motory s sebou nese otázku vytápění a chlazení kabin vozidel, protože byla dosud využívána ztrátová energie od spalovacího motoru. Popisem tohoto problému a jeho možného řešení se tato práce zabývá. V rešeršní části se věnuje vysvětlení topného, ventilačního a klimatizačního systému vozů se spalovacím motorem v porovnání s elektromobily, jejichž HVAC soustava může mít několik variant, které jsou následně popsány. Zaměřeno je to především na problematiku PTC vytápění, která jsou v dnešní době nejvíce používána. Najdeme je jak v elektromobilech, tak ve vozech se spalovacím motorem v různých konstrukčních provedeních.

Následující část se týká numerické simulace, která byla provedena u zmiňovaného PTC článku. Vypracována byla na základě vyhledaných odborných studií zbývajících se problematikou modelování přenosu tepla mezi modulem a proudící tekutinou. Výpočetní model byl proveden v programu ANSYS Fluent. Následně byly výsledky vyhodnoceny a porovnány s vyhledanými studiemi.

## 2. HVAC ve vozech se spalovacím motorem

Systém vytápění, větrání a klimatizace, se zkratkou HVAC (*Heating, Ventilation and Air Conditioning*), ve vozech se spalovacím motorem jsou rozdělené do dvou okruhů, které jsou zaznamenány na obrázku 1.



Obrázek 1: Schéma vytápění a chlazení pro vozidlo se spalovacím motorem [1]

První z nich je označen černou a modrou barvou a slouží především k ochlazení kabiny vozu. Jedná se o otevřený okruh začínající v kondenzátoru, kterým vzduch vstupuje do soustavy a přes expanzní škrtecí ventil teče do výparníku, ze kterého pokračuje chladný vzduch do kabiny vozidla. Zpět je plyn hnán do kondenzátoru přes kompresor, který je taktéž součástí prvního okruhu [1].

Druhý okruh, na obrázku 1 značen červenou a žlutou barvou, je na rozdíl od prvního uzavřený a odvádí primárně teplo z motoru ven či ohřívá interiér vozu. Energie odebraná z motoru je (v případě vytápění auta) hnána do topného jádra, kde kapalina odevzdá část svého tepla, čímž přímo ohřívá okolní vzduch a následně proudí zpět k motoru [1]. Za topným jádrem prochází teplo nízkonapětovým PTC topným článkem, který má obvykle napětí mezi 12 – 48 V [2]. Součástí okruhu je taktéž mechanicky řízený kompresor, stejně jako u prvního zmiňovaného [1].

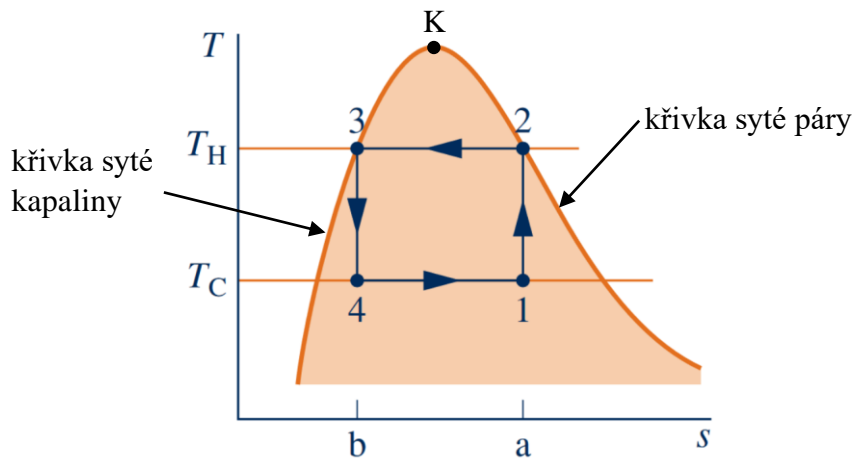
Celý oběh klimatizace by se dal z termodynamického hlediska popsat jako chladicí oběh s parním médiem. Základem pro tento popis je ideální Carnotův cyklus, který je však pouze dokonalým příkladem, reálný okruh bude mít jisté změny popsané v následující části kapitoly [3].

Při vysvětlování tepelných oběhů se nejčastěji používá T-s diagram vypisující závislost termodynamické teploty  $T$  v Kelvinech na měrné entropii  $s$  s jednotkami  $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ . Jeho podobu pro Carnotův chladicí cyklus lze vidět na obrázku 2. Tento proces se odehrává v určitých maximálních ( $T_{max}$ ) a minimálních ( $T_{min}$ ) teplotách a pracuje v pořadí vyznačených bodů 1-2-3-4. Opačný oběh ke zmiňovanému je Carnotův tepelný cyklus a v pořadí operací 4-3-2-1. Když se podíváme na tepelné oběhy ve vozidle, musíme použít Carnotův chladicí cyklus (Obrázek 2), který je obrácený k tomu tepelnému [3] [4].



Součástí obráceného oběhu jsou čtyři prvky:

- výparník;
- kompresor;
- kondenzátor;
- turbína. [3] [4]



Obrázek 2: Carnotův chladicí cyklus [3]

Celý proces v automobilu začíná ve výparníku, který se na obrázku 2 nachází mezi body 4 a 1 v oblasti mokré páry, do kterého přitéká směs dvou fází vody – kapalina a pára. V tomto prvku je přeneseno teplo z kabiny do chladicího média okruhu klimatizace, což způsobí, že se část kapaliny změní v páru. Teplota tekutiny zůstane konstantní na  $T_{min}$  (na obrázku 2 označeno jako  $T_C$ ) a taktéž je to s tlakem. Těmto vlastnostem se také říká izotermická část oběhu [3].

Chladicí médium se následně dostává do kompresoru, do oblasti 1-2, stále jako dvoufázová tekutina, směs páry a kapaliny [3]. Zde dochází ke změně skupenství pouze na plynnou část a v T-s diagramu se dostává na křivku syté kapaliny [4]. Celý tento proces probíhá adiabaticky. Mění se teplota z  $T_{min}$  na  $T_{max}$  (na obrázku 2 označeno jako  $T_H$ ) a zároveň vzrůstá i tlak [3].

Následuje oblast kondenzátoru, která se nachází mezi body 2 a 3. Zde se pára mění v kapalinu v důsledku přestupu tepla z chladicího média do okolí. Jedná se o izotermickou stavovou změnu, při které teplota zůstává na  $T_{max}$  a nemění se ani tlak. Stav tekutiny se mění ze syté páry na sytou kapalinu [4].

Poslední částí Carnotova chladicího oběhu je v ideálních případech turbína nacházející se mezi body 3-4. Dochází zde k adiabatické expanzi. Sytá kapalina se mění na mokrou páru a teplota klesá z  $T_{max}$  na  $T_{min}$ . Druhá mění se hodnota je tlak, který taktéž klesá [3].

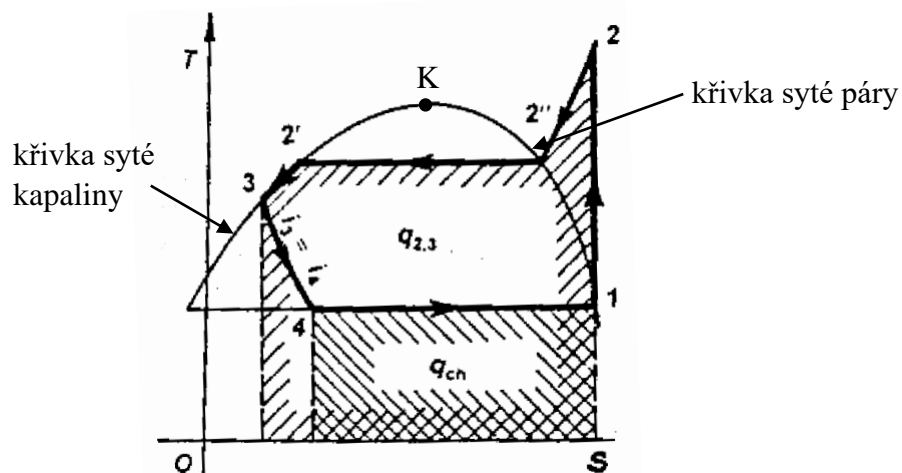
Carnotův oběh je definován chladicím faktorem, který odpovídá rovnici:

$$\eta_{ch} = \frac{q_p}{|w_o|} = \frac{\Delta s T_{min}}{\Delta s (T_{max} - T_{min})} = \frac{T_{min}}{T_{max} - T_{min}} \quad (1)$$

Kde platí, že  $\eta_{ch} > 1$ .

Tento popis však odpovídá ideálnímu případu Carnotova oběhu. Reálný chladicí faktor je nižší. Cyklus funguje na principu přenosu tepla ze dvou míst o různých teplotách. V reálných případech je teplota výparníku (v tomto případě ji značíme jako  $T'_{min}$ ) nižší oproti okolí s  $T_{min}$  a teplota kondenzátoru (značenou jako  $T'_{max}$ ) vyšší jak  $T_{max}$  [3][4].

Dalším důvodem, proč se v praxi příliš nevyužívá Carnotův chladicí cyklus, je expanze nasycené kapaliny a změna na dvoufázovou směs páry a kapaliny. Tento proces produkuje relativně malé množství práce ve srovnání s prací kompresoru. Z toho vyplývá celkově malá účinnost turbíny, proto se ve většině případů nahrazuje expanzním škrticím ventilem. Stejně tomu je i v případě klimatizací aut. Tomuto nahrazení odpovídá již zmíněný chladicí oběh s parním médiem, který je vyobrazen na obrázku 3 [3][4].



Obrázek 3: Chladicí oběh s parním médiem [4]

Do výparníku, stejně jako v případě Carnotova cyklu, vstupuje mokrá pára a teplota tekutiny zůstane konstantní, taktéž je to s tlakem. Jedná se o proces 4-1. V tomto případě se ale tekutina dostane na křivku syté páry [3][4].

Při vstupu do kompresoru, což je oblast 1-2 na křivce, probíhá adiabatický děj. Mění se teplota a zároveň vzrůstá i tlak. Tento proces končí v oblasti přehřáté páry, což je velký rozdíl oproti původnímu Carnotovu oběhu, kde se končilo na syté kapalině [3][4].

Kondenzátor, nacházející se na křivce mezi body 2-2''-2'-3, mění izobaricky páru na sytou kapalinu, na rozdíl od předchozího popsaného procesu, kde byl proces i izotermický. Poslední částí, která se liší od Carnotova cyklu, je expanzní ventil. Zde dochází k nevratné izoentaltické expanzi. Klesá zde teplota i tlak [3][4].

Chladicí oběh s parním médiem se dá definovat taktéž chladicím faktorem, který se ale nepopisuje teplotami, nýbrž entalpií. Výsledná rovnice se skládá z tepla odebíraného ve výparníku:

$$q_{ch} = h_1 - h_3 \quad (2)$$

a práce přivedené do oběhu:

$$w_o = |q_o| - q_{ch} = h_2 - h_3 - (h_1 - h_3) = h_2 - h_1 \quad (3)$$

kteřá je definována jako rozdíl tepla odvedeného z kondenzátoru a odebraného z výparníku:

$$|q_o| = h_2 - h_3 \quad (4)$$

tudíž celkový chladicí faktor je:

$$\eta_{ch} = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_3} \quad (5)[4]$$

Pokud se podíváme na vytápěcí okruh systému auta, můžeme ho rozdělit na dva menší systémy:

- chlazení motoru;
- chlazení motoru a vytápění kabiny [1].

V případě pouhého chlazení spalovacího motoru se v oběhu nachází samotná hnací jednotka vozu, ze které je odebírána energie chladicí kapalinou a tím vzrůstá její teplota. Následně je kapalina odvedena do chladiče, kde teplota naopak klesá. Pokud chceme vytápět kabinu vozu, je tento okruh rozšířen o druhou část. Zde se teplota mění ve výměníku, kterým je topné jádro. Součástí tohoto systému je již zmiňovaná nízkonapěťová topná jednotka, která slouží jako takzvané nezávislé topení. Napomáhá například v rozmrazování vozidla či v regulaci teploty v kabině, když spalovací motor ještě neprodukuje dostatek energie, aby ohřála vůz na požadovanou teplotu [1].

## 3. HVAC ve vozech s elektrickým motorem

U automobilů s elektrickým motorem je absence odpadního tepla, které se bere v běžném případě od spalovacího motoru. Z tohoto důvodu je nutné tento zdroj tepelné energie nahradit. V následující kapitole je rozepsáno několik druhů vytápění vozu s alternativním pohonem.

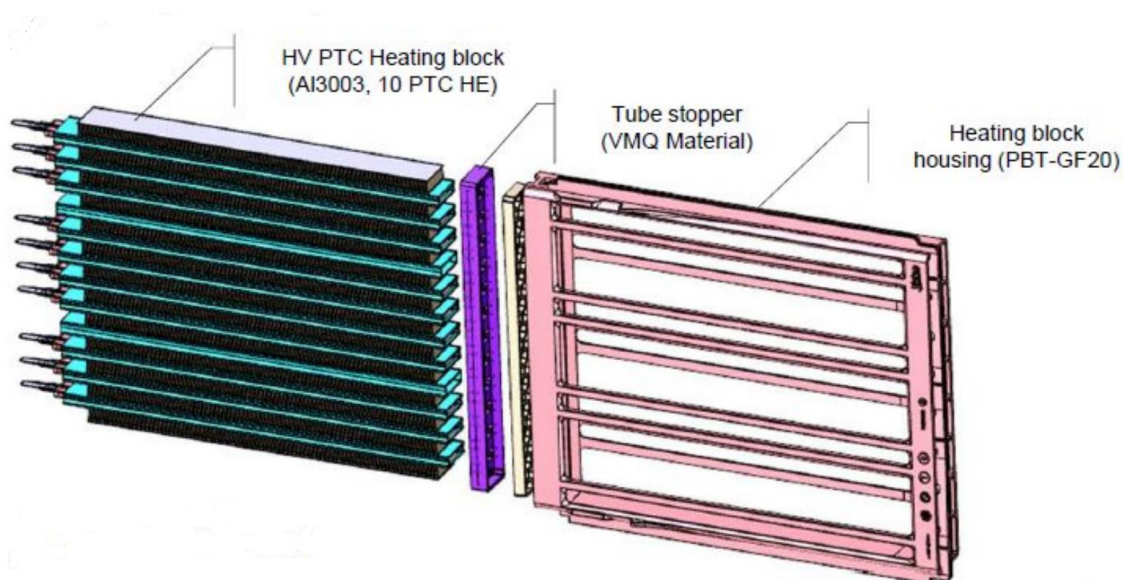
### 3.1 PTC topný článek

Nejvíce zastoupeným mechanismem vytápění je za pomoci PTC článku, který byl již zmiňovaný v souvislosti s běžným HVAC oběhem. V tomto případě se však jedná o model vysokonapěťový. Mimo míru napětí existuje dělení dle chladicí kapaliny:

- vytápění s cirkulací vzduchem;
- vytápění s cirkulací vody [4].

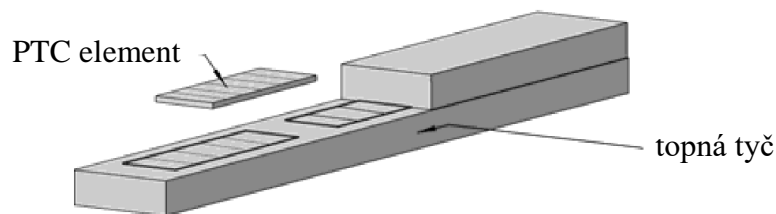
#### 3.1.1 Popis topného článku

Jak nízkonapěťové, tak vysokonapěťové topné těleso se skládá krytu topného bloku, který je ve většině případů vyroben z hliníku z důvodu minimalizace hmotnosti celého systému [1][6]. Samotná jednotka topného bloku je znázorněna na obrázku 4.



Obrázek 4: Části topného článku [1]

PTC element je umístěn v hliníkové tyči, která je zobrazena na obrázku 5, a obalen izolační vrstvou, která je často vyrobena z oxidu křemičitého [6]. Uprostřed jsou umístěné destičky, mající nejčastěji kvádrovitý tvar, které zajišťují celému systému tepelný příkon [6][7]. Jejich velikost je přibližně 5 – 40 mm na délku a 3 – 20 mm na šířku. Tloušťka materiálu se odvíjí od velikosti napětí v systému. Při nízkonapěťových ohřevech se dělají elementy s výškou kolem 1 mm, zatímco ve vysokonapěťových systémech se tloušťka pohybuje kolem 2 – 3 mm [8]. PTC elementy jsou následně v celé konstrukci umístěné paralelně ke směru tečení vzduchu [4].



Obrázek 5: PTC topný element [7]

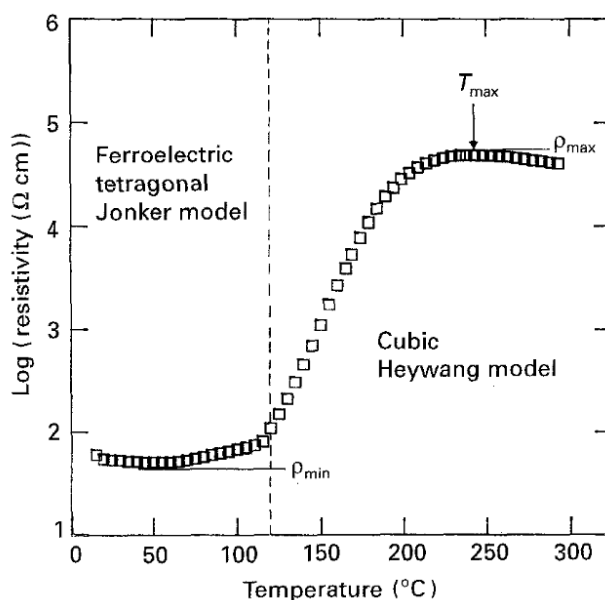
### 3.1.2 PTC BaTiO<sub>3</sub>

PTC je zkratka pro anglický pojem „Positive Temperature Coefficient“, který se dá do češtiny přeložit jako pozitivní teplotní koeficient. Tento jev nám říká, že u dané látky, která je při procesu používána, při nárůstu teploty narůstá i její vnitřní odpor [9].

Tyto topné elementy se dělí do čtyř skupin dle materiálu, ze kterého jsou vyrobeny:

- polymerní kompozity;
- keramické kompozity;
- sloučeniny V<sub>2</sub>O<sub>3</sub>;
- sloučeniny se základem BaTiO<sub>3</sub> [9].

Nadále zde bude popisován pouze poslední zmíněný druh, jehož vlastnosti se využívají ve vytápění do aut jak se spalovacím, tak s elektrickým motorem. BaTiO<sub>3</sub>, celým názvem titaničitan barnatý, je feroelektrická keramika, jejíž odpor se nebývale zvedá v okolí Curieovy teploty ( $T_c$ ). Při této teplotě, která je pro sloučeninu mezi 120 °C a 150 °C, se mění vlastnosti látky [10]. V případě titaničitanu barnatého se jedná konkrétně o přeměnu feroelektrické tetragonální vazby na paraelektrickou kubickou [9]. Závislost měrného elektrického odporu na vzrůstající teplotě popisuje graf na obrázku 6, kde lze vidět mírně se zvyšující křivku právě do bodu Curieovy teploty a následně prudký nárůst měrného elektrického odporu v malém intervalu teplot [9].



Obrázek 6: Závislost odporu BaTiO<sub>3</sub> na teplotě [9]

Titaničitán barnatý se využívá v několika aplikacích. Jedná se o:

- termistory, které limitují tok elektrického proudu;
- elementy pro ohřev na konstantní teplotu;
- sensory teploty [8][9].

Dále se však bude tato práce zabývat pouze druhou skupinou a tou je využití  $\text{BaTiO}_3$  pro ohřev, neboť se této vlastnosti využívá v topných systémech aut. Vzhledem k okolnostem jsme nuceni měnit topné systémy vozidel, neboť u spalovacích motorů se využívalo ztrátového tepla, a tudíž PTC systémy nemusely být natolik výkonné. Při přechodu na pohony elektrické musíme energii brát někde jinde, neboť nízkonapěťové elementy nestačí.

### 3.1.3 Vytápění s cirkulací vzduchu

Vysokonapěťový ohřev, jehož rozsah je až do 500 V, vyjímá ze systému okruh s chladicí kapalinou, který byl zmíněn v kapitole o spalovacích motorech a taktéž zobrazen na obrázku 1, neboť je zde vytápění založeno pouze na elektrické energii. Druhý oběh, klimatizační, je totožný. Termodynamický okruhu je založen na stejném principu jako u vozu se spalovacím motorem [4].

Jsou zde však dvě výjimky v technickém provedení. Kompresor v případě spalovacího motoru je poháněn mechanicky, kdežto u aut s elektrickým pohonem je elektrický. Druhou výjimkou je již uvedený topný člen s vysokým napětím [4].

Jednotka topného elementu je umístěna na stejné místo v systému jako topné jádro v případě nízkonapěťového ohřevu (viz obrázek 1), přičemž jejich velikosti jsou přibližně stejné. Vysokonapěťové systémy mají oproti nízkonapěťovým vyšší účinnost, neboť zde nedochází ke konvekci voda – vzduch, ale pouze k ohřevu vzduchu, což způsobuje rychlejší ohřev kabiny. Dále se topné články s vysokým napětím vyznačují vyšším výkonem, jehož minimální hodnota musí být kolem 3 kW, aby vůz splňoval požadavky na odmrazování a dokázal dostatečně nahradit chybějící spalovací motor. Tento požadavek však stojí velké množství energie v poměru ke kapacitě baterie, což snižuje dojezd auta. Pokles dojezdu při vytápění kabiny se snížil při používání tohoto článku o 45 %. Celkový tepelný odpor v PTC ohříváči se skládá z vnitřního tepelného odporu topných tyčí, tepelného odporu kontaktu mezi žebry a topnými tyčemi a tepelného odporu vzdušné části [4].

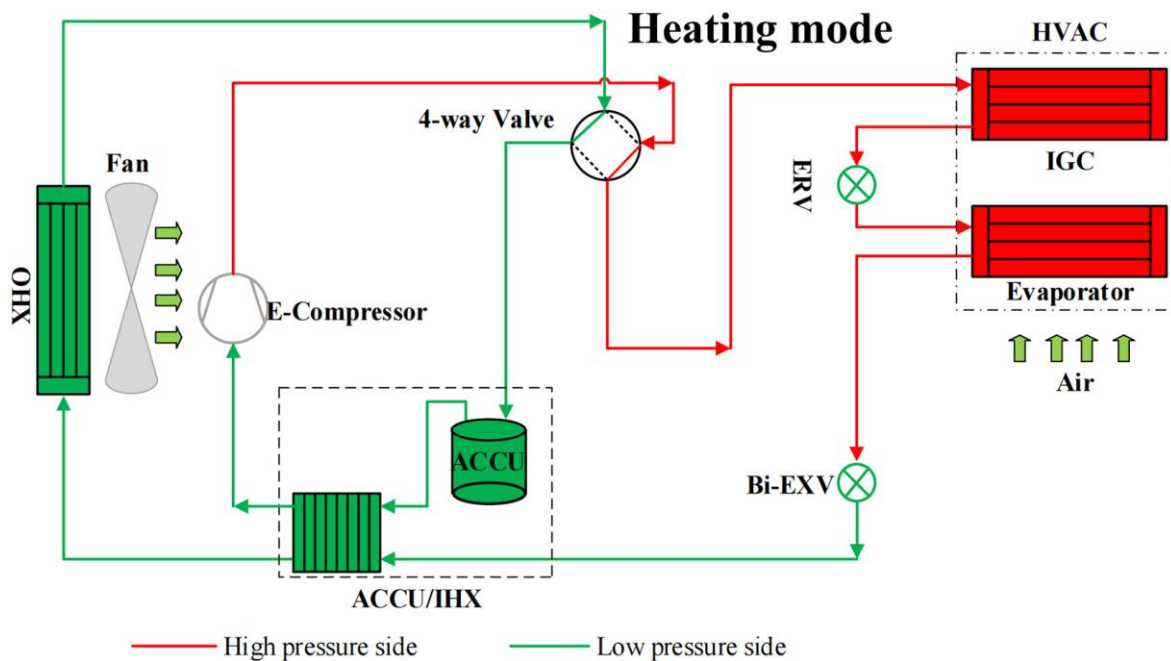
### 3.1.4 Vytápění s cirkulací vody

Na rozdíl od ohřevu vzduchu je systém ohřevu vody rozměrově menší, lehčí a má vyšší účinnost. Elektrický výkon PTC topení je však vysoký oproti ohřevu vzduchu. Tato hodnota se zvyšuje na přibližných 5,5 kW, což je oproti kapacitě baterie vysoká hodnota. Tento fakt snižuje dojezd vozidla s elektrickým motorem. Dalším problémem, který se ještě nepodařilo úspěšně vyřešit, je nízký chladicí výkon [4].

## 3.2 Kompresorový chladicí oběh

Vzhledem k vysoké spotřebě paliva při ohřevu vozidla s PTC topným systémem, se firmy pokouší tento systém nahradit. Jednou z možností je tepelné čerpadlo na bázi stlačené páry, které má stejnou tepelnou kapacitu, ale vyšší účinnost a je ekonomičtější. Systém cirkulace je podobný jako u oběhu se spalovacím motorem. Chladicí tekutina je stlačena v elektrickém kompresoru, který je u spalovacích motorů mechanický, následně teče do tepelného výměníku, kde odevzdá část své energie a přes expanzní ventil a kondenzátor se vrací do kompresoru. Celý okruh je uzavřený. I tento systém má však několik vad [4].

Prvním problémem je chladicí médium. Běžně se využívá R134a (tetrafluorethan), což je organická látka, která má vysoký potenciál globálního oteplování (GWP) a je zde vysoká spotřeba energie v zimě, tudíž je snaha tuto látku nahradit. Jsou prováděny pokusy, které se snaží najít vhodnou alternativu k této látce. Podobnou kapalinou k této je R1234yf, která má na rozdíl od R134a velmi nízkou hodnotu GWP, nízké emise, ale stejný problém je vysoká spotřeba energie [5]. Vhodnou alternativou by mohly být další dvě látky – R774 (oběh je popsán na obrázku 7) a R32. Obě tyto kapaliny mají oproti R134a nízký GWP a mají vysoký topný výkon (R774 nejvyšší z dříve zmíněných) [2][4].

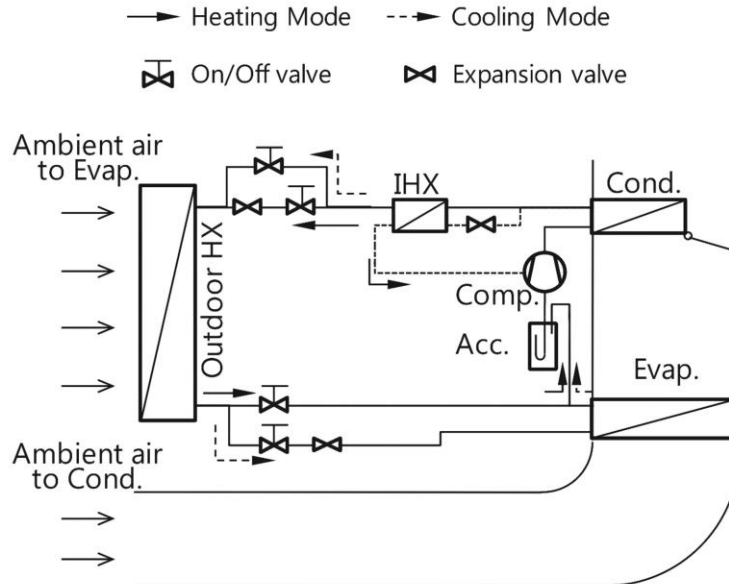


Obrázek 7: Kompresorový chladicí oběh s chladicí kapalinou R774 [4]

Problém s nízkou účinností systému by mohlo řešit vstřikování chladiva do kompresoru (viz Obrázek 8), což zvýší celkové množství protékané látky. Při zkoušení této metody se zvýšila tepelná kapacita systému o 31 %. Záleží však na tlaku vstřiku a úhlu náklonu injektoru. Negativní efekt na běžný vytápěcí systém elektroauta má i nízká teplota okolí. Způsobuje to následně vysokou spotřebu energie z baterie. Jedním z řešení by mohlo být zavedení sekundárního obvodu [4].

Existuje i varianta kombinace tepelného čerpadla a PTC topného článku. Využívá se zde velkého výkonu PTC tělesa, které má vyšší účinnost jak čerpadlo ve velice nízkých teplotách. Tímto hybridním vytápěním by se dalo ušetřit přibližně 40 % energie [2].

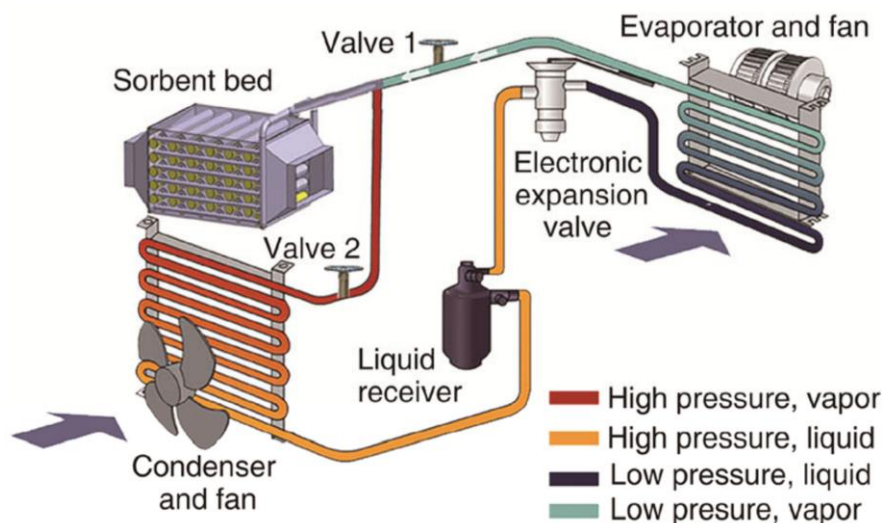




Obrázek 8: Kompresorový chladicí oběh se vstříkovaním [4]

### 3.3 Absorpční klimatizační systém

Stejně jako vytápění s PTC topným článkem, kompresorový chladicí oběh má vysokou spotřebu energie. Tento problém však nemá absorpční klimatizační systém. Zde se nahrazuje kompresor absorpční jednotkou. Během nabíjení baterií elektromobilu se ukládá teplo do jednotky a chladicí kapalina z něj odtéká do skladovací nádrže, za kterou následuje výparník (zobrazeno na obrázku 9). Pokud se rozhodneme vytápět kabinu, absorpční jednotka ohřívá vzduch uvnitř vozu a zároveň vstřebává páru z výparníku. Chladicí kapalinu zde tvoří  $\text{NH}_3$ , který má tu výhodu, že nezamrzá při nízkých teplotách [4].



Obrázek 9: Absorpční klimatizační systém [4]

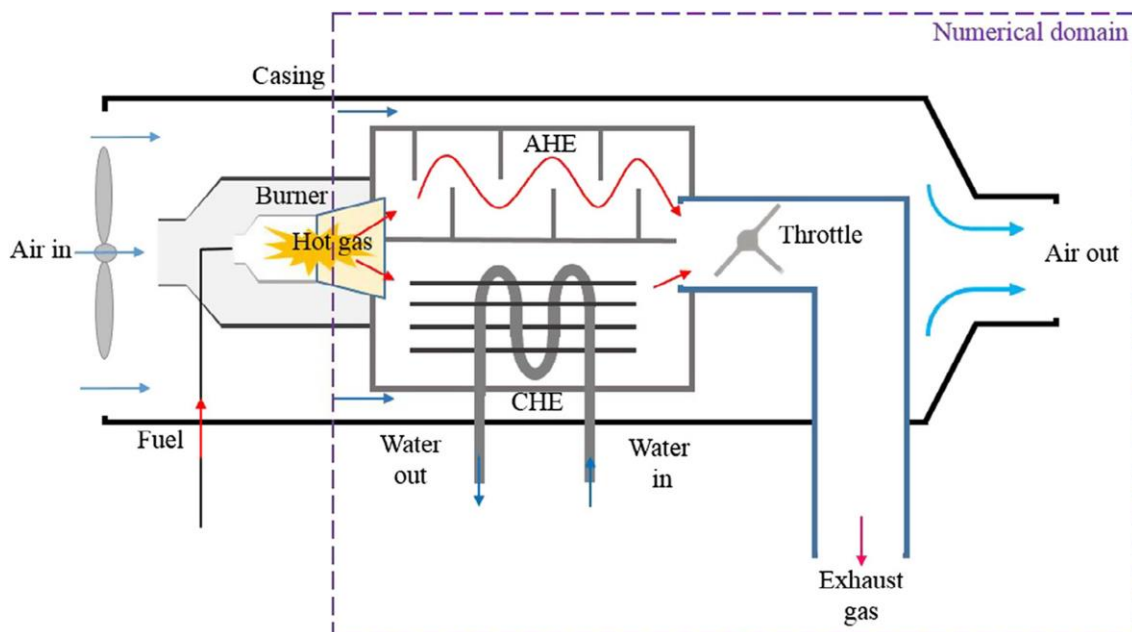
Bylo navrženo několik typů nových absorpčních klimatizačních systémů. V jednom byl umístěn přírodní grafit do reaktoru. Tato látka pomohla snížit spotřebu energie při jízdě. Efekt byl největší, když byl teplotní rozdíl mezi absorpčním reaktorem a výparníkem co nejmenší.



Dalšími možnostmi jsou  $MnCl_2$  (chlorid manganatý), který se doporučuje pro vozy v chladných oblastech, nebo  $CaCl_2$  (chlorid vápenatý). Pro vyšší teploty je případně možná kombinace těchto látek [4].

### 3.4 Systém se spalováním paliva

Tento systém je oddělený od bateriového okruhu, čímž se sníží spotřeba elektrické energie. V porovnání s PTC topným článkem je spotřeba nižší o  $4,1 kWh$ , tím se naopak se zvýší dojezd vozidla. Systém je vybaven hořákem, který spalují palivo, a dochází tak k přímému ohřevu vzduchu, který vstupuje do kabiny, jak je zobrazeno na obrázku 10. Problém je ve zvýšené váze modulu a větších emisích. Jako spalovací médium je použit ethanol, který má vyšší energetickou hustotu a zároveň menší produkci oxidu uhličitého jak benzín. Při ohřevu kabiny dochází zároveň k ohřevu baterií, což optimalizuje její výkon, zvláště v chladném prostředí [4].



Obrázek 10: Systém se spalováním paliva [4]

### 3.5 Systém s akumulací tepla

Systém akumulace tepla by měl snížit zatížení autobaterie tím, že bude vytápěním kabiny vozu omezena závislost klimatizačního systému na elektrickém proudu a zajištěn tím větší dojezd auta. Teplo by se v tomto případě skladovalo na principu změny skupenství akumulačního média, což je nejlepší způsob z hlediska snížení spotřeby energie. Jako látka se běžně volí včelí vosk nebo parafin, které se obecně značí zkratkou PCM (*phase change material* – materiál se změnou skupenství) [4].

Při zkoušení včelího vosku, jako případného vhodného materiálu, se došlo k výsledku, že má velké latentní teplo, tudíž je možno v něm ukládat velké množství energie. Naopak jeho tepelná vodivost je nízká [4].

V tomto systému se ukládá teplo, když je elektromobil v nečinnosti. Následně se využívá změny skupenství v tepelných trubicích, které dodávají teplo do kabiny [4].

Systém se skládá ze čtyř základních částí:

- topné zařízení;
- zařízení na akumulaci tepla;
- zařízení na přenos tepla;
- ovládací zařízení [4].

Jako topné zařízení se v tomto případě využívá PTC článek. V kombinaci s tímto systémem se zvyšuje jeho účinnost. Samotný akumulátor je obalen v izolačním materiálu, aby se snížily ztráty odvodu tepla [4].

### **3.6 Topné systémy s rekuperací odpadního tepla**

Při pohonu automobilu z baterií nedochází k takovému uvolňování tepla jako při spalování. Mezi vozy s elektrickým motorem se však taktéž řadí i ty s vodíkovými palivovými články, kde dochází k reakci vodíku s kyslíkem, což je exotermická reakce, která zahřívá vozidlo. Z těchto důvodů je zde snaha o využití této odpadní energie, čímž se zvýší účinnost celého systému. Teplo se vyměňuje ve výměníku mezi vzduchem, který převzal energii z odpadního tepla, a chladivem v systému. Následně chladicí tekutina pokračuje do kompresoru. Tento typ, na rozdíl od systému s akumulací tepla, funguje pouze za provozu a nedochází k jeho shromažďování [4] [11].

Při pokusech bylo zjištěno, že při využití tohoto tepla se zvýší ujetá dráha na jedno nabití baterie o 33,64 %. Dále bylo zjištěno, že při teplotě pod  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  se zlepšil výkon automobilu. Čím je však teplota okolí vyšší, tím se výkon snižuje. Negativní dopad teploty okolí by mohl být řešen duálním zdrojem tepla, který má vyšší výkon jak využití pouze vzduchu a odpadního tepla [4].

### **3.7 Topný systém na bázi magnetokalorického efektu**

Magnetický systém je založen na principu aktivní magnetické regenerace se zkratkou AMR, kde se využívá magnetokalorický jev. Díky tomuto efektu je při změně vnějšího magnetického pole vytvářeno či odebráno teplo, čímž se systém ohřívá nebo ochlazuje. Tato magnetizace a demagnetizace probíhá adiabaticky. Vzniklá energie je následně předávána chladicí kapalině tekoucí do výměníku.

Systém je využíván jak na vytápění, chlazení, tak na výrobu mechanické energie. Dosahuje následně 60 % účinnosti oproti účinnosti Carnotova stroje. U magnetických tepelných čerpadel nedochází ke změně skupenství kapaliny na plyn. Vzhledem ke konstrukci celého oběhu je možnost systém zmenšit a tím redukovat jeho hmotnost. Zatím je však účinnost magnetokalorického cyklu nízká a tepelná kapacita na ní závislá. Celý systém je stále předmětem výzkumů vzhledem k neefektivnosti materiálů [4].

### **3.8 Termoelektrický efekt**

Termoelektrický efekt přeměňuje mezi sebou teplo a elektrinu, v tomto případě se jedná konkrétně o změnu napětí na teplo. Tudíž se dá jeho výkon jednoduše měnit se změnou napětí. Tepelný článek se skládá z polovodičových termočlánků, které na jedné straně absorbují teplo a na druhé ho odvádí. Ohříváný je v tomto případě přímo vzduch. Nevýhodou

tohoto systému je jeho nízká účinnost. Avšak na druhé straně je nízká hmotnost, malé rozměry, rychlé zahřívání a absence chladicí tekutiny [4].

### 3.9 Shrnutí

Pokud se podíváme na klady a zápory jednotlivých vytápěcích systémů, nedá se jednoduše určit, který je nejlepší. V praxi se nejčastěji využívají kombinace těchto systémů.

V systému s PTC topným článkem je výhoda přímého a rychlého ohřívání vzduchu se samoregulací, také se jedná o topný systém s vysokou účinností. Na druhé straně je velká spotřeba energie a cena. Dalším zmiňovaným bylo tepelné čerpadlo na bázi stlačené páry. Výkon je zde o něco vyšší než u PTC článku, avšak se snižuje s teplotou, taktéž má vysokou účinnost. Jeho cena je opět vysoká. Absorpční klimatizační systém potřebuje nižší kapacitu baterie, díky čemuž může být snížena hmotnost systému a také je zde větší dojezd vozidla. Vysoká cena je zde opět překážkou a účinnost je nižší v porovnání s tepelnými čerpadly. Systémy na principu spalování tepla nesou problém v doplňování paliva, které je zužitkováno během vytápění, jeho cena není nízká a zařízení zabírá více místa než předchozí zmiňované. Výhodou však je nezávislost. Systém není napojen na hlavní baterie elektrického vozu, čímž se zvyšuje jeho dojezd a výsledná účinnost. Dalším zmíněným systémem je systém akumulace tepla. Jeho plusem je nízká spotřeba energie z baterií, prodlužuje životnost baterie a zabírá ve vozidle málo místa. Naopak systém není schopen dodávat teplo do kabiny nepřetržitě. Akumulované teplo vydrží na přibližně dvě hodiny vytápění. Účinnost je nižší. Vyšší účinnost, nízká spotřeba energie a zlepšení výkonu baterie se taktéž vyskytuje u topného systému s rekuperací odpadního tepla. Naopak nevýhodný je při nižších teplotách okolí, kdy je přívod tepla omezený a lze proto odpadní teplo používat pouze jako pomocné topení. Magnetokalorické topné systémy se vyznačují malými rozměry a hmotností. Cyklus neznečišťuje okolí a má dlouhou životnost. Rychlost výměny tepla je však malá. Posledním zmiňovaným je topný systém založený na termoelektrickém jevu. Výhodou systému je absence chladiva, dále nezabírá velké místo ve vozidle a dá se přesně regulovat teplota. K nevýhodám se řadí nízká účinnost a produkce tepla [4].

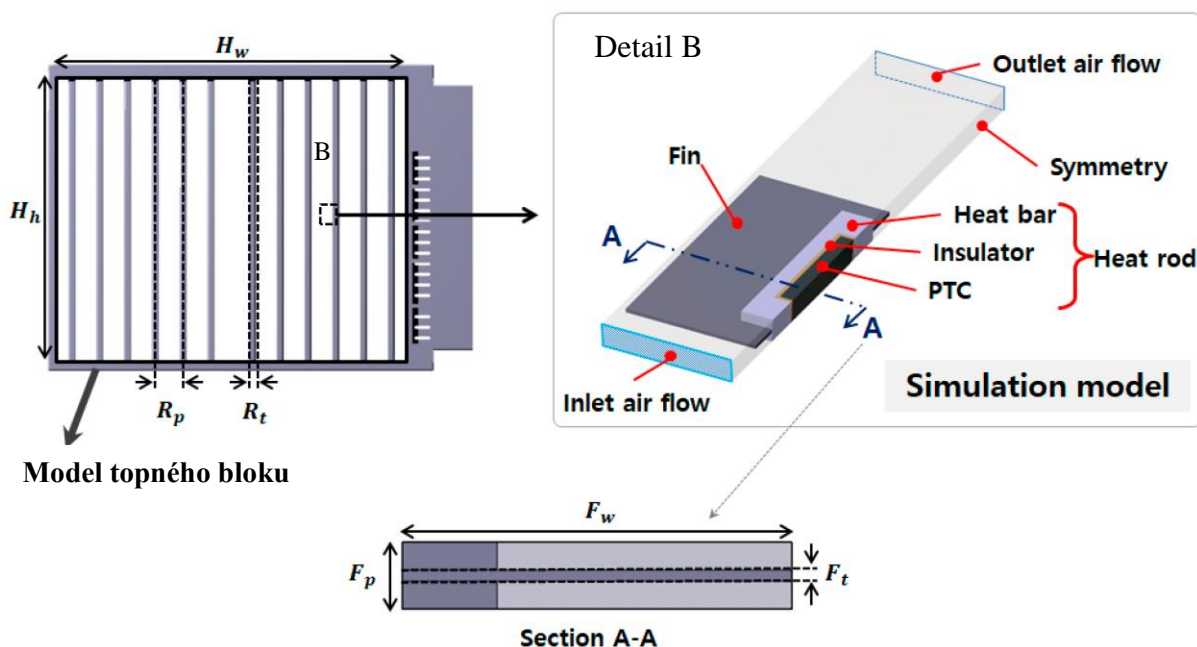
## 4. Model PTC topného článku

Z výše uvedených možností topných systémů bude v následující části popsána pouze možnost vytápění s PTC topným článkem.

### 4.1 Geometrie článku

Při sestavování geometrie použitého simulačního modelu bylo opíráno o dvě studie - „*Heating Performance Characteristics of High-Voltage PTC Heater for an Electric Vehicle*“ a „*A Numerical Study on the Light-Weight Design of PTC Heater for an Electric Vehicle Heating System*“. Vzhledem k tomu, že jeden je druhým citován, tak se zmíněné základní modely mezi sebou lišit nebudou.

Celé topení obsahuje čtyři topné bloky, přičemž se jeden z nich, bez označených žebér, nachází v levé části obrázku 11. Každý z nich se skládá z určitého počtu topných tyčí, jejichž počet závisí na šířce žebra, které jsou jimi obklopena, jak může být viděno na obrázku 11 jako detail B, které napomáhají k rozvodu tepla po topení, aby byla co největší distribuční plocha a vzduch se mohl lépe ohřívat. Na spodní části obrázku se poté nachází řez A označen v detailu B. Když bude tyč vyňata z bloku a rozebrána, bude uvnitř vidět izolace, která má zabránit šíření elektrického napětí a proudu mimo zdrojový článek. Pod touto vrstvou se nachází samotný PTC element sloužící jako zdroj tepla [5].



Obrázek 11: Simulační model topného článku [5]

Geometrie, která byla v této práci použita, je viděna na obrázku 12. Složení i funkce jednotlivých částí zde odpovídá převzaté studii. Těchto topných modulů je za sebou v řadě sedm a jsou zapojeny do paralelního elektrického obvodu z důvodu poškození, kdyby jeden přestal v průběhu fungovat, neodpojí se celé topení či topný blok. Tyče jsou následně obklopené hliníkovými žebry [5].

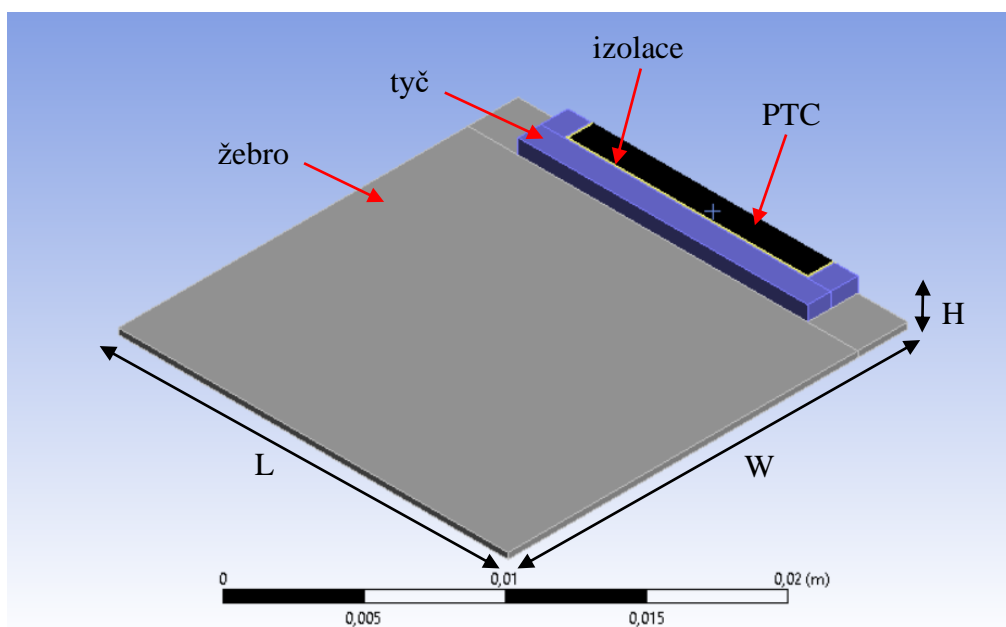
Topný modul, který je v simulaci této práce použit, je pouze elementární výřez z bloku, který se periodicky opakuje [5]. Část, která je vyňata, obsahuje polovinu žebra, které je mezi

jednotlivými topnými tyčemi, a polovinu tyče. Rozpůlena je taktéž izolace a samotný PTC modul. Celý model je proto brán jako symetrický ve všech stranách a je obklopen tekutinou znázorněnou na obrázku 14.

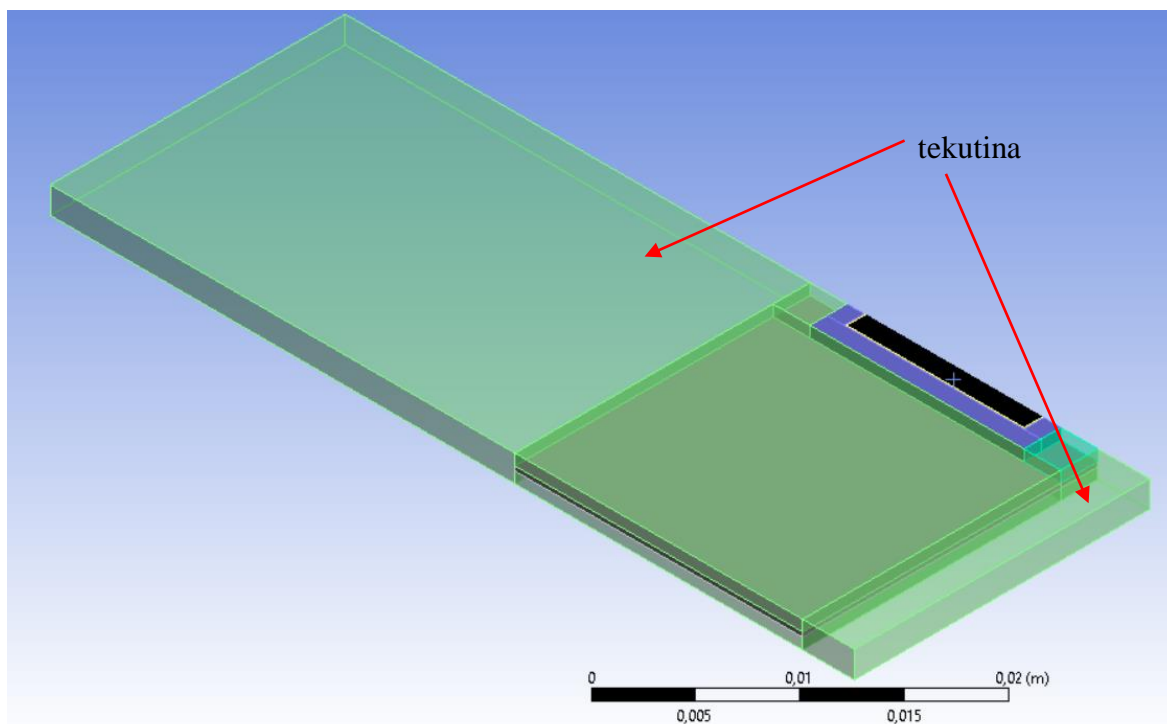
Co se týče velikosti samotného modulu, tak některé rozměry byly převzaty ze studie, jejíž téma se zabývalo prouděním při různých velikostech žeber. Tyto rozměry byly taktéž jediné, které byly exaktně zadané [5]. Zbylé rozměry, konkrétně délka jednotlivých komponent, jako je žebro a topná tyč, a rozměry PTC s izolací, byly odhadnuty proporčně vzhledem k zadanému obrázku 11 a známým rozměrům žeber. Převzatý byl model, který se zde uváděl pod označením C. Veškeré rozměry, včetně tekutiny, modelu jsou k vidění v tabulce 1. Celá geometrie je v řádech milimetrů, tudíž kupříkladu izolace má velikost v řádech desítek milimetrů. Největší pevnou částí útvaru je žebro, které je po celé své šířce obklopeno tekutinou, jejíž vstupní část je výrazně kratší jak přední. Důvodem je samotná simulace, neboť ANSYS Fluent při kratším modelu tekutiny začne počítat se zpětným tokem a veškeré výsledky posléze nabydou záporných hodnot.

	šířka W [mm]	délka L [mm]	výška H [mm]
<b>PTC</b>	1,25	12	1,8
<b>izolace</b>	0,1	12,2	1,8
<b>topná tyč</b>	1,15	14,5	1,8
<b>žebro</b>	21	19,5	0,3
<b>oblast vzduchu</b>	21	54,5	1,8

Tabulka 1: Rozměry modelu [5]

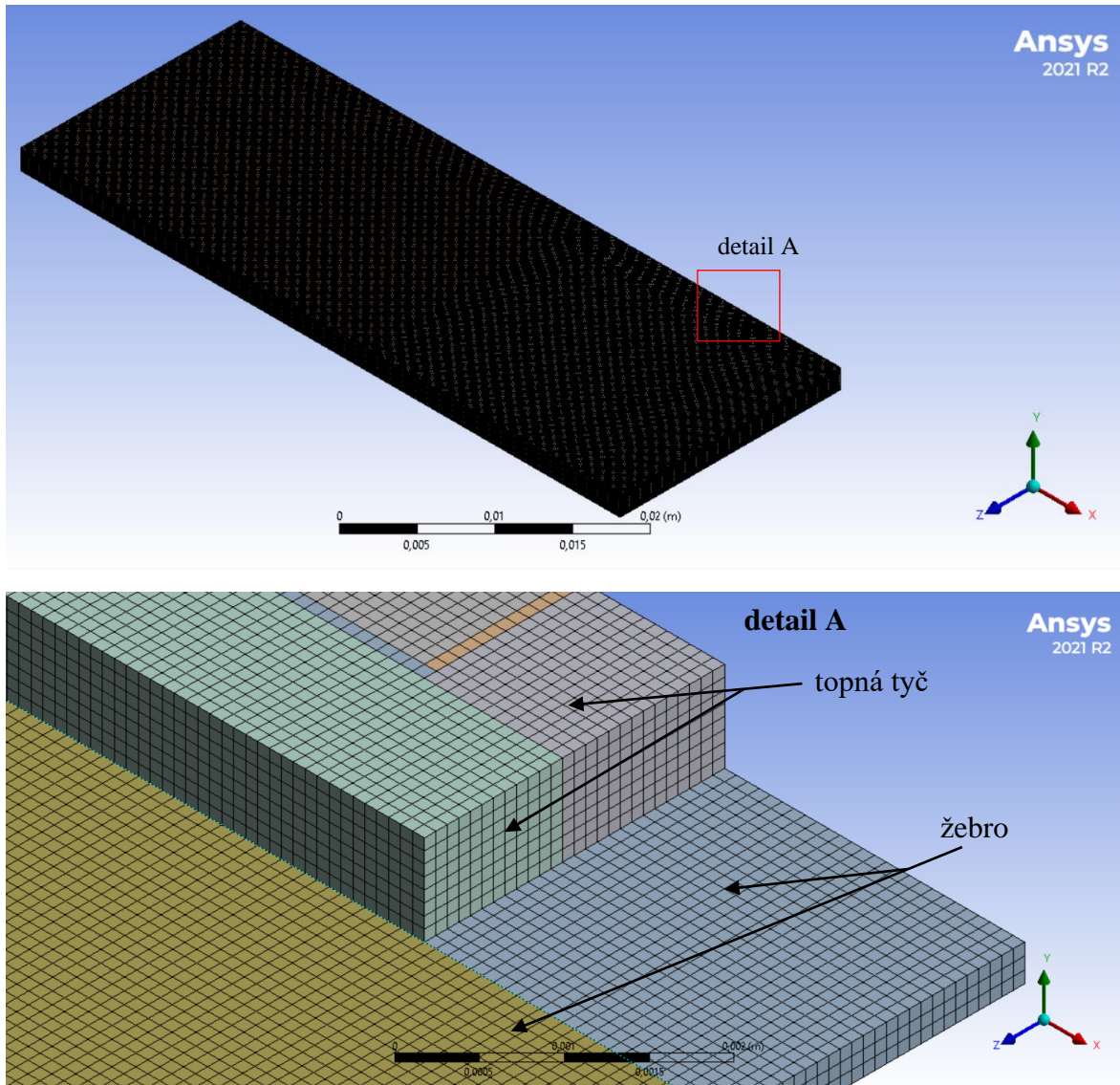


Obrázek 12: Model žebra a topné tyče včetně izolace a PTC elementu



Obrázek 13: Model topného modulu včetně oblasti tekutiny

Následně byla vytvořena síť buněk v navazujícím programu ANSYS Mesh. Vzhledem k velikostem jednotlivých součástí, konkrétně pak izolace a žebra, musela být síť jemná, viz obrázek 14. Pro lepší přehlednost je vytyčen detail topné tyče a žebra označen jako detail A, na kterém jde vidět velikost jednotlivých buněk.



Obrázek 14: Síť modelu

Celkový počet buněk je pak v počtu 2 345 683.

## 4.2 Podmínky

Samotná simulace byla provedena v ANSYS Fluent. Zadané materiálové vlastnosti jsou popsány v tabulce 2.

Žebro obklopující topnou tyč je vyrobeno z hliníku kvůli lepší tepelné vodivosti a odlehčení celé konstrukce. Ze stejného materiálu se stejnými vlastnostmi, které jsou v tabulce, je i topná tyč v použité studii. [5] V případě této práce se však jedná o nerezovou ocel typu SUS304, která má zcela jiné vlastnosti než hliník. Jeho hustota je násobě větší, tudíž topný blok bude výrazně těžší, hůř povede teplo a bude mít menší měrnou tepelnou kapacitu [1].



Druhou položkou, která se v této práci liší od výchozího článku, je elektrická izolace. Výchozí materiál je křemík, avšak zadán byl oxid hořečnatý. Rozdíl je zde taktéž patrný ve všech třech zadávajících položkách. MgO bude oproti druhému materiálu při stejném objemu těžší, ale zase lépe povede teplo [1] [5].

materiálové vlastnosti		hustota	měrná tepelná kapacita	tepelná vodivost	viskozita
jednotky		[kg/m <sup>3</sup> ]	[J/kgK]	[W/mK]	[kg/ms]
vzduch [11]	tekutina	1,225	1006,43	0,0242	1,7894 · 10 <sup>-5</sup>
titanit barnatý [11]	PTC	3890	779	36	-
hliník [1]	žebro topná tyč	2719	871	202,4	-
ocel [1]	topná tyč	7930	500	16,3	-
křemík [5]	izolace	2329	720	0,25	-
oxid hořečnatý [1]	izolace	3580	877,8	25,5	-

Tabulka 2: Vlastnosti materiálů

Následně se musel do výpočtu zařadit i fakt, že PTC materiál, který je zdrojem energie, má jednu již zmiňovanou vlastnost – jeho odpor vzrůstá spolu se vzrůstající teplotou. Na základě experimentu, který je popsán v obou zmíněných studiích, byla formulována křivka závislosti odporu na teplotě, která by se dala rozdělit do tří rovnic. První část křivky, která je viděna na obrázku, je v intervalu teplot od 25 °C (298,15 K) do 140 °C (413,15 K) a je popsána rovnicí:

$$R_1 = 3,39653 - 0,04493T_c + (2,66467 \cdot 10^{-4})T_c^2 - (5,72879 \cdot 10^{-7})T_c^3 \quad (6)$$

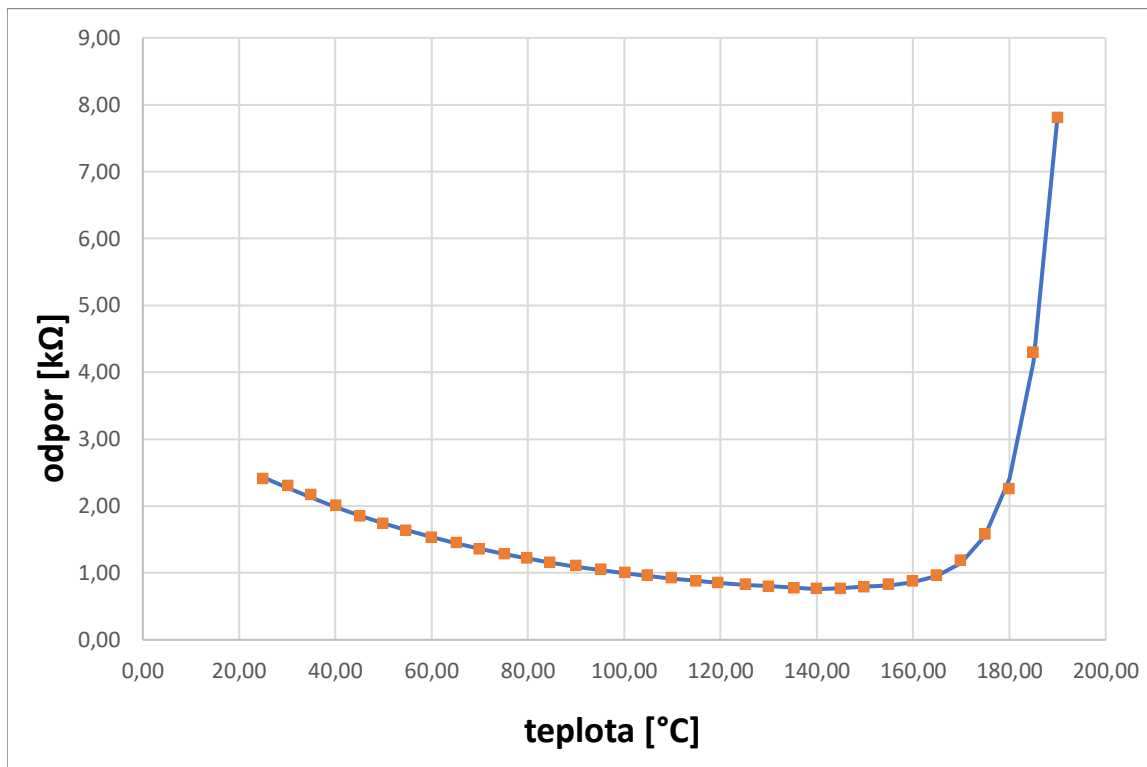
Tato hodnota odpovídala teplotě elementu, kdy se jeho odpor snižoval. V mezi od 140 °C (413,15 K) včetně do 145 °C (418,15 K) byl zjištěn odpor konstantní o hodnotě:

$$R_2 = 0,77 \text{ k}\Omega \quad (7)$$

Poslední rovnice, která popisuje naopak již zmiňované narůstání odporu, se odehrává v intervalu od teploty 145 °C včetně (418,15 K). Tento děj je vidět opět na obrázku 15 a této křivce odpovídá rovnice:

$$R_3 = 0,77297 + (6,39769 \cdot 10^{-12})e^{0,14594 \cdot T_c} \quad (8)[5]$$





Obrázek 15: Závislost odporu na teplotě PTC elementu [5]

Pro výpočet spotřeby energie z grafu byla použita rovnice Jouleova zákona:

$$Q = \frac{U^2}{R} \quad (9)$$

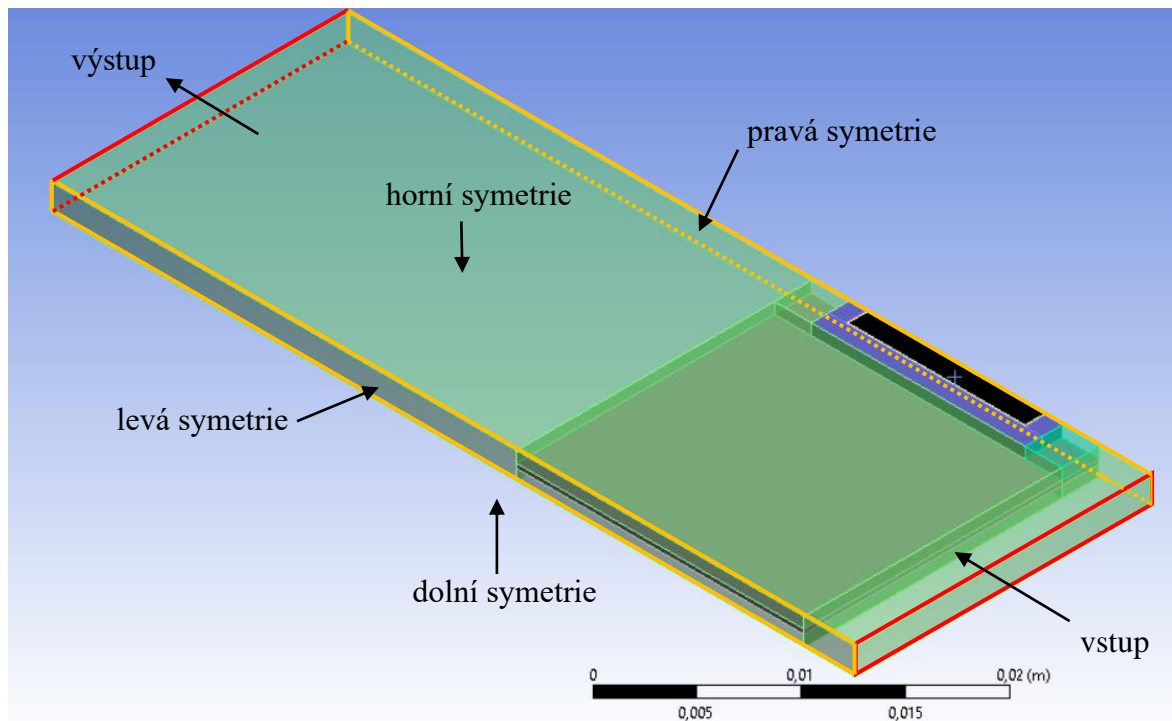
která vychází z rovnice elektrického výkonu a Ohmova zákona. Napětí se uvažuje konstantní o hodnotě 330 V. [5] Vše se předpokládá bez ztrát a veškerá elektrická energie se promění v teplo, jedná se tedy o stacionární sdílení tepla. V následující rovnici (10) je teplo z rovnice (9) součástí konduktivního vedení tepla:

$$\lambda \cdot \nabla^2 T + \frac{\dot{Q}}{V} = 0 \quad (10)$$

Výsledné hodnoty závislosti odporu na teplotě byly nastaveny jako okrajové podmínky výhřevnosti PTC elementů. Nastavování probíhalo pomocí UDF, což je zkratka pro *User-Defined Functions* v překladu – Uživatelsky definované funkce. Rovnice jsou zde psány v programovacím jazyce C. Sepsaný kód je viděn níže:

```
#include "udf.h"
DEFINE_SOURCE(heat_source, c, t, dS, eqn)
{
    real T = C_T(c, t);
    real Q;
    if (T >= 298.15 && T < 413.15) {
        Q = (330 * 330) / (3.39653 - 0.04493 * T + (2.66467e-4) * T * T - (5.72879e-7) * T * T *
T);
    } else if (T >= 413.15 && T < 418.15) {
        Q = (330 * 330) / 0.77;
    } else if (T >= 418.45) {
        Q = (330 * 330) / (0.77297 + (6.39769e-12) * exp(0.14994 * T));
    } else {
        Q = 0;
    }
    dS[eqn] = Q;
    return Q;
}
```

Dalším zadávaným parametrem jsou okrajové podmínky. Na vstupu se zadával hmotnostní tok v hodnotách  $2,76 \cdot 10^{-5}$ ,  $4,14 \cdot 10^{-5}$ ,  $5,52 \cdot 10^{-5}$ ,  $6,09 \cdot 10^{-5}$  a  $8,28 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$  o teplotě  $0^\circ\text{C}$  ( $273,15 \text{ K}$ ), což je hodnota, při které byl zmíněnými studiemi proveden experiment. Na výstupu z modelu byl nastaven tlak. Na zbylých čtyřech stěnách modelu se nastavovala symetrie, neboť se jedná pouze o polovinu tyče a žebra, které jsou ve finálním topení na sobě ve vrstvách, tudíž jsou elementy navzájem symetrické ze všech zbývajících stran. Rozložení těchto okrajových podmínek je zobrazeno na obrázku 18. U vnitřních stěn se pak jedná o podmínku stěny [5].



Obrázek 16: Okrajové podmínky

## 5. Výsledky

V simulaci samotné, která byla provedena v navazujícím programu Ansys Fluent, jsem se zabývala rozložením teploty v navrženém modelu a taktéž tlakovou ztrátou, která při proudění vznikne. Výsledné hodnoty jsem poté porovnávala se studií „A Numerical Study on the Light-Weight Design of PTC Heater for an Electric Vehicle Heating System“.

### 5.1 Integrální parametry

Při výpočtu přenosu tepla bylo vyhodnocováno samotné rozložení teploty v proudícím vzduchu kolem topného modulu. Simulace byla počítána jako laminární na základě Reynoldsova čísla, neboť kritické číslo v uzavřených profilech je 2300. Při určování proudění byla dopočítána střední rychlost pro všechny použité hmotnostní toky v jednotkách  $kg \cdot s^{-1}$  s hustotou vzduchu o zadávané hodnotě  $1,225 kg \cdot m^{-3}$  a plochou odpovídající rozměrům mezi žebry  $55,5 \cdot 10^{-6} m^2$ . [5] Použita byla rovnice:

$$\bar{c} = \frac{\dot{m}}{\rho A} \quad (11)$$

<b>hmotnostní tok</b> <b>[<math>kg \cdot m^{-3}</math>] [5]</b>	$2,76 \cdot 10^{-5}$	$4,14 \cdot 10^{-5}$	$5,52 \cdot 10^{-5}$	$6,09 \cdot 10^{-5}$	$8,28 \cdot 10^{-5}$
<b>střední rychlost</b> <b>[<math>kg \cdot s^{-1}</math>]</b>	0,4060	0,6089	0,8119	0,8958	1,2179

Tabulka 3: Střední rychlosti proudění

Druhou dopočítávanou hodnotou pro zjištění Reynoldsova čísla je charakteristický rozměr, v tomto případě vzdálenost žeber, která činí  $15 mm$ , nebo hydraulický průměr, který byl v tomto případě tvořen mezerou mezi dvěma žebry a dvěma tyčemi. Pro tento výpočet se udávala hodnota plochy  $55,5 \cdot 10^{-6} m^2$ , omočeného obvodu  $0,077 m$  a použita byla rovnice:

$$D = \frac{4A}{O} = \frac{4 \cdot 55,5 \cdot 10^{-6}}{0,077} = 0,00288 m \quad (12)$$

Z následných dostupných informací střední rychlosti, charakteristického rozměru a hydraulického průměru, hustoty vzduchu a viskozity pro vzduch  $1,7894 \cdot 10^{-5} kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$ , je již možno vypočítat Reynoldsovo číslo pro všech pět hodnot hmotnostního toků dle vzorce:

$$Re = \frac{\bar{c} D \rho}{\eta} \quad (13)$$

<b>hmotnostní tok [<math>kg \cdot m^{-3}</math>]</b>	<b>Reynoldsovo číslo</b>	
	<b>hydraulický průměr</b>	<b>charakteristický rozměr</b>
$2,76 \cdot 10^{-5}$	80,039	416,869
$4,14 \cdot 10^{-5}$	120,058	625,304
$5,52 \cdot 10^{-5}$	160,078	833,739
$6,09 \cdot 10^{-5}$	176,608	919,831
$8,28 \cdot 10^{-5}$	240,117	1250,608

Tabulka 4: Reynoldsova čísla

Je zde patrné, že se Reynoldsovo číslo mění vzhledem k použitému rozměru. Pokud bude použit charakteristický rozměr, tak výsledek bude až 5x větší než při výpočtu s hydraulickým

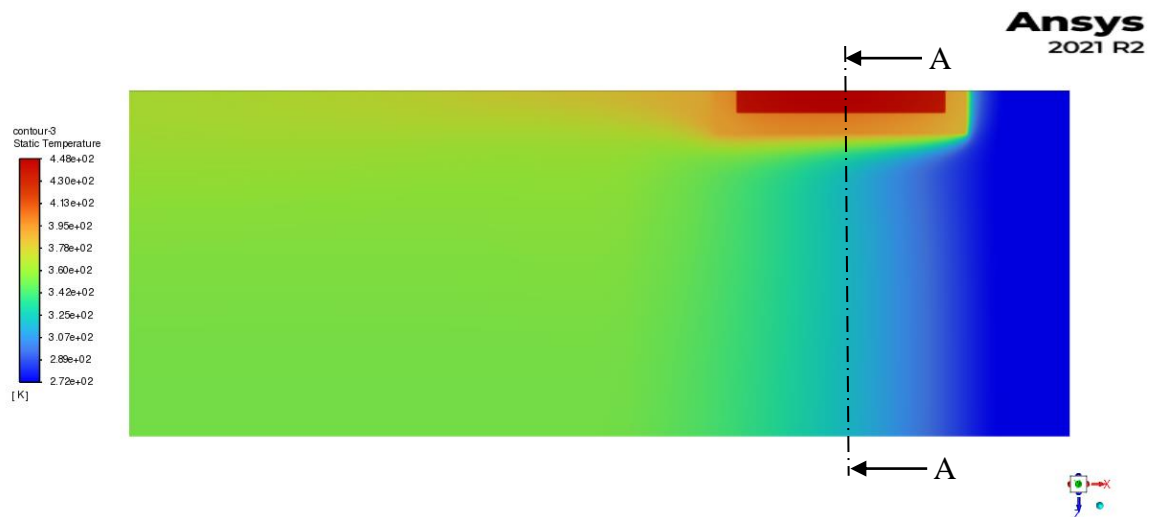
průměrem. I přes tyto rozdíly se stále Reynoldsova čísla nachází pod kritickou hranicí a může být nadále počítáno s laminárním průběhem průtoku.

## 5.2 Rozložení teploty

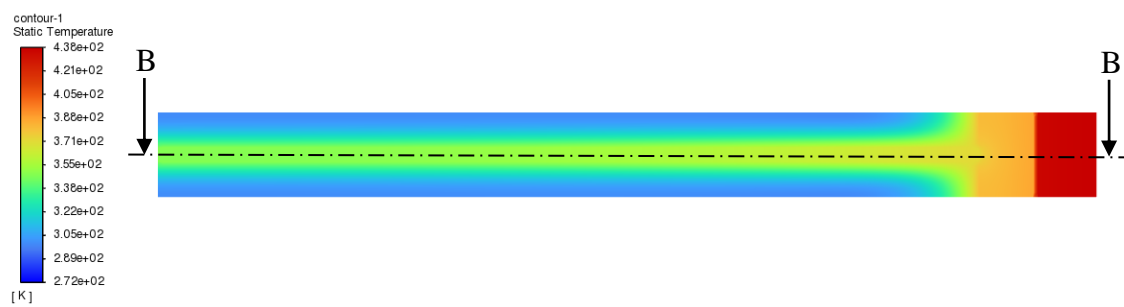
Následně byla vyhodnocena data ze simulací, jednalo se o teplené rozložení pro jednotlivé hmotnostní toky od  $150 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$  do  $450 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$  při vstupní teplotě  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $273,15 \text{ K}$ ) a následný topný výkon celého topného bloku [5].

První vyhodnocení je zaznamenáno na obrázcích 17, 20, 23, 26 a 29 z pohledu řezu horní symetrií, kde lze vidět měnící se teploty na základě rozdílných hmotnostních toků. Jsou zde patrné materiálové vlastnosti jednotlivých částí topného systému. PTC modul, jakožto zdroj, se pohybuje mezi hodnotami  $448 \text{ K}$  ( $174,85 \text{ }^\circ\text{C}$ ) a  $410 \text{ K}$  ( $136,85 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Teplota jednotlivých materiálů následně klesá, ocelová tyč, ve které je vsazen, má hodnotu přibližně o 20 stupňů nižší. Při nejnižším zadaném hmotnostním toku se výstupní teplota vzduchu pohybuje v průměru  $358,42 \text{ K}$  ( $85,27 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Čím dále je pak daná část topení od zdroje, tím jeho teplota klesá. V případě nejvzdálenější části žebra se pak jedná o hodnotu přibližně  $370,09 \text{ K}$  ( $96,94 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Na následujících obrázcích je patrný rozdíl mezi rozložením teplot v závislosti na hmotnostním toku. Při druhé krajní hodnotě, která činí  $8,28 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ , je v porovnání s  $2,76 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$  teplotní rozdíl na výstupu z modelu, s hodnotou  $308,19 \text{ K}$  ( $35,04 \text{ }^\circ\text{C}$ ),  $50,23$  stupňů.

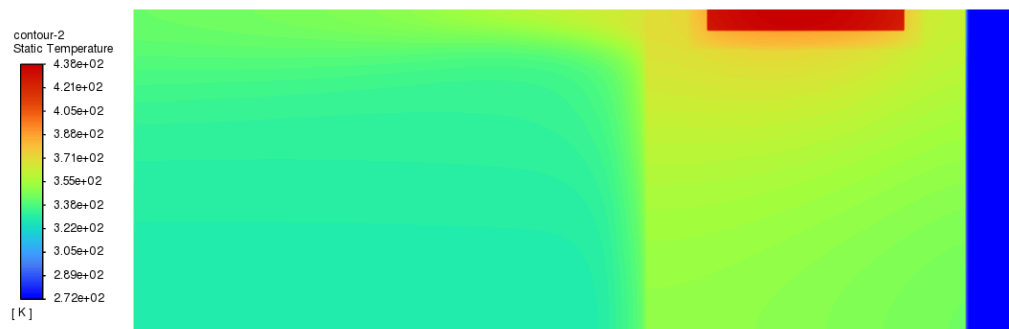
Každému prvnímu pohledu následují řezy označeny A (obrázky 18, 21, 24, 27 a 30) a B (obrázky 19, 22, 25, 28 a 31). Jsou zde viděny přestupy tepla mezi PTC elementem, který je nejteplejší z celé konstrukce, topnou tyčí a také žebrem. Na obrázcích s řezem lze lépe vidět rozložení teploty za žebry, které se liší s rozdílným hmotnostním průtokem. Postupně se taktéž zužuje oblast tekutiny s vyšší teplotou, což ovlivňuje výstupní teplotu.



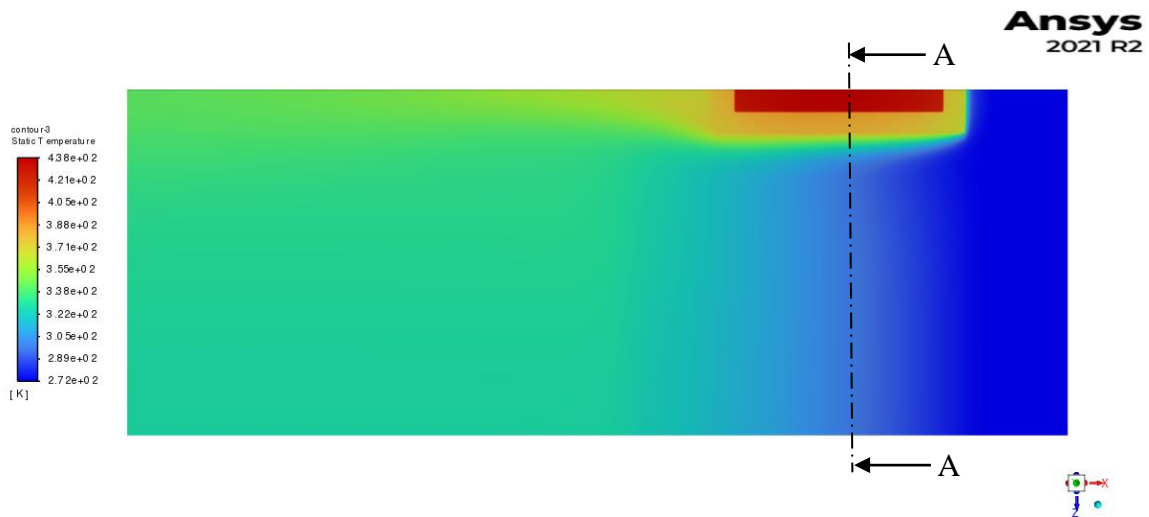
Obrázek 17: Rozložení teplot při hmotnostním toku 150 kg/h



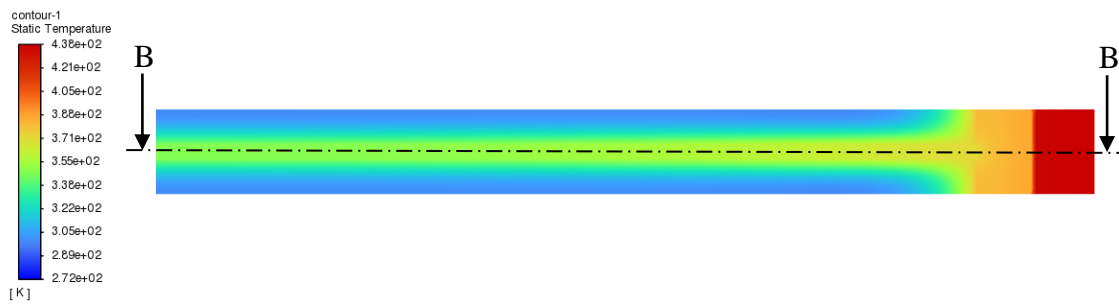
Obrázek 18: Rozložení teplot při hmotnostním toku 150 kg/h v řezu A



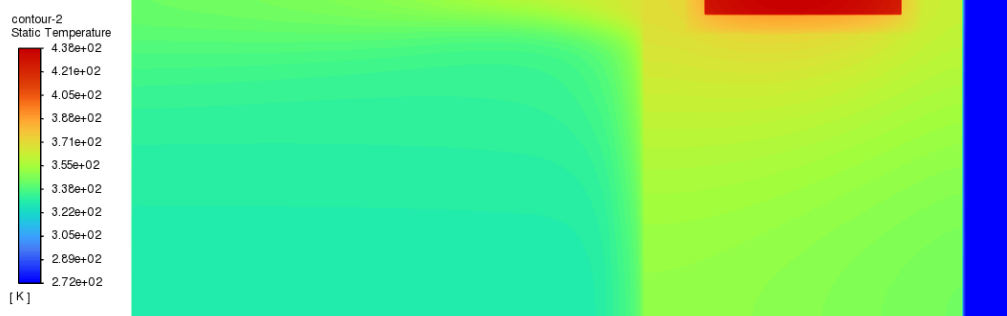
Obrázek 19: Rozložení teplot při hmotnostním toku 150 kg/h v řezu B



Obrázek 20: Rozložení teplot při hmotnostním toku 225 kg/h

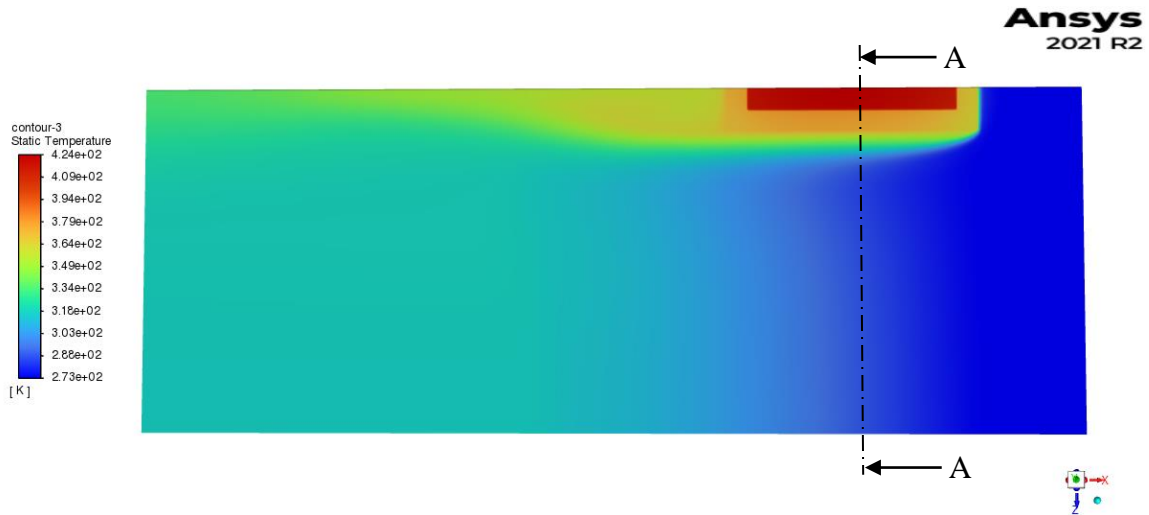


Obrázek 21: Rozložení teplot při hmotnostním toku 255 kg/h v řezu A

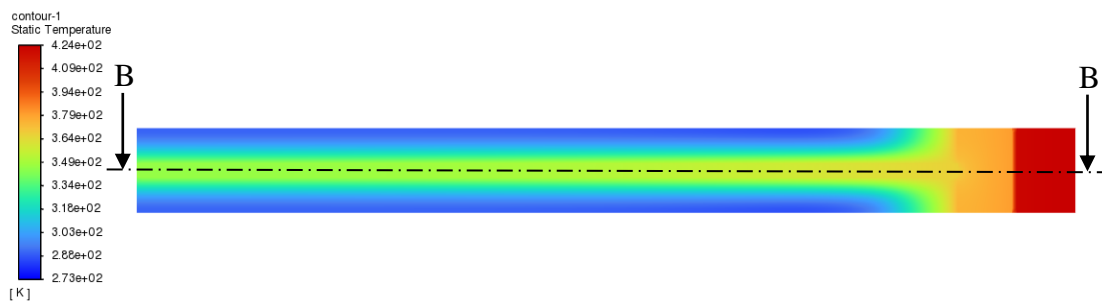


Obrázek 22: Rozložení teplot při hmotnostním toku 255 kg/h v řezu B

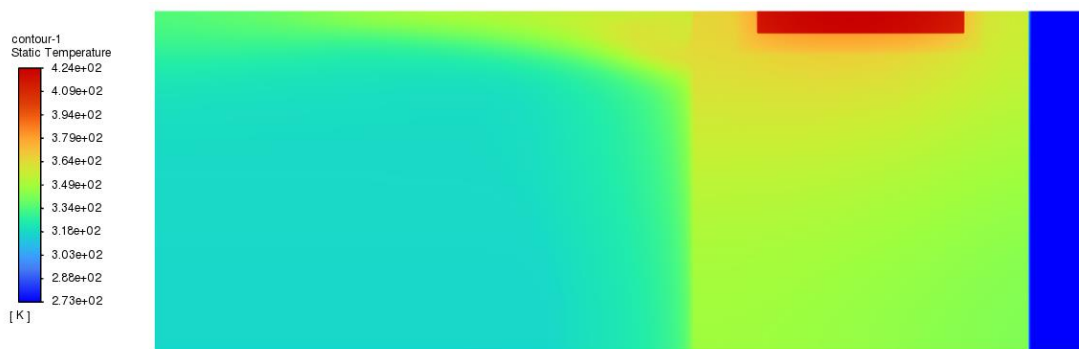
Pro nejvíce používaný hmotnostní tok  $5,52 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$  v reálných automobilech byl proveden řez v rovině A označený na obrázku 22 a v rovině B na obrázku 23. Na obou snímcích je vidět rozložení teploty v části topení. Konkrétně se jedná o topnou tyč s jednotlivými komponenty a žebro, které na ostatních obrázcích nelze vidět. Teplota žebra, oproti zdrojovému PTC s hodnotou  $420,68 \text{ K}$  ( $147,53 \text{ °C}$ ), je  $349,33 \text{ K}$  ( $76,18 \text{ °C}$ ). Vzhledem k tomu, že teplo prostupuje ocelí a izolací, které mají nižší tepelnou kapacitu než hliník samotný, výrazněji klesla teplota mezi PTC elementem a tyčí.



Obrázek 23: Rozložení teplot při hmotnostním toku 300 kg/h

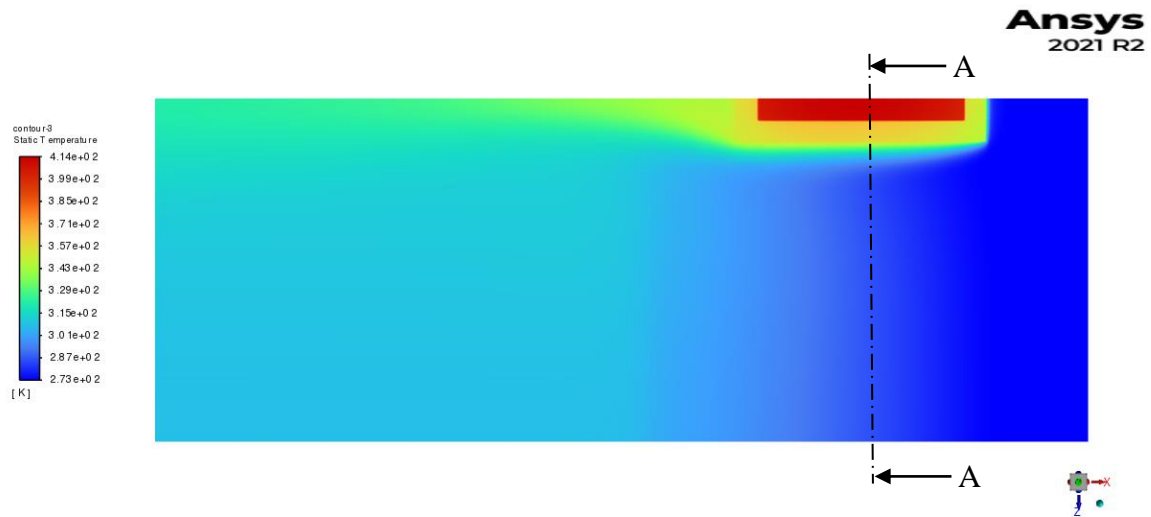


Obrázek 24: Rozložení teplot při hmotnostním toku 300 kg/h v řezu A

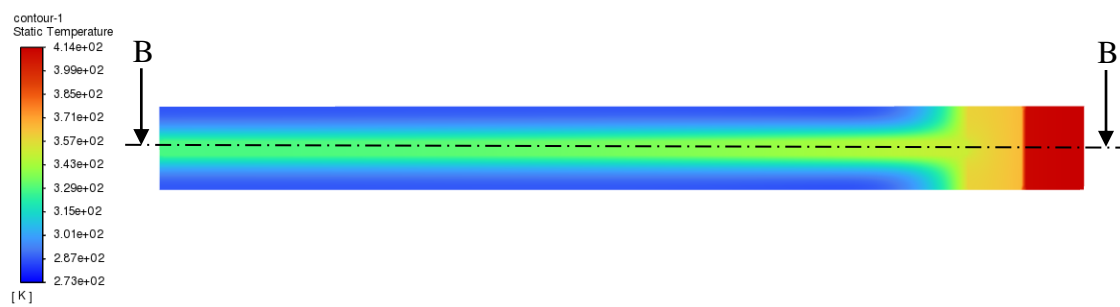


Obrázek 25: Rozložení teplot při hmotnostním toku 300 kg/h v řezu B





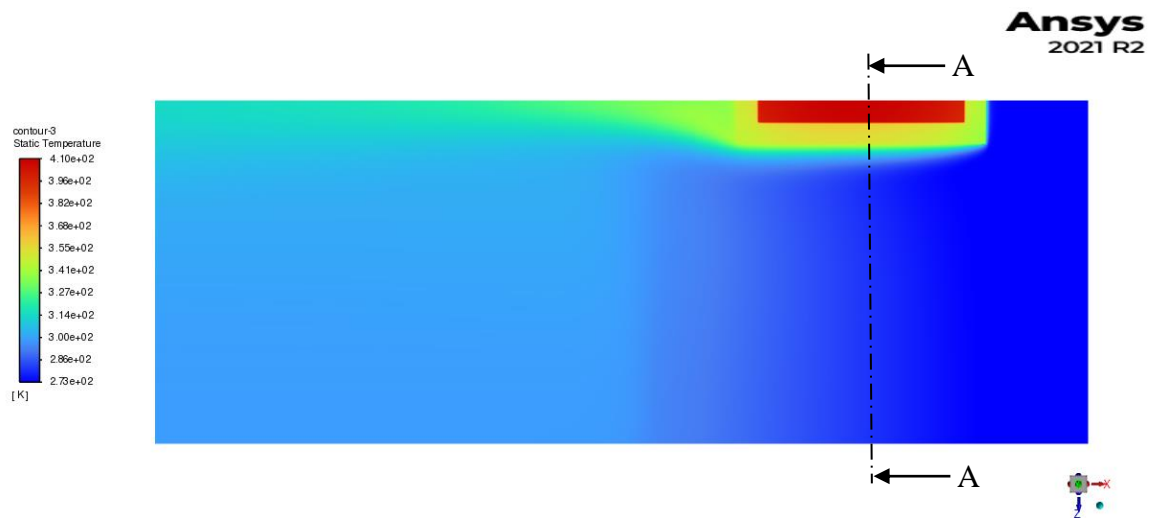
Obrázek 26: Rozložení teplot při hmotnostním toku 375 kg/h



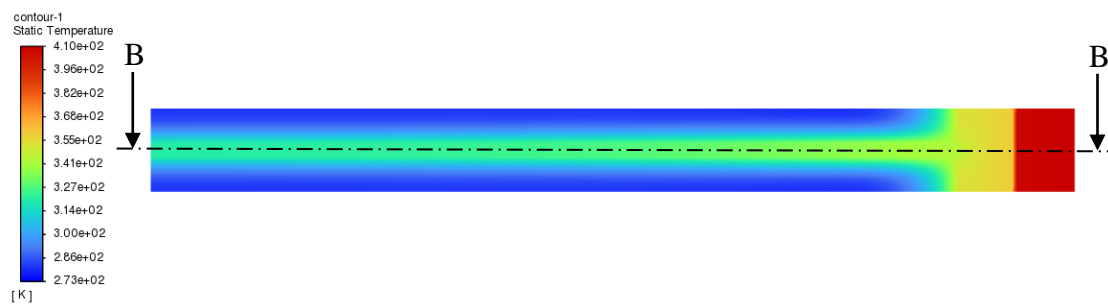
Obrázek 27: Rozložení teplot při hmotnostním toku 375 kg/h v řezu A



Obrázek 28: Rozložení teplot při hmotnostním toku 375 kg/h v řezu B



Obrázek 29: Rozložení teplot při hmotnostním toku 450 kg/h



Obrázek 30: Rozložení teplot při hmotnostním toku 450 kg/h v řezu A



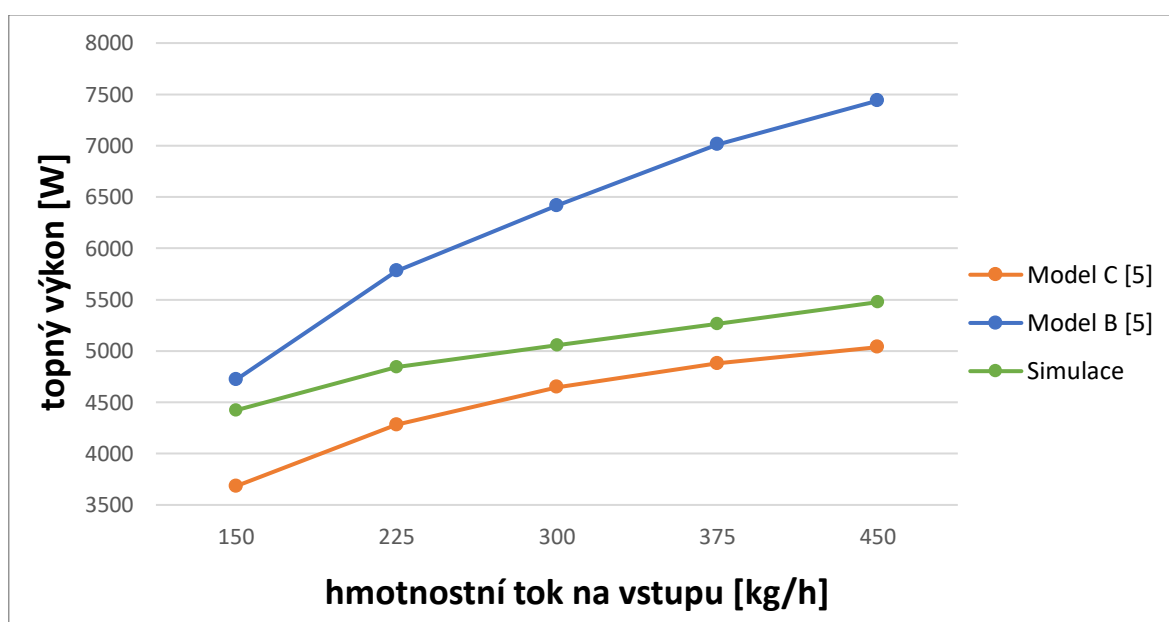
Obrázek 31: Rozložení teplot při hmotnostním toku 450 kg/h v řezu B

Celkové vyhodnocení výkonu bylo určeno ze samotného programu a porovnáno s výsledky studie. Byly převzaty dva modely ohřívače, které se mezi sebou liší šířkou žebra. Pro jednoduchost označení byly použity názvy model B, se šířkou žebra  $10,5\text{ mm}$ , a model C, s rozměrem  $21\text{ mm}$  [5]. V následující tabulce 5 jsou hodnoty pro topný výkon celého topného systému pro všechny tři modely, které byly pro lepší přehlednost znázorněny v příloženém grafu (viz obrázek 32). Vytyčený element se periodicky opakuje v celém modelu topení, tudíž je bráno pouze místo s takřka ideálními podmínky a do výpočtu v této práci nejsou zahrnuté okrajové části.

Čísla křivky se přibližují k modelu C, neboť velikost žebra a šíře tyče odpovídá provedené studii. Zbývající rozměry, včetně velikosti PTC modulu, který zde pravděpodobně hraje největší roli, byly zavedeny poměrově vzhledem k obrázku 11. PTC element proto může být v tomto případě větší. Hodnoty modelu B se na počátku, při hmotnostním toku  $150\text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ , pohybují ve vyšších číslech, oproti modelu C. Rozdíl je dán hlavně geometrií žeber. V prvním zmiňovaném modelu křivka prudce stoupá a hodnota při nejvyšším zadávaném hmotnostním toku dosahuje  $7439\text{ W}$ . Naopak model C, který se tvarově nejvíce podobá popisované simulaci, začíná na nižších hodnotách, jeho vývoj křivky je pomalejší a topné výkony se postupem zvětšujícího se hmotnostního toku ustalují. Graf provedené simulace začíná při první hodnotě hmotnostního toku výše než první převzaté modely, a to pod hodnotou  $4500\text{ W}$ . Když se však tok proudícího vzduchu měnil, rozdíl mezi jednotlivými hodnotami topného výkonu se zmenšoval a hodnota se začíná ustalovat stejně jako v případě C. Konečná hodnota při vstupu  $450\text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$  byla  $5659,47\text{ W}$ .

	hmotnostní tok [kg/h]	model B [5]	model C [5]	vytvořený model
topný výkon [W]	150	4720	3683	4422,6
	225	5780	4280	4843,8
	300	6415	4646	5054,4
	375	7012	4878	5265
	450	7439	5037	5475,6

Tabulka 5: Topné výkony jednotlivých modelů



Obrázek 32: Závislost výkonu na množství vstupujícího vzduchu

### 5.3 Tlaková ztráta

Druhým aspektem, který byl v této simulaci vyhodnocován, byla tlaková ztráta. V použitém článku se počítala pouze pro hodnotu hmotnostního toku  $300 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ , tudíž se jedná o jedinou porovnatelnou položku. V následující tabulce je srovnání pro model B, model C a vlastní simulaci.

	hmotnostní tok [ $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$ ]	model B [5]	model C [5]	vytvořený model
tlaková ztráta [Pa]	300	24	19	18,59

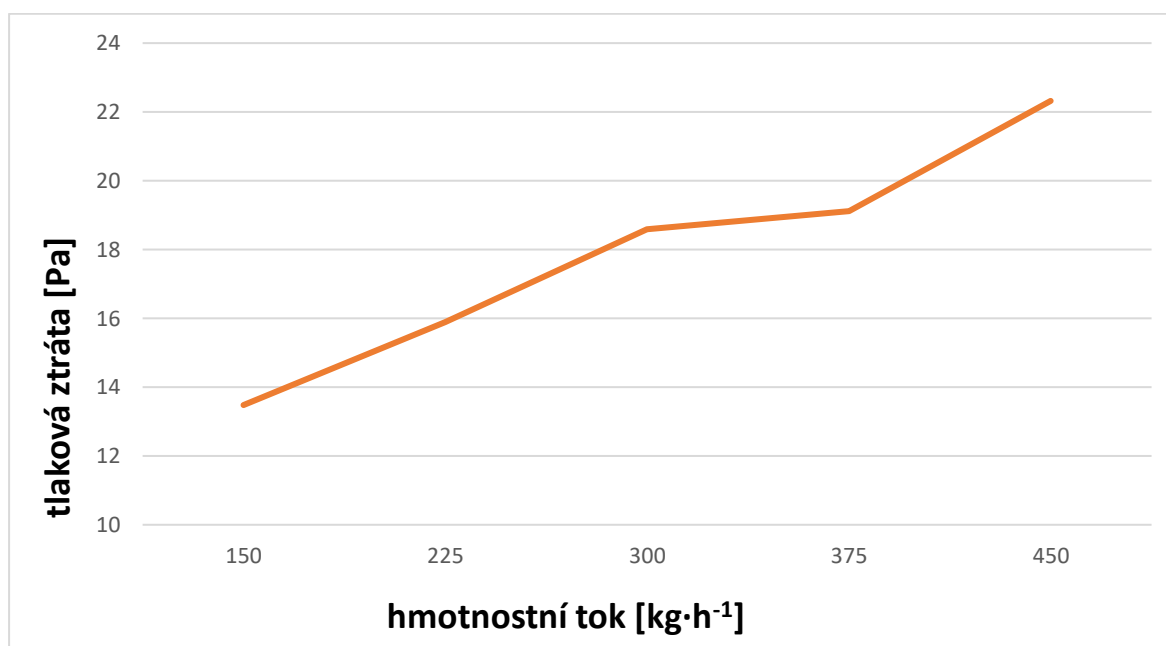
Tabulka 6: Porovnání tlakové ztráty [5]

Následující tabulka zahrnuje ztráty pro ostatní hodnoty hmotnostních toků, které však nemohou být porovnány se zmiňovanými studii. Výsledky pro ostatní zadávané hodnoty jsou k vidění v tabulce 7. Tlaková ztráta se viditelně mění s rychlostí průtoku, přičemž nejnižší hodnota se pohybuje kolem  $13,5 \text{ Pa}$ . Pro lepší přehlednost byla data vynesena do obrázku 33. Při hmotnostním toku  $450 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$  je hodnota  $22,32 \text{ Pa}$ , což je stále méně, než při  $300 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$  v případě modelu B, tudíž je zde patrné, že geometrie hraje velkou roli při určování tlakových ztrát. V návaznosti na tyto hodnoty byl ke každému hmotnostnímu toku dopočítán koeficient místní ztráty dle vzorce (14) s použitou hustotou pro protékající vzduch  $1,225 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$  a rychlostmi z tabulky 3:

$$\xi = \frac{2p_z}{c^2 \rho} \quad (14)$$

hmotnostní tok [ $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$ ]	150	225	300	375	450
tlaková ztráta [Pa]	13,48	15,89	18,59	19,11	22,32
koeficient místní ztráty	133,544	69,964	46,042	38,885	24,569

Tabulka 7: Tlaková ztráta pro hmotnostní toky



Obrázek 33: Tlaková ztráta

## 6. Závěr

Problém s vytápěním automobilů s elektrickým pohonem je komplexní záležitostí, která se nedá vyřešit jedním mechanismem, jak se ukázalo z rešeršní části této práce. Do budoucna se bude muset pravděpodobně zvolit kombinace zmíněných způsobů vytápění, aby byl systém co nejefektivnější. Popisovaný PTC model vytápění není nejlepší z uvedených, ale v přihlédnutí k ceně a výkonu je výhodnější.

Samotná simulace, která byla provedena na základě odborné studie „*A Numerical Study on the Light-Weight Design of PTC Heater for an Electric Vehicle Heating System*“, byla zhodnocena na základě rozložení tepla při různých vstupních podmínkách, kterými byly hmotnostní toky v rozmezí  $150$  až  $450 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ , a taktéž předpoklad, že se jedná o laminární proudění dle výsledků Reynoldsova čísla. Nejteplejším objektem byl, stejně jako dle předpokladů, PTC zdroj, jehož teploty se v nejvyšším bodě pohybovaly kolem  $175 \text{ }^\circ\text{C}$ . Důležitým parametrem bylo taktéž porovnání výstupní teploty proudícího vzduchu. Největší byla v případě hmotnostního toku  $150 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$  s tím, že rozdíl mezi maximální a minimální zadávanou hodnotou byl  $50,23 \text{ }^\circ\text{C}$ . Pro všechny hmotnostní toky byly výsledky zobrazeny ve třech odlišných řezech, přičemž první byl proveden v rovině horní symetrie a další dva, pro lepší přehlednost, jsou zaznačeny jako řez A a řez B.

Následně byl porovnán topný výkon, který byl jedním z hlavních výstupů použité studie, se dvěma modely. Z jednoho z nich také vycházela geometrie této práce. Výsledné hodnoty se přibližovaly použitému modelu. Rozdíl byl však v použitých materiálech a některých geometrických rozměrech. Růst křivky topného výkonu je ve všech použitých i přebraných modelech při větších hmotnostních tocích zpomalován. Nejnižší hodnota topného výkonu byla při hmotnostním toku  $150 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$  a to konkrétně  $4422,6 \text{ W}$ . Naopak nejvyšší (s hodnotou  $5475,6 \text{ W}$ ) byla zaznamenána při nejrychlejším toku vzduchu  $450 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ .

Poslední porovnávaný aspekt tvořil tlakovou ztrátu, která mohla být zhodnocena pouze k hodnotě  $300 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ , kde se zjištěná hodnota opět přibližovala k použitému modelu, konkrétně o hodnotě  $18,59 \text{ Pa}$ . Tlakové ztráty byly následně provedeny pro všechny hmotnostní toky. Tyto výsledky však nemohly být porovnány, vzhledem k nedostupným informacím ze studií. Hodnoty se pohybovaly mezi  $13,48$  –  $22,32 \text{ Pa}$  se zvyšujícím se hmotnostním tokem. Nakonec se z tlakové ztráty určil koeficient místní ztráty, který se naopak se vzrůstající rychlostí snižoval.

## 7. Citace

1. NEKOLNÝ, Petr. Podklady od firmy Valeo. září 2022.
2. MORAN, Michael J., a další. *Fundamentals of engineering thermodynamics*. 8th ed.: WILEY, 2014.
3. NOŽIČKA, Jiří. *Základy termomechaniky*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001.
4. YANG, Dazhang, a další. *Recent advances on air heating system of cabin for pure electric vehicles: A review*. [Online] říjen 2022. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2405844022023209>.
5. KANG, Hyun Sung, SIM, Seungkyu a SHIN, Yoon Hyuk. *Numerical Study on the Light-Weight Design of PTC Heater for an Electric Vehicle Heating System*. [Online] květen 2018. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/325200947\\_A\\_Numerical\\_Study\\_on\\_the\\_Light-Weight\\_Design\\_of\\_PTC\\_Heater\\_for\\_an\\_Electric\\_Vehicle\\_Heating\\_System](https://www.researchgate.net/publication/325200947_A_Numerical_Study_on_the_Light-Weight_Design_of_PTC_Heater_for_an_Electric_Vehicle_Heating_System).
6. MUSAT, Radu a HELEREA, Elena. *Characteristics of the PTC Heater Used in Automotive HVAC Systems*. [Online] únor 2010. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/220833052\\_Characteristics\\_of\\_the\\_PTC\\_Heater\\_Used\\_in\\_Automotive\\_HVAC\\_Systems](https://www.researchgate.net/publication/220833052_Characteristics_of_the_PTC_Heater_Used_in_Automotive_HVAC_Systems).
7. AMWEI Thermistor Sensor. *PTC Heater Chips Disks, Honeycomb Heater*. [Online] Dostupné z: <https://amwei.com/ptc-thermistor-heaters/ptc-heater-chips-disks-honeycomb/>.
8. ISHIZAKI, K., HUYBRECHT, B. a TAKATA, M. *The positive temperature coefficient of resistivity in barium titanate*. [Online] květen 1995. Dostupné z: <https://link.springer.com/article/10.1007/BF00362121>.
9. ZHAO, Xia, a další. *Preparation and properties of BaTiO<sub>3</sub> ceramics from the fine ceramic powder*. [Online] červenec 2015. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0272884215006768>.
10. ZHANG, Zhenying, a další. *The solutions to electric vehicle air conditioning systems: A review*. [Online] srpen 2018. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032118302144>.
11. PARK, Myeong Hyeon a KIM, Sung Chul. *Heating Performance Characteristics of High-Voltage PTC Heater for an Electric Vehicle*. [Online] září 2017. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/353432046\\_Heating\\_Performance\\_Characteristics\\_of\\_High-Voltage\\_PTC\\_Heater\\_for\\_an\\_Electric\\_Vehicle](https://www.researchgate.net/publication/353432046_Heating_Performance_Characteristics_of_High-Voltage_PTC_Heater_for_an_Electric_Vehicle).

## 8. Seznam obrázků

Obrázek 1 Schéma vytápění a chlazení pro vozidlo se spalovacím motorem [1].....	8
Obrázek 2 Carnotův chladicí cyklus [3].....	9
Obrázek 3 Chladicí oběh s parním médiem [4].....	10
Obrázek 4 Části topného článku [1].....	12
Obrázek 5 PTC topný element [7].....	13
Obrázek 6 Závislost odporu BaTiO <sub>3</sub> na teplotě [9].....	13
Obrázek 7 Tepelné čerpadlo na bázi stlačené páry s chladicí kapalinou R774 [4].....	15
Obrázek 8 Tepelné čerpadlo na bázi stlačené páry se vstřikováním [4].....	16
Obrázek 9 Absorpční klimatizační systém [4].....	16
Obrázek 10 Systém spalování paliva [4].....	17
Obrázek 11 Simulační model topného článku [5].....	20
Obrázek 12 Model žebra a topné tyče včetně izolace a PTC elementu.....	21
Obrázek 13 Model topného modulu včetně oblasti tekutiny.....	22
Obrázek 14 Síť modelu.....	23
Obrázek 15 Závislost odporu na teplotě PTC elementu [5].....	25
Obrázek 16 Okrajové podmínky.....	27
Obrázek 17 Rozložení teplot při hmotnostním toku 150 kg/h.....	30
Obrázek 18 Rozložení teplot při hmotnostním toku 150 kg/h v řezu A.....	30
Obrázek 19 Rozložení teplot při hmotnostním toku 150 kg/h v řezu B.....	30
Obrázek 20 Rozložení teplot při hmotnostním toku 225 kg/h.....	31
Obrázek 21 Rozložení teplot při hmotnostním toku 255 kg/h v řezu A.....	31
Obrázek 22 Rozložení teplot při hmotnostním toku 255 kg/h v řezu B.....	31
Obrázek 23 Rozložení teplot při hmotnostním toku 300 kg/h.....	32
Obrázek 24 Rozložení teplot při hmotnostním toku 300 kg/h v řezu A.....	32
Obrázek 25 Rozložení teplot při hmotnostním toku 300 kg/h v řezu B.....	32
Obrázek 26 Rozložení teplot při hmotnostním toku 375 kg/h.....	33
Obrázek 27 Rozložení teplot při hmotnostním toku 375 kg/h v řezu A.....	33
Obrázek 28 Rozložení teplot při hmotnostním toku 375 kg/h v řezu B.....	33
Obrázek 29 Rozložení teplot při hmotnostním toku 450 kg/h.....	34
Obrázek 30 Rozložení teplot při hmotnostním toku 450 kg/h v řezu A.....	34
Obrázek 31 Rozložení teplot při hmotnostním toku 450 kg/h v řezu B.....	34
Obrázek 32 Závislost výkonu na množství vstupujícího vzduchu.....	35
Obrázek 33 Tlaková ztráta.....	36

## 9. Seznam tabulek

Tabulka 1 Rozměry modelu [5].....	21
Tabulka 2 Vlastnosti materiálů [1][5][11].....	24
Tabulka 3 Střední rychlosti proudění [5] .....	28
Tabulka 4 Reynoldsova čísla.....	28
Tabulka 5 Topné výkony jednotlivých modelů [5].....	35
Tabulka 6 Porovnání tlaková ztráta [5].....	36
Tabulka 7 Tlaková ztráta pro hmotnostní toky .....	36