



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Diplomová práce

Model chlazení pohonu elektrobuse

Model of cooling of electric bus traction

Terezie Kreuzová

Praha
20. července 2022

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kreuzová** Jméno: **Terezie** Osobní číslo: **473550**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky**
Studijní program: **Aplikované vědy ve strojním inženýrství**
Specializace: **Aplikovaná mechanika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Model chlazení pohonu elektrobusu

Název diplomové práce anglicky:

Model of cooling of electric bus traction

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte rešerši využití pohonů v autobusové dopravě a identifikujte důvody vhodnosti použití elektrického pohonu. Popište princip fungování synchronního motoru s permanentními magnety. Sestavte základní charakteristiku teplotního managementu synchronního motoru. Provedte analyticko-empirický výpočet chlazení motoru, identifikujte významné mechanismy odvodu tepla z motoru. Výpočty proveďte v programu Simcenter STAR CCM+. Provedte 3D simulaci přestupu tepla do obvodového labyrintu chladicí drážky pro různé geometrické varianty. Za chladicí médium uvažujte vodu. Z výpočtů stanovte optimální poměr šířka/hloubka drážky z hlediska chlazení a tlakových ztrát. Empiricky stanovte korekce výpočtu tlakových ztrát a součinitele přestupu tepla pro chladicí směs voda-glykol.

Seznam doporučené literatury:

Electric Motors and Drives, Hughes, Austin, 2019,
STAR CCM+ manual,
Heat and mass transfer: fundamentals and applications, Çengel, Yunus A; Ghajar, Afshin J; Kanoglu, Mehmet, 2011

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Polanský, Ph.D. ústav mechaniky tekutin a termodynamiky FS

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

Datum zadání diplomové práce: **25.04.2022**

Termín odevzdání diplomové práce: **29.07.2022**

Platnost zadání diplomové práce: _____

doc. Ing. Jiří Polanský, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

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

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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomantka bere na vědomí, že je povinna vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studentky

Název práce:

Model chlazení pohonu elektrobusu

Autor: Bc. Terezie Kreuzová

Studijní program: Aplikované vědy ve strojním inženýrství

Obor: Aplikovaná mechanika

Druh práce: Diplomová práce

Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Polanský, Ph.D.
Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky,
Fakulta strojní, České vysoké učení technické v Praze

Abstrakt: Práce popisuje chlazení synchronního elektromotoru vyvíjeného v rámci projektu TAČR. Vzhledem k významu jednotlivých mechanismů a technologické jednoduchosti řešení se zaměřuje především na aktivní chlazení drážkou kostrou statoru. Za užití analyticko-empirických vztahů optimalizuje parametry tohoto typu chlazení pro konkrétní zadání. Získané poznatky koriguje pomocí CFD simulací.

Klíčová slova: synchronní elektromotor, chlazení, CFD

Title:

Model of cooling of electric bus traction

Author: Bc. Terezie Kreuzová

Abstract: The thesis describes the cooling of a synchronous electric motor developed within the TAČR project. Due to the importance of individual mechanisms and technological simplicity of the solution, it focuses mainly on active cooling by a cooling jacket. Using analytical-empirical relations the parameters of this type of cooling for this particular problem are optimized. The acquired results are adjusted based on CFD simulations.

Key words: synchronous electric motor, cooling, CFD

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracovala samostatně pod dohledem svého vedoucího práce a že jsem uvedla veškeré použité informační zdroje.

V Praze

20. července 2022

.....
Terezie Kreuzová

Poděkování

Děkuji doc. Ing. Jiřímu Polanskému, Ph.D. za přínosné konzultace, pomoc a odborné vedení této diplomové práce.

Děkuji také týmu společnosti TechSim Engineering za cenné informace a podporu.

Seznam symbolů použitých v textu

značka	jednotka	definiční vztah	název
A	[m ²]		plocha
A _{TS}	[m ²]		teplosměnná plocha
c	[J (kg K) ⁻¹]		měrná tepelná kapacita
C _f	[-]		Fanningův součinitel třecích ztrát
D _T	[m ² s ⁻¹]		difuzní koeficient
D	[m]		charakteristický rozměr
d	[m]		průměr střednice šroubovice
De	[-]	$De = Re \sqrt{\frac{D_h}{d}}$	Deanovo číslo
D _h	[m]	$D_h = \frac{4A}{o}$	hydraulický průměr
f	[-]		Darcyho součinitel třecích ztrát
g	[ms ⁻²]		gravitační zrychlení
Gr	[-]	$Gr = \frac{g\beta(T_w - T_\infty)D^3}{\nu^2}$	Grashofovo číslo
h	[Wm ⁻² K ⁻¹]		součinitel přestupu tepla
I	[A]		elektrický proud
l	[m]		délka
Nu	[-]	$Nu = \frac{h \cdot D}{\lambda}$	Nusseltovo číslo
o	[m]		(smočený) obvod
Pe	[-]	$Pe = \frac{Du}{\alpha}$	Pécletovo číslo
Pr	[-]	$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{c_p \mu}{\lambda}$	Prandtlovo číslo
Q	[J]		teplo
R	[Ω]		odpor
Ra	[-]	$Ra = \frac{\rho\beta(T_w - T_\infty)D^3g}{\mu\alpha}$	Rayleighovo číslo
Re	[-]	$Re = \frac{u \cdot D}{\nu}$	Reynoldsovo číslo
S _T	[K s ⁻¹]		zdroj v rovnici vedení tepla

¹Význam znaku ∇ je vysvětlen na str. 14

T	[K]		termodynamická teplota
T_w	[K]		teplota na stěně
T_∞	[K]		teplota v dostatečné vzdálenosti od zkoumaného tělesa
ΔT_{\ln}	[K]	$\Delta T_{\ln} = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right)}$	střední logaritmický spád
t	[s]		čas
u	$[\text{ms}^{-1}]$		rychlost
V	$[\text{m}^3]$		objem
α	$[\text{m}^2\text{s}^{-1}]$		tepelná difuzivita
α	$[\text{K}^{-1}]$		součinitel délkové roztažnosti
β	$[\text{K}^{-1}]$		součinitel objemové roztažnosti
Δp	[Pa]		tlakové ztráty
ϵ	[-]		zářivost
ϵ	[m]		drsnost povrchu
λ	$[[\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}]]$		tepelná vodivost
μ	$[\text{N s m}^{-2}]$		dynamická viskozita
ν	$[\text{m}^2 \text{s}^{-1}]$	$\nu = \frac{\mu}{\rho}$	kinematická viskozita
ρ	$[\text{kg m}^{-3}]$		hustota
ρ_E	$[\Omega \text{ m}]$		resistivita
τ_w	[Pa]	$\tau_w = \mu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right _{y=0}$	smykové napětí u stěny

Seznam indexů a zkratk

	v ý z n a m
AE	analyticko-empirický
krit	kritický
EM	elektromotor
ref	referenční
SEM	synchronní EM

Obsah

Úvod	13
1 Pohon autobusu pro MHD	15
1.1 Synchronní motory	16
1.1.1 Konstrukce synchronních motorů	17
1.1.2 Princip synchronních strojů s PM	18
1.1.3 Teplotní management	19
2 Termodynamické veličiny	25
2.1 Chování u stěny	25
2.2 Sdílení tepla	27
2.2.1 Vedení tepla	28
2.2.2 Konvekce	28
2.2.3 Radiace	31
3 Řešený problém	33
4 Analyticko-empirický výpočet	35
4.1 Geometrie chlazení	36
4.2 Vliv hledaných parametrů na vlastnosti proudění	39
4.3 Optimalizace parametrů chlazení	39
4.3.1 Optimalizační algoritmus: Diferenciální evoluce	43
5 Numerický výpočet proudění	45
5.1 Teorie	45
5.1.1 Řídící rovnice	47
5.1.2 Modelování turbulence	47
5.1.3 Konjugovaný přestup tepla	51
5.2 Nastavení výpočtu	53
5.2.1 Fyzický model	53
5.2.2 Okrajové a počáteční podmínky	55

5.2.3	Materiály	57
5.2.4	Podmínky ukončení výpočtu	57
5.3	Rozbor řešení pro konkrétní geometrii	57
5.4	Shrnutí řešení napříč geometrickými konfiguracemi	60
5.5	Korekce pro změnu chladící kapaliny	66
Závěr		69
Bibliografie		77
Seznam tabulek		78
Seznam obrázků		79
Přílohy		81
A	Grafy ilustrující statistické informace uváděné v úvodu	83
B	Autobusy ve vybraných městech v ČR	85
C	Tabulka parametru ϵ	87
D	Vlastnosti vybraných chladiv	89
E	K volbě váhových parametrů	91
F	Ke kapitole 5	95

Úvod

Dopravní situace ve velkých městech si žádá zvyšování kapacity a dosahu hromadné dopravy. Zároveň jsou však kladeny požadavky na její ekologický a ekonomický provoz. Ty jsou umocněny evropským rámcem *Clean Vehicle Directive* [13]. Tato směrnice vyžaduje při zadávání veřejných zakázek zohlednění "emisní čistoty" soutěžených silničních vozidel.

V médiích často skloňovaným tématem je zvětšování populace měst. Podle dat volně dostupných na webu Českého statistického úřadu², bylo dosaženo maximálního počtu zalidnění všech v příloze A uvedených měst v letech následujících po sametové revoluci. Počet obyvatel trvale žijících ve městech však není jediným faktorem významně ovlivňujícím jejich dopravní situaci. Mezi další významné faktory patří například dojíždění za prací z přilehlých obcí (to bylo mimojiné posíleno porevolučním vznikem satelitních měst), ale také množství ubytovaných vysokoškolských studentů. Podle dat MŠMT dostupných z [43] studovalo k 31. prosinci 2021 na pražských vysokých školách více než 80 000 studentů s trvalým bydlištěm mimo Prahu³. To je poměrně velká skupina, která se neprojeví ve výše zmiňované statistice ČSÚ, ale zároveň její značná část denně zatěžuje MHD.

Meziročně také roste počet osobních automobilů ve vozovém parku ČR, ale i jejich průměrné stáří, to bylo v roce 2021 15.28 roku [53]. Zároveň se v posledních měsících tvorby této práce velmi silně projevuje citlivost ceny pohonných hmot na geopolitickou situaci.

Je tedy žádoucí rozvíjet možnosti městské hromadné dopravy. Vhodný dopravní prostředek může být ten, který nevyžaduje nákladnou infrastrukturu, je schopný případně obsloužit i okrajové části měst, není závislý na jednom konkrétním primárním zdroji energie a v neposlední řadě produkuje co nejmenší množství emisí. Možné řešení nabízí autobus poháněný elektromotorem.

Cílem práce je modelovat chlazení synchronního elektromotoru s permanentními

²Počet obyvatel se na území dnešní České republiky sleduje od roku 1869. Na přelomu let 1869 a 1870 proběhlo první moderní sčítání lidu na území Rakouska-Uherska. Součástí jeho vyhlášení byl i požadavek na opakování této události v desetiletých cyklech [33]. Data jsou vykreslena grafu v příloze A.

³Graf je dostupný v příloze v A.

magnety, který by měl sloužit jako pohonná jednotka autobusu městské hromadné dopravy. Tento motor je vyvíjen v rámci projektu *Projekt pohonu elektrobusu s IoT systémem pro městskou a meziměstskou dopravu* financovaného se státní podporou Technologické agentury ČR a Ministerstva obchodu a průmyslu v rámci Programu TREND. Cílem projektu je vývoj trakčního pohonu s IoT platformou za současného využití moderních postupů návrhu a provozu technických zařízení, mezi které řadí například digitální prototypování, tvorbu digitálního dvojčete, atd. Hlavním uchažečem projektu je společnost EM Brno s.r.o., dále na něm spolupracují PATRIC a.s., TechSim Engineering s.r.o. a České vysoké učení technické v Praze.

Vzhledem ke stále probíhajícímu vývoji není žádoucí publikovat některá technická data motoru. Proto se veškeré výpočty v DP provádějí na přibližném modelu.

Díky spolupráci se společností TechSim Engineering bylo možné CFD výpočty provádět v CAE software *Simcenter STAR-CCM+* (verze *2022.1*, build *17.02.007*).

Empiricko-analytické výpočty se provádějí v jazyce Python s využitím balíku NumPy [24]. Grafy, které jsou výsledkem těchto výpočtů jsou vykresleny pomocí Matplotlib [27]. Napříč celou prací se objevují vztahy, které byly implementovány v python balíku, který je součástí příloh. Tyto vztahy jsou označeny znakem π .

1 Pohon autobusu pro MHD

Požadavky na minimalizaci ekologické zátěže a diverzifikaci zdrojů energie vedou k zavádění autobusů s alternativními pohony do provozu.

Na základě informací zveřejněných na webech dopravních podniků českých měst (např. [10], tabulka v příloze B) mají stále velmi významné zastoupení autobusy s konvenčním pohonem spalovacím motorem (Praha v roce 2021 vypsalala zakázku na 253 dieselových autobusů)[58]. Není však nutné klást rovnítko mezi autobus se spalovací motorem a autobus "nečistý". Například dieselové motory Iveco CURSOR 9 (pohání mimojiné vozy IVECO Crossway) a TECTOR 7 splňují emisní normu EURO VI [31]. Často využívané motory CURSOR F2 B však splňují pouze normu EURO III [30]. Tyto motory jsou instalovány například do vozů Irisbus Citelis 18M nebo Karosa B961. Dalším významným aspektem motoru pro MHD je co nejnižší nutnost údržby. Na ten cíl například Cummins [6], jeden z výrobců motorů pro autobusy Solaris Urbino, za současného splnění EURO VI [57].

Specifické místo v MHD zaujímá pohon na CNG - stlačený zemní plyn⁴. Podle [9] bylo v roce 2018 v ČR v provozu 1100 autobusů na CNG. Jeho popularita je daná především cenou (jak paliva, tak vozů⁵), případně možností snížit závislost na ropných produktech, nikoli množstvím vypouštěných emisí. Při běžném provozu motoru na CNG se množství a složení emisí významně neliší od EURO VI. Prof. Macek z Centra vozidel udržitelné mobility ČVUT pro článek [58] uvedl, že se studeným katalyzátorem se do ovzduší vypouští i část nespáleného methanu.

Zatímco některá krajská města autobusy na CNG do provozu zavádějí [9], Praha se k nim nekloní. V Klimatickém plánu [34] se klade důraz na využití elektrobusesů a také podporu vodíkové mobility. Plán předpokládá i výstavbu zařízení na výrobu vodíku a podporu rozvoje sítě čerpacích stanic. I tzv. vodíkové autobusy vyžadují

⁴Pro upřesnění:

CNG - Compressed Natural Gas, stlačený zemní plyn

LNG - Liquefied Natural Gas, zkapalněný zemní plyn

LPG - Liquefied Petroleum Gas, zkapalněný ropný plyn

⁵Mluvčí ostravského dopravního podniku pro [58] uvedla, že "Cena CNG autobusu je přibližně o třetinu vyšší než u naftového,... elektrobusesy jsou pak oproti dieselovým dražší dokonce o 80 procent, plus k nim město nakupuje i jednu sadu baterií navíc pro případnou výměnu."

pohon elektromotorem, neboť jejich předpokládaným zdrojem energie je kyslíko-vodíkový palivový článek produkující elektřinu. Prvním městem, které v ČR vybralo dodavatele vodíkových autobusů bylo Ústí nad Labem [64]. Tento krok se jeví jako logický, neboť vodík je vedlejším produktem místního chemického průmyslu.

Mezi silniční vozidla poháněná elektromotorem se řadí také trolejbusy. Ty mají v ČR dlouholetou tradici. Jsou provozovány mj. v Brně, Plzni, Českých Budějovicích, Ústí nad Labem nebo Zlíně [35].

V případě bateriových elektrobuses je nutné řešit problémy spjaté se stále relativně malou kapacitou baterií a jejich časově náročným dobíjením. Velmi zajímavým řešením, které rychle nabývá na popularitě, je tzv. systém oportunního nabíjení. Vozy, které jsou tohoto systému součástí, některé zdroje označují jako parciální trolejbusy. Dobíjejí se totiž za jízdy a v konečných zastávkách z trakčního vedení, ale narozdíl od trolejbusů se mohou v části své trasy odklonit a obsluhovat i oblasti bez zavedené infrastruktury. Významná část dobíjení samozřejmě probíhá v depu.

Při zavádění elektrických autobusů do provozu se často zdůrazňuje slovo "bezemisní". To však není zcela přesné, vozy pouze neznečišťují oblast, ve které jsou provozovány. V našich podmínkách dochází pouze k exportu emisí do oblastí, kde se elektřina vyrábí. Vzhledem k elektrickému mixu, který Česká republika má, lze pouze stěží prohlásit, že provoz elektrobuses je bezezbytku čistý.

Autobusy MHD poháněné elektřinou mají však mnoho nesporných výhod. Jejich výčet lze otevřít již zmiňovaným přesunem exhalací spojených s provozem mimo město nebo oblast, ve kterých jsou provozovány. Další výhodou je tichý provoz a to jak z pohledu cestujících, tak obyvatelů měst, kteří hromadnou dopravu nevyužívají. Tzv. hluková zátěž se stává stále významnějším problémem a jakákoli možnost jejího snížení je žádoucí. Z dlouhodobého hlediska mohou být elektrobuses také ekonomicky výhodné. Vstupní náklady spojené s vybudováním infrastruktury a nákupem nákladnějších vozidel jsou nezanedbatelné, ale nelze opomenout nižší provozní náklady spjaté jak s cenou pohonné energie, tak s údržbou. V neposlední řadě umožňují využít potenciál elektromobility tam, kde není omezený dojezd na nabití příliš omezující.

1.1 Synchronní motory

Synchronní motory se řadí mezi točivé elektrické stroje. V motorickém chodu převádí elektrickou energii na mechanickou, v generátorickém opačně. Obecně se účinnost těchto strojů pohybuje okolo 90 %.

Jak je již z názvu stroje patrné, rotor se otáčí se stejnou frekvencí - synchronně

- jako vektor magnetické indukce tvořené na statoru. Otáčky motoru jsou dány frekvencí napájení a počtem pólů.

$$N = 60 \frac{f}{P_E} \quad (1.1)$$

Točivý moment motoru je:

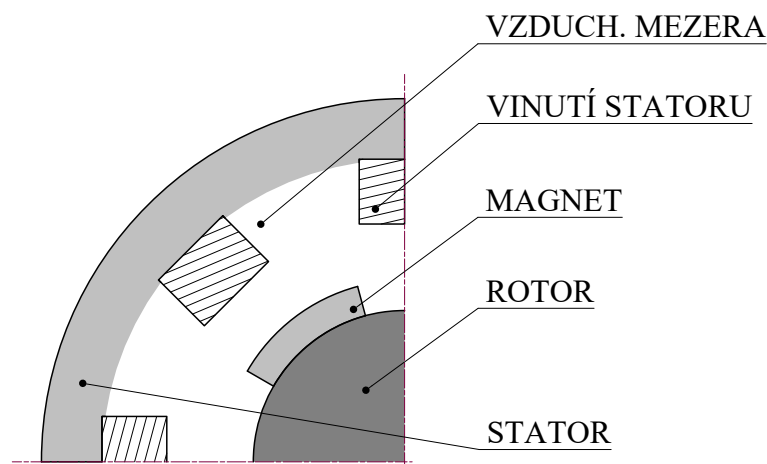
$$M = \frac{3p}{\omega} U I_k \sin \beta \quad (1.2)$$

I_k ... proud nakrátko

Praktická část práce se věnuje synchronnímu motoru s permanentními magnety, proto je na tento typ kladen důraz i v této kapitole.

1.1.1 Konstrukce synchronních motorů

Elektromotory jsou tvořeny státorem a rotorem. Vůle mezi těmito souosými součástmi je většinou vyplněna vzduchem, proto se označuje jako vzduchová mezera. Může být však použito jiné médium. Tato možnost je podrobněji rozvedena v části věnující se jednotlivým druhům chlazení EM.



Obrázek 1.1: Schéma synchronního motoru s permanentními magnety

Na obr. 1.1 je zobrazeno schéma synchronního elektromotoru s permanentními magnety. V následujících podkapitolách jsou diskutovány i základní vlastnosti užitých materiálů.

Stator

Stator je většinou umístěn vně rotoru. Je tvořen tenkými vzájemně izolovanými statorovými plechy. K tomuto řešení se přistupuje za účelem snížení ztrát vířivými

proudy. V drážkách umístěné fázové cívky jsou v motorickém stavu napájeny ze zdroje napětí, v generátorickém chodu je na nich naopak napětí indukováno.

Vinutí je složeno z měděných vodičů, izolace a impregnace. Vztah mezi resistivitou kovového vodiče a jeho teplotou je dán vztahem:

$$\rho = \rho_{ref}[1 + \alpha(T - T_{ref})] \quad (1.3)$$

Pro měď platí: $\rho_{ref} = 1.68 \cdot 10^{-8} \Omega \cdot m$ a $\alpha = 0.00404 \text{ K}^{-1}$ [40].

Pro simulaci tepelných vlastností vinutí lze uvažovat homogenní směs výše uvedených materiálů. Mohou být využita experimentální data například z [56] (2013), [70] (2017), [3] (2014).

Z pohledu teplotního managementu je jedním z kritických míst elektrická izolace vodičů. Maximální použitelná teplota je dána normou ČSN EN 60085 [1]. Pro běžně používané izolace lze uvažovat maximální teplotu okolo 150 °C. Zároveň se zvyšující se teplotou dochází ke snižování životnosti izolace [44].

Rotor a permanentní magnety

Rotor EM může být řešen vinutím, nebo permanentními magnety. Permanentní magnety jsou umístěny na povrchu rotoru, který je většinou bandážovaný. Je proto poměrně hladký a tak se minimalizují třecí ztráty relativním pohybem tekutiny a rotoru.

Permanentní magnety se vyrábějí ze slitin neodymu. Neodym řadíme mezi kovy vzácných zemin (lanthanoidy)⁶. Pro slitiny neodymu se Curiova teplota⁷ pohybuje okolo 350 °C. Tyto slitiny dokonce vykazují významné zhoršení vlastností již při ohřátí nad 100 °C [17].

Z uvedeného je zřejmé, že permanentní magnety a izolace vodičů jsou, z pohledu teplotního managementu, nejrizikovějším článkem systému.

1.1.2 Princip synchronních strojů s PM

V motorickém chodu se na cívky statoru přivádí střídavý elektrický proud a vytváří se zde točivé magnetické pole. Dochází ke vzniku magnetického toku ϕ mezi magnety rotoru a cívkami statoru. S tím, jak se natáčí vektor magnetické indukce,

⁶Těžba kovů vzácných zemin je velmi ekonomicky i ekologicky náročná. Tyto prvky jsou v rudě často zastoupeny velmi řídkce. Těžba proto musí být extenzivní. Z rudy se kovy vzácných zemin extrahují pomocí silných kyselin, což ještě zvyšuje náročnost celého procesu získávání. Problematické jsou i z geopolitického hlediska. [51]

⁷ "Teplota, při které feromagnetické materiály přechází do stavu paramagnetického." [37]

dochází k přitahování magnetů rotoru a tím vzniká točivý moment na výstupu motoru.

Se zatížením roste rozdíl mezi úhlem natočení magnetického pole statoru a natočením rotoru. Tento rozdíl se nazývá zátěžný úhel β a odpovídá fázovému zpoždění rotace rotoru vůči točivému poli statoru. Dojde-li k rychlé změně zátěžného úhlu, začne motor tzv. kývat - kmitat kolem rovnovážné polohy.

Synchronní stroj může fungovat i v generátorickém chodu. Pak dochází k indukovaní proudu na cívkách a je kladen odpor otáčení rotoru. Tento jev může být využíván při brždění pro rekuperaci energie. Pro motorický stav je $\beta > 0$, pro generátorický $\beta < 0$. Funguje-li motor bez zatížení, tedy v chodu na prázdno, $\beta = 0$ [63]. Pro rozběh motoru se využívá frekvenční měnič, který plynule zvyšuje frekvenci napětí, tedy i otáčky motoru, nebo pomocný rozběhový motor. [11]

Magnetická indukce permanentních magnetů může dosahovat až 1.2 T [47]. Díky tomu je umožněno zmenšení rozměrů stroje, na to navázané hmotnosti a momentu setrvačnosti při zachování požadovaného točivého momentu. Nevýhodou užití permanentních magnetů je kromě zvýšení ceny zařízení také nutnost uvažovat Curiovu teplotu.

1.1.3 Teplotní management

Pro správnou funkci elektromotoru je klíčový odvod tepla vznikajícího při jeho běhu. Teplo se generuje především v důsledku elektromagnetických ztrát. Na motory pro automotive se kladou specifické požadavky. Mezi ně patří například vysoká momentová přetížitelnost a vysoká výkonová hustota ($\rho_P = \frac{P}{m} = [\text{W/kg}]$). Obě tyto vlastnosti jsou náročné mimo jiné na teplotní management. Přetížení vede k rychlému nárůstu výkonu, tedy i ztrátového tepla. Vysoká výkonová hustota požaduje nízkou hmotnost zařízení. Zachování všech vlastností chlazení by při snížení hmotnosti zařízení vedlo na zvýšení dosahované teploty. Je proto nutné chlazení dimenzovat s ohledem na tyto požadavky.

Z rovnice 1.3 je zřejmé, že nárůst teploty vodičů způsobuje nárůst jejich odporu, což může vést k nežádoucí pozitivní zpětné vazbě [15]. Teploty dosahované v motoru mají vliv nejen na jeho okamžitý výkon, ale i na životnost některých součástí.

Podle **Montsingerova pravidla** je očekávaná životnost elektrického systému zkrácena na polovinu nárůstem jeho teploty o 8 — 10° C. [36]

Součásti nejvýznamněji ovlivňované teplotou jsou permanentní magnety, vodiče a jejich izolace.

Zdroje tepla

Mezi významné zdroje tepla (a tedy i mechanismy energetických ztrát) se řadí Jouleovo teplo a ztráty přemagnetováním (vířivé proudy a magnetická hystereze).

Mechanické ztráty jsou ve srovnání s Jouleovým teplem generovaným užitým EM zanedbatelné⁸. Proto nejsou ve výpočtech uvažovány.

Jouleovo teplo: Nosič elektrického náboje při pohybu naráží do iontů vodiče, dochází k jeho vychýlení ze směru daného elektrickým polem. To zvyšuje tepelný pohyb nosiče. Kinetická energie tepelného pohybu je převedena na teplo označované jako ohmické nebo Jouleovo:

$$Q = RI^2t \quad (1.4)$$

Jouleovo teplo se v mnoha aplikacích využívá jako pozitivní jev. V případě elektromotorů se však jedná o nevýznamnější zdroj energetických ztrát. Navíc je nutné toto teplo odvádět vně stroje chlazením.

Vířivé proudy a magnetická hystereze: Při změně magnetického indukčního toku dochází ke vzniku vířivých (Foucaultových) proudů. Jejich chování odpovídá Lenzovu zákonu⁹. Tyto "nadbytečné" proudy vedou k dalším ztrátám Jouleovým teplem.

Magnetizace feromagnetického materiálu není lineárně závislá na intenzitě působícího magnetického pole. Demagnetizace materiálu neprobíhá po stejné křivce jako magnetizace. Dochází k tedy hysterezi a v jejím důsledku k tepelným ztrátám odpovídajícím ploše hysterezní smyčky.

Ztráty přemagnetováním jsou:

$$\Delta P_m = V \cdot f \int H dB \quad (1.5a)$$

$$\Delta P_m = \Delta P_h + \Delta P_v \quad (1.5b)$$

V ... objem materiálu, f ... frekvence přemagnetování, B ... magnetická indukce, H ... intenzita magnetického pole, P_h ... hysterezní ztráty, P_v ... ztráty vířivými proudy

⁸Toto tvrzení platí pouze pro motor, co se celého systému týče, teplo vznikající mechanickými ztrátami například v převodovce (pro rychloběžný motor) zanedbatelné není a je nutné s ním pracovat.

⁹"Indukovaný elektrický proud v uzavřeném obvodu má takový směr, že svým magnetickým polem působí proti změně magnetického indukčního toku, která je jeho příčinou." [37]

Užívané možnosti chlazení

Úkolem chlazení elektromotoru je odvod tepla z vnitřních prostor motoru vně. Může se tak dít bez dodatečného vložení energie - pasivně, nebo aktivně. Pasivní odvod tepla probíhá vždy, je vhodné však optimalizovat vlastnosti stroje pro zesílení efektu. Aktivní chlazení je pro vyšší výkony motoru nutné, protože pasivně nelze za daných podmínek odvést dostatečné množství tepla.

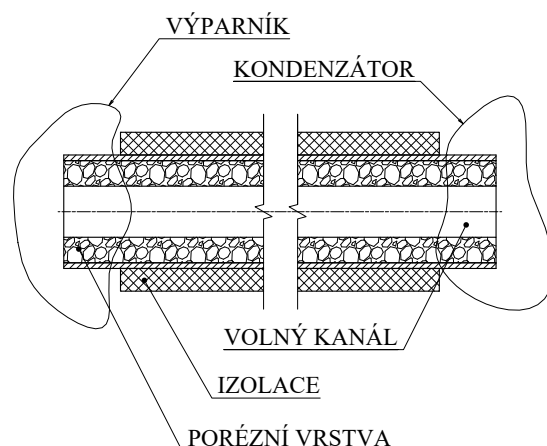
Jedním z faktorů, který ovlivňuje účinnost SEM v řádu jednotek procent je poměr délky a průměru motoru, přičemž je výhodnější delší motor s menším průměrem [47] (vede na větší teplosměnnou plochu pláště motoru). V kapitole 4 je však ukázáno, že volná konvekce v motorovém prostoru je velmi malá, až zanedbatelná. Omezující je ale rozměr a počet permanentních magnetů a případné konstrukční řešení celého vozu.

Z pohledu pasivního chlazení je klíčová tepelná vodivost užitých materiálů. Dobrým příkladem této skutečnosti je vinutí, jehož vodivost je dána kombinací vodivosti mědi a elektrické izolace. Vinutí EM lze považovat za objemový zdroj tepla, vyšší tepelná vodivost umožňuje kvalitnější odvod tepla z tělesa vinutí do zbytku motoru. Proto se na vysoký objemový podíl vodiče klade při návrhu motoru důraz [3], [56], [70]. Obecně jsou však materiály dány konstrukcí motoru a elektro-magnetickými, či mechanickými požadavky na ně kladenými.

Aktivním chlazením lze odvést výrazně větší množství tepla, ale oblast ideálního poměru spotřebované energie a odvedeného tepla je velmi úzká. Tento faktor je zdůrazněn i skutečností, že se jedná o chlazení pohonu elektrobuse. Není tedy možné dodávat energii přímo ze sítě, ale je nutné ji odebírat z baterie určené pro vlastní pohyb vozu.

Plášť a kostra: Pro odvod tepla je technologicky velmi jednoduchým řešením žebrování pláště motoru. Jedná se o pasivní způsob chlazení. V rámci snahy o optimalizaci je vhodné se zabývat tvarem a rozměry žeber. Podrobný rozbor vlivu geometrických parametrů žeber na účinnost chlazení lze dohledat například v [39].

V případě využití chladícího labyrintu jsou v kostře statoru vytvořeny drážky, kterými protéká chladivo. Technická realizace se různí, často se však drážky frézují a uzavírají plechem navinutým na kostru. Dále mohou být drážky vrtané rovnoběžně s osou rotoru. Není-li výroba příliš omezena technologií, lze přistoupit ke složitějším tvarům a řešením. Tento přístup však není příliš vhodný k chlazení čel vinutí a rotoru. Tímto typem chlazení se práce zabývá, proto bude podrobněji zpracováno v následujících kapitolách.



Obrázek 1.2: Schéma tepelné trubice

Stator: Statorem - rovnoběžně s osou rotoru - mohou být vedeny tzv. teplovodivé kanály, které mají za úkol především rovnoměrně rozvádět teplo napříč motorem. Jsou-li vyžadovány elektricky izolační vlastnosti, využívají se plněné polymery, pokud vyžadovány nejsou, inserty mohou být měděné. [49, 62]

K přenosu vyšších výkonů než teplovodivými kanály mohou být využity tepelné trubice (obr. 1.2). V trubce s porézní vrstvou je uzavřeno konstantní množství tekutiny. Ve výparníku se přejímá teplo z okolí. Z výparníku do kondenzátoru se tekutina díky tlakovému gradientu přesouvá volným kanálem ve formě plynu tepelně izolovanou částí součásti. Kondenzát se kapilárním jevem přesouvá porézní vrstvou zpět z kondenzátoru do výparníku. [69]

V okolí statorového vinutí mohou být aplikovány teplovodivé pasty, kde nahrazují vzduch s velmi nízkou tepelnou vodivostí. Jsou elektricky nevodivé a zvyšují ochranu proti zkratu. Zároveň jsou kladeny požadavky na jejich mechanické vlastnosti, například tlumení vibrací. Mohou tak přispět k ochraně vinutí před mechanickým poškozením [8]. Velmi účinné jsou v kombinaci s vodním chlazením kostry, neboť zlepšují přestup tepla mezi ní a vinutím včetně jeho čel.

Další možností chlazení statoru je zaplavení vinutí kapalinou. Pokud je chladivo pouze uzavřeno v okolí vinutí, dominantním mechanismem zůstává vedení tepla a princip je obdobný jako u teplovodivých past.

Pokud je toto řešení součástí chladicího okruhu, má tedy přívod a odvod chladicí kapaliny, jedná se o aktivní přístup. Nejvýznamnějším mechanismem přestupu tepla se stává nucená konvekce. Vzhledem k malé vzdálenosti mezi zdrojem tepla a chladivem a současně nízkému tepelnému odporu se jedná o velmi účinný typ chlazení. Zásadní nevýhodou je nutnost překonávat poměrně velké tlakové ztráty dané složitou

geometrií statoru.

Může být, nebo dokonce být měl, kladen důraz na na elektrickou nevodivost a nehořlavost chladiwa a kontrolu jeho průniku k okolním součástem i úniku ze systému.

Vzduchová mezeza: V případě práce se vzduchovou mezerou je nutné zajistit, aby ohřev rotorových magnetů od vinutí statoru nebyl významnější než odvod tepla z rotoru. Nucenou konvekcí a třecími ztrátami ve vzduchové mezeze se zabývá např. Saari (1996, [50]).

K odvodu tepla ze vzduchové mezery lze využít ventilaci. Jako médium může sloužit vzduch, nebo chladící plyn. Varianta s chladícím plynem může odvádět vyšší výkony, ale vyžaduje vlastní chladící okruh a kontrolu jeho těsnosti.

Teplu může být ze vzduchové mezery odváděno i kapalným chladiwem. Toto řešení však výrazně zvyšuje třecí ztráty rotoru. Důraz na ochranu zařízení je obdobný jako u zaplaveného statoru.

Určitou kombinací výše zmíněných metod odvodu tepla ze vzduchové mezery je rozptyl chladiwa. Princip je blízký chlazení (a mazání) převodovek. Rotor se brodí v olejové lázni a unáší kapičky chladiwa, které odvádějí teplo ze smáčených povrchů. Opět je toto řešení kombinováno s napojením na chladící okruh.

Poslední diskutovaná možnost odvodu tepla ze vzduchové mezery je chlazení se změnou fáze. Do řešeného prostoru se vstřikuje kapalina s bodem varu nižším než je teplota zde dosahovaná. K jejímu odpaření je spotřebována energie odpovídající výparnému teplu látky. Plyn je z prostoru odváděn a v kondenzátoru navrácen zpět do kapalného stavu. Toto chlazení také vyžaduje vlastní okruh a kontrolu těsnosti. Realizačně náročné mohou být i trysky pro vstřikování chladiwa.

Čela vinutí: Ve většině případů tepelného poškození elektromotoru dochází k přehřátí čel, proto se v některých realizacích přistupuje k jejich přímému chlazení ostřikem, případně ostřikem se změnou fáze [38].

Rotor: V případě, že je nutná dodatečná ochrana magnetů na rotoru, přistupuje se k fyzikálně velmi jednoduchému, ale účinnému řešení. Do dutého rotoru se přivádí chladiwo. To, protože má vyšší hustotu, je odstředivou silou způsobenou rotací odtlačeno na vnější průměr otvoru v rotoru. Odsud naopak odchází chladiwo zahřáté ztrátovým teplem a je z rotoru odvedeno [16]. Mnohá konkrétní technická řešení jsou patentovaná, například: US8684643B2 [54], US6727609B2 [32], DE102015214309A1 [26].

Pro ochranu povrchu primárně před konvektivním přenosem tepla z okolí vyplněného horkým plynem lze použít chladicí film [21]. I toto se jeví jako možný způsob chlazení magnetů rotoru. Především pak pro konfigurace, kdy je rotor umístěn vně statoru.

2 Termodynamické veličiny

Tato kapitola se pokouší shrnout základní informace o termodynamických veličinách a dějích, které významně ovlivňují řešený problém.

Uvádějí se aproximace některých veličin, protože v průběhu celého návrhového výpočtu se několikrát využívá analyticko-empirický přístup. Přístupuje se k němu pro porovnání variant chladicího kanálu, pro vlastní CFD výpočet jsou potom níže uvedené aproximace užity při tvorbě sítě, pro vhodné nastavení okrajových podmínek a pro validaci.

Definice podobnostních čísel se zde neuvádějí, lze je dohledat v seznamu symbolů použitých v textu (od strany 9).

2.1 Chování u stěny

Na přestup tepla konvekcí a tlakové ztráty má zásadní vliv mezní vrstva. Její chování ovlivňuje drsnost povrchu. Ta je charakterizována Darcyho součinitelem třecích ztrát f .

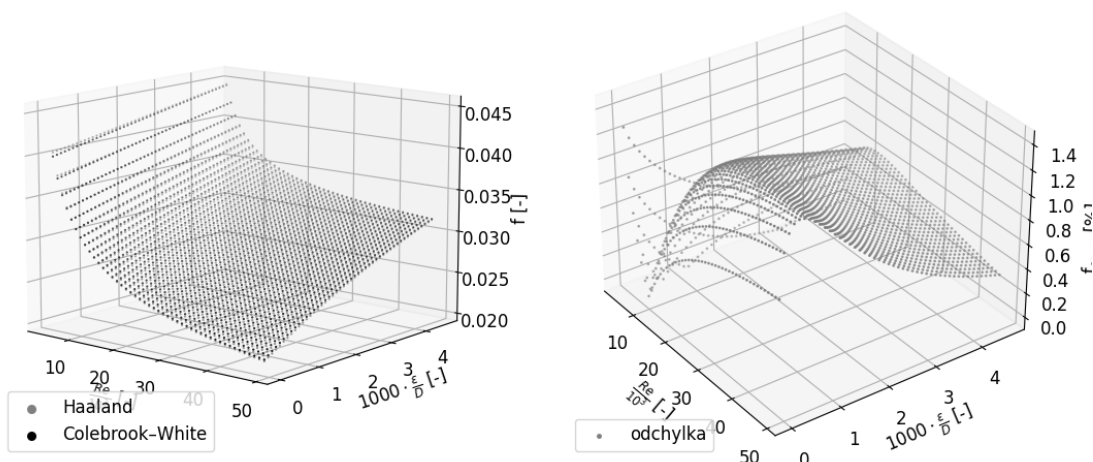
Implicitní Colebrookova–Whiteova rovnice (vztah 2.1) vyjadřuje součinitel třecích ztrát v závislosti na Reynoldsově čísle, drsnosti povrchu a charakteristickém rozměru. Prakticky se jedná o náhradu Moodyho diagramu mimojiné vhodnou pro počítačové zpracování.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{2.51}{\text{Re} \cdot \sqrt{f}} + \frac{\epsilon}{3.7D} \right] \quad \text{¶} \quad (2.1)$$

Tento výraz je platný pro turbulentní proudění - $\text{Re} > 4000$. Pro přechodovou - $\text{Re} \in (2300; 4000)$ - a laminární - $\text{Re} < 2300$ - oblast se doporučují jiné aproximace. Aproximace pro přechodovou oblast zohledňují například i geometrii vstupu.

Pro běžné užití v plně turbulentní oblasti se jeví vhodnější explicitní Haalandův vztah 2.2 [22], který aproximuje rovnicí 2.1 s velmi malou chybou. Ghiaasiaan (2011, [19]) uvádí, že chyba se pohybuje okolo 2 %. Toto tvrzení je ilustrováno na obrázku 2.1 ¹⁰.

¹⁰Hodnoty označené Colebrook–White byly vyhodnoceny iterativně. Iterační proces je ukončen,


 Obrázek 2.1: Porovnání hodnot f dle 2.1 a 2.2

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\epsilon}{3.7D} \right)^{1.11} \right] \quad \text{¶} \quad (2.2)$$

Je-li, i přes velmi malý rozdíl výsledných hodnot, požadován iterativní výpočet f dle 2.1, lze 2.2 použít pro prvotní odhad.

Tabulku hodnot ϵ ¹¹ pro různé povrchy a materiály lze dohledat v příloze C. ϵ se uvádí s chybou $\pm 60\%$. To je dáno technologií výroby, nepřesností zpracování apod.

Pro určení f v laminární oblasti lze využít vztah 2.3 bez ohledu na drsnost stěny.

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.3)$$

Součinitel třecích ztrát je použit v Darcy-Weisbachově rovnici (2.4a) pro určení tlakové ztráty v potrubí. Narozdíl od Hagen-Poiseuillovy rovnice, která je vhodná pouze pro určení ztrát při laminárním proudění, popisuje Darcy-Weisbachova rovnice, díky zahrnutí součinitele f , i proudění turbulentní.

$$\frac{\Delta p}{L} = f \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{u^2}{D} \quad (2.4a)$$

$$\Delta p = f \cdot L \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{u^2}{D} \quad \text{¶} \quad (2.4b)$$

Některé aproximace nevyužívají Darcyho třecí koeficient f , ale Fanningův koeficient C_f . Ten je definován jako poměr smykového napětí a měrné kinetické energie:

je-li reativní odchylka aktuálního a předchozího řešení $< 10^{-10}$. Prvotní odhad je dán Haalandovou aproximací. Veličina označená f_{error} (graf vpravo) je vyhodnocena jako rel. odchylka f_H a f_{CW} .

¹¹Ze vztahu 2.2 je zřejmé (ale možná hodno zdůraznění), že pro $\epsilon = 0$: $f \neq 0$, ale $f = f(Re)$.

$$C_f = \frac{\tau_w}{\rho \frac{u^2}{2}} \quad (2.5)$$

Vztah mezi Darcyho a Fanningovým koeficientem je:

$$C_f = \frac{f}{4} \quad (2.6)$$

Z definice Fanningova koeficientu:

$$\tau_w = C_f \rho \frac{u^2}{2} \quad (2.7)$$

Kombinací vztahů 2.4b a 2.7 lze vyjádřit:

$$\Delta p = \frac{4 \cdot \tau_w l}{D_h} \quad (2.8)$$

Se smykovým napětím u stěny τ_w je svázána smyková rychlost u_τ :

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (2.9)$$

Na základě znalosti těchto veličin lze určit bezrozměrnou vzdálenost od stěny y^+ . Ta je klíčová pro tvorbu sítě pro zachycení chování turbulence u stěny.

$$y^+ = \frac{u_\tau y}{\nu} \quad (2.10a)$$

$$y = \frac{y^+ \nu}{u_\tau} \quad (2.10b)$$

V CFD se problematika zpracovává pomocí turbulentních modelů a stěnových funkcí (blíže v odstavci 5.1.2). Drsnost povrchu se modeluje úpravou stěnové funkce. Snížením aditivní konstanty C^+ v logaritmickém zákonu (rovnice 2.11) se oproti "hladkému stavu" snižuje bezrozměrná rychlost $u^+ = \frac{u}{u_\tau}$ v dané vzdálenosti od stěny y^+ a tím je prakticky dosaženo efektu drsné stěny.

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + C^+ \quad (2.11)$$

2.2 Sdílení tepla

Pro řešený případ mohou být do jisté míry významné všechny tři mechanismy sdílení tepla - vedením, prouděním, zářením. První dva jsou navíc úzce provázány.

Aby bylo možné významy jednotlivých mechanismů kvantifikovat, byla provedena rešerše aproximativních vztahů jak pro volnou, tak nucenou konvekci.

2.2.1 Vedení tepla

Sdílení tepla vedením se odehrává na mikroskopické úrovni předáváním kinetické energie mezi částicemi. Významné je především v pevných látkách, u tekutin bývá většinou zanedbatelné ve srovnání s konvekcí (část 2.2.2). Tuto (ne)zanedbatelnost je možno kvantifikovat pomocí Péceletova čísla. To porovnává váhy - nebo pro lepší představu časová měřítka - konvektivních a difusních jevů. Malé Péceletovo číslo u tekutin se dosahuje například v porézních látkách.

Vedení tepla je popsáno *Fourierovým zákonem*:

$$\dot{q} = -\lambda \nabla T, \quad \lambda > 0 \quad (2.12)$$

Hybnou silou vedení tepla je teplotní gradient. Veličinami s blízkým vztahem k tepelné vodivosti λ [W/(m·K)] jsou tepelný odpor R [K/W] a tepelná rezistivita R_λ [K·m/W].

2.2.2 Konvekce

Sdílení tepla prouděním, konvekce, je popsáno *Newtonovým ochlazovacím zákonem*:

$$\dot{Q} = hA(T - T_{\text{env}}) = hA\Delta T \quad [\text{W}] \quad (2.13)$$

Konvekce je charakterizována součinitelem přestupu tepla h [Wm⁻²K⁻¹] (některé zdroje jej značí α). Vzhledem ke složitosti závislosti h na širokém spektru parametrů se problematika zpracovává přes podobnostní čísla [48]. Přechod z oblasti podobnostních čísel se provádí za pomoci vztahu mezi Nusseltovým číslem a součinitelem přestupu tepla:

$$h = \text{Nu} \frac{\lambda}{D} \quad \pi \quad (2.14)$$

Volná konvekce je vyvolána teplotními rozdíly v tekutině, které vedou na rozdíly v hustotě, které mají v gravitačním poli za následek pohyb tekutiny. Vztlakové a proti nim působící vazké síly charakterizuje Rayleighovo číslo. Nucená konvekce je vyvolána vynuceným pohybem tekutiny. Smíšená konvekce se uvažuje, není-li zanedbatelný ani jeden z uvedených typů.

U stěny, kde je rychlost proudění nulová, dochází k přestupu tepla vedením. S rostoucí vzdáleností od stěny dominuje konvektivní přenos tepla.

Typ konvekce je možné určit následovně:

$$\frac{Ra}{PrRe^2} \begin{cases} \gg 1 & \dots \text{ volná} \\ \simeq 1 & \dots \text{ smíšená} \\ \ll 1 & \dots \text{ nucená} \end{cases} \quad \text{¶} \quad (2.15)$$

Nucená konvekce v potrubí

Pro výpočet je využit vztah 2.16, který definoval Gnielinski (1976, [20]). Ghiaasiaan (2011, [19]) uvádí, že tuto aproximaci lze použít pro celou řadu tvarů, například se jedná o obdélníkové (i ploché) a čtvercové kanály a mezikruží. Jedinou podmínkou je absence úzkých ostrých rohů.

Za předpokladu, že $f < 4f_{smooth} = 4 \cdot f(\epsilon = 0)$ [5] (hladké trubky,) $Re \in (2300; 5 \cdot 10^6)$ a $Pr \in (0.5; 2300)$ platí:

$$Nu = \frac{(Re - 1000) \cdot Pr \cdot \frac{C_f}{2}}{\left(1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{C_f}{2}} \cdot (Pr^{2/3} - 1)\right)} \quad \text{¶} \quad (2.16)$$

Obecně je nutno rozlišovat aproximace určené pro podmínku konstantní teploty stěny a konstantního tepelného toku, přičemž druhá možnost je inženýrsky přívětivější. Vliv rozdílných okrajových podmínek na výsledné Nusseltovo číslo však klesá s rostoucím Pr a Re . Pro hodnoty $Pr > 0.7$ a $Re > 1 \cdot 10^5$ je zcela zanedbatelný [19]. Pokles vlivu je dán intenzitou mísení tekutiny v blízkosti stěny.

Možnou alternativou k 2.16 může být například výrazně jednodušší Dittus-Boelterova aproximace:

$$Nu_D = 0.023Re_D^{4/5}Pr^n \quad (2.17)$$

$n = 0.4$ pro ohřívání tekutiny, $n = 0.3$ pro chlazení tekutiny, $Pr \in (0.6; 160)$, $Re \geq 10000$, $\frac{L}{D} \geq 10$

Tento vztah však dle [25] nevykazuje dobrou shodu s experimentem pro dostatečně široký rozsah Re , proto nebyl využit.

Hartnett a Kostic (1989, [25]) uvádějí, že asymetrické zahřívání průřezu vede k vyšším Nu pro nižší tepelné toky. S rostoucím tepelným tokem vliv asymetrie klesá.

Mori a Nakayama (1967, [46]) zpracovávají problematiku zakřivení kanálu. To může podle zvýšit součinitel přestupu tepla až o 70 %, zatímco vliv na tlakové ztráty

je zanedbatelný.

Zakřivení kanálu lze charakterizovat Deanovým číslem:

$$De = Re \sqrt{\frac{D_h}{d}} \quad (2.18)$$

(kde d je průměr střední čáry kanálu)

To popisuje chování proudící tekutiny spojené se vznikem Deanových vírů. Jedním z významných jevů je deformace rychlostního profilu. Dochází ke zvyšování rychlosti v části trubice blíže vnější stěně, zatímco blíže stěně vnitřní se rychlost snižuje.

Pro návrh může být žádoucí podchytit také vliv drsnosti stěny. Gebhart (1971, [18]) uvádí, že s nárůstem drsnosti vzrůstá ztrátový koeficient více než součinitel přestupu tepla. Pro přestup tepla lze ve vhodných konfiguracích dosáhnout až trojnásobného zvýšení h .

Volná konvekce

Nusseltovo číslo pro volnou konvekci se liší v závislosti na tvaru a orientaci teplosměnné plochy. Pro určení Rayleighova čísla literatura doporučuje volit teplotu, při které se určují vlastnosti tekutiny, jako:

$$T = \frac{T_w + T_\infty}{2} \quad (2.19)$$

Za podmínky $Ra \leq 10^{12}$ lze Nusseltovo číslo pro vodorovný válec určit [28]:

$$Nu = \left(0.6 + 0.387 \cdot \left(\frac{Ra}{\left(1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right)^{16/9}} \right)^{1/6} \right)^2 \quad \text{¶} \quad (2.20)$$

Za podmínky $Ra \in [0.1; 10^{12}]$ lze Nusseltovo číslo pro svislou desku určit [29]:

$$Nu = \left(0.825 + 0.387 \cdot \frac{Ra^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0.437}{Pr} \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right)^2 \quad \text{¶} \quad (2.21)$$

Pro svislý válec o průměru D a délce L , je-li splněno: $D \geq 35 \cdot \frac{L}{\sqrt[4]{Gr}}$, může být

použit vztah 2.21 [4] ▯.

Pro vodorovnou desku se rozlišují vztahy pro horní a spodní zařátou stěnu [5]:

$$\text{Nu} = \begin{cases} \text{horní stěna:} & \begin{cases} 0.54 \cdot \sqrt[4]{\text{Ra}} & \dots \text{Ra} \in [10^4; 10^7) \\ 0.15 \cdot \sqrt[3]{\text{Ra}} & \dots \text{Ra} \in [10^7; 10^{11}] \end{cases} \\ \text{spodní stěna:} & 0.27 \cdot \sqrt[4]{\text{Ra}} \quad \dots \text{Ra} \in [10^5; 10^{11}] \end{cases} \quad \text{▯} \quad (2.22)$$

2.2.3 Radiace

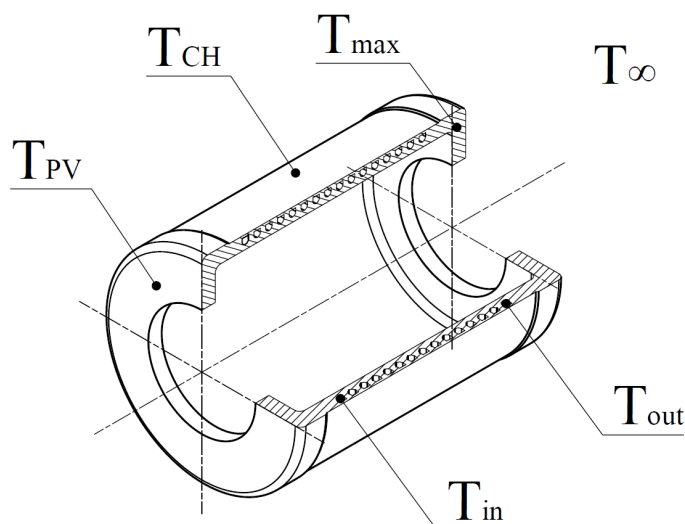
Těleso o teplotě T emituje svým povrchem do okolí teplo:

$$\dot{Q} = \epsilon \sigma A T^4, \quad \sigma = 5.670 \cdot 10^{-8} \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-4} \quad \text{▯} \quad (2.23)$$

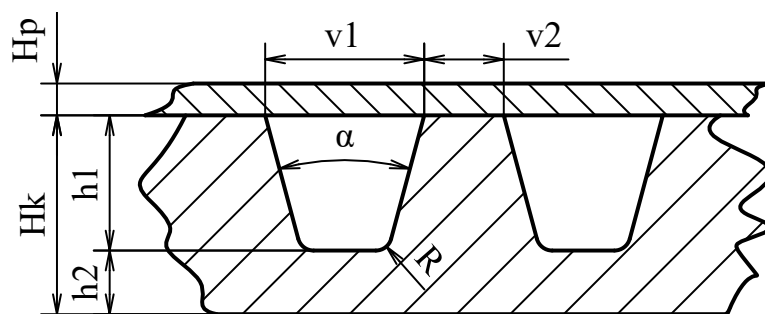
Zahrnutí vlivu radiace do CFD výpočtu lze v simulovaném případě realizovat okrajovou podmínkou. Případné modelování tohoto jevu vyžaduje zahrnutí dodatečných členů do vztahu pro prostup tepla plochou. To vede na nutnost numerického řešení okrajové podmínky 'konjugovaného přestupu tepla' (odstavec 5.1.3).

Tabulka 2.1: Rozměry motoru

	značka	velikost
osová vzdálenost vstup - výstup	L	507
vnější průměr kostry	D	433
tloušťka kostry	H_k	20
výška drážky	h_1	
tloušťka pod drážkou	h_2	$H_k - h_1 \geq 8$
tloušťka plechu	H_p	4
šířka drážky	v_1	
mezera mezi drážkami	v_2	≥ 5.5
úhel zúžení drážky	α	
zaoblení paty drážky	R	



Obrázek 2.2: K tabulce 3.2



Obrázek 2.3: Schéma geometrie chlazení

3 Řešený problém

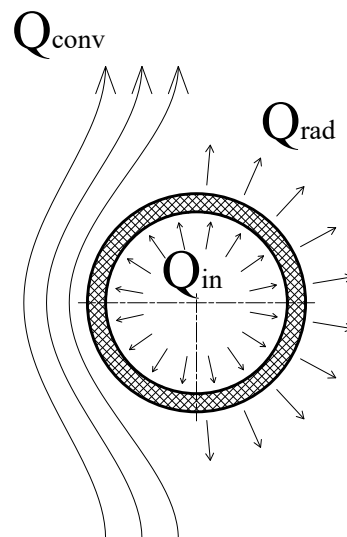
Tato práce má za úkol navrhnout technologicky jednoduché chlazení elektromotoru pohánějícího autobus městské hromadné dopravy. Elektromotory vyráběné firmou EM Brno jsou standardně chlazeny drážkou v kostře statoru. Výrobce je technologicky vybaven pro tuto variantu, a proto se na ni návrh omezuje.

Od chlazení motoru se požaduje co nejvyšší odvod tepla a s tím související co nejnižší dosahované teploty kostry¹² za současného splnění podmínek daných charakteristikami chladicího obvodu. Hledá se rovnováha mezi hmotnostním průtokem \dot{m} a s ním spojenou teplotou na výstupu T_{out} , rychlostí prodění u a součinitelem přestupu tepla h . I přesto, že se od motoru požaduje vysoká výkonová hustota (str. 19), nebere se pro návrh geometrie drážky v potaz hmotnost kostry statoru, neboť možnost její změny geometrií drážky je zanedbatelná s jinými dostupnými úpravami motoru. Finální realizace je ovlivněna technologickou a finanční náročností výroby.

Motor produkuje teplo Q_{in} dané ztrátovým výkonem. Toto teplo se odvádí chladičem protékajícím chladicími kanály (Q_{cool}). Zlomek se odvádí povrchem motoru, tj. pasivně konvekcí (Q_{conv}) a radiací (Q_{rad}). Ztrátové teplo je 3.670 kW.

Předpokládá se, že veškeré ztrátové teplo musí být odvedeno Q_{cool} , Q_{conv} a Q_{rad} . Tabulky 3.2 a 3.1 shrnují teploty a tepla významná pro úlohu. Obrázky 2.2 a 3.1 tabulky ilustrují.

V rámci návrhového výpočtu se volí počet chladících kanálů, dále jejich vzájemné uspořádání a tvar drážek. Na obrázku 2.3 jsou zavedeny veličiny používané pro popis geometrie drážky. Kanály jsou frézovány do kostry statoru s tloušťkou H_k jako jedno-



Obrázek 3.1: K tabulce 3.1

¹²Ve skutečnosti je problematika složitější. Kritická - a tím pádem sledovaná - místa jsou standardně čela statoru a rotorové magnety. Vzhledem k tomu, že v době provádění výpočtů není dostupná geometrie motoru, zjednodušuje se problém teplotního pole na maximální teplotu kostry.

či vícechodé šroubovice o rozteči $P = v_1 + v_2$. Geometrie samotné drážky je určena rozměry v_1 , h_1 , α a R . Drážky jsou uzavřeny navinutým plechem o tloušťce H_p .

Pro výpočet potřebné rozměry jsou uvedeny v tabulce 2.1. Číselně uvedené hodnoty jsou dány pevně, ostatní jsou k nim vázány nebo se volí. Délkové rozměry se uvádějí v milimetrech. Parametry, které jsou objektem optimalizace mají buňku "velikost" podbarvenou šedě. Vstup a výstup chladiva musí být v jedné rovině zároveň procházející podélnou osou motoru.

Chladivo použité v okruhu splňuje normu ASTM-D6210. Jedná se o 40 - 60% roztok glykolu ve vodě. Doporučené ředění konkrétního produktu je 50/50. Tato směs má hustotu blízkou vodě, viskozitu násobně vyšší a měrnou tepelnou kapacitu nižší než voda. Konkrétní hodnoty lze dohledat v příloze D. Pro analytický výpočet se termodynamické vlastnosti chladiva při dané teplotě určují pomocí balíku CoolProp (Python Wrapper) [2]. Byla zvolena látka *INCOMP::MEG-50%*, tj. padesátiprocentní roztok etylenglykolu ve vodě.

Tabulka 3.1: Tepla v úloze

	značka	
dodané	Q_{in}	ztrátové teplo motoru
odvedené	Q_{cool}	chladivem - nucená konvekce
	Q_{conv}	do okolí - volná konvekce
	Q_{rad}	do okolí - radiace

Tabulka 3.2: Vybrané teploty pro popis úlohy

	značka	poloha
vzduch	T_{∞}	v dostatečné vzdálenosti od motoru
chladivo	T_{in}	vstup
	T_{out}	výstup
kostra	T_{max}	v místě globálního maxima

4 Analyticko-empirický výpočet

Za použití aproximací uvedených v kapitole 2 a vazeb daných fyzikální a geometrickou podstatou problému (kapitola 3) je možné se s využitím malého výpočetního výkonu zorientovat v problematice.

Takto získané poznatky umožňují zvolit varianty vhodné k dalšímu zpracování numerickým výpočtem a pro tento výpočet zvolit vhodné okrajové podmínky.

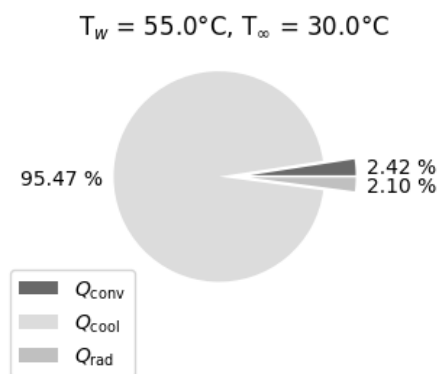
Na obrázku 4.1 je zobrazen význam jednotlivých mechanismů odvodu tepla při dané teplotě stěny motoru a teplotě okolí. Takto zadané teploty nemusí přesně odpovídat realitě, ale přibližně ilustrují provozní podmínky motoru.

Výpočet je proveden pro volnou konvekci ze svislých ploch - čel (podle vztahu 2.21) a vodorovného válce - vnějšího povrchu kostry statoru (vztah 2.20).

Radiace se předpokládá konstantní po celém vnějším povrchu motoru. Radiace okolí se určuje z teploty T_∞ . Uvažovaná emisivita motoru i okolí je 0.5.

Teplu odvedené nucenou konvekcí je potom určeno jako rozdíl ztrátového tepla motoru a uvedených dvou pasivních mechanismů.

Je zřejmé, že pasivní mechanismy chlazení jsou velmi malé a jejich zanedbání nepovede k velkým chybám. Navíc se jedná o konzervativní úvahu, která vede ke zvýšení bezpečnosti řešení.¹³



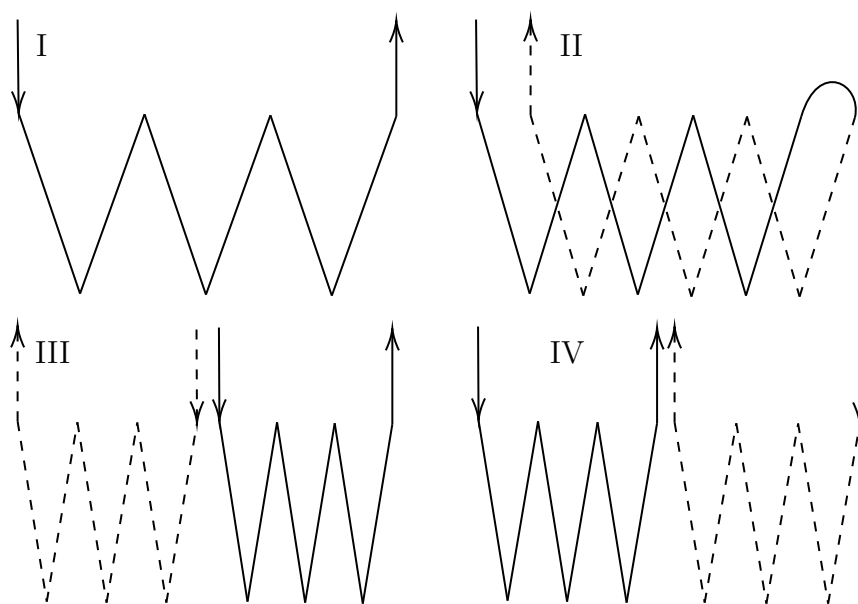
Obrázek 4.1: Vliv mechanismů odvodu tepla při daných teplotách

¹³Opodstatněnost tohoto zjednodušení byla potvrzena záznamy teplot z motorového prostoru dodanými výrobcem autobusu v průběhu další spolupráce na projektu.

4.1 Geometrie chlazení

Možné varianty uspořádání kanálů chlazení jsou například:

- I - jeden kanál, jednochodá šroubovice, vstup a výstup na opačných koncích motoru
- II - jeden kanál, dvouchodá šroubovice, vstup a výstup na stejném konci motoru
- III - dva kanály, jednochodá šroubovice, vstupy uprostřed motoru, výstupy u čel
- IV - dva kanály, jednochodá šroubovice, vstupy u čel, výstupy uprostřed motoru



Obrázek 4.2: Varianty rozložení kanálů

Pro shodně zvolené parametry v_1 , h_1 , α a R předpokládáme, že rozteč všech variant je shodná:

$$P_I = P_{II} = P_{III} = P_{IV}$$

Stoupání II je dvojnásobné oproti ostatním variantám:

$$P_{hI} = P_{hIII} = P_{hIV} = \frac{1}{2}P_{hII}$$

Potom lze uvažovat přibližně stejnou celkovou délku a teplosměnnou plochu drážky všech variant.

Varianta I je technologicky přívětivá. Její nevýhodou je nerovnoměrné rozložení teplotního pole. Oblast v blízkosti vstupu je chlazena lépe, než oblast výstupu.

Varianta II tuto nevýhodu odstraňuje. Propojení obou chodů šroubovice však vyžaduje dodatečnou technologickou operaci a povede k tlakovým ztrátám. Tyto faktory je nutné vzít v potaz.

Varianty III a IV dělí průtok daný čerpadlem na poloviny, tím snižují rychlost a v konečném důsledku i h . Zároveň se výrazně zvyšuje technologická náročnost výroby drážky. Pokud by se i přes uvedené nevýhody přistupovalo k jedné z těchto variant, je vhodné volit variantu IV. Lépe chladí čela, která jsou pro teplotní management kritická.

Vzhledem ke ztrátám motoru, které při nominálním zatížení nepřevyšují 4 kW, a tepelné kapacitě chladiva c vyšší než 3000 J/(kgK) lze předpokládat, že rozdíl teplot na výstupu T_{out} a na vstupu T_{in} nebude velký a tedy ani nerovnoměrnost rozložení teploty nijak zásadní. Proto se analytický výpočet omezí na variantu I. Následující vztahy jsou jednoduché, ale za účelem zpřehlednění textu a také pro jejich význam pro celý výpočet, se zde uvádějí.

Průřez a obvod - obdélníkové drážky - $R = 0$, $\alpha = 0$:

$$A = h_1 v_1 \quad (4.1a)$$

$$o = 2 \cdot (h_1 + v_1) \quad (4.1b)$$

Průřez a obvod - drážky s nenulovým zaoblením v patě - $R \neq 0$, $\alpha = 0$:

$$R_{\text{max}} = \min\left(h_1, \frac{v_1}{2}\right) \quad (4.1c)$$

$$A = v_1 h_1 + R^2 \left(\frac{\pi}{2} - 2\right) \quad (4.1d)$$

$$o = 2(v_1 + h_1) + R(\pi - 4) \quad (4.1e)$$

Průřez a obvod - drážky s nenulovým zúžením - $R = 0$, $\alpha \neq 0$:

$$\alpha_{\text{max}} = 2 \cdot \arctan \frac{v_1}{2 \cdot h_1} \quad (4.1f)$$

$$A = h_1 \left(v_1 - h_1 \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) \right) \quad (4.1g)$$

$$o = 2 \left[v_1 - h_1 \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) + h_1 \sqrt{1 + \tan^2\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \right] \quad (4.1h)$$

Počet závitů (závorkou $\lfloor \cdot \rfloor$ je označeno zaokrouhlování dolů):

$$n = \left\lfloor \frac{L}{v_1 + v_2} \right\rfloor \quad (4.1i)$$

4.1. GEOMETRIE CHLAZENÍ

Průměr šroubovice:

$$D_s = D - h_1 \quad (4.1j)$$

Délka drážky:

$$l = n \cdot \pi D_s \quad (4.1k)$$

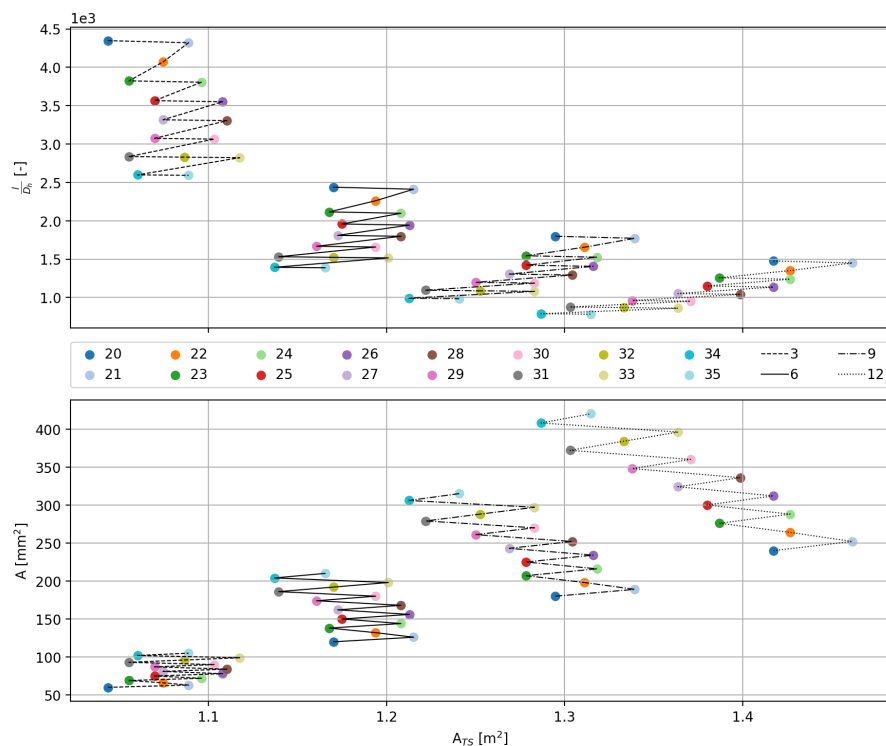
Teplosměnná plocha:

$$A_{TS} = o \cdot l \quad (4.1l)$$

Hydraulický průměr:

$$D_{hydr} = \frac{4A}{o} \quad (4.1m)$$

Vliv zúžení a zaoblení v patě na výsledné parametry proudění je velmi podobný. Kombinace zúžení a zaoblení vede na velmi malé odchylky od řešení daného dominantní geometrickou úpravou.



Obrázek 4.3: Porovnání rozměrů drážek

4.2 Vliv hledaných parametrů na vlastnosti proudění

Nusseltovo číslo (vztah 2.13) roste s Reynoldsovým číslem - tedy s rychlostí (to pro konstantní průtok odpovídá zmenšování průřezu) - a součinitelem třecích ztrát. Součinitel přestupu tepla (2.14) roste s Nusseltovým číslem a klesá s hydraulickým průměrem. Teplo přenesené konvekcí (2.15) roste s teplosměnnou plochou a součinitelem přestupu tepla.

Součinitel třecích ztrát pro konstantní drsnost povrchu klesá s hydraulickým průměrem. Pro nulovou drsnost, kterou předpokládá 2.16, však tento člen ze vztahu 2.2 vypadává. Pro plně turbulentní proudění je velikost f nezávislá i na Reynoldsově čísle. Třecí ztráty (2.4b) rostou se součinitelem třecích ztrát, s poměrem délky a hydraulického průměru. S druhou mocninou je zvyšuje rychlost proudění.

Vliv v_1 a h_1 na velikost teplosměnné plochy, průřezu kanálu a poměru $\frac{l}{D_h}$ je vykreslen na obrázku 4.3. Skoky mezi jednotlivými hodnotami jsou dány zaokrouhlováním počtu závitů na celá čísla (vztah 4.1i). Hodnoty označené barevnými tečkami reprezentují šířku v_1 drážky v milimetrech, čáry hloubku h_1 [mm]. Na obou grafech je teplosměnná plocha vynesena na vodorovné ose, zde je snaha volit body co nejvíce vpravo. Poměr $\frac{l}{D_h}$ je žádoucí minimalizovat. Oproti tomu přístup k průřezu tak jednoznačný není.

Dalším hledaným parametrem je hmotnostní průtok \dot{m} . S ním roste potřebný příkon čerpadla pro daný systém [41]. Ambivalence spolu s průtokem rostoucí rychlosti již byla diskutována. Čistě pozitivní vliv má však jeho zvyšování na snižování teploty T_{out} a tím pádem i T_{max} .

4.3 Optimalizace parametrů chlazení

Vzhledem k počtu proměnných se pro exaktnější vyhodnocení problému přistupuje k optimalizaci. Hledané i optimalizované veličiny jsou uvedeny v tabulce 4.1. Tučně jsou uvedena konstrukčně či technologicky daná omezení. Ostatní omezení jsou volena s ohledem na fyzikální podstatu problému, znalost chování systému a velikost prohledávané oblasti. Dalším omezením je požadavek na dosažení turbulentního proudění, tedy $Re > 4000$. To je přibližně zajištěno vazbou mezi parametry uvedenou ve vztahu 4.2. Tento vztah - za účelem snížení náročnosti výpočtu - zanedbává zaoblení v patě drážky R a uvažuje konstantní dynamickou viskozitu $\mu = 2.65 \cdot 10^{-3}$ Pa·s. Tabulka 4.1 ve své spodní části shrnuje požadavky kladené na

4.3. OPTIMALIZACE PARAMETRŮ CHLAZENÍ

řešení.

$$0 < \frac{2 \cdot \dot{m}}{\mu(v_1 + h_1)} - 4000 \quad (4.2)$$

Tabulka 4.1: Parametry a požadavky optimalizace

parametry			
veličina	min	max	rozměr
v_1	5	50	[mm]
v_2	5.5	50	[mm]
h_1	2	12	[mm]
R	0	$\min(h_1, \frac{v_1}{2})$	[mm]
\dot{m}	0.1	2	[kg/s]
optimalizované			
veličina	požadavek		rozměr
h	↑		[W/(m ² K)]
A_{TS}	↑		[m ²]
Δp	↓		[Pa]
ΔT	↓		[K]
\dot{m}	↓		[kg/s]

Snahou optimalizační úlohy je minimalizace *cílové funkce*¹⁴, kterou lze navrhnout například takto:

$$F = -k_q \cdot A_{TS}h + k_p \cdot \Delta p + k_T \cdot \Delta T + k_m \cdot \dot{m} + (L - n_z(v_1 + v_2)) \quad (4.3)$$

Poslední člen funkce $(L - n_z(v_1 + v_2))$ zajišťuje pokrytí celé chlazené oblasti šroubovicí. Konstanty k_* mají několik významů:

1. rozměrový - zavedením fyzikálního rozměru konstant inverzního k jejich veličinám se funkce stává bezrozměrnou,
2. normalizační - upravují rozsah velikostí optimalizovaných veličin tak, aby tyto byly porovnatelné,
3. váhový - umožňují upravovat význam jednotlivých veličin v optimalizačním problému.

Body 1. a 2. je možno provést současně, a to vydělením veličiny její referenční hod-

¹⁴Obecně se lze v literatuře setkat například s pojmy: nákladová, účelová, kriteriální funkce, v angličtině potom: cost, error, loss, objective function. Z názvů je zřejmé, že optimalizace většinou vede na hledání jejich minima.

notou. Referenční hodnoty, zvolené na základě předchozích poznatků, jsou uvedeny v tabulce 4.2.

Veličiny ΔT , A_{TS} a h je možno provázat pomocí teploty na stěně:

$$T_w(x) = \frac{\dot{Q}}{h \cdot A_{TS}} + T_{ch}(x) \quad (4.4a)$$

$$T_w\left(\frac{l}{2}\right) \approx \frac{\dot{Q}}{h \cdot A_{TS}} + T_{ch}\left(\frac{l}{2}\right) \quad (4.4b)$$

$$T_w\left(\frac{l}{2}\right) \approx \frac{\dot{Q}}{h \cdot A_{TS}} + T_{in} + \frac{\Delta T}{2} \quad (4.4c)$$

Znakem T'_w budiž označena odchylka střední teploty na stěně od teploty vstupujícího chladiva T_{in} :

$$T'_w = \frac{\dot{Q}}{h \cdot A_{TS}} + \frac{\Delta T}{2} \quad (4.4d)$$

Součin Δp a \dot{V} odpovídá potřebnému příkonu čerpadla pro překonání třecích ztrát:

$$P = \Delta p \cdot \dot{V} \quad (4.5)$$

Provázání cílových veličin snižuje počet váhových parametrů, jejichž nevhodné nastavení může vést na nežádoucí ovlivnění výsledku. Na základě uvedených úvah upravená cílová funkce je:

$$F = v_T \cdot \frac{T'_w}{T_{ref}} + v_P \cdot \frac{P}{P_{ref}} + \frac{L - n_z(v_1 + v_2)}{L_{ref}} \quad (4.6)$$

Tabulka 4.2: Referenční hodnoty optimalizovaných veličin

T_{ref}	P_{ref}	L_{ref}
2.0	4.0	1.0

Výpočet cílové funkce je ilustrován na obr. 4.5.

Experimenty s váhovými koeficienty umožňují získání komplexnějšího vhledu do problematiky. V příloze E lze dohledat několik grafů, které podrobně ilustrují následující odstavec. Grafy na obrázku 4.4 ilustrují vývoj nalezených optimálních řešení v závislosti na jednom proměnném a jednom konstantním, jednotkovém, váhovém koeficientu.

Obecně je možné vysledovat několik fenoménů. Pro nízké průtoky - které od-

4.3. OPTIMALIZACE PARAMETRŮ CHLAZENÍ

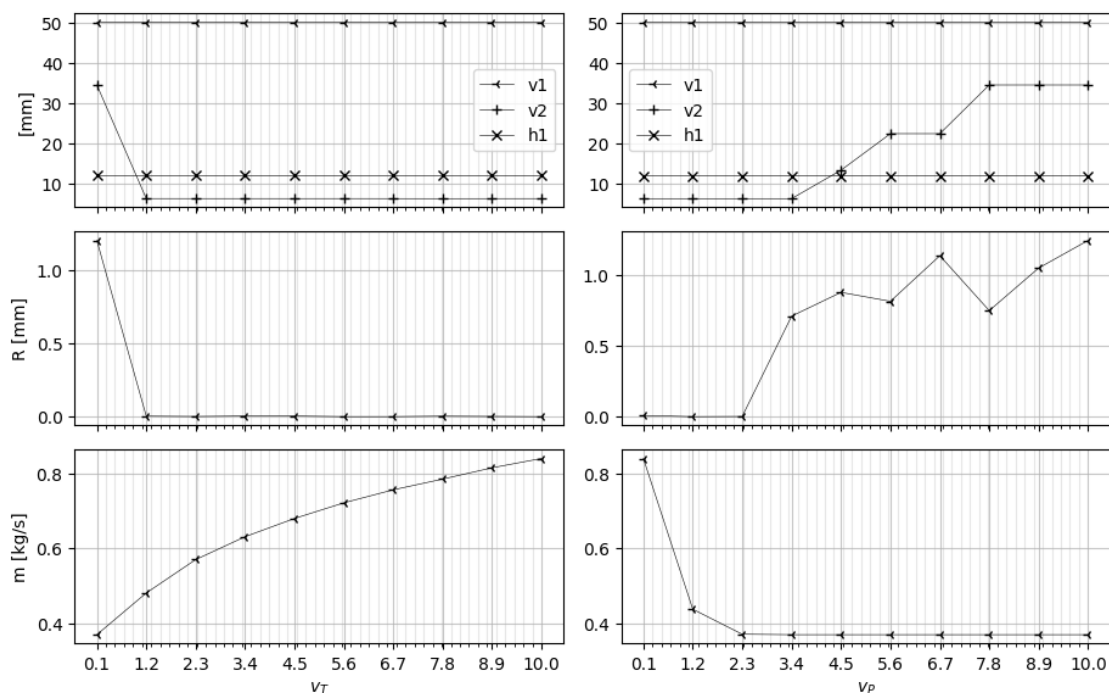
povídají požadavkům výrobce elektrobuse - jsou, téměř bez ohledu na váhové koeficienty, výhodné drážky s maximální hloubkou h_1 , minimálním rozměrem v_2 a nulovým (či velmi malým) zaoblením R v patě. Je-li zvýšeno minimální povolené Reynoldsovo číslo, hodnoty v_2 a R se mění. Zvýšení Re_{\min} vede na vyšší tlakové ztráty, ale současně se zvyšuje i součinitel přestupu tepla.

Jako optimální se jeví varianty uvedené v tabulce 4.3. Tučně jsou vysázeny - pro daný řádek - pevně dané parametry. Kromě váhových koeficientů se pro některé kombinace pevně zadává i R nebo \dot{m} . Změna R je dána snahou zlepšit přestup tepla nejen na straně chladiva, ale také pevnou kostrou po výšce drážek. Její důsledek je komentován v kapitole zabývající se CFD výpočtem. Omezení \dot{m} je dáno aktuálními požadavky výrobce elektrobuse.

Tabulka 4.3: Nalezená optimální řešení

v_T	v_P	v_1	v_2	h_1	R	\dot{m}	T'_w	P	Re
1.2	1.0	50.0	6.3	12.0	0.0	0.48	3.2	2.38	5853
1.2	1.0	30.7	5.5	12.0	0.0	0.25	4.2	1.89	4549
1.2	1.0	30.7	5.5	12.0	4.0	0.25	4.3	1.89	4739

Obrázek 4.4: Vliv váhových koeficientů



4.3.1 Optimalizační algoritmus: Diferenciální evoluce

Závěrem této kapitoly by mohlo být vhodné na pár řádcích komentovat použitý optimalizační algoritmus a jeho nastavení. Využívá se globální algoritmus *diferenciální evoluce*. Jeho implementace v balíku SciPy [67] odpovídá algoritmu, jak ho popsali Storn a Price (1997, [61]). Tento stochastický algoritmus se inspirovuje evolučními procesy a v přeneseném smyslu hledá nejsilnějšího možného jedince v populaci. Umožňuje pracovat s nelineárními, nediferencovatelnými i nespojitými funkcemi¹⁵. Vzhledem k postupu výpočtu však vyžaduje spojitou parametrickou oblast.

Výpočet probíhá v několika jednoduchých krocích. Inicializace se provádí vytvořením náhodné populace. Originální algoritmus předpokládá rovnoměrné rozložení, implementace v SciPy umožňuje definovat specifický způsob inicializace.

Pro všechny kandidáty v aktuální populaci je vyčíslena cílová funkce a na základě zvolené strategie (např. *best1bin* - popsáno v dokumentaci [52]) jsou vytvořeni kandidáti \vec{b}_{g+1}^k pro novou generaci. Právě strategie a její parametry určují pravděpodobnost mutace a tedy možnost nalezení globálního maxima.

Nové generace se vytvářejí až do dosažení zastavovacího kritéria - relativní odchylky \vec{b}_g^* a \vec{b}_{g-1}^* . Nejlepší kandidát poslední generace \vec{b}_{-1}^* může být výsledkem, nebo výchozím bodem tzv. doleštění (*polishing*). To spočívá ve využití lokálního optimalizačního algoritmu k nalezení potenciálního \vec{b}_p^* , $F(\vec{b}_p^*) < F(\vec{b}_{-1}^*)$.

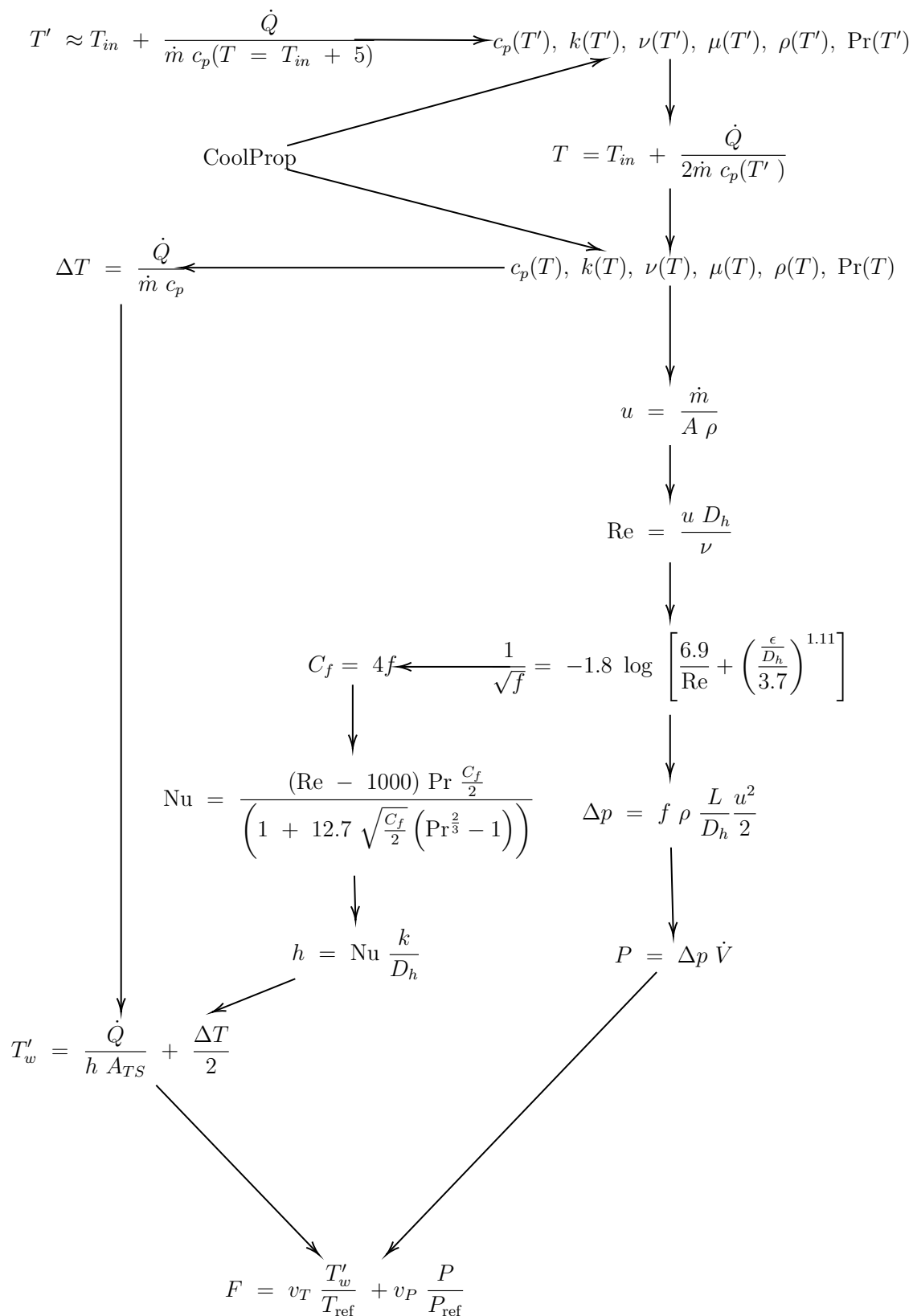
- **Parametrický prostor** Ψ (přípustná množina) je podmnožina \mathbb{R}^n omezená podmínkami kladenými na parametry.
- **Rozměr parametrického prostoru** n je dán počtem optimalizovaných parametrů.
- Jeden cyklus výpočtu odpovídá jedné **generaci**.
- Vektory příslušící bodům v parametrickém prostoru se označují **kandidáti** \vec{b} .
- **Populace** je množina kandidátů jedné generace. Počet kandidátů v populaci (velikost populace) P_N se napříč generacemi nemění.

K notaci:

- k-tý kandidát g-té generace: \vec{b}_g^k , $k \in (0, P_N)$
- nejlepší kandidát g-té generace (tj. kandidát dosahující nejnižší hodnoty cílové funkce v generaci): \vec{b}_g^*

¹⁵Řešený problém je popsán nelineárními vztahy, nespojitost je vnesena zaokrouhlováním počtu závitů na celá čísla ve vztahu 4.1i

4.3. OPTIMALIZACE PARAMETRŮ CHLAZENÍ



Obrázek 4.5: Schéma výpočtu cílové funkce

5 Numerický výpočet proudění

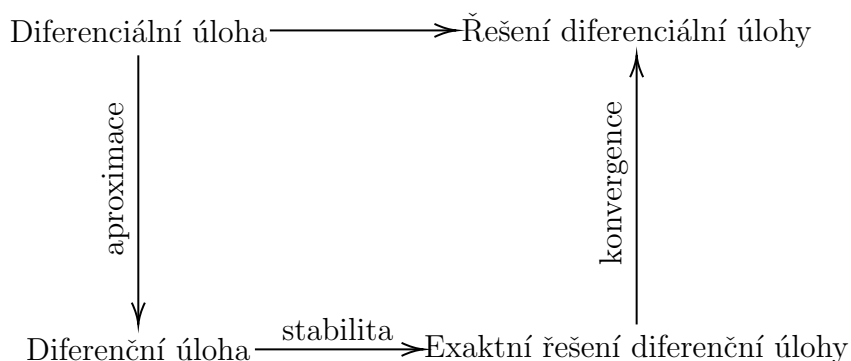
Pro několik vybraných variant drážky je proveden 3D numerický stacionární výpočet přestupu tepla kostrou statoru do obvodového labyrintu. Umožňuje určit teplotní pole v pevných součástech a spolu s ním i dosahované maximální teploty ve zkoumaném systému.

Oproti výpočtům provedeným v kapitole 4 zahrnuje numerický výpočet vliv zakřivení kanálu na proudění. I zde je kladen důraz především na součinitel přestupu tepla h a tlakové ztráty Δp .

5.1 Teorie

Numerické simulace fyzikálních jevů, mezi něž patří i problémy mechaniky tekutin a termodynamiky, jsou velmi mocným nástrojem, jehož popularita roste s rozvojem hardware, kvality implementace i uživatelskou dostupností. Jedná se však o dvousečnou zbraň.

Potenciál urychlení a zlevnění vývoje nejen strojních zařízení, možnost nahlédnout simulované děje komplexně, určovat velké množství veličin v celé řešené doméně a další, to vše je vyváženo spektrem chyb, jimiž mohou - a ze své podstaty, alespoň v malé míře, musí - být zatíženy veškeré výsledky numerických výpočtů.



Obrázek 5.1: Ilustrace Laxovy věty o ekvivalenci uváděná v předmětu PMT

Versteeg a Malalasekera (2007, [66]) přehledně shrnují zdroje chyb a nejistot:

- **Chyba** - zjevný deficit CFD výpočtu, který není způsobený nedostatečnými znalostmi, chyby mohou být:
 - numerické - zaokrouhlovací, chyba diskretizace (inherentní numerickým výpočtům)
 - programové - tzv. *bug*
 - uživatelské - dáno chybným použitím SW
- **Nejistota** - možný deficit CFD výpočtu způsobený nedostatkem znalostí, nejistoty jsou dány nepřesností:
 - uživatelského vstupu - geometrie, okrajové a počáteční podmínky, vlastnosti materiálu, ...
 - fyzikálního modelu - dáno nedokonalou reprezentací fyzikálního děje, např. modely turbulence, spalování, vstřikování ...

[66]

Není v moci uživatele komerčního software ovlivnit **programové chyby**. Lze ale předpokládat, že hojně průmyslově užívaný produkt je z tohoto pohledu bezpečný. Všechny ostatní uvedené chyby a nejistoty je možné do jisté míry omezit.

S numerickým řešením diferenciálních rovnic jsou spojeny pojmy konzistence, konvergence a stabilita. Pro lineární schéma jsou provázány Laxovou větou o ekvivalenci¹⁶ ilustrovanou na obr. 5.1. Konzistentní schéma je p -tého řádu přenosti v prostoru a q -tého v čase, platí-li, že lokální chyba aproximace $\|L_{\Delta}u\|$ odpovídá $\mathcal{O}(\Delta x^p) + \mathcal{O}(\Delta t^q)$ [14]. A právě zde vzniká **chyba diskretizace**. Lokální chyba aproximace se sice pro konzistentní schémata zmenšuje se zjemňováním sítě, ale dělení oblasti je vždy konečné a proto chyba nenulová. Zmenšit ji lze používáním schémat vyšších řádů a kvalitních sítí.

Zaokrouhlovací chyba je spojena s konečným počtem ukládaných desetinných míst v počítači. Tato chyba znemožňuje dosažení exaktního řešení diferenční úlohy na obr. 5.1. Za účelem minimalizace této chyby je použit build SW v double přesnosti.

Tzv. nejistoty vedou na požadavek na co nejkvalitnější nastavení simulace. Tím se zabývá část 5.2.

¹⁶Laxova věta o ekvivalenci podle [14]: "Nechť u_j^n je numerická aproximace získaná pomocí lineárního, stabilního, konzistentního schématu a chyba počáteční podmínky $\|E^0\| \rightarrow 0$ při $\Delta x \rightarrow 0$. Potom numerická aproximace konverguje k přesnému řešení. Pokud je navíc schéma p -tého řádu přesnosti a počáteční podmínka je aproximovaná maximálně s chybou $\mathcal{O}(\Delta x^p)$, je i globální chyba $E_j^n = \mathcal{O}(\Delta x^p)$."

5.1.1 Řídící rovnice

Diferenciální rovnice popisující proudění tekutiny a přestup tepla (tekutinou i pevnými látkami) jsou v této práci řešeny metodou konečných objemů. S tou souvisí pojmy (například kontinuum, Eulerovský popis, ...), které jsou v průběhu studia mnohokrát vysvětlovány, a proto - snad - není nutné ani vhodné jejich rozbohem uměle navyšovat rozsah práce.

Vztahy 5.1a (rovnice kontinuity), 5.1b (pohybové rovnice) a 5.1c (emergetická rovnice) jsou řešené - řídicí - rovnice [55].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (5.1a)$$

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \otimes \mathbf{u}) = \nabla \cdot \sigma + \mathbf{f}_b, \quad \sigma = -p\mathbf{I} + \tau \quad (5.1b)$$

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho E \mathbf{u}) = \mathbf{f}_b \cdot \mathbf{u} + \nabla \cdot (\mathbf{u} \cdot \sigma) - \nabla \cdot \mathbf{q} + S_E \quad (5.1c)$$

5.1.2 Modelování turbulence

Vzhledem k relativně malé výpočetní náročnosti [66] se přistupuje k tzv. RANS modelování turbulence. Jedná se o Reynoldsovo středování Navierových-Stokesových rovnic. Narozdíl od LES (*Large Eddy Simulation*) a DNS (*Direct Numerical Simulation*) nesimuluje turbulentní struktury, ale určuje pouze turbulentní charakteristiky. Mezi ně řadíme například:

- k - kinetická energie turbulence [J/kg] (kinetická energie turbulentních fluktuací)
- ϵ - rychlost disipace turbulence [J/(kg s)] (rychlost přeměny k na vnitřní energii tekutiny)
- ω - specifická rychlost disipace turbulence [1/s] (rychlost přeměny k na vnitřní energii tekutiny vztažená na jednotku k)
- $\overline{\vartheta^2}$ - složka Reynoldsova napětí normálová ke stěně ($= \overline{v'v'}$) [55]

RANS modely mohou být jedno-, dvou- i vícerovnicové. Wilcox (2006, [68]) uvádí, že jednorovnicový model Spalart-Allmaras, který je postaven na transportní rovnici pro turbulentní viskozitu, má pro aplikace ve vnější aerodynamice - obtékání profilů a křídel¹⁷ - rozumnou shodu s experimentem. Pro jiné užití ho však nedoporučuje, protože pro něj není kalibrovaný. Obecně zdůrazňuje přednosti dvourov-

¹⁷Toto zaměření modelu není nijak šokující. V době jeho publikování [60] byli oba autoři zaměstnanci Boeing Commercial Airplane Group. Dr. Spalart je jím, podle veřejně dostupného životopisu, dodnes.

nicových modelů. Ty mají v praxi výsostné postavení.

Jedna z rovnic běžně užívaných dvourovnicových turbulentních modelů je transportní rovnice kinetické energie turbulence. Ta je exaktně odvozena z rovnic pro Reynoldsova napětí. Druhá rovnice se získává analogií k rovnici pro k .

V praxi zřejmě nejpoužívanější turbulentní modely pocházejí ze dvou rodin: k - ϵ a k - ω . Každá z těchto rodin má dvě rozšířené varianty. Pro k - ϵ je to *standardní* a *realisable*¹⁸, pro k - ω je to *Wilcoxův* model a *SST*. Dvourovnicové modely k - ϵ jsou robustní, populární a vhodné pro širokou škálu inženýrských problémů [68, 55]. Nevykazují však dobré chování u stěny.

Děje v blízkosti stěny mohou být dobře zachyceny Wilcoxovým modelem k - ω . Tato schopnost je ovšem kompenzována nespolehlivostí ve volném proudu, model v něm má tendenci nadhodnocovat ω . Dále nadhodnocuje smykové napětí v nepříznivém tlakovém gradientu. Menter (1994, [42]) zdůrazňuje jednoduchost a numerickou stabilitu tohoto modelu. Modelu SST k - ω je věnována samostatná podkapitola.

Mezi vícerovnicové modely patří například $v2$ - f [12]. I tento model je podrobněji rozveden níže. Hanjalić, Popovac a Hadžiabdić (2004, [23]) zdůrazňují problematickou implementaci a zpracování okrajových podmínek. Proto byl analogií navržen model ζ - f [23], ($\zeta = \frac{v^2}{k}$), který by měl mít příznivější numerické vlastnosti. Model Reynoldsových napětí (RSM) řeší transportní rovnice všech členů tenzoru Reynoldsových napětí. Pokročilost a přesnost výpočtu je vyvážena jeho náročností.

SST k - ω

Vzhledem k požadavku na podchycení jevů u stěny - přestup tepla a tlakové ztráty, je jako první pro výpočet zvolen model SST k - ω .

V rámci snahy vyřešit nedostatky modelu k - ω vznikl model SST (*Shear Stress Transport*) k - ω [42]. Menter (1994, [42]) definuje oblasti, ve kterých je výhodnější využít model k - ω (vazká podvrstva, logaritmická oblast mezní vrstvy) a ve kterých standardní k - ϵ . "Přepínání" modelu dosahuje tzv. blending funkcí. SST k - ω je náročnější pro implementaci, ale příznivé vlastnosti Wilcoxova modelu - stabilita, malá výpočetní náročnost - mu zůstávají.

Rovnice SST k - ω dle [55] jsou:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k \bar{\mathbf{u}}) = \nabla \cdot [(\mu + \sigma_k \mu_t) \nabla k] + P_k - \rho \beta^* f_{\beta^*} (\omega k - \omega_0 k_0) + S_k \quad (5.2a)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \omega \bar{\mathbf{u}}) = \nabla \cdot [(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \nabla \omega] + P_\omega - \rho \beta f_\beta (\omega^2 - \omega_0^2) + S_\omega \quad (5.2b)$$

¹⁸Veličiny k a ϵ sice ve svém názvu nemají, ale přímo je určují, i dva níže zmíněné čtyřrovnicové modely.

- \bar{u} ... střední rychlost
- σ_k, σ_ω ... koeficienty modelu
 - $\sigma_k = F_1\sigma_{k1} + (1 - F_1)\sigma_{k2}$
 - $\sigma_\omega = F_1\sigma_{\omega1} + (1 - F_1)\sigma_{\omega2}$
 - $\sigma_{k1} = 0,85; \sigma_{k2} = 1; \sigma_{\omega1} = 0,5; \sigma_{\omega2} = 0,856$
 - F_1 ... blending funkce - kombinující chování modelu u stěny a ve volném proudu
- P_k, P_ω ... produkční členy
- f_β, f_{β^*} ... modifikační členy
- S_k, S_ω ... zdrojové členy
- k_0, ω_0 ... členy působící proti útlumu turbulence

Dokumentace SW ([55]) zdůrazňuje, že není vhodné modifikovat konstanty modelu.

SST $k-\omega$ model je izotropní. Předpokládá, že fluktuace turbulence mají ve všech směrech stejnou velikost. Tento předpoklad může být příliš zjednodušující. Anizotropii turbulence umožňují podchytit nelineární konstitutivní členy popisující vztah mezi tenzorem napětí a rychlostí deformace užitý v Boussinesqově aproximaci. Kvadratický vztah implementovaný ve Star-CCM+ [55] navrhl Spalart (2000, [59]) pro jednorovnicový model Spalart-Allmaras. Tento vztah je kalibrován pro sekundární proudění v obdélníkovém kanále, čímž je pro výpočty v této práci velmi přitažlivý.

v2-f

Zatímco SST $k-\omega$ byl zvolen jako "rozumný průmyslový standard pro řešení problematiky u stěny", v2-f se jeví jako o něco méně běžná, ale zajímavá varianta.

v2-f stojí na 4 transportních rovnicích. A to pro k , ϵ , $\overline{v^2}$ a f . f je eliptická relaxační funkce, která umožňuje modelovat anizotropii proudění u stěny [23].

Tento model by měl být schopný kvalitně zachytit anizotropii turbulence, přestup tepla i tlakové ztráty, zároveň nemá takovou výpočetní náročnost jako *RSM*.

Rovnice v2-f dle [55] jsou:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k \bar{\mathbf{u}}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho(\epsilon - \epsilon_0) + S_k \quad (5.3a)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \epsilon \bar{\mathbf{u}}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right] + \frac{1}{T_e} C_{\epsilon_1} P_\epsilon - C_{\epsilon_2} \rho \left(\frac{\epsilon}{T_e} - \frac{\epsilon_0}{T_0} \right) + S_\epsilon \quad (5.3b)$$

$$\frac{\partial(\rho \bar{v}^2)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{v}^2 \bar{\mathbf{u}}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\bar{v}^2}} \right) \nabla \bar{v}^2 \right] + P_{\bar{v}^2} - \frac{6\rho \bar{v}^2 \epsilon}{k} \quad (5.3c)$$

$$\nabla \cdot (L^2 \nabla f) - f + P_f = 0 \quad (5.3d)$$

- $\bar{\mathbf{u}}$... střední rychlost
- $\sigma_k, \sigma_\epsilon, \sigma_{\bar{v}^2}, C_{\epsilon_1}, C_{\epsilon_2}$... koeficienty modelu
- $P_k, P_\epsilon, P_{\bar{v}^2}, P_f$... produkční členy
- S_k, S_ϵ ... zdrojové členy

Podle Hanjalić, Popovac a Hadžiabdić (2004, [23]) je tento model kvůli definici okrajových podmínek velmi citlivý na kvalitu sítě u stěny a narozdíl od běžně užívaných modelů vykazuje problémy pro příliš malé buňky (vztaženo k y^+).

Výpočty u stěny a stěnové funkce

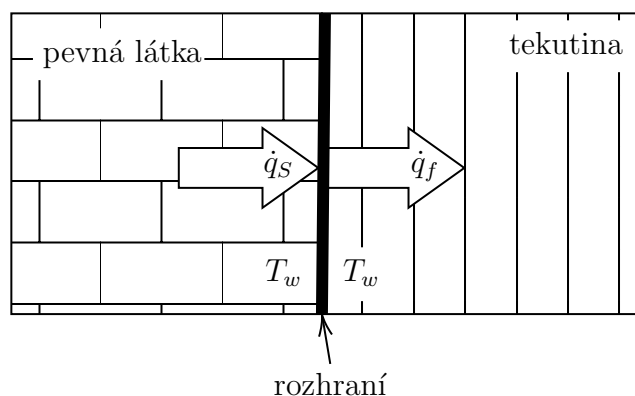
Modelování turbulence u stěny (*Near Wall Modelling*) pracuje s turbulentním modelem v celé doméně tedy i v oblasti mezní vrstvy a výpočet se provádí na základě předpokladu laminárního proudění ve vazké podvrstvě. Této myšlenke nejbližší přístup se ve Star-CCM+ označuje jako *low- y^+* a pro robustnost výpočtu užívá stěnové funkce.

Je kladen požadavek na velikost první buňky u stěny (*Near Wall Thickness*) $y^+ \approx 1$ a postupné zvětšování buněk. To je dáno velikostí lokální chyby aproximace, která odpovídá rozměru největší z interagujících buněk. Tento poměrně přísný požadavek na kvalitu a jemnost sítě může být zmírněn užitím stěnových funkcí.

Stěnové funkce umožňují určovat turbulentní veličiny v blízkosti stěny na základě algebraických vztahů, které vycházejí ze zákona stěny. Tím snižují požadavek na jemnost sítě, výpočetní náročnost a zároveň poskytují kvalitní okrajové podmínky pro řešiče turbulentních modelů¹⁹.

¹⁹Je-li ve Star-CCM+ využit přístup *all- y^+* , první buňka musí být větší než $y^+ = 1$.

5.1.3 Konjugovaný přestup tepla



Obrázek 5.2: Konjugovaný přestup tepla

V inženýrských aplikacích je často žádoucí modelovat přestup tepla mezi dvěma oblastmi, které sdílejí společnou plochu. Základem řešení této úlohy je zákon zachování energie z něhož vyplývá podmínka rovnosti velikosti tepelných toků z, respektive do příslušných oblastí. Úkolem numerického řešení této problematiky je určení právě tepelných toků a dále teplot stěny na obou stranách rozhraní. Tato práce se zabývá přestupem tepla mezi kapalinou a pevnou látkou, proto je problematika popsána s ohledem na tento případ. Problém je ilustrován na obr. 5.2.

Numerická řešení ve dvou uvažovaných oblastech jsou provázána okrajovými podmínkami definovanými na společném rozhraní. Tyto OP mají zajistit již zmiňované zachování energie:

$$\dot{q}_s + \dot{q}_f = 0 \quad (5.4)$$

Tok tepla rozhraním je ve Star-CCM+ [55] definován polynomem:

$$\dot{q}_i = A_i + B_i T_{Ci} + C_i T_{wi} + D_i T_{wi}^4, \quad i = \{s, f\} \quad (5.5)$$

A_i , B_i , C_i a D_i jsou linearizované koeficienty tepelného toku, T_{Ci} teplota buňky u rozhraní a T_{wi} teplota stěny. Člen $D_i T_{wi}^4$ odpovídá přestupu tepla radiací. Není-li do řešení zahrnut model radiace, je tento člen nulový a lze pracovat se skutečností, že tok tepla hranicí oblasti je dán pouze vedením tepla²⁰:

$$\dot{q}_i = k_i \nabla T_{wi} \quad (5.6)$$

Diskretizací tohoto vztahu a porovnáním s polynomem 5.5 jsou určeny linearizované

²⁰Pro pevné látky je tento fakt zřejmý, pro tekutiny lze vyjít z mechanismu konvekce krátce popsaného v odstavci 2.2.2.

koeficienty tepelného toku, které mohou být dále upraveny uživatelským vstupem.

Do problematiky dále vstupuje tepelný odpor R . Ten je možné nastavit nenulový, je-li potřeba vzít v úvahu například tenkou vrstvu tepelné izolace. V tom případě je tepelný tok řízen právě tímto prvkem:

$$\dot{q}_f = \frac{T_{ws} - T_{wf}}{R} \quad (5.7)$$

Výsledná soustava rovnic je:

$$0 = \dot{q}_s + \dot{q}_f \quad (5.8a)$$

$$\dot{q}_f = \frac{T_{ws} - T_{wf}}{R} \quad (5.8b)$$

$$\dot{q}_s = A_s + B_s T_{Cs} + C_s T_{ws} \quad (5.8c)$$

$$\dot{q}_f = A_f + B_f T_{Cf} + C_f T_{wf} \quad (5.8d)$$

Pro nulový tepelný odpor odpadá podmínka 5.7, teploty na stěně jsou v obou oblastech shodné ($T_{ws} = T_{wf} = T_w$), soustava rovnic se redukuje na:

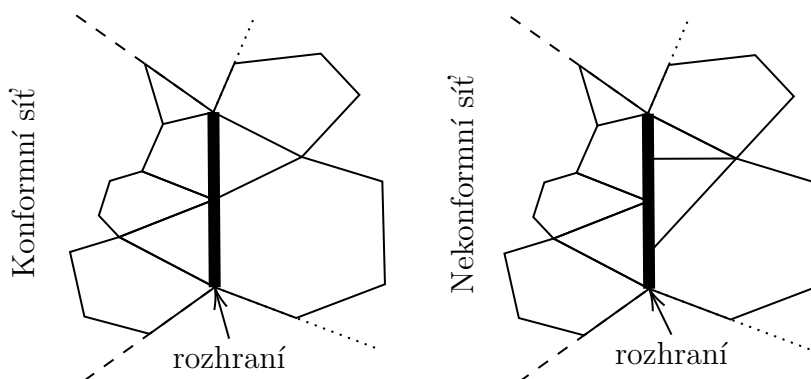
$$0 = \dot{q}_s + \dot{q}_f \quad (5.9a)$$

$$\dot{q}_s = A_s + B_s T_{Cs} + C_s T_w \quad (5.9b)$$

$$\dot{q}_f = A_f + B_f T_{Cf} + C_f T_w \quad (5.9c)$$

Je zjevné, že pro neznámé \dot{q}_i a T_{wi} lze tyto soustavy řešit analyticky.

Algoritmus využitý k řešení této problematiky pomocí MKO vyžaduje, aby buňky sítě napříč rozhraním plynule navazovaly, tzn. aby uzly sítě ležící na rozhraní byly sdíleny sítěmi obou oblastí. Takové sítě se označují jako konformní, rozdíl mezi konformní a nekonformní sítí je ilustrován na obrázku 5.3.



Obrázek 5.3: Konformní sítě

5.2 Nastavení výpočtu

Výpočet se nastavuje s ohledem na teoretické poznatky popsané na předchozích stranách. Veškeré prováděné výpočty jsou si podobné a vstupní data se liší pouze geometrií drážky, proto je většina nastavení společná, případně parametrizovatelná.

V úvodu této kapitoly je zdůrazněn vliv schémat na omezení chyby výpočtu, proto jsou pro výpočet volena schémata druhého řádu. Jelikož se s užitím schémat druhého řádu pojí i možnost rostoucí variace, je žádoucí užití limiteru. Pro výpočty byl zvolen limiter dle Venkatakrishnana [65]. Chladicí drážkou proudí nestlačitelná tekutina, díky tomu lze bez problémů užít sekvenční algoritmus pro řešení rovnic pro složky rychlosti a tlak. Proměnná, pro kterou se řeší energetická rovnice, je teplota, tento přístup je umožněn díky absenci chemických reakcí.

Simulovány byly geometrické varianty uvedené v tabulce 5.1. Volba geometrických variant je ovlivněna několika faktory. Geometrie 1 se volí jako příklad štíhlé vysoké drážky, ve které je umožněna výraznější deformace rychlostního profilu způsobená zakřivením kanálu. Geometrie 2 a 3 se volí především z důvodu požadavků řešitelů projektu. Varianty 4, 5 a 6 jsou blízké rozměrům (sub)optimálního řešení a zároveň jsou hraniční pro dosažení plně turbulentního proudění v 50% směsi vody s glykolem.

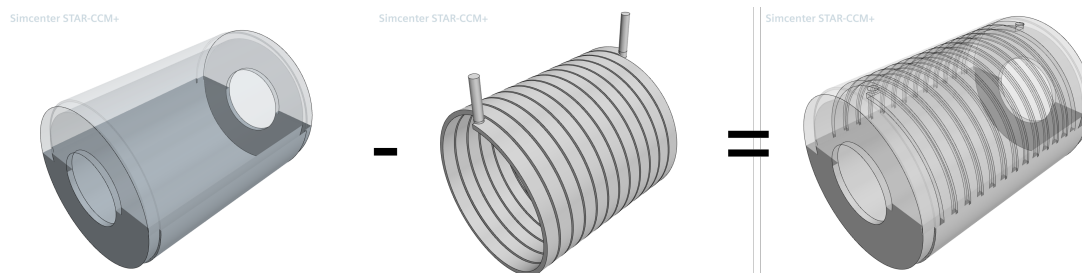
Ve sloupci **NWT** tabulky 5.1 je uvedena velikost buňky u stěny, použitá pro tvorbu sítě. **L** značí délkové měřítko turbulence a **I** její intenzitu. Tyto hodnoty se používají pro OP a PP turbulentních modelů a jsou komentovány níže.

Tabulka 5.1: Parametry simulace

	v1	h1	R	n	u	Re	NWT	L	I
1	8	12	0	37	2.61	28281	$6.24 \cdot 10^{-6}$	$6.72 \cdot 10^{-4}$	0.044
2	29	6	0	14	1.44	16160	$1.06 \cdot 10^{-5}$	$6.96 \cdot 10^{-4}$	0.048
3	29	6	6	14	1.58	17444	$9.71 \cdot 10^{-6}$	$6.85 \cdot 10^{-4}$	0.047
4	35	12	0	12	0.60	12034	$2.45 \cdot 10^{-5}$	$1.25 \cdot 10^{-3}$	0.049
5	35	12	0	9	0.60	12034	$2.45 \cdot 10^{-5}$	$1.25 \cdot 10^{-3}$	0.049
6	35	12	3	9	0.60	12373	$2.44 \cdot 10^{-5}$	$1.27 \cdot 10^{-3}$	0.049

5.2.1 Fyzický model

V době provádění výpočtů nebyla k dispozici přesná geometrie motoru a navíc se jedná o významný prvek celého návrhu, který není žádoucí publikovat. Výpočty se proto provádějí na výrazně zjednodušeném modelu, který ovšem umožňuje na-



Obrázek 5.4: Tvorba těla

hlédnout klíčové veličiny.

Reálná geometrie se skládá z kostry statoru s vyfrézovanou drážkou a krycího plechu. Obě tyto součásti jsou vyrobeny z hliníkových slitin s blízkými materiálovými vlastnostmi. Měly by být v těsném kontaktu, jelikož se neuvažuje tok chladiva mezi jednotlivými drážkami. Kombinace těchto faktorů umožňuje kostru a plech modelovat jako jednu součást.

V části 5.1.3 se zdůrazňuje důležitost kvality sítě na rozhraní mezi materiály. Proto se pevná součást modeluje plná - bez drážky a od této součásti se booleovskými odečítá chladivo. Tím vzniká nová součást - *tělo*, které je kombinací plechu a kostry s vytvořenou drážkou pro chladivo. Do této drážky (v rámci numerických chyb) perfektně zapadá oblast, ve které se simuluje proudění chladiva. To umožňuje vytvoření kvalitního kontaktu na rozhraní pevné látky a tekutiny. Celý proces je ilustrován na obrázku 5.4.

Geometrie chladiva je modelována jako šroubovice s parametry definovanými na obrázku 2.3. K této šroubovici se připojují válcové části simulující přívod a odvod chladiva (obr. 5.4). Ty zjednodušují definici vstupní a výstupní okrajové podmínky bez ohledu na kontakty. Průměr vstupní a výstupní části se určuje z podmínky konstantní plochy průřezu.

Síť

Po vytvoření těla se provádí *imprint* (vtisk) těla a chladiva, jehož cílem je definice kontaktů mezi těmito dvěma součástmi.

Dále se přistupuje k síťování. Prvním krokem je tvorba povrchové sítě triangulací povrchu. Hrubost sítě je značně ovlivněna rozměry drážky, proto jsou specifikovány 2, případně 3, úrovně velikosti buňky. Nejmenší buňky jsou použity pro chladivo a to (v závislosti na velikosti a tvaru drážku) o rozměru 1 - 2 mm. Největší použitý rozměr pro tvorbu povrchové sítě je 5 mm a to pro vnitřní povrch kostry a čela při $h_1 < 8$ mm. Mělká drážka umožňuje pozvolnou změnu velikosti buňky mezi povrchy.

Objemová síť je tvořena mnohostěnnými buňkami, které jsou pro *chladivo* u stěn

zploštělé (prizmatické) za účelem zachycení chování mezní vstvy (*Prism Layer Mesh*). Jejich tloušťka je určena externě pomocí vztahů v odstavci 2.1 tak, aby odpovídala podmínce $y^+ \leq 1$ u stěny a to jak pro výpočty pomocí modelu turbulence SST $k-\omega$, tak v2-f. Tloušťka první buňky se pohybuje v řádu 10^{-5} m, což vede na poměr největšího a nejmenšího rozměru < 100 . Počet zploštělých buněk kolmo ke stěně je dán rozměry kanálu a snahou o plynulý přechod velikostí mezi *Prism Layer Mesh* a polyhedrální vnitřní sítí. Počet buněk pro uvedené nastavení se pohybuje v jednotkách milionů, z toho cca. dvě třetiny tvoří síť v oblasti tekutiny.

5.2.2 Okrajové a počáteční podmínky

Nastavení počátečních podmínek je vedeno snahou se co nejvíce přiblížit výslednému stacionárnímu stavu a snížit tím počet iterací potřebných k dosažení uspokojivého výsledku (kritéria ukončení výpočtu jsou uvedena v 5.2.4). Okrajové podmínky odpovídají, nebo se alespoň blíží, fyzikálním podmínkám řešeného problému.

Pro výpočet pomocí turbulentního modelu v2-f se, s ohledem na doporučení v dokumentaci Star-CCM+ [55], využívá pro nastavení počátečních podmínek řešení určené pomocí modelu SST $k-\omega$.

Rovnice kontinuity a pohybové rovnice

Pro určení počáteční podmínky tlaku a rychlosti tekutiny je použita tzv. *Continuity Initialization*. Vytvořením rozumného tlakového pole i rychlostního profilu řešením rovnice kontinuity umožňuje překonat problémy se stabilitou v prvních iteracích a urychlit konvergenci řešení.

Okrajová podmínka na vstupu je řešena předepsáním hmotnostního průtoku $\dot{m} = 0.25 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ přičemž vektor rychlosti je kolmý k rovině, na které se podmínka realizuje. Na výstupu z domény se předepisuje průtok shodný se vstupním. Na stěnách je zadána *no-slip* podmínka.

Turbulence

Jako okrajová podmínka na vstupu i počáteční podmínka se předepisují délkové měřítko turbulence a její intenzita. Pro jejich výpočet se používají vztahy:

$$I = 0.16 \cdot \text{Re}^{-\frac{1}{8}} \quad (5.10a)$$

$$L = 0.07 \cdot D_h \quad (5.10b)$$

Energetická rovnice

Počáteční podmínka teploty v celé výpočetní oblasti je dána vztahem (souřadnice x odpovídá axiálnímu směru):

$$T_{\text{INIT}}(x) = \begin{cases} \text{pokud } x > x_{\text{in}} & \dots T_{\text{in}} + \frac{Q_{\text{in}}}{c_p \dot{m}} \cdot \frac{x - x_{\text{in}}}{L_S} \\ \text{jinak} & \dots T_{\text{in}} + 5 \end{cases} \quad (5.11)$$

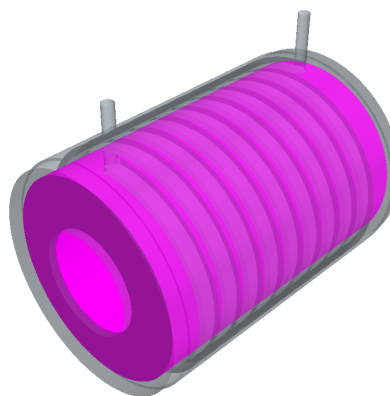
Tento předpis nezachycuje zvyšování teploty směrem k ose motoru, ale je o něco přesnější než předpis dvou různých konstantních teplot pro *tělo* a *chladivo*. Ten vede na velké ΔT v Newtonově ochlazovací zákonu (vztah 2.13) a vzhledem ke skutečným hodnotám součinitele přestupu tepla pohybujícím se v tisících $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ způsobuje nežádoucí odchylky od skutečného řešení v počátečních iteracích.

Využití složitějšího vztahu pro PP teploty zahrnující radiální souřadnici by bylo možné, ale nejeví se jako klíčové pro kvalitu výpočtu. V případě většího množství výpočtů se shodnou geometrií a hmotnostním tokem (např. pro různé turbulentní modely, sítě, řády přesnosti) jako počáteční podmínka teploty slouží výsledek vhodného předchozího řešení²¹.

Zdroj tepla je předepsán okrajovou podmínkou na vnitřích plochách kostry (obr. 5.5). Výkon vstupující do oblasti je 3.67 kW. Plochy sdílené mezi *chladičem* a *tělem* jsou řešeny rovností tepelných toků (odstavec 5.1.3). Ostatní stěny jsou adiabatické (zdůvodněno v kapitole 4). Dále je předepsána vstupní teplota chladiva $T_{\text{in}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$.

Tabulka 5.2: Materiálové vlastnosti pro CFD simulaci

	voda	slitina Al
ρ [kg/m^3]	997.56	2800.0
μ [$\text{Pa}\cdot\text{s}$]	$8.89 \cdot 10^{-4}$	—————
c [$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]	4181.72	880.0
k [$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$]	0.62	193.0



Obrázek 5.5: Plocha s definovaným zdrojem tepla

²¹Vhodnost řešení se hodnotí na základě kvality sítě, řádu přesnosti ...

5.2.3 Materiály

Jako chladivo se (s ohledem na zadání) používá voda, pro tělo se uvažuje slitina hliníku. Jsou předepsány konstantní vlastnosti uvedené v tabulce 5.2. Referenční hodnoty sledovaných veličin jsou určeny pro shodné materiálové vlastnosti.

5.2.4 Podmínky ukončení výpočtu

Ukončení výpočtu pouze na základě poklesu residuí pod určitou hodnotu se nejeví jako správný přístup. Proto se zároveň sleduje:

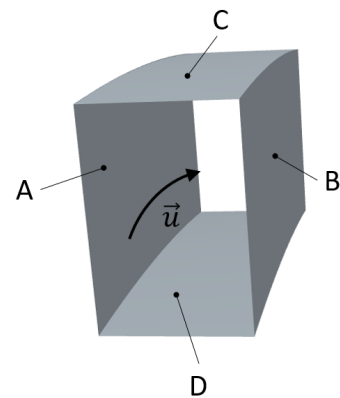
- rozdíl tepelného výkonu předepsaného OP jako zdroj a tepelného výkonu vstupujícího do chladiva
- rozdíl tepelného výkonu vstupujícího do chladiva a tepelného výkonu, který způsobuje zvýšení teploty chladiva mezi vstupem a výstupem
- ustálení hodnot sledovaných veličin, tj. součinitele přestupu tepla, tlakové ztráty mezi vstupem a výstupem, smykového napětí na stěně a maximální teploty v oblasti, napříč iteracemi

5.3 Rozbor řešení pro konkrétní geometrii

V této části se práce zaměří na CFD simulaci geometrie č. 1 podle tabulky 5.1. Simulace byla provedena s oběma výše uvedenými turbulentními modely, tj. SST $k-\omega$ a $v2-f$.

Síť je tvořena 887 951 buňkami v oblasti těla a 8 728 240 v oblasti chladiva. Tloušťka první buňky u stěny je $6 \cdot 10^{-6}$. Bezrozměrná tloušťka y^+ je větší než 1 pouze v malé oblasti (odpovídá velikosti jedné buňky) okolo vstupu, což je dáno předepsaným konstantním rychlostním profilem, a v těsné blízkosti napojení vstupní/výstupní části na šroubovitou část. V celé oblasti není přesažena hodnota 1.94. Na obrázku 5.7 je zobrazen detail sítě se zabarvením odpovídajícím rychlosti prodící tekutiny.

Hodnoty smykového napětí na stěně τ_w [Pa] ve šroubovitě oblasti jsou uvedeny v tabulce 5.3. Písmenem C je označena vnější stěna drážky, D vnitřní, A a B potom boční strany, přičemž A je na straně vstupu (ilustrováno na obr. 5.6). Znakem $\bar{\tau}$ je označena střední hodnota pro celou šroubovici. Hodnota τ_w předpokládána na



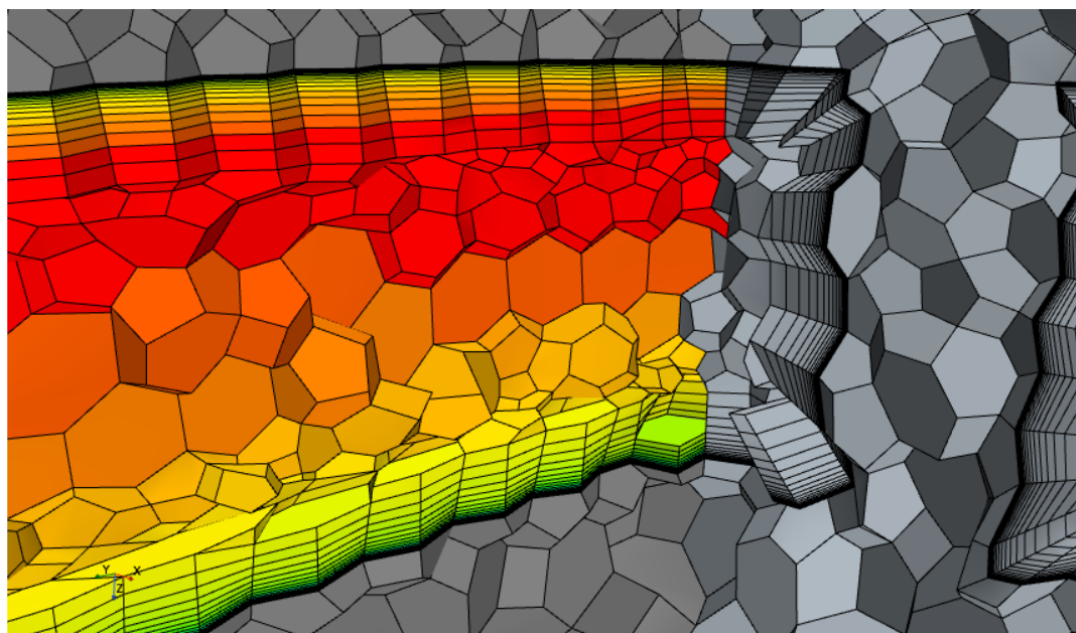
Obrázek 5.6: Ilustrace značení ploch

Tabulka 5.3: Smykové napětí na stěně a tlakové ztráty pro geometrii č. 1

	$\tau_{k-\omega\text{SST}}$ [Pa]	τ_{v2-f} [Pa]	$\frac{\tau_{v2-f}}{\tau_{k-\omega\text{SST}}}$
A	20.83180	22.90430	1.09948
B	20.83988	22.90687	1.09918
C	22.46670	26.03005	1.15860
D	11.63040	13.81436	1.18778
$\bar{\tau}$	19.38260	21.78172	1.12377
	$\Delta p_{k-\omega\text{SST}}$ [Pa]	Δp_{v2-f} [Pa]	$\frac{\Delta p_{v2-f}}{\Delta p_{k-\omega\text{SST}}}$
Δp	$40.64624 \cdot 10^4$	$45.54137 \cdot 10^4$	1.12043

základě analyticko-empirického výpočtu se zanedbáním zakřivení a stoupání drážky je 19.486 Pa. Odchylna poměru $\frac{\tau_{v2-f}}{\tau_{k-\omega\text{SST}}}$ tlakové ztráty mezi vstupem a výstupem Δp a $\bar{\tau}$ je způsobena zahrnutím přechodu mezi vstupní/výstupní částí a šroubovicí. Vzhledem k délce drážky je však zanedbatelná. Oba modely vykazují shodu v poměru smykového napětí na horní a spodní stěně drážky ($\frac{\tau_{wC}}{\tau_{wD}} \approx 1.9$). Hodnoty na bocích drážky jsou vyšší než střední hodnota $\bar{\tau}$ pouze o několik procent.

Na obrázku 5.8 jsou porovnány rychlostní profily v drážce určené výpočtem s rozdílnými turbulentními modely. Tvar profilu je významně ovlivněn sekundárním prouděním, jehož důsledkem je nerovnost veličin na sledovaných plochách (tato skutečnost odpovídá vlastnostem proudění v zakřivených kanálech popsáným v části 2.2.2). Dále je šipkami zobrazena rychlost proudění rovnoběžná s rovinou řezu. V případě ideálního proudění rovinným kanálem by tato rychlost měla být nulová.

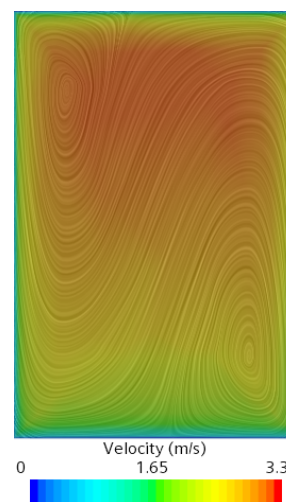


Obrázek 5.7: Detail sítě

Dle CFD výpočtu se pro tuto geometrickou konfiguraci pohybuje maximum její velikosti okolo $0.25 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Na obrázku 5.9 je zobrazena rychlost proudění vykreslená pomocí konvoluce vektorového pole (LIC).

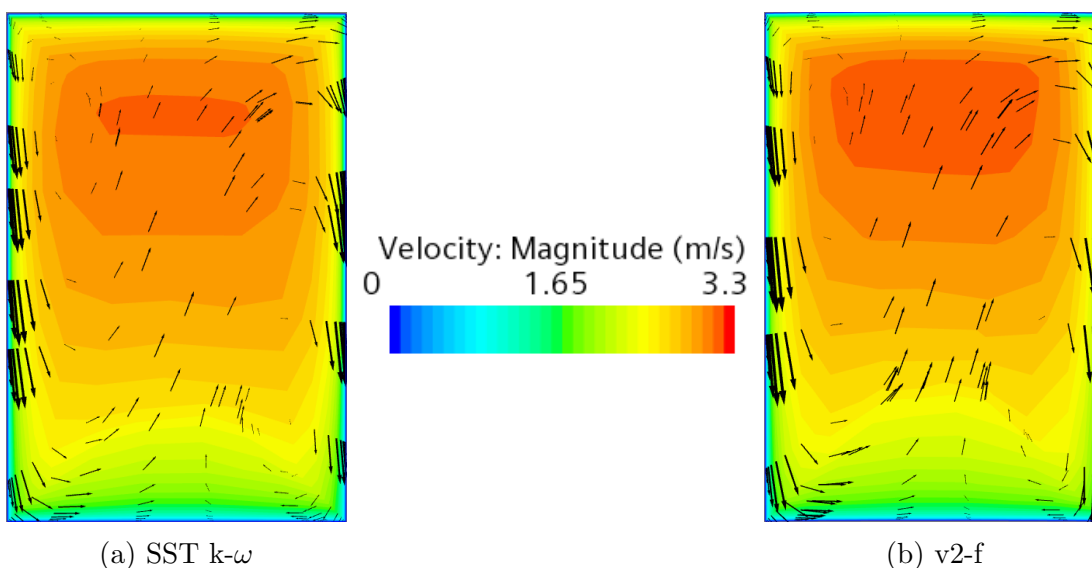
Výsledné hodnoty součinitele přestupu tepla h [$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$]²² získané různými modely (tabulka 5.4) vykazují o něco menší vzájemnou odchylku než hodnoty smykového napětí. V tomto případě je však dostupné porovnání s empirickými daty i pro zakřivený kanál. Pro rovný kanál je (na základě vztahu 2.16) předpokládaný součinitel přestupu tepla $1.1572 \cdot 10^4 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$, při zahrnutí zakřivení dle [46] je jeho hodnota $1.2188 \cdot 10^4 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$. Opět je pro oba modely velmi blízký poměr sledované veličiny na ploše C a D ($\frac{h_C}{h_D} \approx 1.4$).

I přes odchylky v součiniteli přestupu tepla jsou hodnoty maximální teploty dosahované v celé výpočetní oblasti velmi blízké. Konkrétně $44.23 \text{ }^\circ\text{C}$ pro výpočet pomocí modelu SST $k-\omega$ a $43.99 \text{ }^\circ\text{C}$ pomocí modelu $v2-f$. Maximální teplota je dosažena na nejmenším průměru geometrie v blízkosti výstupu chladiva. Na obrázku 5.10 je zobrazen řez geometrií s vykresleným teplotním polem. Vzhledem k blízkosti maximálních hodnot je zobrazen pouze výsledek získaný výpočtem s modelem $v2-f$.



Obrázek 5.9: LIC

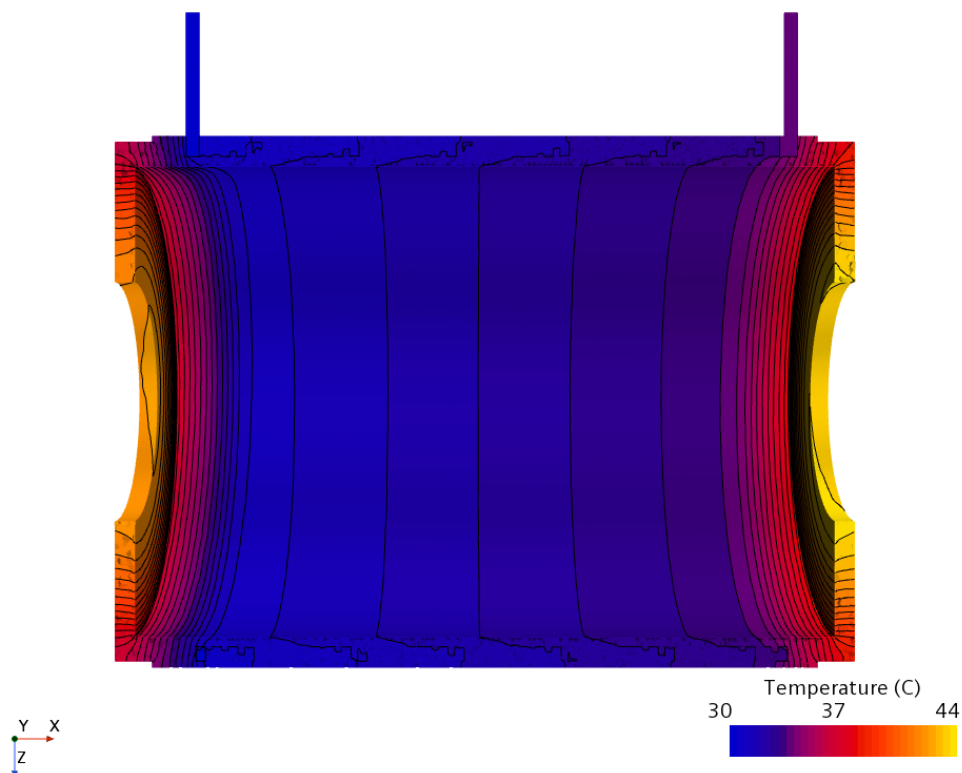
²²Referenční teplota se odečítá v $y^+ = 300$, to odpovídá volnému proudu mimo mezní vrstvu.

(a) SST $k-\omega$ (b) $v2-f$

Obrázek 5.8: Porovnání rychlostních profilů v drážce

Tabulka 5.4: Součinitel přestupu tepla pro geometrii č. 1

	$h_{k-\omega\text{SST}}$ [$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$]	h_{v2-f} [$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$]	$\frac{h_{v2-f}}{h_{k-\omega\text{SST}}}$
A	$1.199224 \cdot 10^4$	$1.254581 \cdot 10^4$	1.04616
B	$1.199435 \cdot 10^4$	$1.254279 \cdot 10^4$	1.04572
C	$1.249862 \cdot 10^4$	$1.341180 \cdot 10^4$	1.07306
D	$0.897392 \cdot 10^4$	$0.977895 \cdot 10^4$	1.08971
\bar{h}	$1.151055 \cdot 10^4$	$1.218540 \cdot 10^4$	1.05863



Obrázek 5.10: Teplotní pole ve zkoumané oblasti

5.4 Shrnutí řešení napříč geometrickými konfiguracemi

Informace o provedených simulacích jsou shrnuty v tabulkách 5.6 a 5.7, tabulka 5.5 vysvětluje znaky v nich použité. V tabulkách je popsána geometrie, uvedena velikost sítě, informace o smykovém napětí na stěně a tlakových ztrátách, dále lze dohledat informace o teple vstupujícím do chladiva, součiniteli přestupu tepla a teplotách. Doplňkové grafy jsou součástí přílohy F.

Hodnoty určené modely SST $k-\omega$ a $v2-f$ i analyticko-empirickými vztahy jsou si relativně blízké a umožňují vzájemné porovnání jednotlivých geometrií. Z pohledu návrhu fyzického zařízení mají, i přes odchylky, simulace dobrou vypovídající hod-

notu a umožňují korigovat čistě analyticko-empirické výpočty.

Ze simulací je zřejmé, že vliv zakřivení kanálu na parametry proudění roste s poměrem $\frac{h_1}{v_1}$, tzn. vysoké štíhlé drážky dosahují významnějších relativních rozdílů mezi veličinami na stěnách C a D. Umožňují totiž výraznější deformaci rychlostního profilu.

V řádcích Δp tabulek 5.6 a 5.7 se neuvádějí analyticko-empirické odhady, protože nezahrnují ztrátu na přechodu mezi vstupní/výstupní částí a šroubovicí a nejsou tedy vhodné pro srovnání. Porovnávací úlohu přejímá smykové napětí na stěně, jehož velikost je vůči tlakovým ztrátám daným délkou potrubí konstantní. Mori a Nakayama (1967, [46]) uvádějí, že vliv zakřivení kanálu na třecí ztráty je zanedbatelný. Největší odchylky výpočty stanoveného τ_w od analyticko-empirického odhadu vykazuje geometrie 29x6 se zaoblením v patě (obr. 5.11d). V tomto případě se však pravděpodobně jedná o uživatelskou chybu, zřejmě danou nedostatečně kvalitní sítí. Tato úvaha vychází ze skutečnosti, že kromě odchylky od AE odhadu se zde objevuje i největší odchylka mezi modely a podobné chování vykazuje tato geometrie i pro další veličiny. Výsledky simulací na ostatních geometriích souhlasí s výše uvedeným tvrzením. Je tedy možné pro návrhový výpočet využít AE odhad tlakových ztrát.

Pro všechny varianty geometrie i oba modely se dosahuje nejnižší střední hodnota součinitele přestupu tepla na stěně D, což je z praktického hlediska nežádoucí jev. Co se tepla protékajícího jednotlivými stěnami týče, je důležité zdůraznit, že, jsou-li hrany drážky zaobleny, plocha zaoblení se uvažuje jako součást stěn A a B, čímž je zmenšena plocha stěny D. Tím je způsoben významný rozdíl mezi poměry C/D pro drážky se zaoblením a bez něj (obr. 5.11a). Tým obrázek velmi dobře ilustruje zmenšení rozdílu teplot stěn C a D mezi geometriemi 4 a 5. To může být dáno jak zvýšením teploty v celé oblasti, tak zlepšením přestupu tepla širšími žebry mezi jednotlivými závitmi drážky.

Významným přínosem pro celý návrh je určení maximální teploty dosahované ve výpočetní oblasti. Její velikost se liší napříč geometrickými konfiguracemi, ale je málo citlivá vůči použitému modelu (obr. 5.11c). Z CFD výpočtů je možno vyčíst, že pro různé geometrie drážky, dosažitelné pro zadané rozměry motoru, se poměr mezi maximální teplotou dosaženou v oblasti zmenšenou o teplotu na vstupu a změnou teploty v $x = l$ (tak, jak bylo zavedeno v části 4.3, vztah 4.4a) blíží konstantě (obr. 5.11b). To je vyjádřeno rovnicí 5.12:

$$\frac{T_{\max} - T_{\text{in}}}{\frac{\dot{Q}}{h \cdot A_{TS}} + \Delta T} \approx \text{konst.} \quad (5.12)$$

Z pohledu této práce ospravedlňuje vztah 5.12 zanedbání vlivu pevných součástí

5.4. SHRNU TÍ ŘEŠENÍ NAPŘÍČ GEOMETRICKÝMI KONFIGURACEMI

v optimalizační úloze a ukazuje, že zaoblení v patě nemá za daných podmínek zásadní vliv. Cílová funkce však, má-li brát v úvahu maximální teplotu v oblasti, musí být upravena:

$$F = v_T \cdot \frac{T'_{wl}}{T_{\text{ref}}} + v_P \cdot \frac{P}{P_{\text{ref}}} + \frac{L - n_z(v_1 + v_2)}{L_{\text{ref}}} \quad (5.13a)$$

$$T'_{wl} = \frac{\dot{Q}}{h \cdot A_{TS}} + \Delta T \quad (5.13b)$$

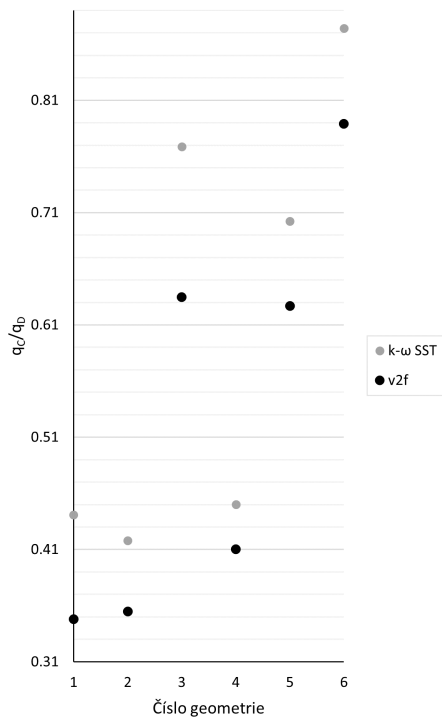
Nastavení váhových parametrů prezentované v tabulce 4.3 však bylo voleno i s ohledem na citlivost na jejich změnu. To lze zjednodušeně vyjádřit tak, že optimalizací nalezené řešení zůstává stejné i při mírné změně parametrů (v realitě provozních podmínek). Tato volba má za následek, že změna teploty v cílové funkci o $\frac{\Delta T}{2}$ nemění nalezené optimum. Lze tedy určit, že pro dané rozměry motoru, provozní podmínky a průtok je optimální poměr rozměrů

$$\frac{v_1}{h_1} \approx 2.5 \quad (5.14)$$

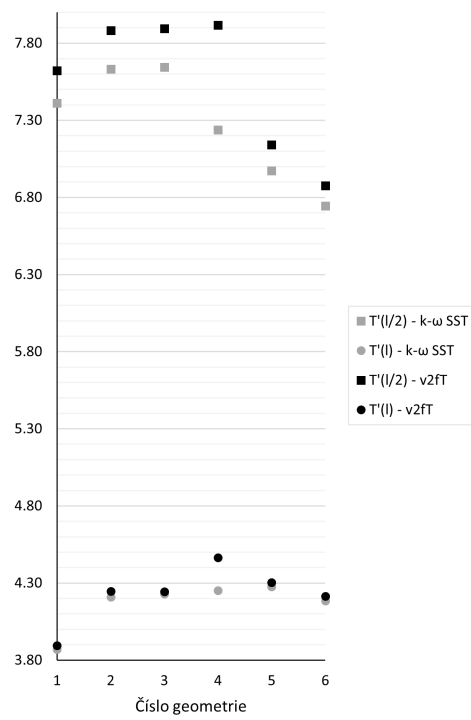
za současného požadavku na minimalizaci rozměru v_2 za dodržení technologické realizovatelnosti výroby.

Tabulka 5.5: Legenda k tabulkám 5.6 a 5.7

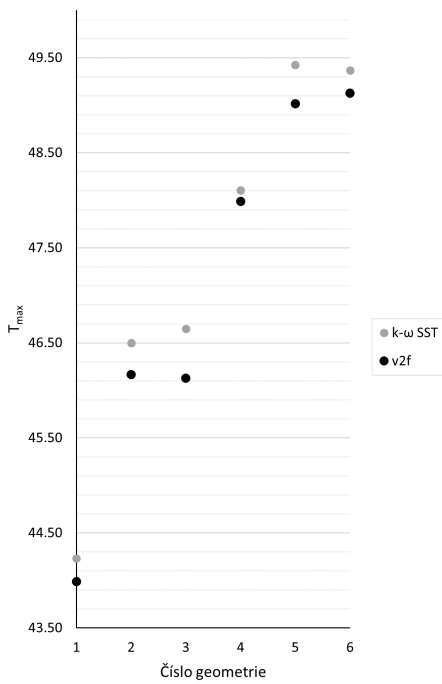
označení řádku / sloupce	v ýznam
$v_1 \times v_2, n, R, A$	popis geometrie
T_{max}	maximální teplota v simulované oblasti
T'_w	střední změna teploty (zavedeno v části 4.3)
\bar{X}	střední hodnota zkoumané veličiny
q	tepelný tok plochou
C/D	poměr velikostí veličiny na stěnách C a D
AE	hodnoty určené analyticko-empirickým výpočtem



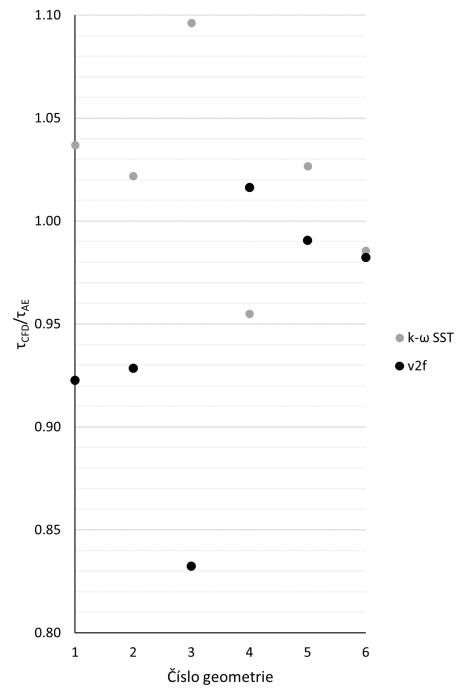
(a) Teplo protékající plochami



(b) Korekční koeficient teploty



(c) Maximální teplota v oblasti



(d) Poměr $\frac{T_{CFD}}{T_{AE}}$

Obrázek 5.11: Grafy ilustrující informace uvedené v části 5.4

Tabulka 5.6: Shrnutí výsledků simulací: geometrie 1 - 3

		29x6				14				
$v_1 \times v_2$		8x12				14				
n		37				6				
R		0				0				
A		1.9575				1.3146				
buněk		887951				670601				
model		8728240				2880363				
		k- ω SST	v2-f	AE	k- ω SST	v2-f	AE	k- ω SST	v2-f	AE
τ [Pa]	A	20.832	22.904		6.794	7.094		7.350	10.304	
	B	20.840	22.907		6.873	7.176		7.141	10.102	
	C	22.467	26.030	20.098	7.552	8.215	7.032	8.086	10.640	8.305
	D	11.630	13.814		6.210	7.096		7.058	8.599	
	\bar{X}	19.383	21.782		6.881	7.573		7.576	9.978	
C/D	1.932	1.884	1.000	1.216	1.158	1.000	1.146	1.237	1.000	
h [Wm ⁻² K ⁻¹]	A	11 992.240	12 545.810		6 859.337	7 002.850		6 988.855	9 180.887	
	B	11 994.350	12 542.790		6 899.938	7 039.956		6 894.572	9 054.435	
	C	12 498.620	13 411.800	11 572.000	7 237.799	7 532.676	6 845.538	7 415.866	8 919.735	7 446.674
	D	8 973.920	9 778.950		6 560.348	7 008.447		6 993.037	7 716.311	8 043.194
	\bar{X}	11 510.550	12 185.400		6 899.641	7 230.851		7 169.591	8 658.596	
C/D	1.393	1.371	1.000	1.103	1.075	1.000	1.060	1.156	1.000	
q [W]	A	906.759	814.477		301.702	280.304		605.783	653.565	
	B	1 288.790	1 292.612		405.618	404.005		727.036	841.292	
	C	447.490	399.916		868.881	777.750		1 012.587	841.771	
	D	1 014.629	1 149.027		2 077.843	2 190.964		1 317.095	1 325.700	
	C/D	0.441	0.348		0.418	0.355		0.769	0.635	
Δp [Pa]	406 462.400	455 413.700		58 193.980	63 362.480		64 165.150	82 538.400		
T_{\max} [°C]	44.230	43.990		46.498	46.168		46.646	46.130		
T_w [°C]	1.920	1.836	1.919	2.162	2.051	2.165	2.178	2.043	2.162	
			1.911			2.133			2.132	

Tabulka 5.7: Shrnutí výsledků simulací: geometrie 4 - 6

V ₁ x V ₂		35x12											
		12						10					
n		0						3					
R		1.4919						1.1189					
A		1832287						992722					
buněk		16582993						3013092					
model		k- ω SST		v2-f		AE		k- ω SST		v2-f		AE	
τ [Pa]	A	1.576	1.410	1.497	1.435	1.587	1.453	1.587	1.453	1.587	1.453	1.587	1.453
	B	1.584	1.422	1.511	1.445	1.608	1.465	1.608	1.465	1.608	1.465	1.608	1.465
	C	1.511	1.379	1.366	1.413	1.382	1.420	1.382	1.420	1.382	1.420	1.382	1.420
	D	1.061	1.088	1.004	1.128	1.029	1.131	1.029	1.131	1.029	1.131	1.029	1.131
	\bar{X}	1.366	1.283	1.270	1.317	1.338	1.342	1.338	1.342	1.338	1.342	1.338	1.342
	C/D	1.424	1.268	1.361	1.253	1.343	1.255	1.343	1.255	1.343	1.255	1.343	1.255
h [Wm ⁻² K ⁻¹]	A	3 558.893	3 354.105	3 464.486	3 378.265	3 311.370	3 157.733	3 311.370	3 157.733	3 311.370	3 157.733	3 311.370	3 157.733
	B	3 566.834	3 366.267	3 479.180	3 385.476	3 329.034	3 161.548	3 329.034	3 161.548	3 329.034	3 161.548	3 329.034	3 161.548
	C	3 498.820	3 330.481	3 325.429	3 363.434	2 925.019	3 367.580	2 925.019	3 367.580	2 925.019	3 367.580	2 925.019	3 367.580
	D	2 927.920	2 954.333	2 848.390	3 005.880	2 663.709	2 775.949	2 663.709	2 775.949	2 663.709	2 775.949	2 663.709	2 775.949
	\bar{X}	3 308.637	3 201.985	3 190.257	3 238.787	3 027.796	3 025.062	3 027.796	3 025.062	3 027.796	3 025.062	3 027.796	3 025.062
	C/D	1.195	1.127	1.167	1.119	1.160	1.123	1.160	1.123	1.160	1.123	1.160	1.123
q [W]	A	492.534	452.400	545.828	491.587	671.184	610.160	671.184	610.160	671.184	610.160	671.184	610.160
	B	626.469	578.806	645.359	591.900	782.424	707.233	782.424	707.233	782.424	707.233	782.424	707.233
	C	783.240	758.671	1 007.884	982.239	1 016.760	1 021.655	1 016.760	1 021.655	1 016.760	1 021.655	1 016.760	1 021.655
	D	1 739.195	1 848.610	1 435.119	1 566.637	1 163.056	1 294.823	1 163.056	1 294.823	1 163.056	1 294.823	1 163.056	1 294.823
	\bar{X}	0.450	0.410	0.702	0.627	0.874	0.789	0.874	0.789	0.874	0.789	0.874	0.789
	C/D	5 479.568	5 174.161	4 080.149	4 136.793	4 195.586	4 143.624	4 195.586	4 143.624	4 195.586	4 143.624	4 195.586	4 143.624
Δp [Pa]	T_{\max} [°C]	48.105	47.989	49.424	49.018	49.368	49.128	49.368	49.128	49.368	49.128	49.368	49.128
	T_w [°C]	2.501	2.272	2.786	2.663	2.872	2.782	2.872	2.782	2.872	2.782	2.872	2.782
			2.599	2.488	2.879	2.732	2.903	2.879	2.732	2.903	2.879	2.732	2.903

5.5 Korekce pro změnu chladící kapaliny

CFD výpočty byly prováděny s vodou jako chladící kapalinou. Vzhledem k předpokládanému užívání motoru se jeví jako užitečné výsledky zobecnit pro širší spektrum chladiv. Cílem této části práce je nalézt vztah, který umožní korekci hodnot součinitele přestupu tepla a smykového napětí na stěně určených pro vodu na hodnoty, které odpovídají proudění směsi vody s glykolem. Vzhledem k tomu, že tyto veličiny měly poměrně dobrou shodu s analyticko-empirickými daty, lze korekční vztah hledat pomocí těchto výpočtů. Tlakové ztráty při proudění potrubím jsou řízeny smykovým napětím, neboť platí:

$$\Delta p = \frac{4 \cdot \tau_w l}{D_h} \quad (5.15)$$

Na obr. 5.12 jsou zobrazeny poměry příslušných veličin určených pro vodu a těch určených pro směs vody s glykolem (v koncentraci 30 a 50 %) pro různé rozměry drážky $v_1 \times h_1$ při teplotě na vstupu $T_{in} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$. Výpočet τ vychází z Haalandova vztahu [22], rce. 2.2, h ze vztahu Moriho [46]. Bílá místa v grafech odpovídají oblastem s $Re < 4000$, není proto pro určení parametrů proudění možné použít vztah 2.2. Drážky 29x6 a 35x12 s 50% směsí vody s glykolem se nacházejí na hranici platnosti tohoto výpočtu. Poměry mezi extrémami dosahovanými v jednotlivých grafech jsou vyneseny v tabulce 5.8 (polohy odpovídají polohám grafů na obr. 5.12).

Vzhledem ke skutečnosti, že Moodyho diagram a tedy i Colebrookova-Whiteova rovnice vykazují pro hladké trubky až 5% chybu [45] a že Haalandova aproximace Colebrookovy-Whiteovy rovnice vnáší další chybu odpovídající až 2 %, lze, bez uzardění, uvedené poměry aproximovat konstantou.

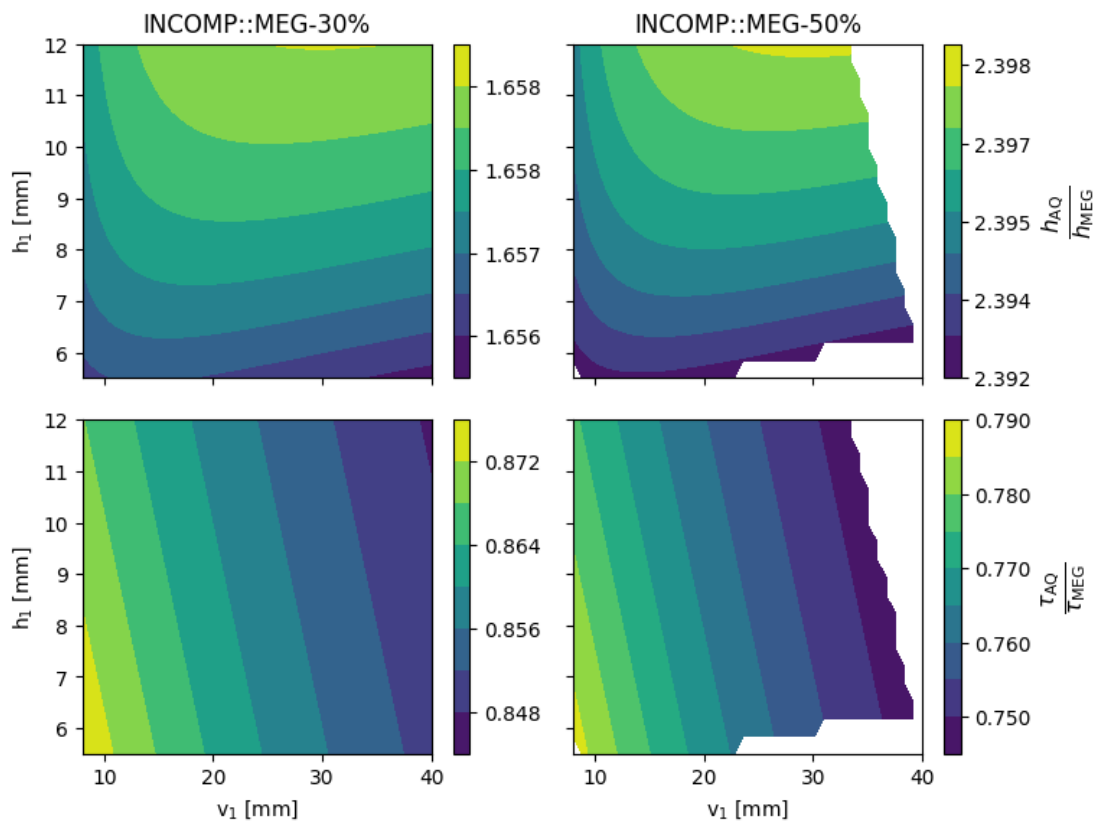
Výsledné vztahy pro korekci dat určených pomocí CFD jsou:

$$h_{30} = \frac{h_{AQ}}{1.6575} \quad (5.16a)$$

$$h_{50} = \frac{h_{AQ}}{2.3950} \quad (5.16b)$$

$$\tau_{30} = \frac{h_{AQ}}{0.8600} \quad (5.16c)$$

$$\tau_{50} = \frac{h_{AQ}}{0.7675} \quad (5.16d)$$



Obrázek 5.12: Poměr τ a h pro vodu a chladicí kapalinu s glykolem

Tabulka 5.8: K obr. 5.12

	30 %	50 %
$\frac{\left(\frac{h_{AQ}}{h_{MEG}}\right)_{\max}}{\left(\frac{h_{AQ}}{h_{MEG}}\right)_{\min}}$	1.0012	1.0025
$\frac{\left(\frac{\tau_{AQ}}{\tau_{MEG}}\right)_{\max}}{\left(\frac{\tau_{AQ}}{\tau_{MEG}}\right)_{\min}}$	1.0307	1.0533

Závěr

Předkládaná práce se zabývá tvorbou modelu a optimalizací chlazení synchronního elektromotoru pro pohon městského autobusu. Téma chlazení elektromotorů se v posledních letech silně rozvíjí i na teoretické bázi, což je zřejmé mimo jiné z množství dostupné aktuální literatury zaměřené na velmi specifické problémy, spjaté s šířením tepla v elektromotoru, mezi něž například patří přestup tepla vzduchovou mezerou, vlastnosti proudění ve šroubovitých kanálech a vodivost homogenizovaného materiálu vinutí.

Byla provedena stručná rešerše používaných pohonů pro autobusy MHD. Dále byl popsán princip fungování synchronních elektromotorů s permanentními magnety a především užívané možnosti jejich chlazení. V praktické části práce byl vytvořen výpočetně nenáročný model chlazení EM, který byl použit pro optimalizaci geometrie chladicí drážky. Pomocí CFD výpočtů se podařilo ukázat, že model použitý pro optimalizaci je dostatečný pro podchycení zásadních jevů spojených s problematikou chlazení, tj. jak maximálních dosahovaných teplot v kostře statoru, tak tlakových ztrát v chladicím labyrintu.

Propojení diplomové práce s *Projektem pohonu elektrobusu s IoT systémem pro městskou a meziměstskou dopravu* přineslo mnohé výhody. Kromě možnosti práce s CFD SW Star-CCM+ je nutné zdůraznit práci s reálnými daty, praktický vzhled do vývoje moderního výrobku, spolupráci s odborníky v oblasti simulací elektromagnetismu, ale i výrobci motoru a především fyzickou realizaci vyvíjeného zařízení. Spolupráce na tomto projektu nebyla omezena pouze na tvorbu diplomové práce, ale pokračuje nadále, má praktické výstupy a zprostředkovává rozšiřování znalostí v dané oblasti.

Práce rozvíjí několik témat, jejichž samostatné zpracování by mohlo být přínosné i pro další praktické využití. Z pohledu vyvíjeného zařízení se jedná o kontrolní výpočty pomocí CFD se zahrnutím detailní geometrie i zdrojů tepla.

V oblasti návrhu chlazení elektromotorů, potažmo jiných strojních zařízení, by mohlo mít jistý přínos rozšíření modelu pro optimalizaci o 1D simulaci teplotního pole a zobecnění pro různé tvary chladicích prostor.

Bibliografie

- [1] ČSN EN 60085 ed. 2. *Elektrická izolace - Tepelné hodnocení a značení*.
- [2] Ian H. Bell et al. „Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp“. In: *Industrial & Engineering Chemistry Research* 53.6 (12. ún. 2014), s. 2498–2508. ISSN: 0888-5885, 1520-5045. DOI: 10.1021/ie4033999. URL: <https://pubs.acs.org/doi/10.1021/ie4033999> (cit. 23.10.2021).
- [3] Kevin Bennion, Justin Cousineau a Gilbert Moreno. *Electric motor thermal management for electric traction drives*. Technical Report. nrel.gov: National Renewable Energy Laboratory, zář. 2014.
- [4] Tuncer Cebeci, J. Qasim a T. Y. Na. „Free convective heat transfer from slender cylinders subject to uniform wall heat flux“. In: *Letters in Heat and Mass Transfer* 1.2 (1. lis. 1974), s. 159–162. ISSN: 0094-4548. DOI: 10.1016/0094-4548(74)90153-2. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0094454874901532> (cit. 13.10.2021).
- [5] Yunus A. Çengel a Afshin J. Ghajar. *Heat and mass transfer: fundamentals and applications*. Sixth edition. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2020. ISBN: 978-0-07-339819-8 978-1-260-44002-7.
- [6] CUMMINS. *B6.7*. 2021. URL: <https://www.cummins.com/engines/b67-2021> (cit. 10.06.2022).
- [7] Český statistický úřad. *Historický lexikon obcí České republiky - 1869 - 2011*. https://www.czso.cz/csu/czso/iii-pocet-obyvatel-a-domu-podle-kraju-okresu-obci-a-casti-obci-v-letech-1869-2011_2015. Pros. 2015. (Cit. 10.06.2022).
- [8] D. G. Dorrell et al. „A Review of the Design Issues and Techniques for Radial-Flux Brushless Surface and Internal Rare-Earth Permanent-Magnet Motors“. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 58.9 (2011), s. 3741–3757. DOI: 10.1109/TIE.2010.2089940.

- [9] DPMCB. *CNG AUTOBUSY ČESKOBUDEJOVICKÉ MHD NAČERPÁJÍ PLYN Z NOVÉ STANICE*. Dub. 2018. URL: <https://www.dpmcb.cz/onas/novinky/cng-autobusy-ceskobudejovicke-mhd-nacerpaji-plyn-z-nove-stanice-225.html> (cit. 10. 06. 2022).
- [10] DPP. *DPP v datech*. Pros. 2021. URL: <https://www.dpp.cz/spolecnost/ospolecnosti/dpp-v-datech> (cit. 10. 06. 2022).
- [11] Bill Drury a Austin Hughes. *Electric motors and drives: Fundamentals, types and applications*. Newnes, 2019.
- [12] P.A. Durbin. „Near-wall turbulence closure modeling without ”damping functions” “. In: *Theoretical and Computational Fluid Dynamics* 3.1 (1991). cited By 664, s. 1–13. DOI: 10.1007/BF00271513. URL: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-0026013979&doi=10.1007%2fBF00271513&partnerID=40&md5=c7f6a6a4973893432633add8baac0e0c>.
- [13] EVROPSKÝ PARLAMENT A RADA EVROPSKÉ UNIE. *SMĚRNICE EVROPSKÉHO PARLAMENTU A RADY (EU) 2019/1161 ze dne 20. června 2019, kterou se mění směrnice 2009/33/ES o podpoře čistých a energeticky účinných silničních vozidel*. <https://eur-lex.europa.eu/eli/dir/2019/1161/oj>. Čvc. 2019. (Cit. 10. 06. 2022).
- [14] Jiří Fürst. „Metoda konečných objemů I - podpůrný studijní materiál“. 2021.
- [15] Yaohui Gai et al. „Cooling of Automotive Traction Motors: Schemes, Examples, and Computation Methods“. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 66.3 (břez. 2019), s. 1681–1692. DOI: 10.1109/tie.2018.2835397. URL: <https://doi.org/10.1109/tie.2018.2835397>.
- [16] Yaohui Gai et al. „Shaft cooling and the influence on the electromagnetic performance of traction motors“. In: (2017), s. 1–6. DOI: 10.1109/IEMDC.2017.8002307.
- [17] D. R. Gauder et al. „Elevated temperature study of Nd-Fe-B-based magnets with cobalt and dysprosium additions“. In: *Journal of Applied Physics* 63.8 (dub. 1988), s. 3522–3524. DOI: 10.1063/1.340729. URL: <https://doi.org/10.1063/1.340729>.
- [18] Benjamin Gebhart. *Heat transfer*. OCLC: 1142812095. 1971. ISBN: 978-1-258-22856-9 978-1-258-24513-9.
- [19] Seyed Mostafa Ghiaasiaan. *Convective heat and mass transfer*. Cambridge ; New York: Cambridge University Press, 2011. 524 s. ISBN: 978-1-107-00350-7 978-1-107-65831-8.

-
- [20] Volker Gnielinski. „New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow“. In: *International Chemical Engineering* 16 (1976), s. 359–368.
- [21] Richard J. Goldstein. „Film Cooling“. In: ed. Thomas F. Irvine a James P. Hartnett. Sv. 7. *Advances in Heat Transfer*. Elsevier, 1971, s. 321–379. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0065-2717\(08\)70020-0](https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70020-0). URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0065271708700200>.
- [22] S. E. Haaland. „Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Pipe Flow“. In: *Journal of Fluids Engineering* 105.1 (1. břez. 1983), s. 89–90. ISSN: 0098-2202. DOI: 10.1115/1.3240948. URL: <https://doi.org/10.1115/1.3240948> (cit. 13. 10. 2021).
- [23] K. Hanjalić, M. Popovac a M. Hadžiabdić. „A robust near-wall elliptic-relaxation eddy-viscosity turbulence model for CFD“. In: *International Journal of Heat and Fluid Flow* 25.6 (2004), s. 1047–1051. ISSN: 0142-727X. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2004.07.005>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0142727X0400116X>.
- [24] Charles R. Harris et al. „Array programming with NumPy“. In: *Nature* 585.7825 (zář. 2020), s. 357–362. DOI: 10.1038/s41586-020-2649-2. URL: <https://doi.org/10.1038/s41586-020-2649-2>.
- [25] James P. Hartnett a Milivoje Kostic. „Heat Transfer to Newtonian and Non-Newtonian Fluids in Rectangular Ducts“. In: ed. James P. Hartnett a Thomas F. Irvine. Sv. 19. *Advances in Heat Transfer*. Elsevier, 1989, s. 247–356. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0065-2717\(08\)70214-4](https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70214-4). URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0065271708702144>.
- [26] Andreas Huber. „Hollow Shaft Cooling for Driving an Electric Vehicle“. Něm. pat. 102015214309A1. Bayerische Motoren Werke AG. 2. ún. 2017. URL: <https://patents.google.com/patent/DE102015214309A1/en> (cit. 10. 05. 2022).
- [27] J. D. Hunter. „Matplotlib: A 2D graphics environment“. In: *Computing in Science & Engineering* 9.3 (2007), s. 90–95. DOI: 10.1109/MCSE.2007.55.
- [28] Stuart W. Churchill a Humbert H. S. Chu. „Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder“. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 18.9 (1. zář. 1975), s. 1049–1053. ISSN: 0017-9310. DOI: 10.1016/0017-9310(75)90222-7. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0017931075902227> (cit. 13. 10. 2021).
-

- [29] Stuart W. Churchill a Humbert H. S. Chu. „Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate“. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 18.11 (1. lis. 1975), s. 1323–1329. ISSN: 0017-9310. DOI: 10.1016/0017-9310(75)90243-4. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0017931075902434> (cit. 13. 10. 2021).
- [30] IVECO. *125 let Iveco Czech Republic*. Lis. 2020. URL: <https://www.ivecocr.cz/novinky/125-let-iveco-czech-republic> (cit. 10. 06. 2022).
- [31] IVECO. *Crossway Line*. URL: <https://www.ivecocr.cz/data/files/filemanager/190/crw-nf-10-8-12-1-13-line-c9-t7-2018-cz-1390.pdf> (cit. 10. 06. 2022).
- [32] Tyrone A. Johnsen. „Cooling of a Rotor for a Rotary Electric Machine“. US pat. 6727609B2. Hamilton Sundstrand Corp. 27. dub. 2004. URL: <https://patents.google.com/patent/US6727609B2/en> (cit. 10. 05. 2022).
- [33] Eva Kačerová a Libor Michalec. *Příběh statistiky*. Praha: Český statistický úřad, 2014. ISBN: 978-80-250-2517-8.
- [34] Komise pro udržitelnou energetiku a klima. *Klimatický plán hlavního města Prahy do roku 2030*. Květ. 2021. URL: https://klima.praha.eu/DATA/Dokumenty/Klimaticky_plan_HMP_2030_revidovany_k_27_5_2021.pdf (cit. 10. 06. 2022).
- [35] Petr Kučera. *ČESKO, RÁJ TROLEJBUSŮ*. Břez. 2007. URL: <https://www.euro.cz/byznys/ceskoraj-trolejbusu-884389> (cit. 11. 06. 2022).
- [36] Ivan Kudláček. *EKP: Teplotní a elektrické znehodnocování*. Ún. 2021. URL: <https://www.ib.cvut.cz/doku.php?id=termoplast:tstarnuti> (cit. 10. 05. 2022).
- [37] Oldřich Lepil, Přemysl Šedivý a Jednota českých matematiků a fyziků. *Fyzika pro gymnázia - Elektřina a magnetismus*. Praha: Prometheus, 2010. ISBN: 978-80-7196-385-1.
- [38] Daniel C. Ludois a Ian Brown. „Brushless and Permanent Magnet Free Wound Field Synchronous Motors for EV Traction“. In: (2017). DOI: 10.2172/1349258.
- [39] Julius Mackerle. *Vzduchem chlazené vozidlové motory*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1955.
- [40] R. A. Matula. „Electrical resistivity of copper, gold, palladium, and silver“. In: *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 8.4 (říj. 1979), s. 1147–1298. DOI: 10.1063/1.555614. URL: <https://doi.org/10.1063/1.555614>.

-
- [41] Jan Melichar a České vysoké učení technické v Praze. Strojní fakulta. *Úvod do čerpací techniky*. Czech. 1. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2012. ISBN: 8001050564;9788001050569;
- [42] F. R. Menter. „Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications“. In: *AIAA Journal* 32.8 (srp. 1994), s. 1598–1605. DOI: 10.2514/3.12149. URL: <https://doi.org/10.2514/3.12149>.
- [43] MINISTERSTVO ŠKOLSTVÍ, MLÁDEŽE A TĚLOVÝCHOVY. *DATA O STUDENTECH, POPRVÉ ZAPSANÝCH A ABSOLVENTECH VYSOKÝCH ŠKOL*. https://dsia.msmt.cz/vystupy/vu_vs_f2.html. Led. 2022. (Cit. 10. 06. 2022).
- [44] G.C Montanari, G. Mazzanti a Simoni L. „Progress in electrothermal life modeling of electrical insulation during the last decades“. In: *IEEE Transactions on Dielectrics and Electrical Insulation* 9.5 (říj. 2002), s. 730–745. DOI: 10.1109/tdei.2002.1038660. URL: <https://doi.org/10.1109/tdei.2002.1038660>.
- [45] L.F. Moody. „Friction Factors for Pipe Flow“. In: *Transactions of the ASME* (1944), s. 671–684.
- [46] Yasuo Mori a Wataru Nakayama. „Study on forced convective heat transfer in curved pipes: (3rd report, theoretical analysis under the condition of uniform wall temperature and practical formulae)“. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 10.5 (1. květ. 1967), s. 681–695. ISSN: 0017-9310. DOI: 10.1016/0017-9310(67)90113-5. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0017931067901135> (cit. 13. 11. 2021).
- [47] Jaroslav Novák. *Uplatnění synchronních strojů v dopravní technice (1. část)*. 2006. URL: <http://www.odbornecasopisy.cz/elektro/casopis/tema/uplatneni-synchronnich-stroju-v-dopravni-technice-1-cast--13092> (cit. 21. 03. 2021).
- [48] Jiří Nožička, České vysoké učení technické v Praze a Strojní fakulta. *Základy termomechaniky*. OCLC: 51189235. Praha: Vydavatelství CVUT, 2001. ISBN: 978-80-01-02409-6.
- [49] Cody Rhebergen et al. „Enhancement of electric motor thermal management through axial cooling methods: A materials approach“. In: *2015 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)* (2015). DOI: 10.1109/ecce.2015.7310458.
-

- [50] Juha Saari. „Friction losses and heat transfer in high-speed electrical machines“. Dipl. pr. Espoo, Finland: Helsinki University of Technology, Faculty of Electrical Engineering, Laboratory of Electromechanics, 1996.
- [51] Ali Saleem. „Social and Environmental Impact of the Rare Earth Industries“. In: *Resources* 3.1 (ún. 2014), s. 123–134. DOI: 10.3390/resources3010123. URL: <https://doi.org/10.3390/resources3010123>.
- [52] *scipy.optimize.differential_evolution* — *SciPy v1.8.0 Manual*. URL: https://docs.scipy.org/doc/scipy/reference/generated/scipy.optimize.differential_evolution.html (cit. 09.05.2022).
- [53] Sdružení automobilového průmyslu. *Obecné základní přehledy o českém automobilovém průmyslu*. <https://autosap.cz/zakladni-prehledy-automotive/obecne-zakladni-prehledy/>. Čvn. 2021. (Cit. 10.06.2022).
- [54] Kurt Schneider a Dominique Steffen. „Shaft Cooler for a Tool Motor Spindle“. US pat. 8684643B2. GF Machining Solutions AG. 1.dub. 2014. URL: <https://patents.google.com/patent/US8684643B2/en> (cit. 10.05.2022).
- [55] *Simcenter STAR-CCM+*. Siemens PLM Software. Ún. 2022.
- [56] Nick Simpson, Rafal Wrobel a Phil H. Mellor. „Estimation of Equivalent Thermal Parameters of Impregnated Electrical Windings“. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 49.6 (2013), s. 2505–2515. DOI: 10.1109/tia.2013.2263271.
- [57] SOLARIS. *SMĚR Urbino*. URL: <https://www.solarisbus.com/cs/vozidla/konvencni-pohony/urbino-1> (cit. 10.06.2022).
- [58] Petr Spáčil. *Města nakupují ekologické autobusy. Ty na zemní plyn se ale nevyplatí, tvrdí experti*. Zář. 2021. URL: <https://zpravy.aktualne.cz/domaci/mesta-nakupuji-ekologicke-autobusy-ty-na-zemni-plyn-se-ale-n/r~892cfc180bff11ecb91a0cc47ab5f122/> (cit. 10.06.2022).
- [59] P.R Spalart. „Strategies for turbulence modelling and simulations“. In: *International Journal of Heat and Fluid Flow* 21.3 (2000), s. 252–263. ISSN: 0142-727X. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0142-727X\(00\)00007-2](https://doi.org/10.1016/S0142-727X(00)00007-2). URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0142727X00000072>.
- [60] Philippe Spalart a Steven Allmaras. „A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows“. In: *AIAA* 439 (led. 1992). DOI: 10.2514/6.1992-439.
- [61] Rainer Storn a Kenneth Price. „Differential Evolution - A Simple and Efficient Heuristic for Global Optimization over Continuous Spaces“. In: *Journal of Global Optimization* 11 (led. 1997), s. 341–359. DOI: 10.1023/A:1008202821328.

-
- [62] C. Tighe, C. Gerada a S. Pickering. „Assessment of cooling methods for increased power density in electrical machines“. In: *2016 XXII International Conference on Electrical Machines (ICEM)* (2016). DOI: 10.1109/icelmach.2016.7732892.
- [63] Ivan Uhlír et al. *Elektrické stroje a pohony*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN: 978-80-01-03730-0.
- [64] Dopravní podnik města Ústí nad Labem a. s. *Tisková zpráva: Představení vodíkového autobusu Solaris Urbino 12 Hydrogen*. Čvn. 2022. URL: <https://www.dpmul.cz/index.php?art=10940> (cit. 11.06.2022).
- [65] V. VENKATAKRISHNAN. „On the accuracy of limiters and convergence to steady state solutions“. In: *31st Aerospace Sciences Meeting*, s. 880. DOI: 10.2514/6.1993-880. URL: <https://arc.aiaa.org/doi/abs/10.2514/6.1993-880>.
- [66] H. K. Versteeg a W. Malalasekera. *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*. 2nd ed. OCLC: ocm76821177. Harlow, England ; New York: Pearson Education Ltd, 2007. 503 s. ISBN: 978-0-13-127498-3.
- [67] Pauli Virtanen et al. „SciPy 1.0: Fundamental Algorithms for Scientific Computing in Python“. In: *Nature Methods* 17 (2020), s. 261–272. DOI: 10.1038/s41592-019-0686-2.
- [68] David C. Wilcox. *Turbulence Modeling for CFD (Third Edition)*. DCW Industries, Inc., řij. 2006. 544 s. ISBN: 9781928729082.
- [69] E.R.F. Winter a W.O. Barsch. „The Heat Pipe“. In: ed. Thomas F. Irvine a James P. Hartnett. Sv. 7. *Advances in Heat Transfer*. Elsevier, 1971, 219–320g. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0065-2717\(08\)70019-4](https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70019-4). URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0065271708700194>.
- [70] Rafal Wrobel, Sabrina Ayat a James L. Baker. „Analytical methods for estimating equivalent thermal conductivity in impregnated electrical windings formed using Litz wire“. In: *2017 IEEE International Electric Machines and Drives Conference (IEMDC)* (2017). DOI: 10.1109/iemdc.2017.8002003.

Seznam tabulek

2.1	Rozměry motoru	32
3.1	Tepla v úloze	34
3.2	Vybrané teploty pro popis úlohy	34
4.1	Parametry a požadavky optimalizace	40
4.2	Referenční hodnoty optimalizovaných veličin	41
4.3	Nalezená optimální řešení	42
5.1	Parametry simulace	53
5.2	Materiálové vlastnosti pro CFD simulaci	56
5.3	Smykové napětí na stěně a tlakové ztráty pro geometrii č. 1	58
5.4	Součinitel přestupu tepla pro geometrii č. 1	60
5.5	Legenda k tabulkám 5.6 a 5.7	62
5.6	Shrnutí výsledků simulací: geometrie 1 - 3	64
5.7	Shrnutí výsledků simulací: geometrie 4 - 6	65
5.8	K obr. 5.12	67

Seznam obrázků

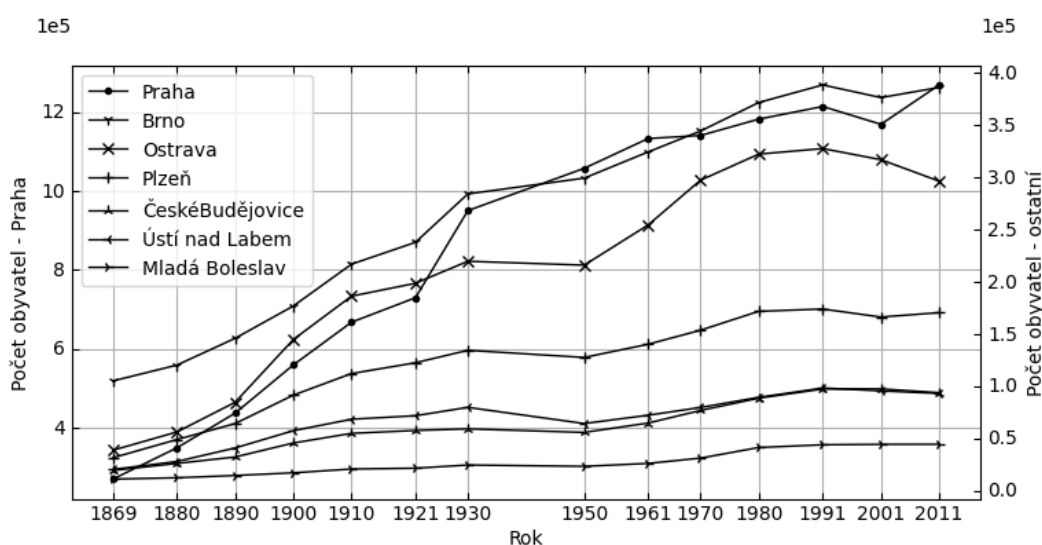
1.1	Schéma synchronního motoru s permanentními magnety	17
1.2	Schéma tepelné trubice	22
2.1	Porovnání hodnot f dle 2.1 a 2.2	26
2.2	K tabulce 3.2	32
2.3	Schéma geometrie chlazení	32
3.1	K tabulce 3.1	33

4.1	Vliv mechanismů odvodu tepla při daných teplotách	35
4.2	Varianty rozložení kanálů	36
4.3	Porovnání rozměrů drážek	38
4.4	Vliv váhových koeficientů	42
4.5	Schéma výpočtu cílové funkce	44
5.1	Ilustrace Laxovy věty o ekvivalenci uváděná v předmětu PMT	45
5.2	Konjugovaný přestup tepla	51
5.3	Konformní síť	52
5.4	Tvorba těla	54
5.5	Plocha s definovaným zdrojem tepla	56
5.6	Ilustrace značení ploch	57
5.7	Detail sítě	58
5.9	LIC	59
5.8	Porovnání rychlostních profilů v drážce	59
5.10	Teplotní pole ve zkoumané oblasti	60
5.11	Grafy ilustrující informace uvedené v části 5.4	63
5.12	Poměr τ a h pro vodu a chladicí kapalinu s glykolem	67

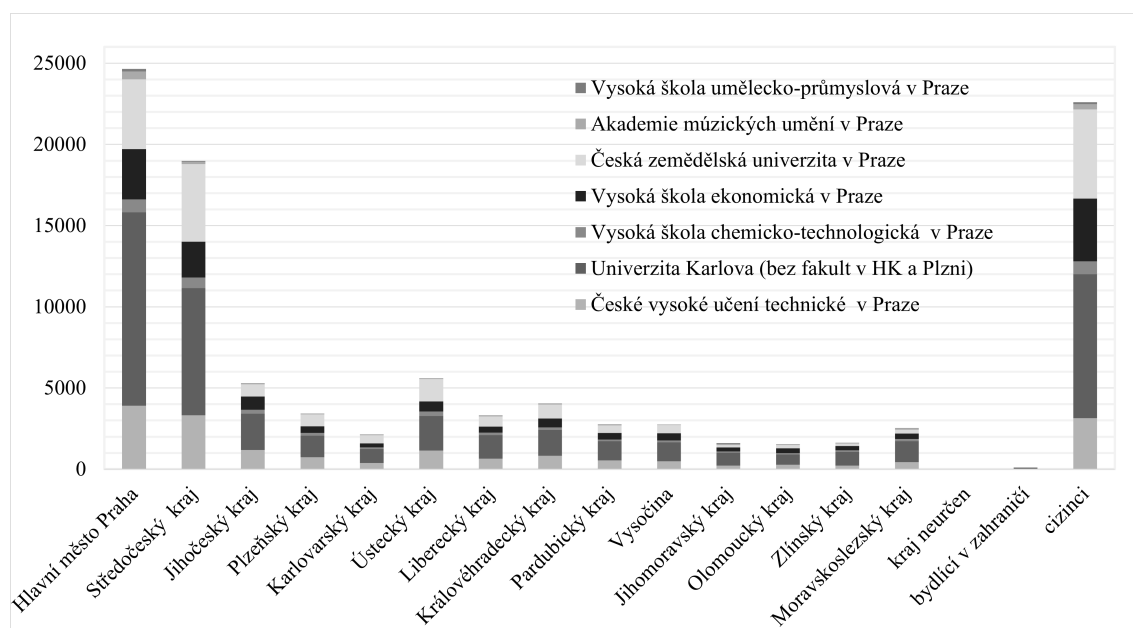
Přílohy

A Grafy ilustrující statistické informace uváděné v úvodu

Vývoj populace českých měst - data z [7]



VŠ veřejné – studenti podle trvalého bydliště - data z [43]



B Autobusy ve vybraných městech v ČR

Informace z webových stránek dopravních podniků, aktuální v době odevzdání DP. V tabulce jsou uvedeny počty vozů. X značí, že je autobus součástí vozového parku, ale nepodařilo se dohledat konkrétní počet.

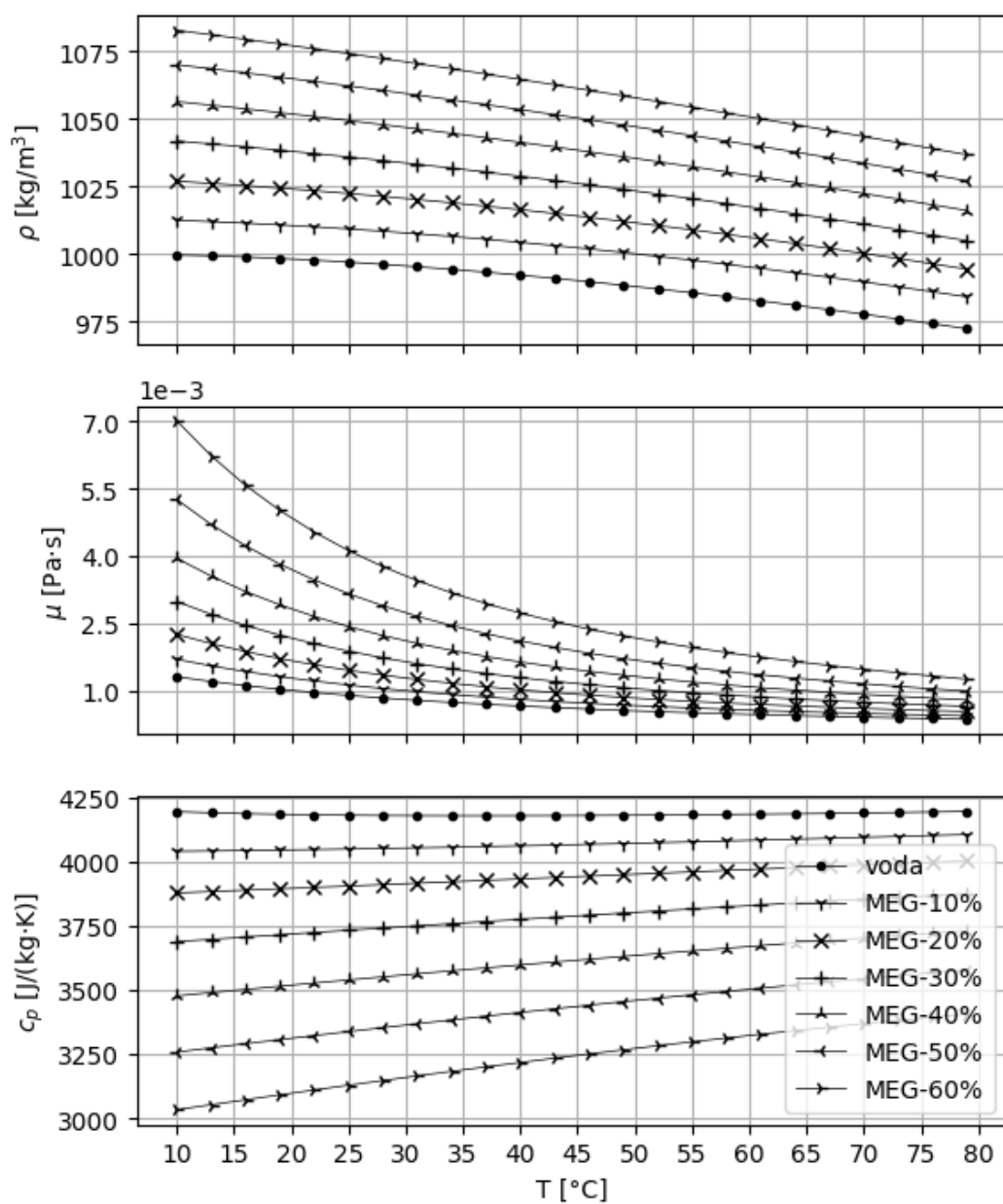
	Solaris Urbino						
	10	12			15	18	
	diesel	diesel	electric	CNG	diesel	diesel	CNG
České Budějovice		3		19	3	3	5
Olomouc		X				X	
Ostrava	X		X	X		X	X
Plzeň					2	49	
Praha	40						
	Irisbus	SOR			Iveco Urbanway		
	Crossway	12	NB18	B9.5	12		
					diesel	CNG	
Brno	55	88			15	52	
Plzeň		45		1			
Praha	10	589	498				
	Citelis						
	12		18				
	diesel	CNG	diesel	CNG			
Brno	6	6	6	6			
České Budějovice	12		19				
Plzeň	7		7				
Praha	5		5				

C Tabulka parametru ϵ

materiál	ϵ [mm] dle [5]
běžná ocel	0.0450
nerezová ocel	0.002
neželezné kovy na bázi mědi	0.0015
sklo	0
beton	0.9 - 9
hlazená guma	0.01

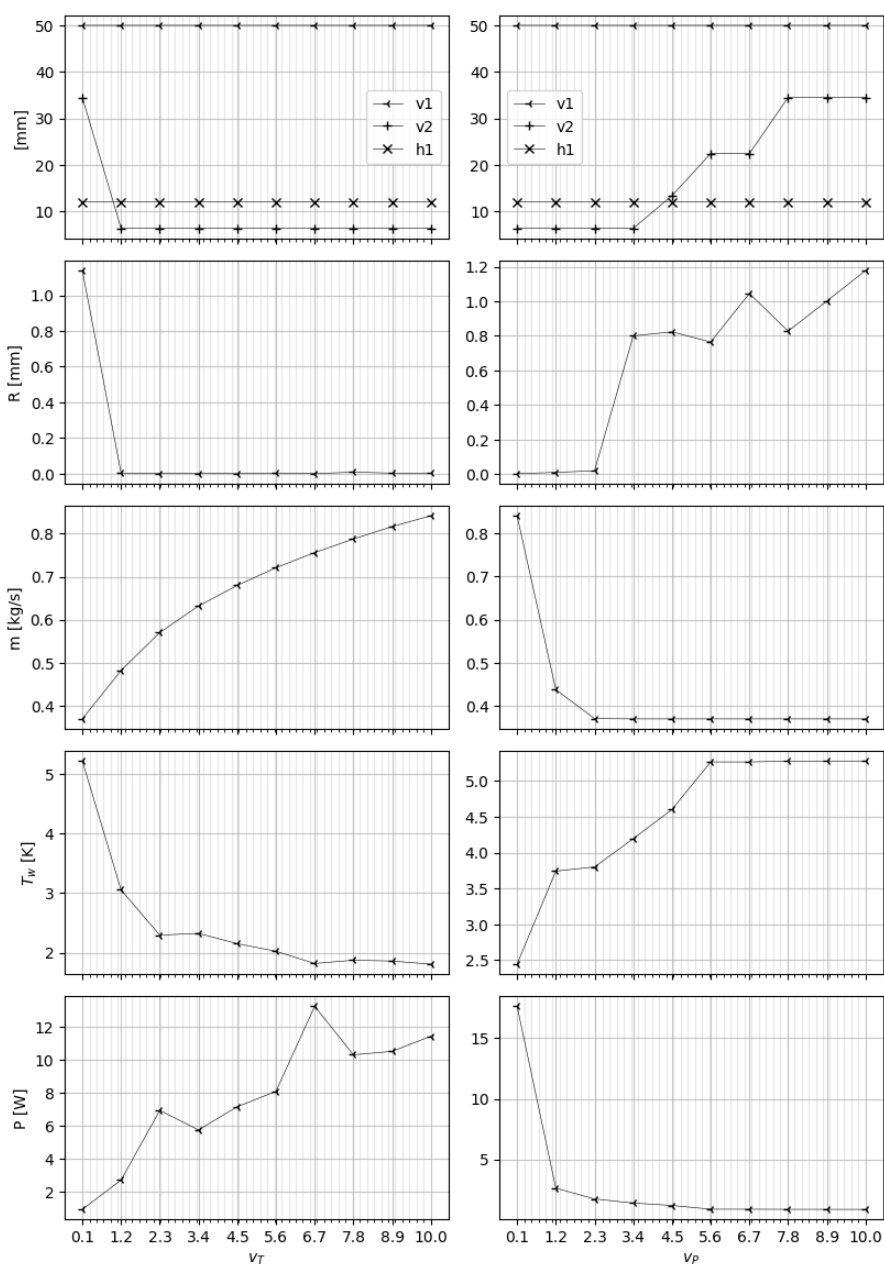
D Vlastnosti vybraných chladiv

Při $p = 10^5$ Pa, data z [2].

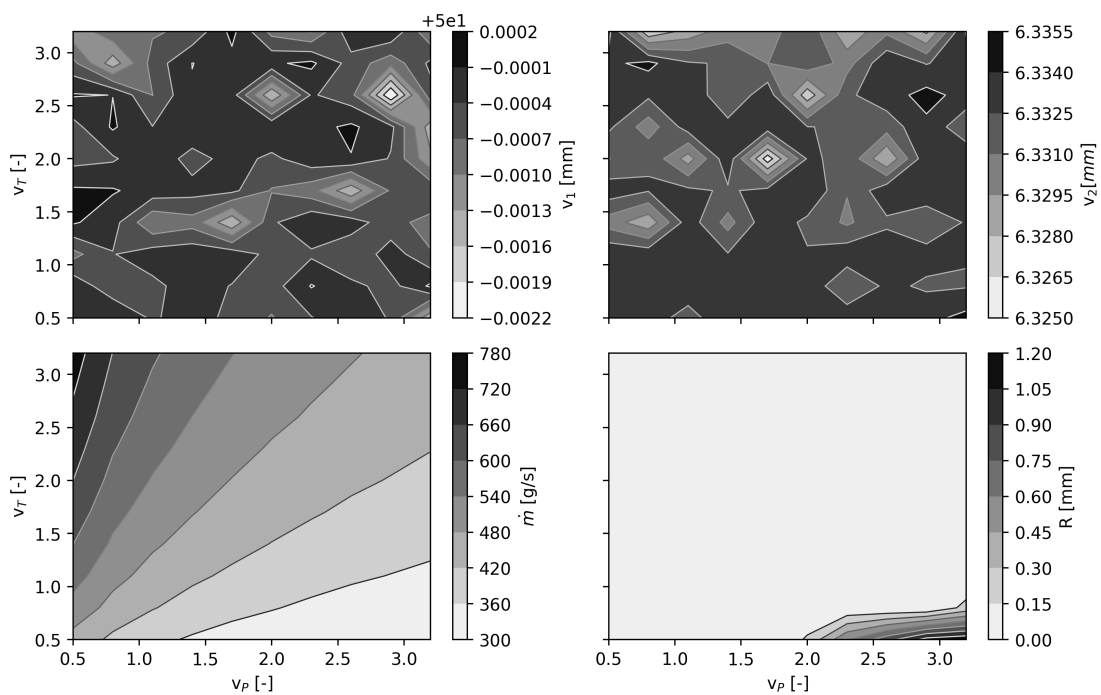


E K volbě váhových parametrů

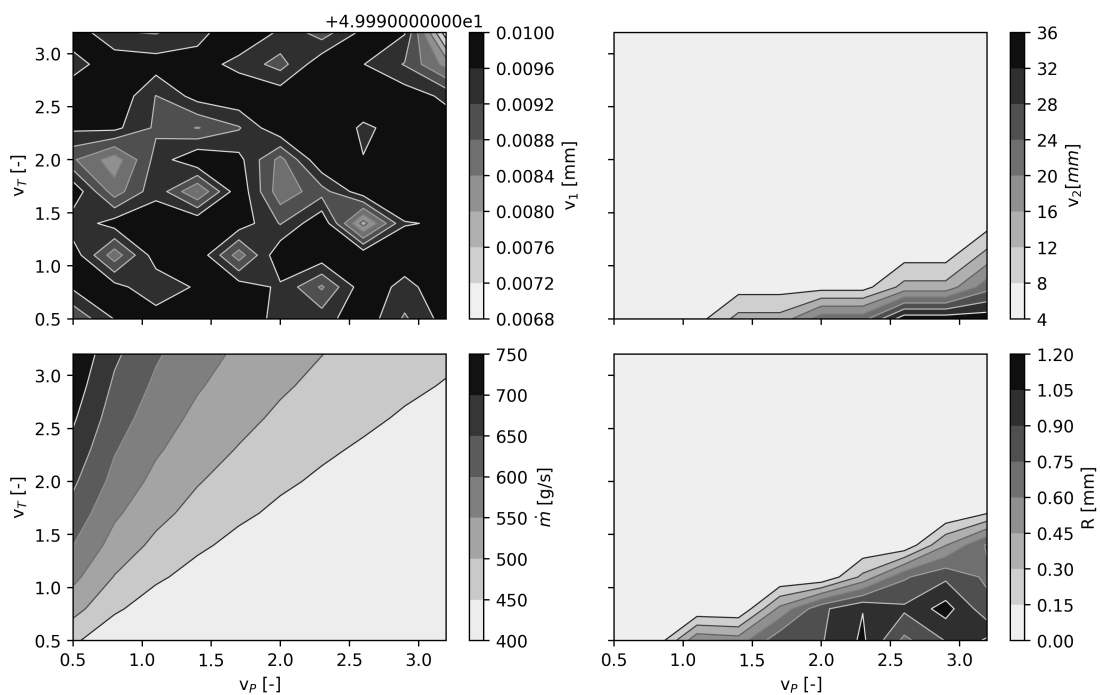
Při standardních omezeních, jeden váhový koeficient proměnný, druhý roven jedné



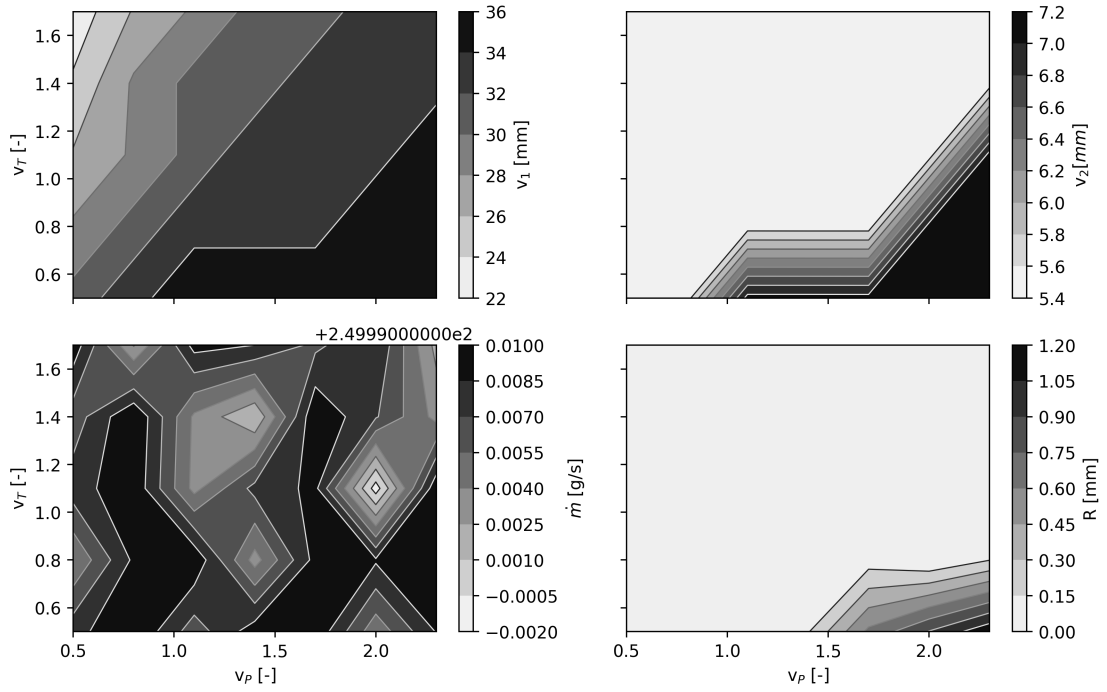
Při standardních omezeních



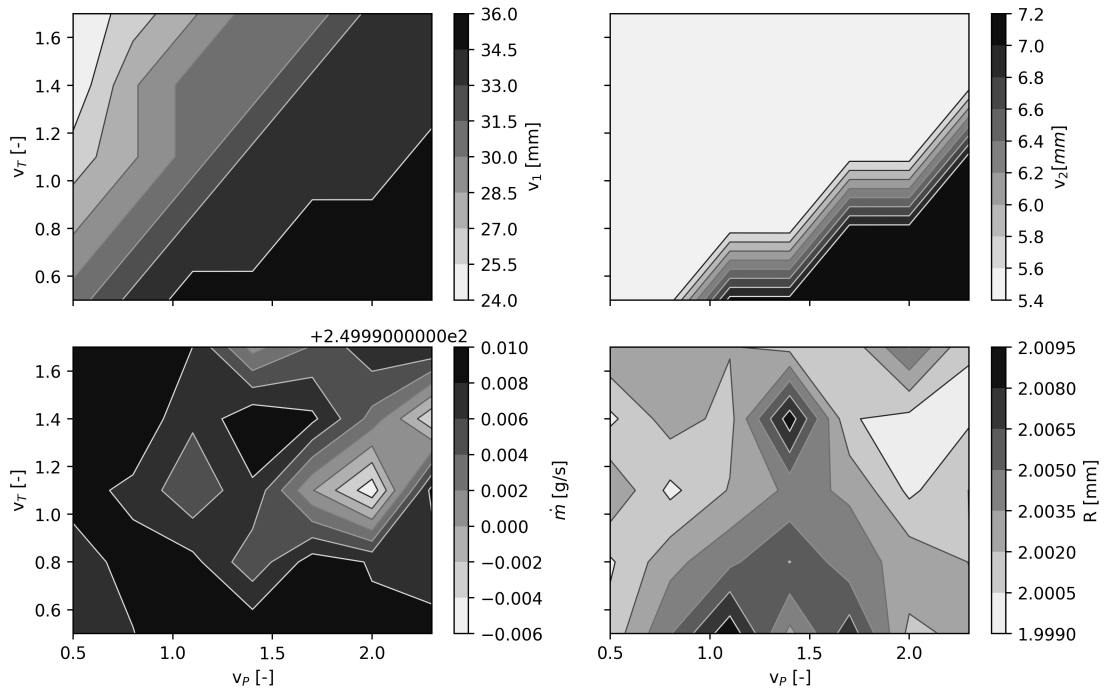
Pro $Re > 5000$



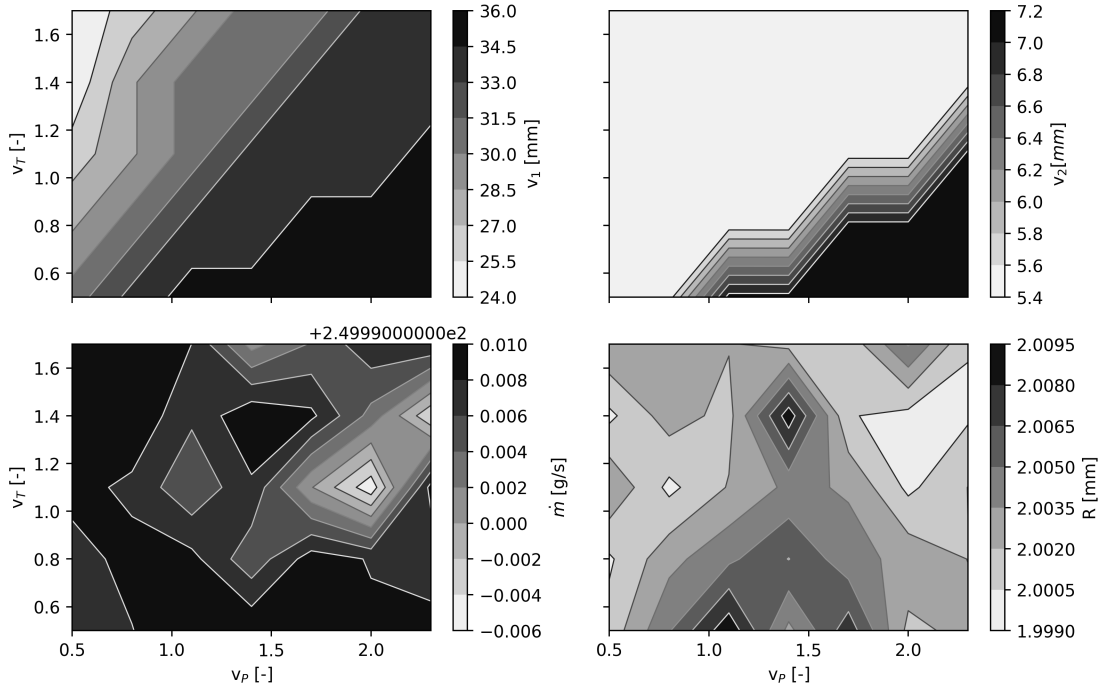
Pro $\dot{m} \leq 0.25$ kg/s



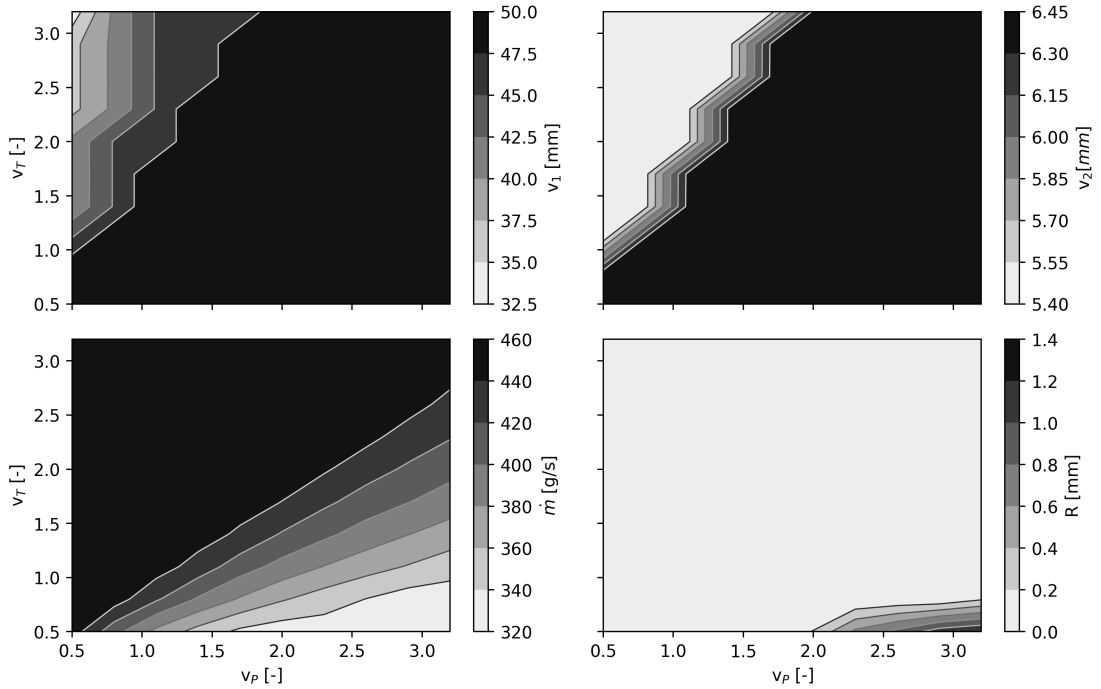
Pro $R \geq 2$ mm



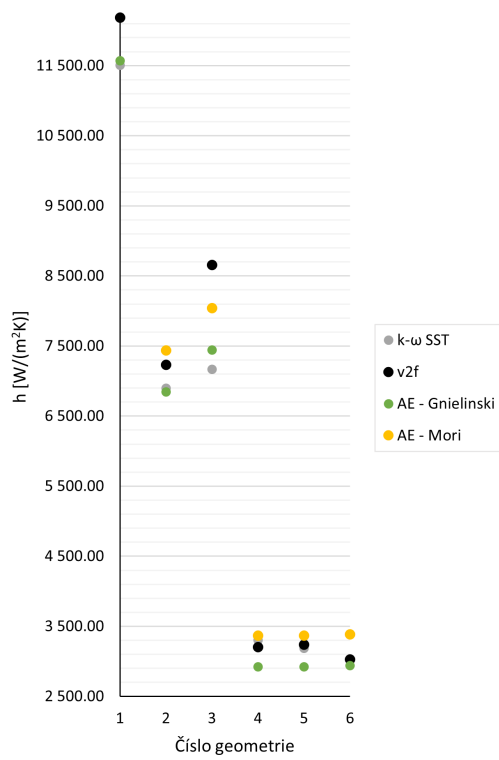
Pro $\dot{m} \leq 0.25 \text{ kg/s}$ a $R \geq 2 \text{ mm}$



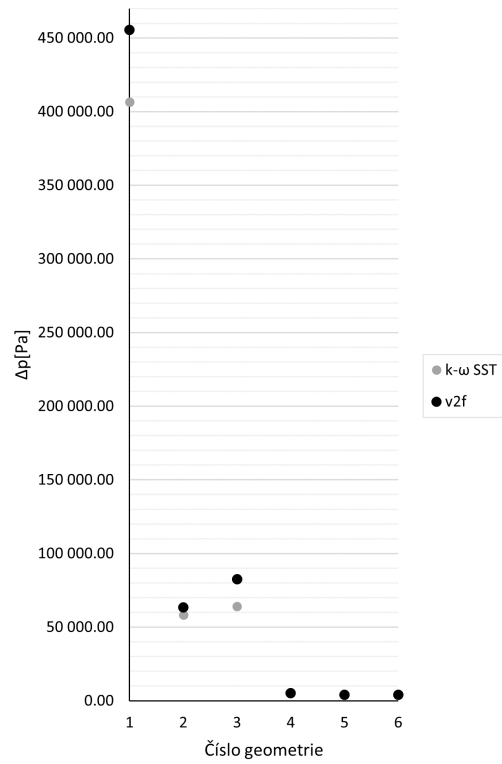
Pro $\dot{m} \leq 0.4 \text{ kg/s}$



F Ke kapitole 5



(a) A



(b) B

Průběh teplot po délce motoru v rovině procházející osou, vstupem a výstupem:

