



Použití exergie k hodnocení sdílení tepla v technice prostředí

Using Exergy for Heat Transfer Evaluation in Environment Engineering

Recenzent

Ing. Martin Barták, Ph.D.

Příspěvek upozorňuje na některé nesprávné pojetí základních zákonů termodynamiky a uvádí na správnou míru pojem tepla jako sdělované energie. Přibližuje použití exergie k ocenění využitelnosti tepelné energie pro posouzení dokonalosti stratifikačních vodních akumulátorů tepla, k hodnocení účinnosti výměníků zpětného získávání tepla a k energetickému auditu tepelného hospodářství objektu.

Klíčová slova: exergie, exergetická účinnost, akumulace tepla, výměníky tepla, energetický audit

The article draws attention to some incorrect conceptions of basic thermodynamics laws and elucidates the concept of heat as transmitted energy. Possibilities of using exergy for evaluation of heat energy utilization for the assessment of stratified heated-water storage perfection, for evaluation of recuperative heat exchangers effectiveness and for an energy audit of a heat economy of a building are described.

Key words: exergy, exergy effectiveness, heat storage, heat exchangers, energy audit

ÚVOD

Fyzikální zákonitosti, kterými se řídí sdílení tepla jsou formulovány pro látky, jimiž jsou pevná tělesa nebo tekutiny (plyny a kapaliny). Matematické vyjádření zákonitostí je dobře pochopitelné, když jsou vyjádřeny pro stlačitelné tekutiny – plyny. V úvodu zopakujeme dva základní zákony termodynamiky. Prvním je zákon o zachování energie, podle kterého součet všech energií v izolovaném systému je konstantní. Je zákonem kvantitativním, který říká, že vnitřní (tepelná) energie je ekvivalentní mechanické práci a že sdílené teplo je formou energie. Druhý zákon vyjadřuje směr samovolné změny energie, která je vyvolána sdílením tepla. Nejdůležitějším důsledkem druhého zákona je poznatek, že teplo nemůže samovolně přecházet z teploty nižší na vyšší.

TERMODYNAMICKÉ ZÁKONITOSTI (Kalčík [1])

První zákon termodynamiky

Přivedeme-li 1 kg plynu teplo δq , zvětšuje se jeho vnitřní energie $du = c_v dT$ a koná se absolutní (objemová) práce $\delta l_a = p \cdot dv$ (měrný objem je reciprokou hodnotou hustoty $v = 1/\rho$)

$$\delta q = du + \delta l_a = c_v \cdot dt + p \cdot dv \quad [\text{J/kg}] \quad (1)$$

Tento zákon má také druhý tvar. Ten dostaneme když vyjádříme úplný diferenciál součinu tlaku a měrného objemu $d(p \cdot v)$

$$p \cdot dv (+ v \cdot dp - v \cdot dp) = d(pv) - v \cdot dp$$

a dosadíme do rovnice (1); dostaneme vztah s entalpií

$$\delta q = du + d(pv) - v \cdot dp = dh - v \cdot dp$$

neboť entalpie $h = u + pv$.

Přivedeme-li 1 kg plynu teplo δq , zvětšuje se jeho entalpie $dh = c_p dt$ a koná se technická práce $\delta l_t = v \cdot dp$

$$\delta q = dh - \delta l_t = c_p \cdot dt - v \cdot dp \quad (2)$$

Z tohoto tvaru při konstantním tlaku (izobarická změna stavu, $p = \text{konst.}$, $dp = 0$) vyplývá, že předané teplo se rovná změně entalpie 1 kg plynu, $\delta q = dh$. Přívodem tepla se teplota 1 kg látky s měrnou tepelnou kapacitou c_p [J/(kg.K)] zvýší o dt

$$\delta q = c_p \cdot dt. \quad (3)$$

Při změně stavu látky daného stavovými veličinami T, p, ρ se předá (sdělí, odvede nebo přivede) teplo (vyjádřené integrací rovnice (1))

$$q_{1,2} = u_2 - u_1 + \int_1^2 p \cdot d(1/\rho)$$

Integrál lze vyřešit jen při známé závislosti p a ρ mezi stavy 1 a 2 (změna stavu plynu izochorická, izotermická, izobarická, adiabatická, polytropická).

Například při izochorické změně stavu, kdy $\rho = \text{konst.}$ je hodnota integrálu = 0. Diferenciál δq není úplným diferenciálem, proto nelze přiřadit sdělené teplo q stavům 1 resp. 2 (např. $q_2 - q_1$, kde $q = c_v \cdot t$). Správným výsledkem integrace je $q_{1,2} = c_v \cdot (t_2 - t_1)$.

Stavovou veličinou je vnitřní tepelná energie, jejíž diferenciál du v rovnici (1) je úplným diferenciálem. Bludem je představa, že teplo obsažené v látce lze změřit. Teplo není stavovou veličinou. Ve skutečnosti lze stanovit jen teplo sdělené, spojené se změnou tepelného stavu, tj. se změnou vnitřní tepelné energie. Proto vždy když budeme mluvit o teple, půjde o sdělené teplo. Sdělené teplo není závislé jen na počátečním a konečném stavu, ale na způsobu, jakým k této změně došlo. Velmi často se v zápisu prvního zákona termodynamiky nerozlišuje mezi neúplným a úplným diferenciálem. To je sice možné, ale je třeba mít vždy na paměti, že při matematických operacích s nimi (při integraci) jsou diferenciály sděleného tepla a mechanické práce diferenciály neúplnými.

Druhý zákon termodynamiky (Carnot – Clausius)

Teplo nemůže samovolně přecházet z teploty nižší na teplotu vyšší. Důsledkem platnosti tohoto zákona je, že obrácený děj je možné uskutečnit pouze přívodem mechanické práce, např. použít tepelné čerpadlo.

Jiným praktickým důsledkem je, že k vytápění nemůžeme využít teplotu samotnou látku, pokud je chladnější než teplota vytápěného prostoru. Sdílení tepla je tedy děj (samovolně) nevratný, uskutečňovaný jen ve směru klesající teploty. Mírou nevratnosti děje je **entropie**, která je funkcí stavu

$$ds = \frac{\delta q}{T} \quad [\text{J/(kg.K)}] \quad (4)$$

Při sdílení tepla entropie vzroste. Při procesech sdílení tepla je číselná rovnost mezi rozdíly teplot ΔT a dt v Kelvinech a mezi Δt a dt ve $^{\circ}\text{C}$, v entropii je však nutné počítat s teplotou termodynamickou (absolutní) $T = t + 273,15 \text{ K}$, při které ke sdílení tepla dochází.

EXERGIE TEPLA

Podle Zorana Ranta (1956 – [1] a [2]) sestává sdílitelné teplo z exergie a anergie (diferenciály jsou neúplné!)

$$dq = de + da \quad [\text{J/kg}] \quad (5)$$

Exergie je využitelná část a anergie nevyužitelná část energie v daném případě. Využitelnost je míněna možnost přeměny v mechanickou práci nebo použití k ohřevu chladnější látky. Rozmezí mezi exergií a anergií je dáno nejnižší teplotou T_0 , na kterou je možné teplotonosnou látku ochladit. Např. při vytápění je to teplota vytápěného prostoru. Při větrání je to teplota venkovního vzduchu. Podle Ranta je pokles exergie při sdílení tepla

$$de = dq - T_0 ds \quad (6)$$

Při izobarickém ději, s použitím rovnice (4), je pak

$$de = dq - T_0 ds = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) dq = f_c \cdot dq \quad (7)$$

$$\text{kde } f_c = 1 - \frac{T_0}{T} \leq 1 \quad (8)$$

je tzv. **Carnotův faktor**, který vymezuje využitelnou část energie. Protože je vždy $T_0 \leq T$ je tento faktor $f_c \leq 1$. Teplota T je ta teplota, při které se sdílení uskutečňuje.

Využitelná část energie – exergie, závisí jak na teplotě látky tak na nejnižší teplotě v procesu (která se případ od případu liší).

Exergie tepelných toků

Dosud uvedené vyjádření termodynamických veličin se týkalo hmotnosti 1 kg látky (plynu) (veličiny byly vyjádřeny v jednotkách J/kg). Pro hmotnostní toky látek v kg/s, jsou energetické toky:

$$\text{tok tepla } \dot{Q}_{1,2} = \dot{M} \cdot q_{1,2} \quad [(\text{kg/s}) \cdot (\text{J/kg}) = \text{W}]$$

$$\text{tok exergie } \dot{E} = \dot{M} \cdot e \quad [\text{W}]$$

Ve smyslu předchozího výkladu, např. máme-li k dispozici průtok $\dot{M} = 1 \text{ kg/s}$ vody o teplotě $t_1 = 30^\circ\text{C}$, a použijeme ji k teplovodnímu vytápění prostoru na $t_0 = 20^\circ\text{C}$ (s ochlazením vody na t_2), je její využitelná část tepelného toku – **exergetický tok** roven

$$\dot{E} = \left(1 - \frac{273 + 20}{273 + 30}\right) \dot{Q}_{1,2} = 0,033 \cdot \dot{Q}_{1,2}$$

a v případě použití této vody k ohřevu větracího vzduchu při venkovní teplotě -15°C

$$\dot{E} = \left(1 - \frac{273 - 15}{273 + 30}\right) \dot{Q}_{1,2} = 0,149 \cdot \dot{Q}_{1,2}$$

kde sdílený tepelný tok je dán ochlazením vody v otopné soustavě, např. $30/25^\circ\text{C}$

$$\dot{Q}_{1,2} = M \cdot c_p \cdot (t_1 - t_2) = 1.4187 \cdot (30 - 25) = 20\,935 \text{ W}$$

Má-li otopná voda teplotu např. 60°C v soustavě $60/40^\circ\text{C}$, zvýší se využitelná část tepelné energie při vytápění ze 3,3 % na 12 % $\dot{Q}_{1,2}$.

Použití exergie k hodnocení vodních akumulátorů tepla (Hemzal 1994 [3])

Při akumulaci tepla do vody jsou vhodné stojaté válcové nádoby se stratifikací teplot, tj. s rozvrstvením nejteplejší vody pod víkem nádrže

a s nejchladnější vodou u dna. Rozvrstvení je narušováno přirozeným prouděním vody ochlazené u pláště nádoby vlivem tepelných ztrát do okolí, přirozenou difúzí mezi vrstvami s různou teplotou a vnitřní konvekci vyvolanou přívodem teplé vody při nabíjení a přívodem chladné vody při vybíjení akumulátoru.

V rámci pětiletého výzkumu na Ústavu techniky prostředí v letech 1980-85 bylo zkoumáno optimální uspořádání vodního akumulátoru s více zdroji tepla (kotel, solární kolektory, tepelné čerpadlo). Cílem bylo najít metodu pro obecné hodnocení kvality vodního akumulátoru tepla. Použit byl rozbor situace po nabití nádrže akumulátoru teplou vodou z jedné poloviny. Měření tepelného pole ve dvou svislých geometricky různých válcových akumulacích nádržích byla zjišťována časová změna teplot. V nádrži zčásti naakumulovaná teplá voda se postupně teplotně homogenizuje. Nejvyšší teplota nahoře se s časem snižuje, nejnižší teplota dole vzrůstá.

Teplo akumulované v nádrži lze stanovit z naměřeného svislého průběhu teplot sumací tepla v jednotlivých j -vrstvách o objemu ΔV se střední teplotou T_j

$$Q = \sum Q_j = \sum [\rho \cdot c_p \cdot \Delta V \cdot (T_j - 273)] \quad [\text{J}] \quad (9)$$

přičemž předpokládáme ohřev vody z teploty 0°C . Z této energie lze využít pouze **exergii**, která odpovídá možnosti ochlazení vody na teplotu okolí T_0

$$E = \sum E_j = \sum Q_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) = \sum Q_j \cdot f_{c_j} \quad [\text{J}] \quad (10)$$

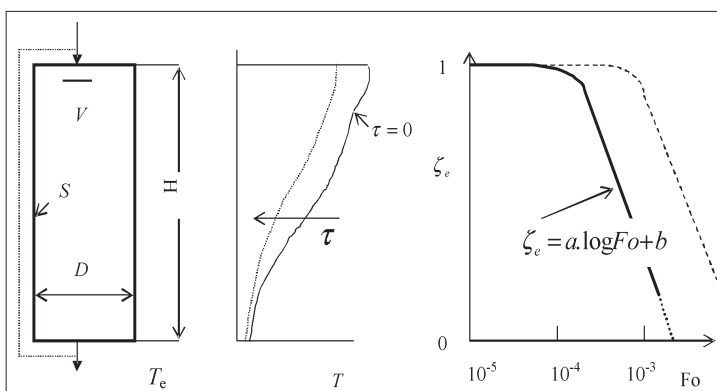
Vyrovňáváním – homogenizací teplot po výšce nádrže dochází k poklesu exergie vůči stavu s rozvrstvenými teplotami, i kdyby nádoba byla „dokonale“ izolovaná a tepelný obsah se neměnil. Pokles exergie E za určitou dobu uskladnění od počáteční hodnoty E_0 považujeme za exergetickou ztrátu

$$E_z = E_0 - E \quad [\text{J}] \quad (11)$$

a definujeme **stupeň dokonalosti akumulátoru**

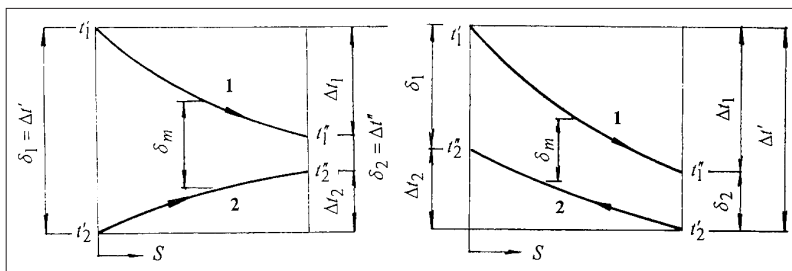
$$\zeta_e = 1 - \frac{E_z}{E_0} \quad (12)$$

Výsledky měření na dvou akumulátorech o výšce $H = 1$ a 3 m , průměru $D = 0,25$ a $0,6 \text{ m}$, bez izolace a s izolací 100 mm rohoží ze skelných vláken, ukázaly, že jsou časové průběhy teplot podobné při vhodném zobrazení. V obr. 1 jsou ukázány schematicky změny průběhu teplot s časem a časová změna parametru ζ_e , která ukazuje dobrou shodu obou modelů, pokud se do Fourierova čísla $Fo = a \cdot \tau / L^2$ dosadí za určující rozměr výška nádrže $L = H$ u neizolované nádrže a komplex $L = \sqrt[3]{V} \cdot H / D$ v případě izolované nádrže.

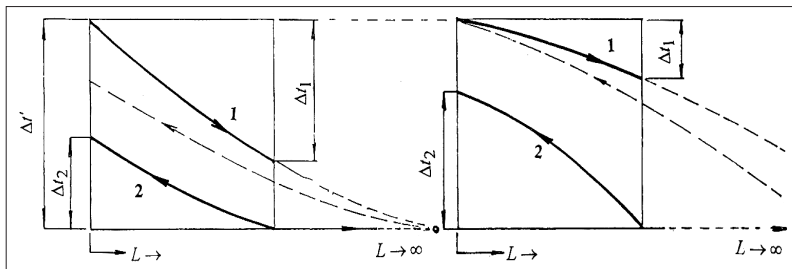


Obr. 1 Stupeň dokonalosti akumulátoru jako funkce Fourierova kritéria.

Plně – neizolovaná ocelová nádrž, čárkovaně – nádrž se 100 mm izolace (log – lin stupnice)



Obr. 2 Průběh teplot podél teplosměnné plochy S v souproutém (vlevo) a v protiproutém výměníku (vpravo, při tepelných kapacitách průtoků $\dot{C}_1 < \dot{C}_2$)



Obr. 3 Průběh teplot v protiproutém výměníku při různých poměrech tepelných kapacit průtoků: vlevo ($\dot{C}_1 \equiv \dot{C}_{\min} < \dot{C}_2$), vpravo $\dot{C}_1 > (\dot{C}_2 \equiv \dot{C}_{\min})$

V regulární fázi chladnutí (kde je průběh v semilogaritmických souřadnicích přímkový) lze průběh parametru vyjádřit analyticky

$$\zeta_e = a \cdot \log Fo + b \quad (13)$$

Z průběhu je zřejmé, že čím pomaleji klesá stupeň dokonalosti s časem, tím je akumulátor kvalitnější.

Použití exergie k hodnocení výměníků tepla

U rekuperačních výměníků citelného tepla použijeme označení podle obr. 2. Indexem 1 je označena teplejší, indexem 2 chladnější tekutina. Čárka označuje vstupní teploty, dvě čárky výstupní teploty.

Základní rovnice pro tepelný tok sdělený ve výměníku

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \delta_m = \dot{C}_1 \cdot \Delta t_1 = \dot{C}_2 \cdot \Delta t_2 \quad [W = (W/m^2K) \cdot (m^2) \cdot (K) = (W/K) \cdot (K)] \quad (14)$$

Rovnice současně vyjadřuje podmínku rovnosti tepelného toku odebíraného teplejší látkou 1 s tepelným tokem předávaným chladnější látkou 2, kde $\dot{C}_1 = \dot{M}_1 \cdot c_{p1}$ a obdobně $\dot{C}_2$ jsou **tepelné kapacity průtoků** [W/K].

Tepelný tok je vyjádřený také jako prostup tepla teplosměnnou plochou S (k níž je vztažen součinitel prostupu tepla k) při **středním rozdílu teplot tekutin** δ_m .

Průběh teplot ve dvou případech (obr. 3) při nesterajných kapacitách průtoků ukazuje, že maximální možné změny teploty, dané rozdílem vstupních teplot obou tekutin do výměníku, $\Delta t_{1,2,L \rightarrow \infty} = \Delta t' = t'_1 - t'_2$ dosáhne tekutina, která má menší tepelnou kapacitu průtoků $\dot{C}_{\min}$ (v obr. 2 případ vpravo $\dot{C}_{\min} = \dot{C}_2$).

Maximálně možný přenášený výkon je dosažitelný v protiproutém výměníku nekonečně dlouhém a je roven

$$\dot{Q}_{\max} = \dot{C}_{\min} \cdot \Delta t' \quad (15)$$

Z průběhu teplot vlevo je zřejmé, že pro daný poměr kapacit průtoků ($\dot{C}_1 \equiv \dot{C}_{\min} < \dot{C}_2$), teplota t'_2 nedosáhne ani u nekonečně velké plochy výměníku vstupní teploty t'_1 , neboť podle rov. 14 bude vždy $\Delta t_2 < \Delta t_1$.

Charakteristiky rekuperačních výměníků

Účinnost přenosu tepla ve výměníku

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{\dot{C}_1 \cdot \Delta t_1}{\dot{C}_{\min} \cdot \Delta t'} = \frac{\dot{C}_2 \cdot \Delta t_2}{\dot{C}_{\min} \cdot \Delta t'} \quad (16)$$

vyjadřuje míru využití potenciálu, který je dán rozdílem vstupních teplot tekutin $\Delta t' = t'_1 - t'_2$

Poměrné změny teplot

$$\text{tekutiny teplejší } \frac{\Delta t_1}{\Delta t'} = \vartheta_1 \text{ a chladnější } \frac{\Delta t_2}{\Delta t'} = \vartheta_2 \quad (17)$$

jsou totožné s účinností, pokud poměr tepelných kapacit průtoků

$$\dot{C}_1 / \dot{C}_{\min} = \dot{C}_2 / \dot{C}_{\min} = 1$$

Skutečný přenášený tok tepla výměníkem

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \dot{Q}_{\max} = \varepsilon \cdot \dot{C}_{\min} \cdot \Delta t' = k \cdot S \cdot \delta_m \quad (18)$$

Poměr tepelných kapacit průtoků

$$\dot{C}_{\min} / \dot{C}_{\max} = \mu \leq 1. \quad (19)$$

je **průtokovou charakteristikou** výměníku.

V rozporu s prvním zákonem termodynamiky a proto nesprávné je vyjádření účinnosti přenosu tepla ve výměníku vztahem $\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_1 - \dot{Q}_2}$, kde sdě-

lený tepelný tok (výkon výměníku) $\dot{Q} = (\dot{C} \cdot \Delta t)_1 = (\dot{C} \cdot \Delta t)_2$ je vztažen k rozdílu tepelných výkonů $\dot{Q} = (\dot{C} \cdot t)_i$, pro $i = 1$ resp. 2, stanovenému z představy o *přebytku tepelného obsahu* proudu tekutiny ochlazované vůči tekutině ohříváné. *Maximální sdělitelný tepelný tok ve výměníku* je však dán vztahem (15) [4, 5]. Rozpor s prvním zákonem termodynamiky spočívá v předpokladu, že lze počítat s teplem jako se stavovou veličinou a nikoliv jako s teplem sdíleným.

Exergie tepelného toku $\dot{Q}$ sdíleného výměníkem, vztažená k nejnižší teplotě t'_2 ohříváné tekutiny na vstupu do výměníku (izolovaného, bez ztrát do okolí)

na vstupu ochlazované tekutiny do výměníku

$$\dot{E}'_1 = \dot{Q} \cdot f'_{c1} = \dot{Q} \left(1 - \frac{T'_2}{T'_1} \right) \quad (20)$$

na výstupu ohříváné tekutiny z výměníku

$$\dot{E}''_2 = \dot{Q} \cdot f''_{c2} = \dot{Q} \left(1 - \frac{T'_2}{T'_2} \right) \quad (21)$$

Vzhledem k tomu, že teplota ohříváné tekutiny na výstupu t''_2 nedosáhne vstupní teploty ochlazované tekutiny $t'_1, t'_2 < t'_1$, bude i při rovnosti tepelných toků $\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 = \dot{Q}$ jejich exergie rozdílná, a sice $\dot{E}''_2 < \dot{E}'_1$, dojde při sdílení tepla ke zmenšení využitelné části energie. Tepelný tok, který se sdílel ve výměníku chladnější tekutině, má menší exergii, než měl na vstupu do výměníku.

Rozdíl exergií tepelných toků považujeme za exergetickou ztrátu

$$\dot{E}_z = \dot{E}'_1 - \dot{E}''_2 = \dot{Q} \cdot (f'_{c1} - f''_{c2}) = \dot{Q} \cdot T'_2 \cdot \frac{T'_1 - T'_2}{T'_1 \cdot T'_2} \quad (22)$$

využitelnou k hodnocení **účinnosti přenosu exergie ve výměníku**. Smysl má vyhodnotit využití teplotního potenciálu ve výměníku, tj. poměr

$$\varepsilon_E = \frac{\dot{E}_2''}{\dot{E}_1'} = 1 - \frac{\dot{E}_z}{\dot{E}_1'} = \frac{f_{c2}''}{f_{c1}'} = \frac{T_2'' - T_2' T_1'}{T_1' - T_2' T_2''} = \frac{\Delta t_2}{\Delta t} \frac{T_1'}{T_2''} \quad (23)$$

Odvodíme **vztah mezi tepelnou účinností a exergetickou účinností výměníku**. Vyjádříme-li ze vztahu pro tepelnou účinnost (16) $\Delta t_2 / \Delta t'$ poměr a dosadíme do vztahu (23), dostaneme

$$\varepsilon_E = \varepsilon \frac{\dot{C}_{\min}}{\dot{C}_2} \frac{T_1'}{T_2''} \quad (24)$$

Poměr teplot v tomto vztahu je vždy $T_1' / T_2'' > 1$. Pokud je poměr tepelných kapacit průtoku $\dot{C}_{\min} / \dot{C}_2 = 1$, pak je exergetická účinnost větší než účinnost tepelná,

$$\varepsilon_E > \varepsilon \quad (25)$$

Exergetická účinnost ukazuje na míru zmenšení možného využití sdíleného tepla chladnější tekutině ve výměníku.

Tak např. pro výměník zpětného získávání tepla (v zimě, vzduch – vzduch) nemá význam a není potřebné stanovovat exergii odpadního vzduchu, avšak exergie ohřátého vzduchu ukazuje na další využitelnost energie sdílené ve výměníku.

Použití exergie k energetickému auditu

Exergie může být použita k hledání možností úspor energie při provozu průmyslového výrobního závodu. Energetické toky v plynu a v elektrině do

technologických zařízení (lisy, bodové svařování automaty – roboty, svařování a pájení plamenem a svařování elektrické odporové) jsou zdrojem odpadního tepla. Auditem lze získat přehled o hodnotách tepelných toků a o teplotě odpadního tepla.

Vhodnou záměnou vzduchem chlazených kondenzátorů za vodou chlazené u kompresorů sloužících jako zdroj vody ke chlazení svařovacích prstů bodového svařování, lze účelně zvednout kondenzační teploty k zisku vody s co nejvyšší teplotou. Takto získané kondenzační teplo lze využít k přípravě teplé vody k hygienickému nebo technologickému použití, k nízkoteplotnímu vytápění (podlahovému) a k ohřevu větracího vzduchu.

Použitelnost odpadního tepla je obecně tím širší, čím vyšší teplotu má zpětně využitelná tepelná energie.

Poděkování

Příspěvek byl vytvořen s podporou výzkumného záměru Ministerstva školství mládeže a tělovýchovy, MSMT – 6840770011 „Technika životního prostředí“.

Použité zdroje:

- [1] Kalčík J., Sýkora K. *Technická termomechanika*. Academia Praha, 1973
- [2] Rant Z. *Exergie, ein neues Wort für „technische Arbeitsfähigkeit“*. Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens. (22) 1956/1, 36-37
- [3] Hemzal K., Wurm J. *Generalized Assessment of Heat-Storage Accumulators based on Exergy Profiles*. Int. Refrigeration Conf. 1994, Purdue University
- [4] Incropera Frank P., DeWitt David P. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 4th ed. ISBN 0-471-30460-3, John Wiley & Sons. Inc., 1996
- [5] Rohsenow Warren M., et al. *Handbook of Heat Transfer*. 3th ed. McGraw-Hill 1998. ISBN 0-07-053555-8. ■