

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

LABORATOŘ PŘENOSU TEPLA A PROUDĚNÍ

HEAT TRANSFER AND FLUID FLOW LABORATORY

VLIV NAPNUTÍ PŘÍČNĚ OBTÉKANÉHO FLEXIBILNÍHO SVAZKU DUTÝCH POLYMERNÍCH VLÁKEN NA TLAKOVÉ ZTRÁTY

EFFECT OF A TENSION ON PRESSURE DROP ACROSS THE FLEXIBLE BANK OF POLYMERIC HOLLOW **FIBRES IN CROSSFLOW**

TEZE DIZERTAČNÍ PRÁCE

DOCTORAL THESIS SUMMARY

AUTOR PRÁCE AUTHOR

Ing. TEREZA KROULÍKOVÁ

VEDOUCÍ PRÁCE SUPERVISOR

doc. Ing. MILAN HNÍZDIL, Ph.D.

BRNO 2022

Abstrakt

Tlakové ztráty jsou, stejně jako tepelný výkon, důležitým parametrem při návrhu tepelného výměníku. Od jejich velikosti se odvíjí také potřebný výkon čerpadla pro dané médium. Z minulého století se zachovalo několik empirických vztahů používaných pro výpočet tlakové ztráty svazku trubek, přes který proudí médium; tyto vztahy jsou ovšem založeny na měřeních prováděných na velkých tuhých trubkách, tudíž nezahrnují flexibilitu tenkých vláken, a hodnoty tlakové ztráty spočítané modelem tak nemusí odpovídat skutečnosti. Tato disertační práce se zabývá tlakovými ztrátami svazku dutých polymerních vláken obtékaných vzduchem, zejména vlivem napnutí takového svazku. Proto byly minimalizovány ostatní možné vlivy, jako je náhodné rozmístění vláken a rozdíly v jejich délce. Pro napínání výměníku tepla z dutých vláken za účelem měření tlakových ztrát bylo vyrobeno speciální zařízení. Byla provedena sada měření, analýza naměřených hodnot a porovnání s empirickými modely. V závěru práce jsou představeny dva návrhy modelu pro dvě geometrie, konkrétně pro výměníky s přesazeným designem a bezrozměrnými roztečemi 2×2 a 2×3 .

Klíčová slova

výměník tepla, dutá polymerní vlákna, tlakové ztráty, předpětí vláken, křížové proudění, flexibilní trubky

Summary

Pressure drop, such as the heat transfer rate, is an important parameter in heat exchanger design. Its values also determine the required pump performance for given medium. Several empirical relationships defined for calculating the pressure drop over a bank of tubes have been preserved from the last century; however, these relationships are based on measurements performed on large rigid tubes, thus, they do not include flexibility of thin fibres, and the pressure drop values calculated by the model might not reflect reality. This dissertation thesis discusses the air-side pressure drop of a bank of hollow polymer fibres, in particular, the effect of the tension in said fibers. Therefore, other possible effects of influence, such as random fiber pitches and fiber length differences, were minimized. A special device was made for tensioning the hollow fibre heat exchanger in order to measure the pressure drop. A set of measurements was performed, and the measured values were analysed and compared to two empirical models. At the end of the thesis, two model proposals for two geometries, namely for heat exchangers with a staggered design and dimensionless pitches of 2×2 and 2×3 .

Key words

heat exchanger, polymeric hollow fiber, pressure drop, pretension of fibers, crossflow, flexible tubes

Ráda bych poděkovala všem z Laboratoře přenosu tepla a proudění za úžasnou atmosféru a pomoc, které se mi dostávalo, kdykoli jsem ji během doktorského studia potřebovala. Hlavně bych chtěla poděkovat prof. Ing. Miroslavu Raudenskému, CSc. za možnost být součástí týmu vývoje tepelných výměníků z dutých vláken. Díky patří také mému školiteli Ing. Milanu Hnízdilovi, Ph.D. za vedení mé práce a starost o mé studium. Dále bych chtěla poděkovat zejména kolegům Tereze Kůdelové, Eriku Bartulimu, Ilyovi Austroskému a Janu Vančurovi za skvělou spolupráci a zkušenosti, které mi předali. Poděkování patří také mému nejmilejšímu Ondrovi za podporu a snídaně.

Ing. Tereza Kroulíková

Obsah

Úvod	6
1 Polymerní výměníky tepla z dutých vláken 1.1 Plášťové výměníky kapalina–kapalina 1.2 Svazkové výměníky 1.3 Obdélníkové výměníky kapalina–plyn	7 7 8 9
2 Tlakové ztráty obtékaného svazku trubek 2.1 Model Žukauskase 2.2 Model podle VDI - Heat atlas 2.3 Modely pro trubky s malým průměrem	11 12 12 14
 3 Tlakové ztráty polymerních výměníků tepla z dutých vláken 3.1 Porovnání s modelem VDI–HA 3.2 Porovnání s modelem pro malé průměry 3.3 Vliv náhodného rozmístění trubek 3.4 Chování flexibilních válců v příčném proudění 	15 15 17 19 19
4 Měření tlakových ztrát 4.1 Zařízení na natahování vláken 4.2 Popis měření 4.3 Varianty měření	21 22 22 23
5 Výsledky měření 5.1 RG021 – nenatahovaný výměník	25 25 26 26 29 30
6 Model tlakových ztrát výměníku tepla z dutých polymerních vláken 6.1 Model 1 - mocninný tvar	31 32 32 33
7 Závěr	35
Literatura	39

Úvod

Výměníky tepla se objevují nejen v mnoha inženýrských odvětvích a aplikacích, např. v energetickém a petrochemickém průmyslu, ale jsou rovněž součástí každodenního života. Denně se setkáváme s radiátory centrálních vytápění, chladiči motoru či chladiči klimatizací. V minulosti byly výměníky tepla vyráběny výhradně z kovu – zejména z oceli, mědi a hliníku. Jelikož v některých technologických oblastech je zapotřebí tepelných výměníků s chemickou odolností a nekorozivními vlastnostmi, bylo třeba hledat nové možnosti. Jako možné řešení se nabídl plast; plastový, případně obecněji polymerní, materiál nadto může poskytnout i několik dalších výhod: nižší cenu za jednotku hmotnosti, menší hustotu implikující nižší hmotnost výměníku, flexibilitu anebo lepší obrobitelnost. Nicméně jeho značnou nevýhodou pro použití v tepelných výměnících je nízká tepelná vodivost. Jedním ze způsobů, jak tento problém řešit, je použití tenkých stěn výměníků, čímž se sníží tepelný odpor.

V roce 2004 Zarkadas et al. představili vědeckému světu první výměníky tepla z dutých polymerních vláken ve svém článku *Polymeric hollow fiber heat exchangers: An alternative for lower temperature applications.* Výměníky se skládaly z několika polymerních trubiček s vnějším průměrem menším než 1 mm a stěnou tlustou pouhých 155 μ m. Dnešní výměníky tepla z dutých vláken se skládají i z více než tisíce takových vláken, a jejich použití se od oblastí vyžadujících čisté a nekorozivní materiály posouvá i do oblastí, kde je potřeba nízká hmotnost. Objevují se výměníky zamýšlené jako klimatizace budov či chladiče motoru.

Při návrhu výměníku tepla jsou, mimo tepelný výkon, důležitým aspektem také jeho tlakové ztráty. Tlakové ztráty totiž přímo souvisí s výkonem čerpadla či ventilátoru. V případě, že čerpané médium je plyn, je otázka tlakových ztrát ještě důležitější. Kvůli nízké hustotě je třecí síla na jednotku hmotnosti výrazně znásobena. Optimalizace výměníku pro aplikace vzduch-kapalina z hlediska tlakových ztrát je velmi důležitá, neboť může ušetřit energii a ekonomické prostředky. V případě chladiče motoru automobilu součinitel tlakové ztráty ovlivňuje množství protékaného vzduchu při dané rychlosti vozidla a přímo tak ovlivňuje tepelný výkon chladiče.

Pro odhad tlakových ztrát příčně obtékaného svazku trubek se používají empirické vztahy založené na měřeních užívající velké tuhé trubky, typické pro trubkové výměníky. Duté vlákno nejen, že je značně menší než řečená trubka, ale je také flexibilní, pročež se při obtékání chová jinak než tuhá trubka. Jejich flexibilita ovšem způsobuje tzv. vortex induced vibrations. Na tyto vibrace má vliv i napětí, jakým jsou flexibilní válce napínány. Tato disertační práce si bere za cíl: Vytvoření nebo zpřesnění modelu predikce tlakových ztrát příčně obtékaného flexibilního svazku dutých polymerních vláken pro různé úrovně napnutí a rychlosti proudění plynu.

1 | Polymerní výměníky tepla z dutých vláken

Tepelný výměník je zařízení určené k přenosu tepelné energie, sloužící k průběžné nebo přerušované výměně tepla pomocí proudících teplonosných médií [6]. Teplo je předáváno z teplého (topného) média do chladnějšího (ohřívaného). Výměníky tepla se používají v různých oblastech inženýství, například v oblasti procesní, energetické, ropné a dopravní, a dále v klimatizačních a chladicích systémech. Mezi běžné příklady denně používaných tepelných výměníků patří automobilové radiátory, kondenzátory, výparníky, předehřívače vzduchu, nebo olejové chladiče.

V roce 1965 představila firma DuPont první výměník z polymerního materiálu [13]. Tyto trubkové výměníky byly vyráběny z tenkostěnného polytetrafluoroethylenu (PTFE), spíše známého pod svým obchodním názvem Teflon. Výměník firmy DuPont tvořil svazek trubiček, který byl na svém konci spojen do pevné koncovky. Tento design navíc eliminoval potřebu trubkovnice. Díky odolnosti PTFE vůči korozi, oxidaci a zanášení byl tento výměník použit pro chlazení kyselin v několika závodech firmy DuPont. Plastové trubky o průměrech od 2 do 6 mm měly tloušťku stěny 5–15 % průměru trubky. Součinitel prostupu tepla DuPontových výměníků dosahoval 34 W·m⁻²·K⁻¹ pro výměník voda–vzduch a 560 W·m⁻²·K⁻¹ pro výměník voda–voda.

Nevýhodou polymerů, jsou-li použity pro konstrukci výměníků tepla, je jejich nízká tepelná vodivost; $0,1-0,4 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ v případě čistých polymerů, zatímco tepelná vodivost kovových materiálů běžně dosahuje 200–300 W·m⁻¹·K⁻¹ [14]. Tepelná vodivost polymerů může být zvýšena použitím různých plniv, jako jsou částečky kovů (hliníku, mědi, niklu, stříbra aj.), plniva na bázi uhlíku nebo na bázi keramiky [17]. Další možností je zmenšit tepelný odpor zeslabením teplosměnné stěny, kterou je například duté vlákno.

1.1 Plášťové výměníky kapalina–kapalina

Zarkadas [40] představil první tři plášťové tepelné výměníky z neporézních dutých vláken. V této studii byly testovány tři výměníky vyrobené z polypropylenových dutých vláken. Použité vlákno mělo vnější průměr 575 μ m a vnitřní průměr 420 μ m. V každém výměníku byl pouze malý počet vláken – dva tepelné výměníky měly 35 vláken a zbývající pouze 9. Jako teplosměnné médium v kapilárách byla použita destilovaná voda nebo denaturovaný alkohol. V plášti pak proudil 33% roztok ethyleneglykolu, nebo kohoutková voda. Pro experimenty v aplikaci voda–voda dosáhly výměníky součinitele prostupu tepla 647–1314 W·m⁻²·K⁻¹ a pro aplikaci etanol–voda pak 414–642 W·m⁻²·K⁻¹.

Šest let po přecházejícím článku byla publikována studie [35], která byla zaměřena na možné použití PHFHE v odsolovacím průmyslu. Pro výzkum byla zvolena teplosměnná média, která jsou častá právě v tomto odvětví – roztok soli a pára. Chladící médium pak byla studená voda. První část testů proběhla za použití horkého roztoku soli (4% NaCl 80–98 °C) a studené vody (18–25 °C), druhá část testů pak využívala páru (101–103 °C) a studenou vodu (8–25 °C). Experimentům byly podrobeny tři laboratorní výměníky z polypropylenu, zkr. PP (70, 200

a 400 vláken), které měly křížové uspořádání, a tři velké moduly z PP (950, 950 a 2750 vláken) souproudého uspořádání, dodané komerčním dodavatelem obdobných membránových modulů. Součinitel prostupu tepla dosáhl až 2000 W·m⁻²·K⁻¹, což téměř dosahuje limitní hranice 2660 W·m⁻²·K⁻¹, dané tloušťkou stěny.

Mezi studiemi, které kombinují duté vlákno s materiálem se zvýšenou tepelnou vodivostí, lze uvést [29], v níž byl pro výrobu dutého vlákna použit polypropylen s příměsí grafitových částic. Byly zkoumány čtyři výměníky s následujícími parametry: 290 vláken o vnějším průměru 734 μ m a délce 28 cm (jednotlivé výměníky se lišily, tento rozdíl je ovšem v řádu jednotek a zcela zanedbatelný). Výměník vyrobený s 15% příměsí grafitu dosáhl součinitele prostupu tepla 1228,7 W·m⁻²·K⁻¹, zatímco totožný výměník vyrobený z čistého polypropylenu při stejných podmínkách dosáhl zhruba poloviční hodnoty – okolo 600 W·m⁻²·K⁻¹.

Další studie [36] se pak zaměřuje na přenos tepla – jak s fázovou přeměnou, tak bez ní – ve výměníku z dutých polymerních vláken z nového materiálu, konkrétně polyvinylidenfluorid (PVDF). Tento nový materiál byl testován pro použití v odsolování.

Ve své dizertační práci [7] a studii [8] Bartuli představil nový design teplosměnné plochy plášťového výměníku. Vlákna nejsou uspořádána paralelně k sobě, ale jsou pomocí modifikovaného zařízení X-Winder¹ navíjeny tak, aby jednotlivé vrstvy vláken svíraly úhel 20–30° s osou výměníku. Součinitel prostupu tepla pro křižmo kladená vlákna (22,5°) výměníku byl šestkrát vyšší než pro rovně kladený výměník.

1.2 Svazkové výměníky

Výhoda svazkových výměníků tkví v jednoduché a rychlé výrobě. Použití rovných vláken je ovšem komplikováno jejich tendencí se shlukovat k sobě, což může zapříčinit vznik bypassů. Metoda separace svazků polymerních dutých vláken zvaná chaotizace je popsána v [30]. Každé vlákno je formováno buď pomocí tepla, pak se svazky většinou nazývají semichaotické, nebo pomocí natahování a termální fixace, čímž získá každé vlákno svůj jedinečný, chaotizovaný, tvar. Dotek vláken pak není plošný, ale pouze bodový. Pro porovnání byly zhotoveny dva polypropylenové svazky s 440 vlákny o délce 700 mm, o vnějším průměru vlákna 0,65 mm a tloušťce stěny 0,05 mm – jeden chaotizovaný a jeden nechaotizovaný. Všechny ostatní parametry měření byly shodné. Oba výměníky byly umístěny do PVC pláště, aby simulovaly protiproudý plášťový výměník. Skrz plášť byl foukán teplý vzduch, zatímco ve vláknech proudila studená kohoutková voda. Rovný svazek dosáhl hodnoty výkonu 214 W a součinitele prostupu tepla 26,2 W·m⁻²·K⁻¹, zatímco chaotizovaný dosáhl hodnot 585 W a 96,5 W·m⁻²·K⁻¹, tedy více než dvojnásobek.

Na chaotizovaných teplosměnných plochách byla provedena jedna z mála studií o zanášení PHFHE [4]. V této studii byly provedeny dva experimenty: jeden s odpadovou vodou po sprchování, druhý s odpadní vodou v prádelně. V prvním případě se vliv zanášení na součinitel prostupu tepla téměř neprojevil. V druhém případě pak po 35 dnech experimentu klesl součinitel prostupu tepla na méně než polovinu. Příčinou bylo zanášení pevnými částicemi a bakteriemi (biozanášení).

Chaotizované výměníky lze dobře použít pro přirozenou konvekci jako např. V [37], kde byly tři chaotizované svazky použity jako ponorný chladič nádrže s vodou. Dva tyto chladiče s vnějším průměrem vlákna 0,8 mm dosáhly výkonu až 17,7 kW. Poslední chladič s vnějším průměrem vlákna 0,54 mm pak dosáhl výkonu až 22,7 kW.

¹Jedná se o menší verzi strojů určených k navíjení filamentu, které byly vynalezeny během šedesátých let minulého století. Obvykle mohou tato zařízení dosahovat i velikosti autobusu a slouží k navíjení částí letadel nebo raket. X-Winder je malá stolní verze tohoto zařízení, která se využívá k navíjení malých tlakových nádob [7].

1.3 Obdélníkové výměníky kapalina–plyn

Studie [2] představila nový typ tepelného výměníku z dutých polymerních vláken – obdélníkový výměník určený pro přenos tepla mezi kapalinou a plynem. Teplosměnná plocha byla zhotovena z polymerních vláken, která byla protkána textilní osnovou, jak lze pozorovat na obrázku 1.1a. Tato studie srovnává dva výše popsané výměníky s tepelným výměníkem tvořeným kovovými trubičkami. Vzhledem k tomu, že limitní tepelný odpor pro tepelné výměníky kapalina–plyn je tepelný odpor na straně vzduchu, polymerní tepelné výměníky z dutých vláken lze v této oblasti velmi dobře uplatnit. S klesajícím průměrem vlákna roste jeho součinitel přestupu tepla na vnější straně (na stranně plynu).

Článek [21] představil PHFHE jako alternativu k hliníkovému chladiči motoru. Použití v automobilu odpovídala teplosměnná média, kterými jsou vzduch–voda/ethylenglykol, s křížovým prouděním. Jsou zde vzájemně porovnány dva PHFHE podobných parametrů a konvenční hliníkový chladič. PHFHE vyrobené z vláken o průměru 0,6 a 0,8 mm s teplosměnnou plochou 0,06 a 0,053 m² dosáhly při rychlostech vzduchu 1–10 m·s⁻¹ výkonu 2,35–10 kW na teplotním spádu 40 °C. Jako horké médium (60 °C) byla použita směs ethylenglykolu a vody, na vnější straně vláken pak proudil vzduch o teplotě 20 °C. Koeficient prostupu tepla dosáhl hodnoty 335 W·m⁻²·K⁻¹. Zatímco výkony PHFHE byly srovnatelné s konvenčním hliníkovým chladičem, tlakové ztráty na straně vzduchu byly vyšší.



(a) Tkaná teplosměnná plocha

(b) Pravidelná teplosměnná plocha

Obrázek 1.1: Výměníky s pravidelnou strukturou pro aplikace kapalina-plyn

Mimo zmíněných tkaných teplosměnných ploch existují i výměníky, jejichž vlákna jsou fixována pouze na konci, viz obrázek 1.1b. Takovéto výměníky jsou vhodné například pro kondenzaci na vnějším povrchu výměníku [11]. Absence textilního protkání umožňuje zkondenzované kapalině stékat po teplosměnné ploše a rychle tak odvádět kondenzát i teplo.

Pro kondenzátory z polymerních dutých vláken je také vhodné znát smáčivost jejich povrchů, kterou se zabývala [12]. Tvorba kapek na povrchu vlákna může zvyšovat tepelný odpor. Je tedy žádoucí, aby kapka kondenzátu byla odstraněna z teplosměnného povrchu co nejrychleji. Studie pak porovnává kontaktní úhly pro jednotlivé materiály vláken a jejich povrchovou úpravu.

Ve studii [31], je PHFHE použit také jako kondenzátor. V kouřovodu spalovacího kotle byly umístěny tři výměníky s polyamidovými vlákny, na kterých kondenzovaly spaliny. Zkondenzovaná voda omývala i prachové částice z výměníku, což přispívalo k prevenci jeho zanášení.

Zanášením obdélníkových výměníků s křížovým prouděním se pak zabývá [3]. Experiment

byl proveden s testovacím prachem ASHRAE 52.1, který představuje typické podmínky pro HVAC aplikace a automobilové chladiče. Pro měření byl použit výměník s tkanou teplosměnnou plochou s hustým textilním protkáním. Toto textilní protkání iniciovalo zanášení a mělo tak největší vliv na vzrůst tlakové ztráty. Zanášení se ukázalo jako nelineární, a to jak v čase, tak s množstvím vstřikovaného prachu. Na začátku roste velmi pomalu, bez efektu na přenos tepla a tlakovou ztrátu, ovšem při hodnotě vstřikovaného prachu 800 g·m⁻² dochází k nárůstu tlakové ztráty na straně vzduchu a snižování tepelného výkonu. Při hodnotě 8000 g·m⁻² je pak tlaková ztráta dvojnásobná a tepelný výkon o 1 kW nižší. Snížení přenosu tepla a zvýšení tlakové ztráty bylo způsobeno zejména zacpáváním frontální plochy. Hladký povrch polymeru ovšem vykazuje výrazně lepší výsledky než klasické kovové výměníky. V porovnání s žebrovaným výměníkem PHFHE vykazoval 50% nárůst tlakové ztráty po třikrát větším množství vstřikovaného prachu.

Článek [22] ukazuje na značnou odchylku měřených hodnot tlakových ztrát na straně vzduchu od těch, které jsou estimované tradičním empirickým modelem. Toto je ukázáno na dvou výměnících s různým průměrem vlákna. Naměřené tlakové ztráty jsou až o 400 % vyšší než ty předpokládané modelem. Tyto vysoké rozdíly jsou zejména v nízkých rychlostech proudění a s nárůstem rychlosti vzduchu klesají, ovšem stále jsou o asi 120 % vyšší než model. Studie ukazuje, že tlakové ztráty PHFHE nebyly nikdy analyzovány a pro jejich návrh tak chybí zásadní informace.

Automobilový chladič z dutých polymerních vláken ve skutečné velikosti, tedy v rozměrech srovnatelných s originálním hliníkovým, je porovnán s komerčním hliníkovým chladičem na základě tepelného výkonu a tlakových ztrát v článku [24]. Zatímco tepelný výkon je u PHFHE vyšší než u komerčního hliníkového chladiče, tlakové ztráty na straně vzduchu jsou značně vyšší, a to až šestinásobně. Jakkoli vysoce nepoužitelné se to může zdát, v kombinaci s vyšším výkonem chladiče se může jednat o výhodu. Ukazuje se, že vyšší tlaková ztráta přispívá ke snížení emisí CO_2 [16,25]. V případě uvedeného PHFHE by tato úspora činila až 2 g na 100 km. Zároveň je zachován dostatečný průtok vzduchu skrze motorový prostor a tím i tepelný výkon.

Tepelný výkon pěti křížových výměníků s chaotizovanou teplosměnnou plochou o různém počtu vláken byl zkoumán v [23]. Vzhledem k tomu, že jednotlivá chaotizovaná vlákna svírají s proudem různé úhly, a to dokonce po své délce, nejedná se tak o typický křížový výměník, kde trubky a proud jsou na sebe kolmé. Měřené hodnoty tepelného výkonu jsou tak porovnány se známými vztahy pro křížové proudění i pro šikmé proudění pod úhlem 30° a 60° a pro virtuální výměník s rovnými vlákny se stejnou teplosměnnou plochou. Právě model virtuálního výměníku odpovídá velmi dobře naměřeným hodnotám; rozdíl mezi chaotizovanými a rovnými vlákny se tak zdá pro aplikaci vzduch–voda zanedbatelný.

Studie kombinující experimentální a numerický přístup [10], se zabývala optimalizací geometrie výměníku pro stropní chladící jednotku, fungující na přirozené konvekci. Pro bezrozměrnou rozteč (rozteč/průměr vlákna) bylo jako optimum nalezeno 6,9 pro horizontální rozteč a 1,3 pro vertikální rozteč. Tepelný výkon je zhruba čtyřikrát citlivější na horizontální rozteč než na vertikální rozteč. Optimální rozteč závisí na šířce výměníku téměř neznatelně.

2 | Tlakové ztráty obtékaného svazku trubek

Tlakové ztráty jsou definovány jako rozdíl v celkovém tlaku mezi dvěma body potrubí [18]. Tento rozdíl je způsoben třením o povrch průtočného kanálu a obtékaných těles i tření uvnitř tekutiny. Třením ztrácí tekutina kinetickou energii a aby protekla kanálem požadovanou rychlostí, musí nabývat kinetickou energii na úkor tlakové energie poklesem tlaku na druhé straně kanálu. Třením vzniká třecí teplo, jde o nevratnou změnou mechanické práce na teplo.

Tlakové ztráty dělíme na ztráty třením a místní ztráty. Tlakové ztráty třením, také někdy zvané délkové, lze vypočítat pomocí Darcy-Weisbachovy rovnice:

$$\Delta p = \xi \frac{\rho v_{max}^2}{2},\tag{2.1}$$

kde ξ je ztrátový součinitel, v střední rychlost proudění a ρ je hustota tekutiny. Z této rovnice plyne, že tlaková ztráta je podílem z dynamického tlaku. Tento podíl je právě ztrátový součinitel. Pro kanály o stálém průřezu se používají polo-empirické vztahy. Ztrátový součinitel je pak závislý na délce potrubí, typu proudění a drsnosti stěn.

Místní tlakové ztráty bývají větší než délkové. Při průtoku potrubními prvky, jako jsou armatury, filtry, sítě nebo třeba právě příčně umístěné trubky, dochází i ke změně tvaru průtočného kanálu či změně směru proudění. Pro místní odpor lze vypočítat tlakovou ztrátu také podle Darcy-Weisbachovy rovnice. Pří výpočtu tlakové ztráty místního odporu se vychází ze střední rychlosti proudu před prvkem a ze ztrátového součinitele (také nazýván součinitel tlakové ztráty) příslušného prvku. U jednoduchých prvků lze ztrátový součinitel vypočítat, u složitějších prvků pak přichází na řadu empirické vztahy založené na měřeních.

V minulosti bylo vytvořeno několik empirických vztahů pro výpočet tlakové ztráty proudu obtékající svazek trubek. Ne vždy tyto vztahy kopírují tvar Darcy-Weisbachovy rovnice. Ve většině těchto modelů je tlaková ztráta funkcí rychlosti toku tekutiny, hustoty tekutiny, geometrie a ztrátového součinitele, který dále závisí na parametrech trubek a také na Reynoldsově čísle.

Výměníky tvořené trubkami mohou mít v základu dvě uspořádání trubek, a to za sebou (inline) a přesazený, viz obrázek 2.1. Tato uspořádání jsou charakterizována poměrem příčné, podélné a diagonální rozteče vůči průměru trubek:

$$a = \frac{S_T}{d_o},\tag{2.2}$$

$$b = \frac{S_L}{d_o},\tag{2.3}$$

$$c = \frac{S_D}{d_o} \sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 + b^2},\tag{2.4}$$

kde S_T, S_L a S_D jsou rozteče mezi trubkami příčně na proud (transversal), podélně s proudem (longitudinal) a uhlopříčně (diagonal), viz obrázek 2.1.



Obrázek 2.1: Schéma uspořádání svazku trubek

Reynoldsovo číslo pro výpočet tlakových ztrát se nejčastěji počítá z rychlosti v nejužším průřezu v_{max} a vnějšího průměru trubky d_o :

$$\operatorname{Re}_{d,max} = \frac{v_{max} d_o \rho}{\mu},\tag{2.5}$$

kde ρ je hustota kapaliny obtékající svazek, μ její (dynamická) viskozita a rychlost v_{max} můžeme vypočítat následovně:

$$v_{max} = \frac{a}{a-1}v$$
, pro uspořádání za sebou anebo přesazené, kde $b \ge \frac{1}{2}\sqrt{2a+1}$ (2.6)

$$v_{max} = \frac{a}{2(c-1)}v$$
, pro přesazené uspořádání kde $b < \frac{1}{2}\sqrt{2a+1}$. (2.7)

2.1 Model Žukauskase

Jednou z nejrozsáhlejších prací na tlakové ztráty i přenos tepla svazku trubek byla studie prováděná na Litevské akademii věd. Žukauskas následně publikoval několik článků i kapitol v knihách. Jeho model lze dodnes najít i v učebnicích a příručkách [9,19].

Tlakové ztráty dle Žukauskase jsou dány vztahem:

$$\Delta p = \frac{\xi}{\chi} \chi n_r \frac{\rho v_{max}^2}{2},\tag{2.8}$$

kde ξ je součinitel odporu (v původních Žukauskasových textech označován jako Eu - Eulerovo číslo), χ je korekční součinitel, v_{max} je střední rychlost v nejmenším průřezu, n je počet řad trubek. Člen ξ je často označován jako f, viz [9]. Součinitelé ξ a χ se určují z grafů.

Předpoklady pro použití rovnice (2.8) jsou více než 9 řad svazku a isotermální podmínky. Pro neisotermální tok, kdy jsou fyzikální vlastnosti evaluovány pro střední hodnotu teploty, je třeba přidat korekční faktor [19].

2.2 Model podle VDI - Heat atlas

Další model, podle kterého lze predikovat tlakové ztráty, je uveden v [1]. Výhodou tohoto modelu, na rozdíl od Žukaského, je, že všechny koeficienty jsou zadány explicitními vztahy, lze je tedy

velmi dobře implementovat do počítačového programu.

Předkládané vztahy jsou založeny na experimentálních měřeních, která pokrývají následující rozsahy Reynoldsova čísla: $1 \leq \text{Re} \leq 3 \cdot 10^5$; počet řad použitých svazků byl alespoň 5. Svazky měly nejčastější poměry roztečí konvenčních výměníků tepla. Měření s vysokými Reynoldsovými čísly byla vždy prováděna tak, aby rychlost toku byla i v nejužším místě průřezu menší než rychlost zvuku, detailněji viz [1].

Tlaková ztráta se počítá podle vztahu:

$$\Delta p = \xi n_{mr} \frac{\rho v_{max}^2}{2},\tag{2.9}$$

kde ξ je součinitel odporu, n_{mr} počet výpočtových řad trubek (ne vždy je shodný s reálným počtem řad trubek), v_{max} rychlost v nejužším průřezu a ρ je hustota tekutiny.

Ideální svazek trubek

Za ideální svazek trubek považujeme následující: počet řad trubek je $n_r \ge 10$, počet trubek v řadě je víc než 10, poměr délky a průměru je víc než 10, fyzikální vlastnosti tekutiny jsou nezávislé na teplotě, rychlost tekutiny ve volném průřezu na vstupu svazku je uniformní a kolmá na průřez a povrch trubky je hladký.

Koeficient ξ počítáme následovně pomocí rovnice v následujícím tvaru:

$$\xi = \xi_{lam} + \xi_{turb} F_v, \tag{2.10}$$

kde jednotlivé koeficienty se liší pro strukturu za sebou nebo přesazenou. Protože tato práce se zabývá výměníky s přesazenou strukturou, jsou uvedeny koeficienty pro přesazenou strukturu:

$$F_v = 1 - \exp\left(-\frac{\text{Re}_{d,max} + 200}{1000}\right),$$
(2.11)

$$\xi_{lam} = \frac{f_{a,l,v}}{\operatorname{Re}_{d,max}},\tag{2.12}$$

$$f_{a,l,v} = \frac{280\pi \left(\left(b^{0,5} - 0, 6 \right)^2 \right)}{(4ab - \pi) a^{1,6}}, \quad \text{pro } b \ge 0, 5\sqrt{2a + 1}$$

$$(2.13)$$

$$f_{a,l,v} = \frac{280\pi \left(\left(b^{0,5} - 0, 6 \right)^2 \right)}{(4ab - \pi) c^{1,6}}, \quad \text{pro } b < 0, 5\sqrt{2a + 1}$$
(2.14)

$$\xi_{turb} = \frac{f_{a,t,v}}{\text{Re}_{d,max}^{0,25}},$$
(2.15)

 \mathbf{a}

$$f_{a,t,v} = 2,5 + \left(\frac{1,2}{(a-0,85)^{1,08}}\right) + 0,4\left(\frac{b}{a}-1\right)^3 - 0,01\left(\frac{a}{b}-1\right)^3,$$
(2.16)

kde c lze spočítat také jako:

$$c = \left(\left(\frac{a}{2}\right)^2 + b^2\right)^{0.5}.$$
 (2.17)

Pro případ přesazeného uspořádání, kde platí $b < \frac{1}{2}\sqrt{2a+1}$ je $n_{mr} = n_r - 1$.

Pro odchylky od ideálního svazku a podmínek používáme korekční faktory. Důležitými faktory jsou teplotně závislé fyzikální veličiny a malý počet trubek, které lze nalézt v [1], stejně jako koeficienty pro uspořádání za sebou.

2.3 Modely pro trubky s malým průměrem

Se zlepšením výroby a možností využití tzv. mikrotrubiček se zkoumání tlakových ztrát dotklo i malých průměrů. Ve článku [5] je zmíněno, že většina experimentů pro modely tlakových ztrát svazku trubek byla naměřena před rokem 1980 a lze tedy předpokládat, že průměry použitých trubek byly spíše větší. Dále zmiňuje, že tyto rovnice nadhodnocují hodnotu tlakové ztráty. Pro stanovení nového modelu využili CFD simulace pro svazek trubek v přesazeném designu. Průměr trubek se pohyboval od 0,5 mm do 2 mm. Počet řad se pohyboval od 2 do 40, rozteče od 1,2 mm do 4,0 a rychlost vzduchu od 0,5 do 7,0 m/s.

Výsledný model pak počítá tlakové ztráty následujícím způsobem:

$$\Delta p = \frac{(\rho_{avg} v_{max})^2}{2\rho_{in}} \left[f \frac{A_o}{A_{free}} \frac{\rho_{in}}{\rho_{avg}} + \left(1 - \sigma^2\right) \left(1 - \frac{\rho_{in}}{\rho_{out}}\right) \right],\tag{2.18}$$

kde ρ_{avg} , ρ_{in} a ρ_{out} jsou hustoty obtékané tekutiny při průměrné teplotě proudu, před výměníkem a za výměníkem. Dále v_{max} značí rychlost v nejužším průřezu, A_o je celkový povrch trubiček, A_{free} obsah nejmenšího průřezu, kde může tekutina proudit a σ je poměr volného průřezu a celkového (frontálního) průřezu A_{free}/A_{fr} . Součinitel tření f se spočítá pomocí:

$$f = c_1 \operatorname{Re}_{d,max}^{p_1} \left(\frac{S_L}{S_T}\right)^{p_2} \left(\frac{S_L}{d_o}\right)^{p_3} \left(\frac{S_T}{d_o}\right)^{p_4} n^{c_2},$$
(2.19)

kde jednotlivé koeficienty získáme z:

$$p_1 = c_3 + \frac{c_4 n}{\ln(\text{Re}_{d,max})} + c_5 \ln\left(n\left(\frac{S_T}{d_o}\right)^{c_6}\right), \qquad (2.20)$$

$$p_2 = c_7 + \frac{c_8}{\ln\left(\operatorname{Re}_{d,max}\right)} \left(\frac{S_L}{d_o}\right)_{c_9},\tag{2.21}$$

$$p_3 = c_{10} + \frac{c_{11}n}{\ln\left(\text{Re}_{d,max}\right)},\tag{2.22}$$

$$p_4 = c_{12} + c_{13} \ln\left(\frac{\text{Re}_{d,max}}{n}\right).$$
 (2.23)

Koeficienty c_x jsou pak dány tabulkou na základě počtu řad $\boldsymbol{n}.$

3 | Tlakové ztráty polymerních výměníků tepla z dutých vláken

V této kapitole se podíváme, jak dobře vztahy z předchozí kapitoly odhadují tlakovou ztrátu pro polymerní výměníky tepla z dutých vláken. Za roky zkoumání polymerních výměníků tepla z dutých vláken se v Laboratoři přenosu tepla a proudění nasbíraly výsledky měření tepelného výkonu téměř dvou desítek křížových výměníků pro aplikaci kapalina–plyn. Některá tato měření již byla publikována: [21, 24, 28]. Většina je však nepublikovaná. Vybrané výměníky z těchto měření byly porovnány s modelem VDI–HA, který je z hlediska použití nejlepší pro výpočet. Byly použity empirické vztahy pro přesazenou strukturu. Dále také byly naměřené hodnoty porovnány s modelem pro malé trubky podle rovnice (2.18).

3.1 Porovnání s modelem VDI–HA

Porovnání naměřených hodnot a hodnot spočtených model VDI–HA je znázorněno na několika následujících obrázcích. Výměníky jsou rozděleny do dvou kategorií, podle toho, jaký způsobem jsou zhotoveny. První jsou vyrobené z tzv. rohoží. Vlákna jsou nejprve setkána textilní osnovou. Tato tkanina je nastříhána na kratší kousky. Rohože jsou dávány po dvou mezi rámečky ze sklotextitu. Na krajích, kde zapadnout vlákna mezi sebe, je výměník hustší než uprostřed, kde jsou jednotlivé vrstvy (rohože) separovány křižmo protkanou trubičkou. Tím že jsou trubičky u krajů výměníku více u sebe dochází k nárůstu tlakové ztráty. Zatímco pro výpočet se z modelu předpokládá standardní struktura, stejné roztoče po celé délce vlákna.

Výměník vyrobený z rohoží můžeme vidět na obrázku 3.1, výměník RG019, který byl navržen jako alternativa hliníkového žebrovaného chladiče pro formuli student na VUT [28]. Porovnávat pak budeme pět výměníků.



Obrázek 3.1: Tepelný výměník RG019 vyrobený z tkaných rohoží

Porovnání pro rohožové výměníky pak ukazuje obrázek 3.2. V ideálním případě, pokud model zcela odpovídá skutečnosti, hodnoty leží na plné černé diagonální čáře. V případě, že model podhodnocuje, pak leží hodnoty pod touto čáru, v případě, že jsou spočtené hodnoty nadhodnocené, pak body leží nad diagonální čárou. Přerušované čáry vyznačují, 100% rozdíl mezi změřenými a modelovými hodnotami. Model VDI-HA pro rohožové výměníky značně podhodnocuje, naměřené hodnoty byly i o více jak 100 % vyšší než spočtené modelem.



Obrázek 3.2: Porovnání změřených tlakových ztrát a tlakových ztrát vypočtených dle modelu VDI–HA, plná černá čára odpovídá situaci, kdy model a naměřené hodnoty souhlasí, přerušovaná odpovídá 100% odchylce

U výměníků RG019, RG014 i RG012 si můžeme také všimnout, že pro skoro stejnou hodnotu modelu máme různé hodnoty z experimentu. Rozdíl mezi těmito body je v průtoku média ve vláknech. Čím rychleji protéká médium ve vláknech, tím je teplota stěny vlákna vyšší. Zatímco model tlakovou ztrátu snižuje oproti případu bez přestupu tepla, pro tyto tři tepelné výměníky je to opačně. Například pro výměník RG014 model sníží tlakovou ztrátu pro průtok 60 l·min⁻¹ o 10 Pa vůči tlakové ztrátě při 15 l·min⁻¹ (obojí pro rychlost vzduchu 4 m·s⁻¹). Reálně se tlaková ztráta navýšila o téměř 100 Pa.

Druhou skupinou výměníků jsou výměníky, které mají po celé délce vláken stejnou rozteč. Tyto výměníky jsou vyráběny navíjením na rám (např. ze sklotextitu), skládáním vrstev vláken na sebe oddělených prokladem nebo provlékáním vláken do provrtaných otvorů v přírubě. Jeden takový můžeme vidět na obrázku 3.3.

Na obrázku 3.4 vidíme porovnání měřených tlakových ztrát a modelu pro výměníky, které mají rozteč mezi vlákny po celé délce stejnou. Výměníky jsou rozděleny pouze podle rozsahu tlakových ztrát, aby nezanikly ty, které jsou měřeny v menším rozsahu rychlostí vzduchu (PA01–PA05). Těchto devět výměníků už odpovídá geometricky požadavkům modelů. V tomto případě vidíme, že pro některé výměníky se model tlakovou ztrátu podhodnocuje, i když ne tolik jako v případě rohožových výměníků, zároveň pro některé výměníky nadhodnocuje. Zde je třeba připomenout, že počítáme s modelem pro přesazenou strukturu. Při porovnání s variantou pro strukturu za sebou, ve většině případů bude model podhodnocovat.

Z obrázku 3.4 je pak vidět, že výměník RG021 vykazuje stejné chování, jako rohožové výměníky, tj. tlaková ztráta na vzduchu roste s průtokem ve vláknech. Z této sady měření, je to jediný výměník, který byl měřen pro více průtoků.



Obrázek 3.3: Tepelný výměník PP-3 z dutých vláken se stejnou roztečí po celé délce vláken



Obrázek 3.4: Porovnání změřených tlakových ztrát a tlakových ztrát vypočtených dle modelu VDI–HA, nahoře výměníky s tlakovými ztrátami do 130 Pa, dole ostatní

3.2 Porovnání s modelem pro malé průměry

Druhý model vůči, kterému byly naměřené hodnoty porovnány je návrh ze studie [5] zmíněné výše. Tato studie bere v potaz malé průměry, konkrétně je model odvozen z hodnot tlakových ztrát pro trubičky o průměru 0,5 až 2 mm. Výsledek porovnání je na obrázku 3.5. Na něm můžeme vidět, že odhad modelem pro malé průměry je lepší než v případě předchozího modelu. Zejména pro výměník RG019 dosahuje velmi dobré shody s naměřenými hodnotami. U výměníků RG010 a RG009 pak není odchylka až tak vysoká. Konkrétně je zde odchylka do 30 %. Pro výměník RG014 ovšem model tlakovou ztrátu velmi výrazně nadhodnotil, dokonce téměř 6krát. Tento výměník má největší počet řad, konkrétně 34 řad. Model upravuje koeficienty podle počtu řad, a to až do 40 řad, pro výměníky tepla z dutých polymerních vláken však dobře odhaduje pouze pro rozmezí 10-24 řad. Pro výměník RG012 model vypočítal zápornou tlakovou ztrátu, není

proto ani není zařazen do porovnání na obrázku 3.5.



Obrázek 3.5: Porovnání změřených tlakových ztrát a tlakových ztrát vypočtených dle modelu VDI–HA

Na dalších grafech na obrázku 3.6 vidíme porovnání modelu pro malé trubičky se zbývajícími výměníky. Pro výměníky PA03 a PA04 model tlakovou ztrátu nadhodnocuje velmi výrazně, a to až 5krát. Pro ostatní výměníky je tlaková ztráta také nadhodnocena, i když ne tak výrazně.



Obrázek 3.6: Porovnání změřených tlakových ztrát a tlakových ztrát vypočtených dle modelu pro malé trubky, nahoře výměníky s tlakovými ztrátami do 130 Pa, dole ostatní

Výše bylo provedeno porovnání naměřených tlakových zrát příčně obtékaných výměníků tepla z dutých polymerních vláken se dvěma modely, které lze nalézt v literatuře. Ostatní zmíněné modely nejsou aplikovatelné z hlediska chybějících hodnot součinitelů pro potřebné rozsahy Reynoldsových čísel nebo roztečí, které jsou v případě PHFHE zpravidla větší než u klasických trubkových výměníků.

Z obrázků vidíme, že oba modely neodpovídají zcela naměřeným hodnotám tlakových ztrát. Je třeba mít na paměti, že oba modely pracují s pevnými trubkami, zatímco polymerní dutá

vlákna jsou flexibilní. Dále také k malým rozměrům patří jistá specifika. Je třeba si uvědomit, že velmi malé rozměry dutého vlákna způsobují značně velkou relativní chybu i při malých absolutních odchylkách od nominálních rozměrů, např. nárůst průměru o 0,1 mm je relativní nárůst o 10 %. Například tento nárůst průměru v modelu VDI–HA způsobí až 35% nárůst odhadované tlakové ztráty. Zároveň výrobní technologie nejsou natolik dokonalé, aby bylo možné tuto chybu značně eliminovat. Dále se nepřesnosti týkají i roztečí, které se tak mohou stát nepravidelné. Poznatky o vlivu nepravidelnosti jsou uvedeny v následující kapitole 3.3. Dále je možné, že ne všechna vlákna jsou stejně dlouhá a zároveň, se při zahřátí lehce prodlouží a změknou.

3.3 Vliv náhodného rozmístění trubek

Klasické trubkové výměníky mají většinou pevně danou strukturu, za sebou či přesazenou. Vlivem rozložení polymerních vláken, sice membránových, na přenos tepla i tlakovou ztrátu se zabývala studie [41]. Výsledky ukazují, že součinitel tlakové ztráty značně roste s množstvím trubiček v daném objemu, protože se výrazně lépe tvoří úzké kanály. Dále pak ukazuje, že pro náhodně rozmístěná vlákna je součinitel tření vyšší než pro pravidelnou strukturu.

K podobným závěrům došli i v [39], kde zkoumali svazky membránových dutých vláken s náhodnou strukturou v křížovém proudění vzduchu. Ideálně by měla být vlákna co nejrovnoměrněji rozmístěna. Dále ukazují, že Nusseltovo číslo i součinitel tření rostou s množstvím vláken v objemu (angl. packing fraction). Součinitel tření má rychlejší růst s vyšší hodnotou packing fraction. V porovnání náhodně rozmístěných vláken ve svazku s pravidelnou strukturou, jako nejhorší pro přenos tepla vychází uspořádání za sebou. Náhodná struktura má nižší Nusseltovo číslo než přesazená. Pro součinitel tření pak nejvyšších hodnot nabývá právě náhodně rozmístěná vlákna.

3.4 Chování flexibilních válců v příčném proudění

Z pouhého pozorování je jasné, že tuhé a flexibilní dlouhé válce se při obtékání chovají odlišně. Rozdílného chování flexibilních válců si všimli již v DuPontu [26]. Měření tlakových ztrát a tepelného výkonu bylo provedeno na křížových výměnících z teflonových trubiček o průměru menším než 6,35 mm. Trubičky byly uspořádány za sebou v roztečích 2×2 . Byly použity dva typy teflonu, typ FEP, který je více flexibilní a typ Q s částečky grafitu, který je méně flexibilní. Studie uvádí, že během experimentu se trubky viditelně prodloužily, staly se měkčí a více flexibilní. Původně za sebou uspořádané trubky ztratily své původní rozteče a vzdálenosti mezi trubičkami se staly nepravidelnými. Vibrace trubek byly pozorovány stroboskopem, první a poslední tři řady vibrovaly více než ostatní. Amplituda vibrací byla často víc než 2 průměry, tím docházelo ke kontaktu s dalšími trubkami. Strouhalovo číslo nabývalo hodnot 0,004 až 0,008, což je značně méně než jaké je pozorováno u tuhých trubek, pro svazek trubek za sebou se Strouhalovo číslo mění podle roztečí v rozmezí 0,15–0,31 [20]. Trubky vyrobené z flexibilnějšího FEP Teflonu měly vyšší součinitel přenosu tepla i součinitel tlakové ztráty než trubky z méně flexibilního Q Teflonu

Další studie [33] zkoumala chování flexibilních trubek numericky. Vibrace flexibilních trubiček byla modelována pomocí kvazi-statické metody, ta brala do úvahu první trubičku v řadě, která byla modelována ve dvaceti asymetrických pozicích vůči trubičkám ve zbytku řady. Ostatní trubičky pak byly považovány za zafixované. Závěrem studie je, že excentricita první trubičky zvyšuje tlakovou ztrátu i součinitel přestupu tepla, a to výrazně v porovnání se svazkem tuhých trubek, které jsou umístěny symetricky.

Pokud je válcové těleso vystaveno vnějšímu proudění, může těleso začít vibrovat díky nepravidelnostem v proudění [27]. Tyto pohyby se nazývají vortex-induced vibrations a obecně mohou vést k únavovému poškození. Tímto směrem se ubírala většina studií pro tradiční tepelné výměníky. Proudění v úplavu je velmi rozdílné od proudění před tělesem. Fyzikální jevy jako separace, odtrhávání vírů a turbulence mění proudové pole.

Zejména proudění kolem válců/trubek s kruhovým průřezem je v současnosti předmětem zájmu mnoha studií, protože tyto jsou častým tvarovým prvkem u zařízení, jako jsou komíny, kabely či dráty. Studie se rozšiřují i na velmi dlouhé válce, poměr délky k průměru je i přes 100 [38].

Podíváme-li se na chování flexibilních válců trošku detailněji zjistíme, že víry, které se za válcem odtrhávají, způsobují jeho pohyb a proměnný součinitel odporu. Součinitel odporu (drag coefficient) je vyšší než v případě tuhého válce. Studie [34] uvádí že součinitel odporu se pohybuje v rozmezí 1,6 až 2,4, zatím co pro pevný válec má konstantní hodnotu 1,2.

Roli na chování flexibilního válce obtékaného proudem má i jeho napnutí a tuhost [32]. Tento článek představuje výsledky experimentální studie o vlivu předpětí a axiální tuhosti také na amplitudu vibrací a na součinitele odporu a vztlaku vodorovně uloženého pružného vibrujícího válce. Zkoušky byly provedeny v podkritickém režimu Reynoldsova čísla. Vliv předpětí a osové tuhosti byl studován použitím tří různých předpětí a hodnot tuhosti, celkem v pěti zkušebních případech. Bylo zjištěno, že vyšší předpětí snižuje amplitudu vibrací, může významně zvýšit součinitel hydrodynamické vztlakové síly. Tento výsledek odpovídá přibližně 57% nárůstu součinitele vztlakové síly a přibližně 30% snížení amplitudy vibrací při 400% nárůstu předpětí z 73,5 N na 294 N.

Pro polymerní dutá vlákna narůstá tlaková ztráta i s teplotou vlákna. Pro aplikace vzduchkapalina je teplota stěny vlákna téměř stejná, jako je teplota kapaliny uvnitř vlákna. Důvodem je velký tepelný odpor na vnější straně vlákna. Teplota vlákna je vyšší, čím je vyšší teplota kapaliny uvnitř vlákna, což pro danou vstupní teplotu ovlivňuje hlavně průtok uvnitř vláken. Dalo by se předpokládat, že díky relativně vysoké teplotní roztažnosti se vlákno prodlouží a může tedy více kmitat, což vede k nárůstu tlakové ztráty. Další zajímavá otázka je, jakou roli v tom hraje napnutí válce a zda v množství stovek či tisíc drobných vláken je rozdíl mezi různě napnutými soustavami.

4 Měření tlakových ztrát

Pro určení závislosti tlakových ztrát na straně vzduchu na napnutí u výměníků z dutých polymerních vláken bylo třeba připravit prototypy výměníků tepla a také zařízení, které umožní prototypy natahovat. Aby byl minimalizován vliv náhodného rozmístění vláken ve výměníku, který byl zmíněn v kapitole 3.3, musely být výměníky vyrobeny s co nejpřesnějším rozložením vláken. Měření dále proběhlo také na již existujícím výměníku RG021, pro který byla některá měření dodatečně doplněna. Tento kus pak slouží jako referenční s nepřesnou geometrií.

Výměník RG021, určený k porovnání, byl vyroben postupem, který se v LPTP využívá často. Vlákna jsou navíjena na rám, tvoří velmi plochou cívku. Jednotlivé řady jsou prokládány proužkem ze sklotextitu, který zajišťuje rozteč mezi řadami. Na závěr se vlákna na koncích zalijí do epoxidu a ohnuté konce výměníku se odříznou, čímž se vlákna otevřou. Ideální strukturu takového výměníku nelze vzhledem k popsané výrobě dobře dodržet.

Pro účely disertační práce byly vyrobeny dva výměníky s přesazenou strukturou (RG025 a RG026). Tisíc vláken o průměru 1 mm bylo rozmístěno do deseti řad. Rozteč v řadě byla stanovena na dvojnásobek vnějšího průměru vlákna $2d_o$, tj. 2 mm. Oba výměníky mají stejné parametry, mimo rozteče mezi řadami vláken. Konkrétně jsou parametry výměníků uvedeny v tabulce 4.1, stejně jako parametry výměníku RG021. Všechny výměníky byly vyrobeny z polyamidu 612 (PA 612), který se používá hojně i v automobilovém průmyslu. Teplota tání PA 612 je 216 °C, a při teplotě 120°C vydrží ve formě dutého vlákna vnitřní tlak až 40 bar.

	RG021	RG025	RG026
délka vláken [mm]	330	300	300
počet řad vláken	10	10	10
počet vláken v řadě	171	100	100
vláken celkem	1710	1000	1000
uspořádání vláken	za sebou	přesazeně	přesazeně
uspořádání vláken rozteč v řadě [mm]	za sebou 2	přesazeně 2	přesazeně 2
uspořádání vláken rozteč v řadě [mm] diagonální rozteč [mm]	za sebou 2 -	přesazeně 2 2	přesazeně 2 3
uspořádání vláken rozteč v řadě [mm] diagonální rozteč [mm] rozteč mezi řadami [mm]	za sebou 2 - 1,6	přesazeně 2 2 1,732	přesazeně 2 3 2,828

Tabulka 4.1: Parametry výměníků použitých pro měření

Jak již bylo zmíněno, při výrobě výměníků byl brán velký zřetel na přesnost výroby, tedy aby výsledné výměníky měly co nejpřesnější geometrii. Za účelem minimalizace nepřesností bylo provedeno několik kroků. Extrudované vlákno bylo protaženo skrz kalibrovaný průvlak o průměru 1,1 mm. Tímto byl zajištěn maximální vnější průměr vlákna. Části vlákna, které neprošly skrz průvlek, byly odstřiženy. Do přírub ze sklotextitu byly vyvrtány otvory, viz obrázek 4.1, do kterých se poté vlákna zasouvala. Vlákna navíc byla navlečena na modelářském drátu o průměru 0,8 mm a až následně protahována přírubami. Použitím drátu se také vyřadila vlákna, která byla příliš úzká. Drát uvnitř vláken také pomohl minimalizovat rozdíl mezi délkami jednotlivých vláken tím, že je při manipulaci a zastrkávání do přírub zpevnil, a vlákna se tak nemohla prověšovat. Jakmile byla všechna vlákna s provlečeným drátem zastrkána v přírubě, byla vlákna zalita epoxidem do připraveného korýtka v přírubě. Po zalepení do příruby byly dráty z vláken vytaženy. Na závěr byly k přírubě přilepeny komory.



Obrázek 4.1: Příruby pro výměník RG026 s vyvrtanými otvory pro vlákna

Pro přípravu a naplánování měření bylo třeba také stanovit síly, kterými se budou výměníky napínat. Při stanovování se vycházelo z meze kluzu materiálu. Zajít při natahování za mez kluzu by znamenalo, že výměník již nemusí být funkční, anebo jeho provoz nemusí být bezpečný. Mez kluzu použitého PA 612 je 65 MPa a prodloužení při této hodnotě by mělo být 4,3 %. Z hodnoty meze kluzu lze vypočítat výslednou maximální sílu napínání výměníku – můžeme ji spočítat z:

$$F = R \cdot S_{cel} = R \cdot 1000 \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2).$$
(4.1)

S ohledem na výrobní nepřesnosti při extruzi vlákna \pm 5 % pro oba průměry byla hodnota maximální síly pro napínání výměníků stanovena na 10 000 N.

4.1 Zařízení na natahování vláken

Výměník byl napínán zařízením je zobrazeno na obrázku 4.2. Pomocí ruční hydraulické pumpy se zvedaly hydraulické písty na kraji zařízení. Pod každým pístem byl umístěn tenzometrický snímač síly S9M od firmy HBM. Snímač může snímat sílu až 30 kN. Síla byla monitorována s frekvencí 10 Hz. Před měřením každou sadou rychlostí vzduchu byl výměník natáhnut danou sílou. Vzhledem k relaxaci vláken a boční síly způsobené tokem vzduchu síla během experimentu kolísala. Jednotlivá měření pak probíhala v časových intervalech o délce 5–10 minut; v těchto krátkých intervalech se ovšem síla zásadně nemění.

4.2 Popis měření

Měření tlakových ztrát a tepelného výkonu probíhalo na kalorimetrické zkušebně ve firmě Hanon Systems Autopal s.r.o. v Hluku. Kalorimetr je vybaven pro měření tepelných výkonů a tlakových



Obrázek 4.2: Zařízení pro napínání výměníků

ztrát chladičů motoru. Z tohoto důvodu je ve vnitřním okruhu, tj. ve vláknech, jako médium použita směs 50 % vody a 50 % ethylenglykolu (dále chladivo). Jako chladící médium je pak použit vzduch. Měřeny jsou teploty chladiva před a za výměníkem, průtok chladiva a jeho tlaková ztráta. Na straně vzduchu je teplota měřena před výměníkem tepla a za výměníkem tepla, monitorován je průtok vzduchu a jeho tlaková ztráta. Vzduch je předehříván na počáteční teplotu elektrickým ohřívačem. Vstupní a výstupní teploty na obou stranách, stejně tak jako tlakové ztráty a objemové průtoky, jsou snímány frekvencí 1 Hz. Kalorimetr má přesnost měření tepleného výkonu a tlakových ztrát 5 % dle standartů automotive.

4.3 Varianty měření

Měření tlakových ztrát vzduchu bylo provedeno ve třech variantách. První dvě varianty byly měřené bez kapaliny uvnitř vláken, a tedy bez přestupu tepla. Všechny tři varianty pak měly nastavenou stejnou vstupní teplotu vzduchu a stejný rozsah rychlostí vzduchu.

Měření tlakových ztrát výměníků s dráty uvnitř vláken

První varianta měření proběhla pro nedokončené výměníky ještě před přilepením komor. Tím mohly zůstat ve vláknech dráty. Dráty ve vláknech snižují jejich flexibilitu. Z jasných důvodů tak tato varianta měření proběhla pouze na straně vzduchu, bez kapaliny proudící skrz vlákna, a tudíž i bez přestupu tepla. U této varianty se vlákna nenapínala. Měření proběhlo pro 8 rychlostí vzduchu, konkrétní hodnoty jsou uvedeny v tabulce 4.2.

Vstupní teplota vzduchu	30 °C
Vstupní teplota chladiva	Х
Rychlost vzduchu	1,5, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8
Průtok chladiva	Х
Síla napínání	Х

Tabulka 4.2: Měřící plán pro měření tlakových ztrát ve variantě s dráty uvnitř

Měření tlakových ztrát výměníků bez média uvnitř vláken

Další varianta měření byla také provedena bez vody proudící ve vláknech, a tedy bez přestupu tepla, tentokrát ovšem již s kompletním výměníkem. Měření bylo provedeno za účelem zjištění, zda hmotnost kapaliny hraje významnou roli při kmitání vlákna, a zda se projeví na tlakových ztrátách. Hmotnost kapaliny v tomto případě tvoří přibližně 70 % hmotnosti celého vlákna, jedná se tedy o nezanedbatelný parametr. Oproti předchozí variantě byla tentokrát vlákna napínána. Měření proběhlo bez napnutých vláken a při pěti různých úrovní napnutí; konkrétní parametry měření jsou uvedeny v tabulce 4.3.

Tabulka 4.3: Měřící plán pro měření tlakových ztrát ve variantě bez chladiva

Vstupní teplota vzduchu	$30~^{\circ}\mathrm{C}$
Vstupní teplota chladiva	Х
Rychlost vzduchu	2, 4, 6, 8
Průtok chladiva	Х
Síla napínání	0, 1500, 3000, 4400, 6000, 9000

Měření tlakových ztrát výměníků s médiem uvnitř vláken a přestupem tepla

Poslední varianta byla měřena s proudící směsí vody a ethylenglykolu ve vláknech. Teplota vzduchu byla 30 °C a rychlosti vzduchu 2, 4, 6 a 8 m·s⁻¹. Vstupní teplota média ve vláknech pak byla nastavena na 60 °C a průtok na 30 l·min⁻¹. Během tohoto měření byly výměníky napínány opět na 6 úrovní napnutí. Vše je opět shrnuto v tabulce 4.4.

Tabulka 4.4: Měřící plán pro měření tlakových ztrát ve variantě s chladivem ve vláknech

Vstupní teplota vzduchu	30 °C
Vstupní teplota chladiva	$60~^{\circ}\mathrm{C}$
Rychlost vzduchu	2, 4, 6, 8
Průtok chladiva	30
Síla napínání	0, 1500, 3000, 4400, 6000, 9000

5 | Výsledky měření

Předchozí kapitola popisovala, jak bylo provedeno měření tlakových ztrát a ostatních veličin. Tato kapitola se bude věnovat výsledkům těchto měření. Předávání hodnot z kalorimetrického tunelu probíhalo až po ustálení průtoků a teplot na obou větvích a trvalo 5–10 minut, dle uvážení obsluhujícího technika. Poté byla data měření sil a data z kalorimetru sesazena na sebe podle času. Poté pak byla zprůměrována, tedy prezentované naměřené hodnoty vychází z průměru měřených hodnot za daný 5–10minutový interval.

5.1 RG021 – nenatahovaný výměník

Tepelný výměník RG021 je výměník vyrobený navíjením, jak již bylo zmíněno výše. Nedošlo tedy k žádné optimalizaci délky vláken či struktury výměníku. Výměník nebyl při měření natahován a také nebyl měřen s dráty uvnitř vláken. Výměník tak slouží jako reference a zástupce ne zcela ideální geometrie.



Obrázek 5.1: Tlakové ztráty na vzduchu výměníku RG021 v porovnání s modelem VDI–HA pro přesazenou strukturu

Výměník byl měřen jak bez kapaliny ve vláknech, tak pro čtyři různé hodnoty průtoku chladiva. Výsledky měření tlakové ztráty jsou zobrazeny na obrázku 5.1. Nejnižší tlakovou ztrátu má varianta bez chladiva. S rostoucím průtokem roste i tlaková ztráta na vzduchu. S rostoucím průtokem se také mění teplota vlákna, na vtoku máme 90°C ovšem na výstupu z výměníku

teplota závisí právě na průtoku. Čím máme větší průtok, můžeme říct, že máme vyšší teplotu na výstupu z výměníku a tím i průměrnou teplotu vlákna. Pro rychlost 5 m·s⁻¹ vidíme, že rozdíl v tlakové ztrátě je 20 Pa pro průtok chladiva 15 a 60 l·min⁻¹.

Zároveň jsou na obrázku 5.1 vykresleny i hodnoty tlakové ztráty spočtené dle modelu VDI– HA pro přesazenou strukturu. Plnou čarou jsou zobrazeny hodnoty pro nominální hodnotu průměru, tj. 1 mm. Přerušovanými čarami pak hodnoty tlakové ztráty odpovídající průměru s odchylkou 10 % od nominálního průměru, tj. 1,1 a 0,9 mm. Vidíme, že naměřené hodnoty se pohybují nad hodnotou spočtenou pro průměr 1,1 mm.

5.2 RG025 – přesazený 2×2

Na obrázku 5.2 vidíme výsledky měření tlakové ztráty pro výměník RG025 v závislosti na síle, jakou byl výměník natahován. Pro nižší rychlosti jsou rozdíly mezi tlakovými ztrátami měřenými pro vlákna s dráty, pro výměník bez chladiva a pro výměník s chladivem téměř neznatelné, pro vyšší rychlosti, zejména pro 8 m·s⁻¹ můžeme vidět trend snižování tlakové ztráty s rostoucím napnutím. Nejvyšších tlakových ztrát dosahuje výměník v okolí 1500 N a pak klesá. Pro nižší síly napnutí v případě bez chladiva, je tlaková ztráta obdobně velká, zatímco pro variantu s chladivem je nižší. Možné vysvětlení je takové, že po první sadě měření, bez chladiva, se projevilo tečení plastů, což nebylo nikterak kompenzováno. Vlákna výměníku tak byla o něco delší než při variantě měření bez chladiva. Vznikaly tak bypassy, které tlakovou ztrátu snížili. Při napnutí výměníku se veškerá vlákna natáhla a k bypassům tak nedocházelo.

Obecně se drží hodnoty samostatných vláken (bez drátů uvnitř) spíše níže než hodnoty tlakové ztráty pro variantu s dráty uvnitř. Dále je také vidět, že hodnoty pro měření s médiem, tedy s přestupem tepla, jsou většinou o něco nižší než v případě varianty bez média. Tedy v případě teplejšího povrchu vláken je tlaková ztráta o něco nižší. To odpovídá i známé teorii o vlivu viskozity v mezní vrstvě, které odpovídají i korekční koeficienty, na rozdíl od výměníku RG021.

Na obrázku 5.3 je zobrazeno porovnání pro variantu s přestupem tepla a varianty s dráty uvnitř a s modelem VDI–HA. Stejně jako u předchozího výměníku černá plná čára značí výpočet pro nominální hodnotu průměru, přerušované černé čáry pak hodnoty spočítané pro vnější průměr vlákna o 10 % větší a 10 % menší. Změřené hodnoty se pohybují nad hodnotami modelu, v nižších rychlostech dokonce nad hranicí pro +10 % d_o . Zároveň s rostoucí rychlostí tato odchylka od modelu klesá. Můžeme tedy říct, že tlakové ztráty rostou s rychlostí pomaleji, než model očekává. Pro rychlost 8 m·s⁻¹ rozdíl činní téměř 100 Pa. Dá se také předpokládat, že pro vyšší rychlost bude tento rozdíl ještě výraznější. Ovšem pro rychlosti 6 m·s⁻¹ a méně není rozdíl značně významný. Pro případ měření bez média uvnitř jsou výsledky velmi podobné.

5.3 RG026 – přesazený 2×3

Naměřené tlakové ztráty na straně vzduchu pro výměník RG026 jsou zobrazeny na obrázku 5.4. Tady můžeme pozorovat větší rozdíl mezi variantou s dráty a ostatními dvěma. Nejvyšších hodnot dosahuje varianta s dráty uvnitř, tedy ty nejméně flexibilní. Vrchol hodnot tlakové ztráty ve variantách bez média a s médiem, můžeme pozorovat zhruba v oblasti 1500–3000 N a poté klesnou. Ovšem pro vyšší hodnoty napnutí zůstávají pak téměř stejné. Rozdíly mezi silou napínání nejsou takové jako v případě výměníku RG025. Zde se dá říci, že rozdíly mezi napnutími jsou zanedbatelné. I pro tento výměník můžeme vidět, že tlakové ztráty bez přenosu tepla jsou vyšší než s přenosem tepla. A v tomto případě je to dokonce zřejmější než u výměníku RG025. Pro nenatažený výměník může jít o bypassy způsobené vytaháním výměníku při první sadě měření (bez média). Natahování pak může volnost vlákna kompenzovat a tím zabránit rozpadu



Obrázek 5.2: Tlakové ztráty výměníku RG025 v závislosti na síle napínání



Obrázek 5.3: Tlakové ztráty výměníku RG025 pro variantu s médiem uvnitř, porovnáno s modelem VDI-HA

struktury uprostřed výměníku. Tlakové pole je tak bližší ideálnímu stavu.

Při porovnání s modelem na obrázku 5.5 zjistíme, že v nižších rychlostech vzduchu je tlaková ztráta modelem podhodnocena a pro rychlosti nad 5 m·s⁻¹ nadhodnocena. Rychlost růstu tlakové ztráty se vzrůstající rychlostí vzduchu je menší než u porovnávaného modelu. Rozptyl hodnot tlakové ztráty v závislosti na natažení výměníku je menší než pro výměník RG025, což bylo vidět



Obrázek 5.4: Tlakové ztráty výměníku RG026 v závislosti na síle napínání

již na předchozím obrázku. I tady se dá ovšem předpokládat, že s rostoucí rychlostí vzduchu nad $8~{\rm m\cdot s^{-1}}$ bude mít natažení výměníku větší vliv na hodnotu tlakové ztráty.



Obrázek 5.5: Tlakové ztráty výměníku RG026 pro variantu s médiem uvnitř, porovnáno s modelem VDI-HA

5.4 Vliv napnutí na přenos tepla

Třetí varianta měření, s médiem uvnitř vláken, proběhla i s měřením tepelného výkonu. Ve studii [15] je pozorován díky vibracím zvýšený přenos tepla, uvádí až dvojnásobný součinitel přestupu tepla, a zároveň také snížení tepelného odporu způsobeného zanášením až o dvě třetiny. Zároveň také uvádějí, že vibrace mohou zvýšit součinitel odporu. Pro oba výměníky byl porovnán tepelný výkon v závislosti na síle natáhnutí. Tentokráte jsou výsledky zobrazeny v závislosti na hmotnostním toku vzduchu a to na obrázcích 5.6 a 5.7. Protože docházelo k roztahování výměníku a prodloužení vláken, zvětšoval se i průtočný průřez.



Obrázek 5.6: Tepelný výkon výměníku RG025



Obrázek 5.7: Tepelný výkon výměníku RG026

Tepelný výkon výměníku RG025 je na obrázku 5.6. Na obrázku vidíme nárůst tepelného výkonu výměníku o asi 8 % pro sílu natažení 9000 N oproti nenataženému výměníku. Nárůst tepelného výkonu s natáhnutím ovšem není lineární. Pro znatelný zvýšení výkonu by tak stačilo

natáhnout výměník pouze silou max. 4500 N, poté již přídavek výkonu je celkem malý.

Analogicky tepelný výkon výměníku RG026 je vyobrazen na obrázku 5.7. I v tomto případě je vidět trend nárůstu tepelného výkonu s rostoucím natažením vláken ve výměníku. I zde je největší nárůst tepelného výkonu do 4500 N.

5.5 Shrnutí

Porovnáme-li výměníky RG021, RG025 a RG026 mezi sebou (obrázek 5.8), ukáže se, že výměník RG026 má nejnižší tlakovou ztrátu.



Obrázek 5.8: Porovnání tlakových ztrát výměníků RG021, RG025 a RG026

Výměník RG021 má tlakovou ztrátu větší než výměník RG025, pro rychlost vzduchu 4 m·s⁻¹ a průtok 30 l·min⁻¹ to je konkrétně 13 %. Zatímco tlaková ztráta pro stejnou rychlost vzduchu a průtok chladiva výměníku RG026 je o 24 % nižší než pro výměník RG025. Z toho vyplývá čím menší rozteč mezi řadami vláken, tím vyšší tlaková ztráta, což je ve shodě se studií [39], kde jak již bylo zmíněno dříve, došli k závěru, že čím větší množství trubiček v objemu tím větší tlaková ztráta. Ze změřených výsledků není patrné, že by nepřesné rozmístění zvyšovalo nějak výrazně tlakovou ztrátu, převládajícím faktorem je spíše menší rozteč mezi řadami. K jednoznačnému závěru by ale bylo třeba měření s více různými náhodnými strukturami, ideálně se stejnými roztečemi jako přesná struktura.

Zatímco u RG021 pozorujeme nárůst tlakové ztráty s teplotou vlákna u napínaných výměníku RG025 a RG026 tomu tak není. Pokud porovnáme výsledky na základě flexibility, pak méně flexibilní varianta s dráty uvnitř vláken dosáhla vyšší tlakové ztráty než obě varianty bez drátů, a to až o 18 %. To je opak toho, co bylo pozorováno v [26]. Vlivy hmotnosti vlákna a teploty vlákna je nejvýše 10 %, při estimaci tlakových ztrát je tedy možné je nezohledňovat s uspokojivým výsledkem. Co se týče napínání vláken, je zde vidět mírný trend poklesu tlakové ztráty s napnutím vláken. Zejména pro nízké rychlosti, je vliv v absolutních hodnotách zanedbatelný. Ne zcela zanedbatelný pozitivní vliv vidíme u přenosu tepla. Zde natažení výměníků silou přibližně 4500 N má za následek 6% nárůst tepelného výkonu oproti případu, kdy vlákna předepnuta nejsou. Při předepnutí silou 9000 N pak nárůst tepelného výkonu činní 9 % oproti nenataženým vláknům.

6 | Model tlakových ztrát výměníku tepla z dutých polymerních vláken

Na základě naměřených dat tlakových ztrát výměníků bylo sestaveno několik modelů pro výpočet součinitele tlakové ztráty. Tlakové ztráty měřených výměníků rostly s rychlostí vzduchu pomaleji, než jak predikuje model VDI–HA, proto je vhodné navrhnout nový model pro výměníky z dutých polymerních vláken.

Experimentální ztrátový součinitel pro jednu řadu vláken byl získán z:

$$\xi = \frac{2\Delta p}{n_r \rho v_{max}^2}.\tag{6.1}$$

Koeficienty modelů byly získány nelineární regresí za pomoci statistického toolboxu MATLABu. Pro tvorbu modelu byla použita data z měření s protékajícím médiem uvnitř a bez média. Data z varianty s dráty uvnitř použita nebyla. Takto získáváme pro každou ze 4 rychlostí vzduchu 12 bodů, tj. 48 pozorování pro každý z výměníků. Použitá funkce nlinfit používá Levenbergova-Marquardtova metodu. Pro všechny prezentované modely vyšli jejich koeficienty jako statisticky významné, pokud není uvedeno jinak. Veškeré statistické testy byly prováděny na hladině významnosti $\alpha = 0,05$.

Jako první budou představeny modely, které nezahrnují vliv napínání vláken. Následně pak možnosti rozšíření těchto modelů o sílu natažení. Pro každý výměník byl hledán model samostatně, ztrátový součinitel tak závisí pouze na Reynoldsově čísle $\operatorname{Re}_{d,max}$ a platí pouze pro výměníky s danými roztečemi.

6.1 Model 1 - mocninný tvar

V návrhu 1 je součinitel tlakové ztráty hledán v jednodušším tvaru v závislosti na Reynoldsově čísle $\operatorname{Re}_{d,max}$:

$$\xi = c_1 \operatorname{Re}_{d,max}^{c_2}.$$
(6.2)

Pro výměník
 ${\bf RG025}$ získáváme koeficienty:

$$c_1 = 6,28$$
 (6.3)

$$c_2 = -0,3832,\tag{6.4}$$

a koeficient determinace $\mathbf{R}^2 = 0,89$. Pro druhý výměník **RG026** získáváme následující koeficienty:

$$c_1 = 11,77 \tag{6.5}$$

$$c_2 = -0,5217, (6.6)$$

kde $R^2 = 0,93.$

6.2 Model 2 - tvar dle VDI-HA

Pro návrh 2 byl použit tvaru vycházející z rovnice (2.10) pro přesazený design VDI-HA:

$$\xi = \frac{c_1}{\text{Re}_{d,max}} + \frac{c_2}{\text{Re}_{d,max}^{0,25}} \left(1 - \exp\left(-\frac{\text{Re}_{d,max} + 200}{1000}\right)\right).$$
(6.7)

Pro výměník RG025 získáváme koeficienty:

$$c_1 = 42,62 \tag{6.8}$$

$$c_2 = 2,31. \tag{6.9}$$

kde \mathbb{R}^2 je o něco málo vyšší než v předchozím případě, rovná se 0,9. Pro výměník RG026 pak koeficienty vychází:

$$c_1 = 70,67\tag{6.10}$$

$$c_2 = 1,48\tag{6.11}$$

v tomto případě \mathbb{R}^2 je dokonce 0,94.

Základní tvary rovnic pro model součinitele tlakové ztráty byly převzaty z existujících modelů a používaných korelací pro tlakové ztráty. Existují jednodušší funkce, které na daném intervalu Reynoldsových čísel jsou vhodnější, mají i vyšší vysvětlení variability, např. kvadratická funkce. Při případné extrapolaci by ovšem tyto modely měly velmi velkou chybu. u předkládaných vztahů by chyba při extrapolaci nemusela být tak velká. Dále v případě rozšiřování modelu na širší rozsah by právě kvadratická funkce nevyhovovala.

6.3 Modely s předpětím

Nyní se pokusíme model rozšířit o vliv předpětí. Síla, kterou byl napínán výměník byla do modelu zakomponována jako další člen:

$$\xi = c_1 \operatorname{Re}_{d.max}^{c_2} + c_3 F^{c_4}. \tag{6.12}$$

Při rozšíření modelu o vliv předpětí není zamítnuta hypotéza o nenulovosti regresního koeficientu c_3 a to v případě obou výměníků. Tím se potvrzuje hypotéza z předchozí kapitoly, že vliv napnutí vláken není významný.

Z dalších návrhů, které byly vyzkoušeny pro odhad součinitele tlakové ztráty v závislosti na napnutí, dosáhl dobré shody s experimentem polynomiální model:

$$\xi = c_1 + c_2 \operatorname{Re}_{d,max} + c_3 F + c_4 \operatorname{Re}_{d,max}^2.$$
(6.13)

V tomto případě už všechny koeficienty vyšly významné. Na druhou stranu se zde přidání síly, kterou byl výměník natahován, nezpůsobí výrazné zlepšení modelu. Absolutně jsou koeficienty u síly velmi nízké (v řádech $1e^{-6}$, což znamená i pro vysoké síly napnutí malý absolutní rozdíl v hodnotě koeficientu. Odhadovaná hodnota tlakové ztráty se tak výrazně nezmění. Zahrnutím síly do modelu se koeficient determinace zvedl z $\mathbb{R}^2 = 0.91$ na $\mathbb{R}^2 = 0.92$, pro případ výměníku RG025, pro druhý výměník dokonce klesl. Rozdíl v podílu vysvětlené variability je tak malý, a přihlédneme-li k tomu, že ne vždy je možné změřit sílu napnutí výměníku, toto rozšíření není efektivní. Tím, že se jedná o polynomiální model platí i nevýhoda zmíněná výše; rozšíření rozsahu pro který model platí je obtížný. Návrhy modelů zahrnující sílu napnutí výměníku tak byly zamítnuty.

6.4 Shrnutí

Všechny čtyři navrhované modely ukazují vysoké vysvětlení variability. O něco složitější návrh modelu (6.7) je pro oba výměníky lepší, ovšem pro dobrý odhad poslouží i jednodušší (6.2). Na následujícím obrázku 6.1 vidíme koeficient dle VDI–HA tak oba prezentované koeficienty tlakových ztráty pro rozteče 2×2 a 2×3. Dále jsou na obrázku také hodnoty koeficientu tlakové ztráty získané z experimentu. Vidíme, že oba návrhy se oblasti Reynoldsových čísel odpovídající prováděným měřením znatelně neliší. Výrazně se ovšem liší součinitel tlakové ztráty podle VDI– HA, a to zejména v oblasti nižších Reynodsových čísel, což koresponduje s výsledky měření prezentovanými v předchozí kapitole.



Obrázek 6.1: Porovnání modelů pro ξ

Vzhledem k tomu, že model pro malé trubky počítá tlakové ztráty v jiném tvaru než VDI– HA a navrhované modely, nelze porovnat přímo součinitel ξ . Na obrázku 6.2 je proto zobrazeno porovnání modelů pro hodnoty tlakových ztrát. Pro oba testované výměníky je zobrazen model VDI–HA, model pro malé trubky a oba předkládané návrhy. Největší odchylku má model pro malé trubky, který značně nadhodnocuje hodnoty tlakových ztrát. Pro model VDI–HA vydíme naopak podhodnocení, a to zejména pro výměník RG025. Pro výměník RG026 je podhodnocení patrné v oblastech s nižší tlakovou ztrátou, tj. pro nižší rychlosti, což odpovídá obrázku 6.1. Pro oba předkládané návrhy vidíme, že body padají do pásu 10 % odchylky, na obrázku 6.2.

Pro předkládané návrhy (Model 1 a Model 2) nebyl započítán korekční koeficient pro teplotně závislé veličiny. Při použití korekčních koeficientů z existujících modelů nebylo dosaženo výrazného zlepšení souhlasu modelu a experimentu. Pro určení nového korekčního součinitele bohužel není dostatek dat, vzhledem k tomu, že měření probíhalo pouze pro jednu hodnotu teplotního spádu a průtoku chladiva.

Dá se předpokládat, že teplota povrchu vlákna, bude výrazně ovlivňovat proudění v celém výměníku. Mezní vrstva bude totiž u malých trubiček s malými roztečemi zabírat relativně velký poměr prostoru mezi trubičkami. Vliv teploty trubičky by pak byl větší než v případě velkých trubek, byť se stejnou bezrozměrnou roztečí.



Obrázek 6.2: Porovnání navrhovaný modelů s modelem pro malé trubky a modelem VDI-HA. Přerušovaná čára značí odchylku 10 %, čerchovaná 20 %

7 Závěr

Polymerní výměníky tepla z dutých vláken nabízí potenciál chemické odolnosti, nízké hmotnosti a výrobních nákladů. K jejich efektivnímu navrhování je třeba mimo vztahů pro přenos tepla mít i spolehlivé vztahy pro odhad tlakových ztrát. V této práci byly naměřené hodnoty tlakových ztrát vzduchu pro obdélníkové výměníky tepla z dutých vláken určené pro aplikace kapalina–plyn porovnány s robustním modelem podle publikace VDI-Heat Atlas (VDI-HA) a s modelem pro svazky trubiček s malým průměrem, 0,5 - 2 mm. Zatímco model VDI-HA spíše podhodnocuje tlakové ztráty, model pro malé průměry nadhodnocuje. Ani v jednom případě nelze model velmi dobře použít pro větší rozsah geometrií polymerních výměníků tepla z dutých vláken.

Chování flexibilního válce, kterým duté vlákno bezpochyby je, se liší od tuhého. Studie ukazují, že parametrem, který také ovlivňuje chování flexibilní válce obtékaného proudem je předpětí válce. Většinově se tyto studie zabývají maximálně několika málo vlákny a vlivem na součinitel odporu a vztlaku. Tato práce se zabývala vlivem předpětí vláken v tepelném výměníku na tlakové ztráty.

Ke zkoumání této závislosti bylo třeba vyrobit zařízení, které umožnilo výměník rozpínat. Dále pak proběhlo měření na kalorimetru ve třech různých variantách, které kromě vlivu napětí na tlakové ztráty zkoumaly také vliv flexibility vlákna a vliv teploty vlákna. V první variantě byl ve vláknech zastrčen drát, čímž došlo ke snížení flexibility vláken. Druhá varianta byla měřena bez chladícího média uvnitř vláken a třetí pak v plně funkčním stavu výměníku, tedy s proudícím médiem ve vláknech a přenosem tepla. Tím bylo možné se zabývat i vlivy dalších jevů na tlakové ztráty.

Předepnutí výměníku nemá významný vliv na velikost tlakových ztrát. Rozdíly mezi jednotlivými hodnotami tlakových ztrát pro jednotlivá předepnutí se pohybují do 6 %, zároveň je chyba měření 5 %. Byl pozorován pozitivní vliv na zlepšení geometrie. Natahováním prodloužených zahřátých vláken je zlepšena jejich přímost a přispívá tak k zachování co nejpravidelnější struktury i ve středu výměníku, nejen při přírubách. Předepnutí vláken tepelného výměník má pozitivní vliv na přenos tepla. V tomto případě se jedná o 8% nárůst tepelného výkonu při předepnutí výměníku silou 9000 N, která vytvoří napětí ve vláknech 31,8 MPa, oproti případu, kdy vlákna předepnuta nejsou.

V práci byly navrženy dva modely pro odhad tlakové ztráty pro výměníky s přesazenou strukturou. Pomocí nelineární regrese byl hledán vztah pro součinitel tlakové ztráty v závislosti na Reynoldsově čísle v nejužším průřezu výměníku. První model je exponenciální, druhý vychází z modelu VDI-HA při zafixování parametrů geometrie, které jsou dány poměrem rozteče os trubek v kolmém či diagonálním směru na směr proudění a vnějšího průměru trubky tzv. bezrozměrných roztečí. Předkládané vztahy jsou odvozené z provedených experimentů v rozsahu Reynoldsových čísel 200 – 800.

Pro výměník s přesazeným uspořádáním trubek s bezrozměrnými příčnými a diagonálními roztečemi 2×2 je mocninný model následující:

$$\xi = 6,28 \cdot \text{Re}_{d,max}^{-0,3832}$$

Vyšší podíl vysvětlené variability přináší druhý model ve tvaru převzatém z modelu VDI-HA:

$$\xi = \frac{11,77}{\operatorname{Re}_{d,max}} + \frac{-0,5217}{\operatorname{Re}_{d,max}^{0,25}} \left(1 - \exp\left(-\frac{\operatorname{Re}_{d,max} + 200}{1000}\right)\right)$$

Pro výměník s přesazeným uspořádáním o bezrozměrných příčným a diagonálních roztečích 2×3 je mocninný model:

$$\xi = 42, 62 \cdot \operatorname{Re}_{d,max}^{2,31}.$$

Druhý model pak je:

$$\xi = \frac{70,67}{\operatorname{Re}_{d,max}} + \frac{1,48}{\operatorname{Re}_{d,max}^{0.25}} \left(1 - \exp\left(-\frac{\operatorname{Re}_{d,max} + 200}{1000}\right)\right).$$

Oba modely pro obě geometrie vykazují velmi dobrou shodu s experimentem, odchylka do 10 %, a zlepšují odhad tlakové ztráty oproti stávajícím modelům, které se od měření odchylují o více než 20 % pro případ modelu VDI-HA a dokonce až o 60 % u modelu pro malé průměry trubek. Při rozšíření obou navrhovaných modelů o vliv předpětí se potvrzuje závěr z měření, že vliv předpětí vláken je nevýznamný pro odhad tlakové ztráty tepelného výměníku z polymerních dutých vláken. Další výzkum by mohl směřovat ke studiu vlivu nepravidelného rozmístění vláken v objemu výměníku na tlakovou ztrátu. Dále by bylo vhodné rozšířit navržené modely o další geometrie.

Literatura

- [1] VDI Heat Atlas. 2. vyd. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2010. Dostupné na: http://link.springer.com/10.1007/978-3-540-77877-6>. ISBN 978-3-540-77876-9.
- [2] ASTROUSKI, I. a RAUDENSKÝ, M. Polymeric Hollow Fiber Heat Exchangers: Liquid-to-Gas Application. In ASHRAE TRANSACTIONS 2014, VOL 120, PT 2. [b.m.]: AMER SOC HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGS, 2014. S. 95–105.
- [3] ASTROUSKI, I., RAUDENSKY, M., KUDELOVA, T. et al. Fouling of Polymeric Hollow Fiber Heat Exchangers by Air Dust. *Materials*. Nov 2020, roč. 13, č. 21. S. 4931. Dostupné na: https://www.mdpi.com/1996-1944/13/21/4931. ISSN 1996-1944.
- [4] ASTROUSKI, I., RAUDENSKY, M., & DOHNAL, M. Fouling of Polymeric Hollow Fiber Heat Exchanger by Wastewater. *Chemical Engineering Transactions*. 2015, roč. 45, č. 2006. S. 949–954.
- [5] BACELLAR, D., AUTE, V., HUANG, Z. et al. Airside friction and heat transfer characteristics for staggered tube bundle in crossflow configuration with diameters from 0.5 mm to 2.0 mm. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Jul 2016, roč. 98. S. 448-454. Dostupné na: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931015314277>. ISSN 00179310.
- [6] BALÁŠ, M. Kotle a výměníky tepla. 2. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.
- [7] BARTULI, E. Optimization of heat transfer surface of heat. 2019. Disertační práce.
- [8] BARTULI, E., KŮDELOVÁ, T. a RAUDENSKÝ, M. Shell-and-tube polymeric hollow fiber heat exchangers with parallel and crossed fibers. *Applied Thermal Engineering*. 2021, roč. 182, May 2020. ISSN 13594311.
- [9] BERGMAN, T. L., INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P. et al. Fundamentals of heat and mass transfer.
 7. vyd. Hoboken, NJ: Wiley, 2011. ISBN 9780470501979.
- [10] BOHACEK, J., RAUDENSKY, M., ASTROUSKI, I. et al. An optimal design for hollow fiber heat exchanger: A combined numerical and experimental investigation. *Energy*. 2021, roč. 229. S. 120571. Dostupné na: https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.120571. ISSN 03605442.
- [11] BROZOVA, T. a BARTULI, E. Influence of Condensation on the Outer Surface of Polymer Hollow Fiber Heat Exchangers During Heat Transfer. In ASME 2018 16th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels. [b.m.]: ASME, jun 2018. Dostupné na: http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?doi= 10.1115/ICNMM2018-7728>. ISBN 978-0-7918-5119-7.
- [12] BROZOVA, T. a RAUDENSKY, M. Determination of surface wettability of polymeric hollow fibres. Journal of Elastomers and Plastics. 2018, roč. 50, č. 8. S. 737–746. ISSN 15308006.
- [13] CEVALLOS, J. G., BERGLES, A. E., BAR COHEN, A. et al. Polymer heat exchangers-history, opportunities, and challenges. *Heat Transfer Engineering*. Oct 2012, roč. 33, č. 13. S. 1075–1093. ISSN 01457632.
- [14] CHEN, X., SU, Y., REAY, D. et al. Recent research developments in polymer heat exchangers A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Jul 2016, roč. 60. S. 1367–1386. Dostupné na: https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032116002598. ISSN 13640321.

- [15] CHENG, L., LUAN, T., DU, W. et al. Heat transfer enhancement by flow-induced vibration in heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2009, roč. 52, 3-4. S. 1053– 1057. Dostupné na: http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.05.037>. ISSN 00179310.
- [16] CHRISTOFFERSEN, L., LÖFDAHL, L. a JÖNSON, A. Interference between Engine Bay Flow and External Aerodynamics of Road Vehicles. In SAE Technical Papers. Apr 2010. Dostupné na: https://www.sae.org/content/2010-01-0288/>.
- [17] HUSSAIN, A. R. J., THIBAUD ERKEY, C., ALAHYARI, A. A. et al. Review of polymers for heat exchanger applications: Factors concerning thermal conductivity. *Applied Thermal Engineering*. 2016, roč. 113. S. 1118–1127. ISSN 13594311.
- [18] IDELCHIK, I. Handbook of hydraulic resistance. 2007. ISBN 3-540-15962-2.
- [19] KAKAÇ, S., LIU, H. a PRAMUANJAROENKIJ, A. Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design. [b.m.]: CRC Press, 2002. ISBN 0-8493-0902-6.
- [20] KHUSHNOOD, S., MUHAMMAD, Z., AFZAAL, M. et al. Cross-Flow-Induced-Vibrations in Heat Exchanger Tube Bundles: A Review. *Nuclear Power Plants.* 2012.
- [21] KRÁSNÝ, I., ASTROUSKI, I. a RAUDENSKÝ, M. Polymeric hollow fiber heat exchanger as an automotive radiator. Applied Thermal Engineering. 2016, roč. 108. S. 798–803. ISSN 13594311.
- [22] KROULÍKOVÁ, T., ASTROUSKI, I. a KŮDELOVÁ, T. Air-side pressure drop of polymeric hollow fibre heat exchangers. Acta Mechanica Slovaca. 2020, roč. 24, č. 2. S. 14–18. Dostupné na: https://doi.org/10.21496/ams.2020.029>. ISSN 13352393.
- [23] KROULÍKOVÁ, Т., Astrouski, Ι., RAUDENSKÝ, al. Heat Exchan-М. etger for Air-Liquid Application with Chaotised Polymeric Hollow Fibres. Ap-Oct 2021, roč. 197. 117365. plied Thermal Engineering. S. Dostupné na: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431121008000>. ISSN 13594311.
- [24] KROULÍKOVÁ, T., KŮDELOVÁ, T., BARTULI, E. et al. Comparison of a Novel Polymeric Hollow Fiber Heat Exchanger and a Commercially Available Metal Automotive Radiator. *Polymers*. Apr 2021, roč. 13, č. 7. S. 1175. Dostupné na: https://www.mdpi.com/2073-4360/13/7/1175>. ISSN 2073-4360.
- [25] KUTHADA, T. a WIEDEMANN, J. Investigations in a Cooling Air Flow System under the Influence of Road Simulation. In SAE Technical Papers. Apr 2008. Dostupné na: https://www.sae.org/content/2008-01-0796/>.
- [26] MICHAELIDES, E. E., CHANG, Y. a BORSWORTH, R. T. Heat transfer coefficients and friction factors for banks of flexible vibrating tube in cross-flow. In. 1986. S. 2757–2762.
- [27] NISSAN, D. Effects of vortex induced vibrations on cylinders in tandem configuration at critical Reynold numbers. 2014.
- [28] ONDREJKA, F. Nekonvenční $chladic \acute{\imath}$ systémy proFormuli Student. Vysoké učení technické v Brně, 2021. Disertační práce. 53s. Dostupné na: <https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=225794>.
- [29] QIN, Y., LI, B. a WANG, S. Experimental investigation of a novel polymeric heat exchanger using modified polypropylene hollow fibers. *Industrial and Engineering Chemistry Research*. 2012, roč. 51, č. 2. S. 882–890. ISSN 08885885.
- [30] RAUDENSKÝ, M., ASTROUSKI, I. a DOHNAL, M. Intensification of heat transfer of polymeric hollow fiber heat exchangers by chaotisation. *Applied Thermal Engineering*. Feb 2017, roč. 113. S. 632–638. Dostupné na: https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431116330770. ISSN 13594311.
- [31] RAUDENSKY, M., KUDELOVA, T., BARTULI, E. et al. Cooling of flue gas by cascade of polymeric hollow fiber heat exchangers. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2022, roč. 36, June. S. 102220. Dostupné na: https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102220>. ISSN 2214157X.

- [32] SANAATI, B. a KATO, N. A study on the effects of axial stiffness and pre-tension on VIV dynamics of a flexible cylinder in uniform cross-flow. *Applied Ocean Research.* 2012, roč. 37. S. 198-210. Dostupné na: https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0141118712000375>. ISSN 01411187.
- [33] SANGTARASH, H. S. Æ. F. The effect of flexible tube vibration on pressure drop and heat transfer in heat exchangers considering viscous dissipation effects. *Heat and Mass Transfer.* 2008. S. 1435–1445.
- [34] SONG, L., FU, S., LI, M. et al. Tension and drag forces of flexible risers undergoing vortexinduced vibration. *China Ocean Engineering*. Mar 2017, roč. 31, č. 1. S. 1–10. Dostupné na: http://link.springer.com/10.1007/s13344-017-0001-x. ISSN 0890-5487.
- [35] SONG, L., LI, B., ZARKADAS, D. et al. Polymeric hollow-fiber heat exchangers for thermal desalination processes. *Industrial and Engineering Chemistry Research*. 2010, roč. 49, č. 23. S. 11961– 11977. Dostupné na: http://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/ie100375b>. ISSN 08885885.
- [36] SONG, S., SHAN, H., LIU, J. et al. Heat transfer study of PVDF hollow fiber heat exchanger for desalination process. *Desalination*. 2018, roč. 446. S. 1–11. Dostupné na: https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0011916417322889. ISSN 00119164.
- [37] WEISS, K., ASTROUSKI, I., REPPICH, M. et al. Polymeric Hollow-Fiber Bundles as Immersed Heat Exchangers. *Chemical Engineering & Technology*. Jul 2018, roč. 41, č. 7. S. 1457–1465. ISSN 09307516.
- [38] WU, X., GE, F. a HONG, Y. A review of recent studies on vortex-induced vibrations of long slender cylinders. *Journal of Fluids and Structures*. 2012, roč. 28. S. 292–308. ISSN 08899746.
- [39] XIAO, L., YANG, M., YUAN, W.-z. et al. Coupled heat and mass transfer of crossflow random hollow fiber membrane tube bundle used for seawater desalination. *Internati*onal Journal of Heat and Mass Transfer. 2020, roč. 152. S. 119499. Dostupné na: https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119499>. ISSN 0017-9310.
- [40] ZARKADAS, D. M. a SIRKAR, K. K. Polymeric Hollow Fiber Heat Exchangers. Ind. Eng. Chem. Res. 2004, roč. 43, č. 25. S. 8093-8106. Dostupné na: http://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/ie040143k>. ISSN 0888-5885.
- [41] ZHANG, L.-Z. a HUANG, S.-M. Coupled heat and mass transfer in a counter flow hollow fiber membrane module for air humidification. *International Journal of Heat* and Mass Transfer. Feb 2011, roč. 54, 5-6. S. 1055–1063. Dostupné na: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931010006393>. ISSN 00179310.