

Ing. Jakub SPURNÝ
doc. Ing. Michal KABRHEL, Ph.D.
ČVUT v Praze, Fakulta stavební

Vliv tepelných ztrát rozvodů a ochlazování otopné vody na návrh otopné soustavy

Effect of Heat Distribution Losses and Cooling of Heating Water on Design of Heating System

Recenzent
prof. Ing. Jiří Bašta, Ph.D.

Článek se zabývá vlivem tepelných ztrát rozvodů a s tím souvisejícího ochlazování otopné vody na návrh dvoutrubkové protiproudé otopné soustavy. Na referenčním výpočetním modelu otopné soustavy bylo sledováno, jaké mají tepelné ztráty rozvodů a ochlazování otopné vody důsledky na otopnou soustavu s navrženými hmotnostními průtoky klasickým výpočtem. V další části byly na vytvořeném matematickém modelu dimenzování otopných soustav, který tepelné ztráty rozvodů a ochlazování otopné vody uvažuje, porovnávány výsledky s klasickým návrhem. Jako porovnávané veličiny byly zvoleny hmotnostní průtoky, které ovlivňují tepelné i tlakové chování otopných soustav.

Klíčová slova: vytápění, otopná soustava, potrubní síť, návrh, dimenzování, tepelná izolace, tepelné ztráty rozvodů

The article deals with influence of heat losses in distribution system and related cooling of heating water on the design of two-pipe counter-flow heating system. On the numerical reference model was studied the effect of distribution heat losses and cooling of the heating water on the heating system with mass flow rates designed by conventional calculation. In the following part were compared results from conventional design with design based on the numerical model which considered heat losses of the distribution system and cooling of the heating water. Mass flows rates were chosen as the compared variable, as they affect both thermal and pressure behavior of heating systems.

Keywords: heating, heating systems, piping network, designing, dimensioning, thermal insulation, distribution system heat loss

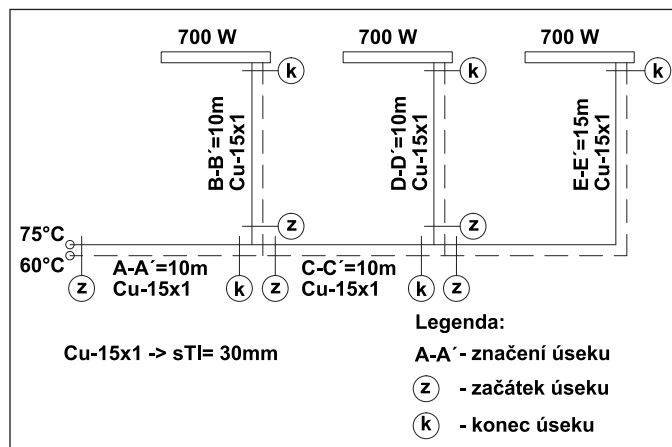
ÚVOD

Článek se zabývá vlivem tepelných ztrát rozvodů (dále TZR) do okolí a s tím souvisejícího ochlazení vody v potrubí na dimenzování dvoutrubkové protiproudé otopné soustavy (dále OS).

Při klasickém návrhu otopných soustav s TZR není uvažováno a tím pádem se navrhuje s konstantními teplotami po celé OS, což není fyzikálně zcela přesné [1, 2, 3]. Vliv TZR je v klasickém výpočtu kompenzován stejně jako u dalších nepřesností volbou vyššího výkonu tělesa, než je vypočítaná tepelná ztráta místnosti. Ve skutečnosti k TZR dochází a díky jejich zanedbání ve výpočtech může u některých soustav docházet k chybným stavům. Ty se projevují zejména v rozsáhlejších OS s vyššími počátečními teplotami vody, ale ani u nízkoteplotních OS nemusí být odchylky zanedbatelné. Příkladem chybných stavů je například nedotápní nejvzdálenějších otopných těles (dále OT) od zdroje tepla, protože naprojektovaná výroba tepla z klasického návrhu je nedostačující a teplo, které je předáno v podobě TZR při cestě do okolí, musí zákonitě na cílových místech chybět. Problém je řešen zvýšením počáteční teploty a tvorbou většího množství tepla, což vede k neekonomickému provozu. Díky tomuto problému dochází k diskomfortu obyvatel v jednotlivých prostorech a neefektivnímu návrhu a provozu z hlediska ekonomiky i energetické náročnosti.

ANALÝZA PROBLÉMU

Na referenční OS (viz obr. 1) bylo namodelováno chování OS při uvažování TZR, pokud byla OS navržena klasickým výpočtem a stabilizována na průtoky z tohoto výpočtu. Skutečné chování OS při klasicky navržených a nastavených hmotnostních průtocích je řešeno v následujících variantách.



Obr. 1 Schéma referenční otopné soustavy

Fig. 1 Diagram of the reference heating system

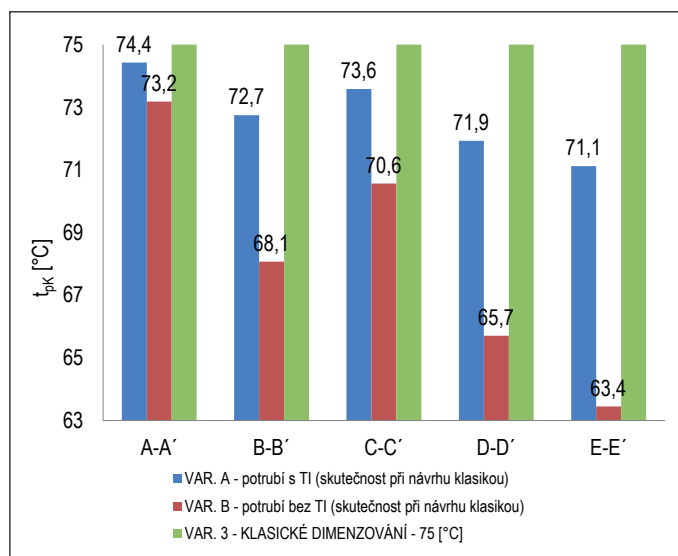
Var. A Rozvody s tepelnou izolací (s TI) dle [4] ($s_{TI} = 30$ mm), např.: novostavba.

Var. B Rozvody bez tepelné izolace (bez TI), např.: rekonstrukce zateplení obálky objektu, OS stávající:

- původní OT 950 W – teplotní rozdíl OS 90/70 °C,
- OT po zateplení 700 W – teplotní rozdíl OS 75/60 °C,
- rozvody vedeny mimo vytápěný prostor.

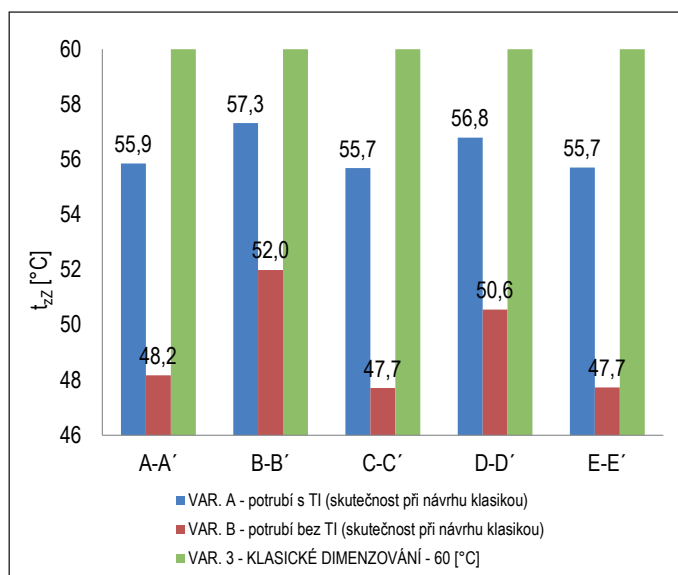
Tyto varianty byly porovnávány s výsledky z klasického výpočtu.

Na obr. 2, resp. obr. 3 jsou znázorněny skutečné teploty přívodního, resp. vratného potrubí na konci, resp. na začátku jednotlivých úseků.



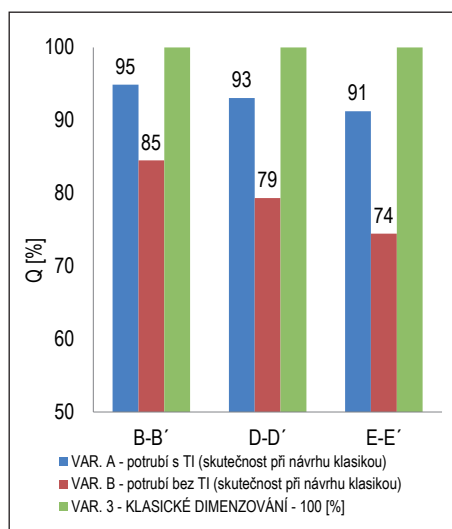
Obr. 2 Teplota na konci úseku – přívodní potrubí

Fig. 2 Temperature at the end of the section – supply pipe



Obr. 3 Teplota na začátku úseku – vratné potrubí

Fig. 3 Temperature at the beginning of the section – return pipe



Obr. 4 Tepelný výkon OT

Fig. 4 Heat output OT

Z výsledků je patrné, že skutečné teploty nejsou takové, jaké byly v klasickém výpočtu uvažovány. Pokles teplot se zákonitě musí projevit snížením předávaného výkonu jednotlivých OT, protože se vzdáleností od zdroje tepla klesá střední teplota na OT. Poklesy výkonů OT jsou znázorněny procentuálně na obr. 4.

Z výsledků vyplývá, že výkon OT se při klasickém návrhu odchyluje se zvětšující se vzdáleností od zdroje tepla od požadovaného výkonu. Z tohoto důvodu může docházet k nedotápění, i když jsou otopná tělesa navržena o 1 až 10 % vyšší, než jsou tepelné ztráty prostoru.

NÁVRH ŘEŠENÍ

Navrhovaný výpočetní model zohledňuje důsledky TZR a skutečné teploty v jednotlivých bodech OS. Model je založen na zvolené požadované teplotě na počátku soustavy a zvolené koncové teplotě teplosnosné látky, která se vrací do zdroje tepla. Ostatní teploty jsou dopočítávány z chladnutí teplosnosné látky po trase v důsledku tepelných ztrát do okolí a hmotnostních průtoků v daných úsecích. Skutečné hmotnostní průtoky pak odpovídají zmenšujícímu se teplotnímu spádu se vzdáleností od zdroje. Zákonitě tedy musí být větší než při klasickém výpočtu. V každém bodě OS platí obecně:

$$dQ = m \cdot c \cdot dt = U \cdot dx \cdot (t(x) - t_i) \quad [W] \quad (1)$$

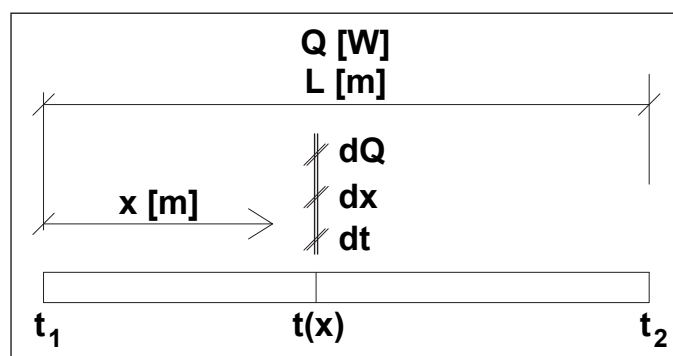
Každý úsek je tedy popsán rovnicí pro přívodní, resp. vratné potrubí:

$$Q = m \cdot c \cdot (t_1 - t_2) = U \cdot L_{(1-2)} \cdot \frac{(t_1 - t_2)}{\ln((t_1 - t_i) / (t_2 - t_i))} \quad [W] \quad (2)$$

kde je:

- Q tepelná ztráta úseku [W],
- m hmotnostní průtok [kg/s],
- c měrná tepelná kapacita [J/(kg.K)],
- t_1 teplota vody na počátku úseku [°C],
- t_2 teplota vody na konci úseku [°C],
- t_i teplota okolí [°C],
- L délka úseku [m],
- U součinitel prostupu tepla vztažený na jednotku délky, viz [4] [W/m.K].

OT jsou tedy navrhována na skutečné teploty a také je uvažováno s tím, že se TZR podílejí na vytápění jednotlivých vytápěných prostor. Takto navrhovaná OS má přesnější hodnoty hmotnostních průtoků pro extrémní návrhové podmínky, na které je poté hydraulicky vyvážena.

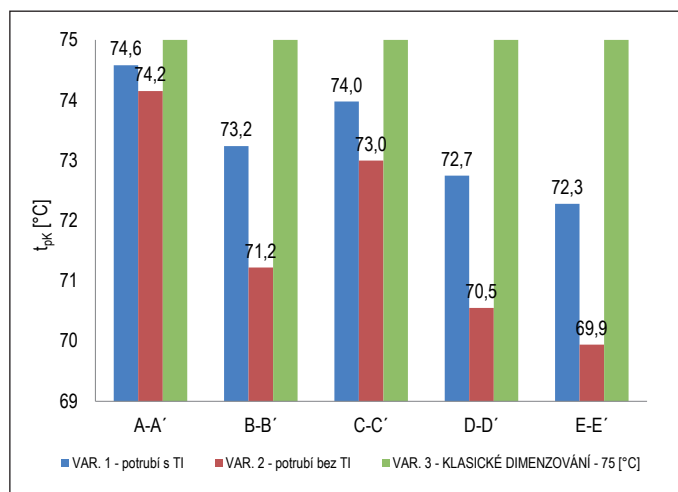


Obr. 5 Schéma pro rovnici tepelné ztráty úseku potrubí

Fig. 5 Diagram for heat loss equation of a pipe section

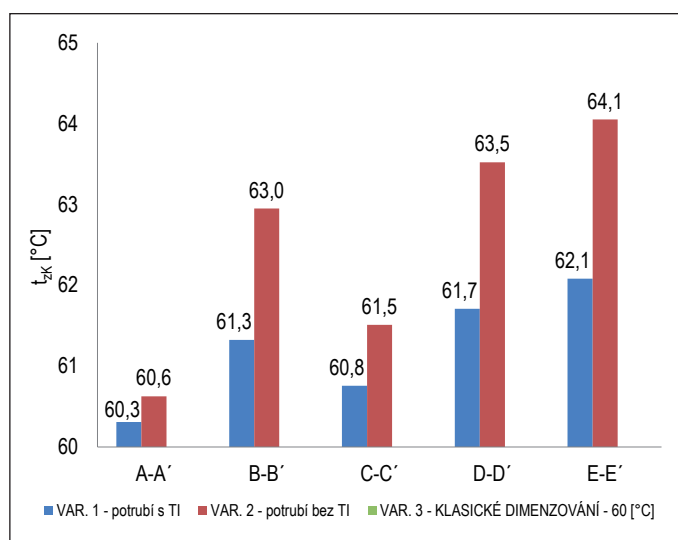
ANALÝZA ŘEŠENÍ

Porovnání výsledků výpočtu OS klasickým návrhem oproti návrhu s ochlazováním vody a TZR bylo provedeno na referenční OS, viz obr. 1.



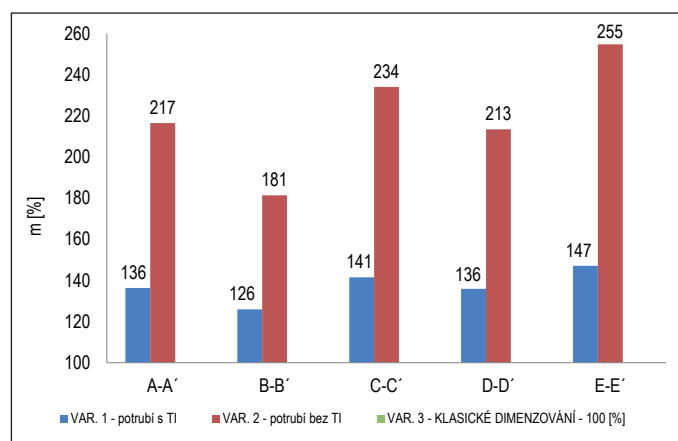
Obr. 6 Teplota na konci úseku – přírodní potrubí

Fig. 6 Temperature at the end of the section – supply pipe



Obr. 7 Teplota na konci úseku – vratné potrubí

Fig. 7 Temperature at the end of the section – return pipe



Obr. 8 Porovnání hmotnostních průtoků v úsecích

Fig. 8 Comparison of mass flow rates in sections

Pro znázornění důležitosti tepelné izolace byl výpočet s ochlazováním proveden ve dvou variantách.

Var. 1 Rozvody s tepelnou izolací (s TI) dle [4] ($s_{TI} = 30$ mm).

Var. 2 Rozvody bez tepelné izolace (bez TI).

Pro přehlednost je uvažováno s tím, že vytápěné prostory nejsou dotovány TZR, které v tomto případě vedou v jiném prostoru. Na obr. 6 a 7 je vidět, o kolik poklesne teplota směrem od zdroje tepla k jednotlivým OT na přírodním potrubí a o kolik poklesne na vratném potrubí směrem od OT ke zdroji.

Tyto důsledky zmenšujícího se teplotního spádu směrem od zdroje pak musí být zohledněny v hmotnostních průtocích. Jejich procentuální nárůst oproti průtokům vypočítaným klasickým návrhem je zobrazen na obr. 8.

Z obr. 8 je patrné, že hmotnostní průtoky vychází rozdílně při uvažování ochlazování otopné vody oproti klasickému výpočtu. Dále také je vidět, že na rozdílné výsledky má vliv izolace rozvodů (výsledky Var. 1 oproti Var. 2), proto by se měla řešit kvalita izolace již v dimenzování OS.

Dalším, čeho si můžeme všimnout při výpočtu s ochlazováním a co v klasickém výpočtu není řešeno, je, že všechny tři stejně velké OT nemají stejný hmotnostní průtok. Zde je to dáno tím, že OT jsou v jiné vzdálenosti od zdroje tepla. S rostoucí vzdáleností se voda cestou více ochladí, a to znamená menší teplotní spád. Z tohoto důvodu pak na úseku E-E' vychází vyšší průtok než na úseku B-B' i D-D'.

Odchytky hmotnostních průtoků, které jsou patrné z obr. 8, budou mít vliv na nastavení regulačních ventilů, vyvažovacích ventilů a oběhových čerpadel.

ZÁVĚR

V článku bylo poukázáno na odchytky, které způsobuje dimenzování OS klasickým způsobem, v němž nejsou zohledněny poklesy teplot po trase a vliv tepelných ztrát rozvodů. Dále byl ukázán možný přístup k návrhu OS tak, aby nedocházelo k nedotápění jednotlivých prostorů, které mohou TZR způsobovat. Při navrhování otopných soustav by měly být zohledněny vlastnosti a tloušťka tepelné izolace potrubí, a to již při výpočtu dimenzování OS a návrhu OT. Z grafů jsou patrné značné rozdíly mezi OS bez tepelné izolace a OS s tepelnou izolací dle [4].

V článku byla pro referenční OS použita maximální počáteční teplota, kterou povoluje [4]. Je samozřejmé, že s nižšími teplotami se sníží TZR a tím se sníží i odchytky teplot a hmotnostních průtoků od výsledků z klasického výpočtu. Jaké jsou velikosti odchylek hodnot při nízkoteplotních OS, bylo namodelováno v [1].

Kontakt na autora: jakub.spurny@fsv.cvut.cz

Použité zdroje:

- [1] SPURNÝ, J. *Vliv ochlazování topné vody při návrhu otopné soustavy*. Praha, 2016. Diplomová práce. ČVUT v Praze.
- [2] RÁŽ, J. V. CENTROTHERM [online]. 15. 6. 2016. Dostupné z: <http://www.usporyteplaets.cz/>
- [3] CIHELKA, J. a kol. *Vytápění, větrání a klimatizace*. Praha: STNL, 1985.
- [4] Vyhláška č. 193/2007 Sb., kterou se stanoví podrobnosti účinnosti užití energie při rozvodu tepelné energie a vnitřním rozvodu tepelné energie a chladu.

Poznámka recenzenta

Tepelná ztráta v rozvodech by neměla být kompenzována, jak autor uvádí, volbou vyššího výkonu otopného tělesa, než je tepelná ztráta místnosti, neboť dle vyhlášky č. 193/2007 Sb. je nutno započítávat tepelné zisky od horizontálních i vertikálních rozvodů jdoucích vytápěným prostorem do návrhu tepelného výkonu otopných těles. Hydraulika, resp. hmotnostní průtok, u dvoutrubkových otopných soustav vychází z instalovaného výkonu otopných těles, a nikoli z tepelných ztrát místností.

Vzhledem k tomu, že instalovaný výkon je vždy o něco málo větší než optimálně požadovaný (v technických podkladech výrobců otopných těles nikdy nenajdeme těleso se stejným tepelným výkonem, jako je tepelná ztráta místnosti minus tepelné zisky od rozvodů), kompenzuje se tím fakt, že do každého otopného tělesa neproudí voda o stejné teplotě. Dalším důvodem je, že pokud se nejedná o nízkoteplotní otopné soustavy, tak téměř nikdy nejsou provozovány na jmenovité teplotní podmínky, na které soustavu navrhujeme, a vždy je tam dostatečná teplotní rezerva jdoucí ruku v ruce s povinností zajištění místní regulace.

Vyhláška rovněž říká, že všechny rozvody procházející nevytápěným prostorem, pokud nejsou cíleně využity pro temperování tohoto prostoru, musí být tepelně izolovány. Proto považují závěry z porovnání dvou limitních stavů – vše izolováno versus nic neizolováno – za mírně zavádějící.

Je rovněž vhodné si uvědomit, že při návrhu otopné soustavy počítáme přesně s nepřesnými čísly a projekt není nikdy ve 100% souladu s konečným provedením otopné soustavy. Chyba v nepřesných číslech začíná už výpočtem tepelných ztrát objektu, pokračuje návrhem otopných těles a přesouvá se i do hydrauliky.

Problematika poklesu teploty vody s délkou rozvodů je však velmi důležitá a neopomenutelná u dnes stále více používaných horizontálních jednotrubkových otopných soustav, to však není tento případ.

Špatné příklady znečištěné vzduchotechniky i v USA

Koncem roku 2016 se mělo americké strategické velitelství s 3 500 vojáky nastěhovat do nových objektů za 1,2 mld. USD na Offuttově letecké základně ve státě Nebraska. Při kontrole stavby před předáním však bylo nalezeno 5 km kanálů vzduchových vedení pokrytých špínou a plísní. S podporou svazu Indoor Air Quality Association se nyní rozhodlo strategické velitelství Air Force nezaplatit dodavatelům stavby, firmám Omaha Kiewit Corp. a Hensel Phelps, ani cent za uvedení do předepsaného stavu.

Pramen: CCI 01/2016, s. 4

(AB)

Kvalita vzduchu v místnostech poráží teplotu

Nová americká studie poukazuje na vysoký význam kvality vzduchu. Studie k posouzení schopnosti koncentrace osob na práci v rozdílných podmínkách kvality vzduchu včetně obsahu CO₂ a těkavých organických látek (VOC) byla vypracována na univerzitě v Syracuse pro ústav National Institute of Environmental Health Sciences v Morrisville v USA. Experimentů se zúčastnilo 24 osob.

Jako standardní podmínky byly zvoleny: teplota 21 až 23 °C, vlhkost vzduchu 27 až 40 %, přívod venkovního vzduchu 68 nebo 34 m³/h na osobu, koncentrace CO₂ 490 až 1 400 ppm, VOC 30 až 600 µg/m³. Jako „nejhorší“ podmínky byly zvoleny: přívod vnějšího vzduchu 34 m³/h, 1 400 ppm CO₂ a 600 µg/m³ VOC. Jako „zelené“ byly vybrány: přívod vnějšího vzduchu 68 m³/h, 490 ppm CO₂ a 35 µg/m³ VOC. Při hodnocení vlivu na schopnost vyhledávání informací byl zjištěn rozdíl mezi „nejhoršími“ a „zelenými“ o faktor 4. Rozdíl v kognitivních schopnostech byl 61 % u „nejhorších“ a 100 % (bez vlivu) u „zelených“.

Pramen: CCI 01/2016, s. 9

(AB)

Vzduchové clony PA

– dokonalá ochrana dveřních prostor



” Inteligentní vzduchové clony PA:

- Kalendář** - Plně automatický provoz
- Inteligentní** - Expert na ochranu vstupů budov
- Adaptivní** - Okamžitá reakce na změnu podmínek
- Eco mód** - Úsporný a šetrný k životnímu prostředí
- Jednoduchá instalace** - Plug & play
- BMS** - Nadřazené vzdálené ovládání
- Proaktivní** - Vždy o krok napřed



FRICO

www.frico.cz

Systemair, a.s.
CZ-196 00 Praha 9, Oděská 333/5
T +420 283 910 900-2
F +420 283 910 622
central@systemair.cz · www.frico.cz