



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

DIZERTAČNÍ PRÁCE

DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Tereza Kroulíková

ŠKOLITEL

SUPERVISOR

doc. Ing. Milan Hnízdl, 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

KROULÍKOVÁ, Tereza. *Vliv napnutí příčně obtékaného flexibilního svazku dutých polymerních vláken na tlakové ztráty*. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/146626>. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Laboratoř přenosu tepla a proudění. Vedoucí práce Milan Hnízdl.

Prohlašuji, že jsem předkládanou dizertační práci vypracovala samostatně s použitím uvedené literatury.

Ing. Tereza Kroulíková

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 Kúdellové, Eriku Bartulimu, Ilyovi Austroskému a Janu Vančurovi za skvělou spolupráci a zkušenosti, které mi předali. Poděkování patří také mému nejmilejšímu Ondrovi za podporu a snídane.

Ing. Tereza Kroulíková

Obsah

Úvod	11
1 Polymerní výměníky tepla z dutých vláken	13
1.1 Plášťové výměníky kapalina–kapalina	14
1.2 Svazkové výměníky	16
1.3 Obdélníkové výměníky kapalina–plyn	17
1.4 Ostatní zařízení pro výměnu tepla	18
2 Tlakové ztráty obtékaného svazku trubek	21
2.1 První modely	22
2.2 Model Žukauskase	23
2.3 Model podle VDI - Heat atlas	24
2.4 Modely pro trubky s malým průměrem	27
3 Tlakové ztráty polymerních výměníků tepla z dutých vláken	29
3.1 Porovnání s modelem VDI–HA	29
3.2 Porovnání s modelem pro malé průměry	35
3.3 Vliv náhodného rozmístění trubek	37
3.4 Chování flexibilních válců v příčném proudění	38
4 Měření tlakových ztrát	41
4.1 Zařízení na natahování vláken	44
4.2 Popis měření	46
4.3 Varianty měření	47
5 Výsledky měření	49
5.1 Prodloužení vláken	49
5.2 RG021 – nenatahovaný výměník	50
5.3 RG025 – přesazený 2×2	51
5.4 RG026 – přesazený 2×3	54
5.5 Vliv napnutí na přenos tepla	56
5.6 Shrnutí	57
6 Model tlakových ztrát výměníku tepla z dutých polymerních vláken	59
6.1 Model 1 - mocninný tvar	59
6.2 Model 2 - tvar dle VDI-HA	60
6.3 Modely s předpětím	60
6.4 Shrnutí	61
7 Závěr	63

Seznam použitých symbolů a veličin	65
Literatura	71

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 obrobiteľnosť. 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 μm . 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 užívaných 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 inženýrství, 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. Tepelné výměníky lze dělit dle různých kritérií [6, 26, 47]. Nejčastěji jsou to následující:

- způsob předávání tepelné energie
- proces přenosu tepla
- geometrie
- vzájemný směr proudění médií
- média a fázové přeměny
- velikost průtočných kanálů.

Podle **způsobu předávání tepelné energie** se tepelné výměníky dělí na rekuperační, regenerační a směšovací. Podle **procesu přenosu tepla** jsou rozděleny na tepelné výměníky s přímým nebo nepřímým kontaktem pracovních médií. Podle **geometrie** rozeznáváme dvě hlavní skupiny tepelných výměníků, a to trubkové a deskové. Trubkové dále dělíme na typ trubka v trubce, plášťové (shell and tube) a spirálové. Často se na teplosměnné plochy přidávají žebra, která zvětšují teplosměnnou plochu. Žebra se používají tam, kde má jedna z pracovních látek výrazně menší součinitel přestupu tepla než druhá pracovní látka, např. na straně vzduchu pro chladič motoru automobilu. Důležitým kritériem je pak také **směr proudění**; podle něj lze rozlišit souprůdé, protiprůdé a křížové výměníky tepla. Tepelné výměníky se dále dělí i podle **fází proudících médií**. Obecně jsou dle těchto fází děleny na následující typy: kapalina–kapalina, kapalina–plyn, plyn–plyn. Během výměny tepla může docházet k fázovým změnám – vypařování nebo kondenzaci. Tepelné výměníky, ve kterých k fázovým změnám dochází, se pak nazývají výparníky či kondenzátory. Podle **hydraulického průměru průtočného kanálu** někteří autoři rozlišují konvenční kanály, minikanály, mikrokánály a nanokánály. Konkrétní hodnoty hydraulických průměrů se podle různých autorů liší. Dle [47] jsou jako konvenční kanály brány ty s hydraulickým průměrem nad 3 mm, zatímco minikanály se pohybují v rozmezí 3 mm – 200 μm .

Tradičním materiálem pro výrobu tepelných výměníků je kov, velmi oblíbené jsou litiny či měď pro vysokou tepelnou vodivost. V současnosti je velmi rozšířeným materiálem hliník, a to z důvodu jeho dobré tvarovatelnosti, zpracovatelnosti a recyklovatelnosti. V některých odvětvích je ovšem potřeba dalších přidaných vlastností, např. V chemickém průmyslu je důležitá odolnost vůči různým chemickým sloučeninám. Pak přichází polymerní materiály velmi vhod.

V roce 1965 představila firma DuPont první výměník z polymerního materiálu [15]. 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 $34 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ pro výměník voda–vzduch a $560 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ pro výměník voda–voda.

Polymerní materiál nabízí mnoho výhod oproti kovu v konstrukci výměníků tepla – je levnější, snadněji tvarovatelný a obrobitelný než kovový, a jeho hustota je 4–5 krát menší, což ústí v nižší náklady na konstrukci, transport a instalaci [16, 52]. Energie potřebná k vytvoření jednotky hmoty polymerů je navíc zhruba 2krát nižší než pro běžné kovy. Dále je polymerní povrch méně náchylný k zanášení a korozi. Proto byly polymerní výměníky tepla vyvíjeny a aplikovány zejména v oblastech, jako je chlazení chemických sloučenin, chlazení mikro-elektronických zařízení, odsolování vody, systémy pro solární ohřev vody, atd. Ve studii [51] byly porovnány výměníky vyrobené ze slitiny niklu, chromu a molybdenu a výměník z PVDF se stejným tepelným výkonem. Výsledky ukázaly, že i přestože byl PVDF výměník šestkrát větší, vyžadoval 2,5krát menší náklady.

Nevýhodou polymerů, jsou-li použity pro konstrukci výměníků tepla, je jejich nízká tepelná vodivost; $0,1\text{--}0,4 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ v případě čistých polymerů, zatímco tepelná vodivost kovových materiálů běžně dosahuje $200\text{--}300 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ [16]. Tepelná vodivost polymerů může být zvýšena použitím různých plniv, jako jsou částičky kovů (hliníku, mědi, niklu, stříbra aj.), plniva na bázi uhlíku nebo na bázi keramiky [23].

Další možností je zmenšit tepelný odpor zeslabením teplosměnné stěny, kterou je například duté vlákno. Historie polymerních výměníků tepla z dutých vláken (PHFHE z angl. polymeric hollow fiber heat exchanger) se začala psát v roce 2004, kdy D.M. Zarkadas a K.K. Sirkar publikovali článek *Polymeric hollow fiber heat exchangers: An alternative for lower temperature applications*.

1.1 Plášťové výměníky kapalina–kapalina

Zarkadas [52] 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 $575 \mu\text{m}$ a vnitřní průměr $420 \mu\text{m}$. 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 $647\text{--}1314 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ a pro aplikaci etanol–voda pak $414\text{--}642 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$.

Šest let po přecházejícím článku byla publikována studie [45], 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. Chladicí médium pak byla studená voda. První část testů proběhla za použití horkého roztoku soli (4% NaCl $80\text{--}98 \text{ }^\circ\text{C}$) a studené vody ($18\text{--}25 \text{ }^\circ\text{C}$), druhá část testů pak využívala páru ($101\text{--}103 \text{ }^\circ\text{C}$) a studenou vodu ($8\text{--}25 \text{ }^\circ\text{C}$). 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) souprůdého uspořádání, dodané komerčním dodavatelem obdobných membránových modulů. Součinitel prostupu tepla dosáhl až $2000 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$, což téměř dosahuje limitní hranice $2660 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$, dané tloušťkou stěny.

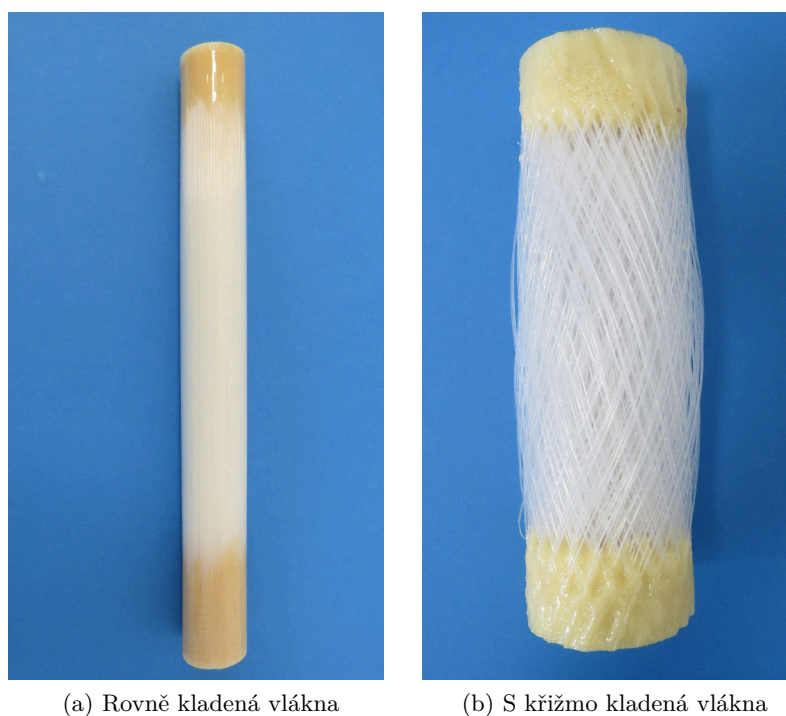
Mezi studii, které kombinují duté vlákno s materiálem se zvýšenou tepelnou vodivostí,

lze uvést [38], 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 $734 \mu\text{m}$ 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 $1228,7 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$, zatímco totožný výměník vyrobený z čistého polypropyleny při stejných podmínkách dosáhl zhruba poloviční hodnoty – okolo $600 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$.

Ve studii [54] byl s pomocí programu FLUENT zpracován třírozměrný model plášťového výměníku z dutých polymerních vláken, a rovněž proběhlo experimentální ověření výsledků simulace. Výměník z 244 polypropylénových vláken o délce 220 mm a vnějším průměru 1 mm dosáhl součinitele na vnější straně vláken až přes $1100 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ pro systém voda–voda.

Další studie [46] 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 $20\text{--}30^\circ$ s osou výměníku. Součinitel prostupu tepla pro křížmo kladená vlákna ($22,5^\circ$) výměníku byl šestkrát vyšší než pro rovně kladený výměník. Obě struktury plášťových výměníků jsou na obr. 1.1



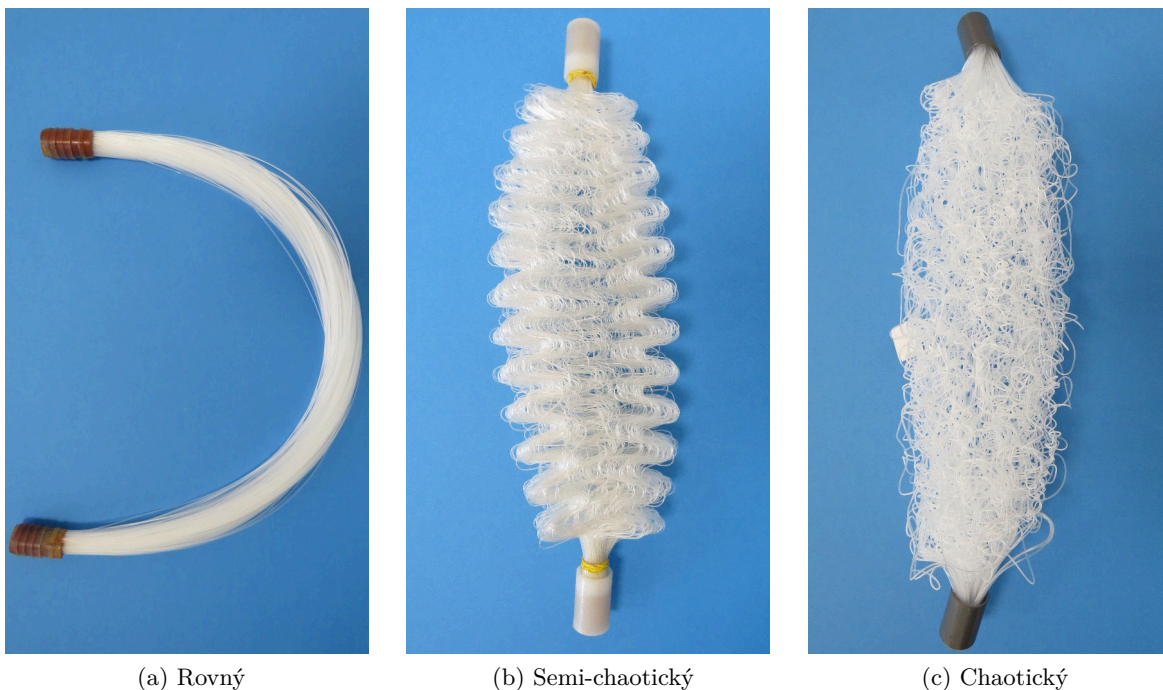
Obrázek 1.1: Vnitřní část plášťových výměníků z dutých polymerních vláken

K obdobným závěrům dospěla i studie [28], kde byly porovnány dva výměníky, jeden s rovně kladenými vlákny, druhý s křížmo kladenými vlákny pod úhlem 45° . Souběžně s nárůstem tepelného výkonu ovšem narůstají i tlakové ztráty v plášti výměníku. Pro křížmo kladená vlákna narůstá ztráta tlaku rychleji. Pro tlakovou ztrátu 50 kPa vykazoval výměník s křížmo kladenými vlákny o 13 % lepší tepelný výkon.

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].

1.2 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 [39]. Každé vlákno je formováno buď pomocí tepla, pak se svazky většinou nazývají semichaotické (viz obrázek 1.2b), nebo pomocí natahování a termální fixace, čímž získá každé vlákno svůj jedinečný, chaotizovaný, tvar (viz obrázek 1.2c). Dotek vláken pak není plošný, ale pouze bodový. Pro porovnání byly zhotoveny dva polypropylenové svazky s 440 vlákeny 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 $26,2 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$, zatímco chaotizovaný dosáhl hodnot 585 W a $96,5 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$, tedy více než dvojnásobek.



Obrázek 1.2: Svazky vláken

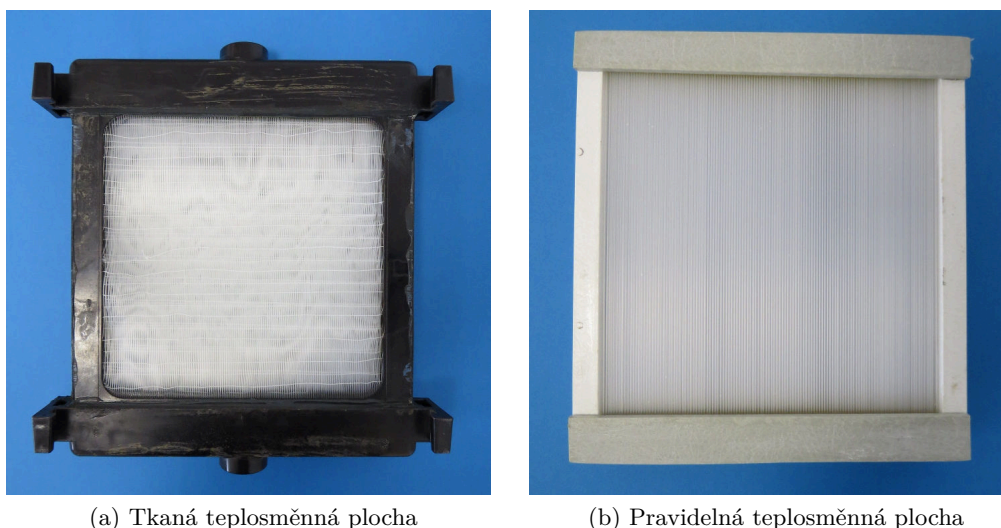
Na chaotizovaných teplosměnných plochách byla provedena jedna z mála studií o zanášení PHFHE [4]. V této studii byly provedeny dva experimenty: jeden s odpadovou vodou po sprchování, druhý s odpadní vodou v prádelně. V prvním případě se vliv zanášení na součinitel prostupu tepla téměř neprojevil. V druhém 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 [48], 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.

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 1.3a. 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 straně plynu).

Článek [30] 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.



Obrázek 1.3: 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 1.3b. Takovéto výměníky jsou vhodné například pro kondenzaci na vnějším povrchu výměníku [13]. 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 [14]. 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 [40], 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 vstříkovaného prachu. Na začátku roste velmi pomalu, bez efektu na přenos tepla a tlakovou ztrátu, ovšem při hodnotě vstříkovaného prachu $800 \text{ g}\cdot\text{m}^{-2}$ dochází k nárůstu tlakové ztráty na straně vzduchu a snižování tepelného výkonu. Při hodnotě $8000 \text{ g}\cdot\text{m}^{-2}$ je pak tlaková ztráta dvojnásobná a tepelný výkon o 1 kW nižší. Snižování 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 vstříkovaného prachu.

Článek [31] 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 [33]. Zatímco tepelný výkon je u PHFHE vyšší než u komerčního hliníkového chladiče, tlakové ztráty na straně vzduchu jsou značně vyšší, a to až šestnásobně. 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 [18, 34]. 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 [32]. 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.

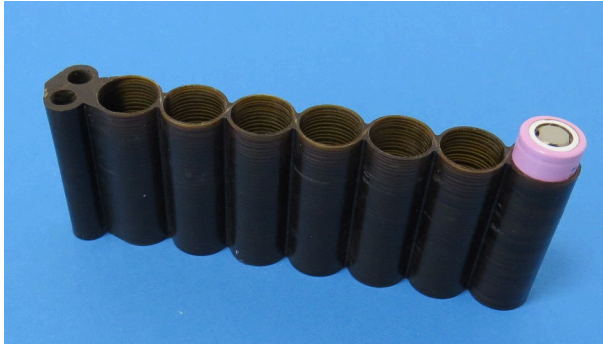
Studie kombinující experimentální a numerický přístup [10], se zabývala optimalizací geometrie výměníku pro stropní chladicí jednotku, fungující na přirozené konvekci. Pro bezrozměrnou rozteč (rozteč/průměr vlákna) bylo jako optimum nalezeno 6,9 pro horizontální rozteč a 1,3 pro vertikální rozteč. Tepelný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

1.4 Ostatní zařízení pro výměnu tepla

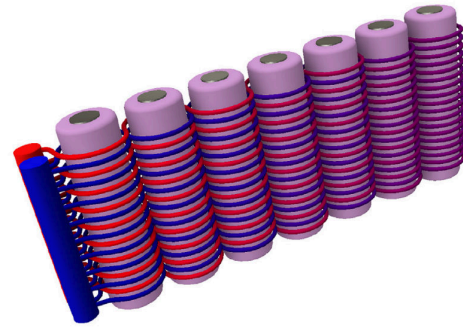
Vzhledem k flexibilitě dutých vláken vznikají i jiné typy teplosměnných zařízení než je výměník tepla. Jednou z aplikací je chlazení solárního panelu [43], kdy byla pomocí modulu s dutými polymerními vlákny snížena teplota solárního panelu z 90°C na teplotu okolo 50°C . Toto snížení teploty zvýšilo efektivitu fotovoltaického modulu.

Teoretická studie pro použití dutých polymerních vláken v PCM (z ang. phase changing material) materiálech byla provedena ve studii [21]. Velká teplosměnná plocha polymerního výměníku z dutých vláken může kompenzovat nízkou tepelnou vodivost PCM.

Další aplikací je použití dutých polymerních vláken při chlazení baterií elektromobilů válcového tvaru. Elektrická nevodivost použitých materiálů je v tomto případě značnou výhodou. Vlákná spojená vstříkovaným polydicyclopentadienem jsou ve tvaru "valchy", viz obr. 1.4, čímž mohou těsně přilehnout na povrch baterií. Střídání průtočných kanálů s horkým a studeným médiem zároveň přispívá k rovnoměrné teplotě baterií [11, 12].



(a) Výměník z dutých vláken



(b) CFD simulace, převzato z [12]

Obrázek 1.4: Chlazení baterií elektromobilů z dutých polymerních vláken

2 | Tlakové ztráty obtékaného svazku trubek

Tlakové ztráty jsou definovány jako rozdíl v celkovém tlaku mezi dvěma body potrubí [24]. Tento rozdíl je způsoben třením o povrch průtočného kanálu a obtékaných těles i třením uvnitř tekutiny. Třením ztrácí tekutina kinetickou energii a aby protékla kanálem požadovanou rychlostí, musí nabývat kinetickou energii na úkor tlakové energie poklesem tlaku na druhé straně kanálu. Třením vzniká třecí teplo, jde o nevratnou změnu 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:

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

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. Při 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.

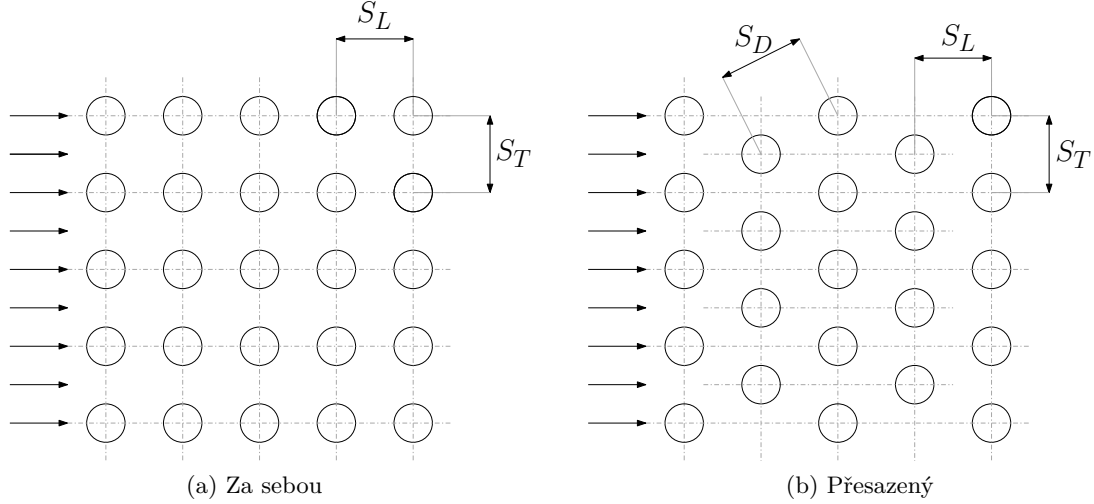
Výměníky tvořené trubkami mohou mít v základu dvě uspořádání trubek, a to za sebou (inline) a přesazený, viz obrázek 2.1. Tato uspořádání jsou charakterizována poměrem příčné, podélné a diagonální rozteče vůči průměru trubek:

$$a = \frac{S_T}{d_o}, \quad (2.2)$$

$$b = \frac{S_L}{d_o}, \quad (2.3)$$

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

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 :

$$\text{Re}_{d,max} = \frac{v_{max} d_o \rho}{\mu}, \quad (2.5)$$

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

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

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

2.1 První modely

První studie tlakových ztrát i přenosu tepla ve svazku trubek se začaly objevovat ve třicátých letech minulého století. Mezi prvními modely byl Grimisonův model [19]. V [25] představil model Jakob:

$$\Delta p = \frac{2f G_{max}^2 n}{\rho} \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0,14}, \quad (2.8)$$

$$f = \left(0,25 + \frac{0,0118}{\left(\frac{S_T - d_o}{d_o} \right)^{1,08}} \right) \text{Re}_{max}^{-0,16}, \quad (2.9)$$

kde G_{max} je hmotnostní tok tekutiny v nejužším průřezu, n počet řad trubek, ρ hustota tekutiny, μ viskozita evaluovaná pro teplotu proudu a μ_w viskozita evaluovaná pro teplotu stěny trubek.

Dalším je Gunter-Shaw model [20]:

$$\Delta p = \frac{f}{2} \frac{1}{g} \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0,14} \left(\frac{d_v}{S_T} \right)^{0,4} \left(\frac{S_L}{S_T} \right)^{0,6} \left(\frac{G^2 l}{d_v \rho} \right), \quad (2.10)$$

$$\frac{f}{2} = \begin{cases} 90 \text{Re}^{-1} & \text{pro } \text{Re} \lesssim 200 \\ 0,96 \text{Re}^{-0,145} & \text{pro } \text{Re} \gtrsim 200 \end{cases}, \quad (2.11)$$

kde d_v je hydraulický průměr svazku. Tento model byl kritizován již v době svého publikování. Kays a London [27] pak upravili model Grimisona pro kompaktní výměníky. Empiricky získané součinitele tlakové ztráty jsou dostupné pouze pro bezrozměrnou rozteč mezi řadami do 1,5 a pro Reynoldsova čísla 300–15000. Součinitel tlakové ztráty je pak ve tvaru:

$$f = C_f \cdot \text{Re}^{-0,18} \quad (2.12)$$

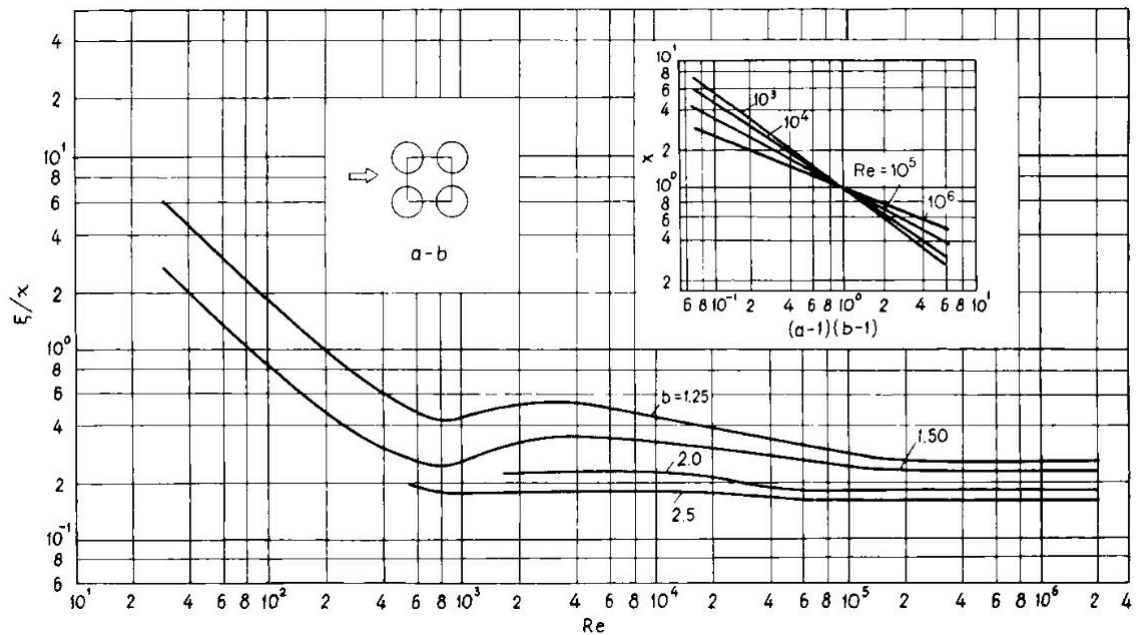
2.2 Model Žukauskase

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, 26].

Tlakové ztráty dle Žukauskase jsou dány vztahem:

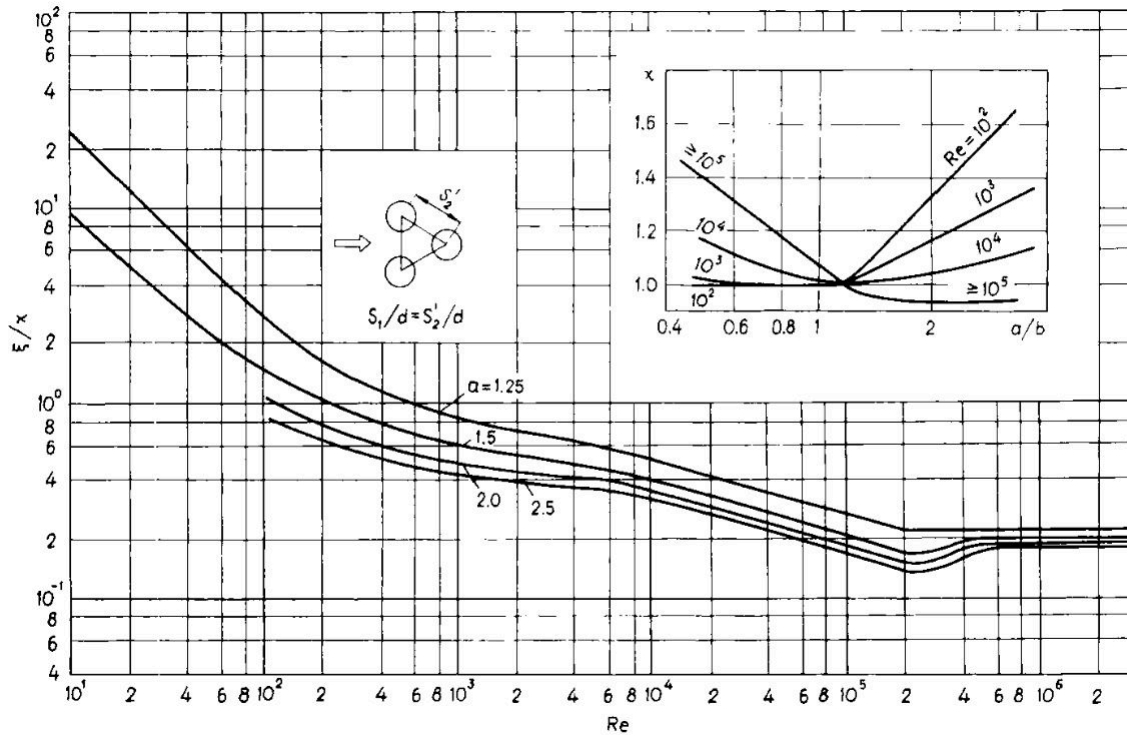
$$\Delta p = \frac{\xi}{\chi} \chi^{n_r} \frac{\rho v_{max}^2}{2}, \quad (2.13)$$

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]. Součinitele ξ a χ se určují z grafů na obrázku 2.2 a obrázku 2.3.



Obrázek 2.2: Součinitele pro in-line uspořádání trubek, převzato z [55]

Předpoklady pro použití rovnice (2.13) 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 [26].



Obrázek 2.3: Součinitele pro přesazené uspořádání trubek, převzato z [55]

2.3 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: $1 \leq Re \leq 3 \cdot 10^5$; 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:

$$\Delta p = \xi n_{mr} \frac{\rho v_{max}^2}{2}, \quad (2.14)$$

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 $n_r \geq 10$, 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.

In-line design

Koeficient ξ pro in-line uspořádnání počítáme následovně:

$$\xi = \xi_{lam} + \xi_{turb} F_f, \quad (2.15)$$

kde koeficienty

$$F_f = 1 - \exp\left(-\frac{\text{Re}_{d,max} + 1000}{2000}\right), \quad (2.16)$$

$$\xi_{lam} = \frac{f_{a,l,f}}{\text{Re}_{d,max}}, \quad (2.17)$$

$$f_{a,l,f} = \frac{280\pi \left((b^{0,5} - 0,6)^2 + 0,75 \right)}{(4ab - \pi) a^{1,6}}, \quad (2.18)$$

$$\xi_{turb} = \frac{f_{a,t,f}}{\text{Re}_{d,max}^{0,1(b/a)}}, \quad (2.19)$$

a

$$f_{a,t,f} = \left(0,22 + 1,2 \frac{\left(1 - \frac{0,94}{b}\right)^{0,6}}{(a - 0,85)^{1,3}} \right) \cdot 10^{0,47\left(\frac{b}{a} - 1,5\right)} + 0,03 (a - 1) (b - 1). \quad (2.20)$$

Přesazený design

Koeficient ξ pro přesazené uspořádnání počítáme následovně:

$$\xi = \xi_{lam} + \xi_{turb} F_v, \quad (2.21)$$

kde

$$F_v = 1 - \exp\left(-\frac{\text{Re}_{d,max} + 200}{1000}\right), \quad (2.22)$$

$$\xi_{lam} = \frac{f_{a,l,v}}{\text{Re}_{d,max}}, \quad (2.23)$$

$$f_{a,l,v} = \frac{280\pi \left((b^{0,5} - 0,6)^2 \right)}{(4ab - \pi) a^{1,6}}, \quad \text{pro } b \geq 0,5\sqrt{2a+1} \quad (2.24)$$

$$f_{a,l,v} = \frac{280\pi \left((b^{0,5} - 0,6)^2 \right)}{(4ab - \pi) c^{1,6}}, \quad \text{pro } b < 0,5\sqrt{2a+1} \quad (2.25)$$

$$\xi_{turb} = \frac{f_{a,t,v}}{\text{Re}_{d,max}^{0,25}}, \quad (2.26)$$

a

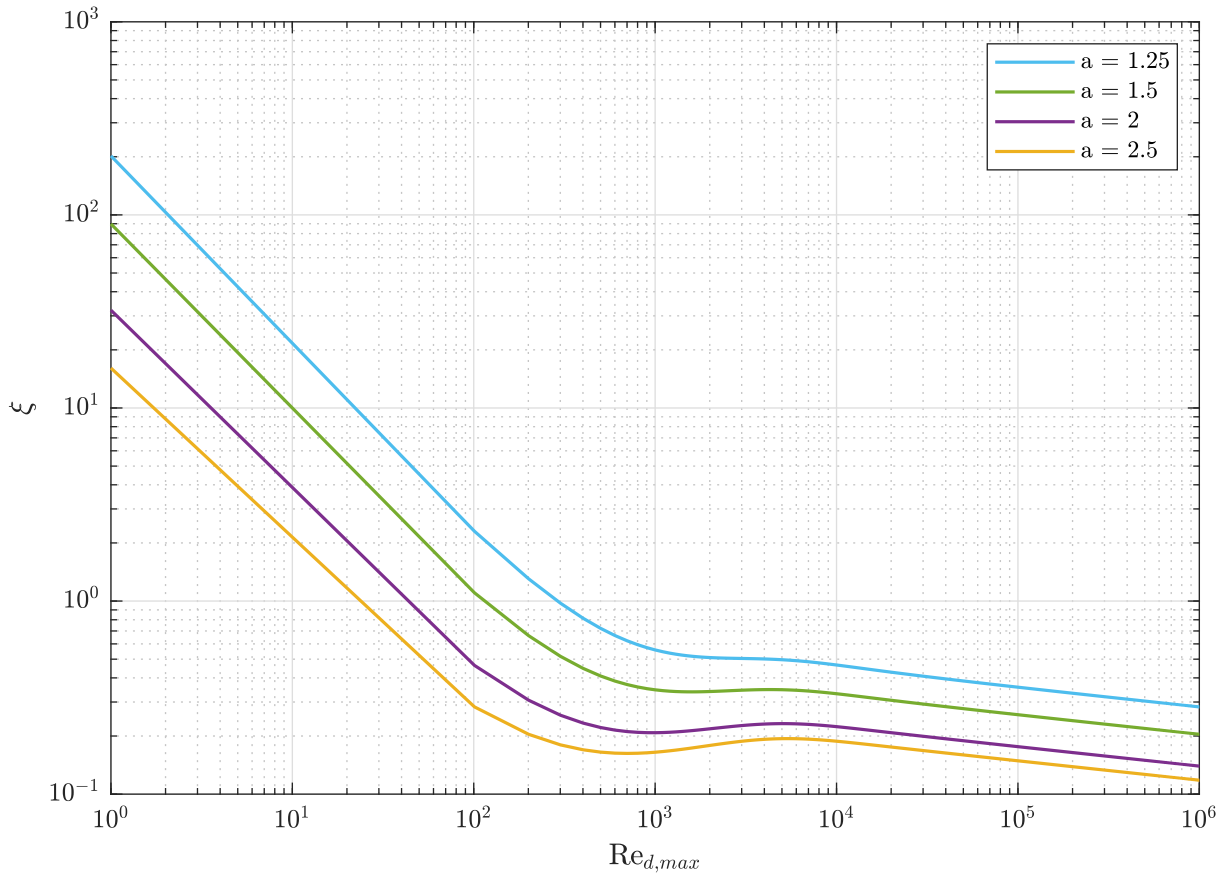
$$f_{a,t,v} = 2,5 + \left(\frac{1,2}{(a - 0,85)^{1,08}} \right) + 0,4 \left(\frac{b}{a} - 1 \right)^3 - 0,01 \left(\frac{a}{b} - 1 \right)^3, \quad (2.27)$$

kde c lze spočítat také jako:

$$c = \left(\left(\frac{a}{2} \right)^2 + b^2 \right)^{0,5}. \quad (2.28)$$

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

Pokud vykreslíme koeficient ξ pro stejné hodnoty poměru a jako v případě Žukauskasova modelu, získáme obrázek 2.4. Vidíme, že koeficienty se liší zejména v oblasti $10^3 < \text{Re} < 10^4$. Tento model umožňuje extrapolaci na jiné hodnoty podílů roztečí než konvenčních výměníků, a také umožňuje určení koeficientu ξ v širší oblasti Reynoldsových čísel.



Obrázek 2.4: Křivky součinitele ξ pro ideální svazek podle rovnice (2.15)

Korekční faktory

Pro odchylky od ideálních podmínek používáme korekční faktory. Důležitými faktory jsou teplotně závislé fyzikální veličiny a malý počet trubek. Obecná rovnice pro in-line uspořádání pak má následující tvar:

$$\xi = \xi_{lam} f_{zn,l} + (\xi_{turb} f_{z,t} + f_{n,t}) F_f \quad (2.29)$$

a obdobně pro přesazené uspořádání:

$$\xi = \xi_{lam} f_{zn,l} + (\xi_{turb} f_{z,t} + f_{n,t}) F_v. \quad (2.30)$$

Teplotně závislé fyzikální veličiny

Ohřívání nebo chlazení svazku trubek vede ke změně fyzikálních vlastností v mezní vrstvě. Tyto změny korigujeme faktory:

$$f_{z,l} = \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right) \frac{0,57}{\left[\left(\frac{4ab}{\pi} - 1 \right) \text{Re}_{d,max} \right]^{0,25}}, \quad (2.31)$$

$$f_{z,t} = \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0,14}. \quad (2.32)$$

Malý počet řad trubek

Pokud počet řad je menší než 10, pak použijeme korekční faktory:

$$f_{zn,l} = \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right) \frac{0,57 \left(\frac{n_r}{10} \right)^{0,25}}{\left[\left(\frac{4ab}{\pi} - 1 \right) \text{Re}_{d,max} \right]^{0,25}} \quad (2.33)$$

a

$$f_{n,t} = \xi_0 \left(\frac{1}{n_R} - \frac{1}{10} \right), \quad (2.34)$$

kde pro in-line a přesazený design s nejužším místem kolmo na proudění:

$$\xi_0 = \frac{1}{a^2} \quad (2.35)$$

a pro přesazený design, kde nejužší místo je diagonálně na proudění:

$$\xi_0 = \left(\frac{2(c-1)}{a(a-1)} \right)^2. \quad (2.36)$$

2.4 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 z kapitoly 2.1 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:

$$\Delta p = \frac{(\rho_{avg} v_{max})^2}{2\rho_{in}} \left[f \frac{A_o}{A_{free}} \frac{\rho_{in}}{\rho_{avg}} + (1 - \sigma^2) \left(1 - \frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} \right) \right], \quad (2.37)$$

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:

$$f = c_1 \text{Re}_{d,max}^{p_1} \left(\frac{S_L}{S_T} \right)^{p_2} \left(\frac{S_L}{d_o} \right)^{p_3} \left(\frac{S_T}{d_o} \right)^{p_4} n^{c_2}, \quad (2.38)$$

kde jednotlivé koeficienty získáme z:

$$p_1 = c_3 + \frac{c_4 n}{\ln(\text{Re}_{d,max})} + c_5 \ln \left(n \left(\frac{S_T}{d_o} \right)^{c_6} \right), \quad (2.39)$$

$$p_2 = c_7 + \frac{c_8}{\ln(\text{Re}_{d,max})} \left(\frac{S_L}{d_o} \right)^{c_9}, \quad (2.40)$$

$$p_3 = c_{10} + \frac{c_{11} n}{\ln(\text{Re}_{d,max})}, \quad (2.41)$$

$$p_4 = c_{12} + c_{13} \ln \left(\frac{\text{Re}_{d,max}}{n} \right). \quad (2.42)$$

Koeficienty c_x jsou pak dány tabulkou na základě počtu řad n .

Nadhodnocování tlakové ztráty pro trubičky s malými průměry modelem Žukauského je uvedeno také ve studii [22]. Tlakové ztráty byly měřeny na výměníku s 484 trubičkami s vnějším průměrem 0,8 mm. Tato studie vykazuje nižší tlakové ztráty, než byly počítány modelem, a to o více než 15 procent. Rozdíl mezi naměřenými hodnotami a modelem autoři přiřkli právě malému průměru, který není modelem pokryt. Jejich návrh je:

$$\Delta p = \frac{G_{max}^2}{2\rho_{in}} \left[f \frac{A_o}{A_{fr}} \frac{\rho_{in}}{\rho_{avg}} + (1 + \sigma^2) \left(1 - \frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} \right) \right] \quad (2.43)$$

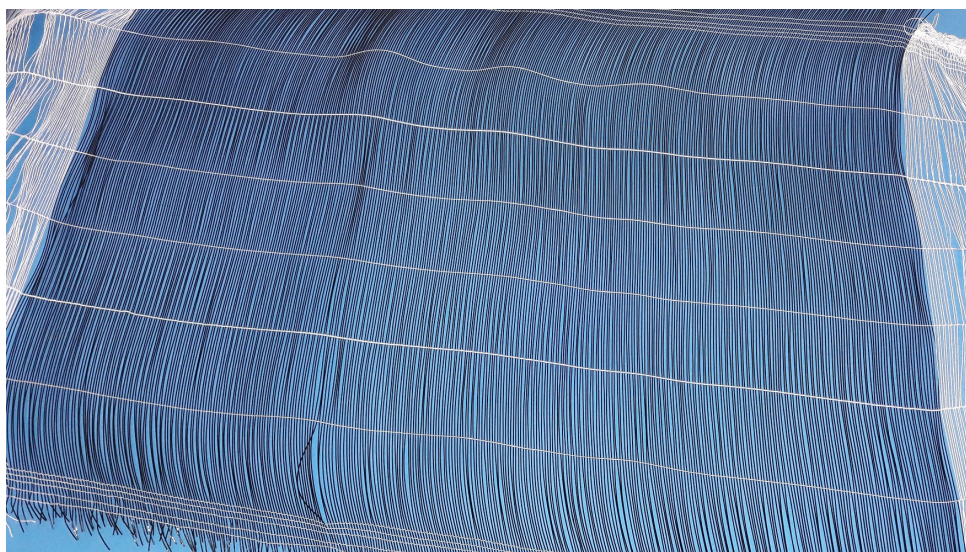
$$f = 1,0114 \cdot \text{Re}^{-0,378}. \quad (2.44)$$

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: [30, 33, 37]. 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 (2.37).

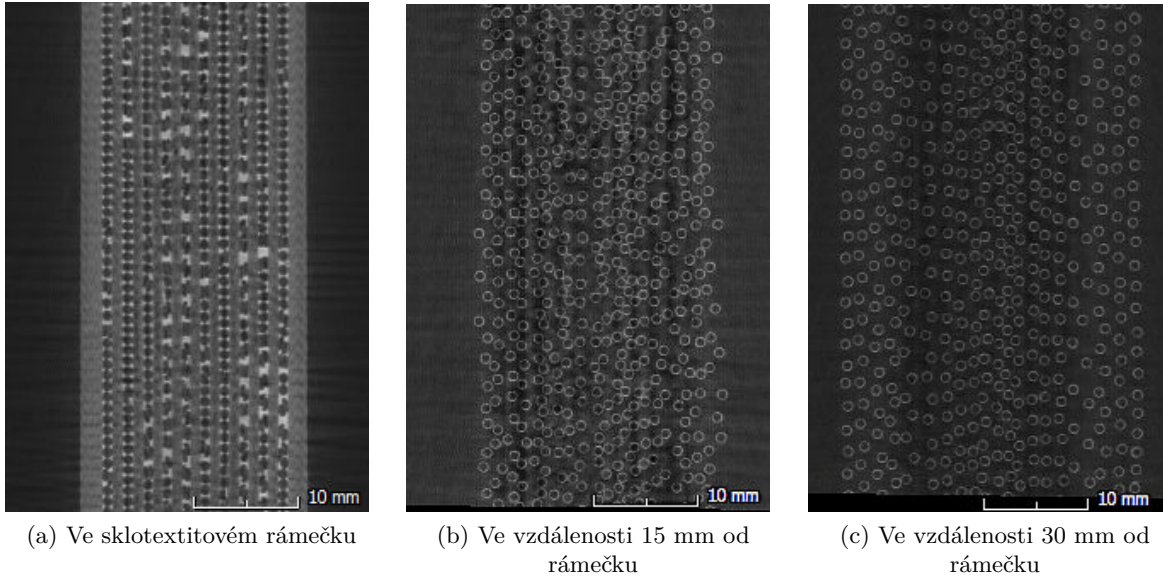
3.1 Porovnání s modelem VDI–HA

Porovnání naměřených hodnot a hodnot spočtených model VDI–HA je znázorněno na několika následujících obrázcích. Výměníky jsou rozděleny do dvou kategorií, podle toho, jakým způsobem jsou zhotoveny. První jsou vyrobené z tzv. rohoží. Vlákna jsou nejprve setkána textilní osnovou. Tato tkanina je nastříhána na kratší kousky, viz obrázek 3.1. Rohože jsou dávány po dvou mezi rámečky ze sklotextitu. Na krajích, kde vlákna zapadnou mezi sebe, je výměník hustší než uprostřed, kde jsou jednotlivé vrstvy (rohože) separovány křížmo protkanou trubičkou. Vzhledem k tomu, že jsou trubičky u krajů výměníku více u sebe, dochází k nárůstu tlakové ztráty. Zatímco pro výpočet se předpokládá standardní struktura, stejné roztoče po celé délce vlákna.



Obrázek 3.1: Vrstva tkaniny z dutých polymerních vláken, tzv. rohož

Nepřavidelné rozmístění vláken ve výměníku je ilustrováno na obrázku 3.2. Na něm jsou zobrazeny tři řezy výměníkem RG019 ze snímku z průmyslového tomografu. Na obrázku 3.2 je vidět řez v oblasti, kde jsou rámečky ze sklotextitu. Mezi rámečky jsou rohože skládány po dvou, jednotlivá vlákna zapadnou mezi sebe. Mezi vlákny je tak velmi málo prostoru. Na druhém obrázku 3.2b je řez ve vzdálenosti 15 mm od hrany rámečku. Zde už vlákna nezachovávají rovné řady, ale plně separované jsou až ve vzdálenosti 30 mm od hrany rámečku, jak je vidět na obrázku 3.2c.



Obrázek 3.2: Rozmístění vláken výměníku RG019 v různých pozicích vůči sklotextitovému rámečku

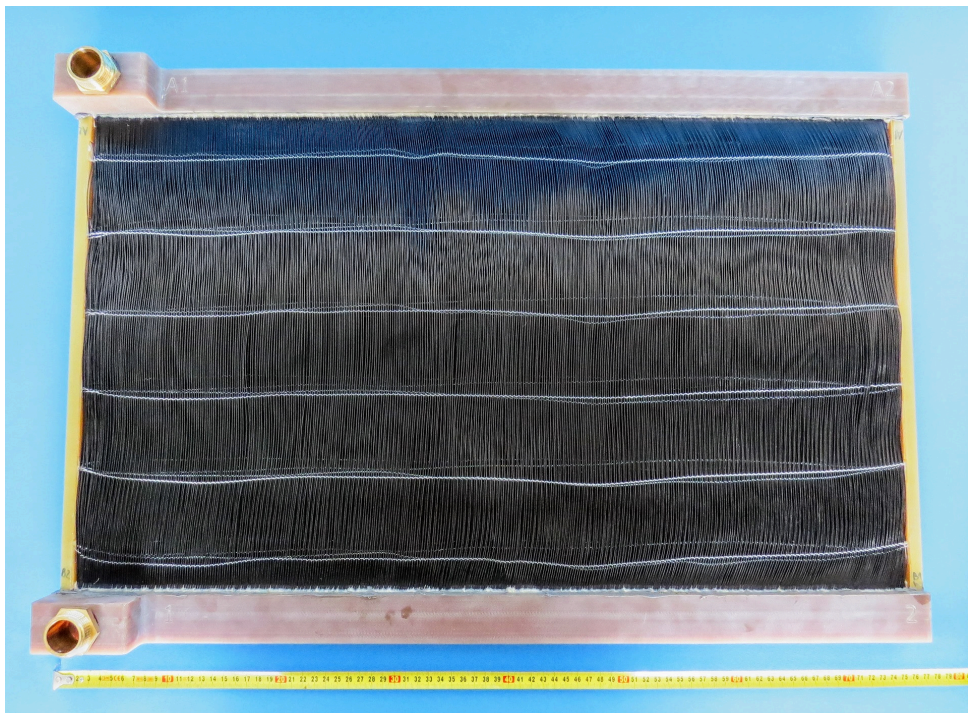
Dva výměníky vyrobené z rohoží můžeme vidět na následujících obrázcích. Na obrázku 3.3 je výměník RG019, který byl navržen jako alternativa hliníkového žebrovaného chladiče pro formuli student na VUT [37]. Na obrázku 3.4 je výměník RG014, který je alternativou chladiče motoru do automobilu Škoda Octavia [33]. Porovnávat pak budeme pět výměníků, jejichž geometrické parametry, jako jsou vnitřní a vnější průměr vlákna, rozteče a počty vláken, jsou uvedeny v tabulce 3.1.

Tabulka 3.1: Parametry polymerních výměníků tepla z obrázku 3.5

	d_o [mm]	d_i [mm]	l [mm]	vláken v řadě [-]	počet řad [-]	počet vláken [-]	S_T [mm]	S_L [mm]
RG009	0,8	0,64	340	141	22	3100	2	2
RG010	1,2	0,96	340	118	22	2600	2	2
RG012	0,8	0,64	380	187	28	5250	1,6	1,4
RG014	0,8	0,64	420	360	34	12240	2	1,4
RG019	1	0,8	200	260	20	5200	2	1,6

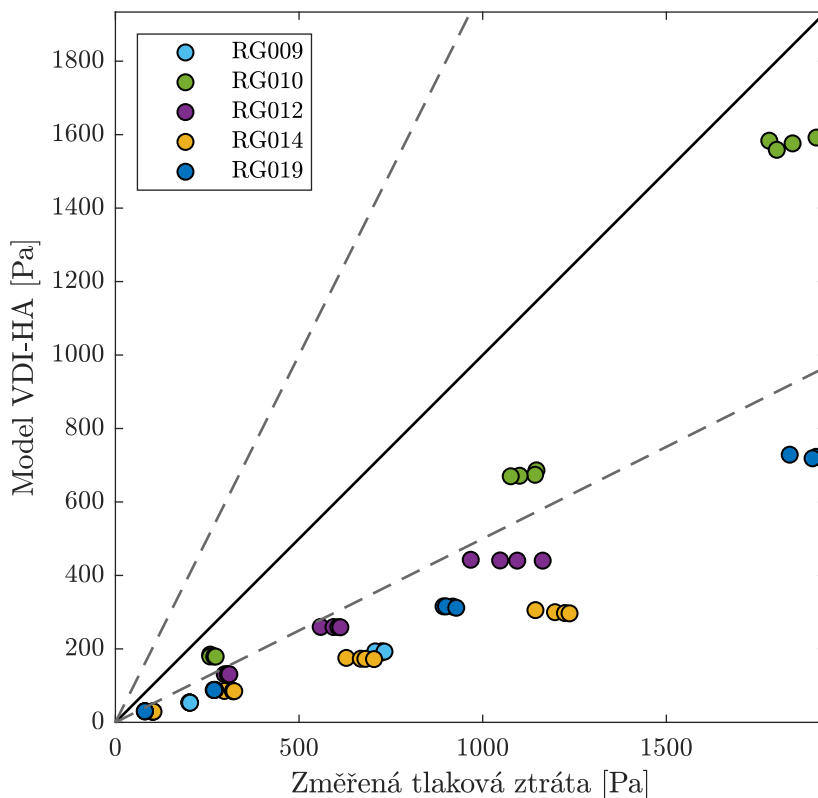


Obrázek 3.3: Tepelný výměník RG019 vyrobený z tkaných rohoží



Obrázek 3.4: Tepelný výměník RG014 vyrobený z tkaných rohoží

Porovnání pro rohožové výměníky pak ukazuje obrázek 3.5. V ideálním případě, pokud model zcela odpovídá skutečnosti, hodnoty leží na plné černé diagonální čáře. V případě, že model podhodnocuje, leží hodnoty pod touto čárou. 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.



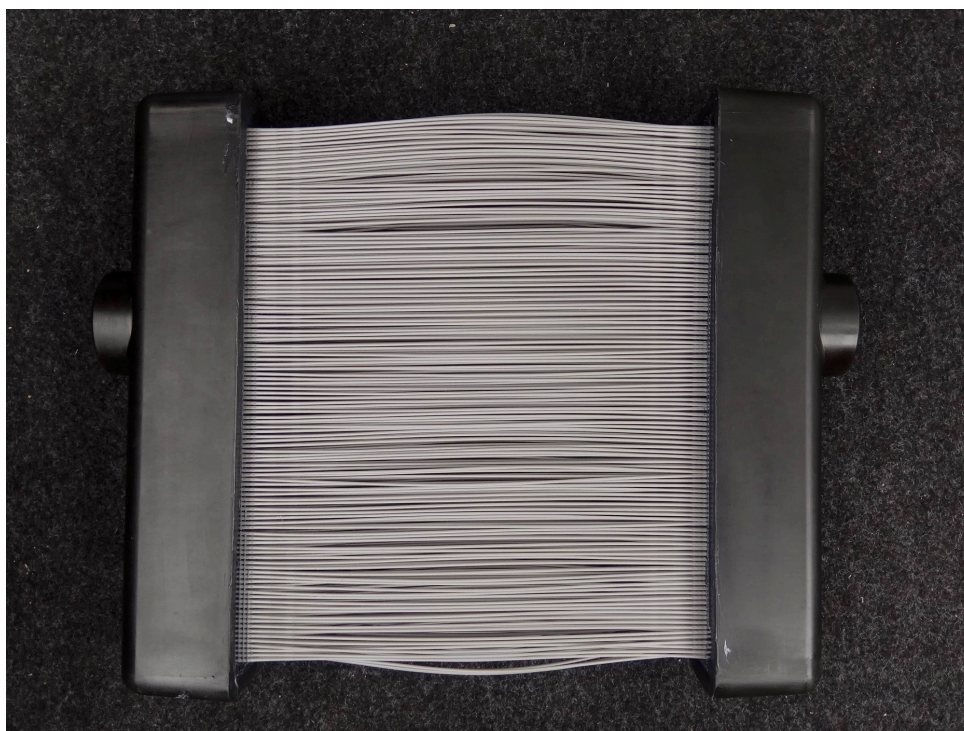
Obrázek 3.5: Porovnání změřených tlakových ztrát a tlakových ztrát vypočtených dle modelu VDI-HA, plná černá čára odpovídá situaci, kdy model a naměřené hodnoty souhlasí, přerušovaná odpovídá 100% odchylce

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, viz rovnice (2.31) a (2.32), pro tyto tři tepelné výměníky je to opačně. Například pro výměník RG014 model sníží tlakovou ztrátu pro průtok $60 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$ o 10 Pa vůči tlakové ztrátě při $15 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$ (obojí pro rychlost vzduchu $4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$). 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 3.6. Parametry geometrie devíti porovnávaných výměníků je pak popsána v tabulce 3.2.

Na obrázku 3.7 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 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.

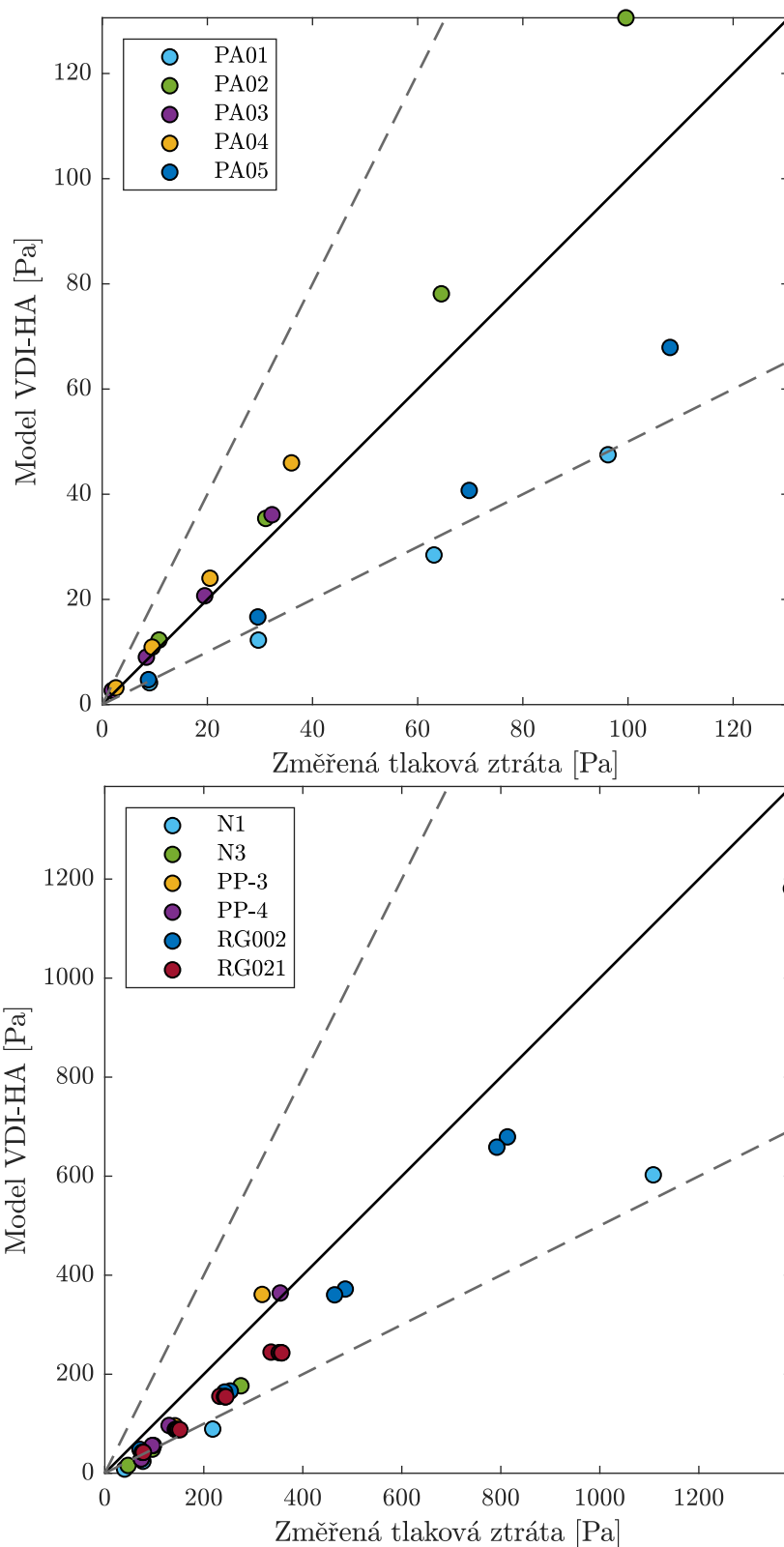
Z obrázku 3.7 je pak vidět, že výměník RG021 vykazuje stejné chování, jako rohožové výměníky, tj. tlaková ztráta na vzduchu roste s průtokem ve vláknech. Z této sady měření, je to jediný výměník, který byl měřen pro více průtoků.



Obrázek 3.6: Tepelný výměník PP-3 z dutých vláken se stejnou roztečí po celé délce vláken

Tabulka 3.2: Parametry polymerních výměníků tepla z obrázku 3.7

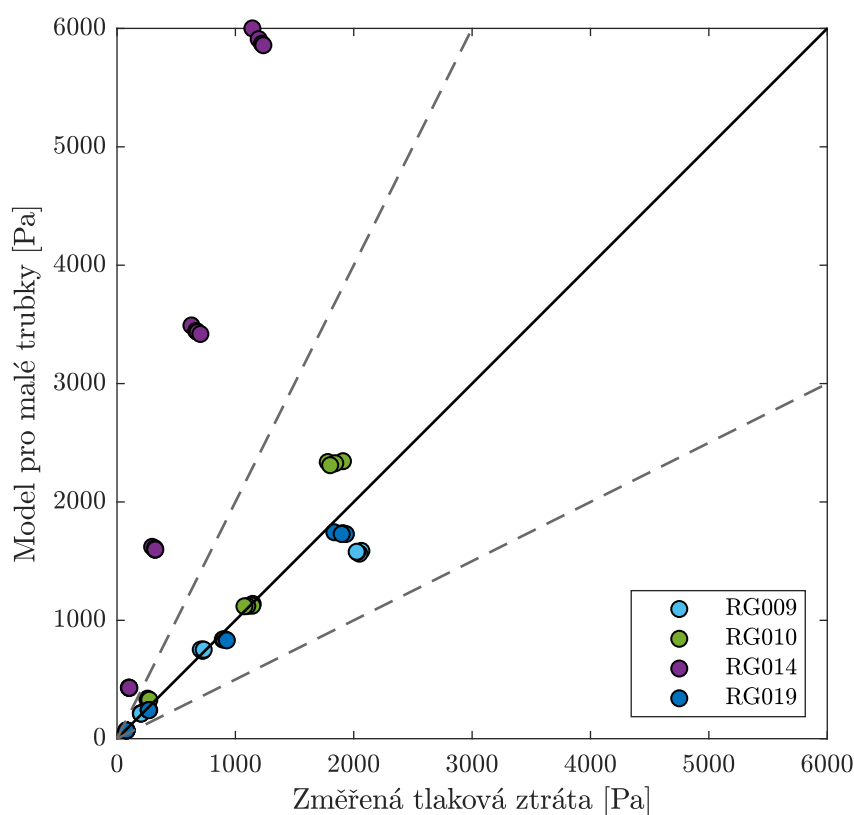
	d_o [mm]	d_i [mm]	l [mm]	vláken v řadě [-]	počet řad [-]	počet vláken [-]	S_T [mm]	S_L [mm]
N1	0.6	0.48	250	140	14	1960	1.8	3
N3	0.8	0.64	220	136	14	1904	1.6	3
PA01	0,85	0,7	400	235	6	1412	2,4	1,7
PA02	0,85	0,7	400	235	8	1882	1,7	3,2
PA03	0,85	0,7	400	133	6	800	3	1,7
PA04	0,85	0,7	400	125	8	1000	3,2	3,2
PA05	1,25	1	400	167	6	1000	3	3
PP-3	1,2	0,85	190	110	12	1320	2	3
PP-4	1,2	0,85	190	110	12	1320	2	3
RG002	0,75	0,6	442	448	10	4480	1,5	1,4
RG021	1	0,8	330	171	10	1710	2	2



Obrázek 3.7: Porovnání změřených tlakových ztrát a tlakových ztrát vypočtených dle modelu VDI-HA, nahore 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 3.8. 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 3.8.

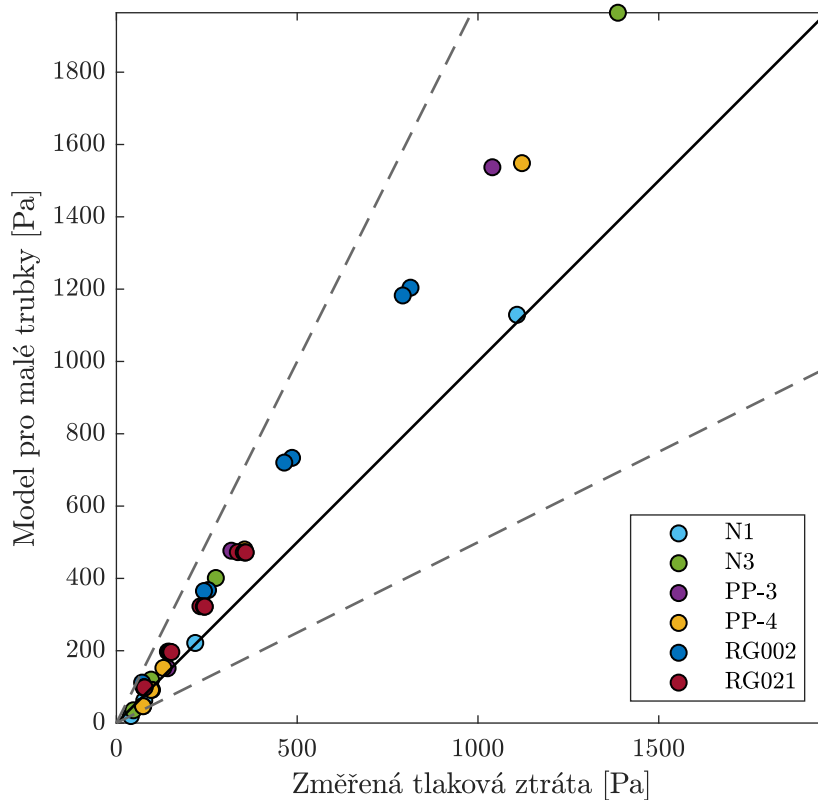
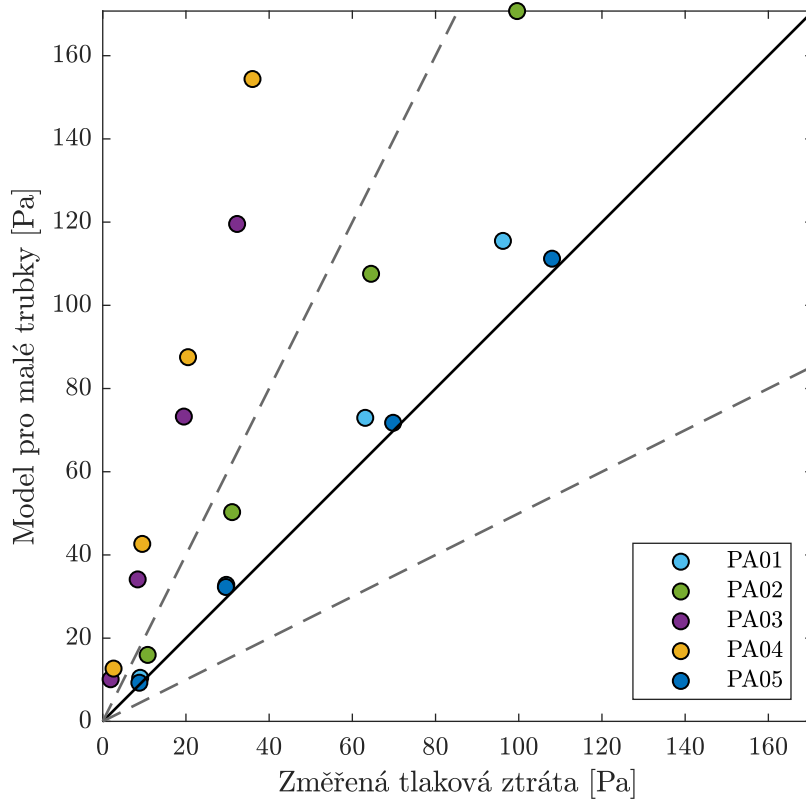


Obrázek 3.8: Porovnání změřených tlakových ztrát a tlakových ztrát vypočtených dle modelu pro malé trubky

Na dalších grafech na obrázku 3.9 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.

Výše bylo provedeno porovnání naměřených tlakových ztrát 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



Obrázek 3.9: Porovnání změřených tlakových ztrát a tlakových ztrát vypočtených dle modelu pro malé trubky, nahoře výměníky s tlakovými ztrátami do 130 Pa, dole ostatní

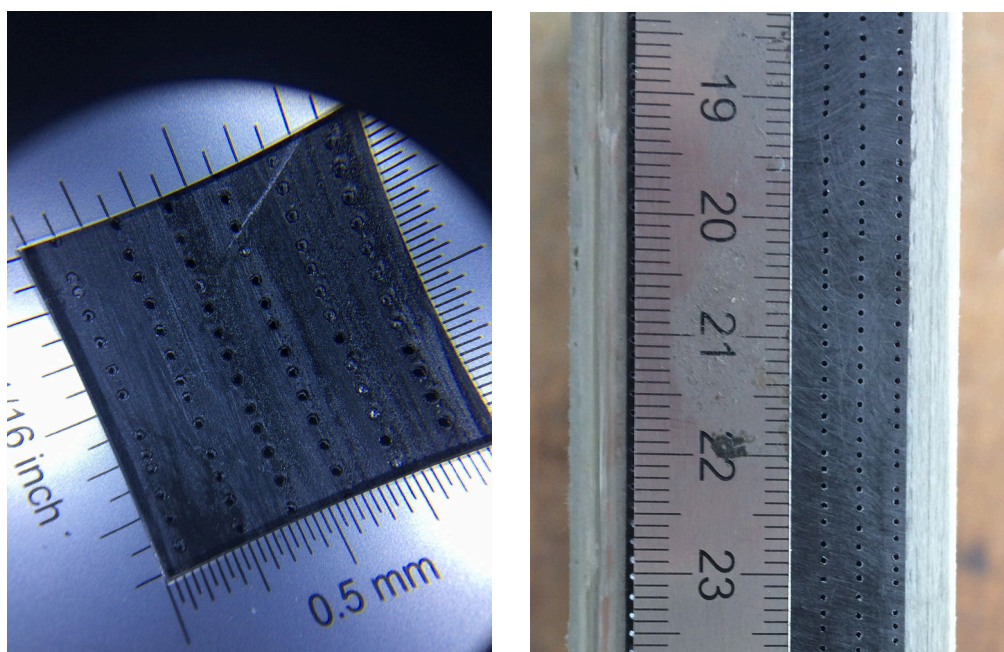
vlákna jsou flexibilní. Dále také k malým rozměrům patří jistá specifika. Je třeba si uvědomit, že velmi malé rozměry dutého vlákna způsobují značně velkou relativní chybu i při malých absolutních odchyškách od nominálních rozměrů, např. nárůst průměru o 0,1 mm je relativní nárůst o 10 %. Například tento 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 [53]. 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 [50], 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.

Nepravidelnosti ve struktuře PHFHE si můžeme prohlédnout na obrázku 3.10. Z něho je vidět, že zatímco rozteč mezi řadami je po celé délce stejná, pro rozteče vláken v řadě toto ovšem říci nemůžeme. Lze tedy usoudit, že nerovnoměrné rozmístění vláken ve výměníku bude přispívat k pozorovanému nárůstu tlakové ztráty.



Obrázek 3.10: Rozmístění vláken ve výměníku

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 [35]. 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 částěčky 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 číslo¹ 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 [29]. Trubky vyrobené z flexibilnějšího FEP Teflonu měly vyšší součinitel přenosu tepla i součinitel tlakové ztráty než trubky z méně flexibilního Q Teflonu

Další studie [42] 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 [36]. 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 [49].

Podíváme-li se na chování flexibilních válců trochu 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 [44] 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 [41]. 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 osově 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.

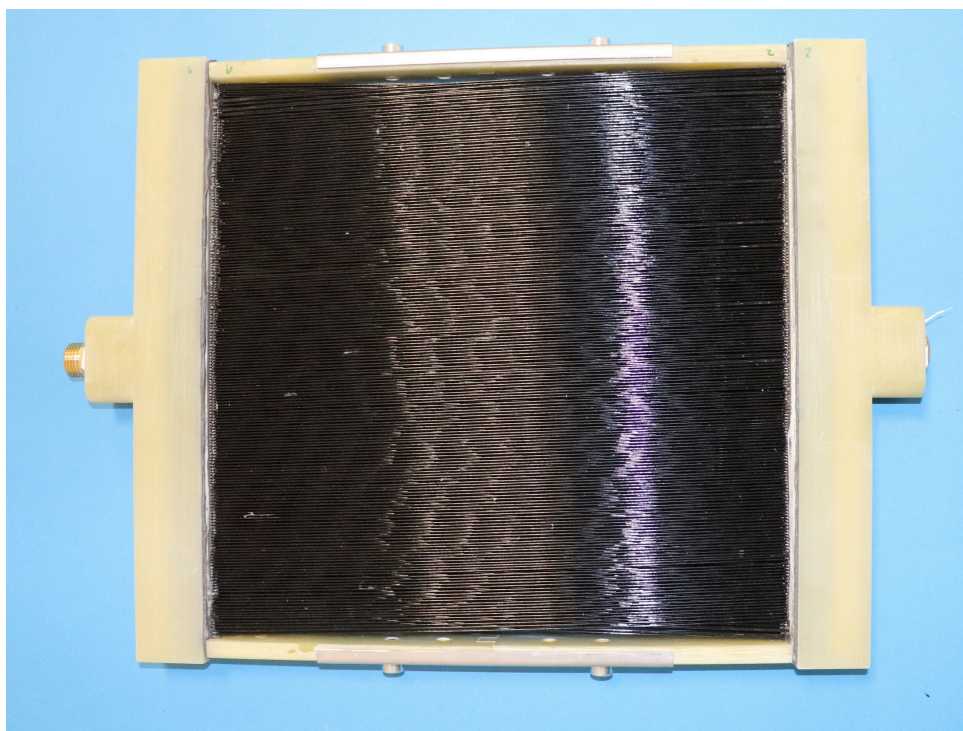
Pro polymerní dutá vlákna narůstá tlaková ztráta i s teplotou vlákna. Pro aplikace vzduch–kapalina je teplota stěny vlákna téměř stejná, jako je teplota kapaliny uvnitř vlákna. Důvodem je velký tepelný odpor na vnější straně vlákna. Teplota vlákna je vyšší, čím je vyšší teplota kapaliny uvnitř vlákna, což pro danou vstupní teplotu ovlivňuje hlavně průtok uvnitř vláken. Dalo by

¹Strouhalovo číslo je podobnostní číslo, které dává do souvislosti frekvenci vytváření vírů v úplavu za překážkou, její charakteristický rozměr a rychlost proudění.

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

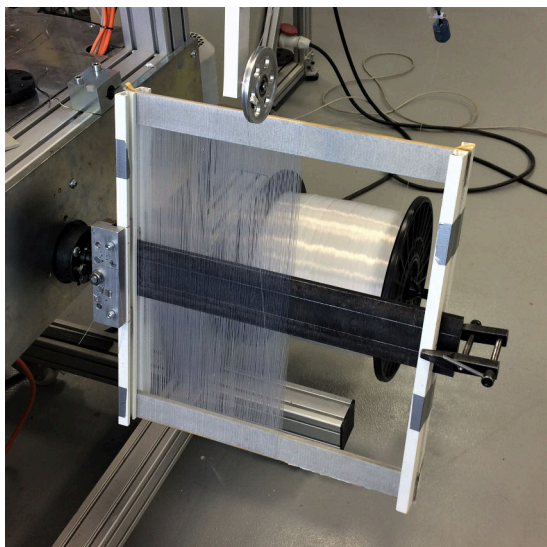
Pro určení závislosti tlakových ztrát na straně vzduchu na napnutí u výměníků z dutých polymerních vláken bylo třeba připravit prototypy výměníků tepla a také zařízení, které umožní prototypy natahovat. Aby byl minimalizován vliv náhodného rozmístění vláken ve výměníku, který byl zmíněn v kapitole 3.3, musely být výměníky vyrobeny s co nejpřesnějším rozložením vláken. Měření dále proběhlo také na již existujícím výměníku RG021 (viz obrázek 4.1), pro který byla některá měření dodatečně doplněna. Tento kus pak slouží jako referenční s nepřesnou geometrií.



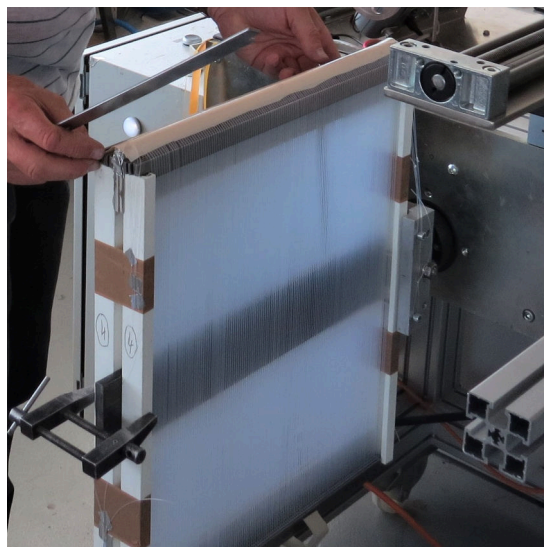
Obrázek 4.1: Výměník RG021

Výměník RG021, určený k porovnání, byl vyroben postupem, který se v LPTP využívá často. Vlákna jsou navjána na rám, tvoří tak velmi plochou cívku, ukázáno na obrázku 4.2. 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 otevrou. 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, protože se jedná o nejčastější rozteč, která se u obdélníkových výměníků tepla z dutých vláken používá. Oba výměníky



(a) Navíjení prvních dvou řad



(b) Navíjení jádra výměníku

Obrázek 4.2: Navíjení jádra výměníku. Postup výroby použitý pro výměník RG021

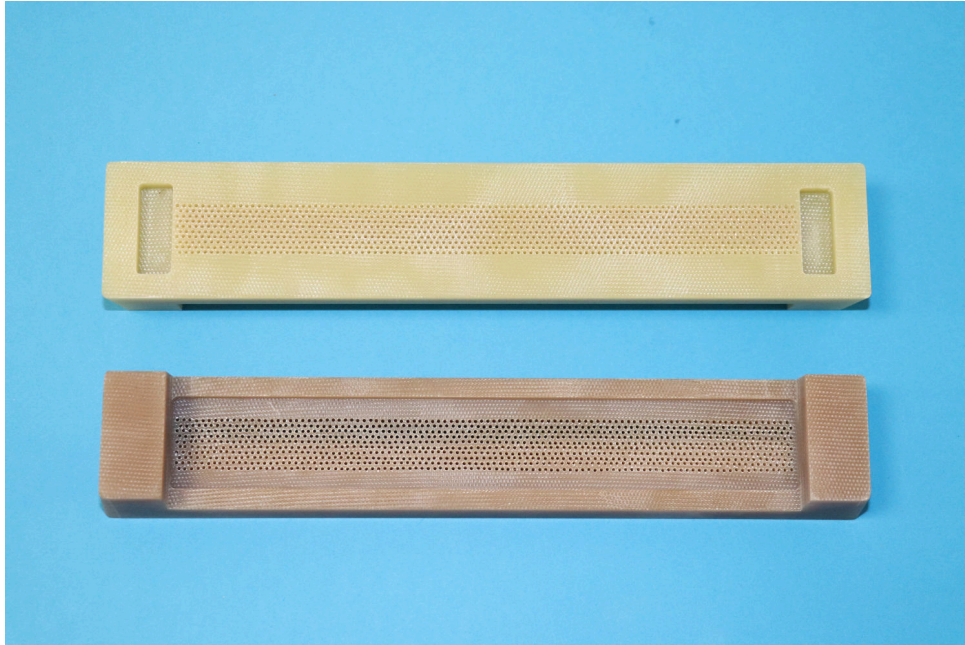
mají stejné parametry, mimo rozteče mezi řadami vláken. Konkrétně jsou parametry výměníků uvedeny v tabulce 4.1, stejně jako parametry výměníku RG021, který má stejný průměr vláken i stejnou rozteč mezi vlákny v řadě. Všechny výměníky byly vyrobeny z polyamidu 612 (PA 612), který se používá hojně i v automobilovém průmyslu. Teplota tání PA 612 je 216 °C, a při teplotě 120°C vydrží ve formě dutého vlákna vnitřní tlak až 40 bar.

Tabulka 4.1: Parametry výměníků použitých pro měření

	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
rozteč v řadě [mm]	2	2	2
diagonální rozteč [mm]	-	2	3
rozteč mezi řadami [mm]	1,6	1,732	2,828
materiál vláken	PA	PA	PA

Jak již bylo zmíněno, při výrobě výměníků byl brán velký zřetel na přesnost výroby, 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 průvlak, byly odštířeny. Do přírub ze sklotextitu byly vyvrtány otvory, viz obrázek 4.3, do kterých se poté vlákna zasouvala. Vlákna navíc byla navlečena na modelářském drátu o průměru

0,8 mm, viz obrázek 4.4a a až následně protahována přírubami, viz obrázek 4.4b. 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 4.3: 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:

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

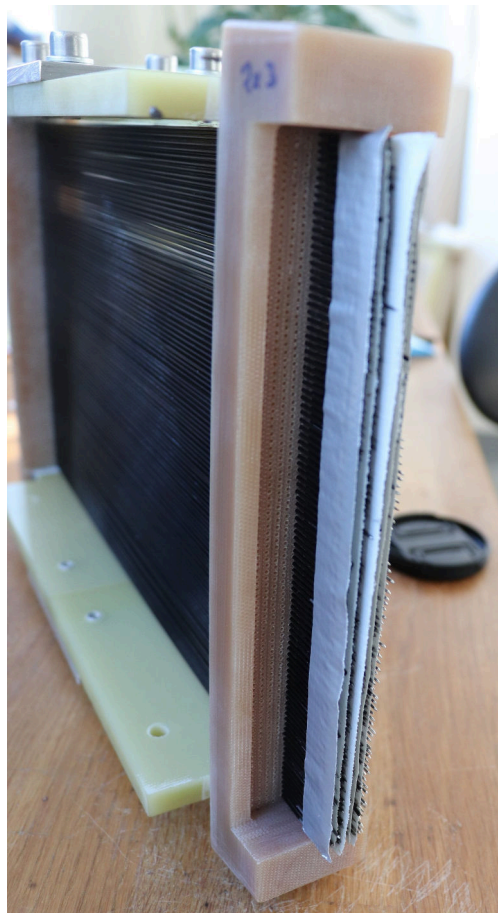
Pro tisíc vláken o vnějším průměru 1 mm a vnitřním průměru 0,8 mm pak výsledná maximální síla vychází 18 378 N. S ohledem na výrobní nepřesnosti při extruzi vlákna, která je $\pm 5\%$, při uvažování nejhoršího možného scénáře, tj. větší vnitřní průměr $1,05d_i$ a zároveň menší vnější průměr $0,95d_o$, získáváme hodnotu 10 052 N. Hodnota maximální síly pro napínání výměníků tak byla stanovena na 10 000 N. V tabulce 4.2 je spočítáno napětí ve vláknech pro několik vybraných hodnot sil, za předpokladu, že vnější a vnitřní průměr odpovídá nominálním hodnotám.

Tabulka 4.2: Síla napínání a korespondující napětí ve vláknech pro výměníky RG025 a RG026

Síla napínání výměníku [N]	0	1500	3000	4400	6000	9000
Síla na jedno vlákno [N]	0	1,5	3	4,4	6	9
Napětí ve vláknech [MPa]	0	5,3	10,6	15,6	21,2	31,8



(a) Vlákna na drátech



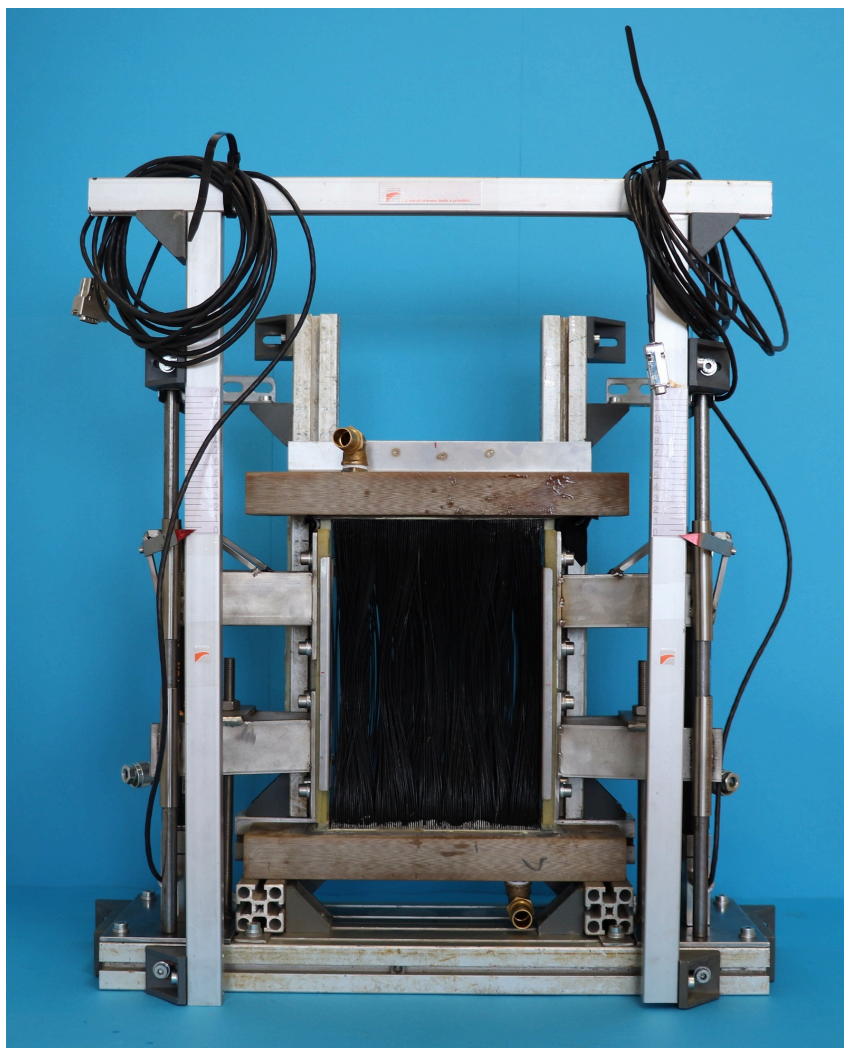
(b) Vlákna na drátech zastrkovaná do příruby

Obrázek 4.4: Provlékání vláken přírubou použité pro výměníky RG025 a RG026

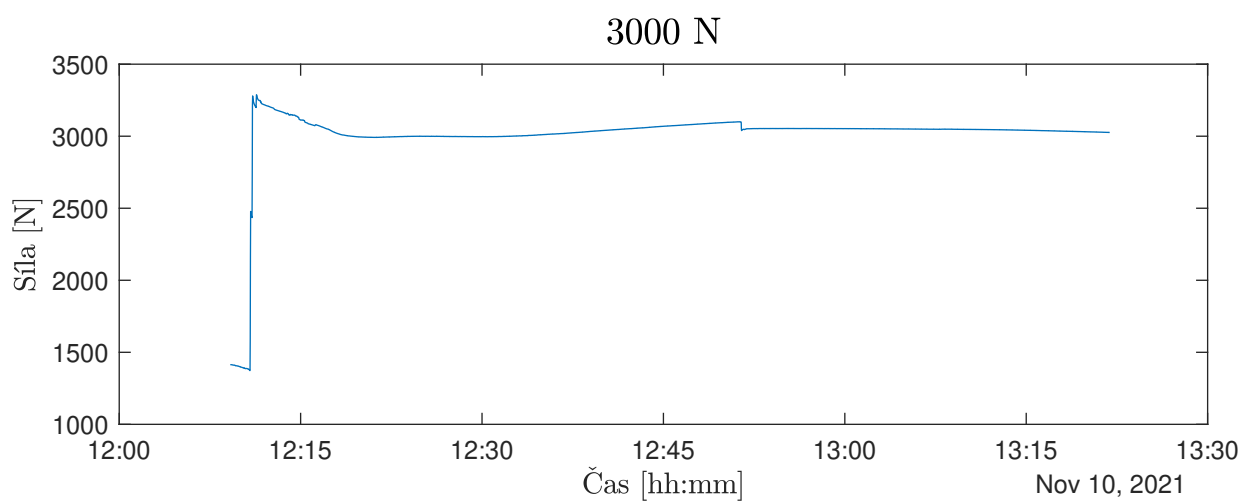
4.1 Zařízení na natahování vláken

Výměník byl napínán zařízením je zobrazeno na obrázku 4.5. 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 silou. Vzhledem k relaxaci napětí ve vláknech a boční síly způsobené prouděním vzduchu, síla během experimentu kolísala, což lze vidět na obrázku 4.6. Jednotlivá měření pak probíhala v časových intervalech o délce 5–10 minut; v těchto krátkých intervalech se ovšem síla zásadně nemění.

Na obrázku 4.6 je síla, která působí na snímače síly pod písty během měření pro hodnotu 3000 N. Na začátku vidíme prudký nárůst z hodnoty přibližně 1400 N na zhruba 3300 N. To odpovídá nastavování pomocí ruční hydraulické pumpy. Poté vzhledem k relaxaci napětí ve vláknech síla klesá. Pokles síly je zastaven až spuštěním vzduchového okruhu, kdy na vlákna působí boční síla (proudění vzduchu). Během ustalování proudění vzduchu a měření pro rychlost $8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ velikost síly lehce stoupá. Výraznější skok v čase zhruba 12:47 je způsoben snížením rychlosti vzduchu na $6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Při snížení na 4 a $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ už k podobnému skokovému snížení nedojde.



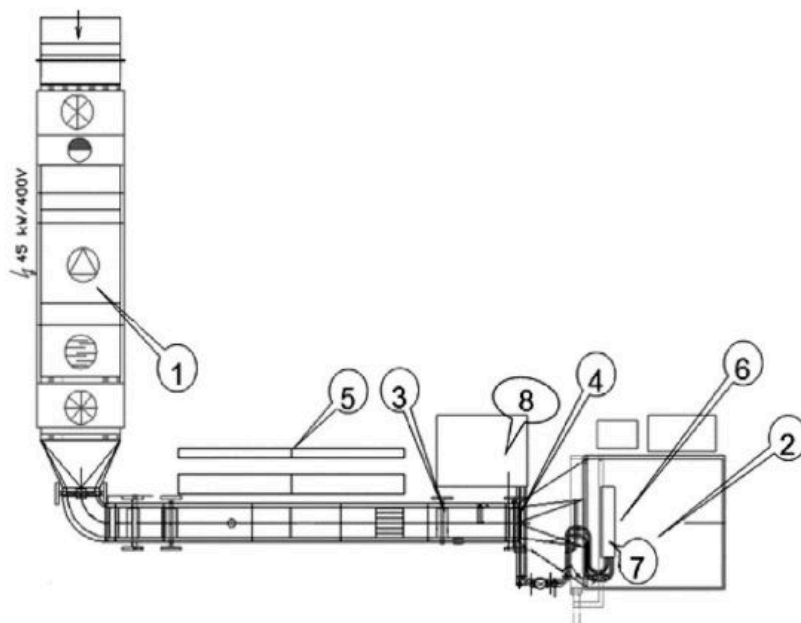
Obrázek 4.5: Zařízení pro napínání výměníků



Obrázek 4.6: Průběh síly v čase pro požadovanou sílu 3000 N

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 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 chladicí médium je pak použit vzduch. Měření jsou teploty chladiva před a za výměníkem, průtok chladiva a jeho tlaková ztráta. Schéma testovacího tunelu je zobrazeno na obrázku 4.7.



Obrázek 4.7: Schéma kalorimetrického tunelu. 1 - ventilátor vzduchu, 2 - konvektor vzduchu, 3 - elektrický ohřev vstupního vzduchu, 4 - chlazení vstupního vzduchu, 5 - měření průtoku vzduchu, 6 - měření teploty vzduchu, 7 - výměník tepla, 8 - chladičím kapalným médiem. Převzato z [30]

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 ohřevem. Vstupní a výstupní teploty na obou stranách, stejně tak jako tlakové ztráty a objemové průtoky, jsou snímány frekvencí 1 Hz. Na straně chladiva měřena taktéž teplota před a za výměníkem tepla, průtok a tlaková ztráta chladiva. Hmotnostní průtoky obou médií a tepelný výkon jsou pak spočítány softwarem, který je součástí kalorimetru, a to na základě objemových průtoků. Výměník v měřícím kalorimetrickém tunelu lze vidět na obrázku 4.8.

Kalorimetr má přesnost měření tepelného výkonu a tlakových ztrát nejvýše 5 % dle standardů automotive. Teplota vzduchu se měří devíti teplotními čidly PT100 třídy A, s přesností $\pm 0,15^\circ\text{C}$ ve vzdálenosti 350 mm před výměníkem. Teplota vzduchu na za výměníkem se měří opět devíti teplotními čidly, stejnými jako v předchozím případě, a to ve vzdálenosti 190 mm za výměníkem. Pro určení teploty média se používají opět teplotní čidla PT100, a to dvě před výměníkem a dvě za výměníkem.



Obrázek 4.8: Výměník v zařízení pro napínání v kalorimetrické zkušebně

4.3 Varianty měření

Měření tlakových ztrát vzduchu bylo provedeno ve třech variantách:

- s dráty ve vláknech
- bez média uvnitř vláken
- s médiem uvnitř vláken

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 4.3.

Tabulka 4.3: Měřicí plán pro měření tlakových ztrát ve variantě s dráty uvnitř

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

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 úrovních napnutí; konkrétní parametry měření jsou uvedeny v tabulce 4.4.

Tabulka 4.4: Měřicí plán pro měření tlakových ztrát ve variantě bez chladiva

Vstupní teplota vzduchu	30 °C
Vstupní teplota chladiva	X
Rychlost vzduchu	2, 4, 6, 8
Průtok chladiva	X
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 4.5.

Tabulka 4.5: Měřicí plán pro měření tlakových ztrát ve variantě s chladivem ve vláknech

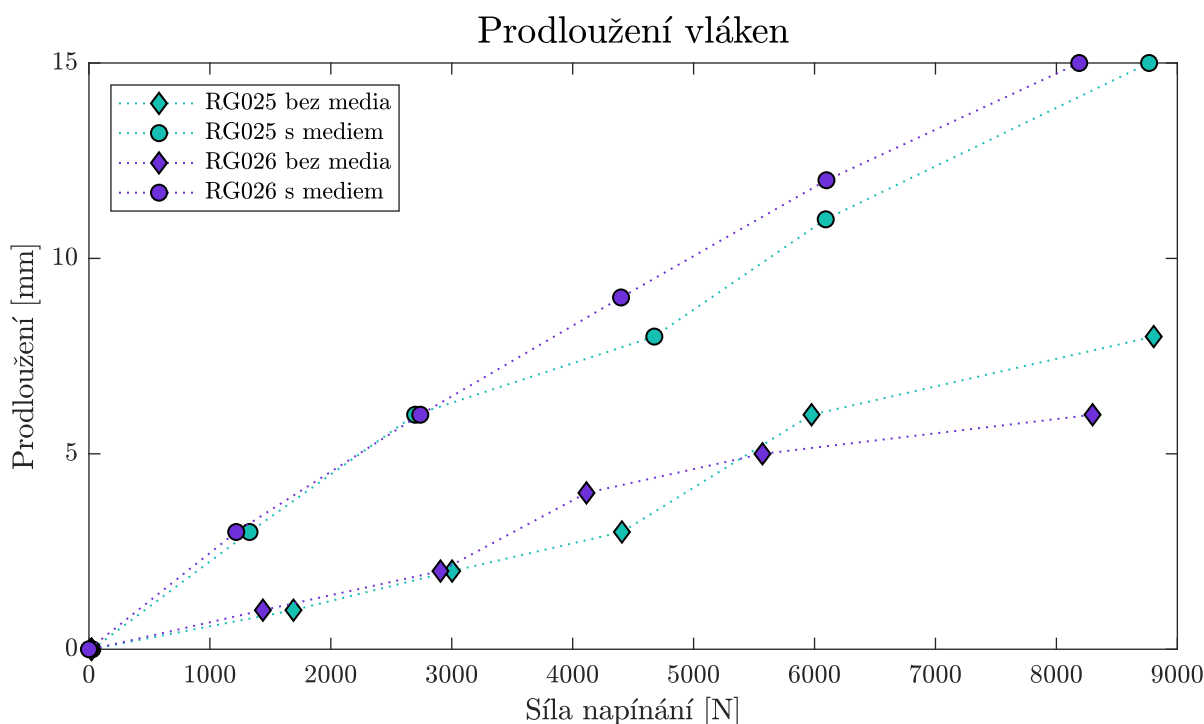
Vstupní teplota vzduchu	30 °C
Vstupní teplota chladiva	60 °C
Rychlost vzduchu	2, 4, 6, 8
Průtok chladiva	30
Síla napínání	0, 1500, 3000, 4400, 6000, 9000

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. Jak již bylo zmíněno, data byla zapisována s frekvencí 1 Hz. Zapisování hodnot působící síly pak probíhalo po celou dobu pro každé napnutí výměníku s frekvencí 10 Hz. Za pomoci programovacího jazyku Python a jeho knihovny Pandas 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. Hodnoty tlakové ztráty podle modelu VDI–HA, popsáno v kapitole 2.3 pak byly spočítány za pomoci software MATLAB.

5.1 Prodloužení vláken

Během experimentů bylo pozorováno také prodloužení vláken, které je zobrazeno v závislosti na síle napínání na obrázku 5.1. Očekávaně se zahřátá vlákna natáhla více než ta nezahřátá. U nezahřátých vláken došlo k prodloužení o asi 2,5 %, v případě zahřátých vláken se jednalo o prodloužení o 5 %.

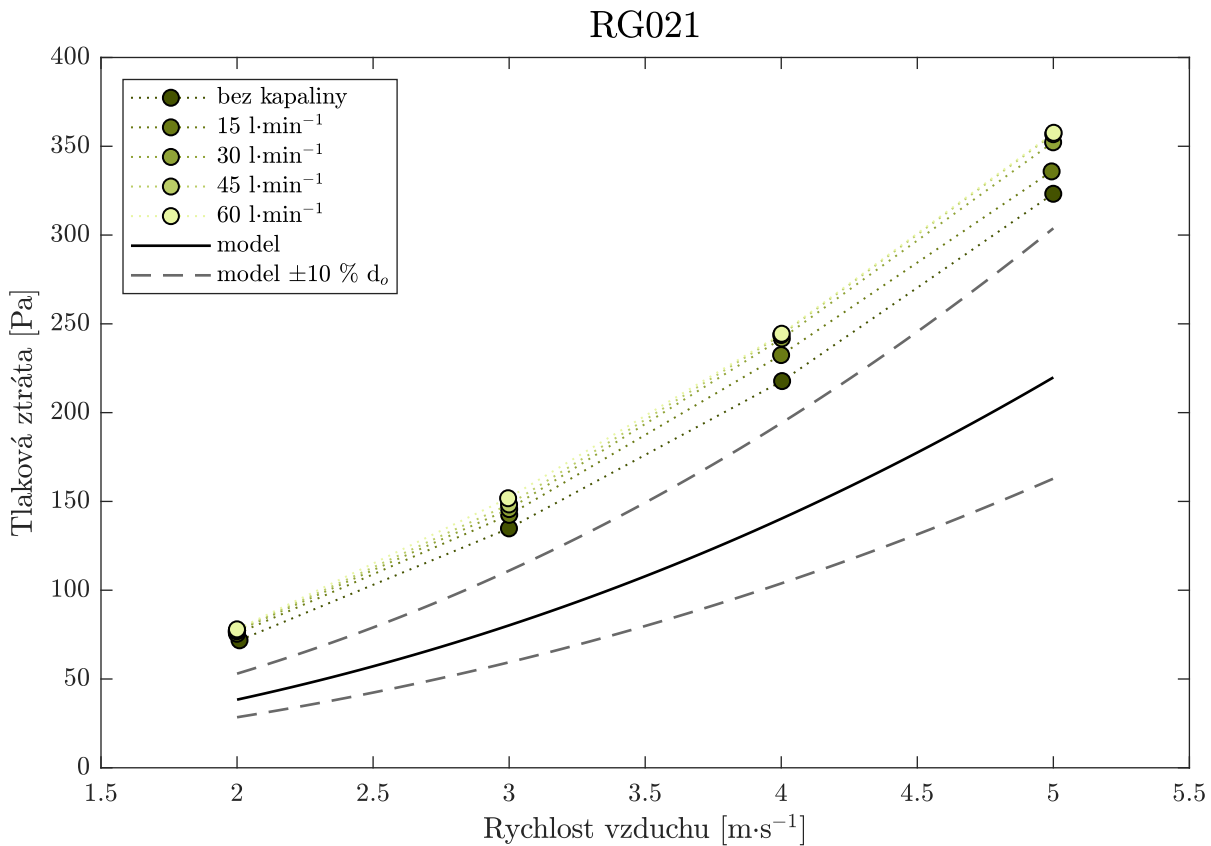


Obrázek 5.1: Prodloužení vláken výměníku při natahování

5.2 RG021 – nenatahovaný výměník

Teplný 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 drátů uvnitř vláken. Výměník tak slouží jako reference a zástupce ne zcela ideální geometrie.

Výměník byl měřen jak bez kapaliny ve vláknech, tak pro čtyři různé hodnoty průtoku chladiva. Výsledky měření tlakové ztráty jsou zobrazeny na obrázku 5.2. 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 vstupu 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, viz tabulka naměřených hodnot 5.1. Pro rychlost 5 m·s⁻¹ vidíme, že rozdíl v tlakové ztrátě je 20 Pa pro průtok chladiva 15 a 60 l·min⁻¹.



Obrázek 5.2: Tlakové ztráty na vzduchu výměníku RG021 v porovnání s modelem VDI–HA pro přesazenou strukturu

Zároveň jsou na obrázku 5.2 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.

Obecně je vyšší teplota povrchu obtékaných trubek spjata s teplejší a tím pádem viskóznější mezní vrstvou. Obtékající vzduch by tak měl lépe klouzat po povrchu trubek a tlaková ztráta by tak měla být menší. Tento jev je reflektován i v korekčních faktorech, které lze spočítat dle rovnic (2.31) a (2.32). Naměřené hodnoty tlakové ztráty výměníku RG021 ovšem projevují opačný trend.

Tabulka 5.1: Výsledky z měření výměníku RG021 s přestupem tepla

Strana vzduchu				Strana chladiva				
Rychlost vzduchu [m·s ⁻¹]	Vstupní teplota [°C]	Výstupní teplota [°C]	Tlaková ztráta [Pa]	Rychlost proudění [l·min ⁻¹]	Vstupní teplota [°C]	Výstupní teplota [°C]	Tlaková ztráta [kPa]	Tepelný výkon [kW]
2,00	30,33	66,37	75,47	15,00	89,94	79,37	10,00	9,70
2,00	29,78	67,74	76,86	30,00	89,71	84,05	27,56	10,40
2,00	29,99	68,82	77,40	45,00	89,85	85,97	54,36	10,69
2,00	29,51	69,47	77,97	60,00	90,39	87,38	89,21	11,06
3,00	30,11	61,70	142,43	15,00	89,77	76,23	9,99	12,42
3,00	30,27	64,00	145,69	29,95	89,70	82,43	27,74	13,33
3,00	29,86	64,38	148,30	45,02	89,55	84,50	54,88	13,93
3,00	29,65	65,27	151,80	60,00	90,34	86,41	89,96	14,44
4,00	29,50	58,17	232,42	15,00	90,30	74,15	10,08	14,80
4,00	30,50	60,81	241,76	29,94	90,07	81,49	27,82	15,74
4,00	30,01	61,59	243,71	45,03	90,14	84,08	55,00	16,71
4,00	30,49	62,20	244,42	60,00	89,77	85,19	90,14	16,85
4,99	29,72	54,62	335,84	15,00	90,16	72,65	10,37	16,05
5,00	30,18	58,01	352,24	30,00	90,09	80,33	28,20	17,92
5,00	30,39	58,82	356,80	45,01	90,35	83,56	55,03	18,75
5,00	30,37	59,22	357,59	60,00	89,84	84,67	90,32	18,99

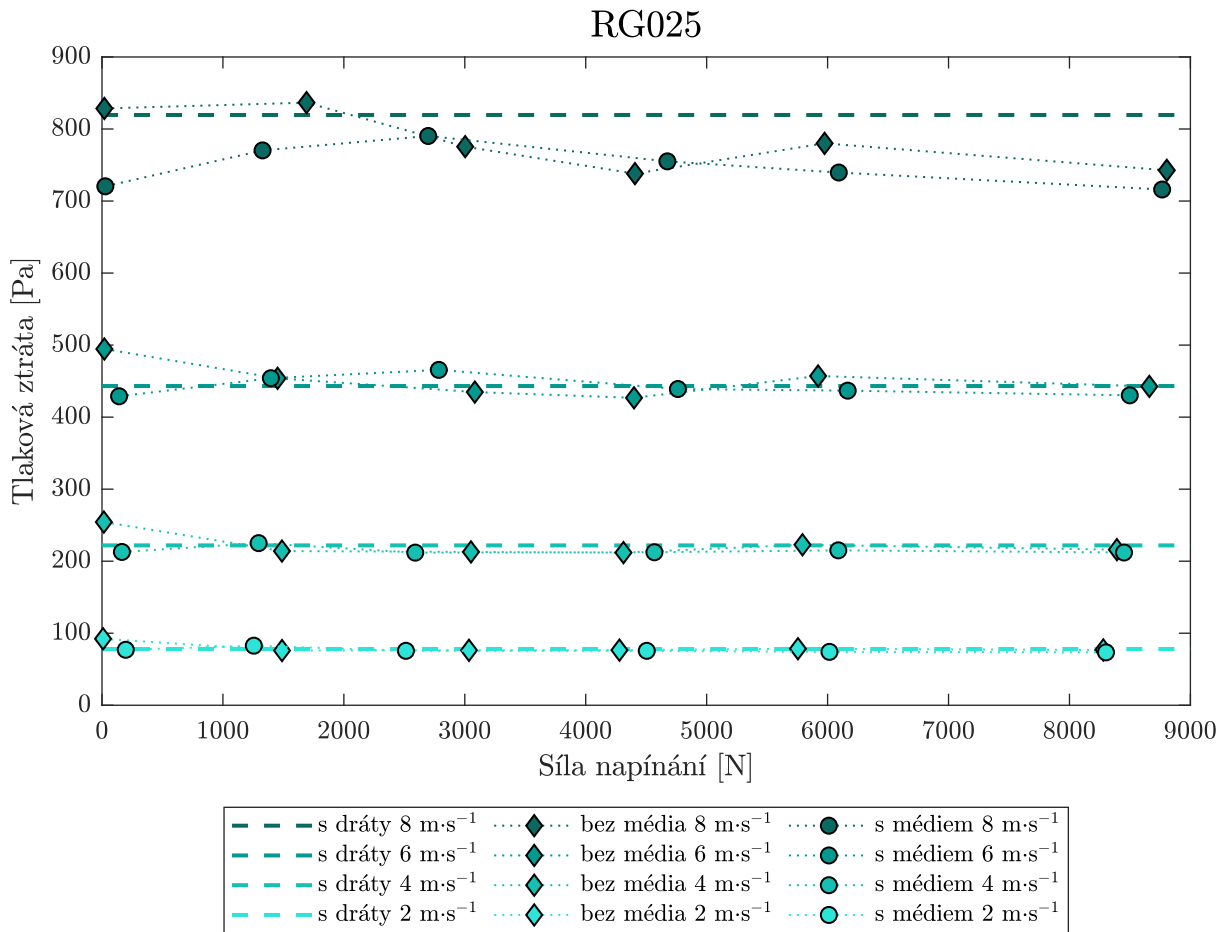
5.3 RG025 – přesazený 2×2

Na obrázku 5.3 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 tečení¹ plastů, což nebylo nijak 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,

¹Tečení (jinak také křip) je pomalá plastická i elastická deformace tělesa narůstající s časem, vyvolaná konstantním mechanickým napětím.

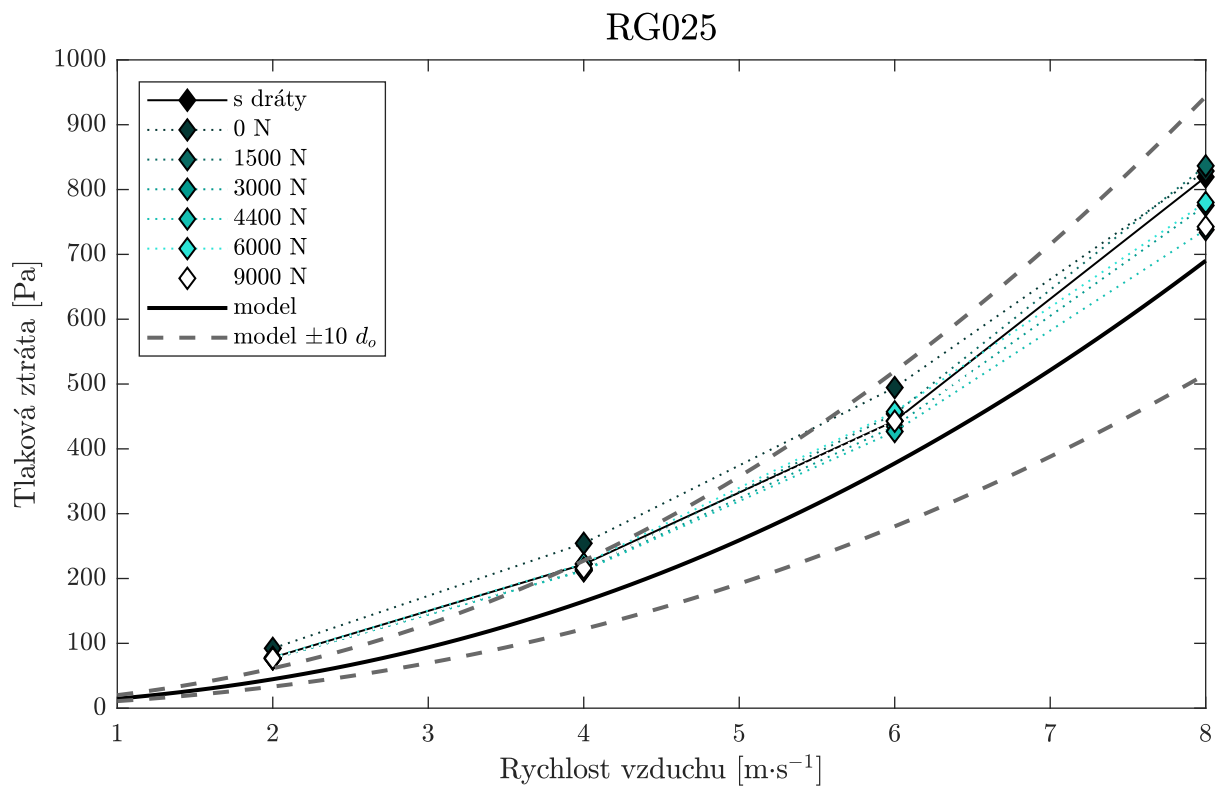
tedy s přestupem tepla, jsou většinou o něco nižší než v případě varianty bez média. Tedy v případě teplejšího povrchu vláken je tlaková ztráta o něco nižší. To odpovídá i známé teorii o vlivu viskozity v mezní vrstvě, které odpovídají i korekční koeficienty, na rozdíl od výměníku RG021.



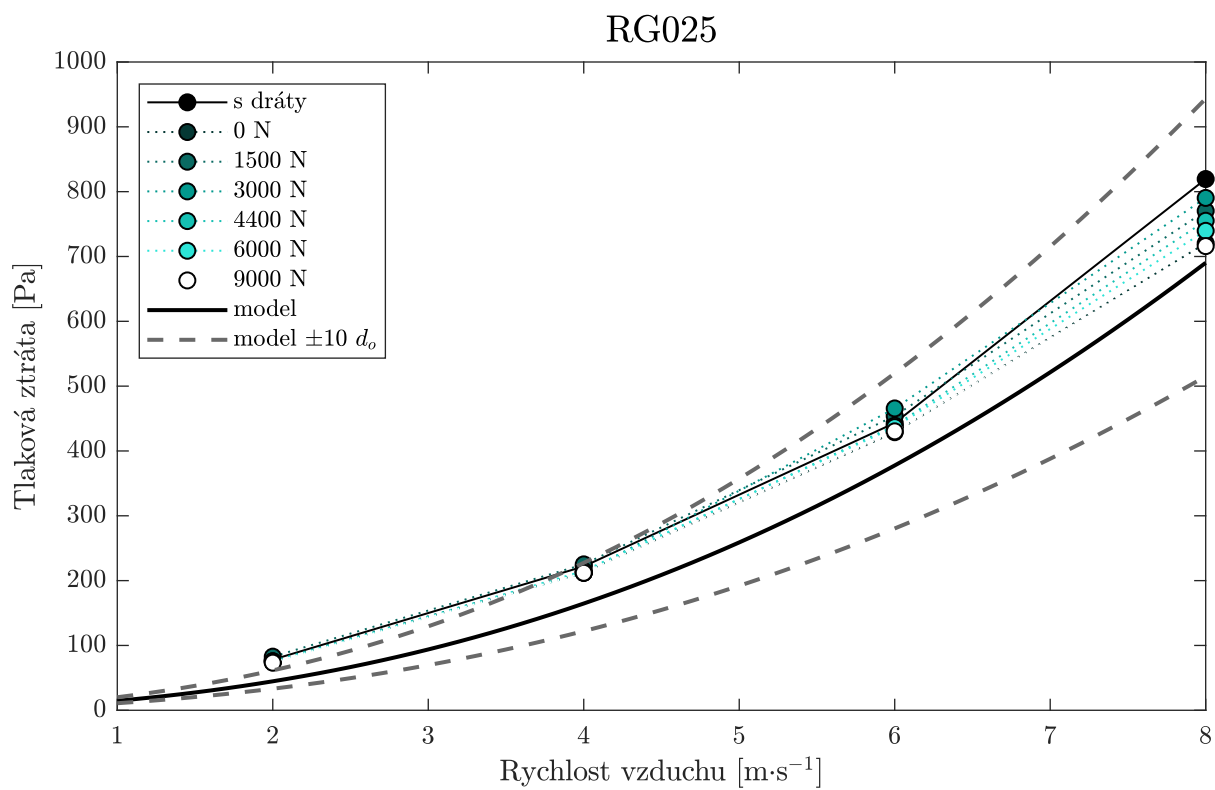
Obrázek 5.3: Tlakové ztráty výměníku RG025 v závislosti na síle napínání

Na obrázku 5.4 můžeme vidět porovnání varianty s dráty uvnitř a varianty bez média 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.

Na obrázku 5.5 je zobrazeno totéž porovnání ovšem pro variantu s přestupem tepla, s médiem uvnitř vláken. I v tomto případě jsou tlakové ztráty vyšší, než předpovídá model. Nejvyšší odchylka je opět v oblasti nižších rychlostí a s rostoucí rychlostí vzduchu se snižuje. I zde můžeme pozorovat snižování tlakové ztráty s rostoucí silou natažení. Pro rychlost $8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ rozdíl činí téměř 100 Pa . Dá se také předpokládat, že pro vyšší rychlost bude tento rozdíl ještě výraznější. Ovšem pro rychlosti $6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a méně není rozdíl značně významný.



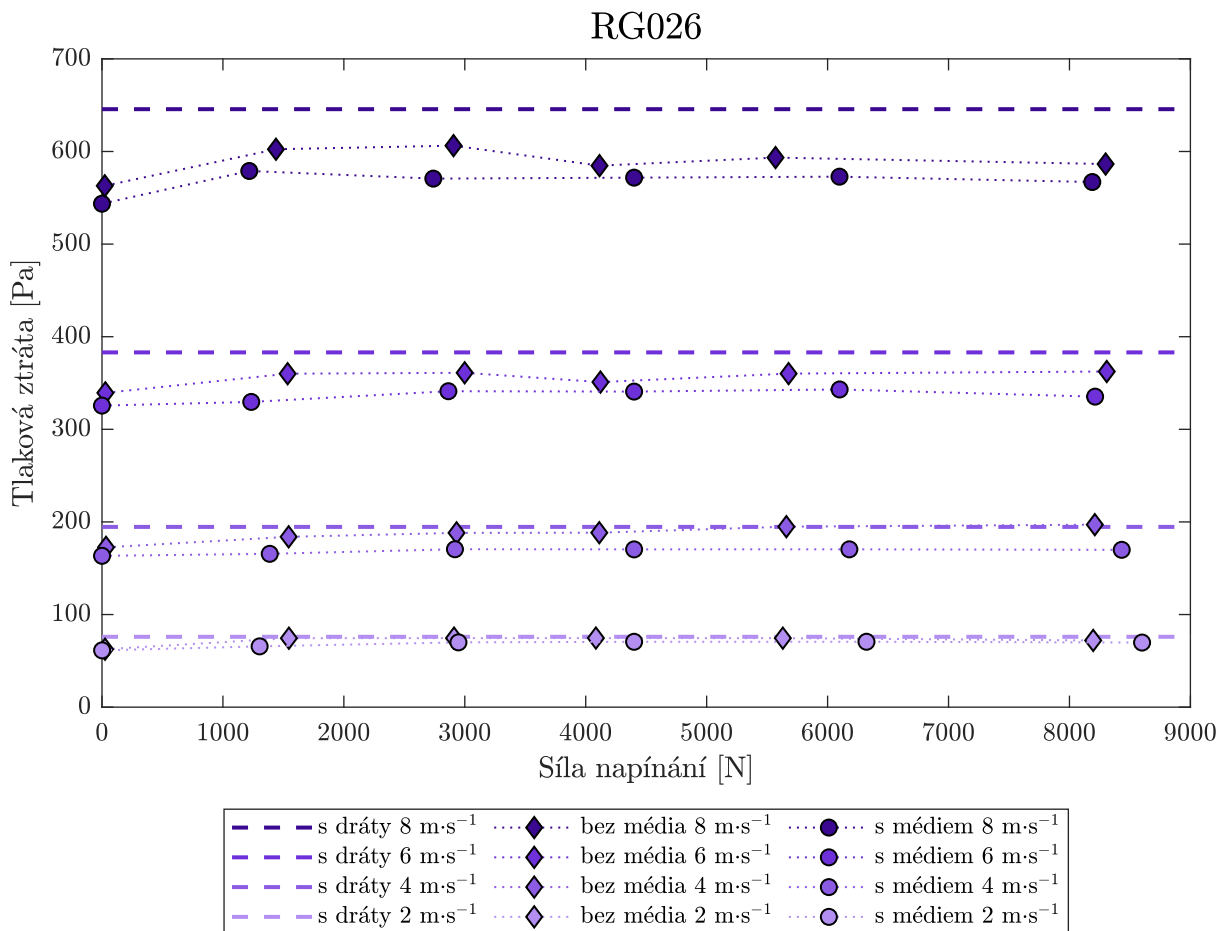
Obrázek 5.4: Tlakové ztráty výměníku RG025 pro variantu bez média uvnitř, porovnáno s modelem VDI-HA



Obrázek 5.5: Tlakové ztráty výměníku RG025 pro variantu s médiem uvnitř, porovnáno s modelem VDI-HA

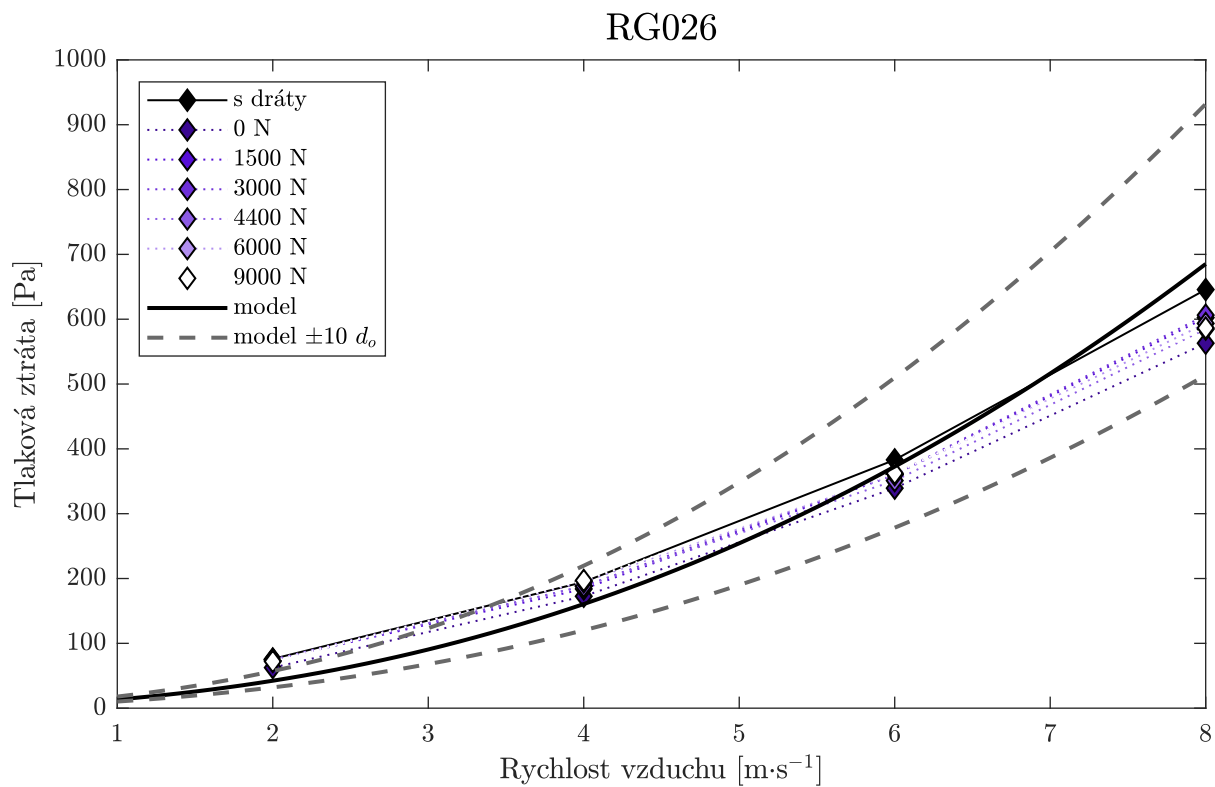
5.4 RG026 – přesazený 2×3

Naměřené tlakové ztráty na straně vzduchu pro výměník RG026 jsou zobrazeny na obrázku 5.6. 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 struktury uprostřed výměníku. Tlakové pole je tak bližší ideálnímu stavu.

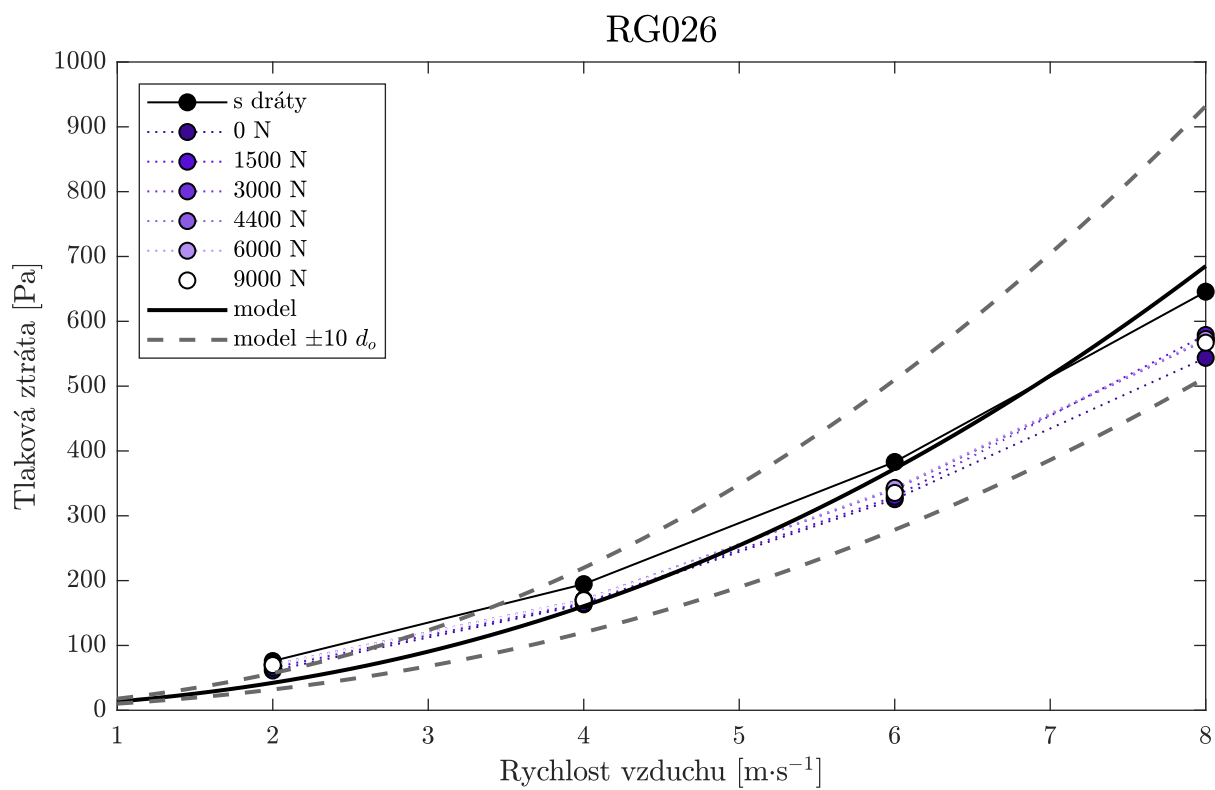


Obrázek 5.6: Tlakové ztráty výměníku RG026 v závislosti na síle napínání

Při porovnání s modelem na obrázcích 5.7 a 5.8 zjistíme, že pro všechny tři varianty je v nižších rychlostech vzduchu tlaková ztráta modelem podhodnocena a pro rychlosti nad $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ nadhodnocena. Výsledky měření z první varianty, s dráty uvnitř, odpovídají modelu nejvíce. 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 již na předchozím obrázku. I tady se dá ovšem předpokládat, že s rostoucí rychlostí vzduchu nad $8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ bude mít natažení výměníku větší vliv na hodnotu tlakové ztráty.



Obrázek 5.7: Tlakové ztráty výměníku RG026 pro variantu bez médiem uvnitř, porovnáno s modelem VDI-HA



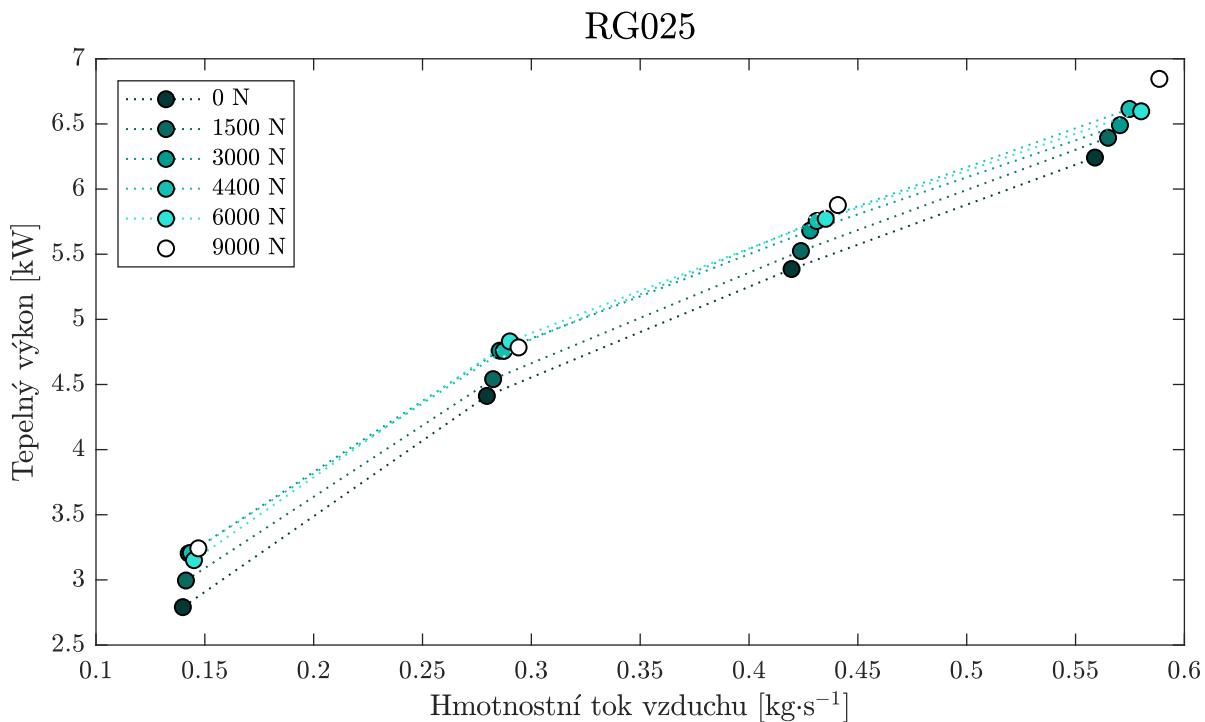
Obrázek 5.8: Tlakové ztráty výměníku RG026 pro variantu s médiem uvnitř, porovnáno s modelem VDI-HA

5.5 Vliv napnutí na přenos tepla

Třetí varianta měření, s médiem uvnitř vláken, proběhla i s měřením tepelného výkonu. Obecně jsou vibrace v tepelných výměnících považovány za faktor, který může způsobit vadu na výměníku a jsou proto většinou prováděna taková opatření, aby k vibracím nedocházelo. Některé studie se navzdory tomuto jaly zkoumat vliv právě vibrací vyvolaných prouděním na zlepšení přenosu tepla. Ve studii [17] 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.

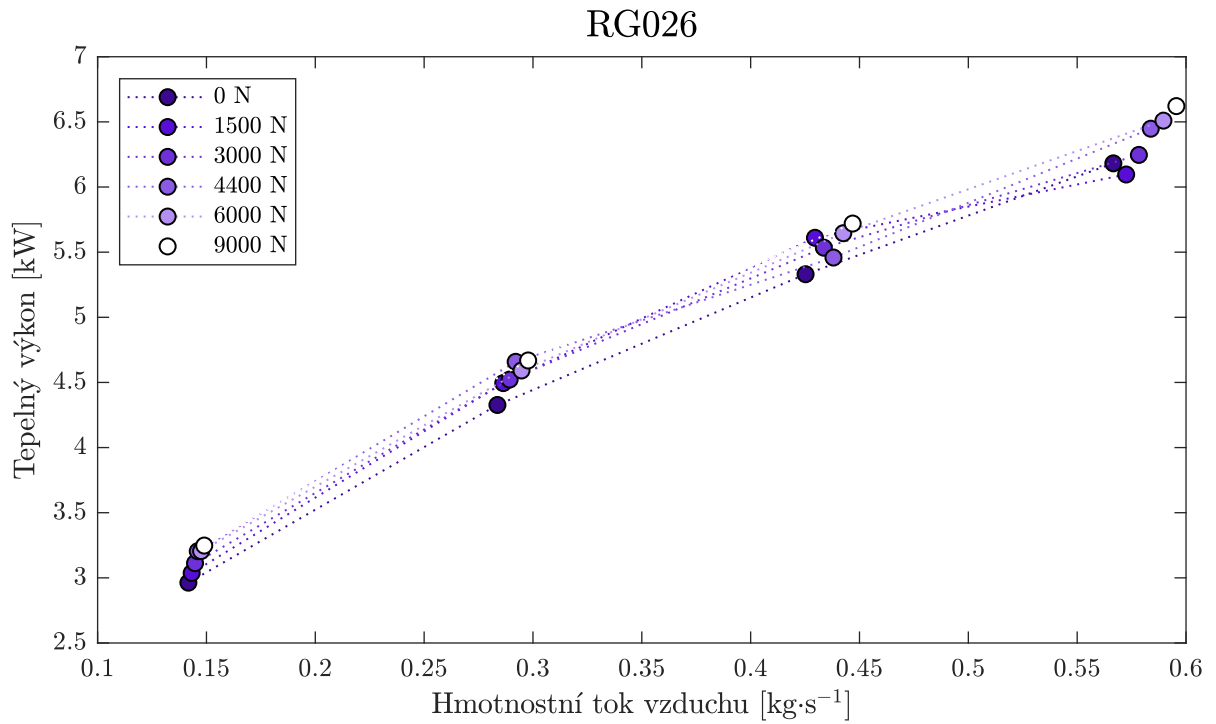
Pro oba výměníky tak byl porovnán tepelný výkon v závislosti na síle natáhnutí. Tentokrát jsou výsledky zobrazeny v závislosti na hmotnostním toku vzduchu. Protože docházelo k roztahování výměníku a prodloužení vláken viz 5.1, se zvětšoval i průtočný průřez. Pro jednotlivé body měření se ovšem nastavovala rychlost vzduchu před výměníkem.

Tepelný výkon výměníku RG025 je na obrázku 5.9. 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.



Obrázek 5.9: Tepelný výkon výměníku RG025

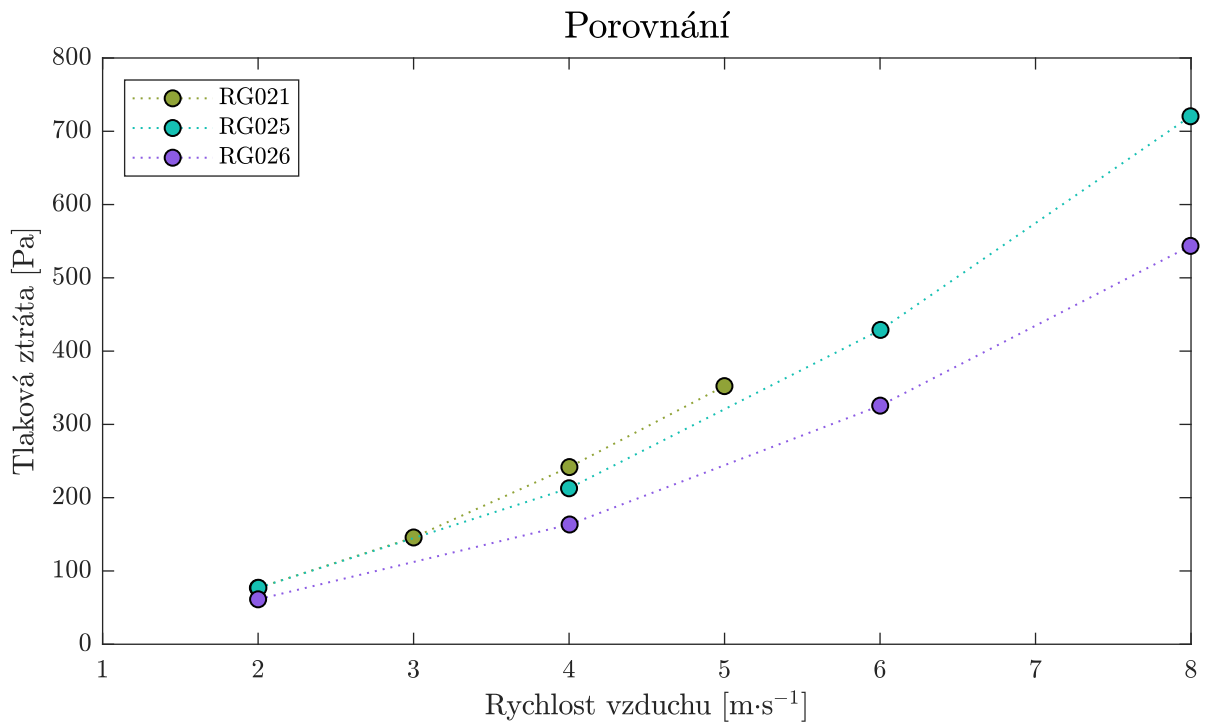
Analogicky tepelný výkon výměníku RG026 je vyobrazen na obrázku 5.10. I v tomto případě je vidět trend nárůstu tepelného výkonu s rostoucím natažením vláken ve výměníku. I zde je největší nárůst tepelného výkonu do 4500 N.



Obrázek 5.10: Tepelný výkon výměníku RG026

5.6 Shrnutí

Porovnáme-li výměníky RG021, RG025 a RG026 mezi sebou (obrázek 5.11), ukáže se, že výměník RG026 má nejnižší tlakovou ztrátu.



Obrázek 5.11: Porovnání tlakových ztrát výměníků RG021, RG025 a RG026

Výměník RG021 má tlakovou ztrátu větší než výměník RG025, pro rychlost vzduchu $4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a průtok $30 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$ 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 [50], 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 [35]. 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 činí 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:

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

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 drátů 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 $Re_{d,max}$ 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 $Re_{d,max}$:

$$\xi = c_1 Re_{d,max}^{c_2}. \quad (6.2)$$

Pro výměník **RG025** získáváme koeficienty:

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

$$c_2 = -0,3832, \quad (6.4)$$

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

$$c_1 = 11,77 \quad (6.5)$$

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

kde $R^2 = 0,93$.

6.2 Model 2 - tvar dle VDI-HA

Pro návrh 2 byl použit tvaru vycházející z rovnice (2.21) pro přesazený design VDI-HA:

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

Pro výměník RG025 získáváme koeficienty:

$$c_1 = 42,62 \quad (6.8)$$

$$c_2 = 2,31. \quad (6.9)$$

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

$$c_1 = 70,67 \quad (6.10)$$

$$c_2 = 1,48 \quad (6.11)$$

v tomto případě 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:

$$\xi = c_1 \text{Re}_{d,max}^{c_2} + c_3 F^{c_4}. \quad (6.12)$$

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.

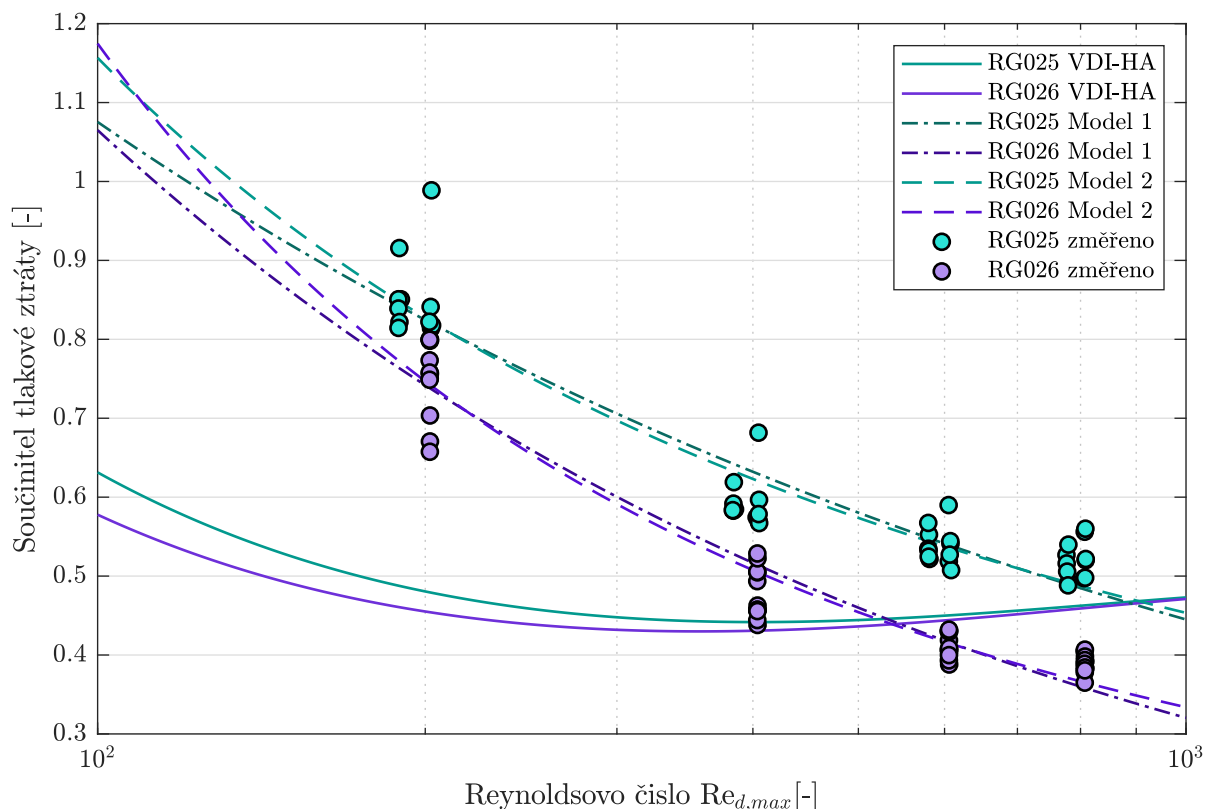
Z dalších návrhů, které byly vyzkoušeny pro odhad součinitele tlakové ztráty v závislosti na napnutí, dosáhl dobré shody s experimentem polynomiální model:

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

V tomto případě už všechny koeficienty vyšly významné. Na druhou stranu se zde přidání síly, kterou byl výměník natahován, nepůsobí 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 $R^2 = 0,91$ na $R^2 = 0,92$, pro případ výměníku RG025, pro druhý výměník dokonce klesl. Rozdíl v podílu vysvětlené variability je tak malý, a přihlídneme-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 ztelně neliší. Výrazně se ovšem liší součinitel tlakové ztráty podle VDI-HA, a to zejména v oblasti nižších Reynoldsových čísel, což koresponduje s výsledky měření prezentovanými v předchozí kapitole.



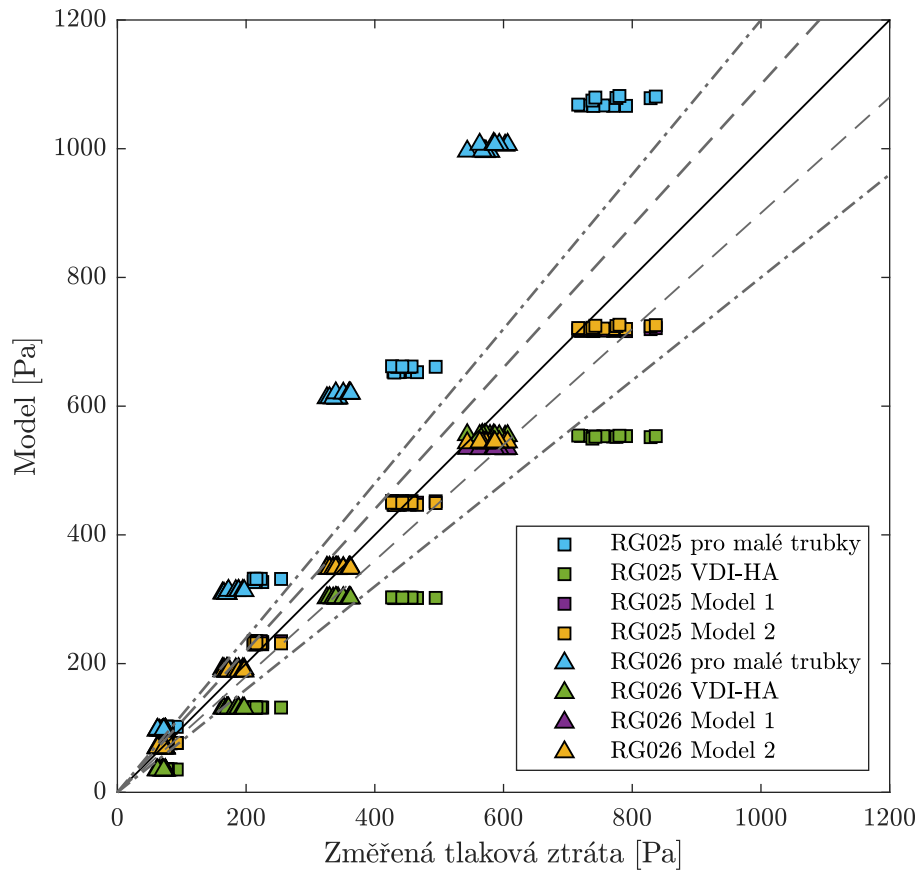
Obrázek 6.1: Porovnání modelů pro ξ

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 vydáme 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. Většinou 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 chladicího 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 přímota a přispívá tak k zachování co nejpravidelnější struktury i ve středu výměníku, nejen při přírubách. Předepnutí vláken tepelného výměníku 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:

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

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

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

Druhý model pak je:

$$\xi = \frac{70,67}{\text{Re}_{d,max}} + \frac{1,48}{\text{Re}_{d,max}^{0,25}} \left(1 - \exp \left(-\frac{\text{Re}_{d,max} + 200}{1000} \right) \right).$$

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.

Seznam použitých symbolů a veličin

a	$[-]$	poměr příčné rozteče trubek a průměru trubky
A	$[\text{m}^2]$	obsah
b	$[-]$	poměr podélné rozteče trubek a průměru trubky
c	$[-]$	poměr diagonální rozteče trubek a průměru trubky
d_o	$[\text{m}]$	vnější průměr
d_i	$[\text{m}]$	vnitřní průměr
f	$[-]$	součinitel odporu
G	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	hmotnostní tok
l	$[\text{mm}]$	délka
n_r	$[-]$	počet řad
n_{mr}	$[-]$	počet výpočtových řad
Δp	$[\text{Pa}]$	tlaková ztráta
Re	$[-]$	Reynoldsovo číslo
S_D	$[\text{mm}]$	diagonální rozteč
S_L	$[\text{mm}]$	podélná rozteč
S_T	$[\text{mm}]$	příčná rozteč
v	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	rychlost
μ	$[\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}]$	viskozita
ξ	$[-]$	ztrátový součinitel, součinitel tlakové ztráty
ρ	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	hustota
χ	$[-]$	korekční součinitel

Indexy

<i>avg</i>	střední hodnota
<i>d</i>	průměr trubky
<i>fr</i>	frontální
<i>free</i>	volný
<i>i</i>	vnitřní
<i>max</i>	pro rychlost v nejužším průřezu
<i>in</i>	vstupní
<i>o</i>	výstupní
<i>out</i>	vnější
<i>w</i>	pro teplotu stěny

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] BOHACEK, J., RAUDENSKY, M. a KARIMI SIBAKI, E. Polymeric hollow fibers: Uniform temperature of Li-ion cells in battery modules. *Applied Thermal Engineering*. Aug 2019, roč. 159. S. 113940. Dostupné na: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431119307422>>. ISSN 13594311.

- [12] BOHACEK, J., RAUDENSKY, M., KROULIKOVA, T. et al. Polymeric hollow fibers: A supercompact cooling of Li-ion cells. *International Journal of Thermal Sciences*. Dec 2019, roč. 146. S. 106060. Dostupné na: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1290072919302352>>. ISSN 12900729.
- [13] 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.
- [14] 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.
- [15] 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.
- [16] 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.
- [17] 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.
- [18] CHRISTOFFERSEN, L., LÖFDAHL, L. a JÖNSEN, 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/>>.
- [19] GRIMISON, E. Correlation and Utilization of New Data on Flow Resistance and Heat Transfer for Cross Flow of Gases over Tube banks. *Transaction of ASME*. 1937, roč. 59. S. 583–594.
- [20] GUNTER, A. Y. a SHAW, W. A. A General Correlation of Friction Factors of Various Types of Surfaces in Cross Flow. *Trans. ASME*. 1945, roč. 67. S. 643–660.
- [21] HEJČÍK, J., CHARVAT, P., KLIMEŠ, L. et al. A PCM-water heat exchanger with polymeric hollow fibres for latent heat thermal energy storage: A parametric study of discharging stage. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics (Poland)*. 2016, roč. 54, č. 4. S. 1285–1295. ISSN 14292955.
- [22] HUANG, Z., LING, J., HWANG, Y. et al. Airside Heat Transfer and Friction Characteristics of a 0.8 mm Diameter Bare Tube Heat Exchanger. *Heat Transfer Engineering*. Nov 2020, roč. 41, 19-20. S. 1720–1730. Dostupné na: <<https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/01457632.2019.1640474>>. ISSN 0145-7632.
- [23] 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.

- [24] IDELCHIK, I. *Handbook of hydraulic resistance*. 2007. ISBN 3-540-15962-2.
- [25] JAKOB, M. Heat transfer and flow resistance in cross flow of gases over tube bank. *Trans. ASME*. 1938, roč. 60. S. 384.
- [26] KAKAÇ, S., LIU, H. a PRAMUANJAROENKIJ, A. *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*. [b.m.]: CRC Press, 2002. ISBN 0-8493-0902-6.
- [27] KAYS, W. M. a LONDON, A. L. *Compact heat exchangers*. Malabar, Fla.: Krieger Pub. Co., 1998. ISBN 15-752-4060-2.
- [28] KŮDELOVÁ, T., KROULÍKOVÁ, T., ASTROUSKI, I. et al. The influence of the fibers arrangement on heat transfer and pressure drop of polymeric hollow fibre heat exchangers. *Acta Polytechnica*. Apr 2020, roč. 60, č. 2. S. 122–126. Dostupné na: <<https://ojs.cvut.cz/ojs/index.php/ap/article/view/6053>>. ISSN 1805-2363.
- [29] KHUSHNOOD, S., MUHAMMAD, Z., AFZAAL, M. et al. Cross-Flow-Induced-Vibrations in Heat Exchanger Tube Bundles: A Review. *Nuclear Power Plants*. 2012.
- [30] 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.
- [31] 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.
- [32] KROULÍKOVÁ, T., ASTROUSKI, I., RAUDENSKÝ, M. et al. Heat Exchanger for Air-Liquid Application with Chaotised Polymeric Hollow Fibres. *Applied Thermal Engineering*. Oct 2021, roč. 197. S. 117365. Dostupné na: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431121008000>>. ISSN 13594311.
- [33] 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.
- [34] 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/>>.
- [35] 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.
- [36] NISSAN, D. Effects of vortex induced vibrations on cylinders in tandem configuration at critical Reynold numbers. 2014.
- [37] ONDREJKA, F. *Nekonvenční chladičí systémy pro Formuli Student*. Vysoké učení technické v Brně, 2021. 53 s. Disertační práce. Dostupné na: <https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=225794>.
- [38] 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.

- [39] 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.
- [40] 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.
- [41] 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.
- [42] 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.
- [43] SCHMIDT, M., ASTROUSKI, I., REPPICH, M. et al. Solar panel cooling system with hollow fibres. *Applied Solar Energy*. Apr 2016, roč. 52, č. 2. S. 86–92. Dostupné na: <<http://link.springer.com/10.3103/S0003701X16020213>>. ISSN 0003-701X.
- [44] SONG, L., FU, S., LI, M. et al. Tension and drag forces of flexible risers undergoing vortex-induced 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.
- [45] 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.
- [46] 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.
- [47] THULUKKANAM, K. *Heat Exchanger Design Handbook, Second Edition*. 2013. ISBN 9781439842126.
- [48] 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.
- [49] 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.
- [50] XIAO, L., YANG, M., YUAN, W.-z. et al. Coupled heat and mass transfer of cross-flow random hollow fiber membrane tube bundle used for seawater desalination. *International 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.

- [51] ZAHEED, L. a JACHUCK, R. Review of polymer compact heat exchangers, with special emphasis on a polymer film unit. *Applied Thermal Engineering*. Nov 2004, roč. 24, č. 16. S. 2323–2358. Dostupné na: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431104000717>>. ISSN 13594311.
- [52] 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.
- [53] 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.
- [54] ZHAO, J., LI, B., LI, X. et al. Numerical simulation of novel polypropylene hollow fiber heat exchanger and analysis of its characteristics. *Applied Thermal Engineering*. 2013, roč. 59, 1-2. S. 134–141. ISSN 13594311.
- [55] ZHUKAUSKAS, A. A. Convective heat transfer in external flows. *Journal of Engineering Physics*. 1987, roč. 53, č. 5. S. 1240–1246. Dostupné na: <<http://link.springer.com/10.1007/BF00871082>>. ISSN 1573871X.