



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

PASIVNÍ CHLAZENÍ PŘÍPOJNICOVÉHO PROSTORU ELEKTRICKÉHO ROZVADĚČE

PASSIVE COOLING OF THE BUSBAR COMPARTMENT OF THE ELECTRICAL SWITCHGEAR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. David Los

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

BRNO 2025

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. David Los**
Studijní program: Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **prof. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.**
Akademický rok: 2024/25

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Pasivní chlazení přípojnícového prostoru elektrického rozvaděče

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce věnována problematice tepelného managementu elektrických zařízení VN. Konkrétní pozornost bude věnována návrhu chlazení přípojnícového prostoru konkretizovaného rozvaděče. Řešení bude zaměřeno na využití přirozeného odvodu tepla bez užití pohyblivých zařízení jakou jsou ventilátory.

Zpracován bude rešeršní přehled prostředků pro termální management rozvaděče VN, navrženo konkrétní konstrukční řešení pro zadaný přípojnícový box. Na základě provedených multifyzikálních simulací (využit ANSYS) bude provedena optimalizace řešení a shrnující technicko-ekonomické zhodnocení navrženého řešení.

Cíle diplomové práce:

1. Zpracovat rešeršní přehled koncepcí tepelného managementu elektrických rozvaděčů.
2. Návrh a geometrická optimalizace pasivního chlazení přípojnícového prostoru konkrétního elektrického rozvaděče.
3. Technicko-ekonomické zhodnocení navržených koncepcí chlazení.

Seznam doporučené literatury:

VERSTEEG, H.K and W. MALALASEKERA. An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method. Harlow: Longman, 1995. ISBN 0-582-21884-5.

WHITE F.M., "Fluid Mechanics," 7th Edition, McGraw- Hill, New York, 2011.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2024/25

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem a optimalizací pasivního chlazení přípojniového prostoru elektrického rozvaděče vysokého napětí. Součástí práce je rešeršní přehled a popis běžně používaných koncepcí chlazení elektrických rozvaděčů. Na základě poznatků získaných z rešerše je navržen koncept chlazení přípojniového prostoru a je následně provedena jeho optimalizace s podporou multifyzikálních simulací zpracovaných pomocí nástrojů ANSYS. Optimalizace je provedena několika přístupy, přičemž výstupem z každého přístupu je jedna nejefektivnější koncepční varianta. Na závěr je provedeno technicko-ekonomické zhodnocení navržených variant. Výsledky ukazují, že optimalizace radiálního přenosu tepla je v cenovém poměru nejlepší, zatímco tvarová optimalizace hlavního chladicího prvku je v cenovém poměru nejméně efektivní.

Klíčová slova

Rozvaděč vysokého napětí, přípojniový prostor, optimalizace chlazení, numerické simulace

ABSTRACT

This diploma thesis addresses the design and optimization of passive cooling for the busbar compartment of a medium-voltage electrical switchgear. The work includes a literature review and a description of commonly employed cooling concepts in switchgear systems. Based on the gathered findings, a cooling concept is proposed and subsequently optimized using multiphysics simulations performed with ANSYS software. Several optimization approaches are applied, each resulting in the identification of the most efficient conceptual variant. A techno-economic assessment of the proposed variants is then conducted. The results indicate that optimization of radiative heat transfer provides the most favorable cost-effectiveness, whereas shape optimization of the primary cooling component proves to be the least efficient in terms of cost ratio.

Key words

Medium-voltage switchgear, busbar compartment, cooling optimization, numerical simulations

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

LOS, David. *Pasivní chlazení přípojnicového prostoru elektrického rozvaděče*. Diplomová práce. Jiří POSPÍŠIL (vedoucí práce). Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2025.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Pasivní chlazení přípojnicového prostoru elektrického rozvaděče** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

Datum

Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu práce prof. Ing. Jiřímu Pospíšilovi Ph.D. za vedení práce a užitečné rady, které mi poskytoval při konzultacích.

Dále bych chtěl poděkovat společnosti ABB s.r.o., Technologickému centru Brno, speciálně panu Ing. Ondřeji Novákovi, který mi byl mentorem a oporou nejen při zpracování diplomové práce.

Poděkování patří i mé rodině za podporu a zázemí, které mi poskytovala po celou dobu mého studia.

OBSAH

1	Rozvodná zařízení vysokého napětí	12
1.1	Technologie rozvaděčů VN	13
1.1.1	Popis vybraného plynem izolovaného rozvaděče (GIS).....	14
1.1.2	Popis vybraného vzduchem izolovaného rozvaděče (AIS)	14
1.2	Ztráty v elektrických rozvaděcích	15
1.2.1	Ztrátový výkon	15
1.2.2	Odpor a rezistivita vodiče.....	16
1.2.3	Skin efekt.....	17
1.2.4	Proximity efekt	17
1.2.5	Přechodové odpory	17
1.3	Chlazení elektrických rozvaděčů.....	18
1.3.1	Pasivní chlazení	18
1.3.2	Nucené chlazení.....	19
1.4	Zkouška oteplením	20
1.5	Konvenční koncepce chlazení rozvaděčů VN	21
1.5.1	Navádění chladicího média	21
1.5.2	Tepelné trubice	22
1.5.3	Rozšířené teplosměnné plochy a výměníky tepla.....	24
1.5.4	Ventilátory	26
2	Výpočetní metodika.....	28
2.1	Mechanismy přenosu tepla	28
2.1.1	Vedení tepla	28
2.1.2	Konvektivní přenos tepla.....	28
2.1.3	Přenos tepla radiací.....	29
2.2	Teorie elektromagnetismu	30
2.2.1	Maxwellovy rovnice	30
2.2.2	Simulace vířivých proudů.....	30
2.3	Teorie CFD	31
2.3.1	Řídící rovnice	31
2.3.2	Model turbulence	32
2.3.3	Model radiace	33
2.3.4	Teorie mezní vrstvy	33
2.3.5	Operační podmínky	35
2.3.6	Metoda konečných objemů.....	35

2.4	Návrh modelu chlazení přípojniového prostoru rozvaděče VN.....	36
2.4.1	Referenční návrh řešení	36
2.4.2	Modelová situace	37
2.4.3	Multifyzikální simulační přístup.....	38
2.4.4	EMAG model.....	39
2.4.5	CFD model.....	40
2.4.6	Studie nezávislosti sítě.....	46
2.5	Validace modelu	47
2.5.1	Korelační experiment.....	47
2.5.2	Očekávaná chybovost modelu	48
3	Optimalizace chlazení přípojniového prostoru	49
3.1	Analýza referenčního návrhu.....	49
3.1.1	EMAG analýza návrhu.....	49
3.1.2	CFD analýza návrhu.....	50
3.2	Aero-termální optimalizace konstrukce chladicího kanálu.....	58
3.2.1	Návrh konstrukčních variant chladicího kanálu.....	59
3.2.2	Hodnocení simulovaných variant chladicího kanálu	62
3.3	Aero-termální optimalizace konstrukce chladiče izolačního plynu.....	68
3.3.1	Návrh konstrukčních variant chladiče izolačního plynu.....	68
3.3.2	Hodnocení simulovaných variant chladiče izolačního plynu	70
3.4	Optimalizace přenosu tepla zářením	74
3.4.1	Návrh opatření.....	75
3.4.2	Hodnocení simulovaných opatření – radiace	76
3.5	Předběžný návrh chlazení s tepelnými trubicemi	78
3.5.1	Návrh aplikace tepelných trubic	79
3.5.2	Výpočet snížení oteplení aplikací tepelných trubic	81
4	Technicko-ekonomické zhodnocení navržených variant.....	85
ZÁVĚR		88
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ		90
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK		96

ÚVOD

Od zavedení rozváděčů izolovaných plynem SF₆ na velmi vysokém napětí koncem 60. let a na vysokém napětí na počátku 80. let se tato technologie rozváděčů stala standardem pro aplikace vyžadující vysokou spolehlivost, bezpečnost a kompaktnost řešení. Nicméně nevýhodou SF₆ je jeho vysoký potenciál globálního oteplování (GWP), což z něj činí silný skleníkový plyn. To je jednou z hlavních motivací pro vývoj a hledání alternativ pro moderní, plynem izolovaná rozvodná zařízení.

SF₆ však vůči alternativním plynům není lepší pouze z hlediska dielektrických vlastností, ale také umožňuje efektivní odvod generovaného tepla. Efektivnější chlazení rozvodného zařízení přispívá k celkovému zlepšení provozních parametrů zařízení, což je klíčové pro jejich spolehlivost a životnost. V řadě případů, kdy je využito tzv. SF₆-free řešení, je nutné vytvořit nová konstrukční řešení, která zajišťují potřebný odvod tepla i za použití alternativních izolačních médií.

Jevy spojené se vznikem a odvodem tepla z rozvaděče lze jen těžko popisovat analyticky nebo experimentálně měřit. Zejména pro složité geometrie, jaké v rozvaděčích doajista jsou. Právě z těchto důvodů je vhodné využít metod numerického modelování, jakými jsou například CFD a MKP. Tyto metody mohou s dostatečnou přesností predikovat nejen elektromagnetické děje, vznikající při průchodu elektrického proudu vodiči, ale i proudění izolačního média a přenos tepla v rozvaděči. Na základě numerických modelů lze poté lépe porozumět všem mechanismům uvnitř rozvaděče a provádět konstrukční úpravy, které zefektivňují pasivní schopnost chlazení.

Elektrická zařízení, jako jsou rozvaděče VN musí procházet normalizovanou testovací procedurou. Norma IEC 62271-200 stanovuje podmínky testování rozváděčů a také určuje požadavky, kterých musí testovací objekt dosáhnout. Při tzv. zkouškách oteplením podléhají testovací objekty zatížení trvalým proudem, při kterém se sleduje teplota proudovodné trasy v ustáleném stavu [1]. Právě tyto zkoušky jsou vhodným objektem k částečnému nahrazení numerickými simulacemi.

Dostupné simulační softwary (např. ANSYS) poskytují balíček řešičů, které umožňují zkoušky oteplením simulovat. Ze simulací lze získat potřebnou zpětnou vazbu a také relativní porovnání mezi navrženými konfiguracemi testovacího objektu. Těchto informací lze využít ke snížení počtu iteračních vývojových smyček a tím vývojový proces urychlit a také výrazně snížit náklady. Právě tento přístup je v této práci blíže popsán a následně aplikován.

1 Rozvodná zařízení vysokého napětí

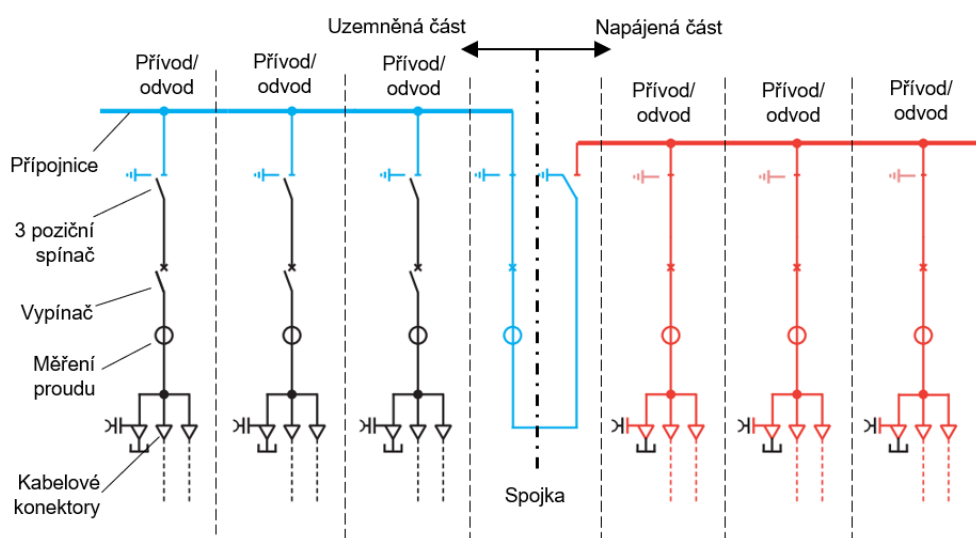
Rozvodná zařízení plní klíčovou funkci v elektrických stanicích. Touto funkcí je distribuce elektrické energie při konstantním napětí. Obsahují všechny potřebné přístroje pro rozvod elektrického proudu, které jsou uspořádány a zapojeny podle předem daného elektrického schématu [2]. Aplikace těchto zařízení lze najít v rozvodnách energetických celků (např. elektrárnách), v průmyslových podnicích, ale i v dopravě (např. přístavech, lodích) nebo běžných zařízeních infrastruktury (např. v nemocnicích, datových centrech).

Typická rozvodná zařízení obsahují následující prvky [2]:

- Přípojnice** – jsou vodiče, jejichž rozměry jsou určeny proudovým zatížením, pevnostními požadavky a zkratovými podmínkami. Proud je přiveden přívodními odbočkami a odveden vývodními odbočkami. Soubor několika fází přípojníc se označuje jako *přípojnicový systém*.
- Odbočky** – skládají se ze zařízení sloužících ke spínání, měření a ochraně elektrických vývodů a přívodů, včetně spínačů přípojníc a vývodů k měricím transformátorům napětí a bleskojistkám.

Rozvodná zařízení jsou také rozlišována dle konstrukčního uspořádání [2]:

- Rozvodna** – zařízení kompletované a testované v místě instalace. Vyžaduje specifické stavební úpravy prostoru. Schéma rozvodny zobrazuje Obrázek 1.
- Rozvaděč** – zařízení, ve kterém přístroje a nosná konstrukce vytvářejí jednotný celek. Dodává se kompletně smontované a otestované, a nevyžaduje stavební úpravy kromě kabelových prostupů.
- Rozvodnice** – zařízení nízkého napětí, jako např. rozvodná deska s pojistkami nebo elektroměřová deska.



Obrázek 1 Schéma rozvodny (přeruš. čára značí stěnu rozvaděče) [3]

1.1 Technologie rozvaděčů VN

V aplikacích pro vysoké napětí, obvykle v rozsahu od 6 kV do 40,5 kV, je dostupná celá řada technických řešení [4]. Některá z nich jsou masově vyráběna, zatímco některá další řešení jsou speciálními technologiemi s omezeným využitím.

Dle [4] na trhu existuje několik různých technologií rozvaděčů:

- a. **Vzduchem izolované rozvaděče (AIS)** – AIS rozvaděče představují klíčovou technologii pro vysokonapěťové aplikace, pokrývají až 85 % trhu. Jako izolační médium využívají okolní vzduch. Tato technologie je blíže popsána v kapitole 1.1.2.
- b. **Plynem izolované rozvaděče (GIS)** – termín „plynem izolované“ značí, že v tomto případě není používán atmosférický vzduch jako izolační plyn uvnitř panelů, ale je využíváno jiné izolační plynné médium. Pro zamezení úniku izolačního plynu musí být zařízení zatěsněno vůči okolnímu prostředí [5]. Tato technologie je více specifikována v následující kapitole 1.1.1.
- c. **Rozvaděče s pevnou izolací (SIS)** – využívají pevnou izolaci k izolaci proudovodné dráhy. Umožňují kompaktní konstrukci, nicméně mají omezený odvod tepla. Používají se převážně izolační materiály jako epoxidová pryskyřice a silikon.
- d. **Rozvaděče izolované hybridně** – nové koncepty rozvaděčů kombinují výhody AIS a SIS. Proudovodná dráha je chráněna tenkou izolační vrstvou bez uzemnění povrchu. Tato technologie nabízí vyšší kompaktnost než AIS, ale nedosahuje kompaktnosti SIS.



Obrázek 2 ABB AIS UniGear ZS1 [6]

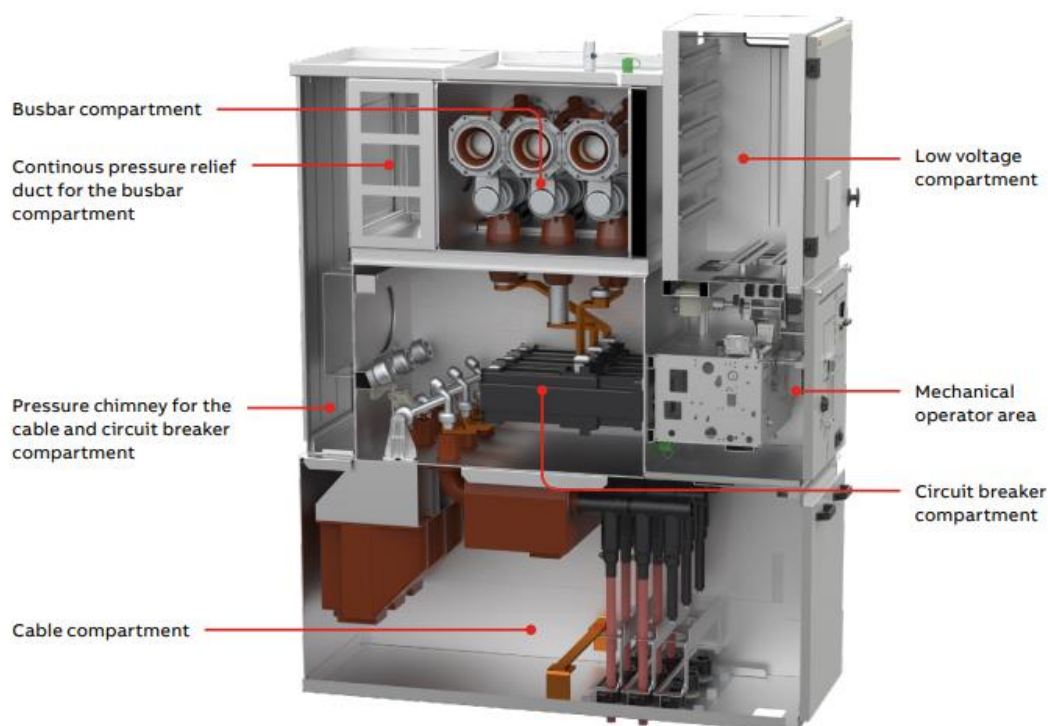


Obrázek 3 ABB GIS PrimeGear ZX2 [7]

1.1.1 Popis vybraného plynem izolovaného rozvaděče (GIS)

Pro názorný popis technologie byl vybrán rozvaděč od společnosti ABB typu PrimeGear ZX2 (viz Obrázek 4). Rozvaděč PG ZX2 má modulární konstrukci. Každý z modulů obsahuje různé přístroje a plní svou specifickou funkci. Charakteristickým konstrukčním prvkem GIS je tzv. core modul, což je prostor, který je naplněný plynem o provozním tlaku.

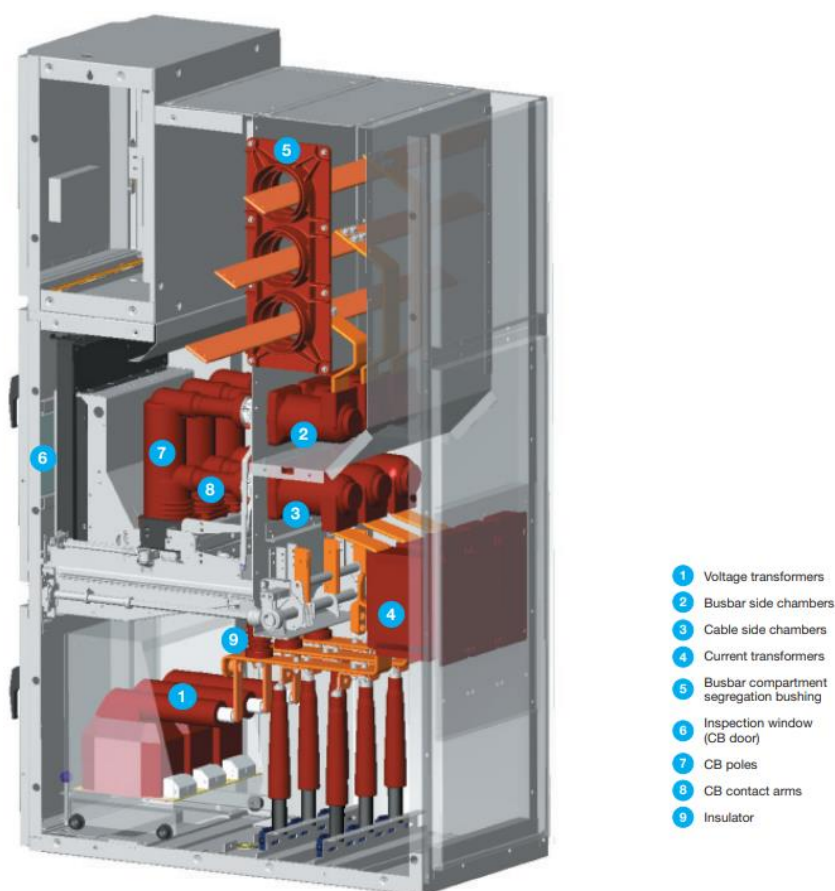
Na Obrázku 4 tento core modul zahrnují prostory B a C. Pozice B představuje tzv. přípojnicový prostor, který zahrnuje soustavu přípojníc a průchodky, které slouží k připojení přípojnicového prostoru vedlejšího rozvaděče. Modul C se nazývá vypínačový prostor a obsahuje vypínací zařízení, které je ochranným prvkem rozvaděče. Ostatní moduly nejsou izolovány plynem, jelikož neobsahují nekryté části vodiče.



Obrázek 4 Popis rozvaděče PrimeGear ZX2 [8]

1.1.2 Popis vybraného vzduchem izolovaného rozvaděče (AIS)

Podobně jako v kapitole 1.1.1 byl pro názorný popis technologie vybrán reprezentant AIS, a to rozvaděč od společnosti ABB typu UniGear ZS1 (viz Obrázek 5). Vybrané zařízení je skříňový rozvaděč tříkomorové konstrukce. Hlavním konstrukčním prvkem je vyjímatelný vypínač (Obrázek 5, poz. 7, 8). Vypínač zajišťuje elektrické spojení mezi komorami v kabelovém (Obrázek 5, poz. 3) a přípojnicovém prostoru (Obrázek 5, poz. 2) a zároveň slouží jako prvek ochrany. Přípojnicový prostor zajišťuje spojení s vedlejším rozvaděčem pomocí přípojníc, které zasahují i do vedlejšího rozvaděče.



Obrázek 5 Popis rozvaděče UniGear ZS1 [9]

1.2 Ztráty v elektrických rozvaděcích

Elektrické rozvaděče zahrnují množství elektricky vodivých součástí, které jsou spojeny jak pevnými, tak pohyblivými spoji. Při průchodu střídavého proudu o vysoké hodnotě jmenovitého proudu a kmitočtu 50-60 Hz navíc vznikají vířivé proudy, které v systému indukují další tepelné ztráty.

1.2.1 Ztrátový výkon

Ztrátový výkon vzniká disipací elektrické energie ve vodiči. Průtokem elektrického proudu vodičem je část energie vlivem interakce elektrických nábojů s atomy vodiče přeměňována na tepelnou energii [10].

Zákon zachování energie stanovuje, že pokles elektrické potenciální energie podél trajektorie mezi dvěma body musí být doprovázen přeměnou této energie na jinou formu. Tuto přeměnu popisuje rovnice 1.1 [10], která uvádí, že aktuální elektrický výkon P [W] je součinem elektrického napětí U [V] a elektrického proudu I [A].

$$P = U \cdot I \text{ [W]} \quad (1.1)$$

Pomocí Ohmova zákona lze rovnici 1.1 [10] přepsat do součinu elektrického odporu R [Ω] a kvadrátu elektrického proudu I [A] dle rovnice 1.2. Tento vztah lze využít pro případy se stacionárním proudovým polem.

$$P = R \cdot I^2 \quad [W] \quad (1.2)$$

V rozvaděcích VN můžeme nalézt situace, kdy třífázový střídavý proud protéká vodiči, které jsou ve vzájemné blízkosti. V takové situaci dochází k jevům, které ovlivňují rozložení pro ve vodičích, která následně není ve vodičích rovnoměrně rozložena. Tím je výrazně komplikován výpočet ztrátového výkonu ve vodičích. Tyto jevy popisují kapitoly 1.2.3 a 1.2.4.

Výše zmíněná proudová hustota J [A/m^2] je vektorovou veličinou popisující velikost proudu, procházející elementárním průřezem vodiče dS [m^2]. Celkový proud celým průřezem vodiče určuje rovnice 1.3 [10]. Zde lze pozorovat analogii s rovnicí kontinuity pro nestlačitelnou ideální kapalinu.

$$I = \int J \, dS \quad [A] \quad (1.3)$$

Pro výpočet hustoty tepelného toku q_v [W/m^3], lze využít integrál v rovnici 1.4 [11]. Rovnice popisuje hustotu tepelného toku jako objemový integrál z podílu kvadrátu proudové hustoty J [A/m^2] a konduktivity materiálu vodiče σ [S/m].

$$q_v = \iiint_{vol} \frac{J^2}{\sigma} \, dV \quad [W/m^3] \quad (1.4)$$

1.2.2 Odpor a rezistivita vodiče

Důležitým jevem, zejména pokud řešíme generované teplo spojené s elektromagnetismem, je změna elektrické rezistivity v závislosti na teplotě materiálu. Závislost rezistivity na teplotě mědi (ta je převažujícím materiálem proudovodné dráhy) lze považovat za téměř lineární v širokém teplotním rozsahu [10]. Tento předpoklad je pro inženýrské výpočty dostačující. Vztah, vyjadřující tuto závislost je rovnice 1.5. V rovnici se vyskytuje veličina α_T [$1/K$], označovaná jako teplotní součinitel rezistivity. Veličiny T_0 [K] a ϑ_0 [$\Omega \cdot m^{-1}$] jsou referenční hodnoty teploty a rezistivity.

Odpor elektrického vodiče lze vyjádřit pomocí rovnice 1.7 [10]. Tento odpor se zvyšuje s rezistivitou materiálu vodiče ϑ_0 [$\Omega \cdot m^{-1}$] a délkou vodiče l [m] a snižuje s průřezem vodiče S [m^2].

$$\vartheta = \frac{1}{\sigma} \quad [\Omega \cdot m^{-1}] \quad (1.5)$$

$$\vartheta = \vartheta_0 \alpha_T (T - T_0) + \vartheta_0 \quad [\Omega \cdot m^{-1}] \quad (1.6)$$

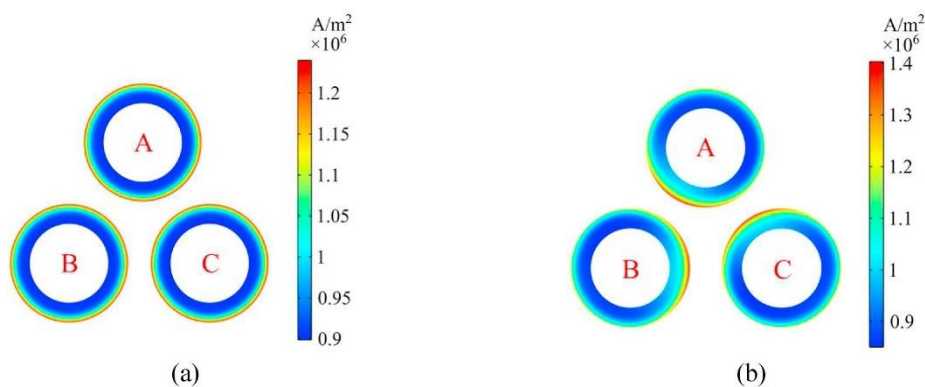
$$R = \vartheta \cdot \frac{l}{S} \quad [\Omega] \quad (1.7)$$

1.2.3 Skin efekt

Skin efekt je jev, při němž dochází k nerovnoměrnému rozložení střídavého proudu v průřezu vodiče. Hustota proudu je nejvyšší na povrchu vodiče a směrem k jeho středu klesá, což vede k tomu, že proud protéká především vnějšími vrstvami vodiče. Tento efekt se zvyšuje s rostoucí tloušťkou vodiče a rostoucí frekvencí proudu. Skin efekt závisí také na měrné vodivosti σ [S/m] a relativní permeabilitě μ vodiče [-] [12]. Tento jev má za následek zhuštění proudové hustoty v malém průřezu, přičemž se ve vodiči indukuje dodatečný ztrátový výkon.

1.2.4 Proximity efekt

Proximity efekt se projevuje při těsném uspořádání více vodičů, kdy časově proměnný proud a doprovodné jevy v jednom vodiči ovlivňují rozložení proudu ve druhém. Pokud proudy tečou opačnými směry, dochází ke zvýšení hustoty proudu v částech vodičů, které jsou si nejbližší [12]. Tento efekt, stejně jako skin efekt, vede ke zvýšení ztrát vlivem Jouleova tepla ve vodiči

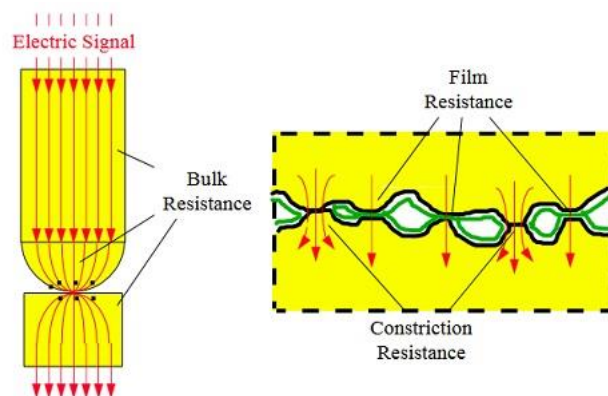


Obrázek 6 Rozložení proudové hustoty ve vodiči při
a) pouze skin efektu, b) skin a proximity efektu [13]

1.2.5 Přechodové odpory

V elektrických zařízeních lze najít velké množství různých spojů (např. šroubových nebo pohyblivých). V rozvaděcích je proudovodná dráha často složená z několika vodičů a zařízení. Z těchto důvodů je celkový odpor proudovodné dráhy tvořený odporem materiálu dle rovnice 1.7, ale i z přechodových (resp. kontaktních odporů). Přechodové odpory mohou tvořit významnou část celkového tepelného výkonu hlavního obvodu.

Hyodo a kol. [14] ve své práci uvádí experimentální výsledky měření závislosti elektrického a tepelného odporu experimentálního spoje na kontaktním tlaku a drsnosti povrchu. Výsledky naznačují, že přechodové odpory se snižují se zvyšujícím kontaktním tlakem. Tento jev je způsoben tím, že závisí na množství vzduchových mezer v oblasti kontaktní plochy a skutečné kontaktní ploše kovových částí [14]. Z toho lze vyvodit závěr, že je velmi důležité při montáži jednotlivých spojů udržovat vysokou hodnotu kontaktního tlaku a předcházet tak vzniku přídatného elektrického odporu hlavního obvodu.



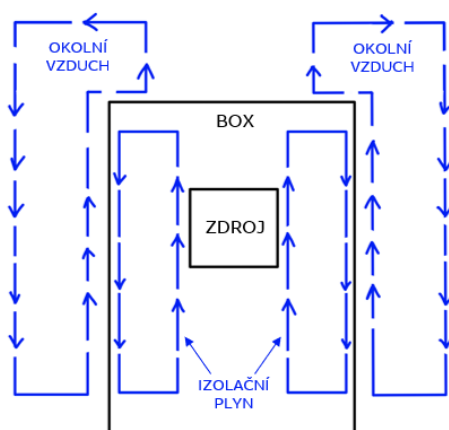
Obrázek 7 Princip vzniku přechodového odporu [15]

1.3 Chlazení elektrických rozvaděčů

Zajištění dostatečného odvodu generovaného tepla je klíčovým požadavkem při vývoji elektrických zařízení. Uvnitř rozvaděče nesmí být překročena teplota, při níž by již nebyla zaručena řádná funkčnost přístrojů nebo při níž by docházelo k rychlému narušování izolace vodičů nebo jejich spojů [17].

1.3.1 Pasivní chlazení

Některé elektrické rozvaděče, vzhledem ke vnitřní tepelné zátěži, není třeba chladit žádnými aktivními prvky a k odvodu tepla dochází pouze sdílením tepla stěnami rozvaděče a okolním prostředím. Pro zvýšení odvodu tepla lze použít úpravy rozvaděčové skříně s cílem dosáhnout přirozeného proudění vzduchu pomocí tzv. komínového efektu [18]. To zahrnuje vytvoření ventilačních otvorů ve spodní a v horní části rozvaděčové skříně.



Obrázek 8 Chlazení uzavřeného boxu (upraveno dle [17])

V AIS lze nasávaný atmosférický vzduch cíleně navádět pomocí deflektorů nebo tunelů na teplá místa (např. přehřáté přípojnice) a dosáhnout tím vyšší intenzity přestupu tepla konvekcí. Několik technických provedení, která využívají tento princip v AIS, je uvedeno v kapitole 1.5.1.

V GIS je chlazení proudovodné dráhy nasávaným vzduchem velmi limitované, kvůli jeho oddělení proudovodné trasy od okolního prostředí stěnou. Efektivita chlazení vodičů uvnitř izolovaných prostorů závisí na fyzikálních vlastnostech izolačního média. Izolační médium totiž zprostředkovává přenos tepla z vodičů generujících teplo ke stěnám těchto prostorů. Stěnami je následně teplo odváděno do okolního prostředí. Konvektivní pohyb izolačního média je způsoben pouze rozdílem teploty média. Mechanismus pohybu izolačního média v uzavřeném boxu znázorňuje Obrázek 8. V technické praxi se také využívá optimalizace radiačního přenosu tepla. Tepelný výkon přenesený v GIS radiací mezi proudovodnou trasou a stěnami boxu nelze při porovnání s konvektivním přenosem tepla zanedbat.

Zintenzivnit odvod tepla z uzavřené soustavy znázorněné na Obrázku 8 lze tedy několika způsoby, které ovlivňují celkový tepelný odpor soustavy, a to:

- maximalizací přenosu tepla z vodiče na stěnu,
- maximalizací schopnosti prostupu tepla stěnou boxu,
- rozšířením teplosměnné plochy stěny boxu,
- zvýšením emisivity povrchů.

1.3.2 Nucené chlazení

U rozvaděčů s vysokým proudovým ratingem se s hodnotou proudu kvadraticky zvyšuje generovaný tepelný výkon (viz rovnice 1.2). V takových případech mohou koncepty pasivního odvodu tepla přestat být efektivní a nemusí stačit k uchlazení zařízení. Rozměry teplosměnných ploch by musely být navrženy mnohem větší, což by násobně zvyšovalo nejen výrobní náklady celého produktu, ale také jeho kompaktnost, resp. půdorysnou plochu, což je nežádoucí.

Pro zachování kompaktnosti chlazení při stejné hodnotě odvodu tepla lze využít ventilátory. Ventilátory mohou výrazně zvýšit průtok chladicího média rozvaděčem, a případně tak zvyšovat tepelný výkon odvedený konvekcí. Nevýhodami ventilátorového chlazení je zvýšení vlastní spotřeby rozvaděče, a také omezená životnost zařízení a zvýšená potřeba údržby zařízení s tím spojená.

1.4 Zkouška oteplením

V elektrotechnice je kromě teploty často sledovaným kritériem tzv. oteplení dT [K]. Oteplení je rozdíl mezi počáteční teplotou T_0 [K] ve vybraném bodě konstrukce (tj. teplota okolí) a teplotou tohoto bodu za provozu v ustáleném stavu T [K] za daných podmínek (viz rovnice 1.8).

$$dT = T - T_0 \text{ [K]} \quad (1.8)$$

Zkouška oteplením je jednou z tzv. typových zkoušek rozvaděčů VN. Zkoušky oteplením popisuje norma IEC 62271-200 [1]. Informace v této kapitole vycházejí právě z této normy.

Předmětem zkoušky je testovací prototyp po správné montáži a po uvedení do provozních podmínek (správný tlak izolačního média apod.). Prototyp musí být chráněn proti vnějšímu nadměrnému ochlazení či oteplení, rychlost vzduchu v laboratoři by neměla přesahovat 0,5 m/s.

Zkouška se provádí při zatížení jmenovitým trvalým proudem o sinusovém průběhu a přesně daných maximálních odchylkách proudu a kmitočtu. Zkoušky se mohou provádět při kmitočtu 50 Hz či 60 Hz. Měření se provádí po celou délku zkoušky až do chvíle, kdy je ustálena teplota, přičemž za ustálený stav se považuje okamžik, při kterém teplotní rozdíl nepřesáhne 1 K za 1 hodinu.

Při zkouškách trvalým proudem je nutné zajistit kvalitní měření teplot. Kromě teploty v rozvaděči se měří i teplota okolního vzduchu. Měření se provádí ve 3 bodech v okolí testovacího objektu pomocí termočlánků v olejových baňkách. Teplota okolního vzduchu se musí pohybovat mezi 10 °C a 40 °C. Měření teplot testovacího objektu se realizuje pomocí termočlánků umístěných na proudovodné trase testovacího objektu. Termočlánky musí být dostatečně chráněné vůči vnějšímu ochlazování a musí mít dostatečný kontakt s měřeným objektem. Požadavkem dle normy je také měření teploty na svorkách hlavního obvodu a dočasných spojích, které jsou ve vzdálenosti 1 m od svorek. Norma stanovuje nutnost udržení oteplení mezi svorkami a dočasnými spoji maximálně 5 K.

Hodnotící kritéria stanovuje norma IEC 62271-200 [1] pomocí přehledné tabulky. Tabulka stanovuje maximální teplota a oteplení jednotlivých typů kontaktů, izolantů. Nejvyšší povolené hodnoty jsou různé pro různé materiály a také různá izolační média. Při znalosti technologie testovacího objektu a materiálu spojů, lze pro jednotlivé typy kontaktů z tabulky odečíst maximální přípustné teploty a oteplení.

1.5 Konvenční koncepce chlazení rozvaděčů VN

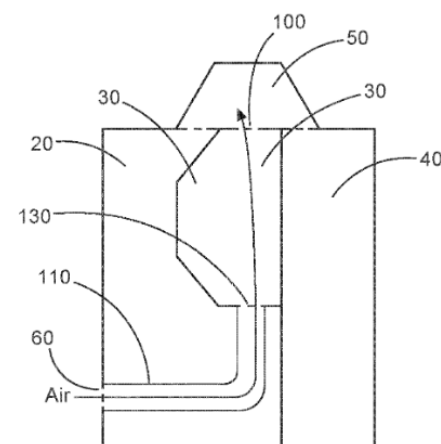
Obecné principy chlazení rozvaděčů VN uvedené v kapitole 1.3 prošly značným vývojem. Existuje řada patentových vzorů, představující různé koncepce chlazení rozvaděčů. Dostupná řešení byla rozdělena do podkapitol podle principu své funkce. Poznatky shrnuté v této kapitole jsou později v této práci využity pro vlastní návrh a optimalizaci chlazení.

1.5.1 Navádění chladicího média

Patent: Low or medium voltage switchgear [19]

Žadatel: ABB Schweiz AG

Autor: Ondřej Novák (CZ)



Obrázek 9 Navádění chladicího vzduchu – patent [19]

Stávající konstrukce využívají klapky a otvory, které však neumožňují přímý vstup studeného vzduchu do všech částí, což snižuje chladicí efektivitu. Řešením je systém vzduchových kanálů (Obrázek 9, poz. 110) zajišťujících přímý přívod studeného vzduchu do konkrétních oddílů bez předchozího ohřátí. Tento systém zvyšuje účinnost chlazení, minimalizuje přehřívání a snižuje náklady díky menší potřebě materiálů a zvýšené životnosti komponent [19].

Switchgear enclosure with improved venting [20]

Žadatel: ABB Technology AG

Autor: Rahul Pawar (US)

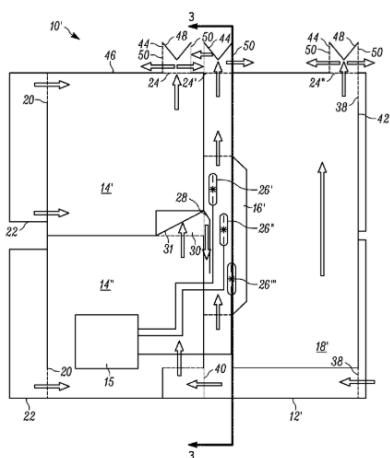
Patentový dokument popisuje rozvaděčovou skříň s vylepšenou ventilací, která zahrnuje vypínačový, přípojnicový a kabelový prostor. Každý prostor má otvory pro vstup a výstup vzduchu. Ventilační systém umožňuje proudění vzduchu skrz skříň a využívá deflektory (Obrázek 10, poz. 30, 31, 28), které směřují proudění vzduchu a zároveň zabraňují vniknutí prachu. Přípojnice (Obrázek 10, poz. 26) jsou uspořádány ve vertikálním směru (resp. ve směru proudu vzduchu), což zlepšuje jejich chlazení. Skříň je navržena tak, aby byla odolná vůči prachu a zajišťovala efektivní ventilaci všech oddílů [20].

Electrical switchgear system [21]

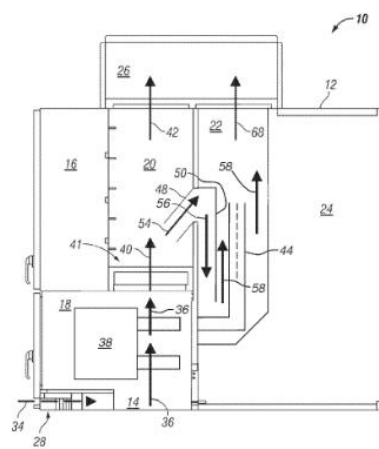
Žadatel: ABB Technology AG

Autor: Rahul Pawar (US)

Patent popisuje systém chlazení vysokonapětového rozvaděče s více komorami a optimalizovaným prouděním chladicího vzduchu. První komora (Obrázek 11, poz. 18) přivádí chladicí vzduch a je spojena s odfukovým kanálem (Obrázek 11, poz. 20). Deflektor (Obrázek 11, poz. 48, 50) směřuje část vzduchu do druhé komory (Obrázek 11, poz. 22), která obsahuje elektrické přípojnice, a zajišťuje jejich chlazení. Další komora může obsahovat jističe, které jsou ochlazovány odvodem vzduchu. Konstrukce deflektoru a rozdíl tlaku mezi komorami zlepšují proudění vzduchu klíčovými částmi systému, což zvyšuje spolehlivost a provozní efektivitu [21].



Obrázek 10 Navádění chladicího vzduchu
– patent [20]



Obrázek 11 Navádění chladicího vzduchu
– patent [21]

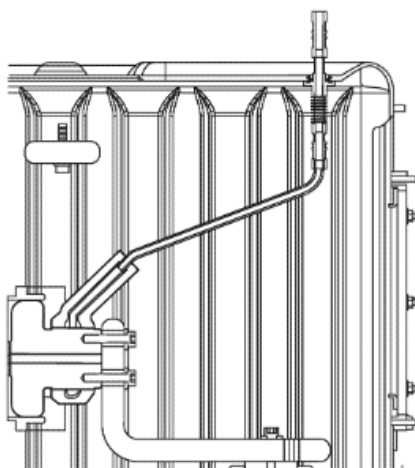
1.5.2 Tepelné trubice

Cooling apparatus for a medium voltage of high voltage switchgear [22]

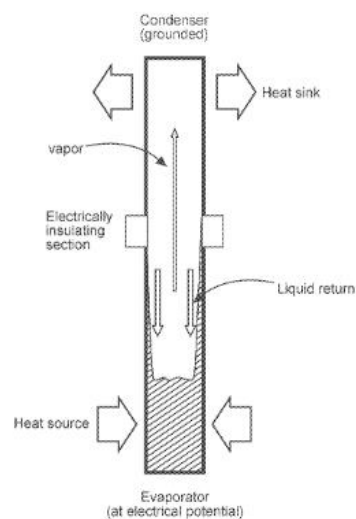
Žadatel: ABB Technology AG

Autor: Kessler M. (DE) a kol.

Tepelná trubice zahrnuje sekci výparníku, potrubí a sekci kondenzátoru, přičemž v systému je obsažena kapalně chladivo a nekondenzující plyn. Vypařovací sekce je navržena tak, aby byla ve styku s elektrickým kontaktem, potrubí spojuje odpařovací sekci s kondenzátorovou sekcí. Kapalně chladivo je v odpařovací sekci ohříváno, čímž se mění na páru, která je následně transportována potrubím do kondenzátorové sekce, kde opět kondenzuje na kapalinu (viz Obrázek 13). Kondenzátorová sekce je osazena teplosměnnými plochami a nádrží pro uložení nekondenzovatelného plynu. Kondenzovaná kapalina se po zkapalnění pasivním efektem vrací zpět do vypařovací sekce [22].



Obrázek 12 Napojení tepelné trubice na proudovodnou dráhu [22]

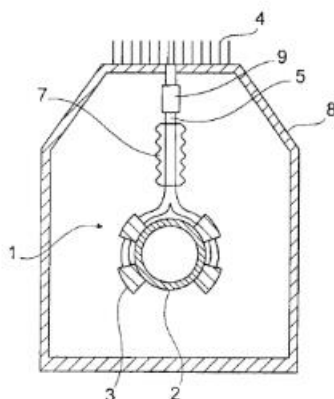


Obrázek 13 Termosifonový efekt tepelné trubice [22]

Cooling method for cooling medium-voltage electrical switchgear using integrated heat pipes, and a system using said method [23]

Žadatel: Alstom Technology LTD

Autor: Frigiére D. (FR) a kol.



Obrázek 14 Schéma chlazení pomocí tepelné trubice dle [23]

Tento patent se zabývá metodou a systémem chlazení součástí VN elektrických rozvaděčů pro vysoké proudové ratingy, jako jsou vypínače či odpojovače. Systém využívá tepelné trubice s fázovou změnou chladicího média (Obrázek 14, poz. 5, 7, 9). Popsaná metoda využívá dvě sériově zapojené tepelné trubice, z nichž první odvádí teplo z horké oblasti (Obrázek 14, poz. 3), druhá zajišťuje odvod tepla z méně horké oblasti k chladnější části zařízení (Obrázek 14, poz. 5). Systém tak efektivně zajišťuje chlazení vnitřních částí rozvaděče bez potřeby zvět-

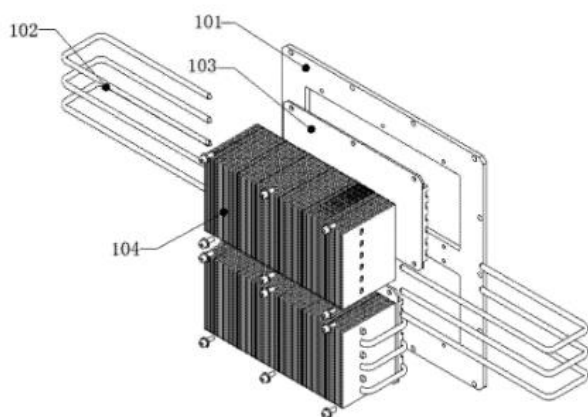
šování jeho konstrukce či použití složitějších externích chladicích systémů. Navržená technologie je rovněž aplikovatelná na další typy elektrických zařízení a může být přizpůsobena různým konstrukčním požadavkům [23].

Heat radiation device used for switchgear [24]

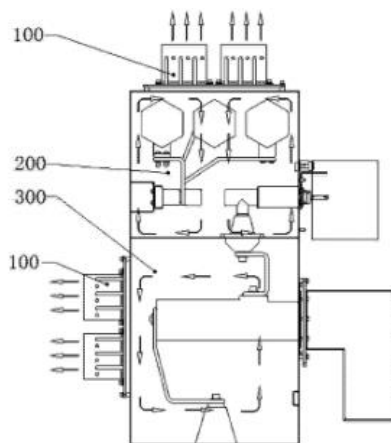
Žadatel: CGIS Shanghai Technologies co., LTD

Autor: Zhu Xiaodong (CN) a kol.

Zařízení zahrnuje hliníkovou přírubovou desku (Obrázek 15, poz. 101), která odvádí teplo z uzavřeného prostoru (poz. 200, 300) na soustavu tepelných trubic (Obrázek 15, poz. 102), a na žebra chladiče (Obrázek 15, poz. 104) pro uvolnění tepla do okolí. Tepelná trubice je tvořena odpařovací a kondenzační částí, přičemž odpařovací část absorbuje teplo z vnitřní stěny skříně a kondenzující část ho pomocí žebér chladiče disipuje do okolí. Zařízení zajišťuje dlouhou životnost, nízké náklady a zajišťuje přirozené chlazení bez potřeby aktivních prostředků [24].



Obrázek 15 Konstrukce hlavního chladicího prvku dle [24]



Obrázek 16 Schéma principu pasivního chladicího efektu dle [24]

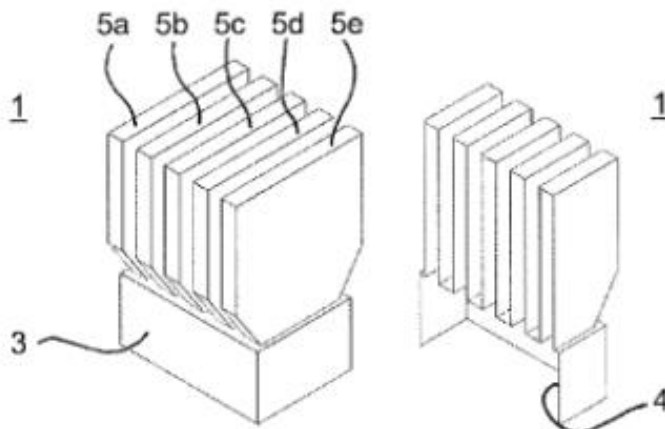
1.5.3 Rozšířené teplosměnné plochy a výměníky tepla

Gas cooler for a medium voltage switchgear assembly [25]

Žadatel: ABB Technology AG, ABB Schweiz AG

Autor: Hyrenbach M. (DE)

Chladicí zařízení zahrnuje přírubu a dutinu (Obrázek 17, poz. 3, 4), která pojme ohřátý plyn z prostoru rozvaděče. Klíčovým rysem tohoto chladicího zařízení je, že duté těleso je rozděleno na několik paralelních dutin (Obrázek 17, poz. 5 a-e). Tyto dutiny výrazně zvyšují plochu pro přenos tepla, čímž zlepšují účinnost chlazení prostřednictvím konvekce a radiace. Dutiny jsou obvykle vyrobeny z běžného plechu a mohou být potažena povrchem, zvyšujícím emisivitu povrchu [25].



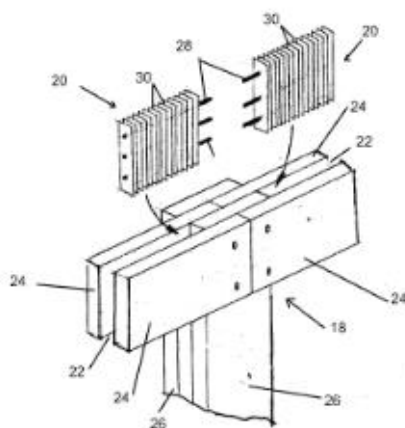
Obrázek 17 Chladič izolačního plynu dle [25]

Cooling apparatus for switchgear with enhanced busbar joint cooling [26]

Žadatel: ABB Technology AG, ABB Schweiz AG

Autor: Molitor F. (DE) a kol.

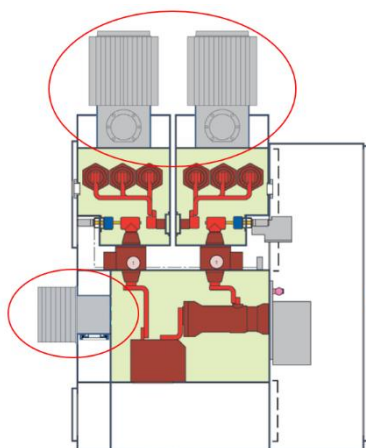
Uvedený princip chlazení zahrnuje těleso pro odvod tepla umístěné mezi 2 paralelně uspořádané přípojnice. Těleso je složeno z kolíků, které spojují kovová žebra, zvyšující přenos tepla do okolního vzduchu pomocí přirozené konvekce a tím snižují teplotu na spojích přípojnic. Teplo je rovnoměrně rozváděno podél sběrnic, což umožňuje pasivní ochlazování. Důležitou vlastností je, že těleso je uzavřeno mezi přípojnicemi, které slouží jako stínění a zabráňují vzniku vysokých elektrických polí na hranách žebra. Tento systém může být kombinován se systémem tepelných trubíc, který zvyšuje účinnost odvodu tepla z elektrických a přípojnicových spojů [26].



Obrázek 18 Chladicí tělesa dle [26]

Systém chladičů izolačního plynu

Chladiče na Obrázku 19 se standartně osazují na plynem izolované rozvaděče při vysokých hodnotách jmenovitého proudu [27]. Jejich funkce je obdobná jako u patentového řešení od Hyrenbacha [25]. Funkce tohoto zařízení spočívá ve výměně tepla mezi teplým izolačním plynem a okolním vzduchem pomocí přirozené konvekce a radiace. Teplý plyn vtéká vlivem vztlaku do prostoru chladiče, kde dojde k přenosu tepla mezi médiem a stěnou chladiče. Ochlazený plyn následně klesá zpět do prostoru rozvaděče a chladí dílce proudovodné dráhy generující teplo.



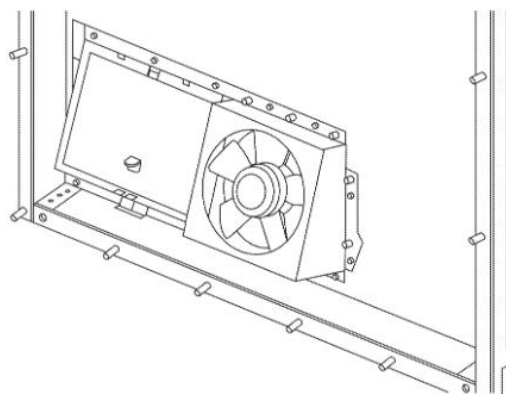
Obrázek 19 Řez rozvaděčem typu ZX2.2
s chladiči izolačního plynu (označeno červeně) [27]

1.5.4 Ventilátory

Cooling system for air insulated switchgear [29]

Žadatel: ABB Schweiz AG

Autor: Horak J., Kalina E. [CZ]



Obrázek 20 Protioblouková klapka s ventilátorem [29]

Řešení kombinuje prvek chlazení (ventilátor) a bezpečnostní prvek (klapka). Ventilátor je namontován na skříň rozvaděče a vedle něj je umístěna protioblouková klapka tak, že osa rotace ventilátoru neprochází plochou klapky. Klapka je navržena tak, aby se mohla otevírat a zavírat v závislosti na rozdílu tlaku na přední a zadní straně klapky. Systém zajišťuje efektivní chlazení a zároveň splňuje požadavky na ochranu proti vnitřnímu oblouku, přičemž klapka reaguje na tlak horkých plynů během poruchového stavu a zabráňuje horkým plynům, aby se dostaly mimo prostor rozvaděče [29].

Z výše uvedeného přehledu koncepcí patentovaných konvenčních prostředků chlazení elektrických rozvaděčů je patrné, že se u všech zmíněných řešení opakuje několik základních konstrukčních rysů, kterými jsou:

- jednoduchost a robustnost konstrukce,
- snaha o zvyšování průtoku a cílení proudu chladicího média,
- rozšiřování teplosměnných ploch.

Na základě poznatků z této úvodní kapitoly bude v praktické části této práce navrženo vlastní řešení a následně bude provedena jeho optimalizace pomocí numerického modelování. Výpočetní metodikou se zabývá celá následující kapitola, která zahrnuje jak teoretické základy nutné k pochopení principu technických řešení, ale i detailní popis vlastního modelu.

2 Výpočetní metodika

Oteplovací zkoušky rozvaděčů jsou nákladné, časově náročné a poskytují omezené informace o teplotních a rychlostních polích uvnitř rozvaděče. Kromě toho návrh produktů pomocí oteplovacích zkoušek vyžaduje několik iterací, než může být konečný výrobek dodán na trh. Pro zvýšení robustnosti nových konstrukcí a zvýšení efektivity návrhového procesu lze využít numerického modelování. Numerické simulace poskytují možnosti zrychlené optimalizace konstrukce. Zejména výpočtová dynamika tekutin (CFD) je užitečná pro pochopení mechanismů proudění uvnitř skříní rozvaděčů a také poskytuje informace pro návrh efektivního systému odvodu tepla.

Numerickými simulacemi teplotního a rychlostního pole v rozvaděčích se v několika člancích zabývají Bedkowski a kol. [30], [31], [32], Szulborski a kol. [33], Wang a kol. [34], [35] a Zhao a kol. [36]. Články se zabývají výpočtovou metodikou, validačním měřením a optimalizací designu skříňových rozvaděčů a jeho částí. Autoři využívají ve svých publikacích multifyzikální přístup, a proto je metodika v této práci těmito publikacemi do značné míry inspirována.

2.1 Mechanismy přenosu tepla

Zvolená optimalizační úloha zahrnuje fyziku přenosu tepla a proudění. Proto je vhodné zavést přehled základních fyzikálních principů, nutných pro pochopení výpočetního modelu.

2.1.1 Vedení tepla

Základním zákonem vedení tepla je Fourierův zákon vedení (rovnice 2.1). Tento zákon popisuje, že rychlost vedení tepla skrz médium v určitém směru (např. směru osy x) je přímo úměrná teplotnímu rozdílu přes médium a ploše kolmé na směr přenosu tepla, avšak nepřímo úměrná vzdálenosti v tomto směru [37].

$$\dot{q} = -\lambda \frac{dT}{dx} [W/m^2] \quad (2.1)$$

V rovnici 2.1 vystupuje λ jako součinitel tepelné vodivosti [$W/m \cdot K$] a $\frac{dT}{dx}$ jako teplotní gradient po tloušťce stěny [K/m]. Záporné znaménko vyjadřuje, že teplo je skrz stěnu vedeno opačným směrem, než je smysl teplotního gradientu.

Při aplikaci v rozvaděčích je přenos tepla vedením silně závislý na materiálu vodiče. Pro svou dobrou tepelnou a elektrickou vodivost jsou nejčastějšími materiály měď a hliník.

2.1.2 Konvektivní přenos tepla

Konvekce je přenos tepla zahrnující dva různé mechanismy. Těmi jsou vedení tepla difúzí způsobenou náhodným pohybem molekul a přenos tepla makroskopickým pohybem tekutiny. Tento proces je významný v případech, kdy dochází k interakci mezi proudící tekutinou a povrchem tělesa s rozdílnou teplotou. Na povrchu obtékaného tělesa vzniká hydrodynamická a tepelná mezní vrstva [38].

$$\dot{q} = \alpha(T_s - T_\infty) [W/m^2] \quad (2.2)$$

Základním zákonem, popisujícím konvektivní přenos tepla je Newtonův ochlazovací zákon (rovnice 2.2). Tento zákon popisuje hustotu tepelného toku v závislosti na rozdílu teplot stěny T_s [K] a teploty volného proudu T_∞ [K]. V rovnici se také objevuje parametr α , což je součinitel přestupu tepla [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$]. Tento součinitel závisí na podmínkách v mezní vrstvě, které jsou ovlivněny geometrií povrchu, charakterem pohybu tekutiny a souborem termodynamických a transportních vlastností tekutiny [38].

Nucená konvekce nastává v případě, že pohyb média je vyvolán cizím strojem (např. ventilátor nebo čerpadlo). Určení součinitele přestupu tepla lze v řadě jednoduchých geometrických případech dosáhnout pomocí teorie podobnosti a bezrozměrných kritérií jako je Reynoldsovo, Prandtlovo a Nusseltovo číslo [39].

Přirozená (resp. volná) konvekce je druhým případem konvektivního přenosu tepla. U volné konvekce je proudění vyvoláno vztakovými silami, které vznikají v důsledku rozdílů hustoty způsobených teplotními změnami v tekutině. Médium, které přichází do styku s teplým povrchem, se zahřívá, což vede ke snížení jeho hustoty. Jelikož je nyní lehčí než okolní médium, vztakové síly vyvolávají vertikální pohyb, při němž je stoupající teplý vzduch nahrazen přílivem chladnějšího okolního vzduchu [38]. V teorii podobnosti se pro stanovení součinitele přestupu tepla využívá Grashofova a Rayleighova čísla.

2.1.3 Přenos tepla radiací

Radiace je energie vyzařovaná hmotou ve formě elektromagnetických vln (nebo fotonů) v důsledku změn v elektronové konfiguraci atomů nebo molekul. Na rozdíl od vedení tepla a konvekce nevyžaduje přenos energie prostřednictvím radiace přítomnost prostředkujícího média. Každé těleso s teplotou povrchu vyšší než 0 K se podílí na přenosu tepla radiací [37].

Teorii přenosu tepla radiací popisují 2 důležité zákony. Prvním zákonem je Planckův zákon, který popisuje spektrální hustotu emisní síly černého tělesa, tedy intenzitu elektromagnetického záření vyzařovaného na určité vlnové délce λ_{rad} [m] při dané teplotě povrchu tělesa T_s [K]. Druhým zákonem je Stefan-Boltzmanův zákon, který je výsledkem integrace Planckova zákona přes celé spektrum vlnových délek [38]. Stefan-Boltzmanův zákon vyjadřuje rovnice 2.3:

$$E_b = \sigma T^4 \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (2.3)$$

kde σ je Stefan-Boltzmanova konstanta, která je rovna $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\cdot\text{K}^{-4}$

Pokud je povrch s emisivitou ε [-] a plochou A_s [m^2] při absolutní teplotě T_s [K] zcela obklopen mnohem větším (nebo černým) povrchem při absolutní teplotě T_{surr} [K] oddělen plynem (například vzduchem), který nepřekáží radiačnímu přenosu tepla, je čistá hodnota tepelného toku radiací mezi povrchem a okolím dána rovnicí 2.4 [37].

$$\dot{Q} = \varepsilon A_s \sigma (T_s^4 - T_{\text{surr}}^4) \text{ [W]} \quad (2.4)$$

Emisivita je vlastnost, jejíž hodnota se pohybuje v rozmezí 0 až 1, je mírou toho, jak blízko se povrch přibližuje povrchu černého tělesa, pro které platí emisivita 1 [37].

Při aplikaci na rozvaděče může záření u zařízení s provozními teplotami o 60 K vyššími, než okolní teplota odvádět až 64 % celkového tepla. Navíc záření může významně ovlivnit přirozenou konvekci. Teplota povrchu přípojnice může být narušena zářivým tepelným tokem a změny mohou vést k úpravě součinitele přenosu tepla a dalším změnám v teplotním poli [41].

2.2 Teorie elektromagnetismu

2.2.1 Maxwellovy rovnice

Pro získání vstupních dat pro výpočet teplotního a rychlostního pole v rozvaděči, je nutné určit výkonové ztráty v rozvaděči a jejich rozložení. Rovnice popisující časově harmonické elektromagnetické pole se nazývají Maxwellovy rovnice (2.5 až 2.8) [11].

$$\nabla \times \mathbf{H} = \mathbf{J} + \frac{\partial \mathbf{D}}{\partial t} \quad (2.5)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{B} = 0 \quad (2.6)$$

$$\nabla \times \mathbf{E} = -\frac{\partial \mathbf{B}}{\partial t} \quad (2.7)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{D} = \rho_{el} \quad (2.8)$$

Veličiny v těchto rovnicích jsou intenzita elektrického pole $\mathbf{E}$ [V/m], intenzita magnetického pole $\mathbf{H}$ [A/m], elektrická indukce $\mathbf{D}$ [C/m], magnetické indukce $\mathbf{B}$ [T], proudová hustota $\mathbf{J}$ [A/m²] a hustota volného náboje ρ_{el} [C/m].

Výsledkem řešení Maxwellových rovnic jsou elektromagnetická pole. Výskyt vířivých proudů je zahrnutý ve výpočtu intenzity magnetického pole. Důležitým výstupem je však výpočet rozložení výkonových ztrát (rovnice 2.9), které jsou následně převedeny do energetické rovnice 2.14 jako objemový zdroj tepla [30].

$$\dot{q}_v = \int_V \frac{\mathbf{J} \cdot \mathbf{J}^*}{2\sigma_{el}} dV [W/m^3] \quad (2.9)$$

V rovnici 2.9 vystupuje proudová hustota $\mathbf{J}$ [A/m], komplexně sdružená hodnota proudové hustoty $\mathbf{J}^*$ [A/m] a σ_{el} je elektrická vodivost materiálu vodiče [S/m] [31].

2.2.2 Simulace vířivých proudů

Numerický řešič vířivých proudů slouží k výpočtu elektromagnetických polí [11]. Zdroji elektromagnetického pole mohou být střídavé proudy ve vodičích nebo časově harmonická vnější magnetická pole, která jsou definována okrajovými podmínkami.

Hlavní veličinou, kterou simulátor počítá, je magnetické pole $\mathbf{H}$. Hustota magnetického toku $\mathbf{B}$ je odvozena automaticky z pole $\mathbf{H}$. Volitelně lze do výpočtu zahrnout i posuvné proudy v nevodivých oblastech, což umožňuje simulaci úplné soustavy Maxwellových rovnic a výpočet elektrického pole $\mathbf{E}$ ve všech oblastech, včetně těch nevodivých. Z vypočtených polí lze dále

odvozovat veličiny, jako jsou síly, momenty, energie, ztráty nebo impedance při definovaných frekvencích [11].

Vybraný software ANSYS Maxwell pracuje na principu metody konečných prvků, přičemž dokáže samostatně vygenerovat i výpočetní síť. Pomocí tohoto nástroje bude provedena analýza výkonových ztrát v zadaném výpočtovém modelu. Data z této analýzy budou následně použity jako okrajová podmínka pro analýzu teplotního a rychlostního pole (viz kapitola 2.4.3).

2.3 Teorie CFD

Další součástí praktické úlohy v této práci bude analýza rychlostního a teplotního pole zadaného modelu části elektrického rozvaděče. Vzhledem ke komplikované geometrii zadaného problému a netriviálním okrajovým podmínkám by byl analytický výpočet pomocí empirických rovnic složitý a nepřesný. Vhodným nástrojem je proto CFD neboli výpočtová mechanika tekutin. Tato kapitola slouží jako stručný popis této metody.

2.3.1 Řídící rovnice

Pro popis chování tekutin v prostoru je aplikováno několik rovnic, popisujících fyzikální děje. Všechny tyto rovnice jsou zákony zachování.

Rovnice kontinuity (resp. zákon zachování hmoty) předpokládá, že kapalina je kontinuum. Jinými slovy hmota se nemůže nikde vytvářet ani mizet. Matematickým vyjádření pro kartézské souřadnice je rovnice 2.10 [42].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (2.10)$$

V rovnici je ρ hustota kapaliny [kg/m^3], t čas [s] a u, v, w [m/s] jsou složky rychlosti. Pokud je kapalina považována za nestlačitelnou, je první člen rovnice roven nule.

Pohybové rovnice pro trojrozměrné proudění popisují zákon zachování hybnosti. Tento zákon vychází z Newtonova druhého zákona a předpokládá, že míra změna hybnosti elementární částice tekutiny je rovna součtu sil působících na tuto elementární částici [43]. Tento zákon popisují Navier-Stokesovy rovnice pro stlačitelnou Newtonskou kapalinu v kartézských souřadnicích (2.11 až 2.13) [42].

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + \frac{F_x}{\rho} \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \frac{F_y}{\rho} \quad (2.12)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + \frac{F_z}{\rho} \quad (2.13)$$

Ve výše uvedených rovnicích představuje $\frac{\partial u}{\partial t}$ lokální zrychlení, člen $u \frac{\partial u}{\partial x}$ zastupuje konvektivní zrychlení, člen $-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}$ je tlakový gradient, $v \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)$ je viskózní člen a F zastupuje objemové síly (elektromagnetické, gravitační apod.). Všechny členy rovnic mají rozměr zrychlení $[m/s^2]$.

Energetická rovnice popisuje zákon zachování energie. Vychází z energetické bilance elementární částice. Ta vyjadřuje, že množství tepla akumulovaného v elementu je rovno rozdílu tepla přivedeného vedením do elementu a tepla odvedeného z elementu s přičtením množství tepla generovaného uvnitř elementu. Formulaci pro pravoúhlé souřadnice popisuje rovnice 2.14 [37].

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.14)$$

V rovnici je λ tepelná vodivost $[W/m \cdot K]$, T $[K]$ je teplota, ρ značí hustotu materiálu $[kg/m^3]$, c_p měrnou tepelnou kapacitu $[J/kg \cdot K]$ a t je čas $[s]$. V rovnici také vystupuje $\dot{q}$ $[W/m^3]$, což znázorňuje teplo generované v objemu. Pro aplikaci v této práci je toto generované teplo zastoupeno ztrátovým výkonem, který je do energetické rovnice přenesen z elektromagnetické simulace (viz kapitola 2.2.1).

2.3.2 Model turbulence

Ve většině inženýrských aplikacích se setkáváme s turbulentním prouděním. Turbulentní režim proudění má zásadní vliv na hybnost, energii a další fyzikální vlastnosti proudu. Proto je třeba turbulenci uvažovat a dostatečně přesně. Přímé numerické řešení (DNS) je teoreticky nejpresnější metodou, neboť zachycuje všechny turbulence měřítka, avšak vyžaduje extrémní výpočetní výkon a je pro technickou praxi neefektivní. Nejčastěji se proto využívají modely založené na průměrování Navier-Stokesových rovnic (RANS), které umožňují efektivní popis turbulentního proudění za přijatelných výpočetních nákladů. V tomto se shodují zdroje [42] i [43].

Metoda RANS je založena na časovém průměrování pohybových rovnic, čímž se filtrují okamžité fluktuace turbulentního proudění a získávají se střední hodnoty veličiny, jako jsou střední rychlosti, tlaky nebo jiné veličiny (rovnice 2.15) [42]. Rovnice je příkladem časového průměrování střední rychlosti $\bar{u}$ $[m/s]$ za periodu T $[s]$.

$$\bar{u} = \frac{1}{T} \int_0^T u \, dt \, [m/s] \quad (2.15)$$

Tento přístup eliminuje nutnost explicitního řešení všech turbulentních vírů a umožňuje simulovat proudění s nižšími výpočetními nároky. Nevýhodou je nutnost použití matematických modelů, které popisují vliv turbulence na proudové pole. Mezi nejčastěji používané modely turbulence patří $k-\epsilon$ a $k-\omega$, které poskytují dobrý kompromis mezi přesností a výpočetní náročností [43].

Model k- ϵ patří mezi nejpoužívanější dvourovnicové turbulence modely v numerických simulacích proudění. Vychází z transportních rovnic pro turbulentní kinetickou energii k [m^2/s^2] a míru disipace ϵ_t [m^2/s^3]. Definuje se také turbulentní viskozita μ_t [$\text{Pa}\cdot\text{s}$] dle rovnice 2.16 [43]. C_μ je empirickou konstantou.

$$\mu_t = \frac{C_\mu \rho k^2}{\epsilon_t} [\text{Pa} \cdot \text{s}] \quad (2.16)$$

Model dobře predikuje proudění s volnými turbulentními smykovými vrstvami a je dostatečně robustní pro široké spektrum aplikací v inženýrství. Mezi jeho hlavní nevýhody patří nedostatečná přesnost při popisu proudění s výraznými tlakovými gradienty a omezená schopnost predikce separačních jevů [43].

Model k- ω byl vyvinut jako alternativa k modelu k- ϵ , přičemž místo míry disipace ϵ využívá transportní rovnice pro určení turbulentní frekvence ω [$1/\text{s}$]. Významným přínosem je lepší predikce proudění v blízkosti stěn a v nízkých Reynoldsových číslech. Problémem modelu je citlivost na volbu okrajových podmínek pro ω v oblasti volného proudu, což může vést k nekonzistentním výsledkům v aerodynamických aplikacích [43].

Menterův model k- ω SST je další běžnou volbou při modelování turbulence. Kombinuje výhody modelů k- ϵ a k- ω . V oblasti blízké stěně využívá formulaci k- ω , zatímco ve volném proudu přechází na formulaci k- ϵ , čímž minimalizuje citlivost na volbu okrajových podmínek [43].

2.3.3 Model radiace

Níže zvolená **metoda diskrétních ordinát (DO)** je numerická technika používaná k řešení přenosu tepelného záření v účastných médiích, jako jsou plyny nebo pevné látky, které absorbují a rozptylují záření. Přenosová rovnice záření je v této metodě řešena pouze pro omezený počet předem definovaných směrů, přičemž každému směru je přiřazena odpovídající váha [43]. Tímto způsobem je možné aproximovat celkový radiální tok a zajistit konzistentní řešení rovnice přenosu záření.

Hlavní výhodou metody je její schopnost pracovat s různými typy sítí a geometrií, včetně složitých konfigurací. Výsledná přesnost závisí na počtu zvolených směrů (tzv. řád S_N), přičemž vyšší počet směrů vede k přesnějším výsledkům, avšak za cenu vyšší výpočetní náročnosti. Nevýhodou této metody je vznik tzv. paprskových efektů, které jsou důsledkem omezeného počtu diskrétních směrů a mohou vést k nepřesnostem v oblastech s ostrými přechody mezi osvětlenými a zastíněnými oblastmi [43].

2.3.4 Teorie mezní vrstvy

Z důvodu viskózního chování dochází k přilínání tekutin k pevným povrchům. Tato skutečnost způsobuje zpomalení rychlosti proudění v blízkosti stěn a vytváří tzv. mezní vrstvu. Tento jev vede ke vzniku viskózních sil a ztrát. Hraje také důležitou roli při odtržení proudu [44]. Z těchto důvodů musí být chování kapaliny v mezní vrstvě v CFD simulacích správně modelováno.

Pro modelování proudění v oblasti mezní vrstvy se obvykle využívají dva přístupy. První metoda, známá jako **low-Re method**, spočívá v zavedení velkého počtu buněk o vysokém poměru

stran do mezní vrstvy a explicitním výpočtu. Druhá metoda využívá **stěnové funkce**, což jsou empiricky naměřená data, která nahrazují explicitní výpočet oblastí s vysokými gradienty. Při provádění CFD simulací složitých případů bývá obtížné rozhodnout, která metoda je vhodnější [45]. K tomuto se využívá bezrozměrný parametr y^+ [46].

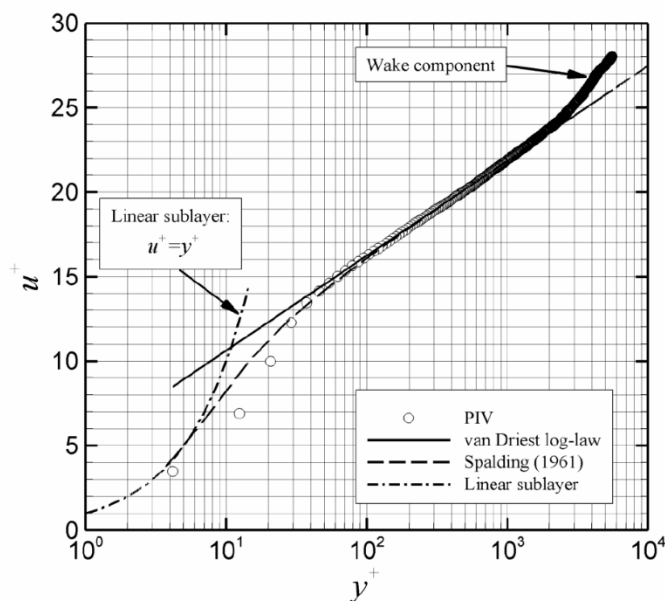
$$y^+ = \frac{u_\tau y}{\nu_w} [-] \quad (2.17)$$

V rovnici vystupují veličiny jako třecí rychlost u_τ [m/s] (dle rovnice 2.18 [46]), y kolmá vzdálenost od stěny [m] a ν_w kinematická viskozita [m²/s].

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho_w}} [m/s] \quad (2.18)$$

V této rovnici vystupují smykové napětí τ_w [Pa] a hustota ρ_w [kg/m³].

Na Obrázku 21 je na vodorovné ose vynesena parametr y^+ a na svislé ose experimentálně naměřená data. Z grafu je patrné, že pro hodnoty y^+ menší než 5 lze použít metodu pro nízké Reynoldsovo číslo. Naopak pro hodnoty y^+ větší než 30 je možné využít stěnové funkce (logaritmický zákon). V tzv. přechodové vrstvě, kde $5 < y^+ < 30$, však naměřená data neodpovídají ani logaritmickému zákonu, ani lineární podoblasti [45]. Této přechodové oblasti je vhodné se při výpočtech vyhnout.



Obrázek 21 Porovnání experimentálních dat (PIV) a teorie y^+ [46]

2.3.5 Operační podmínky

Pokud není při výpočtu využita Boussinesqova aproximace, využívá se v členu objemových sil pohybové rovnice tzv. operační hustota ρ_0 [kg/m³]. V ANSYS Fluent je tvar toho členu dle rovnice 2.19 [47],

$$p'_s = p_s - \rho_0 g x \text{ [Pa]} \quad (2.19)$$

kde dále p_s je statický tlak [Pa], g je konstanta gravitačního zrychlení [m/s²] a x je výška sloupce [m].

V určitých případech může definování operační hustoty přispět k lepší stabilitě výpočtu, aniž by byly ovlivněny výsledky výpočtu. Proto je vhodné zvolit přibližnou objemovou hustotu jako operační hodnotu, která odpovídá charakteristické teplotě v dané oblasti.

2.3.6 Metoda konečných objemů

Metoda konečných objemů diskretizuje integrální formu rovnic zachování v prostoru (rovnice 2.10 až 2.14). Výpočetní oblast je rozdělena na konečný počet kontrolních objemů, v jejichž středech jsou vypočítávány hodnoty proměnných [42]. Takto rozdělená oblast se nazývá výpočetní síť.

Metoda konečných objemů je nejčastěji používanou metodou diskretizace v CFD. Název této metody vychází z principu metody, která pracuje s kontrolními objemy, nikoli s průsečíky výpočetní sítě. To znamená, že lze použít jak strukturované, tak nestrukturované sítě. Dříve zmíněné rovnice zachování jsou integrovány přes každý kontrolní objem. Pro vyhodnocení hodnot na hranicích buněk je využita Gaussova věta o divergenci (rovnice 2.20) [44].

Gaussova věta o divergenci umožňuje převod objemového integrálu divergence vektorového pole na plošný integrál toku tohoto pole přes hranice objemu [42]:

$$\frac{1}{\Delta V} \int_V \frac{\partial \Phi}{\partial x} dV = \frac{1}{\Delta V} \int_A \Phi dA \approx \frac{1}{\Delta V} \sum_{i=1}^N \Phi_i A_i \quad (2.20)$$

V rovnici 2.20 vystupuje objem V [m³], obecná funkce Φ a plocha A [m²].

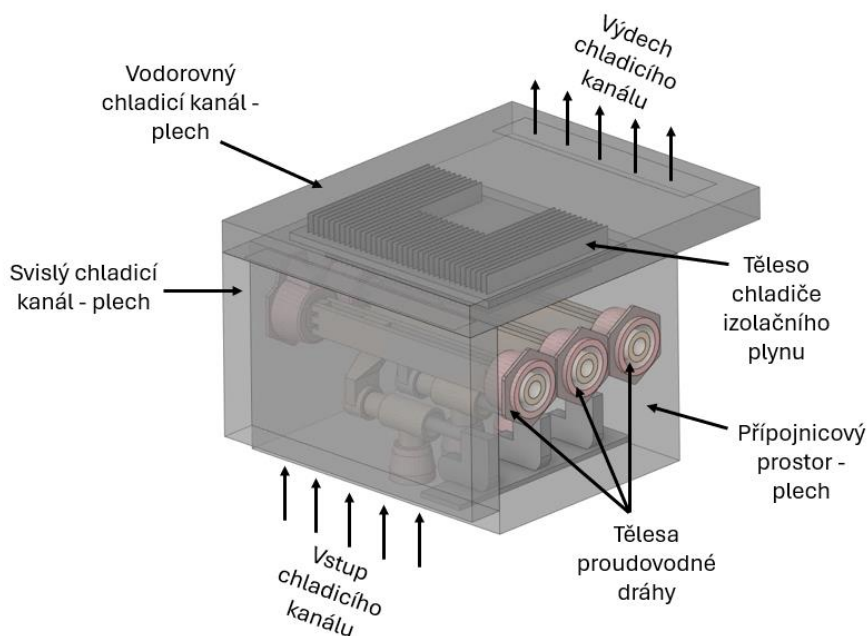
ANSYS Fluent obsahuje několik numerických schémat pro diskretizaci. Aplikací metod vyšších řádů lze dosáhnout zvýšené přesnosti. Při využití této metody jsou hodnoty průměrovány z dvou sousedních středů buněk. Při metodě prvního řádu by se využila pouze hodnota z jedné ze sousedních buněk. Využitím schématu o vyšším řádu lze snížit zkreslení výsledků vlivem numerické difuze nebo falešných oscilací [44].

2.4 Návrh modelu chlazení přípojnicového prostoru rozvaděče VN

Tato kapitola je popisem metodiky použité při multifyzikálních simulací vlastního modelu. Do kapitoly byl zahrnut návrh referenčního řešení, které bude později optimalizováno, popis dílčích matematických modelů a volba okrajových podmínek a dalšího nastavení simulací.

2.4.1 Referenční návrh řešení

Předmětem numerické analýzy je přípojnicový prostor vývojového prototypu vybraného plynem izolovaného elektrického rozvaděče pro primární distribuci. K chlazení těles vnitřního prostoru přípojnicového boxu bylo navrženo řešení, které zahrnuje chladicí kanál tvořený plechovými dílci. Tento kanál využívá potenciál komínového efektu k nasávání chladného vzduchu z nižších partií rozvaděče a zajišťuje chlazení vnější žebrované plochy tělesa chladiče izolačního plynu. Ohřátý chladicí vzduch je následně odváděn výdechovým otvorem do okolí. Izolační plyn uvnitř přípojnicového prostoru je posléze ochlazován zejména vnitřním žebrovaným povrchem chladiče izolačního plynu.

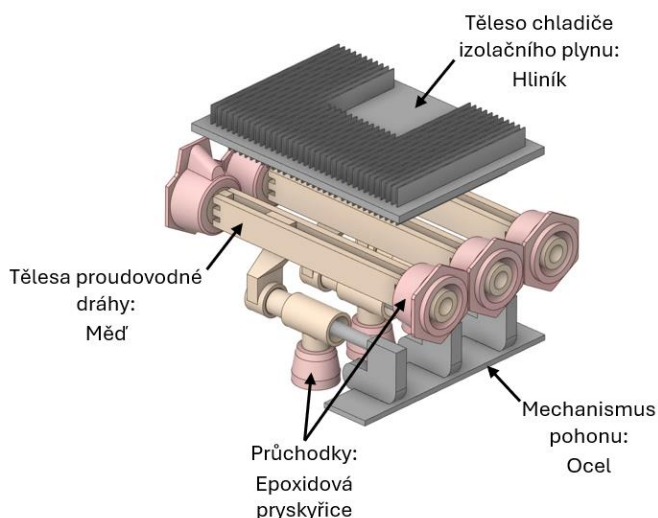


Obrázek 22 Referenční návrh 3D geometrie

Na Obrázku 22 je zobrazen popis celkového modelu geometrie. Model je geometricky zjednodušený. Oproti detailnímu 3D modelu konstrukce byl odstraněn veškerý spojovací materiál a tvarově složité detaily, které nejsou pro simulaci teplotního a rychlostního podstatné (drážky, drobné rádiusy apod.).

Prezentovaný model představuje tzv. submodel, což znamená, že je pouze dílčí součástí většího technického celku (celé sestavy rozvaděče VN). Využití submodelu je výhodné zejména z hlediska snížení výpočetního času a nároků na výpočetní hardware. Nevýhodou je však nutnost vhodného nastavení okrajových podmínek tak, aby co nejpřesněji odrážely skutečné provozní podmínky. Nevhodná volba okrajových podmínek může vést k výrazné chybovosti modelu a nepřesným výsledkům. Zvolené okrajové podmínky jsou popsány kapitolami 2.4.4 a 2.4.5.

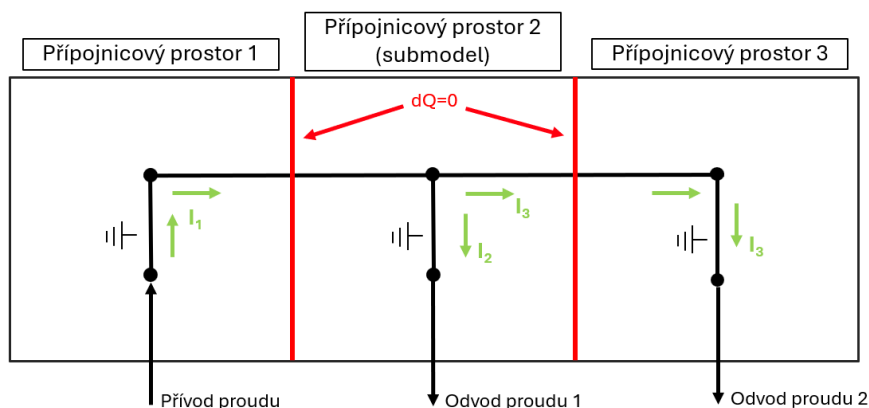
Obrázek 23 znázorňuje všechna tělesa, která jsou uvažována ve zjednodušeném modelu. Jde o 3fázový systém dvojitéch přípojníc, který je umístěn uvnitř přípojnicového boxu. Přípojnice jsou napojeny na průchodky, které umožňují elektrické připojení přípojnicového prostoru při zachování těsnosti proti úniku izolačního plynu. K přípojnícím jsou zavedeny odbočky, které slouží k vedení elektrického proudu do ostatních prostorů rozvaděče. Proudovodná dráha je zdrojem tepla v modelu, a zároveň komponenta, u které je nutné sledovat teplotní pole. Důležitou komponentou, která je jednou z předmětů pozdější optimalizační úlohy je hliníkový chladič, který je hlavní komponentou, odvádějící ztrátové teplo z přípojnicového prostoru. Tento chladič je v reálném prototypu i pojistným prvkem pro uvolnění tlaku v přípojnicovém prostoru v případě zažehnutí elektrického oblouku. Proto je část chladiče nežebrovaná.



Obrázek 23 Tělesa přípojnicového prostoru – materiály

2.4.2 Modelová situace

Pro výpočet byla zvolena modelová situace. Tato modelová situace je vytvořena tak, aby ilustrovala provozní podmínky, které by hypoteticky mohly nastat při provozu zařízení v rozvodně. Situace je zvolena za předpokladu nejhoršího možného případu z hlediska pasivního ochlazování zařízení. Modelovou situaci schematicky popisuje Obrázek 24.



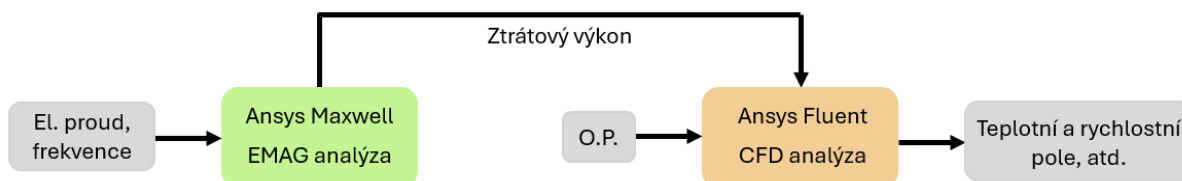
Obrázek 24 Schéma modelové situace

Zvolenou situací je sestava 3 rozvaděčů v provozním stavu. Prostřední rozvaděč je obestaven z obou stran dvěma dalšími rozvaděči, čímž je omezena tepelná výměna mezi jednotlivými rozvaděči. Boční stěny a vodivé části průchodek jsou proto uvažovány jako adiabatické.

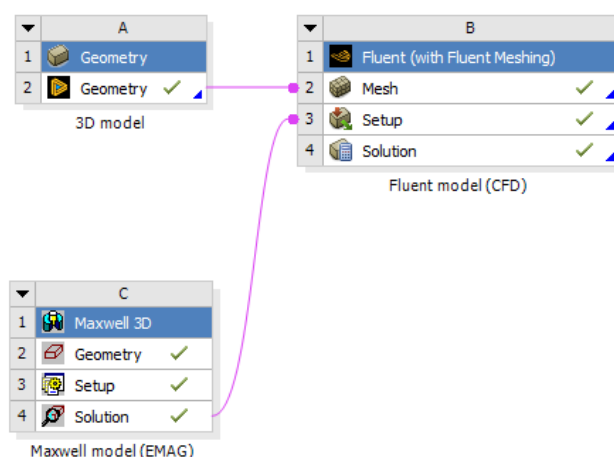
2.4.3 Multifyzikální simulační přístup

Pro dosažení výsledků, které budou predikovat reálné chování zvoleného problému byl pro výpočet zvolen multifyzikální přístup. To znamená využití dvou různých výpočtových prostředí, a to ANSYS Maxwell a ANSYS Fluent a jejich spojení. Interakce těchto dvou programů je realizována pomocí ANSYS Workbench. Podstatou tohoto přístupu je predikce reálného rozložení výkonových ztrát po proudovodné dráze, které nelze považovat za konstantní (viz kapitola 1.2).

Nejpřesnějším přístupem je tzv. dvou-cestné propojení systému [31]. Při tomto způsobu výpočtu si ANSYS Fluent a Maxwell vyměňují vstupní a výstupní data v propojeném adresáři. Maxwell počítá magnetické pole $\mathbf{B}$ na základě vodivosti sítě (a propustnosti sítě v modelech s vířivými proudy) a zadaného proudu. Fluent počítá proudění tekutin, teplotu a zpětnou vazbu pro elektrickou vodivost pro Maxwell [11]. Toto je důležité, z důvodu teplotní závislosti elektrické konduktivity materiálu (viz kapitola 1.2.2). Pro dosažení přesných výsledků je nutné výpočet několikrát iterovat.



Obrázek 25 Schéma multifyzikálního přístupu



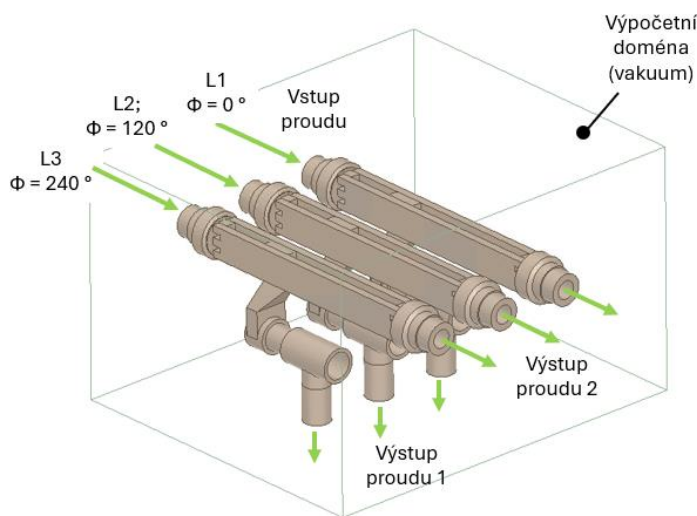
Obrázek 26 Realizace modelu v ANSYS Workbench

Dvou-cestné spojení ovšem přináší i nevýhodu v podobě delšího času výpočtu. Bedkowski a kol. [31] ve své práci publikují, že pro případy, kde lze dobře odhadnout počáteční teplotu je dostatečné i jedno-cestné propojení výpočetních systémů. Tento přístup je méně časově náročný oproti dvoucestné variantě a stále přináší dobrou přesnost. V zadané optimalizační úloze nejsou předpokládány velké změny teplot zdrojového vodiče. Proto je pro zvolený případ zvoleno právě jedno-cestné propojení.

2.4.4 EMAG model

Numerický model v ANSYS Maxwell je určen ke stanovení velikosti a rozložení výkonových ztrát při průchodu elektrického proudu vodiči, které zahrnuje přípojnícový prostor. Dle účelu zvoleného výpočetního přístupu, tj. k výpočtu oteplení proudovodné trasy je zvolen tzv. *Eddy current solver*, který zohledňuje i skin efekt a proximity efekt. Dílčí geometrii, výpočetní doménu a okrajové podmínky pro EMAG simulaci reprezentuje Obrázek 27.

Důležitým parametrem při stanovení výkonových ztrát jsou materiálové charakteristiky. Pro celý EMAG model byla zvolena jako materiál měď (dle materiálové knihovny Maxwell). V modelu je definováno pravidlo pro přepočet vodivosti v závislosti na průměrné teplotě tělesa v jeho objemu. Teplota inicializace blízká předpokládané průměrné teplotě měděných těles.



Obrázek 27 Okrajové podmínky EMAG modelu

Specifikem EMAG modelu je volba velikosti proudu jako okrajové podmínky. Hodnota je zvolena tak, aby se teploty vodiče v simulaci základní konfigurace pohybovaly okolo iniciační teploty. Vzhledem k tomu, že výpočty budou využity zejména k evaluaci relativní teplotní změny mezi jednotlivými optimalizačními variantami a nebudou sloužit k přesné predikci teploty proudovodné dráhy, je tento přístup validní. Ostatní nastavení EMAG simulace je popsáno Tabulkami 1 a 2.

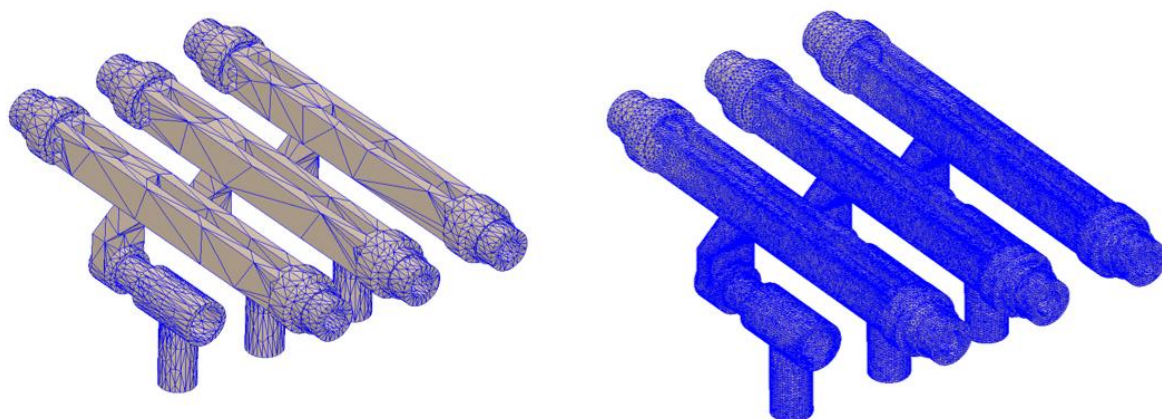
Tabulka 1 Okrajové podmínky EMAG analýzy

Jmenovitý proud	2800 A
Fázový proud (nastaveno)	$2800 \cdot \sqrt{2} \text{ A}$
Frekvence	60 Hz

Tabulka 2 Nastavení EMAG analýzy

Materiál (vlastnosti)	Měď – Maxwell knihovna
Typ řešiče	Eddy current – direct solver
Stop kritérium	Percent error
Zjemnění sítě po 1 iteraci	30 %

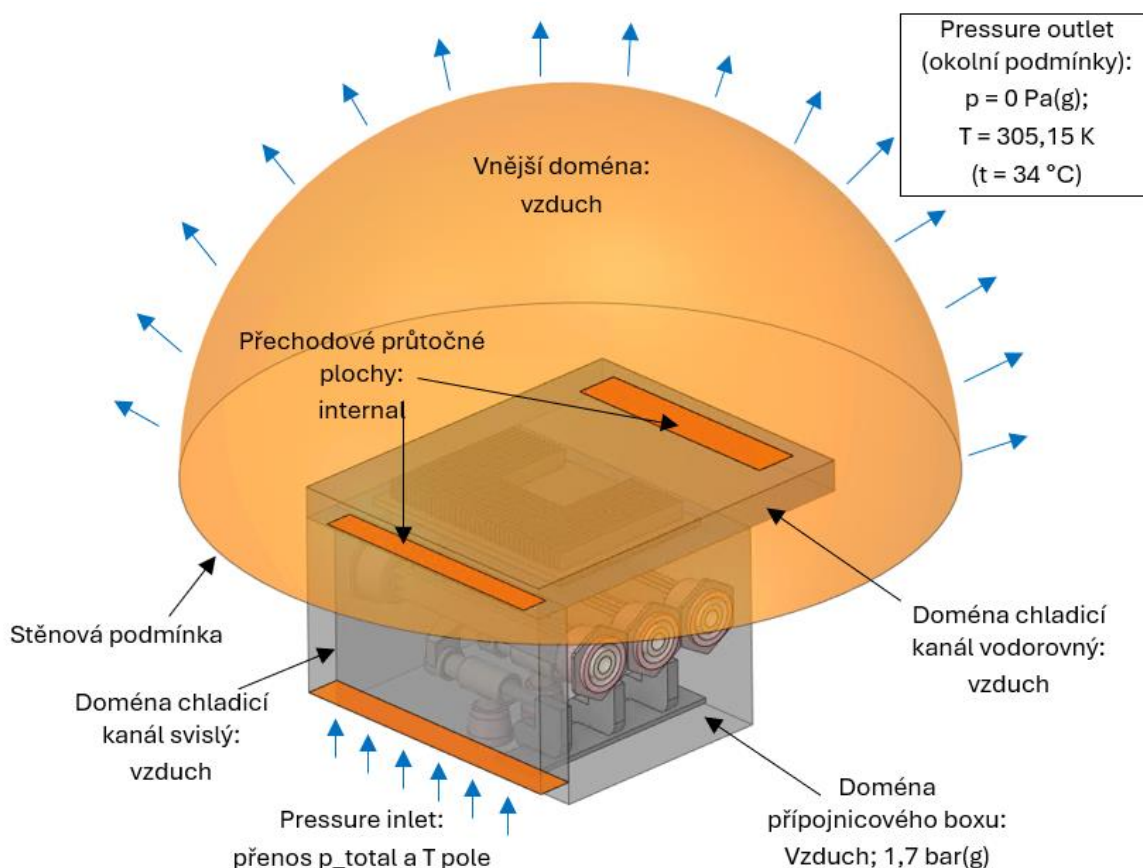
ANSYS Maxwell využívá při EMAG analýze adaptivní metodu síťování. Tato metoda spočívá v přetvoření a zjemnění výpočetní sítě po každé iteraci výpočtu. Zjemnění výpočetní sítě se realizuje zejména v místech, ve kterých mají elektromagnetická pole největší velikost. Toto zobrazuje Obrázek 28. Maxwell umožňuje použití pouze *tetrahedra* prvků, nastavení velikosti počáteční sítě bylo automatické.



Obrázek 28 Porovnání počáteční (617807 prvků) a finální (6785968 prvků) sítě EMAG modelu

2.4.5 CFD model

Pro CFD analýzu byl zvolen komerční software ANSYS Fluent. Numerický model ve Fluentu je určen zejména ke stanovení teplotních polí proudovodné dráhy. Nicméně pomocí CFD modelů lze analyzovat a následně optimalizovat design. Proto byl navržen submodel přípojnicového prostoru, u kterého bude provedena analýza referenčního designu (tj. nultá iterace designu), která byla dodána zadavatelem (firma ABB s.r.o., Brno). Následná optimalizace designu je zaměřena na snížení oteplení proudovodné dráhy. Obrázek 29 zobrazuje kompletní CFD model, doplněný o popisky důležitých částí a podmínek.



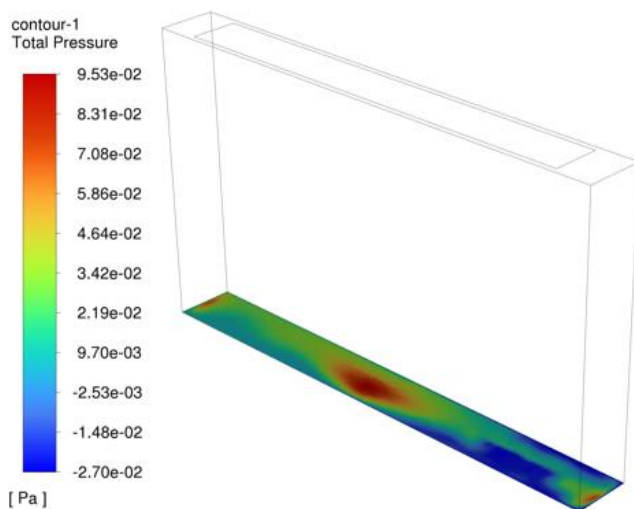
Obrázek 29 CFD model – okrajové podmínky

Volba okrajových podmínek je velmi důležitou součástí při tvorbě submodelu. Zvolené okrajové podmínky shrnují Obrázek 29 a Tabulka 3. Aby byl submodel přípojnícového prostoru validní a správně reflektoval chování fyzikálních veličin v celé sestavě rozvaděče při zmenšení výpočtové náročnosti modelu, byly na specifická místa přeneseny okrajové podmínky z výpočtového modelu celého rozvaděče.

Na vstupní okrajovou podmínku byla zvolena podmínka *pressure inlet* a na ústí chladicího kanálu byl přenesen profil celkového tlaku a teploty. Profil celkového tlaku popisuje statickou, dynamickou i hydrostatickou složku tlaku (viz rovnice 2.21). Na tuto vstupní plochu byly také přeneseny směrové komponenty rychlostního pole pro definici směru toku vzduchu.

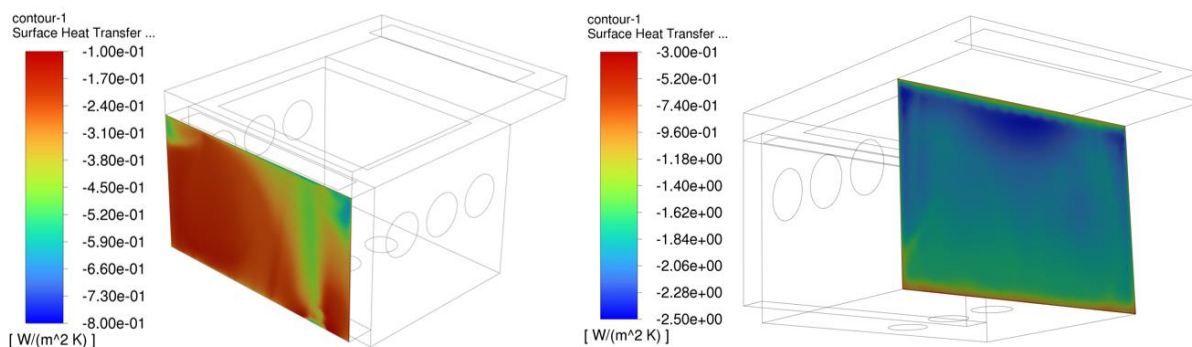
$$p_{total} = p_{st} + \frac{1}{2} \rho v^2 + h \rho g \text{ [Pa]} \quad (2.21)$$

V rovnici 2.21 je první člen statický tlak, druhý člen představuje dynamický tlak jako účinek rychlosti a třetí člen je hydrostatický tlak vyvolaný výškou sloupce tekutiny vzhledem k referenční rovině. Všechny členy mají rozměr tlaku a jednotku [Pa].



Obrázek 30 Přenesený tlakový profil na vstupní O.P.

Pro správný fyzikální popis chování okolního vzduchu nad rozvaděčem byla vytvořena doména sférického tvaru. Sférický tvar domény je volen pro eliminaci rizika tvorby numerické difuze v doméně. Na okraj této domény byla nastavena tlaková podmínka *pressure outlet* při hodnotě tlaku $p = 0$ Pa(g). Teplota okrajové podmínky je volena jako možná teplota okolního vzduchu při oteplovací zkoušce a to 305,15 K (34 °C). Zvolené okrajové podmínky vnější domény jsou běžnými podmínkami při oteplovacích zkouškách. V okolní doméně není uvažováno žádné proudění vyvolané externími vlivy ani vlhkost vzduchu. V modelovém případě (viz kapitola 2.4.2) je uvažováno, že v okolí vyšetřovaného přípojniového prostoru jsou sousední rozvaděče, tvořící blokádu pro přísávání vzduchu nad vyšetřovaný model. Na podstavu této domény je proto volena stěnová podmínka.



Obrázek 31 Vizualizace přeneseného součinitele přestupu tepla pro kombinované termální stěnové podmínky

Stěny přípojniového prostoru i stěny chladicího kanálu jsou tvořeny z rovinnými plechy. Plechová tělesa jsou uvažována jako 2D plochy s virtuální tloušťkou stěny. Na přední a zadní stěnu modelu je přisouzena kombinovaná termální stěnová okrajová podmínka, protože přiléhají k dalším prostorům rozvaděče, které výpočetní model nezahrnuje. Kombinovaná podmínka na stěnu předepisuje vnější součinitel přestupu tepla, emisivitu povrchu pro radiální přenos tepla

a také vnější teplotu volného proudu pro výpočet přestupu tepla stěnou. Prostup tepla stěnou je následně vypočítán v závislosti na podmínkách uvnitř domény a kombinací rovnic 2.1 a 2.2.

Pro přehledný popis všech okrajových podmínek byla zpracována Tabulka 3. Tato tabulka podrobně shrnuje všechny podmínky, které byly nastaveny softwaru ANSYS Fluent.

Tabulka 3 Nastavení okrajových podmínek

Sání chladicího kanálu – pressure inlet	
Tlak	Přenesený profil z dodaného výpočetního modelu
Směr	
Teplota	
Okraj vnější domény – pressure outlet	
Relativní tlak	0 Pa(g)
Teplota	305,15 K (34 °C)
Přední stěna modelu – mixed thermal wall condition	
Stěnová podmínka	No-slip
Součinitel přestupu tepla	Přenesený profil
Teplota volného proudu	308 K
Tloušťka/materiál	2 mm/ocel
Zadní stěna modelu – mixed thermal wall condition	
Stěnová podmínka	No-slip
Součinitel přestupu tepla	Přenesený profil
Teplota volného proudu	310 K
Tloušťka/materiál	4 mm/ocel
Boční stěny přípojniového prostoru	
Stěnová podmínka	No-slip, adiabatic
Tloušťka/materiál	4 mm/ocel
Boční stěny chladicího kanálu	
Stěnová podmínka	No-slip, adiabatic
Stěny vzájemně sousedících domén	
Stěnová podmínka	No-slip, coupled
Tloušťka/materiál	2 nebo 4 mm/ocel

Vlastnosti zvolených materiálů jsou velmi důležitými parametry, které značně ovlivňují výpočet. Zejména u plynů je velmi důležité zvolit správný matematický model. Řešený výpočetní model je rozdělen na region s chladicím vzduchem a na uzavřený region s izolačním plynem. Pro hustotu chladicího vzduchu je uvažováno chování nestlačitelného ideálního plynu, protože dominantní hybnou silou je rozdíl tlaků vyvolaných změnou teploty. Ostatní vlastnosti jsou konstantami. Pro plyn v uzavřeném regionu je voleno chování ideálního plynu z hlediska hustoty, ostatní vlastnosti plynu jsou popsány lineární závislostí. Pro popis materiálů tuhých těles byla využita předdefinovaná materiálová knihovna poskytnutá zadavatelem.

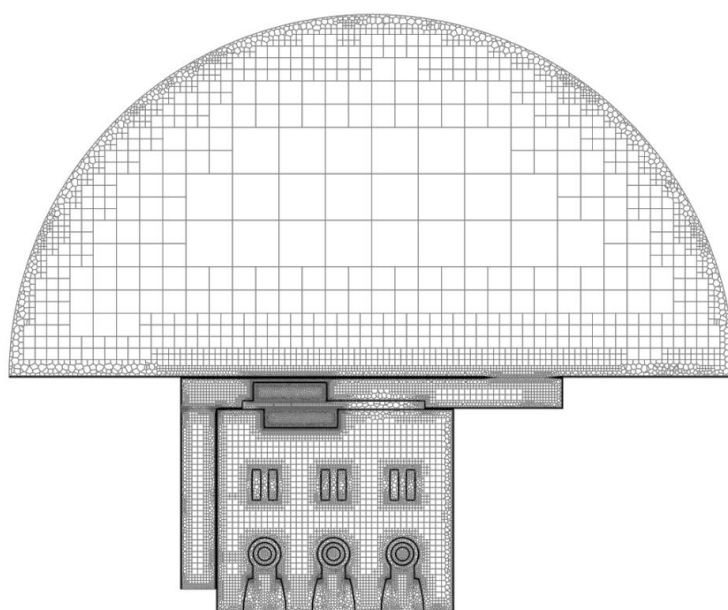
Nastavení emisivity povrchu těles je další nezbytnou součástí modelu, protože je ve výpočetním modelu zahrnut matematický model radiace. Pro různé skupiny těles (tj. plechy, měděná tělesa apod.) byly voleny emisivity na základě metodiky zadavatele (firma ABB s.r.o., Brno).

Výpočetní síť je nezbytnou součástí CFD analýzy. Pro generování výpočetní sítě byl využit síťář ANSYS Fluent Meshing. Velikost výpočetní sítě je velmi důležitá pro přesnost analýzy. Jemnější výpočetní síť dokáže lépe popsat všechny proudové struktury a jevy důležité pro přenos tepla. Menší velikost buněk však znamená vyšší celkový počet buněk, a to znamená vyšší nároky na výpočetní výkon. Zvolené nastavení sítě v Tabulce 5 je optimálním kompromisem mezi dostatečnou přesností výpočtu a výpočetní náročností, resp. nároky na hardware. Výslednou síť zobrazuje Obrázek 32. Pro kvalitativní kontrolu sítě byl také využit parametr y^+ (popsán v kapitole 2.3.4). Průběh y^+ po chladiči zobrazuje Obrázek 33. Studium nezávislosti výpočetního modelu na velikosti sítě se zabývá navazující kapitola 2.4.6.

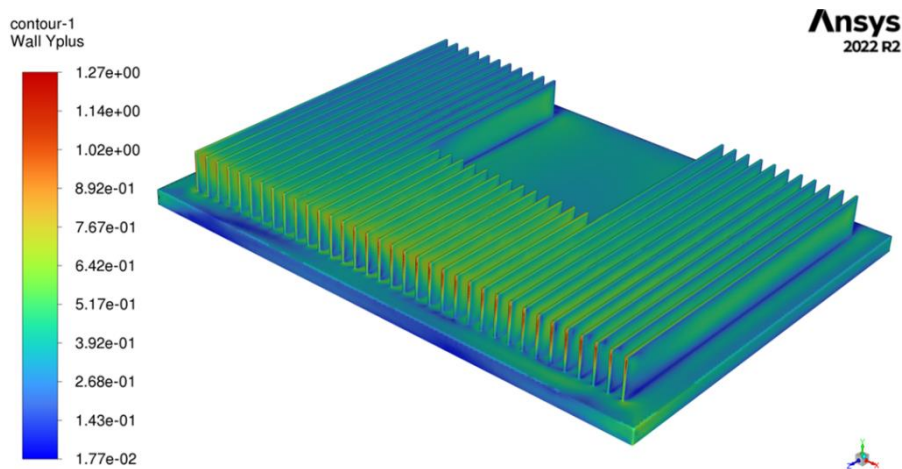
Tabulka 4 Nastavení sítě v ANSYS Fluent Meshing

Lokální nastavení povrchové sítě	
Přechody domén, sání chladicího kanálu	Facesize 5 mm
Plechové dílce	Facesize 8 mm
Okolní doména	Facesize 15 mm
Globální nastavení povrchové sítě	
Minimální velikost buňky	2 mm
Maximální velikost buňky	200 mm
Růstový poměr	1,2
Normálový úhel zakřivení	18°
Počet buněk na mezeru	3
Limit kvality	Skewness: 0,7
Síť mezní vrstvy	
Typ sítě	Nastaveno dle metodiky ABB s.r.o. – průmyslové tajemství
Počet vrstev	
Výška první vrstvy	

Globální nastavení objemové sítě	
Typ sítě	Poly-hexcore
Minimální velikost buňky	2 mm
Maximální velikost buňky	128 mm
Buffer layers	2
Peel layers	1
Limit kvality	Orthogonality: 0,2



Obrázek 32 Řez sítě CFD modelu



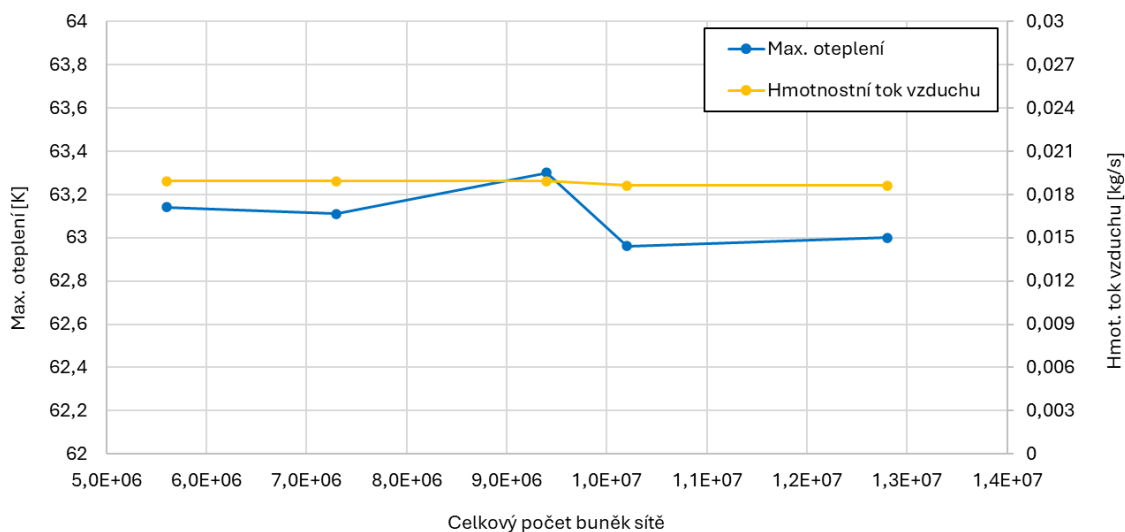
Obrázek 33 Průběh y^+ po vnějším povrchu chladiče izolačního plynu

Volba numerických modelů je dalším nutným nastavením pro výpočetní model. Jako model turbulence byl zvolen *k-ε Realizable, Enhanced wall treatment*. Tento model představuje vylepšenou variantu standardního *k-ε* modelu (popsán v kapitole 2.3.2), která lépe zachycuje efekty zakřivení proudových linií, rotací a dalších významných efektů proudění. Jako model radiace byl zvolen model DO (popsán v kapitole 2.3.3). Vzhledem k charakteru úlohy, u které je významný vliv přirozené konvekce byl využit model operační hustoty (popsáno v kapitole 2.3.5). Operační hustota byla nastavena na hodnotu 1,16.

Diskretizační schémata a stop kritérium jsou volena dle metodického postupu zadavatele práce (firma ABB s.r.o., Brno) a jsou průmyslovým tajemstvím.

2.4.6 Studie nezávislosti sítě

V rámci tvorby výpočetního modelu byla provedena citlivostní analýza na počet buněk výpočetní sítě. Tato analýza byla provedena pro CFD model, a to se stejným nastavením a okrajovými podmínkami, se kterými je provedena analýza zadaného problému (viz Obrázek 30). Jediným rozdílem je zdroj tepla, který byl zvolen konstantní pro každé těleso proudovodné dráhy. Princip této citlivostní analýzy spočívá v opakování analýzy stejného modelu, ovšem s různým celkovým počtem buněk. Finální počet buněk modelu je 10,2 milionů. Výsledky citlivostní analýzy znázorňuje Obrázek 34.



Obrázek 34 Graf studie nezávislosti sítě

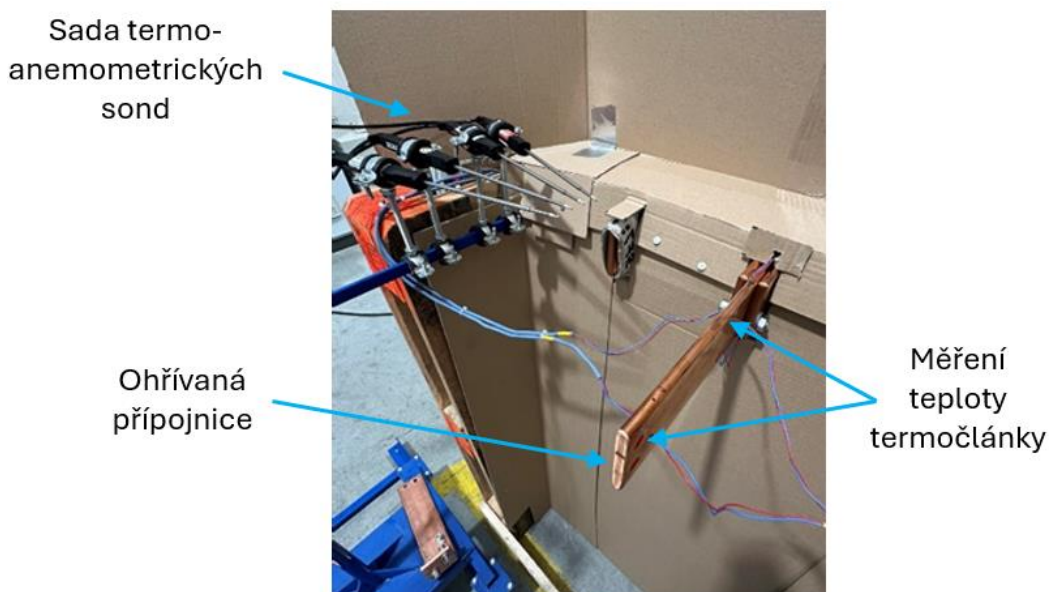
2.5 Validace modelu

Výše zmíněné volby nastavení výpočetního modelu je vhodné určitým způsobem validovat. Pro ověření vhodnosti zvolených numerických modelů a diskretizačních schémat je důležité srovnat výpočet s experimentálně naměřenými daty. Tímto způsobem lze například identifikovat nejvhodnější model turbulence a případně zkalibrovat výpočetní metodiku tak, aby co nejlépe předpovídala reálné chování modelu. K tomuto validačnímu srovnání je využita úloha, která využívá stejné nastavení a zároveň k ní jsou dostupná experimentální data. Podobný způsobem lze také stanovit očekávanou chybovost modelu.

2.5.1 Korelační experiment

Pro validaci simulačního přístupu a volby zvolených matematických modelů pro simulaci byl zvolen článek Nováka a kol. [48], která se zabývá porovnáním experimentálního měření a simulace případu, kde je dominantní přirozená konvekce. Experimentální měření, mimo jiné důvody provedené za účelem přímé validace modelu uvažovaného v této práci, bylo realizováno i za účasti autora diplomové práce. Model, který je předmětem studie je ohřívána měděná přípojnice, která je ochlazována volnou konvekcí a radiací do okolí (viz Obrázek 35). Autoři k numerickému porovnání využívají identickou metodiku a nastavení CFD řešiče, jako je využita v této práci. Proto je mezi modelem ve vybrané publikaci a modelem v této práci významná korelace.

V publikaci je sledováno chování průběhu teploty podél měděné přípojnice a průběhu teplotního a rychlostního pole těsně nad přípojnici. Srovnání je provedeno pro více zvolených modelů turbulence. Pro zvolený model turbulence, což je $k-\varepsilon$, *Realizable*, *Enhanced wall treatment* vychází teplotní spád mezi dvěma body (v experimentu termočlánky) 5,01 K při zanedbání bočního větru. Experimentálním měřením byl určen spád 4,80 K. Lze tedy říct, že je zde velmi dobrá shoda numerického modelu s experimentálním měřením.



Obrázek 35 Popis korelačního experimentu (upraveno dle [48])

Ve zmíněném článku je publikováno několik důležitých závěrů. Žádný z RANS modelů turbulence nedokázal předpovědět asymetrický tvar úplavu nad přípojnici, která vychází z experimentálních měření. Nicméně tento aspekt neovlivňuje teplotu proudovodné dráhy. Z publikovaných výsledků je patrné, že:

- a. CFD řešič dobře předpovídá podélný spád teploty v přípojnici, a to nezávisle na zvoleném turbulentním modelu,
- b. model $k-\varepsilon$ (Realizable, EWT) nejlépe ze zvolených modelů turbulence předpovídá maximální velikost rychlosti v úplavu nad přípojnici,
- c. s využitím $k-\varepsilon$ (Realizable, EWT) modelu bylo dosaženo nejpřesnější predikce tvaru úplavu.

2.5.2 Očekávaná chybovost modelu

Pro metodiku, která je v této práci využívána lze stanovit i očekávanou přesnost predikce oteplení, resp. očekávanou odchylku oteplení od oteplovací zkoušky. Touto problematikou se mimo jiné zabývá akademická publikace Nováka a Klimeše [49]. Autoři ve své práci publikují tabulku pro validaci a posouzení simulací a experimentů z hlediska střední kvadratické odchylky a normalizované střední kvadratické odchylky teplot, přičemž je využita stejná CFD metodika firmy ABB, jako v této práci.

Výše zmíněná tabulka stanovuje průměrnou střední kvadratickou odchylku mezi různými simulovanými geometriemi v absolutní hodnotě 2,77 °C a relativní (normalizované) hodnotě 4,1 %.

3 Optimalizace chlazení přípojnicového prostoru

Předešlá kapitola pojednává o výhodách výpočetního přístupu při vývoji nových konstrukcí a popisuje metodický přístup simulací oteplení rozvaděčů VN. Popsaná multifyzikální metodika bude právě v této kapitole aplikována k optimalizaci navrženého konceptu chlazení přípojnicového prostoru plynem izolovaného rozvaděče VN. Referenční návrh zobrazuje Obrázek 22 v předchozí kapitole.

Pro optimalizaci vlastního návrhu chlazení bylo zvoleno několik různých přístupů:

- aero-termální optimalizace chladicího kanálu,
- geometrická optimalizace výchozího chladiče izolačního plynu,
- analýza alternativních geometrií chladiče izolačního plynu,
- analýza efektu radiačního přenosu tepla.

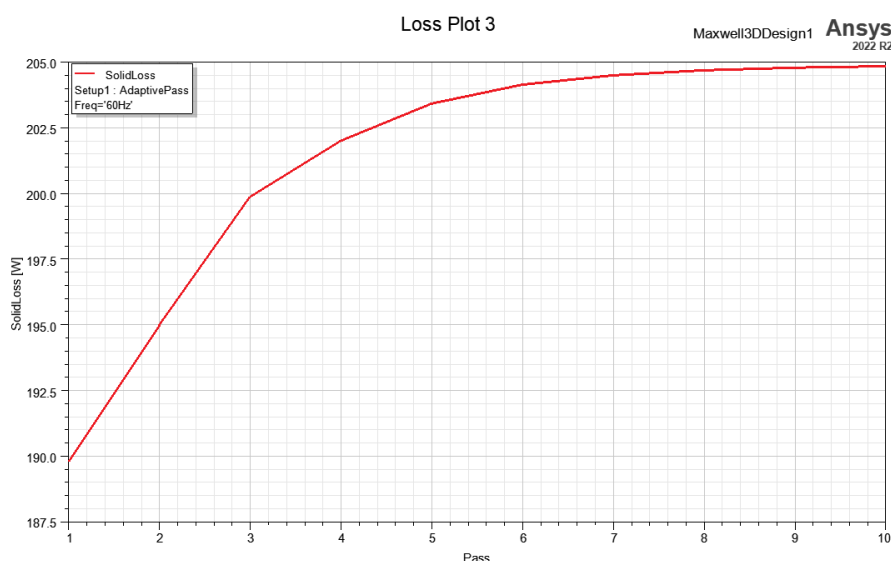
Pro každý z přístupů je hlavním porovnávacím kritériem hodnota snížení oteplení proudovodné trasy. Na základě tohoto kritéria bude posouzena výkonnost daného konstrukčního řešení. Při různých přístupech jsou však sledovány i další parametry, protože každý z přístupů si klade za cíl optimalizovat jiné komponenty systému chlazení.

3.1 Analýza referenčního návrhu

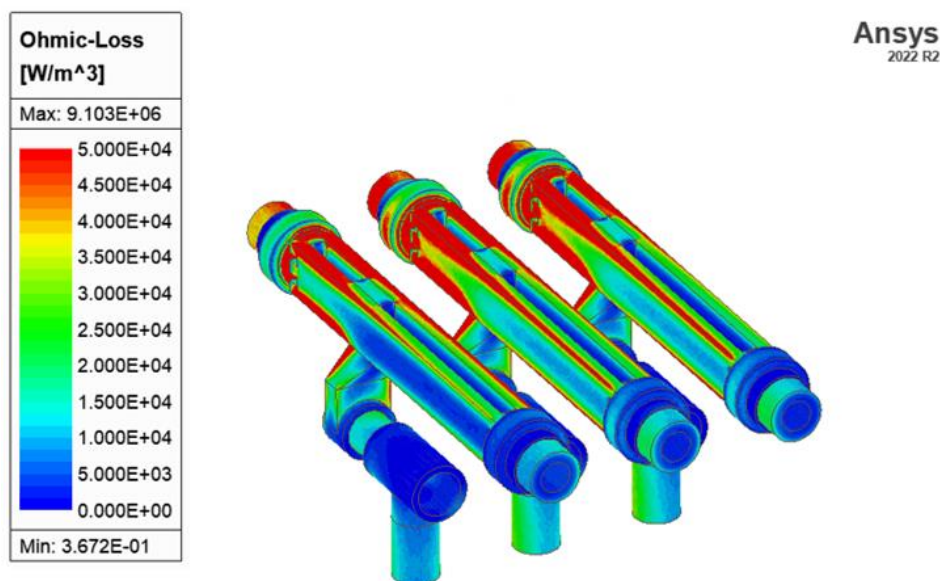
Prvním krokem je analýza referenčního návrhu konstrukčního řešení. Tato analýza slouží jako tzv. referenční design a přínos všech řešení je srovnáván s výsledky právě této analýzy.

3.1.1 EMAG analýza návrhu

Pro zadaný design byla nejdříve dle metodiky v kapitole 2.4.4 provedena EMAG analýza. Výsledky této EMAG analýzy jsou využity pro všechny další designové iterace jako zdroj ztrátového tepla pro CFD model. Výsledky a průběh analýzy zobrazují Obrázek 36 a 37.



Obrázek 36 Průběh EMAG analýzy



Obrázek 37 Rozložení ztrát proudovodné dráhy

Dle Obrázku 36 je integrální hodnota výkonových ztrát pro EMAG model je přibližně 205 W. Vypočítané pole výkonových ztrát je nadále importováno do CFD řešiče, a to pro každou optimalizační variantu. V každé variantě bude tak použitý stejný zdroj tepla.

Je potřeba dodat, že integrální hodnota výkonových ztrát není při zvoleném optimalizačním přístupu podstatná. Mnohem důležitějším faktorem je rozložení výkonových ztrát po proudovodné dráze, protože přímo ovlivňuje rozložení teplotního pole. Z Obrázku 37 je patrné, že hustota ztráty je výrazně vyšší na přívodní straně proudovodné dráhy a rozložení ztrát není homogenní. Lze také pozorovat poměrně intenzivní vliv skin efektu a proximity efektu.

3.1.2 CFD analýza návrhu

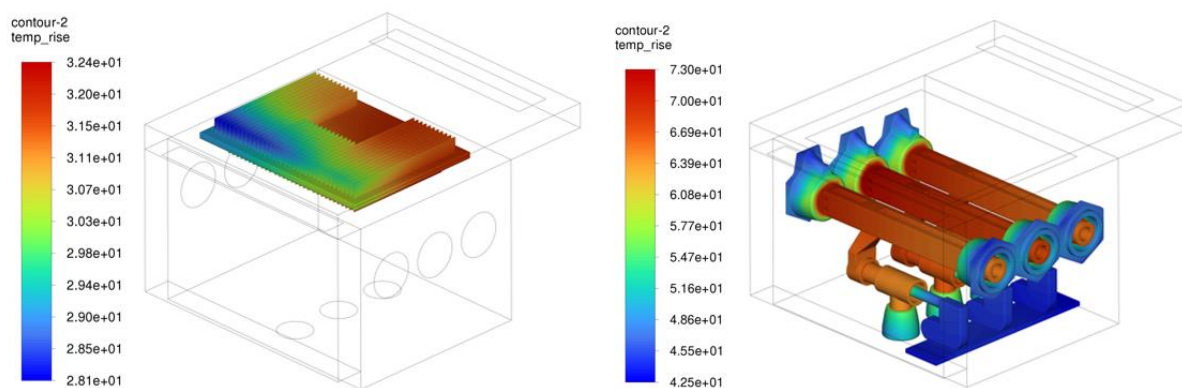
Následným krokem je provedení analýzy teplotního a rychlostního pole a posoudit tak, na která místa a komponenty se při optimalizaci následně zaměřit. Tato analýza byla provedena při následování přesně popsané metodiky v kapitole 2.4.5.

Výsledky analýzy byly řádně vyhodnoceny. Hlavní důraz byl kladen na sledování hodnot a průběhů následujících veličin:

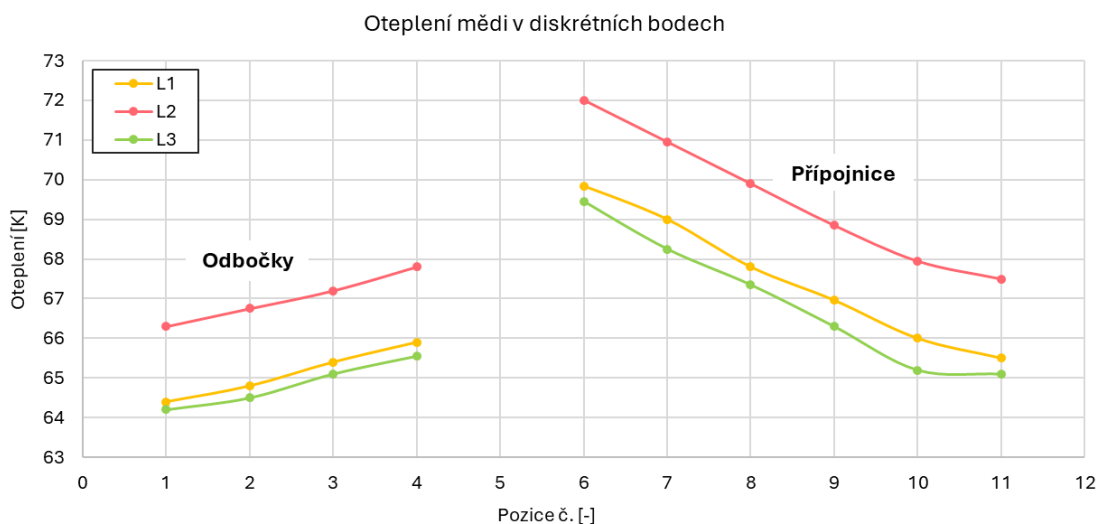
- maximální oteplení a průměrné oteplení dT [K],
- hmotnostní tok na sání chladicího kanálu $\dot{m}$ [kg/s],
- integrální hodnota tepelného výkonu teplosměnných ploch $\dot{Q}$ [W],
- průběh součinitele přestupu tepla α [W/m²·K]
- tah vzniklý podtlakem v chladicím kanálu dp [Pa],
- ohřátí nasávaného vzduchu v kanálu $dT_{ch.v.}$ [K].

Mimo výše zmíněné veličiny byla v závislosti na principu optimalizačního přístupu sekundárně sledována i jiná termodynamická kritéria.

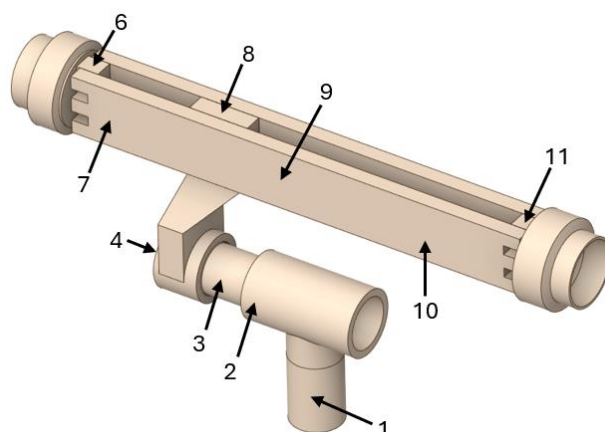
Z principu úlohy, která má za cíl nahradit oteplovací zkoušku je nejdůležitějším sledovaným kritériem oteplení proudovodné dráhy. Obrázek 38 zobrazuje teplotní pole (resp. oteplení) všech uvažovaných těles proudovodné dráhy a chladiče izolačního plynu. Z obrázku vpravo je patrné, že nejvyšší oteplení má proudovodná trasa na vstupní straně přípojníc. Toto je očekávaným jevem, protože jak ukazuje Obrázek 38, na vstupní straně je i nejvyšší hustota ztrátového výkonu. Dalším jevem je nejvyšší hodnota oteplení na prostřední fázi L2. Toto je zapříčiněno proximity efektem, protože prostřední fáze je ovlivněna elektromagnetickými poli od fáze L1 i L3. Proximity efekt je tak mnohem silnější. Toto zobrazuje i Obrázek 39, který popisuje oteplení proudovodné dráhy v diskrétních bodech dle legendy na Obrázku 40. Dle tohoto grafického znázornění je nejvyšší hodnota oteplení proudovodné dráhy 72,1 K. Zajímavé je také rozložení oteplení na chladiči izolačního plynu. To bude blíže vysvětleno při popisu proudového pole níže.



Obrázek 38 Rozložení oteplení po tělesech modelu

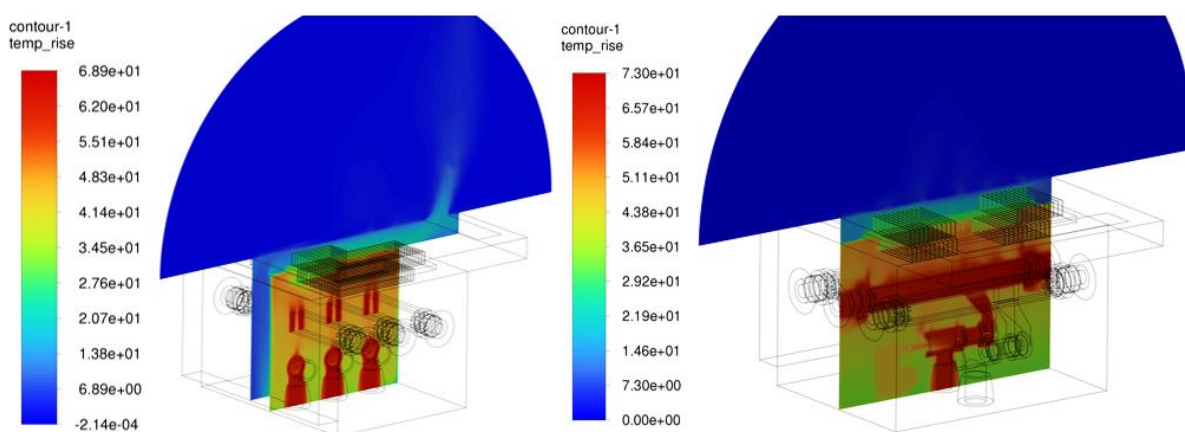


Obrázek 39 Graf oteplení měděných těles proudovodné dráhy



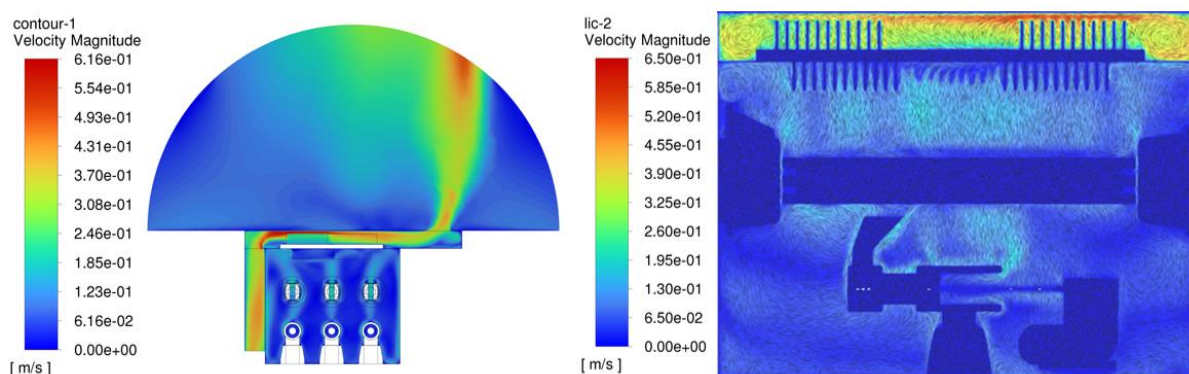
Obrázek 40 Diskrétní body 1 fáze proudovodné dráhy

S rozložením teplotního pole na tělesech modelu souvisí také teplotní pole plynných médií, a to chladicího vzduchu a izolačního plynu. Tato pole jsou zobrazena níže na Obrázku 41, kde je zobrazeno pole oteplení v příčném i podélném řezu výpočetního modelu. Z kontury oteplení je patrný určitý teplotní gradient v izolačním plynu, který je stabilní, protože teplejší plyn se drží právě v horních částech přípojnicového boxu. Izolační plyn je však ochlazován chladičem izolačního plynu a také přední a zadní stěnou přípojnicového boxu v tenké vrstvě. Ochlazením dochází ke zvýšení hustoty plynu, který následně klesá ke dnu boxu. Tímto mechanismem dochází vlivem gravitace k určitému pohybu plynu, který je žádoucí, protože zintenzivňuje ochlazení proudovodné dráhy. Tento pasivní chladicí efekt v uzavřeném prostoru je blíže popsán v kapitole 1.3.1. V chladicím kanále je viditelné také ohřátí chladicího vzduchu za chladičem. V příčném řezu je zřetelný stoupavý proud ohřátého plynu nad přípojnici, který vzniká obtékáním přípojnice izolačním plynem směrem vzhůru.



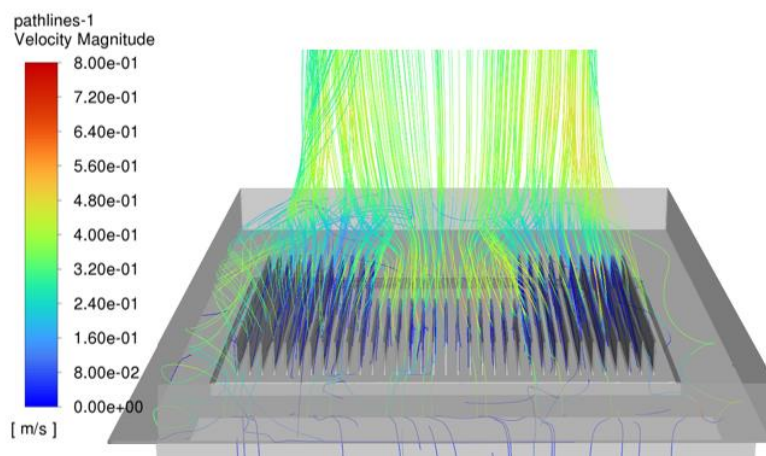
Obrázek 41 Rozložení oteplení v podélném (vlevo) a příčném (vpravo) rovinném řezu

V rámci analýzy mechanismu chlazení je důležité také sledovat proudové (resp. rychlostní) pole. Obrázek 42 zobrazuje rychlostní pole v polovičním podélném řezu modelem podobně jako v teplotní pole v předchozím případě. Z rychlostního pole je patrné, že rychlosti plynu uvnitř tanku jsou velmi malé a pohybují se mezi 0,1 až 0,3 m/s. Jak bylo již výše popsáno, jediným hybným mechanismem v přípojnicovém boxu je rozdíl hustoty izolačního plynu po zchlazení chladičem, popř. stěnami boxu. Na Obrázku 42 vlevo jsou patrné stoupavé proudy v přípojnicovém boxu. U fáze L1 a L3 se tyto úplavy stáčí ke stěnám přípojnicového boxu. Toto je způsobeno urychlováním izolačního plynu vlivem ochlazování na stěnách. Proud nad L2 je relativně přímý a po dosažení chladiče se dělí na 2 proudy, které obtékají vnitřní žebra chladiče. Je však potřeba si uvědomit, že přirozená konvekce je silně nestabilní a v realitě může být směr stoupavých proudů časově proměnný.



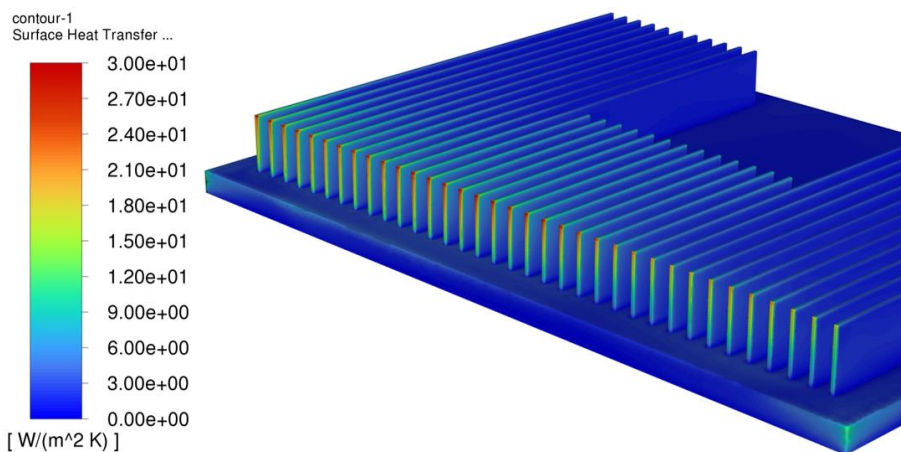
Obrázek 42 Rychlostní pole v podélném (vlevo) a příčném detailním řezu (vpravo)

Proudění v chladicím kanále je značně nerovnoměrné. Nerovnoměrnost rychlostního profilu v příčném řezu je patrná z Obrázku 42 vpravo, ale také z proudnic na Obrázku 43. Příčinou je nejspíše nevyrovnanost rychlostního pole na vstupu chladicího kanálu. Nerovnoměrnost proudění způsobuje částečný obtok vnějších žebér chladiče izolačního plynu, což se následně projevuje na nerovnoměrné intenzitě ochlazování povrchu chladiče. Tento jev je patrný z teplotního pole chladiče izolačního plynu na Obrázku 38 vlevo.

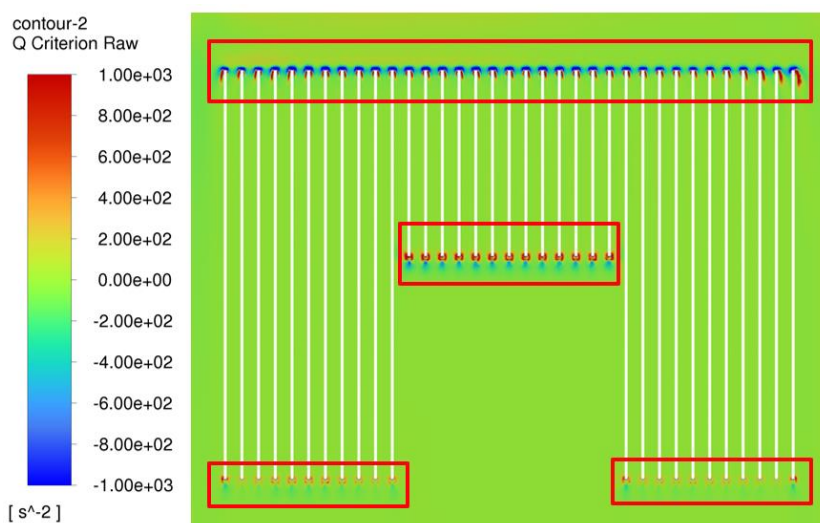


Obrázek 43 Vizualizace rychlostního pole v chladicím kanále proudnicemi

Vhodným kritériem při posuzování efektivnosti chladiče izolačního plynu je součinitel přestupu tepla α [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$]. Fyzikální význam tohoto kritéria popisuje kapitola 2.1.2. Při analýze referenčního modelu byla zjištěna korelace nerovnoměrnosti rozložení s rychlostním polem. Velikost součinitele přestupu tepla je do značné míry ovlivněna rychlostí na povrchu tělesa a lze tak říct, že tyto dva jevy jsou v tomto případě propojené. Lze také pozorovat jev, při kterém je součinitel přestupu tepla na náběžných hranách žebrování výrazně vyšší než na zbylém povrchu žebrování. Nejvyšší hodnoty součinitele přestupu tepla dosahují až $33 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$, na zbylém povrchu se hodnota pohybuje v nižších jednotkách. Vysoké hodnoty jsou zapříčiněny absencí mezní vrstvy na hranách žebrování. Tloušťka mezní vrstvy se při následném obtékání žebrování vyvine, což je doprovázeno snížením součinitele přestupu tepla. Toto chování je vizualizováno na Obrázku 44. Pro vizualizaci víření chladicího vzduchu na náběžných hranách je na Obrázku 45 vykresleno Q-kritérium ve vodorovném řezu žebrováním.



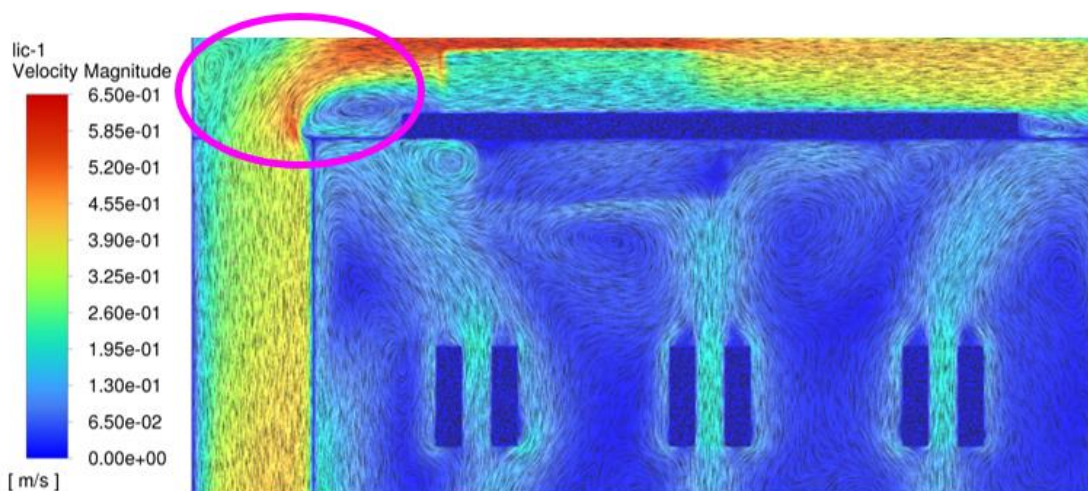
Obrázek 44 Rozložení součinitele přestupu tepla po žebrech chladiče izolačního plynu



Obrázek 45 Q-kritérium v podélné rovině řezu žebrováním chladiče izolačního plynu (oblasti víření označeny červeně)

Při analýze základního modelu bylo identifikováno několik oblastí, u kterých je evidentní prostor pro zlepšení. Jednou oblastí jsou zkratové proudy okolo chladiče. Tyto zkratové proudy jsou patrné z Obrázku 46, kde je patrné obtékání chladiče mezerou mezi stropním plechem chladičového kanálu a konci žebrování. Kromě tohoto zkratu je zde i další problém, a to obtékání nežebrovanou průtočnou plochou mezi posledním žebrem chladiče a boční stěnou chladičového kanálu (viz Obrázek 42 vpravo). V tomto prostoru jsou navíc generovány masivní víry. Zkratové proudy jsou v tomto případě nežádoucí z vícero důvodů. Prvním je fakt, že velké množství nasávaného vzduchu vůbec neomývá vnější žebra chladiče. To výrazně snižuje ohřátí vzduchu za chladičem, a tak i přenášený výkon chladiče. Druhým problémem je, že ve zkratových prouděch dochází k tvorbě vírových struktur, což disipuje energii proudu a vytváří tlakovou ztrátu a snižují tah v kanále. To se následně může projevit na hmotnostním toku nasávaného vzduchu.

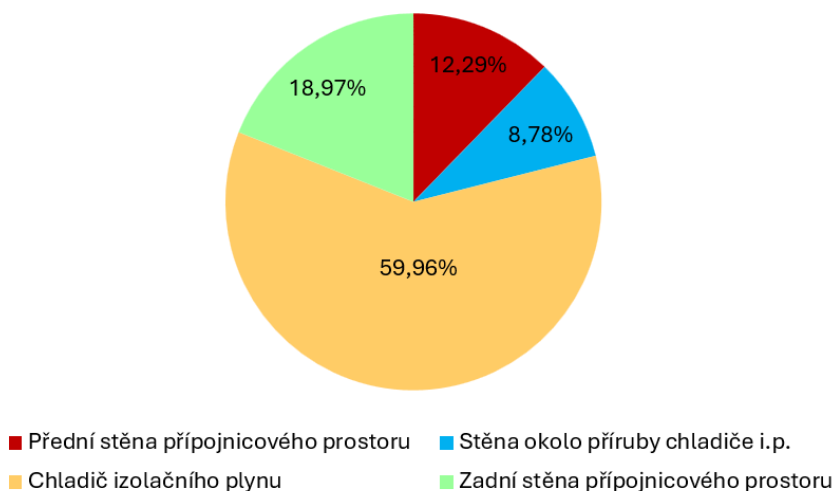
Z aerodynamického hlediska je problematická i oblast pravoúhlé zatáčky, kde dochází k náhlé změně směru chladičového vzduchu. Obrázek 46 znázorňuje bližší detail rychlostního pole v polovičním řezu modelu. Z tohoto obrázku je patrná rotace proudu před náběžnými hranami žebrování chladiče a v koutě zatáčky. Všechny tyto zmíněné jevy jsou uvažovány jako nežádoucí. Z hlediska množství odvedeného tepla je žádoucí, aby hmotnostní tok chladičového byl co nejvyšší. Zmíněné struktury však disipují energii proudu a způsobují tlakovou ztrátu. Celková tlaková ztráta snižuje tah v kanále, a to se projeví snížením hmotnostního toku chladičového vzduchu.



Obrázek 46 Detail rychlostního pole v pravoúhlé zatáčce

I přes to, že je na vrchu přípojniového boxu umístěn chladič izolačního plynu jakožto primární teplosměnná plocha, dochází k ochlazování izolačního plynu i rovinnými stěnami. V rámci analýzy referenčního modelu byl vyhodnocen i poměr odvodu tepla pomocí všech uvažovaných teplosměnných ploch. Tento poměr je shrnut pomocí Obrázku 47. Jak obrázek naznačuje, chladič izolačního plynu je sice dominantní z hlediska odváděného výkonu, nicméně přibližně 40 % tepla je odváděno stěnami boxu. S touto informací pracuje zejména navazující kapitola 3.4.

Poměr odváděného tepelného výkonu



Obrázek 47 Graf poměrného rozložení odváděného tepelného výkonu

Po studii a zhodnocení referenčního designu lze vyvodit několik závěrů. Jedním ze závěrů je Tabulka 5, která je souhrnem základních sledovaných kritérií, které budou použity jako referenční hodnoty pro posouzení změn v následujících optimalizačních iteracích.

Tabulka 5 Výsledné hodnoty hodnotících kritéria referenčního modelu

Maximální oteplení proudovodné trasy $dT_{\max}$ [K]	72,8
Průměrné oteplení proudovodné trasy dT_{avg} [K]	67,1
Hmotnostní tok chladicího vzduchu $\dot{m}$ [g/s]	18,65
Tepelný výkon přenášený chladičem i.p. $\dot{Q}$ [W]	120,6
Změna celkového tlaku na vstupu a výstupu kanálu dp [Pa]	0,0304
Ohřátí chladicího vzduchu $dT_{\text{ch.v.}}$ [K]	6,62

Kromě kvantifikace vybraných hodnot v tabulce uvedené výše je také nutné vyvodit závěry i pomocí kvalitativního posouzení proudového a teplotního pole. Na základě obrazového zpracování výsledků bylo odhaleno několik nežádoucích aspektů, které jsou omezující z hlediska efektivity základního designového řešení:

- Hmotnostní tok chladicího vzduchu – vlivem malé hodnoty průtočné plochy a nevhodným tvarem chladicího kanálu dochází ke značnému seškrcení proudu a tvorbě tlakové ztráty, která neumožňuje nasávání většího množství chladicího vzduchu do chladicího kanálu.
- Omezené využití teplosměnné plochy – i přes poměrně velkou teplosměnnou plochu tvořenou žebry chladiče izolačního plynu nedochází k efektivnímu využití celé teplosměnné plochy. Proud chladicího vzduchu omývá čela žeber a následně ve velkém množství obtéká teplosměnnou plochu zkratovými proudy.

- c. Omezený přenos tepla z proudovodné dráhy na těleso chladiče izolačního plynu – vlivem velmi malých rychlostí izolačního média, které jsou vyvolány pouze pasivním efektem pomocí rozdílu teplot izolačního plynu nedochází k efektivnímu přenosu tepla konvekcí.

Následující kapitoly se systematickým způsobem zabývají optimalizací navrženého konceptu, tak, že se snaží zmíněné odhalené nedostatky eliminovat nebo minimalizovat. Kvůli dielektrickým problémům, které by mohly vzniknout změnou designu uvnitř přípojnicového boxu se kapitoly 3.2 a 3.3 zabývají designovými změnami pouze v prostoru chladičího kanálu. Tyto kapitoly si dávají za cíl upravit geometrii v oblasti chladičího kanálu a zaměřují se zejména na problematiku konvektivního přenosu tepla. Kapitoly 3.4 se od problematiky konvekce odklání a zaměřují se na přenos tepla radiací (kapitola 3.4) a speciální technologii tepelných trubic (kapitola 3.5).

3.2 Aero-termální optimalizace konstrukce chladicího kanálu

Prvním optimalizačním přístupem je geometrická optimalizace konstrukce plechových dílců chladicího kanálu. Předpokládaným výstupem z této optimalizační úlohy je konkrétní koncepční řešení, které přináší snížení teploty, resp. oteplení. Návrhy vycházející z optimalizace respektují vyrobiteľnost jednotlivých dílců. U výstupu z této optimalizace se očekává nízká hodnota nákladů na výrobu a aplikaci.

Efektivita jednotlivých variant byla posuzována pomocí změny zvolených kritérií vůči výsledkům referenčního modelu. Při této optimalizační úloze bylo zvoleno několik koncepčních variant. Po úpravě řešení byla u každé varianty provedena multifyzikální analýza metodikou představenou v kapitole 2.4.5. Na základě zpětné vazby, která je získána z výsledků každé z variant, je provedena úprava následující optimalizační varianty. Tato metoda byla aplikována na 8 různých konstrukčních řešení, přičemž pouze 5 z nich byly dále porovnány. Vyloučená řešení přinesla pouze zanedbatelný benefit, a tak nebyla předmětem bližší studie.

Hlavní myšlenkou tohoto optimalizačního přístupu je snižování celkového tepelného odporu žebrovaného tělesa chladiče izolačního plynu z hlediska konvekce. Vzhledem k faktu, že simulovaný fyzikální problém je v ustáleném stavu, platí, že tepelný výkon generovaný ztrátami se musí rovnat tepelnému výkonu, který je odváděn ze soustavy¹. Výkon přenášený mezi dvěma body lze analyticky modelovat pomocí rovnice 3.1,

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{th}} [W] \quad (3.1)$$

kde ΔT [K] je rozdíl teplot mezi dvěma body a R_{th} [K/W] je tepelný odpor mezi dvěma body, zahrnující odpory vedením, konvekcí i radiací. Celkový tepelný odpor soustavy je složen z několika dílčích odporů. Jedním z nich je tepelný odpor tělesa chladiče izolačního plynu.

I tento odpor lze modelovat jako součet jednotlivých dílčích odporů a to:

- konvektivní odpor ze strany chladicího kanálu $R_{\alpha 1}$
- odpor vedením tepla tělesem chladiče R_v
- konvektivní odpor ze strany přípojnicového prostoru $R_{\alpha 2}$.

Toto popisuje rovnice 3.2, kde α_1, α_2 [W/m²·K] jsou součinitele přestupu tepla na obou stranách žebrování, A_1, A_2 [m²] představují celkové teplosměnné plochy na obou stranách žebrování, λ [W/m·K] je součinitel tepelné vodivosti materiálu, ze kterého je chladič vyroben, A_{base} [m²] je plocha základní desky chladiče izolačního plynu a t je tloušťka základní desky [m].

$$R = R_{\alpha 1} + R_v + R_{\alpha 2} = \frac{1}{\alpha_1 A_1} + \frac{t}{\lambda A_{base}} + \frac{1}{\alpha_2 A_2} \quad (3.2)$$

¹ Stanoveno zákonem zachování energie (energetická rovnice 2.14)

Parametr, který byl v tomto případě optimalizován je součinitel přestupu tepla na straně chladicího kanálu α_1 při zachování velikosti teplosměnné plochy A_1 . Zvýšení součinitele přestupu tepla lze dosáhnout zvýšením rychlosti proudění média na povrchu teplosměnné plochy, popř. zvýšením turbulence geometrickými úpravami povrchu.

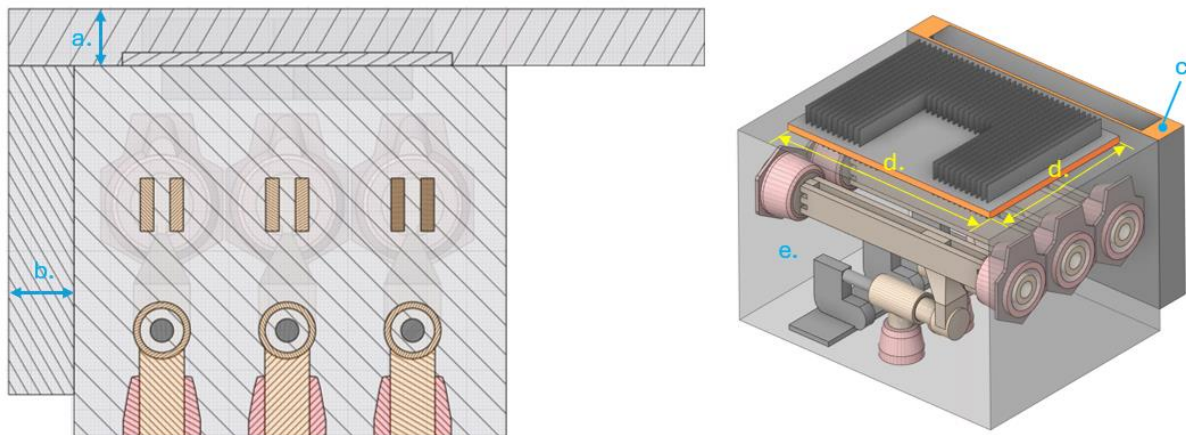
Důležité je také zajistit co nejvyšší hmotnostní tok vzduchu $\dot{m}$ [kg/s] pro intenzivní odvod tepla z teplosměnného prvku tak, jak popisuje rovnice 3.3. Zbylými parametry je c_p měrná tepelná kapacita vzduchu [J/kg·K] a $dT_{ch.v.}$ [K] ohřátí chladicího vzduchu.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot dT_{ch.v.} \quad (3.3)$$

Z charakteru řešeného problému vyplývá, že hmotnostní tok vzduchu v chladicím kanále je propojený s tahem, který je vytvořen pasivním efektem komínového tahu, resp. podtlaku, který v kanále vzniká. Tyto dva parametry byly sledovány a posuzovány k provedení kvantitativního srovnání později navržených variant.

3.2.1 Návrh konstrukčních variant chladicího kanálu

Před samotným návrhem geometrických bylo nutné stanovit, které konstrukční prvky a rozměry nesmí být modifikovány. Uzamčení těchto prvků je dáno funkcemi, které jednotlivé prvky plní, ale také konstrukcí okolních částí rozvaděče. Navržené úpravy byly proto navrženy tak, aby nezasahovaly do konstrukce okolních periferií, které jsou pevně dané zadavatelem. Konstrukční limity jsou blíže popsány legendou na Obrázku 48 a jmenovitě i seznamem uvedeným níže.



Obrázek 48 Limitující konstrukční prvky a rozměry

Konstrukční limity jsou (při následování legendy na obrázku výše):

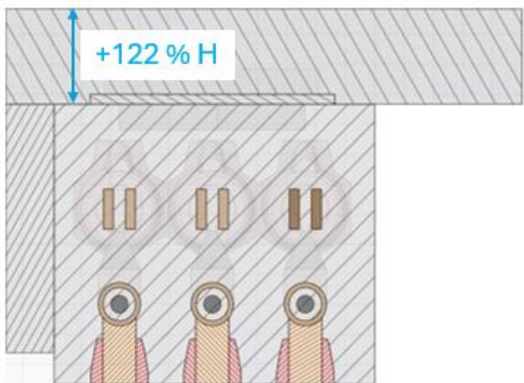
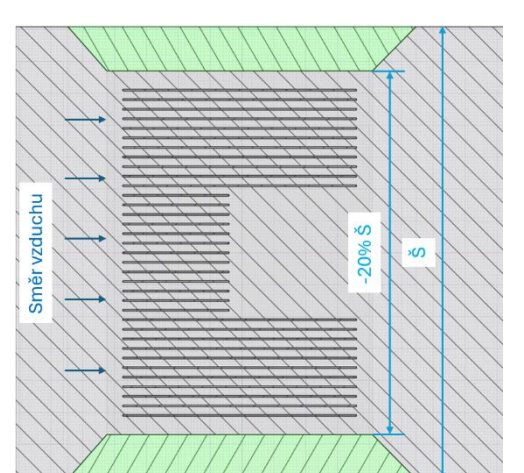
- Maximální výška vodorovné části kanálu – limitujícím faktorem je výška celého rozvaděče, která nesmí být překročena z logistických důvodů (max. přepravní výška)
- Šířka svislé části kanálu – svislý kanál je tvořen konstrukční mezerou mezi přípojnícovým prostorem a dalšími prostory rozvaděče, proto je tento rozměr pevně daný
- Hrany plechových dílců na rozhraní svislého a vodorovného kanálu – je nutné uvažovat nedokonalosti výroby, které mohou na skutečném díle ovlivňovat proudění

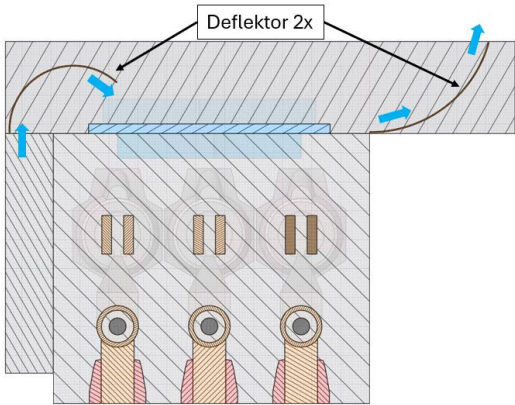
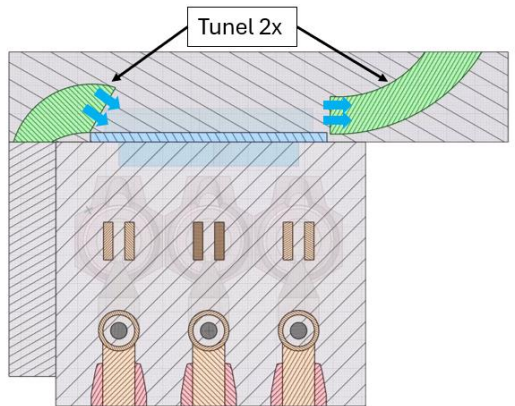
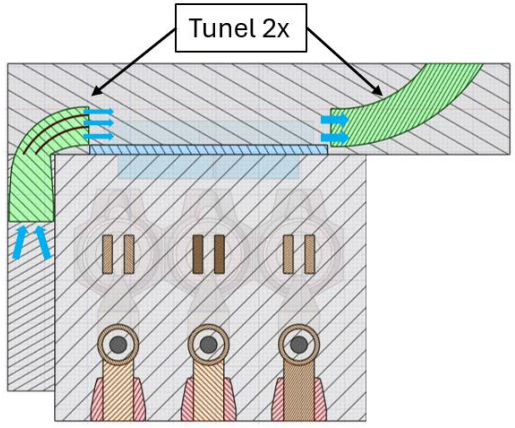
- d. Rozměry příruby chladiče izolačního plynu – vychází z mechanických požadavků na pevnost přípojnicového boxu při namáhání vnitřním přetlakem
- e. Konstrukce dílců uvnitř přípojnicového prostoru – konstrukce je uzamčena z důvodů případných problémů s dielektrickými vzdálenostmi

V návaznosti na teorii, uvedenou v úvodu této kapitoly a při respektování uvedených konstrukčních limitů bylo navrženo několik variant geometrie. Tyto varianty byly pro jednodušší orientaci označeny zkratkou a shrnuty do Tabulky 6, a to včetně jejich stručného popisu.

Celkový počet simulovaných variant při využití tohoto přístupu bylo 8, nicméně Tabulka 6 uvádí pouze ty varianty, jejichž výsledky ukázaly snížení hodnoty oteplení nebo výsledky, využitelné v navazujících variantách.

Tabulka 6 Simulované konstrukční varianty chladicího kanálu

Varianta	Schéma varianty	Popis
V1.A		• Modifikace: zvýšení vodorovné části kanálu o 122 % původní výšky (limit přepravní výšky) • Cíl: zvýšení tahu v kanále a s tím spojené zvýšení hmotnostní toku nasávaného vzduchu ke zvýšení intenzity ventilace v kanálu
V1.B		• Modifikace: zúžení vodorovné části kanálu v oblasti chladiče izolačního plynu • Cíl: eliminace bočních zkratových proudů a navádění chladicího vzduchu mezi žebra chladiče s důrazem na zvýšení průtoku vzduchu mezi žebry a zvýšení intenzity výměny tepla mezi chladícím vzduchem a žebry chladiče

V1.C		• Modifikace: kombinace varianty V1.A a přidání deflektorů v oblasti přechodu mezi svislou a vodorovnou částí kanálu • Cíl: směřování proudu vzduchu na žebra chladiče a s tím spojené zvýšení intenzity konvektivního přenosu tepla a vytvoření pozvolného odbočení chladicího vzduchu v kritických místech
V1.D		• Modifikace: kombinace varianty V1.A a přidání tunelu v oblasti přechodu mezi svislou a vodorovnou částí kanálu a odfukového tunelu na výdechu z kanálu • Cíl: směřování proudu vzduchu za účelem eliminace obtokových proudů, snížení tlakové ztráty vlivem víření v pravoúhlé zatáčce a pozvolným zahnutím proudu na výdechu z kanálu
V1.E		• Modifikace: upravená varianta V1.D s přidáním zátáčecích lopatek do levého tunelu a prodloužením sacího hrdla levého tunelu • Cíl: optimalizace proudění oproti variantě V1.D za pomoci rovnoměrné distribuce vzduchu do výstupního hrdla sacího tunelu a eliminace odtržení na hraně přechodu svislé a vodorovné části kanálu za účelem snížení tlakové ztráty

3.2.2 Hodnocení simulovaných variant chladicího kanálu

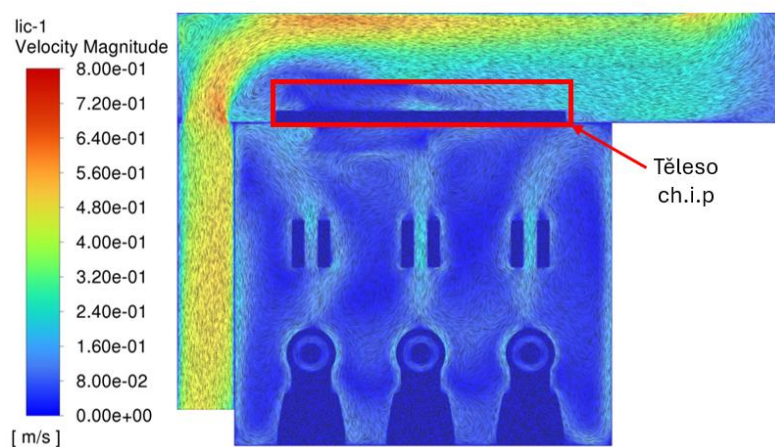
Srovnání jednotlivých variant spočívá ve sledování jednotlivých zvolených kritérií a jejich změny vůči referenčnímu modelu. Ke kvantitativnímu posouzení zvolených kritérií slouží Tabulka 7.

Tabulka 7 Kvantitativní výsledky simulovaných varianty a srovnání s referenčním modelem

Absolutní hodnoty						
Varianta	REF.	V1.A	V1.B	V1.C	V1.D	V1.E
Max. oteplení [K]	72,8	78,0	71,6	71,2	71,8	72,2
Průměrné oteplení [K]	67,1	72,4	66,3	65,7	66,3	66,6
Hmotnostní tok vzd. [g/s]	18,65	28,52	15,53	25,38	23,40	22,86
Tepelný tok ch. i. p. ² [W]	120,6	104,4	118,7	126,1	124,0	125,7
Tah v ch. kanále [Pa]	0,0304	0,1192	0,0155	0,0720	0,0515	0,0539
Ohřátí ch. vzduchu [K]	6,6	4,0	7,0	5,3	5,2	4,2
Relativní porovnání k referenčnímu modelu						
Varianta	REF.	V1.A	V1.B	V1.C	V1.D	V1.E
Max. oteplení [K]	–	+5,2	-1,2	-1,6	-1,0	-0,6
Max. oteplení [%]	–	+7,1	-1,6	-2,2	-1,3	-0,9
Průměrné oteplení [K]	–	+5,3	-0,8	-1,4	-0,8	-0,5
Průměrné oteplení [%]	–	+8,0	-1,2	-2,1	-1,2	-0,7
Hmotnostní tok vzd. [g/s]	–	+9,9	-3,1	+6,7	+4,8	+4,2
Hmotnostní tok vzd. [%]	–	+52,9	-16,7	+36,1	+25,5	+22,6
Tepelný tok ch. i. p. [W]	–	-16,2	-1,9	+5,5	+3,4	+5,1
Tepelný tok ch. i. p. [%]	–	-13,4	-1,5	+4,5	+2,8	+4,2
Tah v ch. kanále [Pa]	–	+0,0888	-0,0149	+0,0416	+0,0211	0,0235
Tah v ch. kanále [%]	–	+292,1	-49,0	+136,8	+69,4	77,3
Ohřátí ch. vzduchu [K]	–	-2,6	+0,4	-1,4	-1,4	-2,4
Ohřátí ch. vzduchu [%]	–	-39,6	+5,7	-20,5	-21,6	-36,6

² Zkratka pro chladič izolačního plynu

Z dat uvedených v tabulce výše lze odvodit několik závěrů. Prvotní předpoklad byl, že použitím varianty V1.A bude dosaženo výrazného zvýšení tahu a hmotnostního toku vzduchu. Toho bylo úspěšně dosaženo s nárůstem 52,9 % v případě hmotnostního toku chladicího vzduchu a 292,1 % v případě tahu v chladicím kanále. Nicméně oteplení proudovodné dráhy v případě maxima i průměru se oproti referenční variantě výrazně zvýšilo. Právě kvůli tomuto jevu byla provedena i kvalitativní analýza, s cílem analyzovat chování proudění v tomto případě. Na Obrázku 49 je zobrazeno rychlostní pole v řezu variantou V1.A. Zde je patrné, že proud nasávaného vzduchu kompletně mívá těleso chladiče izolačního plynu, což se mimo jiné projevuje i výrazným snížením tepelného výkonu, který je odváděn chladičem do prostoru chladicího kanálu. Velké zvýšení tahu a hmotnostního toku vzduchu však ukázalo potenciál pro zlepšení, který tato varianta přináší, a proto na tento koncept navazují varianty V1.C, D a E.



Obrázek 49 Rychlostní pole v řezu varianty V1.A

Nepatrného zlepšení z hlediska oteplení bylo dosaženo pomocí konstrukční varianty V1.B, která spočívá ve snížení šířky vodorovné části chladicího kanálu. Zde byl prvotní předpoklad, že pomocí ucpávek dojde k eliminaci velkých vírů po stranách tělesa chladiče izolačního plynu, které se objevují v referenčním modelu (viz Obrázek 42 vpravo) a navedení proudu mezi žebra, čímž se zvýší intenzita přestupu tepla. Tohoto bylo dosaženo pouze částečně. Získaná data ukazují snížení oteplení v případě maxima, resp. průměru o 1,2 %, resp. o 1,6 %, nicméně došlo ke snížení hmotnostního toku chladicího vzduchu o 16,7 %, což se současně projevilo i nepatrným úbytkem tepelného výkonu předávaného mezi povrchem chladiče izolačního plynu a chladicím vzduchem. Z hlediska vybraných kritérií jsou toto dva protichůdné jevy, proto bylo provedeno detailnější hodnocení pro bližší pochopení problému.

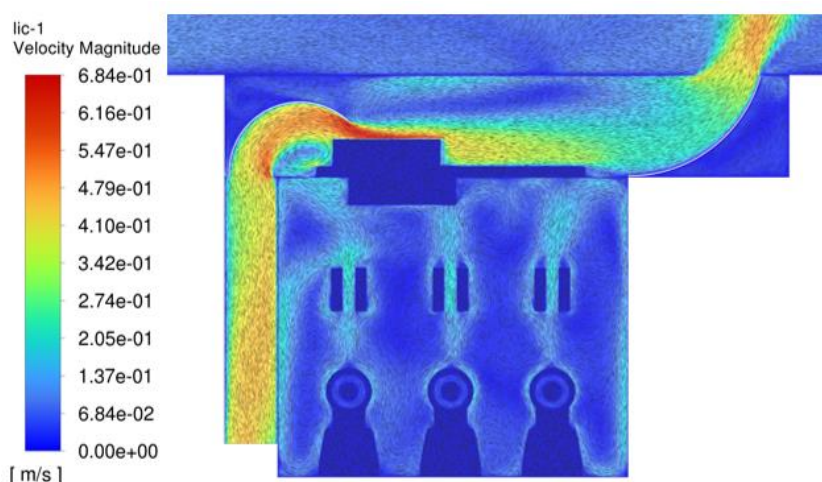
Snížení tepelného toku přes povrch chladiče izolačního plynu se z principu musí projevit pouze změnou rozložení tepelného výkonu přenášeného ostatními teplosměnnými plochami. Tabulka 7 ukazuje nárůst ohřátí chladicího vzduchu v kanále varianty V1.B o 5,7 % oproti referenční verzi i přes to, že výkon chladiče se nížil. V obou případech se však musí energetická bilance rovnat. Pro detailnější pochopení problému byla vytvořena Tabulka 8, která dává do kontextu hmotnostní toky, ohřátí chladicího vzduchu a teplo předávané chladicímu vzduchu v jednotlivých částech chladicího kanálu.

Tabulka 8 Detailní srovná výsledků referenčního modelu a varianty V1.B

	Variant	REF.	V1.B
Hmotnostní tok vzduchu [g/s]		18,65	15,53
Ohřátí vzduchu ve svislém kanále [K]		1,1	1,55
Ohřátí vzduchu ve vodorovném kanále [K]		5,5	5,47
Celkové ohřátí vzduchu v kanále [K]		6,6	7,0
Teplo předávané vzduchu ve svislém kanále [W]		21,8	24,2
Teplo předávané vzduchu ve vodorovném kanále [W]		107,6	85,5

Z výše uvedené Tabulky 8 vyplývá, že i přes nižší předaný tepelný výkon průtokem chladicího vzduchu kanále je dosaženo vyššího celkového ohřátí chladicího vzduchu. Část tepelné energie, která je v referenčním modelu předána chladicímu vzduchu ve vodorovném kanálu je ve variantě V1.B odvedena prostorem mezi ucpávkami a stěnami vodorovného kanálu. Hlavním důvodem pozitivního teplotního benefitu v případě varianty V1.B je změna celkového tepelného odporu soustavy. I přes nepatrné zlepšení z hlediska oteplení proudovodné dráhy se tato varianta neukázala jako vhodné řešení.

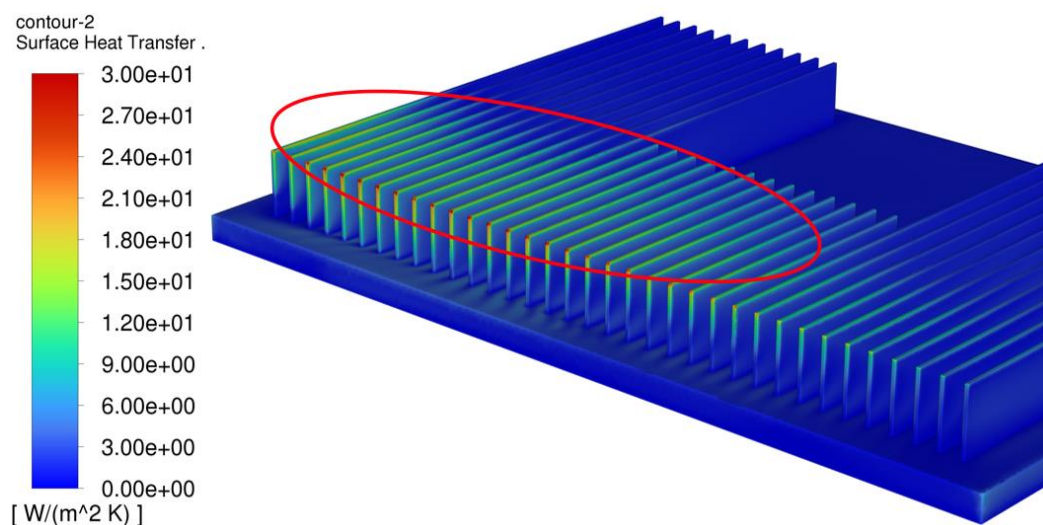
Jako efektivnější varianta z hlediska snížení oteplení proudovodné dráhy se ukázala V1.C. Při této variantě bylo dosaženo snížení maximálního oteplení o 2,2 %. Je však vhodné blíže popsat, proč k tomuto zlepšení došlo. Z výsledků v Tabulce 7 lze vyčíst, že tato varianta se hodnotami nejvíce blíží k variantě V1.A z hlediska tahu a přivedeného hmotnostního toku vzduchu. V1.C však lépe využívá chladicího potenciálu přivedeného chladicího vzduchu pro zvýšení součinitele přestupu tepla na povrchu chladiče izolačního plynu. Konstrukčními úpravami bylo dosaženo pozvolného zatočení proudu chladicího vzduchu při zachování relativně vysoké rychlosti chladicího vzduchu.



Obrázek 50 Rychlostní pole v řezu variantou V1.C

Obrázek 50 blíže popisuje proudění vzduchu po úpravě na variantu V1.C. Lze si všimnout velkých rotací, a to nad chladičem izolačního plynu a také v prostoru před žebry chladiče. Vrchní rotace je způsobena přirychlením podél vrchní stěny chladicího kanálu. Vír před žebry je způsoben proudem, který kopíruje rádius deflektoru a směřuje shora na žebra. Tímto vzniká stabilní oblast, ve které vzduch pouze rotuje. Dopad těchto struktur na tlakovou ztrátu v kanálu není známý, i přesto byly navazující varianty navrženy s cílem tyto víry eliminovat.

Pozorovatelná změna nastala v případě zvýšení průběhu a střední hodnoty součinitele přestupu tepla na vnější teplosměnné ploše. Průběh je zobrazen na Obrázku 51. Oproti referenční variantě je zde viditelná změna v efektivní ploše žeborů.

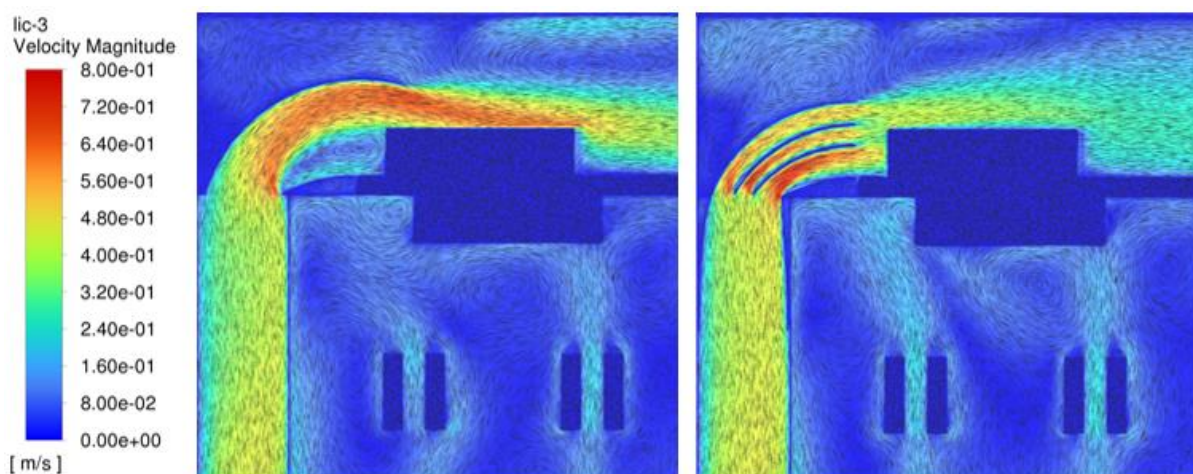


Obrázek 51 Rozložení součinitele přestupu tepla po žebrech chladiče izolačního plynu varianta V1.C (červeně označena oblast změny)

Z hlediska hodnot součinitele přestupu tepla, resp. Nusseltova čísla (v softwaru hodnoty *Area-weighted average Surface Heat Transfer Coef. a Surface Nusselt Number*) došlo ke zvýšení o 9,5 % oproti referenčnímu modelu, a to z hodnoty $1,55 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ na $1,70 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, nebo v případě Nusseltova čísla z 64 na 70,4.

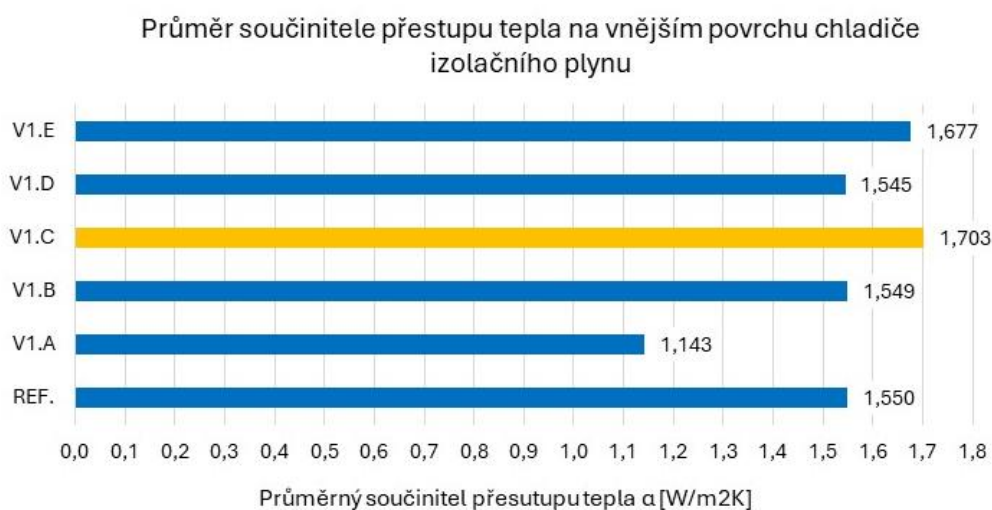
V případě variant V1.D a V1.E bylo předpokládáno, že úpravou navádění chladicího vzduchu bude dosaženo eliminace vírových struktur z varianty V1.C a s tím spojené snížení tlakové ztráty proudění v chladicím kanálu. Zároveň bylo cílem upravit nátok tak, aby co nejvíce nasávaného vzduchu proudilo mezi žebry. U V1.D byly deflektory nahrazeny tunely. Z detailu na Obrázku 52 vlevo, kde je zobrazena oblast, ve které je umístěn přívodní tunel je patrné, že v této variantě nebylo dosaženo eliminace víru před čelem žebrování, rotující oblasti nad žebrováním. Nicméně, tato varianta přinesla snížení maximálního oteplení o 1 K. Důvodem, proč došlo ke snížení benefitu oteplení oproti variantě V1.C je snížení tahu v chladicím kanále a s tím spojené snížení hmotnostního toku chladicího vzduchu. V1.D tedy nepřináší oproti V1.C žádný benefit.

Hlavním cílem varianty V1.E bylo vylepšení V1.D z hlediska zrovnomnění proudu nasávaného vzduchu. Jak je patrné z řezu V1.E v Tabulce 6, přívodní tunel byl opatřen prodlouženou sací částí pro rovnoměrný nátok vzduchu do zatáčky a zatačecími lopatkami, které průtočný průřez tunelu rozdělují na 3 části. I přes zdánlivou eliminaci víru před žebrováním tělesa chladiče a zdánlivě rovnoměrnou distribuci proudu chladicího vzduchu v přívodním tunelu nebylo dosaženo zlepšení hodnot sledovaných kritérií.



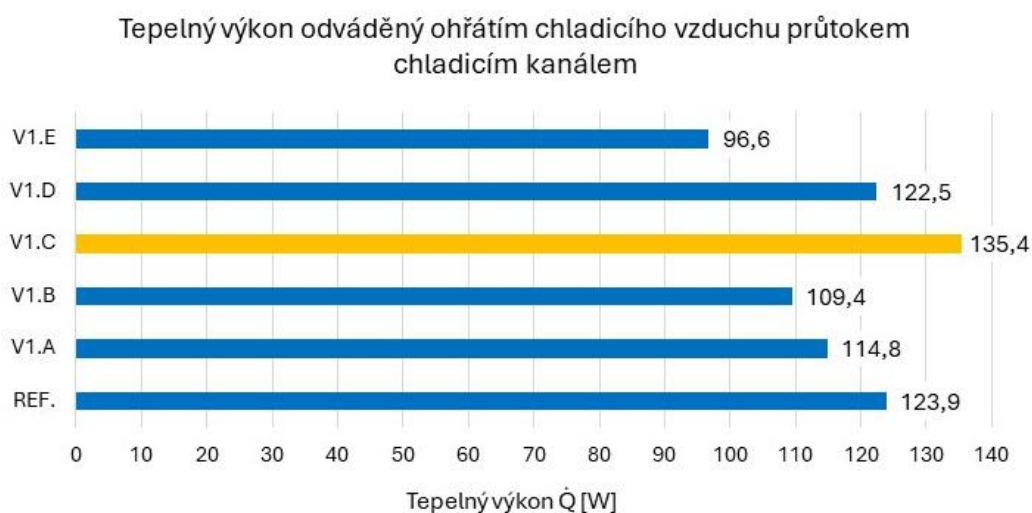
Obrázek 52 Porovnání rychlostních polí v optimalizované oblasti (vlevo V1.D, vpravo V1.E)

Závěrem této kapitoly je grafické porovnání jednotlivých variant na základě jejich efektivity. Obrázek 53 dává do porovnání jednotlivé varianty na základě jejich střední hodnoty vnějšího součinitele přestupu tepla. Toto kritériem ukazuje, jak si jednotlivé varianty stojí z konvektivního tepelného odporu tělesa chladiče izolačního plynu. Varianta V1.C je z hlediska toho kritéria nejlepší volbou.



Obrázek 53 Grafické porovnání hodnot střední hodnoty součinitele přestupu tepla na vnější ploše ch. i. p.

Obrázek 54 dává do souvislosti jiné kritérium, a to odváděný tepelný výkon pomocí odtahu ohřátého chladicího vzduchu, který proudí kanálem. Na tuto hodnotu lze nahlížet jako na kritérium, hodnotící efektivitu navrženého konceptu. I toto kritérium označuje variantu V1.C jako nejefektivnější. Graf níže však ukazuje, že varianta V1.E je z hlediska tohoto kritéria nejhorší. Vysvětlením tohoto jevu je, že tepelný tok přes vrchní stěnu chladicího kanálu varianty V1.E činí 50 W. Tepelný tok stejnou plochou ve variantě V1.D je 20,5 W. To značí, že velká část tepla dodaného vzduchu ve vodorovné části kanálu je do okolí odvedena prostupem vrchní stěnou, což zvětšuje celkový tepelný odpor soustavy.



Obrázek 54 Grafické porovnání hodnoty odváděného tepelného výkonu pomocí odvodu ohřátého chladicího vzduchu

Závěrem tohoto optimalizačního přístupu bylo vyhodnoceno několik poznatků, které jsou později v této práci dále využity. Těmito poznatky jsou:

- Nejlepší variantou, která zde byla navržena a simulována je V1.C. Tato varianta snižuje oteplení v nejhorším místě o 1,6 K (2,2 %) a v průměru o 1,4 K (2,1 %) oproti referenčnímu návrhu.
- Obecně nejúčinnější konstrukční úpravou se ukázala změna výšky vodorovné části chladicího kanálu. Tato modifikace přinesla ve variantě V1.A zvýšení tahu v chladicím kanále o 292,1 % při zvýšení hmotnostního toku chladicího vzduchu o 52,9 %.
- Pro snížení celkového tepelného odporu soustavy bylo důležité nejen zvýšit součinitel přestupu tepla, ale i zajistit dostatečnou ventilaci vodorovné části chladicího kanálu.

3.3 Aero-termální optimalizace konstrukce chladiče izolačního plynu

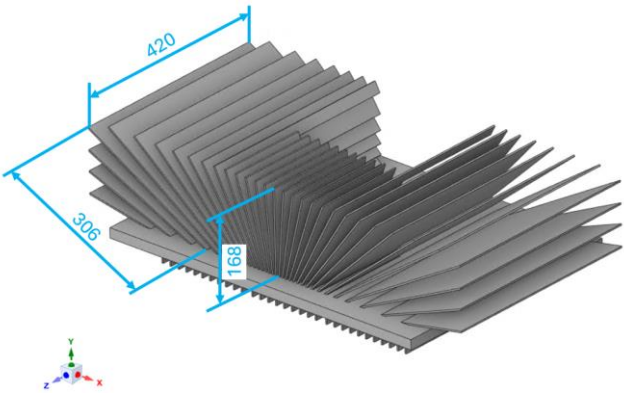
Jiným potenciálně využitelným přístupem je optimalizace konstrukce tělesa chladiče izolačního plynu. V předchozí kapitole 3.2 byl pomocí rovnice 3.2 představen tepelný odpor prostupem tělesem chladiče izolačního plynu. Konvektivní odpor ze strany chladicího kanálu je reprezentován součinem součinitele přestupu tepla a velikosti teplosměnné plochy $\alpha_1 \cdot A_1$. Předchozí přístup byl primárně cílen na optimalizaci α_1 , nicméně je zde prostor i pro optimalizaci velikosti teplosměnné plochy chladiče. V této optimalizaci je nutno však uvážit skutečnost, že úpravou tvaru vnější teplosměnné může dojít k ovlivnění součinitele přestupu tepla.

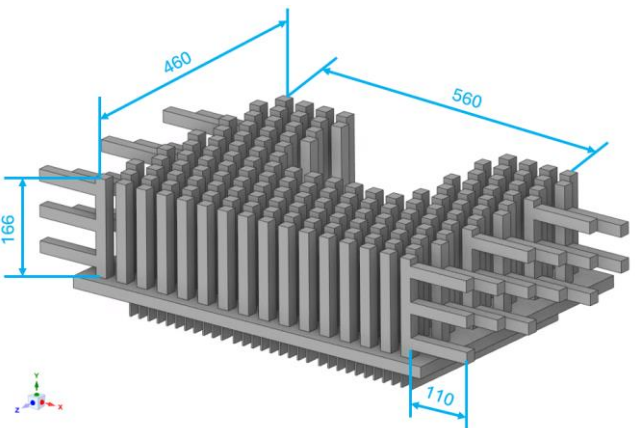
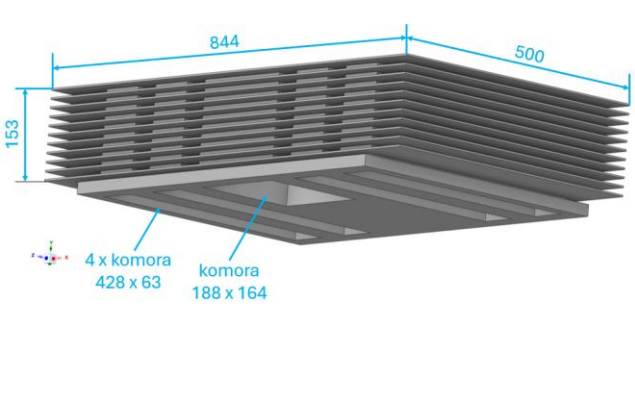
V návaznosti na poznatky vyvozené v závěru předchozí kapitoly je viditelný určitý potenciál pro konstrukční úpravy zahrnující modifikace konceptu a velikosti teplosměnné plochy chladiče izolačního plynu. Zejména bod b., který se týká zvýšení vodorovné části chladicího kanálu otevírá nové možnosti pro úpravy, zejména z hlediska větší průtočné plochy kanálu, kterou lze vyplnit teplosměnnou plochou. Všechny poznatky z minulé kapitoly byly uváženy při navazujícím návrhu konstrukčních variant v tomto přístupu.

3.3.1 Návrh konstrukčních variant chladiče izolačního plynu

Při respektování konstrukčních limitů uvedených kapitole 3.2.1 a s uvážením zmíněných poznatků ze závěru předchozí kapitoly byly navrženy 3 konstrukční varianty zahrnující modifikované návrhy vnější teplosměnné plochy chladiče izolačního plynu. Navržené chladiče shrnuje Tabulka 9.

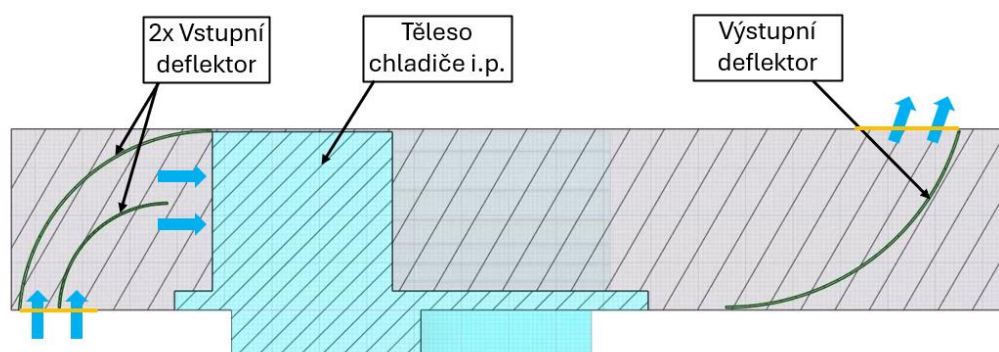
Tabulka 9 Simulované varianty chladičů izolačního plynu

Varianta	3D model chladiče i. p.	Popis
V2.A		Modifikace: 31 deskových žebër o tloušťce 3 mm a různé geometrii. Vzájemný úhel mezi 2 sousedními žebry je 4,6 °. Velikost vnější teplosměnné plochy: 4,8540 m²

V2.B		• Modifikace: Změna plochu rozšiřujících elementů z žeber na kolíky o průřezu 20 x 20 (144 svislých a 30 vodorovných). Řady kolíků jsou uspořádány vystřídaně. • Velikost vnější teplosměnné plochy: 2,6028 m²
V2.C		• Modifikace: 5 dutých komor o tloušťce stěny 6 mm, rozšiřujících prostor pro izolační plyn. Spojeno 11 deskovými plochami o tloušťce 3 mm. • Velikost teplosměnné plochy: 5,2151 m²

V předchozím optimalizačním přístupu se jako nejvhodnější varianta osvědčila V1.C, která využívá cílení nasávaného proudu vzduchu pomocí deflektorů v kombinaci se zvýšenou vodorovnou částí chladičového kanálu. V tomto přístupu je těchto dvou prvků využito tak, jak to zobrazuje schéma v řezu V2.A na Obrázku 55 níže. Znázorněný způsob navádění vzduchu byl implementován do všech 3 variant.

Na Obrázku 55 jsou viditelné 2 přívodní deflektory oproti jednomu ve variantě V1.C. Důvodem je snaha o rovnoměrnější distribuci přiváděného vzduchu pro efektivní využití celé teplosměnné plochy. Varianta se 2 deflektory byla simulována i v předchozím přístupu, nicméně přinesla stejné výsledky jako V1.C a byla proto vyřazena. Zde je však potenciál využití 2 deflektorů vyšší z důvodu rovnoměrné distribuce proudu vzduchu na plochu chladiče izolačního plynu.



Obrázek 55 Systém navádění chladicího vzduchu na těleso chladiče izolačního plynu (geometrie pro simulaci v polovičním řezu)

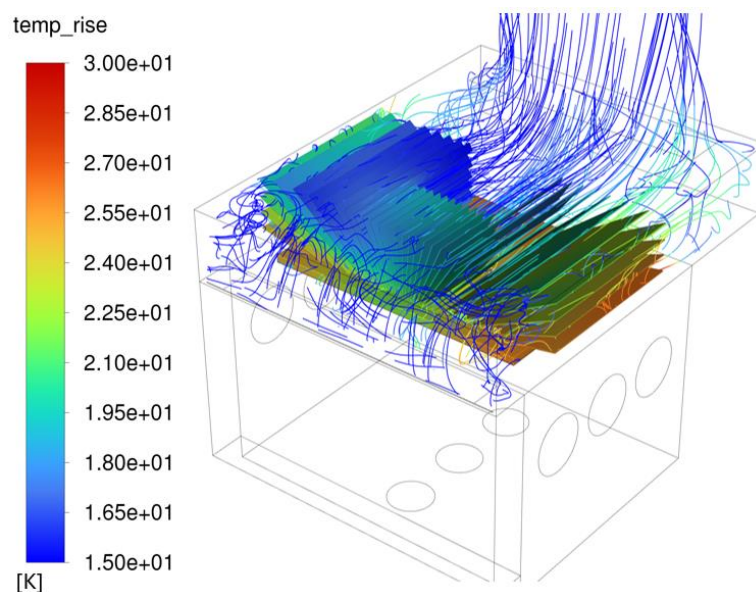
3.3.2 Hodnocení simulovaných variant chladiče izolačního plynu

Tabulka 10 Kvantitativní výsledky simulovaných variant a srovnání s referenčním modelem

Absolutní hodnoty				
Varianta	REF.	V2.A	V2.B	V2.C
Vnější teplosměnná plocha [m ²]	1,6526	4,8540	2,6028	5,2151
Max. oteplení [K]	72,8	68,4	67,8	70,3
Průměrné oteplení [K]	67,1	63,5	62,5	65,1
Hmotnostní tok vzd. [g/s]	18,65	27,11	19,32	16,36
Tepelný tok ch. i. p [W]	120,6	134,3	131,6	126,8
Tah v ch. kanále [Pa]	0,0304	0,0770	0,0118	0,0012
Ohřátí ch. vzduchu [K]	6,6	4,8	6,6	8,1
Relativní porovnání k referenčnímu modelu				
Varianta	REF.	V2.A	V2.B	V2.C
Vnější teplosměnná plocha [m ²]	–	+3,2014	+0,9502	+3,5625
Vnější teplosměnná plocha [%]	–	+193,72	+57,50	+215,57
Max. oteplení [K]	–	-4,4	-5,0	-2,5
Max. oteplení [%]	–	-6,04	-6,87	-3,43
Průměrné oteplení [K]	–	-3,6	-4,6	-2,0
Průměrné oteplení [%]	–	-5,36	-6,86	-2,98

Hmotnostní tok vzd. [g/s]	–	+8,46	+0,67	-2,29
Hmotnostní tok vzd. [%]	–	+45,36	+3,59	-12,28
Tepelný tok ch. i. p [W]	–	+13,7	+11,0	+6,2
Tepelný tok ch. i. p [%]	–	+11,36	+9,12	+5,14
Tah v ch. kanále [Pa]	–	+0,0466	-0,0186	-0,0292
Tah v ch. kanále [%]	–	+153,29	-61,18	-96,05
Ohřátí ch. vzduchu [K]	–	-1,78	0	+1,48
Ohřátí ch. vzduchu [%]	–	-26,89	0	+22,36

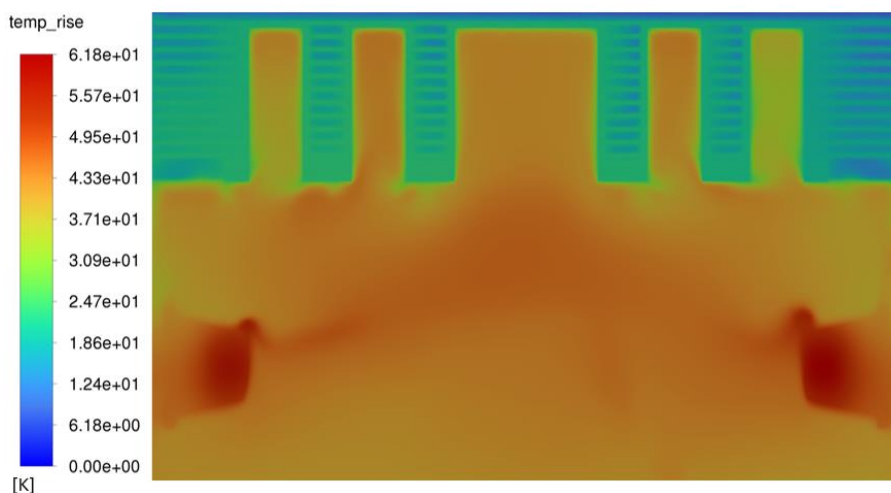
Tabulka 10 stejně jako u předchozího aero-termálního přístupu dává do porovnání zvolená kritéria. Nejlepší variantou z hlediska hodnoty oteplení vychází varianta V2.B. Po důkladném bližším rozboru výsledků simulace této varianty však nebylo nalezeno fyzikální odůvodnění, proč je varianta V2.B lepší než varianta V2.A. Byl však nalezen problém, který spočívá v energetické bilanci. Jak již bylo v kapitole 3.2 komentováno, v ustáleném stavu se musí energie ztrát a odvedená tepelná energie bilančně rovnat. V simulaci V2.B bylo zjištěno, že energie vystupující z přípojniového prostoru rozdílná o 2,5 % od energie generované ztrátami proudovodné dráhy. Problematickým prvkem se ukázalo být těleso chladiče izolačního plynu. Rozdíl mezi tepelnou energií převáděnou vnitřní stěnou tělesa a vnější stěnou tělesa se projevil jako velmi nestabilní, přičemž teoreticky by měl být nulový. Tento jev nebyl odhalen u žádné jiné varianty. Pro bližší analýzu příčiny byl bylo vhodné simulovat tuto variantu i jinými matematickými modely a stanovit, zda se jedná o chybu modelu nebo numerickou chybu jiného charakteru. Z důvodu těchto nejistot nebyla varianta V2.B vyloučena z dalšího porovnání.



Obrázek 56 Oteplení tělesa ch. i. p. a chladicího vzduchu – V2.A

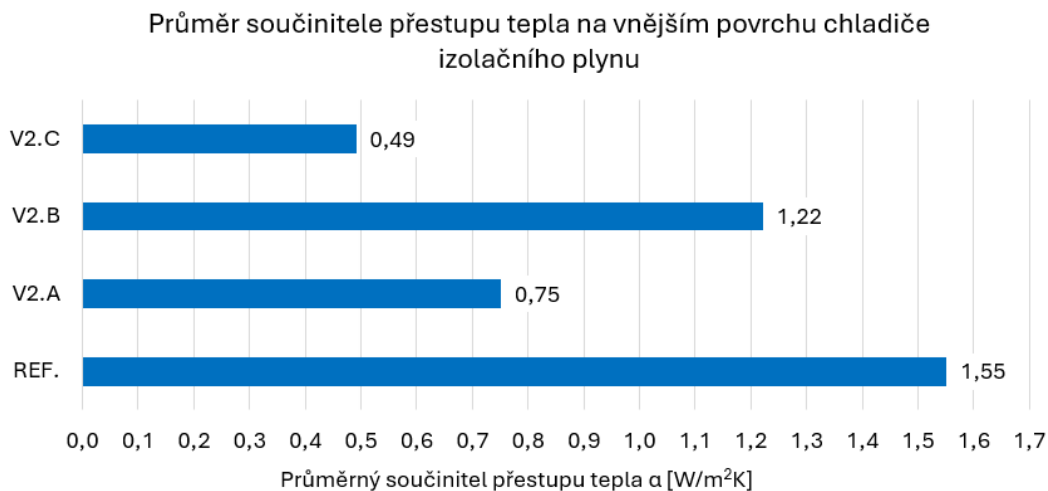
Po vyloučení varianty V2.B vychází jako nejefektivnější varianta V2.A. Touto designovou úpravou vnějšího žebrování bylo dosaženo rozšíření teplosměnné plochy o 193,72 %. Z výsledků lze vyčíst, že bylo dosaženo relativního zlepšení ve všech sledovaných kritériích. V případě hlavního sledovaného kritéria oteplení bylo dosaženo snížení o 4,4 K, resp. 3,6 K. Důvodem zlepšení je celková úprava vnějšího tepelného odporu chladiče, za kterým stojí zejména zmíněné rozšíření teplosměnné plochy. Srovnáním vnější konvektivních odporů navržených variant se zabývá Obrázek 60 a komentář k němu přidružený. Druhým důvodem je dosažení velkého hmotnostního toku chladicího vzduchu, který byl zvýšen o 45,36 %. Teplo předané chladicímu vzduchu je tak intenzivně odváděno odtahem z kanálu.

Zbývající třetí simulovanou variantou je V2.C. Tato varianta částečně opouští originální koncept chladiče izolačního plynu. Vnitřní žebrování je nahrazeno komorami, do kterých zatéká izolační plyn z vnitřku přípojnicového boxu. Dále byla rozšířena vnější teplosměnná plocha o 215,57 %. Navržená varianta tohoto konceptu sice vykazuje zlepšení pouze o 2,5 K, resp. 2 K z hlediska oteplení, nicméně při dodatečné optimalizaci geometrie žebrování by mohl přinést větší benefit. Hlavním omezením této varianty se ukázalo být zásadní snížení tahu v kanále a s tím spojený hmotnostní tok vzduchu. Obrázek 57 zobrazuje teplotní pole v příčném řezu variantou V2.C.

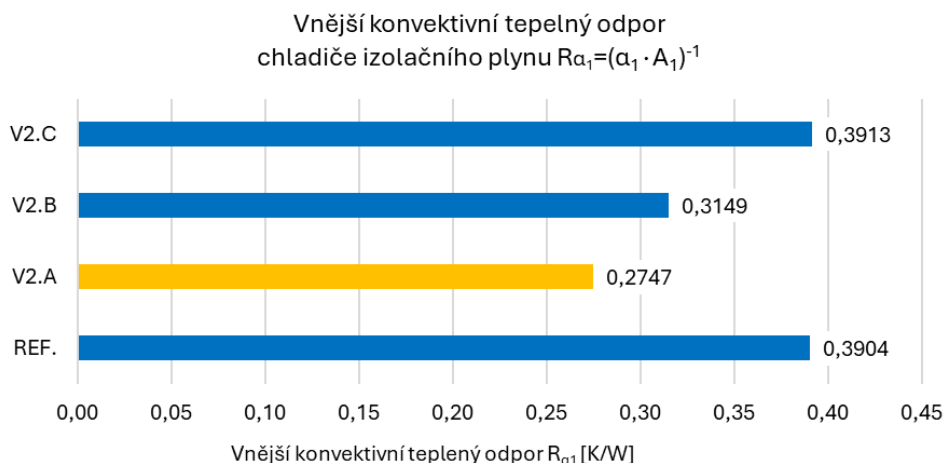


Obrázek 57 Teplotní pole (oteplení) v příčném řezu variantou V2.C

Obdobně jako u předchozího přístupu bylo zpracováno také grafické porovnání jednotlivých variant. Hlavním předmětem optimalizace v aktuálním přístupu je maximalizace součinu vnějšího součinitele přestupu tepla a velikosti teplosměnné plochy $\alpha_1 \cdot A_1$ [W/K], resp. minimalizace vnějšího konvektivního odporu teplosměnné plochy R_{a1} [K/W] (viz rovnice 3.2). Obrázek 58 a Obrázek 59 dávají do porovnání jednotlivé simulované varianty nejdříve pomocí průměrného součinitele přestupu tepla a následně pomocí součinu $\alpha_1 \cdot A_1$. Z tohoto porovnání lze pozorovat, že největšího snížení odporu chladiče izolačního plynu bylo dosaženo při variantě V2.A. Do grafického porovnání byla zahrnuta varianta V2.B, nicméně výsledky této varianty jsou spíše diskutabilní.



Obrázek 58 Grafické porovnání hodnot střední hodnoty součinitele přestupu tepla na vnější ploše ch. i. p. – druhý přístup



Obrázek 59 Grafické porovnání simulovaných variant chladiče izolačního plynu na základě vnějšího konvektivního odporu

Analogicky k předchozímu aero-termálnímu přístupu byly z výsledků simulovaných variant vyvozeny následující dílčí závěry:

- Nejefektivnější variantou chladiče izolačního plynu byla zvolena V2.A. Pomocí této varianty bylo dosaženo snížení oteplení -4,4 K (tj. -6,04 %) v případě maxima a -3,6 K (tj. -5,36 %) v případě průměru.
- Výsledky varianty V2.B pravděpodobně nejsou validní a je nutné v rámci navazujícího postupu vyloučit výskyt numerické či metodické chyby pro stanovení opravdového benefitu této varianty.
- Výsledky V2.C ukázaly viditelný potenciál tohoto konceptu. Pro zvýšení benefitu je potřeba provést optimalizaci geometrie žebrování na rámci této práce.

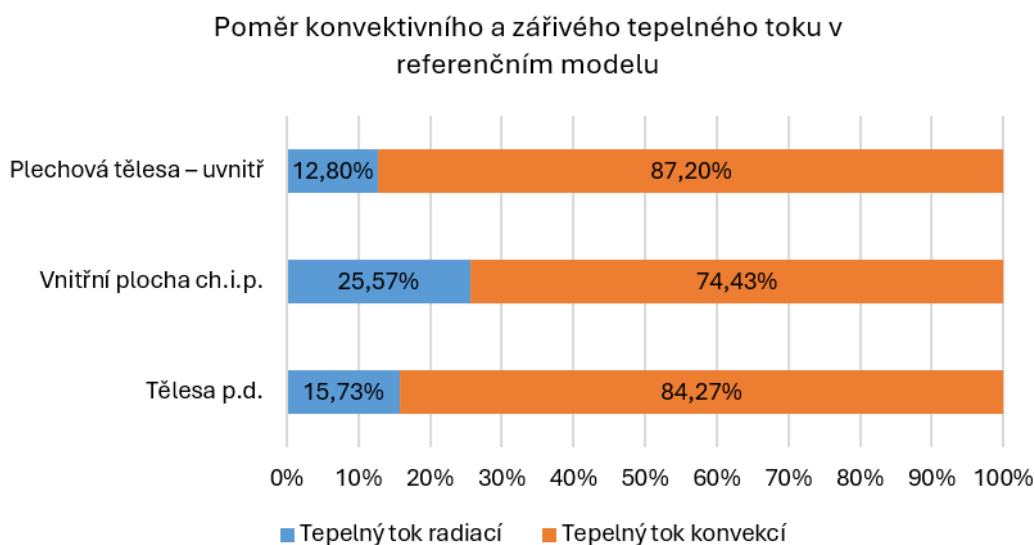
3.4 Optimalizace přenosu tepla zářením

Předchozí kapitoly jsou zaměřené zejména na konvektivní přenos tepla pomocí konstrukčních úprav chladicího kanálu a chladiče izolačního plynu. Nicméně je vhodné se zaměřit i na odvod ztrátového tepla pomocí záření. Vzhledem k omezenému konvekčnímu přenosu tepla, který je limitován nízkými hodnotami součinitele přestupu tepla, lze očekávat, že i radiální přenos tepla hraje významnou roli v celkovém přeneseném výkonu.

Rovnice 3.4, která je modifikací rovnice 2.4 popisuje, že tepelný výkon přenesený mezi 2 povrchy těles je závislý na emisivitě povrchů ε_n [-], velikosti teplosměnných ploch A_n [m²], teplotách povrchu těles T_n [K] a na faktor vyjadřující vzájemnou viditelnost povrchů F_{12} [-].

$$\dot{Q} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{R_1 + R_{12} + R_2} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{A_1 \varepsilon_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{A_2 \varepsilon_2}} [W] \quad (3.4)$$

Vzhledem k tomu, že konstrukce je pevně dána zadáním (kromě konstrukce kanálu a primární teplosměnné plochy), lze nadále rozšiřovat velmi omezeně (zejména v případě těles proudovodné dráhy). Teplota povrchu těles a teplota okolí jsou závislé na okolních a provozních podmínkách a jsou dopočítávány iteračním způsobem CFD řešičem. Jediným možným způsobem, jakým zintenzivnit přenos tepla radiací zůstává zvýšení emisivity povrchů, které si vzájemně vyměňují tepelnou energii.



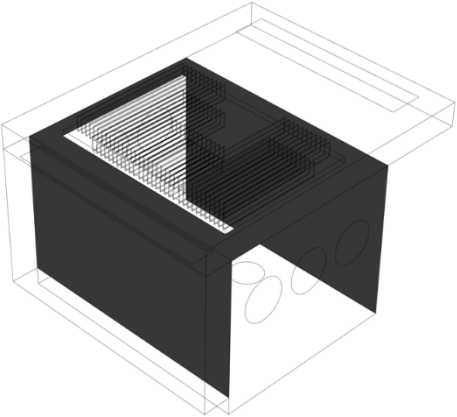
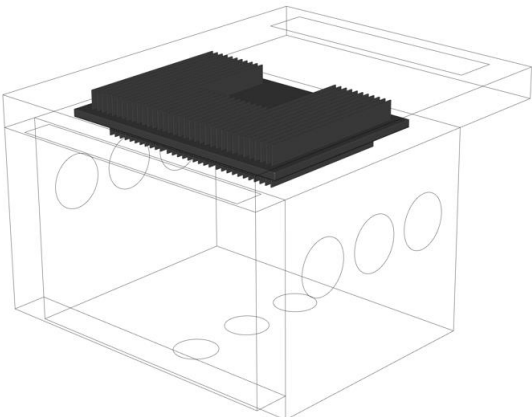
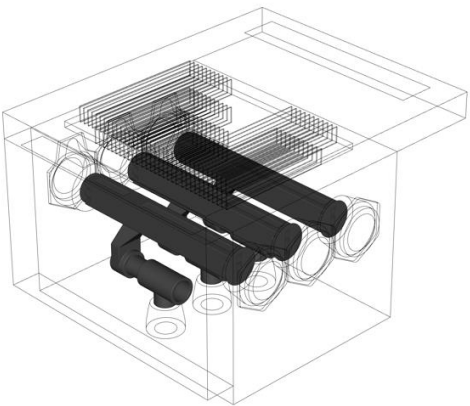
Obrázek 60 Grafické porovnání poměrného množství tepelného toku v závislosti na skupině těles a mechanismu přenosu tepla

Obrázek 60 znázorňuje vzájemné poměry mezi radiálním a konvektivním tepelným tokem pro povrchy různých skupin těles vnitřního prostoru přípojnicového boxu v referenčním modelu. Z grafického znázornění je patrné, že radiace se podílí na celkovém tepelném toku jen menší novou částí a je zde viditelný určitý prostor pro zlepšení.

3.4.1 Návrh opatření

Celkem byla navržena 3 opatření, týkající se zvyšování emisivity povrchu těles zvýšena na 9násobek původní hodnoty. Každé z navržených opatření se zaměřuje na plochy specifické skupiny těles. Přehledem navržených a simulovaných opatření je Tabulka 11.

Tabulka 11 Simulované varianty zvyšující emisivity povrchu

Varianta	Plochy se zvýšenou emisivitou	Popis
V3.A		• Modifikace: nabarvení plechových těles z vnitřní strany přípojnícového prostoru • Pokrytá plocha: 1,1132 m²
V3.B		• Modifikace: nabarvení celého povrchu tělesa proudovodné dráhy • Pokrytá plocha: 3,0404 m²
V3.C		• Modifikace: nabarvení vnějšího povrchu těles proudovodné dráhy • Pokrytá plocha: 1,2265 m²

3.4.2 Hodnocení simulovaných opatření – radiace

Tabulka 12 Kvantitativní výsledky simulovaných variant a srovnání s referenčním modelem

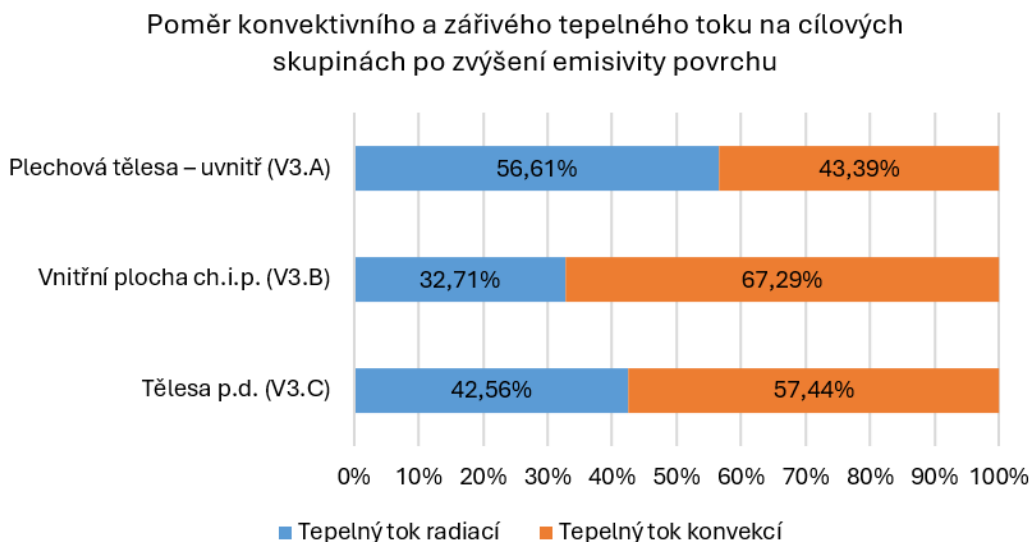
Absolutní hodnoty				
Varianta	REF.	V3.A	V3.B	V3.C
Nabarvená plocha [m ²]	–	1,1132	3,0404	1,2265
Max. oteplení [K]	72,8	69,2	71,3	67,0
Průměrné oteplení [K]	67,1	63,6	65,7	62,1
Tepelný tok ch. i. p. [W]	120,6	103,3	126,6	121,0
Relativní porovnání k referenčnímu modelu				
Varianta	REF.	V2.A	V2.B	V2.C
Max. oteplení [K]	–	-3,6	-1,5	-5,8
Max. oteplení [%]	–	-4,95	-2,06	-7,97
Průměrné oteplení [K]	–	-3,5	-1,4	-5,0
Průměrné oteplení [%]	–	-5,22	-2,09	-7,45
Tepelný tok ch. i. p. [W]	–	-17,4	+6,0	+0,4
Tepelný tok ch. i. p. [%]	–	-14,39	+5,01	+0,33

Tabulka 12 shrnuje a dává do porovnání výsledné hodnoty sledovaných veličin. Nejúčinnější variantou z hlediska snížení oteplení je varianta V3.C, která spočívá v barvení těles proudovodné trasy speciálním materiálem. Tato varianta vychází nejpříznivěji také z hlediska poměru velikosti plochy, na kterou je třeba nanést speciální materiál, upravující emisivitu povrchu.

Zajímavým jevem je výrazné snížení tepelného toku o 14,39 % skrz těleso chladiče izolačního plynu v případě varianty V3.A. Vysvětlením této změny je snížení tepelného odporu jednotlivých plechových dílců vlivem zvýšení emisivity povrchu. Snížení celkového odporu stěny dochází ke intenzivnějšímu přenosu tepla stěnou přípojniového prostoru a pro přenos tepla chladičem izolačního plynu tak zbývá výrazně méně energie. Tato varianta sice není nejefektivnější ze simulovaných variant, nicméně vyžaduje nejmenší plochu k nabarvení.

Varianta V3.B je v porovnání se 2 ostatními nejméně efektivní a zároveň vyžaduje největší plochu k nabarvení. Změna oteplení je pouze 1,5 K, resp. 2,06 %. Vysvětlení vyplývá z porovnání Obrázku 60 a 61. To značí, že úprava celkového tepelného odporu chladiče není příliš velká oproti referenčnímu modelu.

V rámci vyhodnocení a porovnání výsledků simulací jednotlivých řešení bylo vytvořeno i grafické porovnání, které navazuje na Obrázek 61. Graf, uvedený níže na tomto obrázku je porovnáním k referenčnímu stavu a zobrazuje poměry mezi tepelnými toky záření a konvekcí pro jednotlivé cílové skupiny těles po úpravě emisivity povrchu. Největší pozorovatelnou změnou oproti Obrázku 60 je, že u skupin s nejnižším podílem radiačního tepelného toku bylo po úpravě emisivity dosaženo největšího navýšení tohoto podílu. Naopak případě V3.B dochází k úpravě poměru mechanismů přenosu tepla pouze o 7,14 % ve prospěch záření.



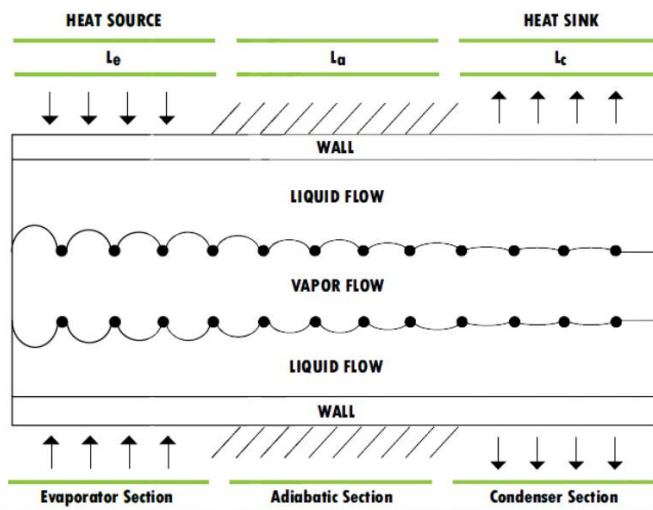
Obrázek 61 Grafické porovnání poměru mechanismů přenosu tepla pro různé cílové skupiny (varianty) po zvýšení emisivity povrchu

Stejně jako u dvou předchozích optimalizačních přístupů bylo i zde možné vyvodit dílčí závěry vyplývající z hodnocení výsledků:

- Nejefektivnější variantou z hlediska snížení oteplení proudovodné dráhy se jeví varianta V3.C, jejíž principem je zvýšení emisivity povrchu samotných těles proudovodné dráhy.
- Největší změny poměru tepelného toku mezi konvekcí a radiací bylo dosaženo v případě varianty V3.A, která spočívá v úpravě emisivity plechových těles.
- Z teorie (resp. z rovnice 3.4) vyplývá, že kombinací všech navržených variant je možné dosáhnout dalšího snížení oteplení proudovodné dráhy. Tato varianta však nebyla v této práci simulována.
- Úprava emisivity teplosměnných ploch je v tomto případě vysoce efektivním řešením, které nevyžaduje žádné konstrukční úpravy. V takovém případě je očekáváno i nízké navýšení nákladů (viz kapitola 4).

3.5 Předběžný návrh chlazení s tepelnými trubicemi

Rešeršní kapitola 1.5.2 pojednává o využití tepelných trubic pro přímý odvod tepla z živých částí proudovodné dráhy. Technologie termosifonových trubic má díky vysokému teplotnímu spádu mezi chladičem izolačního plynu a tělesy proudovodné dráhy vysoký potenciál využití i v případě aplikace v této práci. Fyzikální princip této technologie popisuje Obrázek 62 níže.



Obrázek 62 Princip tepelné trubice [50]

Tepelnou trubici lze pro výpočet zjednodušeně modelovat jako vysoce efektivní vodič tepla se specifickým celkovým tepelným odporem. Tento specifický odpor (resp. efektivní tepelná vodivost λ_{eff}) je složen z vícero dílčích tepelných odporů, které vychází z principu funkce. Celkový odpor však není ovlivněn jen vlastnostmi tepelné trubice, ale také podmínkami dané aplikace. Tepelný tok tepelnou trubicí lze matematicky vyjádřit pomocí rovnice 3.5 [51], což je aplikovaná varianta Fourierova zákona (viz rovnice 2.1).

$$\dot{Q} = \frac{\lambda_{eff} \cdot A}{L} \cdot \Delta T [W] \quad (3.5)$$

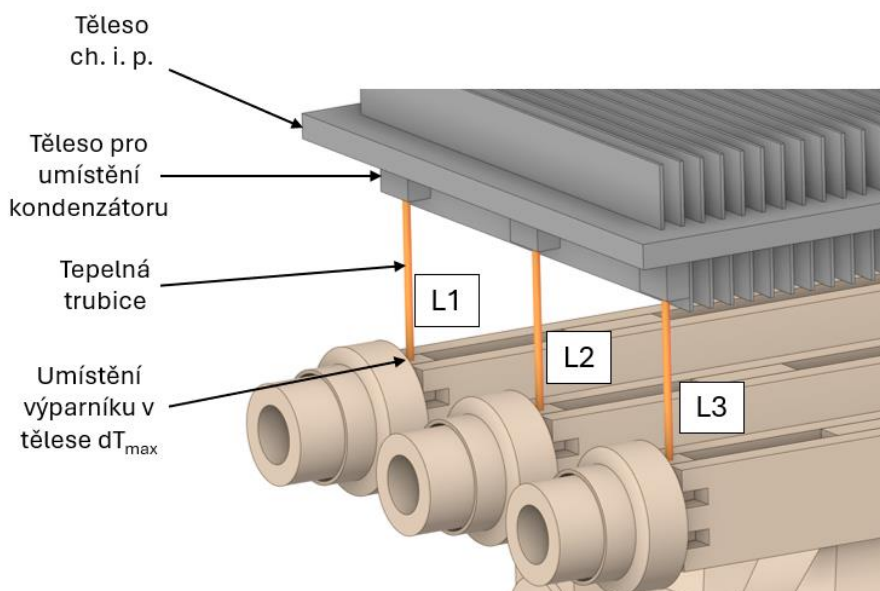
V rovnici 3.5 je λ_{eff} efektivní tepelná vodivost tepelné trubice [W/m·K], A je plocha průřezu tepelné trubice [m²], L je délka tepelné trubice [m] a ΔT je rozdíl teplot sekce výparníku a kondenzátoru [K]. Lze tedy říci, že tepelný výkon tepelné trubice lze zvyšovat s průměrem tepelné trubice a teplotním spádem, mezi kterým je požadováno vést tepelnou energii. S délkou tepelné trubice se však výkon snižuje.

Z bližší studie pro možnosti aplikace v této práci je patrný určitý potenciál, který je podmíněn teplotním spádem mezi bodem proudovodné dráhy s nejvyšší teplotou a teplotou tělesa chladiče izolačního plynu (viz Obrázek 38). Vzdálenost mezi těmito dvěma body je však pevně dána konstrukcí a je omezujícím faktorem pro aplikaci tepelné trubice.

3.5.1 Návrh aplikace tepelných trubic

Na základě konkrétní specifikace problému byla vytvořena nezávislá poptávka u dodavatele tepelných trubic (společnost Advanced Thermal Solutions, Inc.). Dodavateli byly předány požadované parametry vlastní aplikace (vzdálenost mezi dvěma body, možná délka výparníkové a kondenzátorové sekce a požadovaný typ), na jejichž základě byla formou nabídky dodána konkrétní řešení včetně návrhových doporučení. Nabídka je rozvedena v Tabulce 13.

Navazujícím krokem byl koncepční návrh aplikace. Celkově byly navrženy 2 různé konfigurace. První konfigurace uvažuje použití jedné tepelné trubice, a to mezi bodem s nejvyšším oteplením fáze L2 s dobrou přístupností pro montáž a vybraným bodem na tělese chladiče. Druhá konfigurace uvažuje aplikaci tří tepelných trubic při spojení chladiče a všech tří fází. Návrh aplikace je na Obrázku 63 níže.

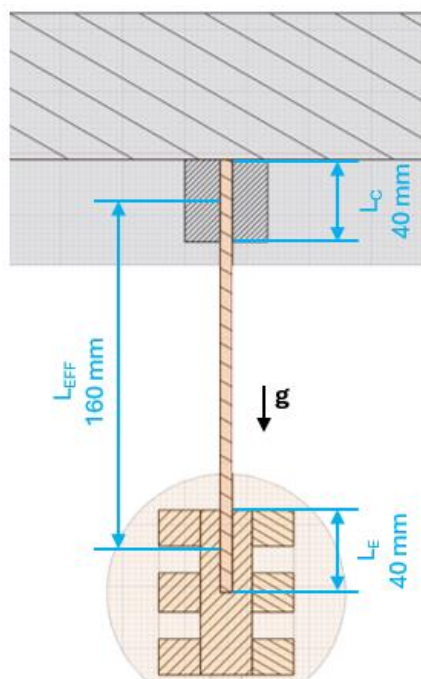


Obrázek 63 Návrh aplikace tepelných trubic

Další krok je navázán na rozměry geometrie, které bylo nutné dodat jako podklad pro dodavatele. Nabídka tepelných trubic je odstupňována dle stanovených délek a průměrů (viz Tabulka 13). Oba tyto parametry jsou klíčové pro stanovení celkového tepelného odporu (resp. efektivní tepelné vodivosti). Celková délka byla zvolena jako 200 mm. Dle návrhových instrukcí dodavatele je charakteristika z tzv. efektivní délky. Ta je dána vztahem, který popisuje rovnice 3.6 [52],

$$L_{eff} = L - \frac{(L_e - L_c)}{2} [m] \quad (3.6)$$

kde L [m] je celková délka trubice dle katalogové řady, L_e , resp. L_c [m] jsou délky zasunutí výparníkové, resp. kondenzátorové části do požadovaného tělesa. Rozměry pro řešenou aplikaci obrazuje Obrázek 64.



Obrázek 64 Klíčové rozměry tepelné rozměry pro výpočet – schematicky

V okamžiku, kdy byla stanovena požadovaná délka, byla dodavatelem vytvořena nabídka vhodných řešení. Nabídku shrnuje Tabulka 13. S tabulkou dodavatel ATS, Inc. poskytnul i grafické ΔT – $\dot{Q}$ charakteristiky jednotlivých trubek a cenové nabídky. Dodané podklady jsou v následující kapitole 3.5.2 využity pro analytický výpočet teplotního benefitu.

Tabulka 13 Personalizovaná nabídka tepelných trubek dle dodaných specifikací [51]

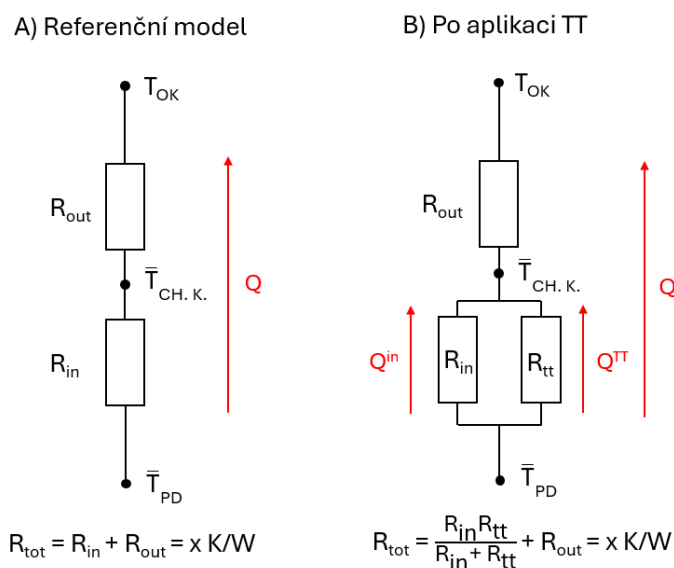
Tepelná trubice o délce 200 mm, drážkovaná struktura				
Označení výrobku ATS	Průměr [mm]	Efektivní délka [mm]	Tepelný výkon na délku [W/m]	Max. tepelný výkon [W]
ATS-HP-D4L200G30W-001	4	160	4,1	25,6
ATS-HP-D5L200G40W-003	5	160	4,7	29,4
ATS-HP-D6L200G45W-005	6	160	6,4	40,0

3.5.2 Výpočet snížení oteplení aplikací tepelných trubic

Výpočet byl proveden při zavedení několika zjednodušujících předpokladů pomocí analytických vztahů. Motivací k využití analytického přístupu je zejména vysoká cenová nákladnost licencí softwaru ANSYS Fluent. Pomocí tohoto přístupu lze zařadit návrh s tepelnými trubicemi do technicko-ekonomického zhodnocení s předchozími optimalizačními přístupy a zároveň je cenově a časově úspornější než simulace. Na výsledné hodnoty je však nutno nahlížet jako na optimistický odhad, který popisuje spíše potenciální snížení oteplení proudovodné dráhy než přesný výpočet.

Z analýzy referenčního modelu je možné pro výpočet vyvodit několik informací, ze kterých lze vytvořit zjednodušující předpoklady pro výpočet. Při skutečnosti, že se jedná o výpočet v ustáleném stavu, lze uvažovat, že ztrátový výkon generovaný průchodem elektrického proudu P_z [W] se rovná celkovému odváděnému teplu $\dot{Q}$ [W]. Pro výpočetní model je však důležité určit hodnotu výkonu, který je odváděn pouze chladicím kanálem. Od celkového odvedeného výkonu je tak odečten tepelný tok zadní stěnou přípojnícového prostoru $\dot{Q}_{z.s.}$ [W] (viz rovnice 3.7). Celkový odváděný výkon lze vypočítat dle rovnice 3.8, která předpokládá, že soustava má celkový tepelný odpor R_{tot} [K/W] mezi proudovodnou dráhou a okolím vytvořený kombinací odporu záření a konvekcí. K tomuto odporu náleží teplotní rozdíl, který je uvažován jako průměrné oteplení celé proudovodné dráhy. Pomocí úpravy rovnice 3.8 lze tento celkový tepelný odpor soustavy vypočítat.

Při aplikaci technologie tepelných trubic dle výše popsaného návrhu se celkový tepelný odpor změní. Přidané tepelné trubice tvoří aditivní tepelný odpor R_{tt} , který lze považovat jako paralelní ke konvektivně-radiačnímu odporu soustavy. Schematicky je toto zobrazeno na Obrázku 65. Tepelné odpory R_{out} , resp. R_{in} představují tepelný odpor chladicím kanálem a okolím, resp. Mezi proudovodnou dráhou a chladicím kanálem.



Obrázek 65 Náhradní schéma s tepelnými odpory (A – referenční model; B – model s přidanými tepelnými trubicemi)

Postup výpočtu tepelných odporů v referenčním modelu je popsán rovnicemi 3.7 až 3.10. Indexy jednotlivých veličin jsou navázány na náhradní schéma tepelných odporů na Obrázku 65. Teploty, resp. oteplení, které vstupují do výpočtu jsou vždy středními hodnotami.

$$\dot{Q} = P_z - \dot{Q}_{z.s.} \quad (3.7)$$

$$\dot{Q} = 205 \text{ W} - 38 \text{ W} = 167 \text{ W}$$

$$\dot{Q} = \frac{\overline{dT}}{R_{tot}} \Rightarrow R_{tot} = \frac{\overline{dT}}{\dot{Q}} \quad (3.8)$$

$$R_{tot} = \frac{67,1 \text{ K}}{205 \text{ W}} = 0,4018 \text{ K/W}$$

$$R_{out} = \frac{dT_{CH.K.}}{\dot{Q}} \quad (3.9)$$

$$R_{out} = \frac{15,4 \text{ K}}{167 \text{ W}} = 0,0922 \text{ K/W}$$

$$R_{in} = R_{tot} - R_{out} = 0,3096 \text{ K/W} \quad (3.10)$$

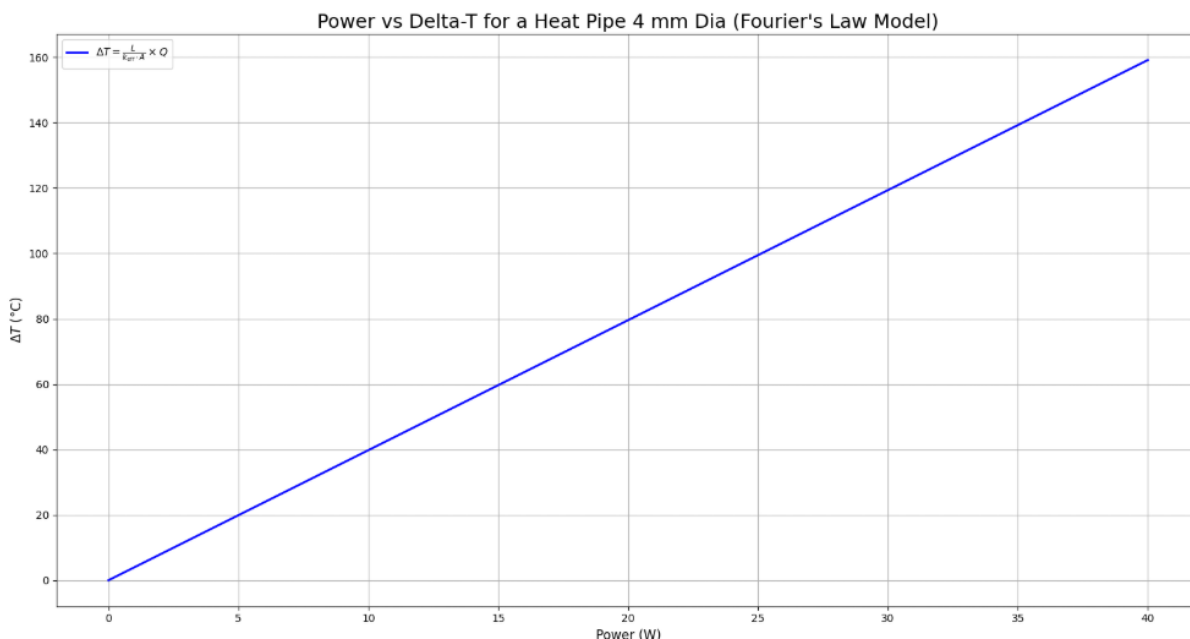
$$R_{in} = 0,4018 \text{ K/W} - 0,0922 \text{ K/W} = 0,3096 \text{ K/W}$$

Pro zjednodušení dalšího výpočtu jsou odpory R_{out} a R_{in} uvažovány jako konstantní, stejně tak jako průměrné oteplení chladicího vzduchu v chladicím kanálu $dT_{CH.K.}$. Ve skutečnosti se tyto hodnoty budou měnit zejména kvůli změně poměru mezi radiačním a konvekčním odvodem tepla, a proto tyto předpoklady vnáší do výpočtu nejistoty, nicméně pro předběžné orientační určení hodnoty snížení oteplení proudovodné dráhy je tento přístup dostatečný.

V případě první konfigurace (viz kapitola 3.5.1) je využita pouze 1 tepelná trubice při spojení chladiče izolačního plynu a fáze L2. Její tepelný odpor lze vypočítat pomocí rovnice 3.11 [51]. V této rovnici se vyskytuje tzv. efektivní tepelná vodivost. Dle dodavatele [51] je uvažována o hodnotě $4000 \text{ W/m}\cdot\text{K}$. V této rovnici se vyskytuje také efektivní délka tepelné trubice L_{eff} , která byla již dříve stanovena jako 160 mm a plocha průřezu tepelné trubice $A \text{ [m}^2\text{]}$ (dle zvolené tepelné trubice). Po předběžném ekonomickém zhodnocení bylo zjištěno, že rozdíl v pořizovací ceně je v závislosti na průměru tepelné trubice pouze v řádech jednotek korun za kus. Z nabídky od dodavatele byly proto vybrány tepelná trubice o průměru 6 mm s označením ATS-HP-D6L200G45W-005. Níže je uveden výpočet potenciálního snížení oteplení při využití této volby.

$$R_{tt} = \frac{L_{eff}}{k_{eff} \cdot A} \quad (3.11)$$

$$R_{tt} = \frac{0,16 \text{ m}}{\left(4000 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right) \cdot \pi \cdot \frac{\left(\frac{4 \text{ mm}}{1000}\right)^2} = 1,4147 \text{ K/W}}$$



Obrázek 66 Příklad ΔT - $\dot{Q}$ charakteristiky tepelné trubice – dle dodavatele [51]

Při známém tepelném odporu samotné trubice, který vychází z její charakteristiky (dle Obrázku 66) a její geometrie je nutné dopočítat celkový tepelný odpor soustavy s tepelnou trubicí $R_{tot,tt}$ dle rovnice 3.12. Tento odpor respektuje schéma na Obrázku 65, B. Odhad nové hodnoty průměrného oteplení proudovodné dráhy je následně určen rovnicí 3.13.

$$R_{tot,tt} = \frac{R_{in} R_{tt}}{R_{in} + R_{tt}} + R_{out} \quad (3.12)$$

$$R_{tot,tt} = \frac{0,3096 \text{ K/W} \cdot 1,4147 \text{ K/W}}{0,3096 \text{ K/W} + 1,4147 \text{ K/W}} + 0,0922 \text{ K/W} = 0,3462 \text{ K/W}$$

$$\overline{dT}_{new} = R_{tot,tt} \cdot \dot{Q} \quad (3.13)$$

$$\overline{dT}_{new} = 0,3462 \text{ K/W} \cdot 167 \text{ W} = 57,8 \text{ K}$$

Snížení maximálního oteplení lze odhadnout pomocí rozdílu mezi maximální hodnotou oteplení a průměrnou hodnotou oteplení proudovodné dráhy v referenčním modelu. Tento rozdíl činí 5,5 K. Nové maximum oteplení je tedy 63,3 K.

Druhá možná konfigurace je spojení všech tří fází s chladičem izolačního plynu. Postup při výpočtu je totožný, a to pomocí rovnic 3.7 až 3.11. Tento postup je doplněn rovnicí 3.14, která navazuje na 3.11 a uvažuje paralelní spojení 3 stejných tepelných odporů. Rovnice 3.15 následně určuje celkový tepelný odpor soustavy se 3 tepelnými trubicemi a rovnice 3.16 stanovuje nové průměrné oteplení proudovodné dráhy při této konfiguraci.

$$R_{3tt} = \frac{R_{tt}}{3} \quad (3.14)$$

$$R_{3tt} = \frac{1,1417 \text{ K/W}}{3} = 0,4716 \text{ K/W}$$

$$R_{tot}^{3tt} = \frac{R_{in} R_{3tt}}{R_{in} + R_{3tt}} + R_{out} \quad (3.15)$$

$$R_{tot}^{3tt} = \frac{0,3096 \text{ K/W} \cdot 0,4716 \text{ K/W}}{0,3096 \text{ K/W} + 0,4716 \text{ K/W}} + 0,0922 \text{ K/W} = 0,2791 \text{ K/W}$$

$$\overline{dT}_{new}^{3tt} = R_{3tt}^{tot} \cdot \dot{Q} \quad (3.16)$$

$$\overline{dT}_{new}^{3tt} = 0,2791 \text{ K/W} \cdot 167 \text{ W} = 46,6 \text{ K}$$

Při zachování stejného postupu jako u první konfigurace vychází odhad maximálního oteplení proudovodné dráhy o hodnotě 52,1 K, což znamená snížení oteplení o 20,7 K.

Tabulka 14 Výsledky analytického výpočtu aplikace s tepelnými trubicemi

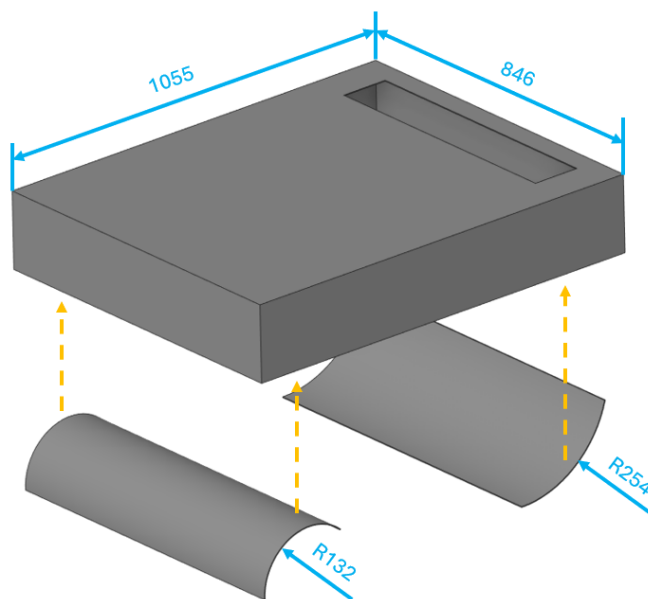
Varianta	REF.	1 x D6	3 x D6
Maximální oteplení [K]	72,8	63,3	52,1
Změna max. oteplení [%]	–	-13,05 %	-28,43 %
Průměrné oteplení [K]	67,1	57,8	46,6
Změna průměrného oteplení [%]	–	-13,86 %	-30,55 %

4 Technicko-ekonomické zhodnocení navržených variant

V optimalizační úloze v kapitole 3 byla provedena inženýrská optimalizace počátečního návrhu chlazení přípojnícového prostoru rozvaděče VN. Výstupem je několik variant řešení, která přináší různá zlepšení sledovaných kritérií, přičemž rozhodujícím kritériem je oteplení proudovodné dráhy v modelu. Každá z výsledných variant je však založena na modifikacích jiného prvku chlazení, což znamená, že různé přístupy jsou spojeny s různými náklady na realizaci řešení v praxi. Tato kapitola tvoří shrnující přehled praktické části této práce a dává do souvislosti efektivitu a předpokládanou náročnost a nákladnost realizace navržených řešení.

Všechny cenové odhady jsou ryze orientační a byly vytvořeny ve spolupráci s ABB s.r.o., Technologickým centrem Brno. Cenové odhady jsou relevantní pouze pro použití v této diplomové práci a nejsou nijak spojeny s reálnými produkty společnosti ABB s.r.o.

Z prvního aero-termálního přístupu byla vyhodnocena jako nejlepší varianta V1.C. Tato varianta spočívá v aplikaci přidavných deflektorů a v rozšíření rozměrů stávající konstrukce chladicího kanálu. Předběžné návrhy dílců, které rozšiřují referenční návrh jsou zobrazeny níže.



Obrázek 67 Zjednodušený koncepční návrh sestavení varianty V1.C

Dle dílců na Obrázku 67 je patrné, že varianta V1.C sestává výhradně z plechových dílců. Tyto dílce mají tloušťku 2 mm a jsou navrženy s ohledem na vyrobiteľnosť pomocí výrobních technologií, které má zadavatel (firma ABB s.r.o.) k dispozici. Jedná se však o zjednodušený koncepční návrh, zahrnující hlavní tvary, které jsou důležité pro navrženou aerodynamickou funkci. Návrh nezahrnuje spoje ani spojovací materiál.

Přidané náklady na výrobu deflektorů byly stanoveny na 300 CZK (pravý na Obrázku 67) a 250 CZK (levý na Obrázku 67) při dodávce 10 kusů. Náklady na rozšíření plechového krytu chladicího kanálu byly stanoveny na 250 CZK rovněž při dodávce 10 kusů. Součtem dílčích nákladů a přepočtem na 1 kus sestavy vychází celkové náklady na 80 CZK.

Z druhého optimalizačního přístupu byla po technickém zhodnocení jako nejefektivnější varianta zvolena V2.A. Jedná se o hliníkové těleso chladiče izolačního plynu. Model geometrie návrhu V2.A je zobrazen a zakótován v Tabulce 9. Těleso se skládá ze základní desky, která je opatřena o desková žebra z obou stran. Z hlediska výrobní technologie by se těleso mohlo vyrábět jako svařenec, při vyšších dodávkách by mohlo být těleso chladiče vyráběnou metodou odlévání, což by mohlo značně snížit výrobní náklady.

Vzhledem k potřebě detailní výkresové dokumentace, která je nutná k vytvoření cenové poptávky u dodavatelů, byla cenová kalkulace zpracována na základě podobnosti s referenčním chladičem a rozdílu hmotnosti materiálu pro výrobu. Při zachování výrobního postupu je tento přístup validní a poskytne poměrně přesný odhad. Odhad výrobních nákladů přehledně shrnuje Tabulka 15.

Tabulka 15 Odhad přidaných nákladů varianty V2.A

Referenční chladič izolačního plynu	
Cena chladiče izolačního plynu [CZK]	18 300
Hmotnost referenčního ch. i. p. ³ [kg]	27,74
Chladič izolačního plynu – varianta V2.A	
Hmotnost ch. i. p. varianty V2.A [kg]	40,71
Relativní navýšení hmotnosti vůči REF. [%]	+ 46,76
Náklady při navýšení hmotnosti (zaokr.) [CZK]	26 880
Přidané výrobní náklady (zaokr.) [CZK]	8 580

Třetí z přístupů je zaměřený na optimalizaci radiálního přenosu tepla. Ze 3 navržených opatření bylo vybráno to, které upravuje emisivitu těles proudovodné dráhy na 9násobek původní hodnoty emisivity povrchu. V praxi je toto realizováno speciální povrchovou úpravou pomocí nanášení tenké vrstvy materiálu upravující emisivitu. Kalkulace přidaných nákladů je vytvořena na základě ceny množství materiálu, které je potřebné pro pokrytí 1 m² plochy. Odhadovaná cena aplikace je 100 CZK za 1 m². Součin těchto měrných nákladů a vnější plochy měděných dílců udává celkové přidané náklady na realizaci, které při zaokrouhlení činí 122 CZK.

Čtvrtým a posledním přístupem byl pomocí analytického výpočtu při zavedených předpokladech odhadnut potenciál pro snížení průměrného oteplení při využití technologie termosifonových tepelných trubíc. K vyčíslení přidaných nákladů při aplikaci této technologie byla využita nabídka dodavatele ATS, Inc. [51]. Navrženou variantou je aplikace 3 tepelných trubíc o průměru 6 mm, což odpovídá produktu ATS-HP-D6L200G45W-005. Dodaná cena za jednotku při dodávce 1000 ks činí 200 CZK (zaokr.) bez daně [52]. Při aplikaci 3 kusů jsou celkové náklady 602 CZK (zaokr.).

³ Při uvažování hustoty hliníku 2700 kg/m³

Závěrem je nutno jednotlivé navržené varianty porovnat. K tomuto slouží níže uvedená Tabulka 16 porovnávající termální výkonnost (resp. snížení oteplení), přidané náklady na realizaci a poměr těchto dvou kritérií. Stanovené přidané náklady je třeba brát s rezervou, protože veškeré podklady pro kalkulaci vychází zejména z expertního odhadu (viz poznámka v Tabulce 16 dole), který neuvažuje náročnost výroby, sériovost výroby a další faktory ovlivňující cenu. Lze však říct, že uvedené ceny jsou řádově zcela v pořádku a dobře popisují porovnání mezi navrženými variantami.

Tabulka 16 Technicko-ekonomické hodnocení navržených variant

Modifikace	Úprava konstrukce chladičícího kanálu	Úprava geometrie chladiče i. p.	Zvýšení emisivity povrchu p. d.	Aplikace tepelných trubíc ⁴
Navržená varianta	V1.C	V2.A	V3.C	3 x D6
Predikce snížení max. oteplení [K]	-1,7 (-2,2 %)	-4,4 (-6,04 %)	-5,8 (-7,97 %)	-20,7 (-28,43 %)
Odhadované přidané náklady na jednotku [CZK]	80	8 580	122	602 [52]
Poměr přidaných nákladů/snížení oteplení [CZK/K]	47	1 950	21	29

Poznámka: Přidané náklady byly stanoveny na základě odhadu pro potřeby diplomové práce a nijak nesouvisí s konkrétními produkty ABB s.r.o.

Z Tabulky 16 vyplývá, že nejlepšího cenového poměru dosahuje varianta V3.C. Tato varianta má také vysoký potenciál snížení oteplení, což z ní činí absolutně nejefektivnější navržené řešení. Naopak varianta V2.A dosahuje o 2 řády horšího cenového poměru. To je způsobeno vysokými přidanými náklady na přidaný materiál chladiče izolačního plynu. Technicky nejefektivnější metodou chlazení je navržená aplikace tepelných trubíc. S pomocí této technologie je možné dosáhnout velmi vysokého snížení oteplení i za velmi příznivého cenového poměru. Nejméně efektivním, avšak technicky nejjednodušším řešením je varianta V1.C, která spočívá pouze v drobné konstrukční modifikaci referenčního návrhu při nízkém navýšení nákladů.

⁴ Výpočet odlišnou metodikou než předchozí navržené varianty

ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce (průmyslovým zadavatelem je společnost ABB s.r.o., Technologické centrum Brno) bylo zpracování rešeršního přehledu koncepcí tepelného managementu rozvaděčů VN, v návaznosti na tento přehled vytvoření a optimalizace návrhu geometrie pasivního chlazení přípojnicového prostoru vybraného rozvaděče VN a následné posouzení navržených řešení technicko-ekonomickým zhodnocením. Všechny dílčí cíle byly naplněny. Nad rámec cílů této práce byly zpracovány i jiné než geometrické optimalizační přístupy, které se později ukázaly jako vysoce efektivní.

Na úvod byla zpracována rešeršní kapitola 1, zahrnující stručný popis nejběžnějších technologií rozvaděčů VN a vysvětlení problematiky vzniku tepla v elektrických rozvaděčích. Dále byly popsány obecné přístupy k chlazení elektrických rozvaděčů a přehled konvenčních koncepcí chlazení rozvaděčů VN. Na základě dostupných informací bylo zjištěno, že nejběžnějšími koncepty pasivního chlazení jsou:

- různě tvarované deflektory a chladicí kanály navádějící chladicí médium (nejčastěji vzduch) do kritických míst rozvaděče,
- tepelné trubice využívající termosifonový jev, které jsou přímo spojeny s tělesy generujícími ztrátové teplo a
- rozšířené teplosměnné plochy a tepelné výměníky.

Před samotným návrhem byl v kapitole 2 popsán metodický postup včetně teorie nezbytné k pochopení řešené problematiky. Následně byl popsán vytvořený multifyzikální simulační model za pomoci komerčních nástrojů ANSYS. Popis zahrnuje geometrii výchozího (referenčního) řešení, volbu okrajových podmínek, tvorbu výpočetní sítě apod. K navrženému modelu se vztahuje optimalizační kapitola 3, která byla dále rozdělena na jednotlivé přístupy podle toho, na jaký prvek chlazení se daný přístup zaměřuje. Sledovaným kritériem optimalizace byla teplota (resp. oteplení) proudovodné dráhy. Všechny navržené optimalizační varianty byly inspirovány běžně využívanými prostředky chlazení, které shrnuje zmíněná rešeršní kapitola 1.

První přístup se zabýval aero-termální geometrickou optimalizací chladicího kanálu, který je součástí navrženého řešení. Jako nejefektivnější varianta se ukázala varianta V1.C, u které je predikováno snížení maxima oteplení o 2,20 % (1,7 K) při zvýšení průměrného součinitele přestupu tepla na vnějším povrchu chladiče izolačního plynu.

Cílem druhého optimalizačního přístupu bylo optimalizovat geometrii tělesa chladiče izolačního plynu jakožto hlavního chladicího prvku. Při využití poznatků vycházejících z prvního aero-termálního přístupu byly navrženy 3 navazující varianty řešení s různými geometriemi tělesa chladiče izolačního plynu. Po vyhodnocení výsledků byla jako nejvhodnější varianta zvolena V2.A, která snížila oteplení sledovaných těles proudovodné dráhy o 6,04 % (4,4 K).

Následující optimalizační přístup již nebyl založen na aero-termální geometrické optimalizaci návrhu, ale na možnosti zvýšení emisivity povrchu teplosměnných ploch k intenzifikaci přenosu tepla zářením. Při využití geometrie referenčního modelu byly navrženy 3 varianty opatření. Nejúčinnější variantou je V3.C, která spočívá ve zvýšení emisivity povrchu těles proudovodné dráhy na 9násobek hodnoty původní při snížení oteplení o 7,97 % (5,8 K).

Poslední přístup byl zaměřen na návrh aplikace tepelných trubic. Tento návrh zahrnoval nezávaznou poptávku u dodavatele, návrh realizace a analytický výpočet, kterým bylo při zavedení zjednodušujících předpokladů stanoveno předpokládané snížení oteplení. Při využití 3 kusů zvolených tepelných trubic bylo vypočítáno snížení maxima oteplení o 28,43 % (20,7 K).

S cílem posoudit navržené varianty z jednotlivých přístupů bylo na závěr vytvořeno technicko-ekonomické zhodnocení (kapitola 4). Při uvážení poměru přidaných nákladů a snížení oteplení je nejlepší variantou V3.C, spočívající v optimalizaci radiace. Pomocí tohoto opatření lze snížit oteplení o 7,97 % při odhadovaných měrných nákladech 21 CZK/K. Srovnatelně vychází také použití tepelných trubic, zde lze však očekávat vyšší absolutní náklady, ale také snížení oteplení o 28,43 %. Tyto dva návrhy mají nejprůběžnější poměr mezi náklady a efektivitou. Optimalizace geometrie se naopak ukázala jako velmi neefektivní. První přístup optimalizující proudění vzduchu v chladicím kanále přinesl pouze 2,20% zlepšení. Jeho realizace by však byla velmi jednoduchá a za velmi nízkou cenu. Druhý přístup spočívající ve geometrické optimalizaci chladiče izolačního plynu se v cenovém poměru ukázal jako nejméně účinný. Pomocí varianty lze dosáhnout 6,04% snížení oteplení, nicméně principem optimalizace je zvýšení teplosměnné plochy přidáním materiálu, což velmi zvyšuje odhadované přidané náklady až na 8 580 CZK.

Je třeba podotknout, že většina výše uvedených výsledků vychází z numerického modelování při definované modelové situaci a okrajových podmínkách. Výsledky tak mohou být zatíženy náhodnou chybou nebo odchylkou modelu od reality. Použití metodika však byla validována a byla stanovena i předpokládaná chybovost modelu (kapitola 2.5.2). K přesnému ověření výsledků se doporučuje realizovat experiment na reálném prototypu (tj. oteplovací zkoušku) s navazujícím porovnáním experimentálních dat se simulacemi, které byly provedeny v této práci. V případě kvalitní shody je možné uvažovat o vytvoření detailního konstrukčního řešení a využití tohoto řešení v komerčním projektu.

Hlavním přínosem této práce je návrh nových technických řešení pro vývoj a optimalizaci řešení stávajících. Pro průmyslového zadavatele bylo vytvořeno shrnutí srovnávající technickou i ekonomickou stranu jednotlivých řešení, pomocí kterého může zvážit využití navržených řešení v budoucích vývojových projektech. Sekundárním přínosem je pak modelový příklad využití submodelu, který může zadavatel využít pro rozvoj své výpočetní metodiky.

Možnost navazujícího postupu lze pojmut 2 způsoby. Prvním z nich je určení přínosu kombinací jednotlivých navržených řešení. Kromě spojení prvního a druhého přístupu se tato práce kombinacemi nezabývá. Druhým námětem je hlubší analýza a detailnější optimalizace navržených řešení, a to zejména varianty s tepelnými trubicemi. Výpočet tepelných trubic byl proveden zjednodušeně, a za pomoci analytických výpočtů při zavedení stanovených předpokladů. Návrh by tak mohl být doplněn o simulaci přenosu tepla tepelnými trubicemi a následný experiment.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ČSN EN 62271-200 ed. 3, Vysokonapěťová spínací a řídicí zařízení – Část 200: Společná ustanovení pro spínací a řídicí zařízení střídavého proudu. Praha: Česká agentura pro standardizaci, 2022.
- [2] ORSÁGOVÁ, Jaroslava. Rozvodná zařízení. Skriptum. Brno: Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií VUT v Brně, 2014.
- [3] Gas-insulated medium voltage switchgear: Technical catalogue. Online. Dostupné z: https://library.e.abb.com/public/79189cf8839b4e64b48e31288cb5ed45/1VBA680502P0102_PTK_000_22.pdf. [cit. 2025-02-28].
- [4] HYRENBACH, Mike a ZACHE, Sebastian. Alternative insulation gas for medium-voltage switchgears. Online. In: 2016 Petroleum and Chemical Industry Conference Europe (PCIC Europe). Berlin, Germany: Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE), 31 October 2016, s. 9. ISBN 9781509019663. Dostupné z: <https://doi.org/10.1109/PCICEurope.2016.7604648>. [cit. 2025-02-28].
- [5] KÄMPFER, Stefan, GREMMEL, Henning a KOPATSCH, Gerald (ed.). Switchgear Manual. 12. edition. 2012. ISBN 978-3061510121.
- [6] ABB. *Vzduchem izolovaný rozváděč UniGear ZS1*. Online. ABB Group. C1995-2025. Dostupné z: <https://new.abb.com/medium-voltage/cs/rozvadec/vzduchem-izolovane-rozvadec/iec-a-dalsi-standardy/vzduchem-izolovany-rozvadec-unigear-zs1>. [cit. 2025-05-15].
- [7] ABB. *ZX Portfolio*. Online. ABB Group. C1995-2025. Dostupné z: <https://new.abb.com/medium-voltage/switchgear/gas-insulated-switchgear/iec-gis-primar-distribution/zx-portfolio>. [cit. 2025-02-28].
- [8] ABB. *PrimeGear ZX2*. Online. ABB Group. C1995-2025. Dostupné z: <https://new.abb.com/medium-voltage/switchgear/gas-insulated-switchgear/iec-gis-primar-distribution/switchgear-primegear-zx2>. [cit. 2025-03-02].
- [9] Unigear: Technical guide. Online. Rev. 4. 2005. Dostupné z: https://library.e.abb.com/public/40813c97d07812bdc1257b13005735d2/Guide_UNIGEAR%28en%29_1VLM00005%20Rev4.pdf [cit. 2025-02-03].
- [10] HALLIDAY, David; RESNICK, Robert a WALKER, Jearl. *Fyzika 1+2*. 8 vydání. VUTIUM a PROMETHEUS Praha, 2014. ISBN 9788021441231.
- [11] *Maxwell Help*. Online. Release 2023 R2. ANSYS, 2023.

- [12] RAIČEVIĆ, Nebojša; VUČKOVIĆ, Ana; PERIĆ, Mirjana a ALEKSIĆ, Slavoljub. Influence of skin effect on the calculation of busbar systems having rectangular cross section. Online. Automatic control and robotics. 2021, vol. 20, no. 1, s. 17. ISSN 1820-6425. Dostupné z: <https://doi.org/https://doi.org/10.22190/FUACR210118005R>. [cit. 2025-03-02].
- [13] WANG, Bo; JIA, Xiaoyu; YANG, Jian a WANG, Qiuwang. Numerical study on temperature rise and structure optimization for a three-phase gas insulated switchgear busbar chamber. Online. Energy. 2022, vol. 254, part. C, s. 13. ISSN 1873-6785. Dostupné z: <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124463>. [cit. 2025-03-02].
- [14] HYODO, Y.; HATAKEYAMA, T.; KIBUSHI, R. a ISHIZUKA, M. Measurement of Thermal and Electrical Contact Resistance Between Conductive Materials. Online. 2018 International Conference on Electronics Packaging and iMAPS All Asia Conference (ICEP-IAAC). 2018, s. 132-135. Dostupné z: <https://doi.org/https://doi.org/10.23919/ICEP.2018.8374687>. [cit. 2025-03-02].
- [15] KINGRUN TRANSFORMER INSTRUMENT CO., LTD. *Composition and importance of contact resistance of HV switches*. Online. KINGRUN TRANSFORMER INSTRUMENT CO., LTD. Kritester.com. 2022. Dostupné z: <https://www.kritester.com/new/Composition-and-importance-of-contact-resistance-of-high-voltage-switches.html>. [cit. 2025-03-02].
- [16] IDERUS, Samat; PETER, Geno a VIVEKANANDA, Ganji. An innovative method to conduct temperature rise test on medium voltage switchgear assembly based on IEC standards in a power grid. Online. *The Journal of Engineering*. 2022, s. 1-23. ISSN 2051-3305. Dostupné z: <https://doi.org/http://dx.doi.org/10.1049/tje2.12166>. [cit. 2025-03-02].
- [17] KŘÍŽ, Michal. *Oteplení rozváděčů v důsledku tepelných ztrát*. Online. Tzb-info.cz. 2009. Dostupné z: <https://elektro.tzb-info.cz/6017-otepleni-rozvadecu-v-dusledku-tepelných-ztrat>. [cit. 2025-03-02].
- [18] JAN, Glasnák. *Zařízení pro odvod ztrátového tepla z elektrických rozváděčů*. Online. Proelektrotechniky.cz. 2014. Dostupné z: <https://www.proelektrotechniky.cz/vzdela-vani/35.php>. [cit. 2025-03-02].
- [19] ABB SCHWEIZ AG. *Low or medium voltage switchgear*. Evropský patent. Přihl.: 05.05.2023. Uděl.: 06.11.2024. EP4459816A1. Dostupné z: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/086330076/publication/EP4459816A1?q=pn%3DEP4459816A1>. [cit. 2025-03-03]

- [20] ABB TECHNOLOGY AG. *Switchgear Enclosure With Improved Venting*. US patent. Přihl.: 24.11.2015. Uděl.: 25.05.2017. US2017149217A1. Dostupné z: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/056621789/publication/US2016242315A1?q=pn%3DUS2016242315A1>. [cit. 2025-03-03]
- [21] ABB TECHNOLOGY LTD. *Electrical switchgear system*. US patent. Přihl.: 18.02.2015. Uděl.: 16.08.2016. US2016242315A1. Dostupné z: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/058721204/publication/US2017149217A1?q=pn%3DUS2017149217A1>. [cit. 2025-03-03]
- [22] ABB SCHWEIZ AG. *Cooling Apparatus for a Medium Voltage or High Voltage Switchgear*. US patent. Přihl.: 30.09.2022. Uděl.: 19.01.2023. US2023018694A1. Dostupné z: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/070189681/publication/US2023018694A1?q=pn%3DUS2023018694A1>. [cit. 2025-03-03]
- [23] ALSTOM TECHNOLOGY LTD. *Cooling method for cooling medium-voltage electrical switchgear using integrated heat pipes, and a systém using said method*. US patent. Přihl.: 25.10.2010. Uděl.: 16.08.2012. US2012206863A1. Dostupné z: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/042272214/publication/US2012206863A1?q=pn%3DUS2012206863A1>. [cit. 2025-03-03]
- [24] CGIS SHANGHAI ELECTRICS CO. LTD. *Heat radiation device used for switchgear*. Čínský patent. Přihl.: 30.12.2014. Uděl.: 27.05.2015. CN204361535U. Dostupné z: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/053262982/publication/CN204361535U?q=pn%3DCN204361535U>. [cit. 2025-03-03]
- [25] ABB SCHWEIZ AG, ABB TECHNOLOGY AG. *Gas cooler for a medium voltage switchgear assembly*. US patent. Přihl.: 24.09.2015. Uděl.: 21.08.2018. US2023018694A1. Dostupné z: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/070189681/publication/US2023018694A1?q=pn%3DUS2023018694A1>. [cit. 2025-03-03]
- [26] ABB TECHNOLOGY AG. *Cooling Apparatus For Switchgear With Enhanced Busbar Joint Cooling*. US patent. Přihl.: 22.03.2012. Uděl.: 26.09.2013. US2013250490A1. Dostupné z: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/047915234/publication/US2013250490A1?q=pn%3DUS2013250490A1>. [cit. 2025-03-03]
- [27] ZX 2.2: *Gas-insulated medium voltage switchgear*. Online. ABB, 2016. Dostupné také z: <https://library.e.abb.com/public/e71c316701554119a246abec86d20780/DS%202553%20ZX2.2%20en.pdf>.

- [28] SIEMENS AG. *Schaltschrank mit einem Schalter, insbesondere einem Leistungsschalter*. Patent DE. Přihl.: 27.08.2010. Uděl.: 23.05.2025. DE102010036289B4. Dostupné z: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/044630494/publication/DE102010036289B4?q=DE102010036289B4>. [cit. 2025-03-03]
- [29] ABB SCHWEIZ AG. *Cooling system for an air insulated switchgear*. US patent. Přihl.: 08.05.2021. Uděl.: 13.02.2024. US11901708B2. Dostupné z: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/071994385/publication/US11901708B2?q=pn%3DUS11901708B2>. [cit. 2025-03-03]
- [30] BEDKOWSKI, Mateusz et al. Simulation of cooling enhancement in industrial low-voltage switchgear using validated coupled CFD-EMAG model. Online. *International Journal of Thermal Sciences*. 2017, vol. 111, s. 437-449. ISSN 1290-0729. Dostupné z: <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2016.09.025>. [cit. 2025-03-07].
- [31] BEDKOWSKI, Mateusz et al. Coupled numerical modelling of power loss generation in busbar system of low-voltage switchgear. Online. *International Journal of Thermal Sciences*. 2014, vol. 82, s. 122-129. ISSN 1290-0729. Dostupné z: <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.04.001>. [cit. 2025-03-07].
- [32] BEDKOWSKI, Mateusz et al. Experimentally validated model of coupled thermal processes in a laboratory switchgear. Online. *IET Generation, Transmission & Distribution*. 2016, vol. 10, no. 11, s. 2699-2709. ISSN 1751-8687. Dostupné z: <https://doi.org/10.1049/iet-gtd.2015.1243>. [cit. 2025-03-07].
- [33] SZULBORSKI, Michał; et al. Thermal Analysis of Heat Distribution in Busbars during Rated Current Flow in Low-Voltage Industrial Switchgear. Online. *Energies*. 2021. ISSN 1996-1073. Dostupné z: <https://doi.org/https://doi.org/10.3390/en14092427>. [cit. 2025-03-07].
- [34] WANG, Lijun; et al. Studies of Modeling and Simulation Method of Temperature Rise in Medium-Voltage Switchgear and Its Optimum Design. Online. *IEEE TRANSACTIONS ON COMPONENTS, PACKAGING AND MANUFACTURING TECHNOLOGY*. 2018, vol. 8, no. 3, s. 439-446. ISSN 2156-3985. Dostupné z: <https://doi.org/https://doi.org/10.1109/TCPMT.2017.2767570>. [cit. 2025-03-07].
- [35] WANG, Lijun; et al. Temperature Rise Simulation of Medium Voltage Cubicle Type Gas Insulated Switch-Gear Based on Coupling of Multi-Physical Fields. Online. *IEEE Access*. 2019, vol. 7, s. 45395–45404. ISSN 2169-3536. Dostupné z: <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2019.2908993>. [cit. 2025-03-07].

- [36] ZHAO, Yanjie et al. Temperature Field Simulation and Structure Improvement of 12kV Switchgear. Online. *Journal of Physics: Conference Series*. 2022, vol. 2179. ISSN 1742-6596. Dostupné z: <https://doi.org/doi:10.1088/1742-6596/2179/1/012010>. [cit. 2025-03-07].
- [37] CENGEL, Yunus. A. *Heat Transfer A Practical Approach*. Second edition. McGraw-Hill, 2002. ISBN 978-0070115057.
- [38] BERGMAN, Theodore L. a LAVINE, Adrienne S. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Eight edition. Wiley, 2018. ISBN 978-1-119-32042-5.
- [39] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [40] DONG, Li. Optical constants effect on laminar natural convection and radiation in rectangular enclosure with one vertical semitransparent wall. Online. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2013, vol. 67, s. 724-733. Dostupné z: <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.08.063>. [cit. 2025-03-08].
- [41] LAURIAT, G. Effect of surface radiation on conjugate natural convection in partially open enclosures. Online. *International Journal of Thermal Sciences*. 2006, vol. 45, no. 4, s. 335-346. ISSN 1290-0729. Dostupné z: <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2005.07.002>. [cit. 2025-03-08].
- [42] TU, Jiyuan; YEOH, Guan-Heng a LIU, Chaoqun. *Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach*. Third edition. Butterworth-Heinemann, 2018. ISBN 978-0081011270.
- [43] VERSTEEG, Henk Kaarle a MALALASEKERA, Weeratunge. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. Second edition. Pearson Education, 2007. ISBN 9780131274983.
- [44] NOVÁK, Ondřej. *Aerodynamic analysis of anti-surge modifications on turboprop engine*. Diplomová práce, vedoucí Robert Popela. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132427>.
- [45] WHITE, Frank M. *Fluid mechanics*. Seventh edition. McGraw-Hill, 2011. ISBN 978-0-07-352934-9.

- [46] HUMBLE, R. A. PIV Measurements of a Shock Wave/Turbulent Boundary Layer Interaction. Online. *13th Int. Symp. on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics*. 2006, no. 1033. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/228644204_PIV_measurements_of_a_shock_waveturbulent_boundary_layer_interaction. [cit. 2025-03-09].
- [47] ANSYS INC. *Ansys Fluent User's Guide*. Online. 2023 R2. 2023.
- [48] NOVÁK, Ondřej; KLIMEŠ, Lubomír; PAULÍK, Lukáš; LOS, David; SLADKÝ, Martin. *Traversing of thermal and momentum wake above the industrial electrical conductor* [nepublikovaný článek]. [cit. 2025-04-29].
- [49] NOVÁK, Ondřej; KLIMEŠ, Lubomír. *Air duct-enhanced thermal management of the busbar compartment of an air-insulated medium-voltage switchgear* [nepublikovaný článek]. [cit. 2025-04-29].
- [50] Advanced Thermal Solutions, Inc. *ATS Engineering eBook: Collection of Technical Articles on Heat Pipes and Their Roles in the Thermal Management of Electronics* [online]. Norwood, MA: Advanced Thermal Solutions, Inc., ©2020 [cit. 2025-04-24]. Dostupné z: <https://www.qats.com/cms/wp-content/uploads/heat-pipe-engineering-ebook.pdf>
- [51] Informace získaná e-mailovou komunikací se zástupcem společnosti Advanced Thermal Solutions, Inc., Ashish Shukla, 8.4.2025
- [52] ADVANCED THERMAL SOLUTIONS, INC. *ATS-HP-D4L200G30W-001*. Online. ATS – Advanced Thermal Solutions. C2025. Dostupné z: <https://www.qats.com/Products/Heat-Pipes/Round-Heat-Pipes/ATS-HP-D4L200G30W-001>. [cit. 2025-04-24].

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Zkratka	Význam
AIS	Air Insulated Switchgear – vzduchem izolovaný rozvaděč
CFD	Computational Fluid Dynamics – výpočtová mechanika tekutin
DNS	Direct Numerical Simulation – přímá numerická simulace
EMAG	Elektromagnetická simulace
FEM	Finite Element Method – metoda konečných prvků
GIS	Gas Insulated Switchgear – plynem izolovaný rozvaděč
GWP	Global Warming Potential – potenciál globálního oteplování
HP	Heat Pipe – tepelná trubice
IEC	International Electrotechnical Commission – mezinárodní elektrotechnická komise
MKP	Metoda konečných prvků
NOG	Natural Origin Gases – plyny přírodního původu
RANS	Reynolds-Averaged Navier–Stokes – model turbulence
REF.	Referenční varianta
SF ₆	Fluorid sírový – izolační plyn s vysokým GWP
VN	Vysoké napětí
VX.Y	Označení konstrukčních variant

Symbol	Fyzikální veličina	Jednotka
ϑ	Elektrická rezistivita	$\Omega \cdot \text{m}$
α	Součinitel přestupu tepla	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$
α_T	Teplotní součinitel rezistivity	K^{-1}
ε	Emisivita povrchu	—
ε_t	Míra disipace turbulence	m^2/s^3

Φ	Obecná funkce	—
φ	Proudová fáze nebo úhel	rad
λ	Tepelná vodivost	W/m·K
λ_{eff}	Efektivní tepelná vodivost tepelné trubice	W/m·K
μ	Dynamická viskozita	Pa·s
μ_t	Turbulentní viskozita	Pa·s
ν	Kinematická viskozita	m ² /s
ρ	Hustota	kg/m ³
ρ_{el}	Objemová hustota volného náboje	C/m
σ	Stefan–Boltzmannova konstanta	W/m ² ·K ⁴
σ_{el}	Elektrická vodivost	S/m
τ_w	Smykové napětí na stěně	Pa
B	Magnetická indukce	T
C_μ	Empirická konstanta turbulence	—
c_p	Měrná tepelná kapacita	J/kg·K
D	Elektrická indukce	C/m
dp	Tlaková ztráta	Pa
dT	Rozdíl teplot (oteplení)	K
E	Elektrické pole	V/m
E_b	Intenzita záření absolutně černého tělesa	W/m ²
F_x, F_y, F_z	Objemová síla v souřadnicovém směru	N
$\dot{g}$	Hustota generovaného tepla	W/m ³
g	Konstanta gravitačního zrychlení	m/s ²
H	Magnetické pole	A/m
I	Elektrický proud	A
J	Proudová hustota	A/m ²
k	Turbulentní kinetická energie	m ² /s ²
L	Celková délka trubice	m
L_{eff}	Efektivní délka trubice	m

l	Délka vodiče	m
$\dot{m}$	Hmotnostní tok	kg/s
p	Tlak	Pa
$\dot{Q}$	Tepelný tok	W
$\dot{q}$	Hustota tepelného toku	W/m ²
$\dot{q}_v$	Hustota ztrátového výkonu	W/m ³
R	Elektrický odpor	Ω
R_{th}	Tepelný odpor	K/W
S	Plocha průřezu vodiče	m ²
T	Teplota	K
T_s	Teplota povrchu	K
T_{surr}	Teplota okolí	K
T_∞	Teplota volného proudu	K
U	Elektrické napětí	V
u, v, w	Složky rychlosti	m/s
u_τ	Třecí rychlost	m/s
x, y, z	Souřadnice kartézského souřadného systému	m
y^+	Bezrozměrné kritérium Yplus	—