

Ing. Vladimíra LINHARTOVÁ
doc. Ing. Vladimír JELÍNEK, CSc.
ČVUT v Praze, Fakulta stavební,
Katedra technických zařízení
budov

Odpadní teplo z kompresorového chlazení na zimním stadionu

Waste Heat from Compressor Cooling of a Winter Stadium

Recenzent
prof. Ing. Jiří Petrák, CSc.

Snížení spotřeby zdrojů energie ve sportovních zařízeních je cílem všech provozovatelů. Mezi hlavní spotřebitele energie na zimním stadionu patří chlazení ledové plochy, ohřev vody pro rolbu, příprava TV, vytápění, systémy VZT a osvětlení ledové plochy. Nejnáročnější na spotřebu energie je chlazení ledové plochy. Teplo vzniklé jako vedlejší produkt chlazení lze dodatečně využít a snížit tak provozní náklady. Zapojení výměníku k využití přehřátých par chladiva chladicího cyklu je již rozšířenou aplikací, zatímco využití kondenzačního tepla nikoliv. Na případové studii zimního stadionu v ČR je analyzována spotřeba zemního plynu v kotelně a spotřeba vody pro rolbu a teplé vody v šatnách za jednu hokejovou sezónu. V areálu je využíváno teplo přehřátých par chladiva a výpočtově je posouzen možný přínos využití nízkopotenciálního kondenzačního tepla v kombinaci s tepelným čerpadlem. Využití kondenzačního tepla je vyhodnoceno z hlediska dosažitelných úspor a investičních nákladů.

Klíčová slova: chladicí zařízení, odpadní teplo, vytápění, příprava teplé vody

Reducing the consumption of energy resources in sports facilities is the goal of all operators. Among the main energy consumers in a winter stadium belong ice-rink cooling, heating of water for the ice resurfacer, hot water preparation, heating, HVAC systems and ice-rink illumination. The most demanding on the power consumption is the ice rink cooling. The heat generated as a byproduct of cooling can be subsequently used and thus the operation costs can be reduced. Integration of a heat exchanger to utilize the superheated refrigerant vapors of the cooling cycle is already an extended application, whereas heat recovery is not. Consumption of natural gas in the boiler room, water consumption for ice resurfacer and hot water consumption in the locker room are analyzed for a case study of one hockey season at the winter stadium in the Czech Republic. The heat of superheated refrigerant vapors is utilized in the facility. Potential benefit of low-potential condensation heat recovery in combination with a heat pump is assessed computationally. Utilization of condensation system is evaluated in terms of the prospective savings and investment costs.

Keywords: refrigeration system, waste heat, heating, hot water preparation

ÚVOD

Energie vynaložená k chlazení ledových ploch zimního stadionu může být ve formě odpadního tepla využita např. k ohřevu vody, vytápění areálu apod. Odpadní teplo se uvolňuje ve více teplotních úrovních, jako teplo přehřátých par a latentní kondenzační teplo. V posuzovaném zimním stadionu je využíváno teplo přehřátých par k ohřevu vody pro rolbu a k tání ledu ve sněžných jámách. Článek posuzuje možnost využití odpadního tepla pomocí tepelného čerpadla, které má vzhledem k rozsahu teplot potenciál dosáhnout vysokých energetických, ekonomických a ekologických parametrů.

PARAMETRY ZIMNÍHO STADIONU

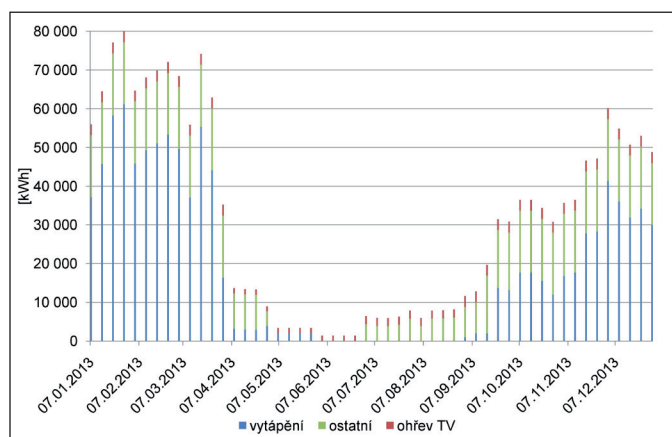
Areál zimního stadionu, který hostí 1. hokejovou ligu, zahrnuje hlavní ledovou plochu, tréninkovou plochu, administrativní část pro vedení klubu a restauraci s kavárnou.

Na hlavní ledové ploše je led od července do konce dubna, dva měsíce v roce je plocha využívána k jiným účelům, např. pro in-line bruslení. Rozměr ledové plochy je 26 × 59,5 m, divácká kapacita činí 5200 míst. Provoz stadionu začíná v pracovní dny v 6 hodin a končí mezi 21 a 23 hodinou. Průměrně je hlavní ledová plocha upravována rolbou 12× za den.

Druhá ledová plocha slouží k tréninkům a její provoz je kratší než provoz hlavní plochy. Tréninková plocha je upravována rolbou průměrně 8× za den.

Zdroj chladu

Zdrojem chladu jsou tři kompresorová zařízení (v provozu od roku 2002). Dva kompresory o chladicím výkonu 252 kW při teplotách -12/35 °C jsou čtyřválcové, třetí kompresor je šestiválcový o chladicím výkonu 378 kW při teplotách -12/35 °C, příkon šestiválcového kompresoru je 90 kW, čtyřválcového 70 kW [7]. Při kondenzační teplotě 35 °C je teplota chladiva na výtlaku kompresoru 128 °C a izentropická účinnost dosahuje hodnoty 0,84 [7]. Systém chlazení ledové plochy je přímý, tj. ledová plocha je výparníkem chladicího okruhu. Chladicí kapalinou je R717 (čpavek) a jeho celkové množství v systému je 9 tun.



Obr. 1 Diagram spotřeby plynu na zimním stadionu v roce 2013

Fig. 1 Diagram of winter stadium gas consumption in the year 2013

Zdroj tepla

Zdrojem tepla pro vytápění jsou tři plynové kondenzační kotle, každý o výkonu 330 kW. Plynové kotle slouží k vytápění administrativní části a šaten, k ohřevu TV, k ohřevu vody pro výměník VZT jednotky v tréninkové hale, k vaření v restauraci a při nedostatku tepla z přehřátých par slouží jako náhradní zdroj tepla. Teplotní spád otopné vody je 65/50 °C, teplota vody pro ohřev vzduchu ve VZT jednotce je 75 °C. Spotřeba plynu je na zimním stadionu měřena po týdnech. Na obr. 1 je graf se spotřebou plynu v roce 2013.

STÁVAJÍCÍ VYUŽITÍ TEPLA PŘEHŘÁTÝCH PAR KOMPRESOROVÉHO CHLADICÍHO OBĚHU

Chladicí systém produkuje teplo, které se rovná součtu chladicího výkonu a absorbované spotřeby elektrické energie kompresoru. Teplo odváděné z chladicího zařízení Q_c není na jedné teplotní úrovni, ale je rozděleno na teplo v přehřátých parách Q_p a skupenské teplo kondenzace Q_k .

Teplo v přehřátých parách tvoří maximálně 15 až 20 % z celkového odpadního tepla z chlazení a jeho množství závisí na výtlačné teplotě a tlaku [4]. Teplota na výtlačku z kompresoru je závislá na kondenzační teplotě chladiva, termodynamických vlastnostech chladiva, vypařovací teplotě, na přehřátí nasávaných par a typu kompresoru [4]. Teoretické maximální množství tepla v přehřátých parách je dáno ochlazením par až na kondenzační teplotu.

Chladicí cyklus jednotlivých kompresorů byl vymodelován v programu CoolPack [6], kde bylo stanoveno celkové množství kondenzačního tepla a podíl tepla v přehřátých parách.

Pro stanovení množství tepla v přehřátých parách a skupenského tepla kondenzace byla stanovena doba provozu jednotlivých kompresorů. Šestiválcový kompresor pracuje 2500 motohodin za rok, první čtyřválcový kompresor 3080 motohodin za rok a druhý čtyřválcový 2750 motohodin za rok.

Výpočtově bylo stanoveno množství tepla v přehřátých parách pro dané motohodiny a množství tepla přehřátých par podle tab. 1 a 2. Výpočet byl proveden bilancí energií po měsících. Teplota kondenzace byla uvažována s ohledem na venkovní teplotu vzduchu. Celkové výpočtové

Tab. 1 Tepelný výkon v přehřátých parách a v oblasti kondenzace čtyřválcového kompresoru

Tab. 1 Heat output in superheated vapor and in condensation region of four-cylinder compressor

t_0	[°C]	-12	-12	-12	-12	-12
t_c	[°C]	35	30	25	20	15
Q_p	[kW]	64,96	62,42	55,33	49,34	44,12
Q_k	[kW]	252,42	267,27	279,60	292,22	303,92

Tab. 2 Tepelný výkon v přehřátých parách a v oblasti kondenzace šestiválcového kompresoru

Tab. 2 Heat output in superheated vapor and in condensation region of six-cylinder compressor

t_0	[°C]	-12	-12	-12	-12	-12
t_c	[°C]	35	30	25	20	15
Q_p	[kW]	97,02	95,89	83,48	74,68	65,35
Q_k	[kW]	379,01	420,31	421,09	440,06	457,85

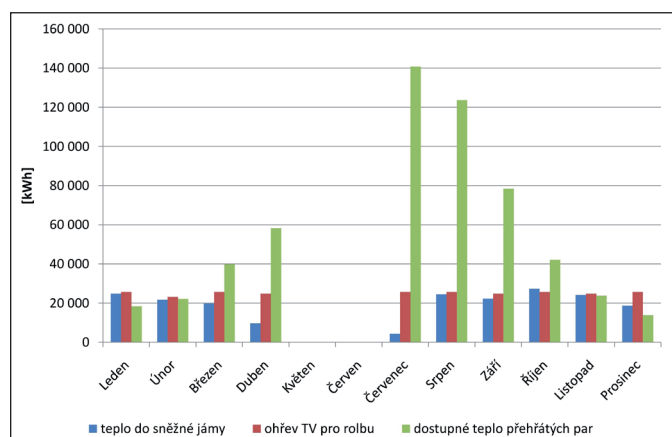
množství tepla v přehřátých parách je 561 MWh/roka tvoří 17,7 % z celkového odváděného tepla.

Z chladicího systému je využíváno teplo přehřátých par NH_3 k odtávání ledu ve sněžné jámě hlavní ledové plochy, která má objem 23 m³, a k odtávání ledu ve druhé sněžné jámě o objemu 4 m³. Dále také k ohřevu teplé vody pro úpravu ledu rolbou. Požadovaná teplota vody pro rolbou je 50 °C, objem pro jednu úpravu ledu 0,9 m³.

Z měsíční bilance energií na diagramu na obr. 2 je patrné, že v zimním období je množství tepla přehřátých par nižší než potřeba tepla. Od listopadu do února je potřeba tepla pokryta méně než z 50 %. V březnu a v říjnu je potřeba energie pokryta z 80 %. V dubnu, v září a v letních měsících je tepla z přehřátých par více, než je možné při stávajícím nastavení systému na zimním stadionu využít. Celkově se jedná o 322 MWh tepla, což je 57 % z celkového množství.

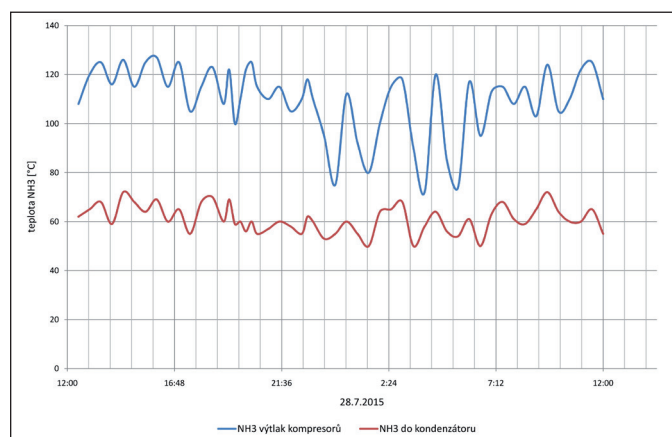
Teplo přehřátých par je předáváno do akumulačního zásobníku o objemu 5 m³. Teplota vody v akumulační nádrži se pohybuje mezi 50 a 70 °C. Na obr. 3 je znázorněn průběh teploty NH_3 na vstupu a výstupu z výměníku ze dne 28. a 29. července 2015.

Využitím tepla z přehřátých par nedochází v tomto případě k negativnímu ovlivnění procesu chlazení ani ke snížení chladicího faktoru, protože kondenzační teplota je výrazně pod výstupní teplotou z vloženého výměníku. Za výměníkem dále páry čpavku odcházejí do odpařovacího kondenzátoru o výkonu 1350 kW.

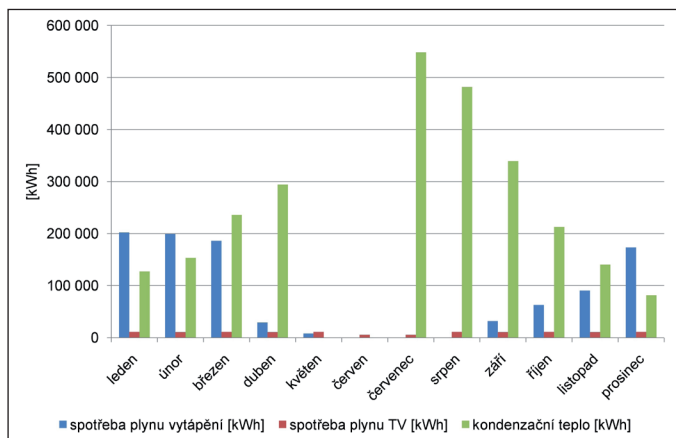


Obr. 2 Bilance potřeby tepla na tání ledu ve sněžné jámě a k ohřevu vody pro rolbou a množství dostupného tepla přehřátých par

Fig. 2 Heat demand balance for ice melting in snow pit and for heating of water for the ice resurfacers and the amount of available heat of superheated vapors



Obr. 3 Průběh teplot NH_3 v akumulačním zásobníku ze dne 28. a 29. 7. 2015
Fig. 3 NH_3 temperatures course in the storage tank on 28th and 29th July 2015



Obr. 4 Bilance spotřeby plynu na vytápění a přípravu teplé vody v zimním stadionu a množství dostupného tepla kondenzace

Fig. 4 Gas consumption balance for heating and hot water preparation in the winter stadium and the amount of available condensation heat

NÁVRH NA VYUŽITÍ KONDENZAČNÍHO TEPLA Z CHLADICÍHO OBĚHU

Kondenzační teplo tvoří největší část odpadního tepla z chlazení, ale je na nízké teplotní úrovni. Kondenzační teplota chladicích zařízení není monitorována, ve výpočtu množství kondenzačního tepla byla volena s ohledem na venkovní teplotu vzduchu s konstantním teplotním rozdílem. Uvažovaná teplota vody ohřívané přes vložený výměník čpavek/voda je v rozmezí 20 až 25 °C [1]. Voda bude akumulována v zásobníku, aby mohla být dále přivedena do tepelných čerpadel voda-voda. Voda o teplotě 60 °C na výstupu tepelných čerpadel bude před distribucí do objektu akumulována v zásobníku. Možnosti využití tepla z kondenzace po zvýšení jeho teploty tepelnými čerpadly jsou:

- teplovodní vytápění,
- příprava teplé vody,
- úprava vzduchu ve vzduchotechnické jednotce v hale.

Dále je teplo z kondenzace možné využít pro pokrytí potřeby tepla technologií, které již využívají teplo přehřátých par, v případech, kdy ho není k dispozici dostatečné množství. Dle obr. 2 se jedná o měsíce leden, únor, březen, říjen, listopad a prosinec.

Vzduchotechnika a systém odvlhčování vzduchu o výkonu 50 kW jsou v hale využívány nárazově a jejich potřeba tepla je ve srovnání s vytápěním a přípravou TV zanedbatelná, nebude proto v bilanci dále uvažována.

Roční spotřeba plynu pro vytápění v roce 2013 byla 985 MWh a pro přípravu TV 121 MWh. Celkové množství nízkoteplotního kondenzačního tepla bylo výpočtově stanoveno 2614 MWh/rok. V diagramu na obr. 4 je vidět, že téměř polovina dostupného kondenzačního tepla je v měsících červenec a srpen, kdy je energeticky nejnáročnější vytvořit a udržovat ledovou plochu. V letním období, kdy není potřeba vytápění, je v areálu zimního stadionu možné využít kondenzační teplo pouze k ohřevu teplé vody.

Z měsíční bilance energií vyplývá, že potřeba energie na přípravu TV bude pokry-

ta kondenzačním teplem ze 100 % ve všech měsících kromě května a června, kdy kompresory chlazení nejsou v provozu. Potřeba tepla na vytápění bude kondenzačním teplem pokryta v lednu z 57 %, v únoru ze 71 %, v březnu, dubnu, září, říjnu a listopadu ze 100 % a v prosinci ze 41 %. V celoroční bilanci energií je možné v areálu zimního stadionu využít 35 % nízkoteplotního kondenzačního tepla.

Kondenzační teplo může být využito také k ohřevu vody pro rolnu a k tání ledu ve sněžné jámě v případech, kdy je nedostatek tepla přehřátých par. Jedná se o měsíce březen, říjen, listopad a prosinec, kdy lze kombinací využití odpadního tepla o obou teplotních úrovních dosáhnout 100% pokrytí potřeb.

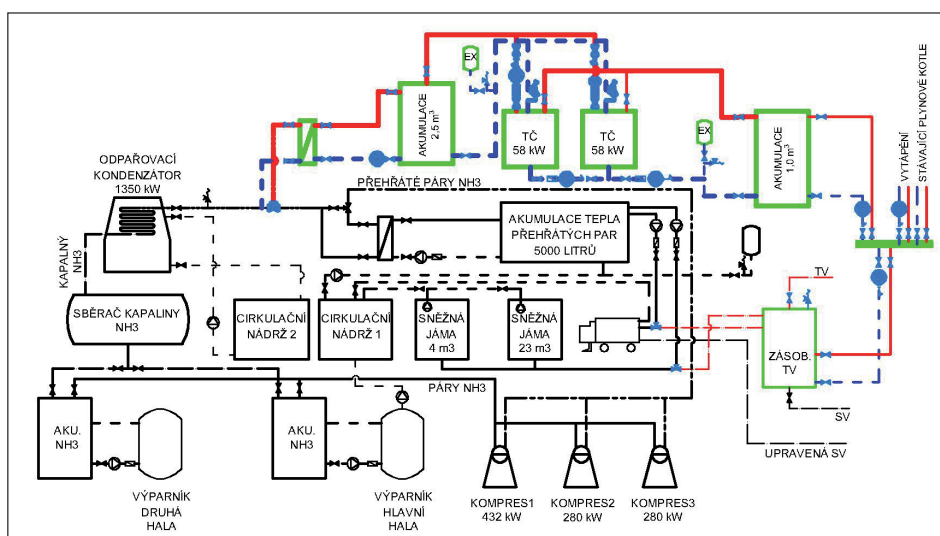
Návrh tepelného čerpadla

Teplota vody z nízkoteplotního akumulčního zásobníku bude navýšena tepelnými čerpadly voda-voda. Tepelné čerpadlo bylo voleno s ohledem na teploty na straně výparníku a kondenzátoru, jeho parametry do výpočtu byly převzaty z podkladů výrobce [8]. Jmenovitý výkon zvoleného tepelného čerpadla je 51,4 kW při W10W35. Tepelné čerpadlo může modulovat výkon na 25, 50, 75 nebo 100 % jmenovité hodnoty. Chladivem je R407C. Navržená dvě tepelná čerpadla budou zapojena paralelně.

Bilance energií tepelných čerpadel byla provedena intervalovou metodou podle [5]. Teplota vody z kondenzátoru tepelných čerpadel byla uvažována 60 °C, elektrický příkon oběhových čerpadel byl uvažován celkem 0,5 kW. Teplota vody na vstupu do tepelného čerpadla byla 20 až 25 °C [1]. Výsledkem hodnocení je maximální využitelné množství dodaného tepla 907 MWh/rok, přičemž množství spotřebované elektrické energie na pohon tepelných čerpadel je 224 MWh/rok a spotřeba elektrické energie pro pohon pomocných zařízení 7,3 MWh/rok.

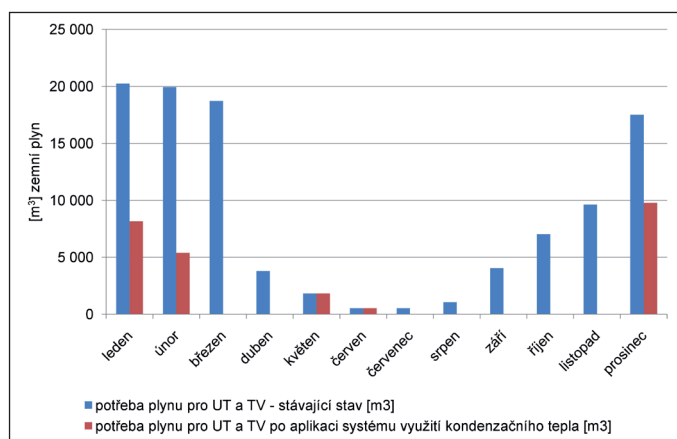
Na primárním okruhu je navržen akumulční zásobník, aby bylo zamezeno cyklování tepelného čerpadla. Akumulční zásobník kondenzačního tepla je navržen o objemu 2,5 m³ pro teplotní rozdíl vody nabíjecí a zpětné vody 15 K. Objem akumulčního zásobníku na výstupu tepelných čerpadel byl navržen 1,0 m³. Oběh vody na obou okruzích tepelných čerpadel je zajištěn oběhovými čerpadly, jejich regulace bude propojena s provozem tepelných čerpadel.

Na obr. 5 je vyobrazeno schéma zapojení zdrojů chladu, využití odpadního tepla z chlazení a souvisejících zařízení. Černobílá část schématu znázorňuje stávající stav, využití tepla přehřátých par. Barevně jsou vykreslena zařízení doplněná do schématu k využití kondenzačního tepla.



Obr. 5 Schéma zapojení stávajícího a navrhovaného okruhu s tepelnými čerpadly

Fig. 5 Diagram of the current and proposed circuit with heat pumps



Obr. 6 Graf stávající spotřeby plynu na vytápění a přípravu teplé vody a výpočtová potřeba plynu po zapojení systému využívajícího tepla kondenzace

Fig. 6 Diagram of current gas consumption for heating and hot water preparation and design gas requirement after integration of the condensation heat recovery system

Nově je zapojen výměník NH_3 /voda, akumulační nádrže, tepelná čerpadla a oběhová čerpadla.

Ekonomické hodnocení instalace

V tab. 3 je uveden výsledek výpočtu prosté návratnosti investice systému k využití kondenzačního tepla. Ve výpočtu byla uvažována cena za elektrickou energii 1910 Kč/MWh a 1537 Kč/MWh zemního plynu [9]. Prostá návratnost investice při provozu 304 dnů v roce je 2,4 roku.

HODNOCENÍ

Na zimním stadionu, kde zdrojem chladu jsou tři kompresory, bylo vypočítáno množství odpadního tepla v přehřátých parách chladicího cyklu a množství nízkoteplotního kondenzačního tepla. Nyní je v komplexu využívána energie přehřátých par k tání ledu ve sněžných jámách a k ohřevu technologické vody pro roľbu.

Aby mohlo být využito nízkoteplotní kondenzační teplo, byl do systému vložen výměník čpavek/voda a akumulační nádrž, což umožní zapojit dvojici tepelných čerpadel, která budou sloužit ke zvýšení teploty vody na využitelnou úroveň. Tato energie bude využívána k vytápění a přípravě teplé vody. Navržené řešení bylo analyzováno z hlediska současnosti

Tab. 3 Vstupy a výsledky výpočtu prosté návratnosti investice do systému využití kondenzačního tepla

Tab. 3 Inputs and results of simple payback calculation of the investment to the condensation heat recovery system

Skutečně dodané teplo TČ do systému	907	MWh/rok
Energie pro pohon TČ	224	MWh/rok
Energie pro pohon pomocných zařízení	7,3	MWh/rok
Zvýšení nákladů na elektrickou energii instalací TČ	441 925	Kč/rok
Úspora energie na přípravu TV	105	MWh/rok
Úspora energie na vytápění	730	MWh/rok
Úspora energie technologií, které již využívají teplo přehřátých par	72	MWh/rok
Úspora plynu celkem	1 394 437	Kč/rok
Investiční náklady	2 300 000	Kč
Prostá návratnost investice	2,4	rok

odběru a dodávky tepla. Téměř 50 % nízkoteplotního kondenzačního tepla je k dispozici v červenci a v srpnu, kdy je potřeba tepla na vytápění nulová. V zimních měsících je v objektu možné kondenzační teplo využít, ale pro pokrytí potřeb tepla budou částečně využívány i stávající plynové kotle. V přechodném období bude potřeba tepla na vytápění a přípravu teplé vody pokryta kondenzačním teplem ze 100 %.

Přestože toto technické řešení využije jen 35 % kondenzačního tepla, výše investičních nákladů na instalaci a velká úspora zemního plynu vede ke krátké době návratnosti, která je kratší než životnost vložených zařízení. Využitím nízkoteplotního kondenzačního tepla je možné snížit spotřebu plynu o 79 150 m³/rok. Úspora plynu na přípravu TV a vytápění po měsících je znázorněna na obr. 6.

Využití kondenzačního tepla mimo areál zimního stadionu

Poté, co jsou veškeré potřeby tepla v areálu zimního stadionu související s vytápěním a ohřevem teplé a technologické vody pokryty v technicky možné míře odpadním teplem z chladicího cyklu, je k dispozici stále 65 % nízkoteplotního kondenzačního tepla. Jedná se celkem o 1707 MWh tepelné energie za rok. V zimních měsících je veškeré odpadní teplo využito v areálu zimního stadionu, dostupná tepelná energie je k dispozici v měsících březen, duben a červenec až listopad. Kondenzační teplo může být v letních měsících akumulováno v podzemním zásobníku tepla nebo může být využito v sousedním objektu, např. k ohřevu vody v bazénu.

ZÁVĚR

Předmětem článku je zhodnocení možností využití tepla, které vzniká při kompresorovém chlazení ledové plochy na zimním stadionu. V zimním stadionu je využíváno teplo přehřátých par. Analýza možností využití nízkoteplotního kondenzačního tepla v kombinaci s tepelnými čerpadly prokázala, že na tomto zimním stadionu je ekonomicky výhodné dostupnou energií pokrýt potřebu tepla na vytápění a přípravu teplé vody. Zejména v letních měsících se nabízí možnost dlouhodobé akumulace nebo dalšího využití kondenzačního tepla v sousední budově. Často jsou sportovní zařízení sdružována do jednoho areálu, např. s plavečským bazénem, kde lze využít odpadní teplo k ohřevu vody.

Kontakt na autora: vladimira.linhartova@fsv.cvut.cz

Poděkování: Tento článek vznikl za podpory studentského grantu SGS ČVUT.

Použité zdroje:

- [1] KUNC, J. *Využití odpadního tepla při chlazení zimních stadionů* [online]. 2006. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/3325-vyuziti-odpadniho-tepla-pri-chlazení-zimních-stadionu>
- [2] NICHOLS, L. Improving Efficiency in Ice Hockey Arenas. *Ashrae Journal*. June 2009, s.16–20.
- [3] MATSUO, J., NAGAI, T., SAGAE, A., NAKAMURA, M. Thermal Characteristics and Energy Conservation Measures in an Indoor Speed-skating Arena. In: *12th Conference of International Building Performance Simulation Association, Sydney*. Sydney: Building Simulation 2011.
- [4] PETRÁK, J., PETRÁK, M. *Tepelná čerpadla*. Praha: ČVUT, 2004.
- [5] ČSN EN 15 316-4-2. Tepelné soustavy v budovách – Výpočtová metoda pro stanovení energetické potřeby a účinnosti soustavy – Část 4-2: Výroba tepla pro vytápění, tepelná čerpadla. 2011.
- [6] Software CoolPack. Department of Energy Engineering. Technical University of Denmark.
- [7] Firemní podklady. *Gea Grasso* [online]. Dostupné z: <http://www.gea.com/global/en/productgroups/compressors/index.jsp>
- [8] Firemní podklady. *Trane ČR s.r.o.* [online] Dostupné z: <http://www.trane.com/litweb/>
- [9] Ceny energií [online]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/ceny-paliv-a-energií>