



# energija+++

## STRUKOVNA KOMORA MAŠINSKIH INŽENJERA ORGANIZUJE

### **1. Međunarodni stručni skup iz oblasti klimatizacije, grijanja i hlađenja Podgorica, Hotel M Nikić, 11.oktobar 2013. godine**

Inženjerska komora Crne Gore kao udruženje lica koja rade na poslovima uređenja prostora i izgradnje objekata se u sklopu svojih nadležnosti, između ostalog, stara i o zaštiti javnog interesa i unapređivanju i obezbjeđivanju stručnosti članova Komore, što je Strukovnu komoru mašinskih inženjera opredijelilo za organizaciju ovog Skupa.

Stručni skup je organizovan kao prilika za okupljanje i razmjenu znanja, iskustava i mišljenja svih koji su u tehnici klimatizacije, grijanja i hlađenja profesionalno angažovani ili su povezani sa ovom oblašću, kao što su naučni radnici, istraživači, konstruktori, studenti, projektanti, izvođači radova i serviseri iz oblasti klimatizacije, grijanja i hlađenja, konsultanti i investitori, predstavnici proizvođača i trgovaca opreme za klimatizaciju, grijanje i hlađenje, državni službenici iz oblasti izgradnje objekata i zaštite životne sredine iz Crne Gore i inostranstva.

Ciljevi ovog stručnog skupa su:

- obezbjeđivanje stručnosti članova Komore u cilju napretka i popularizacije inženjerske djelatnosti u Crnoj Gori;
- uspostavljanje saradnje sa sličnim strukovnim organizacijama inostranstvu;
- saradnja sa strukovnim organizacijama i državnim institucijama u izradi i donošenju propisa koji se tiču oblasti klimatizacije, grijanja i hlađenja;
- očuvanja čovjekove okoline i smanjenja uticaja na globalne klimatske promjene;
- povećanja energetske efikasnosti, racionalne potrošnje i uštede energije;
- praćenja razvoja tehnike i tehnologije;

Na Stručnom skupu naglasak će biti na sljedećim temama:

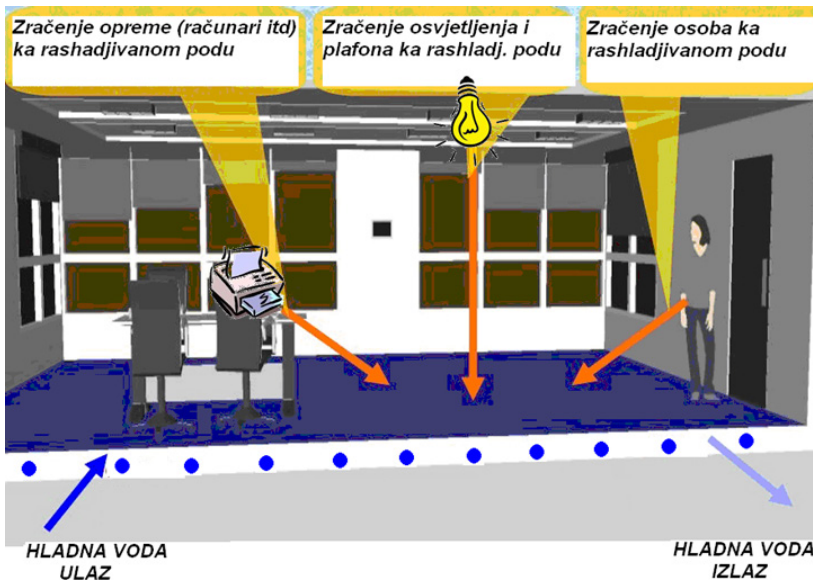
- primjeri dobre prakse, tj. prikazi nekih od najzanimljivijih projekata iz područja tehnike klimatizacije, grijanja i hlađenja;
- nova rješenja i inovacije u tehnici hlađenja, ventilacije i klimatizacije;
- energetska efikasnost i sistemi klimatizacije, grijanja i hlađenja, smanjenje emisije ugljen dioksida kao proizvoda sagorijevanja fosilnih goriva;
- projektovanje i izvođenje sistema hlađenja, ventilacije i klimatizacije;
- tržište, struka, obrazovanje, standardi, norme i propisi u području klimatizacije grijanja i hlađenja;
- uređaji i oprema za klimatizaciju, grijanje i hlađenje;
- toplotna izolacija, zaštita od buke i od požara vezano uz sisteme klimatizacije grijanja i hlađenja;
- upotreba radnih materija u oblasti hlađenja (freona).

# HLADJENJE ZRAČENJEM - RASHLADNE TAVANICE, PODOVI I "GREDE" KAO NAČIN HLADJENJA OBJEKATA

Dr Nenad Kažić

## UVOD

Nekada u nekim objektima, velika količina toplote koju generišu ljudi, osvetljenje, uređaji i sl. izaziva poremećaje koje ne mogu biti kompenzovani klasičnim HVAC sistema na bazi hlađenja vazduhom (VAV ili slični). Kao posledice toga javljaju se povećanji gradijenti u strujnom polju vazduha, što se u krajnjoj liniji manifestuje kroz pogoršani osećaj komfora u objektu koji se hladi.

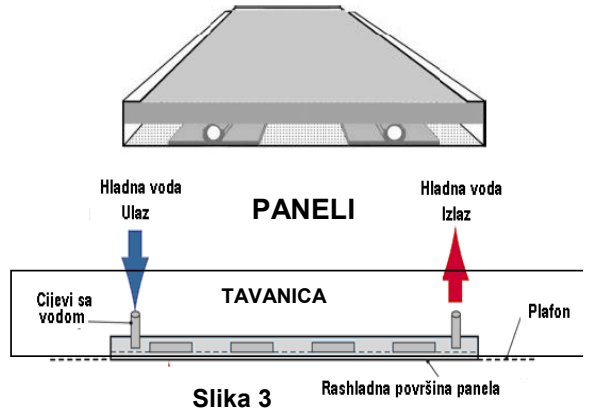


Slika 1

Jedan od načina da se umanje ovi štetni efekti je primjena elemenata koji će zračenjem a ne konvekcijom preuzeti jedan dio "osjetne" (senzibilne) toplote. Drugim riječima, održavajući određene površine u prostoriji na nižoj temperaturi od temperature vazduha koja je definisane uslovima komfora, stvorićemo uslove da izvori toplote koji su na višoj temperaturi razmjenjuju jedan dio toplote sa hladnim površinama zračenjem, dakle bez posredovanja vazduha. Zato se često ovaj metod i naziva "hlađenje zračenjem" (radiant cooling), stim što treba i da je zadovoljen uslov da se zračenjem razmjenjuje više od 50 % toplote. Problem se dalje svodi na to da toplotu koju su hladne površine primile, odvedemo u okolinu van objekta. U tu svrhu se koristi hladna voda (uslovno rečeno) koja struji cijevima smještenim u zračće "hladne" elemente.



Slika 2



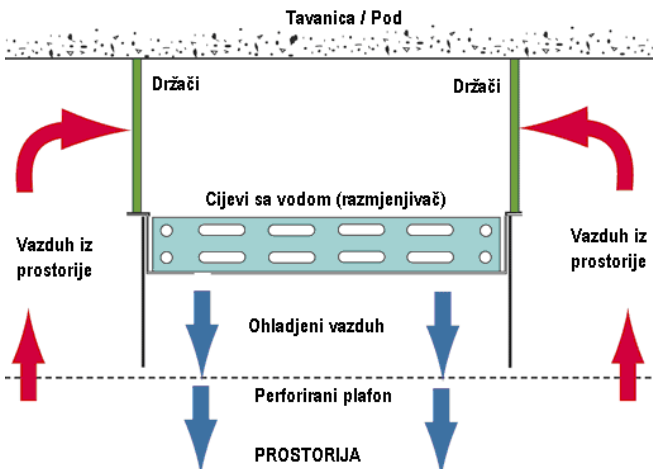
Slika 3

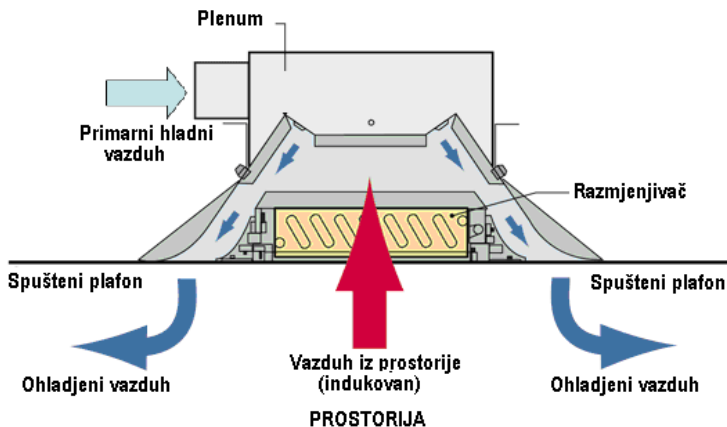
## FORME ZRAČEĆIH ELEMENATA

Rashladne površine mogu biti dio građevinskih elemenata (cijevi kroz koje struji rashladna voda su integrisane u građevinske elemente - podove i tavanice, Sl.1 i 2) ili modularni elementi spremni za ugradnju (paneli, Sl. 3, i rashladne "grede", Sl. 4).

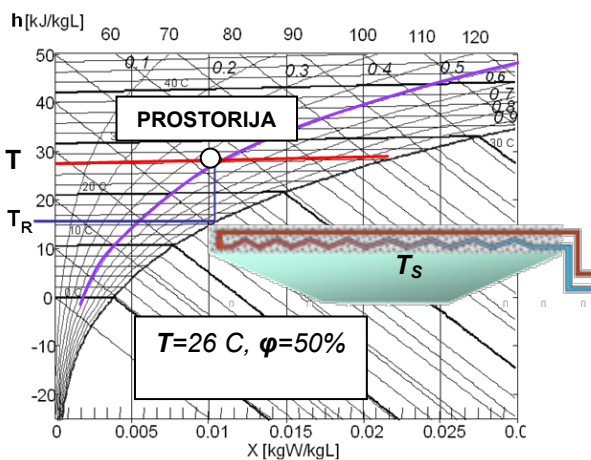
Rashladne "grede" su modularni elementi koji se vješaju o tavanicu ili smještaju u prostor spušteneog plafona. Mogu biti aktivne (konvekcija pojačana dodatnim efektima) i pasivne (prirodna konvekcija), Sl. 4.

Za razliku od prethodnih, kod rashladnih "greda" je konvektivni udio razmijenjene toplote u načelu veći od toplote razmijenjene zračenjem.





Slika 4

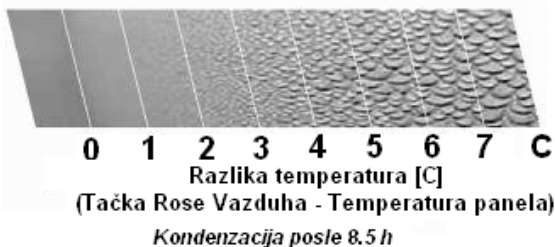


Slika 5

Pri korišćenju bilo koje od prikazanih formi, uvijek mora biti zadovoljen uslov da ne smije doći do kondenzacije na hladnim površinama. Drugim riječima, taj uslov se svodi na to da temperatura hladnih zračećih površina elementa ( $T_s$ ) mora biti veća od tačke rose vazduha u prostoriji ( $T_R$ ). Očigledno je da se razlika izmedju rashladnih elemenata u koje su integrisane cijevi sa vodom, sa jedne strane, i panela, odnosno "greda", sa druge strane, ogleda u različitim termičkim akumulacionim masama koje prate ove izvedbe. Uticaj tih masa u krajnoj liniji

kontrolira u velikoj mjeri i njihove funkcionalne karakteristike [3]. U prvom redu to se odnosi na brzinu odziva sistema: u slučaju sistema sa velikim masama vremenski odziv se mjeri satima ( $>1$  h), dok kod sistema sa malim masama reakcija (odziv) je se na vremenskoj skali mjeri minutima (3 do 5 min).

Što se tiče kondenzacije, zanimljivo je da je u nekim radovima [2, 4] pokazano da i u slučaju kada je



Slika 6



temperatura površine bila za 3 C manja od tačke rose vazduha u prostoriji, nije došlo do vidljive kondenzacije ni posle 8.5 h, (Sl. 6). To nas sa jedne strane upućuje na zaključak da su ovi sistemi relativno otporni na opasnost od kondenzacije pri promjenama režima rada objekta. Međutim sa druge strane, to ne oslobadja projektanta od obaveze da u procesu projektovanja mora precizno sagleda i režime rada objekta koji bi mogli izazvati nevolje povezane sa kondenzacijom.

U donjoj tabeli (**Tabela 1**, [3]) date su uporedne ključne karakteristike pomenutih rashladnih rešenja.

<b>Tabela 1</b>		
	Sistemi integrisani u podove/ tavanice	Paneli
Metod	Cijevi sa vodom integrisane u gradjevinske strukture (podovi, tavanice).	Cijevi u modularnim elementima uronjene u plastiku, malter i sl. na plafonu ili zidu.
Thermička Masa	Velika	Mala
Therm. Inercia	Velika	Mala
Tipična površina	Do 100% površine Plafona/ Poda	50 - 70% površine plafona.
Temperatura rashl. površine	18-24 C	13 -15 C
Rashl kapacitet	75 W/m <sup>2</sup>	95 W/m <sup>2</sup>
Pogodni za primjenu	1. Zgrade sa kvalitetnim omotačem 2. Umjerena klima 3. U sprezi sa prirodnom ventilacijom i/ili sa niskotemperaturnim izvorima toplote.	1. Zgrade sa velikim razlikama u karakteristikama djelova omotača 2. Zgrade sa velikim i promjenljivim unutrašnjim dobricima 3. Zgrade sa zonama i različitim modovima rada
Dodatne osobine	Koriste se za eliminaciju solarnih dobitaka iz djelova gradj. struktura; za uspostavljanje T~const površine poda; pothladjivanje objekta noću Mala cijena po m <sup>2</sup>	Pogodni pri rekonstrukciji objekta.

U slučaju rashladnih "greda", rashladni kapacitet je znatno veći i to zahvaljujući pojačanoj konvekciji: 450 W/m<sup>2</sup> kod pasivnih, odnosno do 1200 W/m<sup>2</sup> kod aktivnih sistema [5]. Međutim, cijena povećanja rashladnog kapaciteta na ovaj način, pored

povećanja cijene, ogleda se prije svega u pogoršanom komforu izazvanog većim brzinama strujanja koja u načelu prate povećanu konvekciju.

## MEHANIZMI RAZMJENE TOPLOTE

Već je naglašeno da po definiciji ovaj tip rashladnih elemenata o kome je riječ, razmjenjuje najmanje 50% toplote zračenjem, odnosno ostatak konvekcijom (obično je to 60%: 40%). Svodeći oba ova mehanizma na Njutnovu formulu razmjene toplote, razmijenjena toplota se izražava u obliku

$$q [W / m^2] = (h_z + h_c) * \Delta T, \text{ gdje su}$$

$h_z$  [W/m<sup>2</sup>K] koeficijenti prelaza toplote zračenjem, odnosno  $h_c$  [W/m<sup>2</sup>K] konvekcijom.

$$h_z \sim 0.04 \varepsilon C_c (T_{sr} / 100)^3 [W/m^2K]$$

(formula dobijena linearizacijom)

$\varepsilon \sim 0.9$  koeficijent emisije površine,

$C_c = 5.67 W/m^2K^4$  redukovana Bolcmanova const.

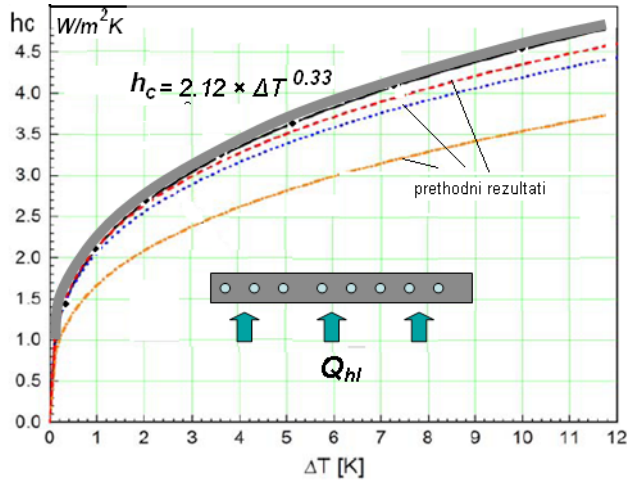
Koeficijent konvekcije

(ne uključuje „grede“) je određen eksperimentalno [1]

$$h_c = 2.12 \Delta T^{0.33} [W/m^2K^4], \text{ SI.7.}$$

Lako je ustanoviti da je zbir ova dva koeficijenta

$$(h_z + h_c) \sim 10 W/m^2K.$$



Slika 7

## KOMFOR I ENERGETSKA EFIKASNOST

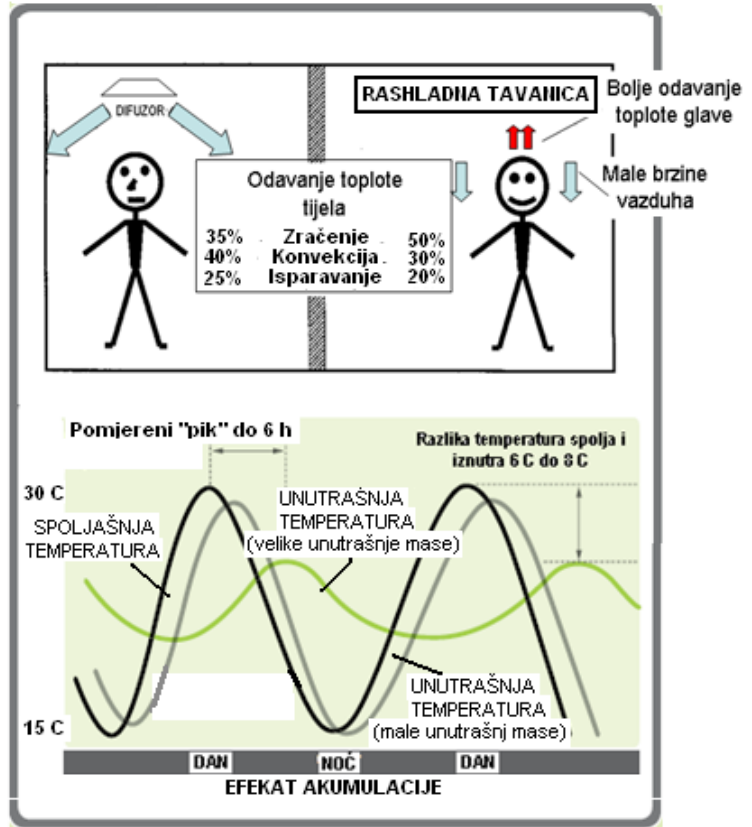
Generalno se može reći da korišćenje “hlađenja zračenjem” u pravilno projektovanim instalacijama dovodi do povećanja (1) komfora i (2) energetske efikasnosti.

1. Poboljšanje komfora je posledica malih brzina strujanja vazduha, boljeg hlađenja djelova tijela, smanjenog isparavanja sa površine tijela i efekta akumulacije od povećanih termalnih masa u slučaju rashladnih elemenata integrisanih u građevinske

elemente. (Sl. 8), [2].

Očigledno je da smanjivanje konvektivne razmjene toplote, odnosno smanjivanje brzina strujanja vazduha, pored smanjenja temperaturnih gradijenata, smanjuje i proces isparavanja, što oboje zajedno dovodi do povećanja osjećaja ugodnosti boravka u prostoriji. Isto tako, rashladjene tavanice pojačavaju i hlađenje glave gde po prirodi stvari treba i odvesti najveću količinu toplote.

Sa druge strane, velike unutrašnje (termalne) mase "peglažu" dnevne temperaturne, odnosno "pikove" toplotnog opterećenja prostorije. Samim tim to se ogleda u stabilnim unutrašnjim uslovima boravka bez brzih i znatnih promjena stanja u prostoriji.



## 2. Povećanje energetske efikasnosti je posledica više faktora.

### 2.1 Korišćenje niskotemperaturnih izvora toplote (u apsolutnom smislu)

Zgrade koje se griju odnosno hlade predstavljaju "ubice" eksergije, odnosno neravnoteže koja je univerzalna pokretačka snaga svakog procesa. Ako je već tako, onda objekte treba napajati sa što manjom eksergijom jer kolika se god dovede objektu ona će u procesu hlađenja biti uništena. Zato je hlađenje niskotemperaturnim izvorima energije (ovdje se pod pojmom "niskotemperaturni" misli na izvore čija je temperatura bliska onoj koja se održava u objektu) efikasno i u energetskom smislu.

#### 2.1a. Direktno hlađenje bunarskom vodom

Hlađenje zračenjem uz upotrebu rashladnih tavanica, podova i panela omogućuje direktno korišćenje bunarske vode u procesu hlađenja. U tom slučaju se električna energija koristi samo za pokretanje pumpi za vodu (najčešće potopne). Ako se potraži faktor hlađenja za slučaj da je dubina bunara 35 m, dobija se

$$COP_h = \frac{\dot{Q}_h}{P_{P\_b}} = \frac{(\rho \dot{V} c \Delta T)_W}{(\dot{V}_W \Delta p_p / \eta_P)} \sim 10,$$

( $\rho_w = 1000 \text{ kg/m}^3$ ,  $V_w = 0.001 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $\Delta p_p = 5.5 \text{ bar}$ ,  $c_w = 4187 \text{ J/kgK}$ ,  $\Delta T_w = 2 \text{ K}$ ,  $\eta_p = 0.65$ ).

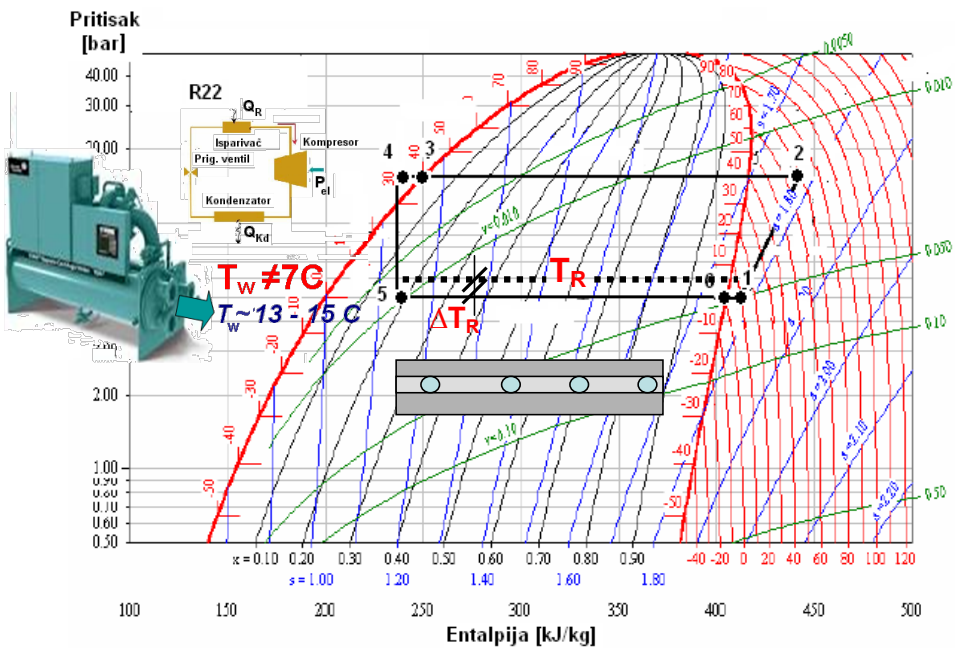
### 2.1b Rashladna voda dolazi iz rashladne mašine (čilera)

Kada se koristi rashladna mašina kao izvor "rashladne" energije, povećana efikasnost u slučaju hlađenja zračenjem je posledica veće efikasnosti mašine pri radu sa većom izlaznom temperaturom vode (umjesto 7 C, izlazna temperatura vode je 13 C do 15 C), odnosno isparivača. Sa dijagrama rashladnog ciklusa [Sl. 9] je očigledno da pri povećanju temperature isparivača ( $T_R$ ), raste rashladni kapacitet uz istovremeno smanjenje rada potrebnog za pogon kompresora. Kako je

$$COP_h = \frac{\dot{Q}_h}{P_b}$$

jasno da pri tome  $COP_{hl}$  raste kao veličina 2. reda (na kvadrat). U načelu, ta promjena je reda

$$\frac{\Delta COP_h}{\Delta T_R} \approx 2\% - 4\%$$



Slika 9

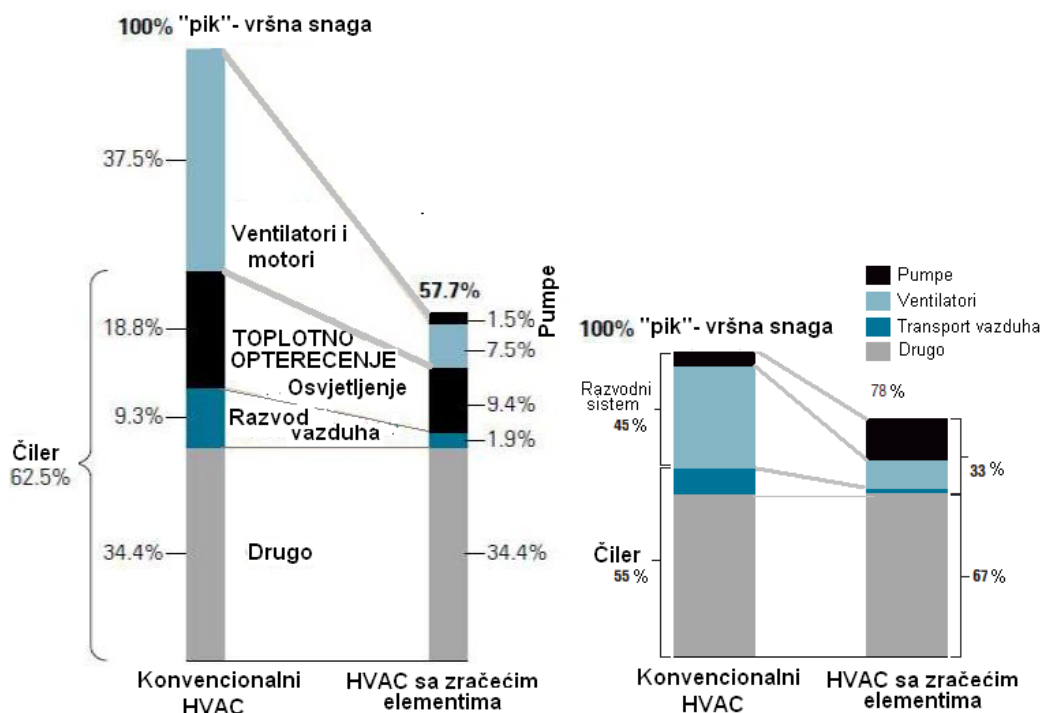
Prema tome, u slučaju hlađenja zračenjem pri korišćenju rashladnih mašina (čilera) treba očekivati porast  $COP_{hl}$  u odnosu na režim 7C / 12 C reda veličine 1.

### 2.2 Smanjena količina vazduha u procesu hlađenja

U klasičnim sistemima HVAC (vazdušni sistemi), koristi se velika količina recirkulacionog vazduha kako bi se pri ograničenim temperaturnim razlikama vazduha u prostoriji i ubacivanog vazduha za hlađenje (10 C do 15 C) omogućilo odvođenje toplotnih dobitaka objekta. Ukupan broj izmjena vazduha u ovom slučaju je reda 5 do 10 h<sup>-1</sup>. Sa druge strane u slučaju hlađenja zračenjem senzibilni toplotni dobitci se odvođe zračenjem, pa se vazduh koristi samo za odvođenje latentne komponente toplotnih dobitaka. Za to je obično dovoljan samo svježi vazduh koji se dovodi u cilju ventilacije objekta. Dakle, broj izmjena reda veličine 1 h<sup>-1</sup>. Dakle sa ovako umanjenom količinom vazduha smanjuju se ventilatori, njihovi motori, razvodni sistem a samim tim i utrošak energije.

### 2.3 Akumulacioni efekat unutrašnjih masa

U slučaju rashladnih tavanica/podova sa integrisanim cijevima u građevinsku strukturu, akumulacioni efekat unutrašnjih masa dolazi do punog izražaja (Sl. 8). Pored toga što akumulacioni efekat može vršno toplotno opterećenje pomjeriti van radog



Slika 10

vremena i time smanjiti veličinu čilera, akumulacioni efekat se može iskoristiti i za prehladjivanje objekta tokom noći kada je energija jeftinija. "Rashladna" energija nagomilana tokom noći u masama, biće od koristi u radnom periodu dana i time povećati energetska efikasnost instalacije.

U radovima [3, 5] simulacijom su izračunavane i uporedjivane energije utrošene za hladjenje standardni HVAC instalacija i instalacija sa rashladnim elementima za hladjenje zračenjem. Dobijeni rezultati ukazuju da dobro projektovani sistemi mogu dovesti do značajnijeg ušteda (Sl. 10).

## Literatura

1. Timothy Moore: **Potential and Limitations for Hydronic Radiant Slabs Using Waterside Free Cooling and Dedicated Outside Air Systems**, Third National Conference of IBPSA-USA, Berkeley, California, July 30 – August 1, 2008
2. Stanley A. Mumma: **Chilled Ceilings in Parallel with Dedicated Outdoor Air Systems: Addressing the Concerns of Condensation, Capacity, and Cost**, ASHRAE Transactions 2002, Vol 108, Part 2.
3. Timothy Moore, Fred Bauman, and Charlie Huizenga: **Radiant Cooling Research Scoping Study**, Center for the Built Environment (CBE), University of California, Berkeley, 2006
4. Stanley A. Mumma: **Chilled Ceiling Condensation Control**, IAQ Applications / Fall 2003
5. John Vastyan: **Chilled Beams Basic**, HPAC Engineering, July 2011

# 2. MW SEAWATER HEAT PUMP ASSISTED MULTIPURPOSE SOLAR SYSTEM'S 25 YEARS OF OPERATION

MARIJA S. TODOROVIC, PHD, PE  
SLOBODAN PEJKOVIC, PE  
VIDO ZENOVIC, PE  
FELLOW ASHRAE

## ABSTRACT

*This paper describes the Slovenian Beach system constructed in the town of Budva at the Adriatic sea coast 26 years ago, its technological schemes, construction, scenarios and regimes of control based on the solar radiation intensity measurement, as well as 25 years of its successful operation. The 3.5MW multipurpose solar system combined with a sea-water heat pump is providing complex of hotel buildings with sanitary and swimming pool water heating, hotel rooms space heating and air-conditioning. The system in Slovenian Beach has total power of 3,5 MW and includes a 2.500 m<sup>2</sup> (26,909.78 ft<sup>2</sup>) flat plate solar collectors field and three heat pumps with total of 930 kW heating and 720 kW cooling capacities. Heat pumps are used for supplemental heating in the winter and for cooling during the summer. Sea water is used either as a heat source or as a heat sink for heat pump operation. Finally, presented will be recorded data of useful energy output as well as experience with the 25-year sea water usage influence on heat exchangers, and solar collectors aging influence on the system efficiency.*



Figure 1 Hotel apartment complex Slovenian Beach in Budva.

## INTRODUCTION

Active use of solar radiation energy in Montenegro and Serbia is a part of the most precious history of the development of solar technologies in Europe. It represents a commercialized use of the renewable energy resources in Europe, where recently in its most developed

region—the European Union countries—more and more systems are constructed similar to the Seawater Heat Pump Assisted Multipurpose Solar System which has been successfully functioning in Budva, Montenegro, at the Adriatic sea coast for 25 years now.

M.S. Todorovic is professor at the University of Belgrade and director of the VEA-INVI Ltd., Belgrade, Serbia. S. Pejkovic is director of the Filterfrigo Ltd, Belgrade, Serbia. V. Zenovic is head of the Development Group of the Rivijera Hotel/Touristic Ltd., Budva, Montenegro.





Figure 2 Sandy and pebbly Slovenian Beach in Budva.



Figure 3 Slovenian Beach—Seawater heat pump assisted solar system's flat plate collector field.

The tourist Hotel complex apartment-type Slovenska Plaža (a view on the hotel complex apartment buildings of Slovenian Beach is given in the Figure 1) represents a unique form of tourist offer at the Adriatic coast. The entire complex with 754 rooms and 220 apartments, was designed to have various contents that meet all the requirements of its guests. Every room has a balcony while each apartment includes a kitchen along with a dining room. Following the completion of its construction, the facility was able to accommodate 2700 guests at a time. The major part of the accommodation area is air- conditioned, while the common areas are fully air-conditioned.

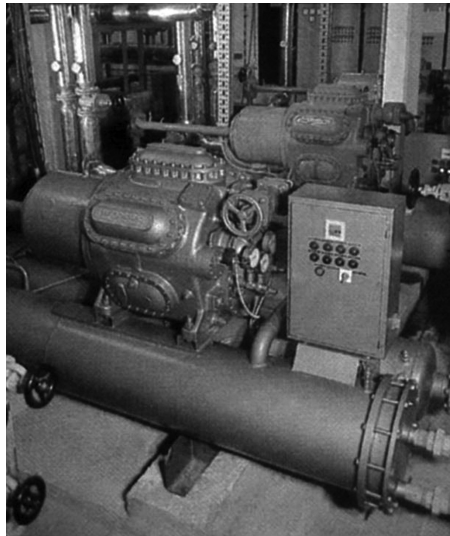


Figure 4 Slovenian Beach—Heat pump assisted solar system: heat pumps in machinery room.

The tourist complex “Slovenian Beach” is located near the natural beach—sandy and pebbly (Figure 2), both on the shore and in the sea. It stretches from the city harbor to the another hotel complex—named Park, with the total length of 1600 m (5249.344 ft). It is characteristic for its sandbank which connects the beach with the island St. Nikola. It officially became the swimming beach in 1920, and Czechs who were on holiday there in 1935 named it “Slovenska plaža” as it is called today. The tourist complex Slovenian Beach in Budva has been intended to accommodate tourists throughout the year and it was expected to be used at least eight months a year. A decision to build the Slovenian Beach—Heat Pump assisted Solar System had been made at the Budva Hotel Touristy organization 29 years ago, in 1980. Corresponding Construction Contract was signed one year later in 1981 and immediately after its conclusion activities regarding the system design, selection of potential equipment and its procurement began. A very creative mechanical engineer, HVAC

system design expert Mr. Velimir Jevtic was the main designer of the system. Its construction was completed in April 1983. The system used in Slovenian Beach has total power of 3,5 MW and includes a 2.500 m<sup>2</sup> (26,909.78 ft<sup>2</sup>) flat plate solar collectors field for water heating (Figure 3). The heat pumps (Figure 4) are designed and sized to be used for additional sanitary water heating in summer when solar radiation intensity is of too low level, and for heating in winter, as well as for air-conditioning during the summer. Sea water is used as heat source and heat sink for heat pump operation.

Further in this paper the Slovenian Beach heat pump assisted solar system constructed in Budva at the Adriatic coast, its technological schemes, construction, scenarios and regimes of control based on the solar radiation intensity measurement and solar collector field outlet water temperature, as well as 25 years of its operation are described.

## **SOLAR THERMAL AND HEAT PUMP TECHNOLOGIES STATUS 25 YEARS AGO**

The installations of solar water heating systems, commercially available 25 years ago in European countries and used for warm water supply of family dwellings, hotels and public buildings, as well as for swimming pools and low-temperature heating of low-rise residential, agricultural and industrial buildings, have technically been at the acceptable level of maturity. At the same time, a lot of experience had been accumulated also regarding the operation of these installations under different climatic conditions.

The results of research and development of solar technologies at that time did show that both passive and active systems of solar heat supply were feasible and could have been successfully used in practice, and that there were already a great number of examples for their efficient application. At the same time the flat plate solar collector production and designing and engineering experience of heat pumps commercial implementation, as well as heat pumps manufacturing technologies and industrial production were also at the significant level of maturity and quality. Technologies of low-temperature active and passive solar heating including shortterm heat thermal energy storage have also been developed. In addition, in order to broaden, as much as possible, the utilization of solar energy, a number of innovative and research and development studies were in progressive performance in order to improve further the technical characteristics of the solar systems, their cost-effectiveness, durability and efficiency.

## **SOLAR SYSTEMS EXPERIMENTING, APPLIED RESEARCH AND DEVELOPMENT IN WESTERN BALKAN COUNTRIES**

Between 1980 and 1983 an extensive solar systems experimenting had been conducted: several different central solar water heating systems were tested and short - term monitored in different climatic conditions in former Yugoslavia, so called Western Balkan countries today. One of them in a coastal area, the other one in the continental region, and the

remaining three in mountainous continental and the southern continental region of the country (Todorovic 1983, 1988). The size of the collector areas of the tested systems varied between 30 and 600 m<sup>2</sup> (322.91 and 6458.34 ft<sup>2</sup>) and the capacity of the water storage tanks was between 3 to 40 m<sup>3</sup> (105.94 to 1412.58 ft<sup>3</sup>). During the testing measured were some 80 different parameters (the intensity of global and diffuse radiation, a number of relevant temperature values, the flow-rate of heating fluid, wind velocity, the relative humidity of air, the composition of heat transfer fluid, its physical properties, etc.). The qualitative and quantitative assessment and comparison of these systems were carried out by the determination and analysis of the most important solar system's relevant parameters: the energy flux of solar radiation, the received useful heat, the input and output heat flows of various components of the systems, the share of solar energy in the final energy use of the system, the thermal efficiency of the components and the whole system efficiency according to the I and II law of thermodynamics (Todorovic 1985). As a major part of the heat losses occur after collection in the heat exchangers and in the heat storage, even in a greater extent depending upon the way and form of heat consumption, it is clear how important is to study the change of efficiency in the secondary parts of the solar system. The electricity consumption of solar plants, including the energy demand of measuring and control instruments is minimal, and varied between 2.7 and 4.0% of the total power input. The functioning of components and the system, the operating performance and the costs of the systems were also compared. The results of conducted solar systems testing and experimenting were very

valuable experience on the solar system's efficiency and contributed significantly to advance understanding of the systems performance dynamics. The results became reliable data, based on which system's designing and engineering development in the region had been enhanced and intensified. Corresponding solar thermal systems performance data did confirm that in diverse climatic conditions in Western Balkan countries multipurpose systems, central heating and cooling plants, designed and constructed to supply year round air conditioning, warm and hot water or process heat can operate efficiently and be cost-effective. Available reports were describing variety of system's configuration, heat pump assisted (vapor-compression and absorption type coupled with different additional heat sources, ground, water or air, including waste heat streams) for residential, commercial buildings, apartment complexes or urban settlements. Also, experimental results did show that TES (thermal energy storage), as an important mean to increase overall energy efficiency and reduce final energy use in energy conversion processes and plants in general, is however inherent to the solar thermal systems, and its sizing can be crucial for the whole system efficiency. In addition, as a more effective for TES implementation substances with much higher thermal capacities have been objective of research, particularly in Serbia. A number of solid/liquid and solid/solid phase change materials, exhibiting high energy storage density and small operating temperature variations have been screened and investigated established data bases make them useful for passive-solar and active-solar systems development.

As far as the operation of tested plants

is concerned, it has been concluded that during major part of the test periods, the systems were operated without any serious faults, controlled automatically by differential thermostats. Although the measuring systems did not include units for automatic data collection, i.e., for continuous measuring of all parameters, it did, however, allow a relatively frequent measurement of relevant parameters. The actual reading and recording of the most important parameters were taken more frequently than designed in the project plan and testing programme, in order to collect basic data for the simulation model to study the dynamics of particularly important transition periods of the operation.

## SYSTEM'S MULTIPURPOSE DEMAND SIDE DESCRIPTION

### Sanitary Water Heating

The main task of the power plant Slovenian Beach was to provide sanitary water heating for the hotel apartment building complex (Zenovic and Jevtic 1981.). The design conditions for the system, primarily the daily consumption of 600 m<sup>3</sup> sanitary warm water at 45°C (113°F) temperature were defined.

Calculation and analysis of sanitary hot water consumption was performed according to the ASHRAE handbook. It was estimated that the dynamics of hourly demand of the sanitary hot water varies between 13.2 and 57 t/h. The total consumption of sanitary hot water represents the sum of the hotel accommodation (apartment) section consumption (71%) and the restaurant section consumption (29%).

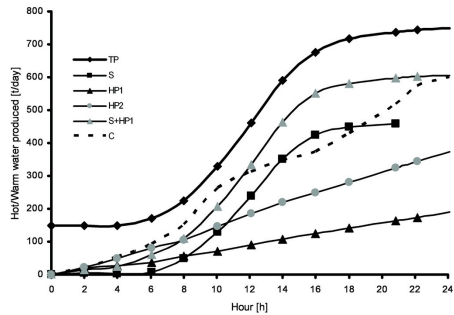


Figure 5 Design daily dynamics of SWW preparation: TP-solar and heat pumps produced, S-solar produced, HP1-by one HP produced, HP2-by two HP produced, S+HP1-by solar and one HP produced, C-SWW consumption.

On the diagram in Figure 5, the line marked TP represents the total amount of produced sanitary warm water (SWW), by both solar energy and the heat pumps (HP). The same diagram shows the curves of the daily dynamics of the amounts of sanitary water heated by solar energy (marked with S), and amount of water heated by heat pumps (by operation of one heat pump—marked with HP1, and by operation of two heat pumps—marked with HP2). By adding S and HP1 or HP2, i.e., both parts, water heated by solar energy and water heated by heat pump, the curves S+HP1, and S+HP2 have been obtained. The dynamics of the change during 24 h of difference of the total production curve (TP) and the total consumption C shows the dynamics of changes in the conditions of the thermal energy storage (TES), i.e., hot water storage. The two characteristic conditions in the thermal energy storage, i.e., minimum and maximum and minimum “charge” have been marked as TES<sub>min</sub> and TES<sub>max</sub>. Seven hot water storage tanks have been designed in order to be integrated in the system, each with the volume of 50 m<sup>3</sup> (1765.733 ft<sup>3</sup>), i.e., the total volume of TES is 350 m<sup>3</sup> (12,360.13 ft<sup>3</sup>). In order to



Figure 6 Outside view on the Slovenian Beach seawater heat pump assisted system.

enable the control of stratification of various temperature layers and contribute to increase of the thermal efficiency of the entire system, storages were divided into several temperature levels by the “charge” control system. In the Figure 6 TES tanks, collectors “field” as a parking lot roof, as well as meteorological station are shown. The control of the sanitary hot water preparation by the solar system is solved as follows: the nominal (design) water flow rate in the solar part of the system is  $55 \text{ m}^3/\text{h}$  ( $1942.307 \text{ ft}^3/\text{h}$ ), and water temperature of  $55/45^\circ\text{C}$  ( $131/113^\circ\text{F}$ ) is maintained constant by the control of the variable flow rate through the collector field, depending on the solar radiation intensity. Thereby, the flow rate is not meant to be 25% lower than the nominal (design) one. The heating of the sanitary water is achieved with two heat exchangers having thermal capacity of 1500 kW. When the solar radiation intensity is lower than the nominal (design) value  $933 \text{ W}/\text{m}^2$  ( $86,896 \text{ W}/\text{ft}^2$ ) the outlet of the solar system for water heating of lower temperature  $45^\circ\text{C}$  ( $113^\circ\text{F}$ ) will be achieved. This water is accumulated in the storage tanks, so that in the following period, when the solar radiation intensity is higher, i.e., the solar system capacity is higher, it could be heated up to  $45^\circ\text{C}$  ( $113^\circ\text{F}$ ), or this could be achieved by reheating, by means of

the heat pump operation.

The field of 1734 flat plate solar collectors with the total surface of approximately  $2.500 \text{ m}^2$  ( $26,909.78 \text{ ft}^2$ ) has been designed for the capacity of 2265 kW. The two above mentioned heat exchangers of 1500 kW have the following characteristics: the primary temperature loop of  $55/45^\circ\text{C}$  ( $131/113^\circ\text{F}$ ), the secondary loop of  $12/45^\circ\text{C}$  ( $53,6/113^\circ\text{F}$ ), NIRO pipes and 6 bar pressure.

During the lower occupancy periods, (transition period winter/summer or summer/winter), sanitary hot water demand is significantly lower so its preparation is carried out in the period of maximum solar radiation, while the remaining period the entire available capacity could be used for fan—coil heating the facility and for water heating in swimming pools, contributing to the extension of the tourist season and the hotel attraction for tourists. Thereby the following are the relevant capacities of heating and swimming-pools:

Thermal capacity of the fan coil system	1010 kW
Thermal capacity of warm water heating for swimming pools	475 kW
Total 1485 kW	

For these demands there are three counter-flow heat exchanger units with capacity of 550 kW each, what makes the total of 1650 kW, and other characteristics include the primary loop of  $55/45^\circ\text{C}$  ( $131/113^\circ\text{F}$ ), secondary loop of  $45/35^\circ\text{C}$  ( $113/95^\circ\text{F}$ ), Cu pipes and 6 bar pressure ( $12,531.26 \text{ lbs}/\text{ft}^2$ ).

The system includes three heat pumps, with the condenser capacity of 310 kW each, what makes total heating capacity of 930 kW. Permanent 24-h operation of one of the installed heat pumps results



in the heating of 213 tons of water per day. Thus, system enables the two-stage preparation of sanitary water in the period of low solar radiation or cloudy days, as well as early in the morning and in the evening, when solar radiation is also at low intensity.

### **Swimming Pools Heating**

Hot water is directly used for sea water heating in outdoor swimming pools. The second route of hot water use is the system of fan coil units. Temperature of this system is 45/35°C (113/95°F) and it should be taken into account that, during the winter, only the fan coil system of the main, reception building, with the installed power of 232 kW, is in operation. In the same period, in addition to 232 kW, the capacity of 778 kW is available for heating, which would be sufficient to supply necessary heat for the hotel apartment section, even at the outdoor air temperature of minus 5°C (23°F). However, the hotel complex has not been planned to operate during the winter period regularly, except on the special interest and request of the Budva Tourist organizations.

The warm water system has three independent loops dedicated to three heat pumps. These loops provide flexibility to the entire plant by supplying thermal energy to specific user heating loads and thus enabling effective and efficient combination and hybridization of solar and heat pump subsystems operation. Also, an important function is ensured by these loops—heating of water in the solar loop using sea water when, and if the outdoor temperature is below zero, thus preventing water freezing in the solar collector field and outdoor piping sections. Finally, it should be mentioned that, in addition

to the swimming pools heating, the hotel complex also has panel—floor heating.

### **Sea Water—Heat Pump Heat Source and Heat Sink**

Sea water, used either as a heat source or as a heat sink, is necessary for the heat pump operation in both heating and cooling modes, and its supply is also important for the swimming pools. Sea water capturing has been considered as a very specific problem during the design of the solar-heat pump assisted plant, specifically due to the lack of experience among the designer team's members. The following is a description of the sea water capture system design: on the beach, inside the hotel complex, there is a sunken pump station, consisting of three cylindrical parts.

At the undersea level, there is a water collection unit ("keson"). The upper section of this facility contains the equipment. In addition to water collection from the sandbank by the system of water collecting wells, there is also the other sea water supply system operational by means of straining/ pulling. Depending on weather conditions and sea mud deposits, both systems are alternately used.

The dimensioning of the sea water pump system was performed in accordance with sea water demands. The average required amount for the swimming pool is 35 t/h, and for the three heat exchangers in the power plant is 123,84 t/h approximately.

### **Cooled Water and Air-Conditioning**

Cooled water is within the hydraulic loop which connects the heat pump evaporator with the sea water heat exchanger. From this loop, cooled water is taken for

the fan coil units operation in their cooling regime during the summer, to cover cooling loads in the hotel apartments and main reception building.

### Fan Coil System

This system includes: installation of central heating and cooling of the reception terminal, i.e., management section and shopping section of the complex, which is mainly closed during the winter. The sections which are not in function during the winter are on special branches and are manually switched on/off. The second branch with special circulation pumps covers the apartment section and two air-handling units of the restaurant centre with the heating capacity of 778 kW. The parameters of the system are 45/35°C (113/95°F) for heating and 7/12°C (44.6/53.6°F) for cooling.

## SOLAR HEAT PUMP ASSISTED HEATING AND COOLING ENERGY SUPPLY

The solar collector field consists of flat plate solar collectors. Absorbers of solar collectors are constructed of copper pipes with aluminum fins. They are produced in Slovenia. Installed are on a reinforced concrete structure which covers up the parking area. Starting from a modular parking system, a modular system for the collector support was obtained, whereby the collectors are installed in batteries, eight pieces each with the distance between the lines of 2500 mm (8.2021 ft). The collector orientation is 187°—nearly South, while the slope (inclination) has been determined as to obtain the maxi-

mum effect during the operation season, amounting 28° for said location. The system control was very original at the time of design and construction. Specifically, in order to maintain the optimal value of instantaneous thermal efficiency of the collector field, the solar system control logic was to maintain the collector field leaving temperature constant by varying the flow of the working heat transfer fluid—water.

### Solar Collector Field and Solar Subsystem Efficiencies and Aging

The quantity of heat received by the heat transfer fluid in certain moment of time  $Q(\tau)$  in the collector field is equal to the product of the collector field's instantaneous thermal efficiencies and incident global solar radiation ( $I_G$ ) in the collector field area:

$$(AC): Q(\tau) = \eta I_G A_c \quad (1)$$

The total amount of received heat in certain period is equal to the  $Q(\tau)$  integrated value in given time period. The instantaneous thermal efficiency dependence on relevant parameters for implemented solar collectors as result of its testing in accordance with the ASHRAE standards was determined as follows:

$$\eta = 0.859 - 0.651 T^* \quad (2)$$

where the referential quantity  $T^*$  is defined by following relation:

$$T^* = 10 (T_m - T_a) / I_G \quad (3)$$

and  $T_m$  is the mean temperature of water in solar collectors and  $T_a$  is the outside air temperature.

The whole solar system thermal efficiency  $\eta_s$  is lower than solar collectors efficiency and is equal to the product of solar collector field efficiency  $\eta$ , heat exchanger efficiencies  $\eta_{he}$ , distribution piping efficiency  $\eta_s$  and thermal energy



storage—TES efficiencies  $\eta_{tes}$ .

After 20 years of system operation one solar collector has been taken out of the system and its testing has been done again according to the relevant standard procedure. As a testing result its instantaneous thermal efficiency was determined by the equation as follows:

$$\eta = 0.643 - 0,769T^* \quad (4)$$

The determined reduction of its efficiency over 20 years of operation was about 25% for the  $T^*=0$ .

Testing of the 20-year operational collector was carried out with a layer of grime on the glass and without it. The results showed that the thermal efficiency of a clean collector and collector with a layer of grime on the covering glass differ slightly. This result, being not in accordance with what was anticipated, may be explained by the fact that because of the atmospheric precipitation and wind, the layer of grime does not increase indefinitely. Instead, a kind of steady state is reached after a certain period of time. Also, the existence of this stagnant layer of grime does not have any great effect on the radiation permeation since any decrease in permeability is compensated by the corresponding decrease in reflection. It should also be kept in mind that in this particular case the covers were made of glass. A similar conclusion might not be reached if plastic materials were applied, which have different features against electro-magnetic radiation and concerning the formation of grime layer on them. The main reason of the increase in collector heat loss and decrease of efficiency was the infiltration of damp in the collector space and the subsequent increase of moisture content of the insulation and buffer materials. Reduction of efficiency determined by the measurement was less than expected keeping in mind the visible

significant deterioration of the selective absorber's coating. Explanation was that as a result of corrosion a specific porous layer has been formed acting as a trap for solar radiation similar to the black body. Analyzing influence of heat transfer fluid, no mechanical or chemical damage was observed on any sample taken from the inner wall of the copper pipes. One of the interesting conclusions of the system experiments was, that the total system efficiency can be significantly lower than the collection efficiency of the solar energy reception.

### **A Description of the Water—Water Heat Pump Subsystem**

The heat pump TPVP6-2J1 is a chiller with Freon 22 as a refrigerant which, owing to a very efficient "shell and tube" evaporator and condenser, modern semi-hermetic piston (reciprocating) compressor and simple automatic control system, allows simultaneous preparation of chilled water for the air-conditioning system and heating of sanitary warm water (Pejkovic 2008).

The following are the basic elements of the chiller:

- Semi-hermetic piston compressor,
- Shell and tube evaporator,
- Double twin shell and tube condenser with two independent water flows,
- Thermo expansion valve,
- Protection safety and control automation elements,
- Electric control panel

The six-cylinder piston compressor with 105 mm (0.344 ft) piston diameter was equipped with a hydraulic device (which was state-of-the art at that time) for

stage volume regulation by switching off a group of cylinders, oil pump and oil heater in the crankcase. The compressor parts are dynamically balanced, ensuring the chiller's low vibration and noise levels. The compressor's electromotor with its casing is fastened with screws to the compressor's casing, what ensures necessary tightness.

The evaporator is made of a bundle of smooth copper U- pipes which are mechanically expanded in the pipe panel (board) and it is very simple for disassembling and cleaning. The refrigerant (cooling fluid) evaporates within the pipes, while water, which is being cooled, flows on the outer side of the pipe bundle with partitions, whereby required minimum water flow rate is achieved. Due to evaporation within the low volume pipes, a low amount of refrigerant is required to achieve the flow rate which allows the free flow of oil back to the compressor. The condenser is made of a bundle of highly finned copper pipes mechanically expanded in the steel pipe panels. The

refrigerant is condensed on the outer finned surface of the pipe bundle, while the condensing water flows inside the pipes. Such construction of the condenser enables two independent water flows owing to the condenser lids, through which water is supplied. The lids may be removed enabling simple pipe cleaning. For the control of the chiller operation, there is the multistage thermostat, which switches the groups of cylinders of the compressor on/off in the cooling mode, and the multi-stage electronic pressure control, which controls the compressor in the heating mode. In the heating mode this enables, the compressor operation within a narrow condensation pressure range between 18 and 19 bars (37,593.78 and 39,682.33 lbs/ ft<sup>2</sup>), what means that condensation temperature will be approximately 50°C (122°F), and the heated water temperature will be approximately 45°C (113°F). In the Table 1 are presented characteristic performance data of the implemented heat pumps type TPVP6-2J1.

**Table 1. Characteristic Performance Data of the Heat Pumps Type TPVP6-2J1**

Model TPVP	$v_{o1}$	$v_{k2}$	$\Phi_o$	$P_u$	$\Phi_k$	COP	$W_o \times 10^3$	$W_k \times 10^3$
	[°C] °F	[°C] °F	[kW]	[kW]	[kW]		[m <sup>3</sup> /s] ft <sup>3</sup> /s	[m <sup>3</sup> /s] ft <sup>3</sup> /s
6 - 2J1	10	35	236.8	65.6	302.4	4.61	11.3	7.3
		95					399.0	257.7
	50	45	213.1	74.3	287.4	3.87	10.2	7.0
		113					360.2	247.2
		55	186.8	81.1	267.8	3.30	8.9	6.5
		131					314.3	229.5
	15	35	277.0	67.6	344.6	5.10	13.2	8.4
		95					466.1	296.6
		45	251.9	77.1	329.0	4.27	12.0	8.0
		113					423.7	282.5
		55					10.7	7.5
	59	131	224.2	84.7	308.9	3.65	377.8	264.8
20	35	320.7	68.7	389.4	5.67	15.3	9.5	
	95					540.3	335.4	
	45	294.6	78.5	373.0	4.75	14.0	9.1	
	113					494.4	321.3	
	55					12.7	8.6	
68	131	266.1	86.2	352.3	4.09	494.4	303.7	

where  $\Phi_o$  = cooling capacity;  $\Phi_k$  = heating capacity of the condenser;  $v_{o1}$  = water temperature at the evaporator inlet;  $v_{o2}$  = water temperature at the evaporator outlet;  $\Delta v_o$  = water temperature drop in the evaporator (SK);  $W_o$  = water flow rate through the evaporator;  $P_u$  = absorbed power; COP = coefficient of performance (heating) [W/W];  $v_{k1}$  = water temperature at the condenser inlet;  $v_{k2}$  = water temperature at the condenser outlet;  $\Delta v_k = v_{k2} - v_{k1} = (10 \text{ K})$ ;  $W_k$  = water flow rate through the condenser.

A special characteristic of these heat pumps is a possibility of their operation in the mode 35/45°C (77/113°F), which provides hot water for heating swimming pools and rooms, and in the mode 25/45°C (77/113°F), for heating sanitary hot water. This was achieved by installing a special double drum condenser. Additionally, cooled water serving as a heat source for heat pumps may be used for air-conditioning. In case the heat gains from this source are insufficient for the heat pump operation or in case air-conditioning is not in operation, water is reheated to the account of sea water heat through a special heat exchanger. The coupling of the solar system and heat pumps was implemented as to enable, in a simple manner, the preparation of cold water for air-conditioning, and sanitary hot water and water for heating of outdoor swimming pools. The operation of this system may be automatic or manual. In the machinery room, where a part of the facility with heat pumps, heat exchangers, water circulating pumps and electric control panel is located, expert personnel is on duty 24 hours a day. Since the facility was built in 1983, when electronic systems for process control were not yet well developed, and particularly not really commercialized, the automatic control system enabled the temperature monitoring of sanitary hot water in the accumulation tanks by means of three thermostats per tank, mounted at different heights. Thus, an operator may visually (signal lamps) determine which part of accumulation tanks is filled with warm water. This is important if we know that the priority of this system was to supply sanitary hot water. By respecting this priority, an operator decides, according to weather conditions (sunny weather, cloudy weather, rain, day or night) to

switch on the heat pumps depending on the amount of accumulated sanitary hot water.

Possible scenarios and logics of the Slovenian Beach seawater heat pump assisted solar system operation are presented graphically on related schemes in Figures 7 to 11 and their description are given in the following paper section. For all five figures the abbreviation list is as follows: FCS = Fan Coil System, OSP = Open Swimming Pools, SS = Solar System, CWS = Cold Water Supply, CP = Compressor, E = Evaporator, C1 = Condenser 1, C2 = Condenser 2, TC = Twin Condenser, TES = Thermal Storage, HE = Heat Exchanger, P = Pump, V = Valve, HW = Hot Water, CW = Cold Water.

- Scheme 1 shows the operation of the system during the summer day period with maximum solar radiation, i.e. with no clouds in the sky. It shows the operation of the primary pump P1 of the solar system, heat exchanger HE1 with the secondary pump P2 allowing the heating of water in accumulation tanks TES1 and TES2. Thereby the valve V1 is open. By means of solar collectors and heat exchanger HE1, complete preparation of sanitary warm water is ensured. At the same time, the heat pump also operates and, by means of the condenser C2, it heats water in open-air swimming pools and simultaneously supplies warm water to fan-coil units. The scheme 1 shows the operation of the pumps P5 and P6 for water circulation in the direction of the swimming pools and pumps P7 and P8 for water circulation in the direction to fan-coil units. After the sunset and during the night, solar radiation sensor switches off the solar system (meteorological station can be seen at the Figure 6).

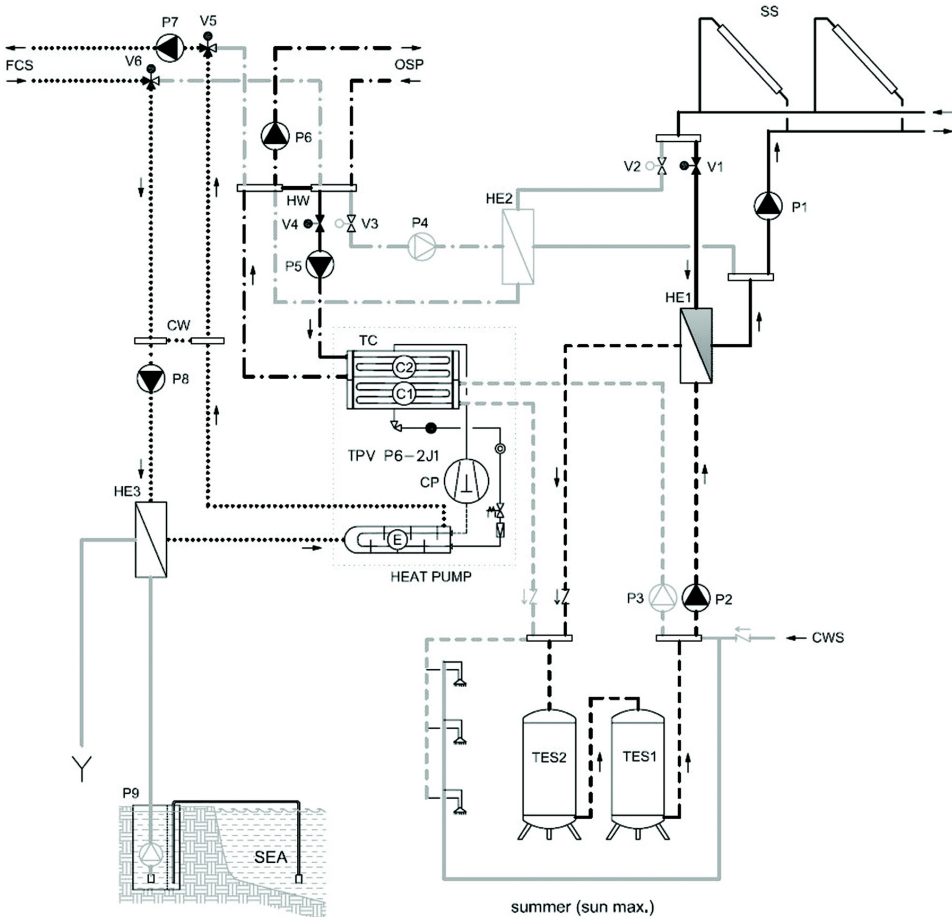


Figure 7 Scheme 1—System regime of operation in summer day period with maximum solar radiation.

- Scheme 2 shows the operation of the system during summer day period with minimum solar radiation, i.e. when the weather is cloudy. It shows the operation of the primary pump P1 of the solar system, heat exchanger HE1 with the secondary pump P2. At the same time the heat pump also operates by means of the condenser C1 and heats water in accumulation tanks TES1 and TES2. Thereby the valve V1 is open. Scheme 2 shows the operation of the pumps P8 and P9 for water cir-

ulation through the heat exchanger HE3, through which the heat of the sea water is used for the heat pump operation. In this case, for the preparation of sanitary hot water, major part of heat is obtained from the heat pump. When the water temperature in the circulation loop of the pump P2, and at the heat exchanger HE1 outlet is lower than the setting value, the pump P2 is switched off. During the night, the solar radiation sensor switches off the solar system operation.

- Scheme 3 shows the operation of the system during the day in spring and autumn with the maximum solar radiation, i.e., when there are no clouds in the sky. In this period, due to lower outdoor temperature, it is not necessary to cool water for air-conditioning, and therefore it is not necessary to switch on the heat pump. The solar

system supplies sufficient heat for the preparation of sanitary hot water and for heating of outdoor swimming pools. Scheme 3 shows the operation of the primary pump P1 of the solar system, heat exchanger HE1 with the secondary pump P2, which enables water heating in accumulation tanks TES1 and TES2.

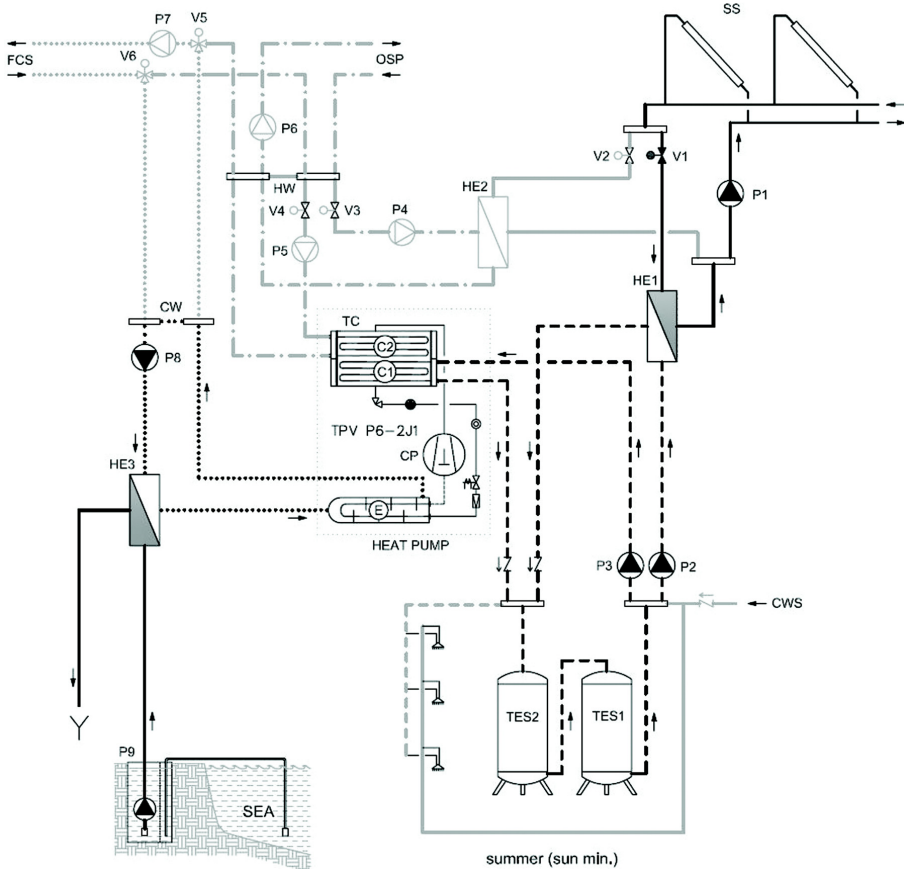


Figure 8 Scheme 2—System regime of operation during summer day period with minimum solar radiation.

- Thereby the valve V1 is open. At the same time, the heat exchanger HE2 with the secondary pump P4, and the pump P6 for water circulation in the direction to swimming pools are

in operation, whereby the valve V2 is open. After the sunset and during the night, the solar radiation sensor switches off the solar system.

- Scheme 4 shows the operation of the system during the day and night in the winter period, when there is no sun radiation or it is raining. It shows the operation of the primary pump P9 for sea water circulation, heat exchanger HE3 through which the sea water flows and its thermal energy is used as heat source for the operation of the heat pump and the secondary pump P8. At the same time, the heat pump is in operation and by means of the condenser C1 it heats water in accumulation tanks TES and TES2, and by means of the condenser C2, it heats water for fan-coil units. Scheme

- 4 shows the operations of the pumps P5 and P7 for water circulation through fan-coil units and pump P3 for water circulation through thermal energy storage tanks. The complete amount of heat required for preparation of sanitary hot water and heating of one part of the hotel apartment facility is obtained from the heat pump. The solar system is not in operation.
- Scheme 5 shows the operation of the system during the day and night in spring and autumn when there is no sun radiation or it is raining. It shows the operation of the primary pump P9 for sea water circulation, heat ex-

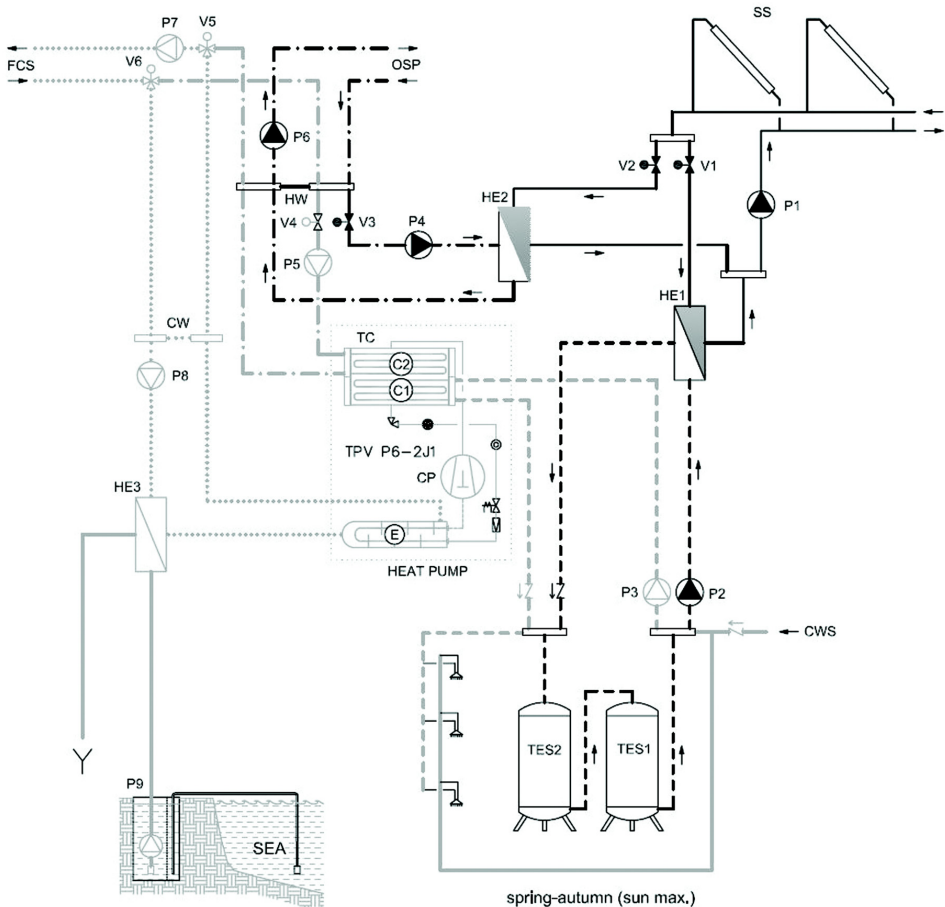


Figure 9 Scheme 3—System regime of operation during the day in spring and autumn with the maximum solar radiation.

changer HE3, through which sea water flows and its thermal energy is used as heat source for the operation of the heat pump and secondary pump P8. At the same time, the heat pump operates and by means of the condenser C1 it heats water in thermal energy storage tanks TES1 and TES2. Scheme 5 shows the operation of the pump P3 for water circulation through storage tanks. The complete amount of heat required for preparation of sanitary hot water is obtained by the heat pump operation. The solar system is not in operation.

## SOLAR SUBSYSTEM'S 25 YEARS THERMAL ENERGY GAINS

### Solar System's Long Term Performance Recording and Simulation

Very important step in solar system design and in the same time extremely important for investors is solar system's longterm performance (LTP) prediction. In addition, it is equally important in the case of central solar water heating systems, water consumption quantity and dynamics prediction. In this study selected approach of 25 years of operation performance determination is combined

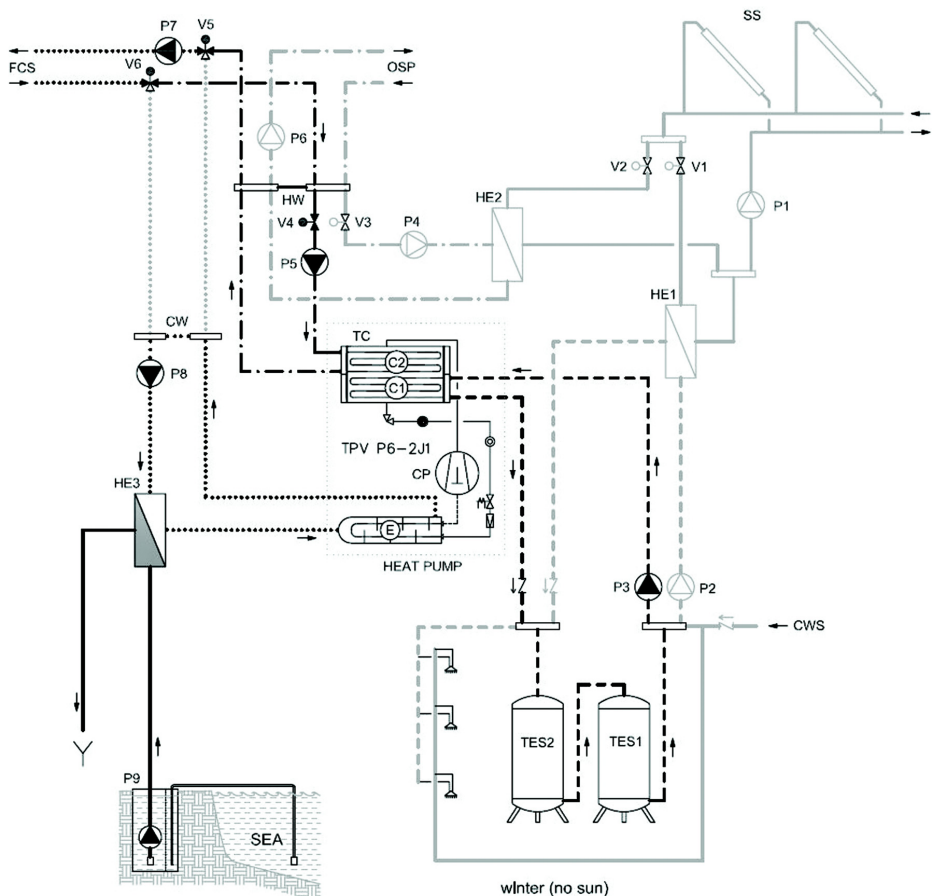


Figure 10 Scheme 4—System regime of operation during the day/night in winter period, when there is no sun radiation.



use of recorded data, measured data and data determined by the simulation of system's dynamic behaviour in the conditions of TMY (Typical Meteorological Year) of system situation-site in Budva. In the

Table 2. are given monthly amounts of useful solar heat gains per square meter of collector field determined for the TMY for Budva by the simulation of solar system dynamic performance using developed

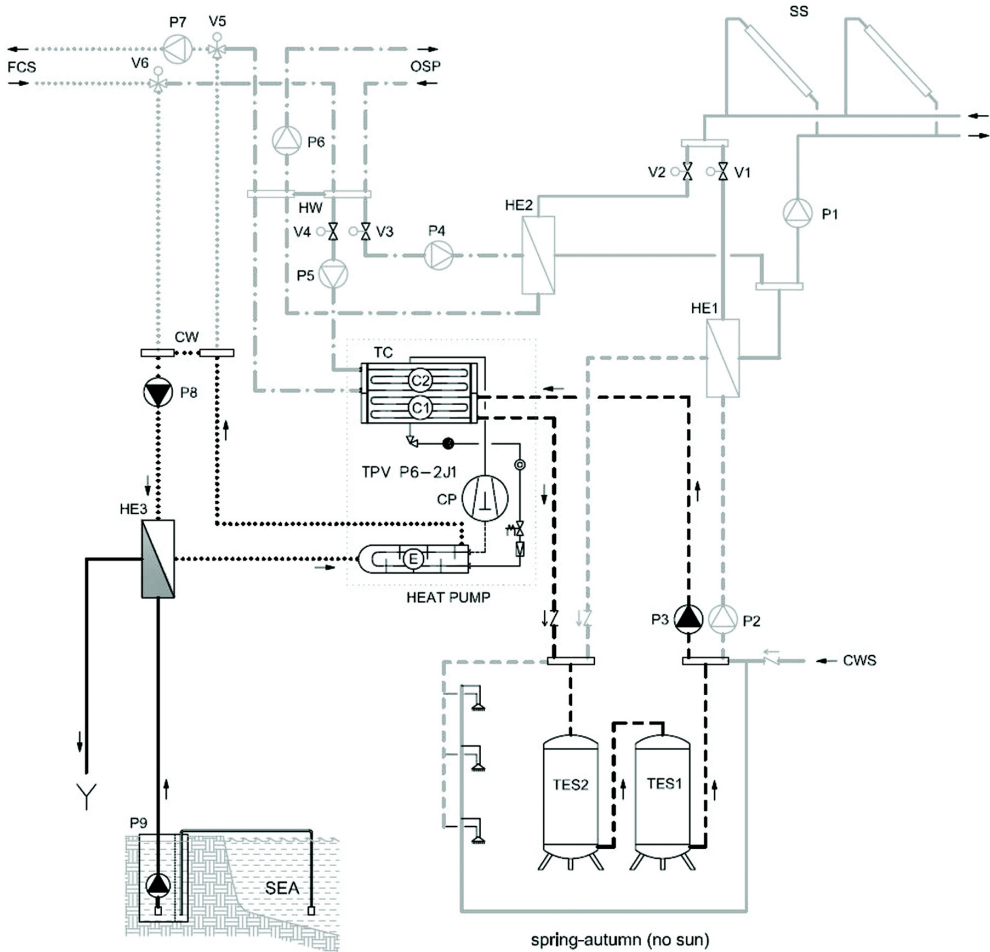


Figure 11 Scheme 5—System regime of operation during the day/night in spring and autumn when there is no sun radiation.

mathematical model implementing the TRNSYS code.

Determined yearly sum of useful thermal energy output of solar subsystem in TMY was 1925 kWh/m<sup>2</sup> (178, 84 kWh/ft<sup>2</sup>) and for the period of main tourist season of the Hotel complex "Slovenian Beach" was

between 1328 kWh/m<sup>2</sup> (123,42 kWh/ ft<sup>2</sup>) (operational period April to end of October), and 1464 kWh/m<sup>2</sup> (136,06 kWh/ft<sup>2</sup>) for the tourist season of May to end of October. In 25 years of operation Solar subsystem useful heat gains are thus estimated by the very significant amount of

Table 2. Useful Thermal Energy Output of Solar Field kWh per m2 (kWh/ft2) for Budva TMY

I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
71,2	80,6	116,4	138.1	175.7	213.9	246.0	260.0	238.0	192.5	125.5	66,3
(6,72)	(7,49)	(10,82)	(12,83)	(16,33)	(19,88)	(22,86)	(24,16)	(135,23)	(17,89)	(11,66)	(6,16)

3320 to 3660 MWh yearly and in total for 25 years 83,000 to 91,000 MWh. Recorded data on sanitary water consumption in the first three years of system operation agree with these given values determined by simulation of system performance in TMY. Based on the same recorded data of sanitary water consumption in the first three years of operation, a three year simple pay back period of the Slovenian seawater heat pump assisted solar system had been estimated. Taking into account determined effects of aging and reduced solar collectors instantaneous thermal efficiency, the above given amounts of useful solar gains are to be reduced at least for 25% for approximately last 10 years of operation.

## HEAT PUMP OPERATION AND MAINTANANCE SERVICING

The heat pumps were manufactured in 1983 and they have been in operation since the end of April 1984. The heat pump No. 3 had a severe breakdown after 14 years of operation in 1997 (Pejkovic 2008). The copper pipe in the condenser broke and water got into the Freon part of the condenser, then from the condenser into the evaporator and finally into the compressor. The compressor was severely damaged. Until that moment, the compressor had been in operation 13,896 h. The heat pump No. 3 was replaced with the new one.

The main problem in the heat pump ex-

ploitation is voltage instability or voltage drop in the distribution network of the electric energy supply. Voltage drops in the network are over 15%, whereby there are voltage differences between the phases. For that reason, the compressor's electromotors on the heat pumps No. 2 and 3 had burnt out several times until 2004. The electromotors were repaired. Debris generated after electromotor's burning out as well as compressor lubricating oil combustion products remain in the Freon section of the heat pump's cooling system causing new damage of electromotor and vital parts of the compressor.

Debris and combustion products are eliminated by rinsing all the parts through which Freon is circulating by using cleaning and degreasing chemicals, and once in operation, by frequent replacement of the filter dryer core.

The last case of electromotor failure occurred in 2006 on the heat pump No. 3. Afterwards, the owner of the complex, the state of Montenegro, decided not to repair the heat pump No. 3, since the privatization of the entire complex, i.e., the change of the owner was planned.

Due to voltage variations, especially low voltage in the power distribution system, the seal panels for the connection of electric power supply to the compressor motor had been failing. For that reason, this element was rebuilt in all compressors, and thereafter there were no further damage. In the power section of the electric control panels, the main switches of the compressor electromotor were

completely replaced three years ago for the last time. The switches are disassembled and cleaned every year.

The hotel is used mainly in the period between April/May and the end of October, with the highest number of sunny days during the year, and the lowest requirements for the heat pump operations, what could be seen in the Table 3, which includes the number of working hours for all heat pumps until 2004 (Pejkovic 2008). Before replacement, the heat pump No. 3 had 13,896 h of operation. From the moment they were put in operation until the end of 2008, the heat pumps had 66,562 h of operation and supplied over 22000 MWh of thermal power.

Table 3. Total Number of Heat Pump Working Hours by Last Five Years

Year	2004	2005	2006	2007	2008
TPV P6-2J1 (1)	18,473	19,798	20,816	21,914	24,721
TPV P6-2J1 (2)	20,389	21,959	23,072	24,153	26,431
TPV P6-2J1 (3)	1324	1442	1514	1514	1514
$\Sigma$	40,186	43,199	45,402	47,581	52,666

The complete overhaul of the heat pump No. 1, compressor was performed in 1995, and the heat pump No. 2 compressor was completely overhauled in 1996. In the Figure 12 one of the compressors during the regular maintenance process is shown. The heat pump No. 3 has been out of operation since 2006. Since 2004, the heat pumps have been serviced on a regular basis. Every year, before the beginning of the season, the following heat pump maintenance activities are performed:

- inspection and cleaning of thermo-expansion valves,
- replacement of the filter dryer core,
- oil change in the compressor,
- replacement of quick bearings of the compressor's piston rod,

- replacement of piston compression rings,
- replacement of piston oil rings,
- replacement of suction valve plates on the set of suction- discharge valves in the compressor.

The following maintenance activities are performed every second year:

- replacement of all movable parts in the set of suction-discharge valves of the compressor,
- cleaning of the condenser.

Every year, before the system is put into operation, an extensive cleaning as well as sea shell removal is performed in the sea water circulation loop and its connection to the heat exchangers at the suction filter, as well as at pipeline running from the filter to the well and at the outlet of the heat exchanger sea water—system water (HE3).

Table 4. Heat Pumps Maintenance Costs

Year	2004	2005	2006	2007	2008
Expenses, \$	12,250	11,573	12,131	9044	13,583

The heat pump yearly maintenance/servicing expenses are given in Table 4 starting with 2004. The total expenses since 2004 have been \$58,581 (Pejkovic 2008). During that period, all three heat pumps had been in operation for 12,480 h (total hours of operation).

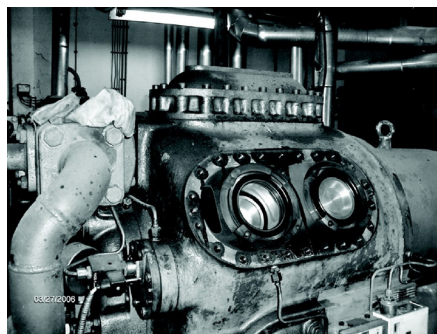


Figure 12 One of compressors in servicing process.

Table 5. System Operation Scenarios

		Scheme 1	Scheme 2	Scheme 3	Scheme 4	Scheme 5
SS	= Solar System	Heating	Heating	Heating		
TES1	= Thermal Storage 1	Heating	Heating	Heating	Heating	Heating
TES2	= Thermal Storage 2	Heating	Heating	Heating	Heating	Heating
FCS	= Fan Coil System	Cooling			Heating	
OSP	= Open Swimming Pools	Heating		Heating		
CP	= Compressor	●	●		●	●
E	= Evaporator	Cooling	Cooling		Cooling	Cooling
C1	= Condenser 1		Heating		Heating	Heating
C2	= Condenser 2	Heating			Heating	
HE1	= Heat Exchanger 1	Heating	Heating	Heating		
HE2	= Heat Exchanger 2			Heating		
HE3	= Heat Exchanger 3		Cooling		Cooling	Cooling
P1	= Pump 1	●	●	●		
P2	= Pump 2	●	●	●		
P3	= Pump 3		●		●	●
P4	= Pump 4			●		
P5	= Pump 5	●			●	
P6	= Pump 6	●		●		
P7	= Pump 7	●			●	
P8	= Pump 8	●	●		●	●
P9	= Pump 9		●		●	●
V1	= Valve 1	●	●	●		
V2	= Valve 2			●		
V3	= Valve 3			●		
V4	= Valve 4	●			●	
V5	= Valve 5	Cooling			Heating	
V6	= Valve 6	Cooling			Heating	
HW	= Hot Water	Heating		Heating	Heating	
CW	= Cold Water	Cooling	Cooling		Cooling	Cooling
CWS	= Cold Water Supply	●	●	●	●	●

## SUMMARY AND CONCLUSIONS

This paper describes the Slovenian Beach seawater heat pump assisted solar system constructed in Budva at the Adriatic coast 26 years ago, its technological schemes, construction, scenarios and regimes of control based on the solar radiation inte-

nsity measurement, as well as 25 years of its operational success. The 3.5 MW multipurpose system is providing complex of hotel buildings with sanitary and swimming pool water heating, hotel rooms space heating and air-condition-

ing. The system encompass a 2.500 m<sup>2</sup> (26,909.78 ft<sup>2</sup>) flat plate solar collectors field and three heat pumps with total of 930 kW heating and 720 kW cooling capacities. Presented are recorded data on useful energy output, experience on the 25 year sea water usage influence on heat exchangers, and solar collectors aging on the system efficiency.

Beside confirmed aging effects, and system efficiency reduction, the system's successful operation for 25 years—a quarter of century, has been clearly shown.

It has been shown that, first of all, this success was based on system's innovative and creative design and clear technical sophistication, as well as on the regular and thorough heat pumps maintenance. A new way of solar radiation intensity monitoring as well as a variable collector field fluid flow based system control were implemented in solar system control for the first time.

## NOMENCLATURE

- $AC$  = area of solar collector field
- $IG$  = incident global solar radiation
- $Q$  = heat received in collector field
- $Ta$  = outside air temperature
- $Tm$  = mean temperature of water in solar collectors
- $T^*$  = referential quantity
- $\eta$  = solar collector field's instantaneous thermal efficiency
- $\tau$  = time

## REFERENCES

- Todorovic, M.S. 1983. Experimenting and mathematical modeling of solar thermal systems. *International Solar Energy Symposium "Solar 83", Palma de Mallorca, Proceedings*, pp. 704-731.
- Todorovic, M.S. 1985. Thermodynamics first and second law solar thermal systems evaluation method, *UNESCO/FAO "Solar Water Heating Systems" Working Group Meeting, Dubrovnik, Proceedings*.
- Todorovic, M.S. 1988. Long term performances of solar water heating systems. *CNRE SWHS Workshop, Proceedings*, pp. 84-96, Naxos, Greece.
- Pejkovic, S. 2009. Filter Frigo maintenance reports. Budva, Belgrade, 1986 to 2008.
- Zenovic, V. and V. Jevtic. 1981-2009. *Vodoterma, Slovenian Beach project documentation*. Belgrade, 1981.

# 3. ENERGETSKA SANACIJA HOTELOVA ASTORIJA BLED

**Egon Venko, Primož Bajt,  
Hidria IMP Klima  
d.o.o., Slovenija**

Renovirani hotel Astoria na Bledu je 19. juna otvorio svoja vrata. Hotel je, pored obnavljanja 48 hotelskih soba i dodavanja novog wellness centra, preuređen u uzoran EKO školski hotel, i u njemu će se obrazovati budući ugostiteljski i turistički radnici. Rekonstrukciju hotela je sredstvima Evropske Unije u drugoj fazi obnove pomoglo Ministarstvo za gospodarski razvoj i tehnologiju. Hotel Astoria je u svakom pogledu usklađen sa Strategijom razvoja slovenačkog turizma u periodu 2012-2016, koji se temelji na održivom razvoju u kojem je jedna od ključnih mjera usklađenost kadrovske strukture sa stanovišta potreba u privredi.

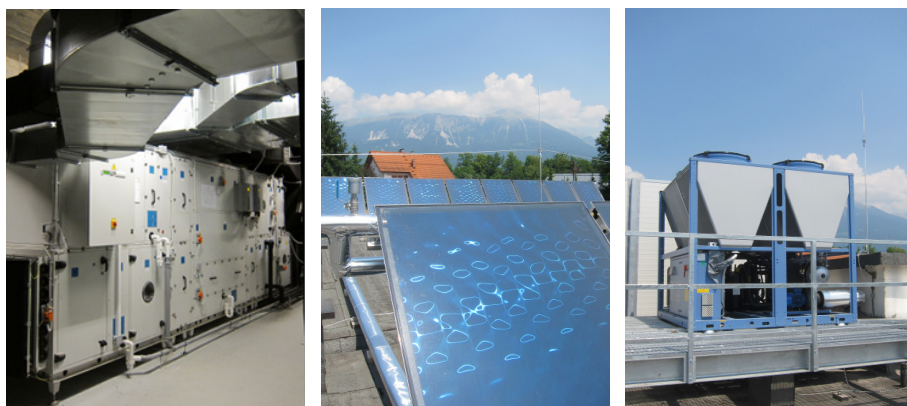


Viša stručna škola za ugostiteljstvo i turizam tako sada svojim studentima može da obezbijedi kvalitetnije uslove za praktičnu obuku, moderan restoran, kongresne dvorane i novi wellness i fitness centar što će dodatno obogatiti turističku ponudu Bleda. Hotelu, koji odmah nakon ponovnog otvaranja može da se pohvali sa potpunom popunjenošću u glavnoj turističkoj sezoni, Hidria je ponudila sistemsko rješenje ventilacije, grijanja i hlađenja, pomoć pri projektovanju, nabavku i montažu kompletne opreme i ugradnju centralnog nadzornog sistema. Ventilacija, grijanje i hlađenje zajedničkih prostorija, wellnessa i restorana je riješeno sa vrtložnim difuzorima, ventilacionim rešetkama i stropnim ventilator konvektorima, dok su u hotelskim sobama ugrađeni ventilator-konvektori skrivene izvedbe, koji odlikuje tih rad.





Posebna pažnja je bila usmjerena na energetska efikasnost objekta i korišćenje obnovljivih izvora energije, istovremeno obezbjeđujući najviši nivo ugodnosti. Za efikasnu klimatizaciju se koristi pet klima komora, koje svježim vazduhom snabdijevaju prostore različite namjene. Za ventilaciju prostora sa povećanom vlažnošću (wellness, saune) su predviđene klima komore bazenske izvedbe. Poseban sistem osigurava precizno kontrolisani dovod i odvod vazduha u školsku kuhinju. Takođe, ugrađena je i kompaktna »plug&play« izvedba klima komore, koju odlikuje izuzetno visok stepen rekuperacije toplote. Dovoljan kapacitet hlađenja u toplim mjesecima obezbjeđuje se pomoću agregata sa povećanom površinom kondenzatora, koji omogućava pouzdan rad pri spoljašnjim temperaturama do 46°C. Ugrađeni elektronski termoeekspanzioni ventil dodatno poboljšava energetska efikasnost u slučaju parcijalnih opterećenja rashladnog sistema.



Renoviranje školskog hotela Astoria će imati pozitivan uticaj na životnu sredinu, jer su korišćeni ekološki materijali i oprema u skladu sa najvišim energetska standardima, uključujući upotrebu obnovljivih izvora energije, kao što je Hidria termosolarni sistem za pripremu tople sanitarne vode, koji je ugrađen na krovu hotela. Pri upravljanju hote-



lom će se primjenjivati standardi koji se tiču zaštite životne sredine; odvajanje otpada, recikliranje, ušteda resursa, uporeba ekoloških energenata in čišćenje, i td. Sadržaji vezani za životnu sredinu će biti uključeni u redovnu praktičnu obuku studenata, a hotel je dobio ekološki sertifikat po standardima EU..



Među posebnimi prednostima školskog centra za buduće ugostitelje treba pomenuti opremljenost kuhinje sa vrhunskim ventilacionim stropom Hidria GIF, koji sa patentiranim principom ventilacije preko čitave stropne površine i efikasnim filtriranjem vazduha obezbjeđuje idealne uslove u kuhinji bez neželjenog strujanja vazduha ili širjenja neprijatnih mirisa u susjedne prostore. U okviru rješenja »na ključ« Hidria je takođe izvela centralni nadzorni sistem, koji preko korisniku pogodnih kontrolera omogućava optimalno prilagođavanje parametra u prostoru.

# 4. POVEĆANJE ENERGETSKE EFIKASNOSTI TOPLOTNIH PUMPI PRIMENOM GASNOG MOTORA ZA POGON RASHLADNIH KOMPRESORA

— PRIMERI IZ PRAKSE —

## INCREASING ENERGY EFFICIENCY OF HEAT PUMPS BY USING GAS ENGINE DRIVEN COOLING COMPRESSORS

— PRACTICAL EXPERIENCE —

**Slobodan PEJKOVIĆ - Vladimir ŽIVANOVIĆ**

*Filter Frigo d.o.o. - Belgrade*

### ABSTRACT

Jedan od "čistih" primarnih energenata je prirodni - zemni gas čije rezerve i potrošnja u svetu imaju izražen trend rasta i čijom je značajnom primenom završen 20. vek. Ekološki zahtevi i Kyoto Protokol stavljaju prirodni gas ispred ostalih primarnih izvora energije.

Rashladni uređaji i toplotne pumpe koje koriste gasni motor za pogon rashladnih kompresora nastali su u Japanu nakon druge svetske naftne krize 1973. U Japanu je rasla potreba za električnom energijom, a elektrane nisu mogle da isprate potrebe tržišta. 1981. Japansko Ministarstvo za internacionalnu trgovinu i industriju, MITI je pokrenulo asocijaciju za tehnologiju hlađenja gasom povezujući time proizvođače motora sa prirodnim gasom kao pogonskim gorivom, sa proizvođačima opreme za klimatizaciju. Kao rezultat toga u Japanu je 1987. god. počela proizvodnja rashladnih uređaja i toplotnih pumpi sa gasnim pogonom. U to vreme AISIN kao član grupacije TOYOTA počinje proizvodnju gasom pogonjenih rashladnih uređaja i toplotnih pumpi. Kompanija TOYOTA kao veliki proizvođač

motora za automobile, razvila je poseban motor koji kao pogonsko gorivo koristi prirodni gas ili TNG - tečni naftni gas za primenu u rashladnim uređajima.

Potrošnja električne energije raste iz godine u godinu zbog promene klimatskih uslova i sve veće potrebe za klimatizacijom poslovnih i stambenih objekata. Potrošnja električne energije u našoj zemlji u letnjem periodu se izjednačila sa potrošnjom u zimskom periodu zbog ugrađenih klimatizera. Ugradnjom, odnosno primenom gasom pogonjenih toplotnih pumpi bi se značajno smanjio trend rasta potrošnje električne energije.

U radu je dat prikaz toplotne pumpe, proizvod firme AISIN iz Japana koja se koristi za klimatizaciju objekta ORSIM u Vrčinu. Ovo je prva takva instalacija izvedena u Srbiji i nalazi se u pogonu od decembra 2008. godine.

Ovaj rad ima za cilj da ukaže na prednosti upotrebe gasom pogonjenih toplotnih pumpi u odnosu na toplotne pumpe sa rashladnim kompresorima pogonjenim elektro motorima.

Ključne reči: toplotna pumpa, rashladni kompresor, gasni motor, energetska efikasnost

One of “clean” primary energy sources is natural – earth gas, the reserves and spending of which have pronounced growth trend and by significant use of which the 20th century ended. Ecology requirements and Kyoto Protocol place natural gas in front of other primary energy sources.

Gas engine driven chillers and heat pumps were made after the second oil shock 1973. In Japan the demand of electricity was rising rapidly and the power plant could not fulfil the market needs. In 1981 Japan’s Ministry of International Trade MITI launched a small-scale gas cooling technology research association pairing gas engine manufacturers with HVAC equipment manufacturers. As a result gas engine driven heat pumps have been on the market in Japan since 1987. At that time, AISIN as a member of TOYOTA group starts production of gas engine driven chillers and heat pumps.

TOYOTA Company as a big manufacturer of automobile engines has developed a special engine, using natural gas as driving fuel or LPG – liquid petroleum gas for

application in cooling devices.

The demand for electricity is rising year after year due to change in climate conditions and an increasing need for air-conditioning of business and housing facilities. Use of electricity in our country during summer has become equal to the use in winter, due to installed air-conditioning devices. By installation, that is, by use of gas engine driven heat pumps growth trend in consumed electricity shall be significantly decreased.

The work presents gas engine heat pump, product of AISIN Company from Japan, which is used for air-conditioning of facility ORSIM in Vrčin. This is the first such installation executed in Serbia, and is in use since December 2008.

This work aims to show the advantages of using gas engine driven heat pumps in relation to the heat pumps with electrically-driven cooling compressors.

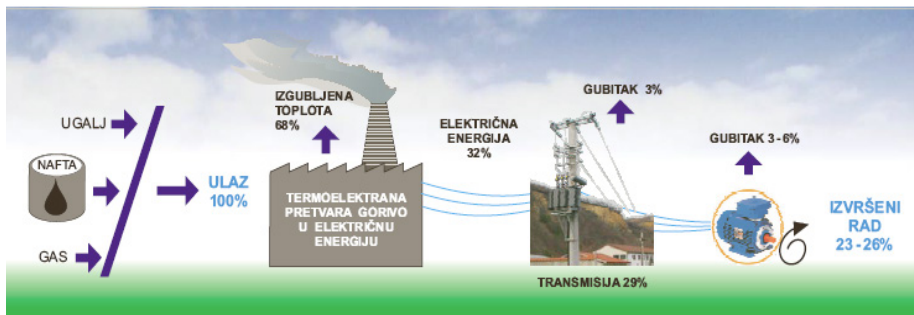
Key words: heat pump, cooling compressor, gas engine, energy efficiency.

## UVOD

U svetu danas postoje dva osnovna problema: nestanak fosilnih goriva i zagađenje okoline. Istraživanja su usmerena na rešavanje ovih problema na dva načina:

- a) razvijanje alternativnih energetske izvora (posebno obnovljivih energetske izvora)
- b) poboljšanje energetske efikasnosti opreme koja koristi fosilna goriva.

U aktuelnoj privredno-političkoj situaciji „svi“ čute ili žele da zaborave da termoelektreane za proizvodnju električne energije rade sa stepenom korisnosti 25 – 35% i sa visokom stepenom zagađenja okoline. Na drugoj strani mnogi „stručnjaci“ uzimaju u račun električnu energiju kao „primarnu“. Gorivo se uglavnom pretvara u električnu energiju u termoelektreanama, a otpadna toplota se ispušta u okolinu, električna energija se potom prenosi do potrošača (toplotnih pumpi), gde se pretvara u mehanički rad elektro motora. U ovom procesu energija se transformiše dva puta i toplotni gubici su veliki.

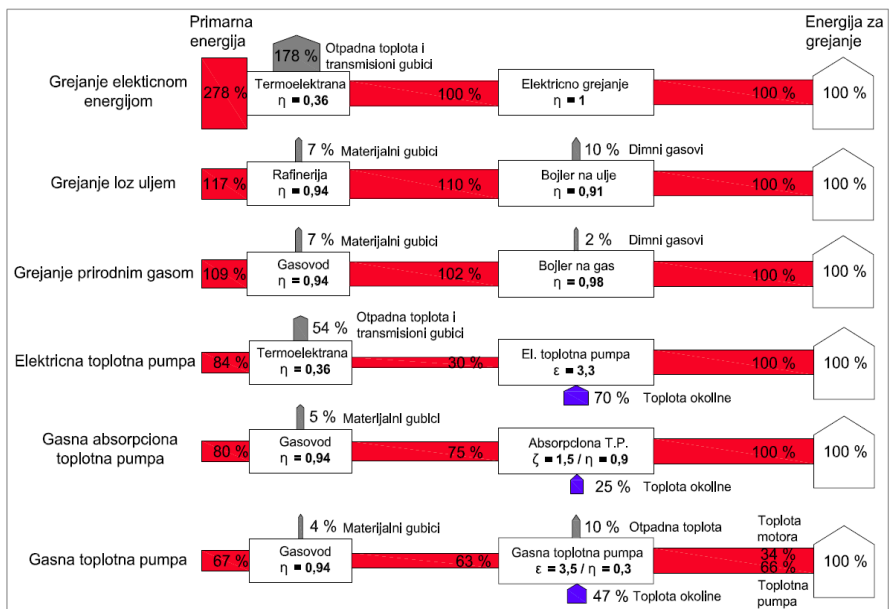


Slika 1. Transformacija i prenos energije

Na slici 1. je dat šematski prikaz transformacije i prenosa energije od primarnog energenta do krajnjeg korisnika.

Energetska efikasnost bi se mogla povećati kada bi se transformisanje goriva moglo „približiti“ mestu gde je energija potrebna, gde bi se toplota oslobođena prilikom sagorevanja goriva mogla efikasno upotrebiti. Gasom pogonjene toplotne pumpe su bliske ovom konceptu.

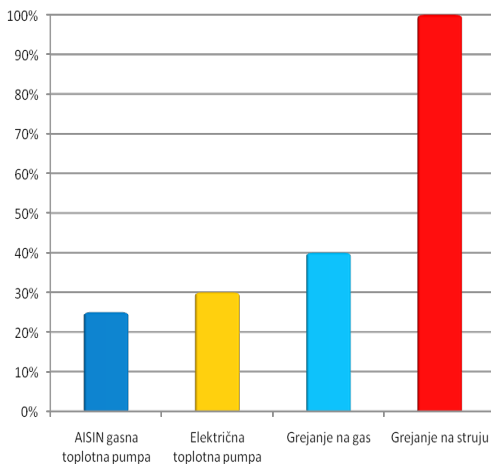
Na slici 2. je šematski prikazano pretvaranje primarne energije, preko različitih oblika transformacije i njihovih gubitaka, da bi se kod krajnjeg korisnika dobila jednaka količina toplote za grejanje.



Slika 2. Pretvaranje primarne energije u korisnu toplotu

Jasno je da su gasne toplotne pumpe najpovoljnije jer je potrebno svega 67% primapne energije za dobijanje potrebne količine toplote.

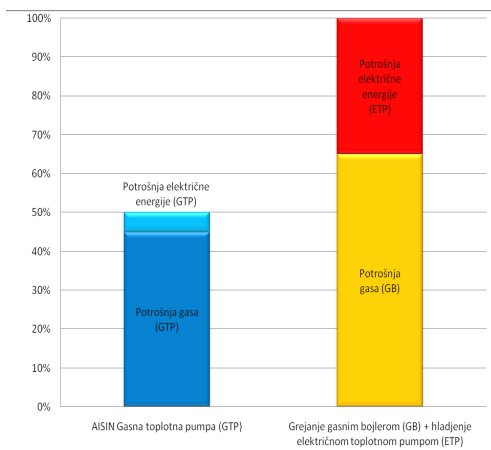
Osnovna razlika između električnih i gasnih toplotnih pumpi je u potrebnoj količini primarne energije i vrsti motora koja se koristi za pogon scroll kompresora. Kod gasnih toplotnih pumpi rashladni kompresori su preko remenog prenosa pogonjeni gasnim motorom sa unutrašnjim sagorevanjem. Iako efikasnost gasnog motora nije velika (oko 30-45%), preko 80% toplote sagorevanja se može iskoristiti. Ovo je glavna prednost gasom pogonjenih toplotnih pumpi. Za rekuperaciju toplote se koristi količina toplote od dimnih gasova (produkata sagorevanja) i količina toplote potrebna za hlađenje motora.



Na slici 3. je grafički prikazana emisija CO<sub>2</sub> u atmosferu kod različitih tipova instalacija.

Emisija CO<sub>2</sub> u atmosferu je čak četiri puta manja prilikom korišćenja gasom pogonjenih toplotnih pumpi u odnosu na grejanje električnom energijom, a 40% manja u odnosu na grejanje kotlom na gas.

Slika 3. Emisija CO<sub>2</sub>



Na slici 4. su grafički prikazani godišnji troškovi za grejanje i klimatizaciju pri upotrebi toplotne pumpe sa pogonom na gas sa jedne strane i gasnog kotla i agregata za hlađenje vode sa elektro pogonom sa druge strane.

Zbog direktnog i efikasnog iskorišćenja otpadne toplote pogonskog motora i izduvnih gasova, kao i upotrebe besplatne energije okoline, mogu da se ostvare uštede do 50%.

Slika 4. Godišnji troškovi za grejanje i klimatizaciju

## Energetska efikasnost gasnih toplotnih pumpi

Količina toplote koju proizvodi toplotna pumpa teoretski obuhvata sumu količine toplote primljene od toplotnog izvora i energije potrebne za ostvarivanje ciklusa - pokretanje kompresora. Kod toplotnih pumpi sa električnim pogonom kompresora koeficijent grejanja COP (Coefficient of Performance) je definisan kao odnos snage grejanja razmenjene u kondenzatoru i ukupne absorbovane snage potrebne za rad agregata.

Za toplotne pumpe pogonjene gasnim motorom energetska efikasnost uređaja PER (primary energy ratio - primarni energetski odnos) se definiše kao odnos dobijene toplotne energije i toplotne energije utrošenog goriva – HHV (higher heating value). HHV - viša grejna vrednost za gorivo obuhvata celokupnu energetsku vrednost kao i količinu toplote produkata sagorevanja (kada se ohlade na 25°C).

Za toplotne pumpe sa električnim pogonom PER se takođe može definisati kao proizvod COP i koeficijenta korisnog dejstva.

Prikaz ostvarivih COP i PER za različite tipove toplotnih pumpi na temperaturi isparavanja od 0°C i temperaturi kondenzacije od 50°C dat je u tabeli 1.

Tabela 1.

Komerijalne toplotne pumpe			Industrijske toplotne pumpe		
Tip toplotne pumpe	COP	PER	Tip toplotne pumpe	COP	PER
Motorni elekto pogon	2.5 ÷ 5.0		Motorni elekto pogon	3.0 ÷ 8.0	
Motorni pogon na gas		0.8 ÷ 2.0	Motorni pogon na gas		1.0 ÷ 2.1
AISIN 25HP AXGP710	3.94	1.56			

## Opis sistema klimatizacije i pripreme sanitarne tople vode na objektu ORSIM u Vrčinu

Objekat ORSIM u Vrčinu (slika 5.) je namenjen izradi ortopedskih pomagala i sastoji se od prizemlja i sprata. U prizemlju je administrativno-medicinski deo, proizvodnja i magacin veleprodaje, a na spratu administrativno-medicinski deo.

Administrativno-medicinski deo se prostire na neto površini od 315 m<sup>2</sup> u prizemlju i 320 m<sup>2</sup> na spratu objekta i zauzima neto zapreminu od 2040 m<sup>3</sup>.

Magacin se prostire na neto površini od 245 m<sup>2</sup> i zauzima neto zapreminu od 1030m<sup>3</sup>.

Proizvodnja se prostire na neto površini od 185m<sup>2</sup> i zauzima neto zapreminu od 780m<sup>3</sup>.

Ukupna neto površina objekta je 1065 m<sup>2</sup>, a neto zapremina je 3850 m<sup>3</sup>.

Ceo objekat je termički dobro izolovan.



Slika 5. Izgled objekta ORSIM

## PROJEKTI USLOVI

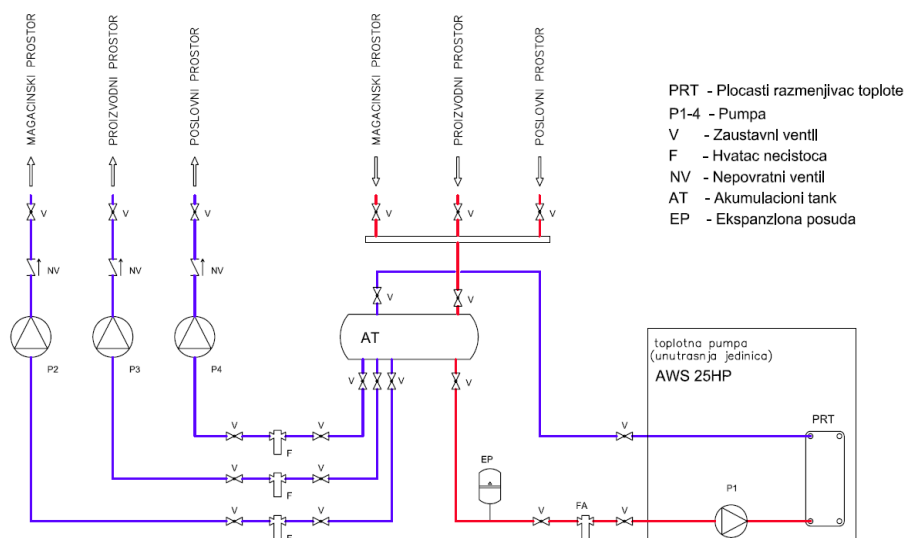
Spoljna projektna temperatura:	leto	35°C / 33%, rel. vlaga
	Zima	-18°C.
Unutrašnje projektne temperature:		
• prodajni prostori i kancelarije:	leto	27°C
	zima	20°C
• magacin veleprodaje:	leto	se ne klimatizuje
	zima	15°C

## PRIKAZ SISTEMA KLIMATIZACIJE

Grejanje i hlađenje kompletnog prostora sem mašinske sale, sanitarnih prostora kao i ostava vrši se ventilator konvektor (fan-coil) aparatima. Fan-coil aparati rade u temperaturskim režimima rada zimi 42/38°C, leti 12/7°C. Usvojeni su fan-coil aparati firme RHOSS-Italija, dimenzionisani prema dobitcima toplote leti i gubicima toplote zimi.



U sanitarnim prostorijama predviđeni su aluminijumski radijatori dimenzionisani tako da pokriju transmisione i ventilacione gubitke prostorija. Svi radijatori su odvojeni zasebnim cevovodom i ventilima tako da se leti mogu isključiti.



Šema 1. Razvod vode između toplotne pumpe i fan-coil aparata

Sistem za pripremu vode za klimatizaciju objekta (na šemi 1.), sastoji se od spoljašnje i unutrašnje jedinice gasne toplotne pumpe AISIN tip AXGP710 i AWS25HP, akumulacionog tanka i tri pumpe za cirkulaciju vode do fan-coil aparata i radijatora.

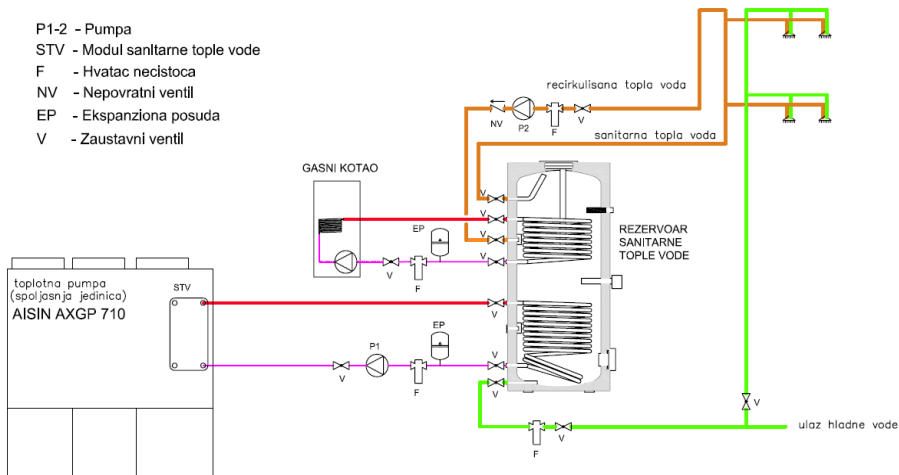
Toplotna pumpa ima nominalnu rashladnu snagu od 71kW pri temperaturi spoljašnjeg vazduha od 35°C, temperaturi vode na ulazu/izlazu iz isparivača od 12/7° i temperaturi unutrašnjeg vazduha od 27°C i nominalnu snagu grejanja od 85kW pri temperaturi spoljašnjeg vazduha od 7°C, temperaturi vode na ulazu/izlazu iz kondenzatora od 38/42° i temperaturi unutrašnjeg vazduha od 20°C.

Svaki od tri dela objekta (administrativno-medicinski deo, proizvodnja i magacin veleprodaje) ima svoju pumpu za cirkulaciju vode do fan-coil aparata. Svaki deo objekta može nezavisno od ostatka sistema da se isključi u slučaju da trenutno nema potrebe za grejanjem, odnosno hlađenjem.

Akumulacioni tank je predviđen da bi se povećala zapremina vode u celom sistemu i time smanjio broj uključenja / isključenja gasne toplotne pumpe kada radi u režimu smanjenog opterećenja.

## PRIPREMA SANITARNE TOPLE VODE

Na šemi 2. prikazan je sistem za pripremu sanitarne tople vode koji se sastoji od akumulacionog rezervoara sanitarne tople vode zapremine 500 l sa dve prohromske cevne zmije-razmenjivača toplote, gasnog kotla sa pumpom za cirkulaciju vode izmedju gasnog kotla i rezervoara za sanitarnu toplu vodu, dodatnog modula na gasnoj toplotnoj pumpi za pripremu sanitarne tople vode, pumpe za cirkulaciju mešavine vode i etilen glikola izmedju gasne toplotne pumpe i rezervoara za sanitarnu toplu vodu i pumpe za cirkulaciju pripremljene sanitarne vode do potrošača.



Šema 2. Priprema i razvod sanitarne tople vode.

Priprema sanitarne tople vode se odvija na sledeći način. U toku letnjeg režima rada kada gasna toplotna pumpa priprema hladnu vodu za potrebe klimatizacije i u toku zime pri spoljašnjim temperaturama vazduha iznad  $-4^{\circ}\text{C}$ , kada gasna toplotna pumpa priprema toplu vodu za potrebe grejanja, sanitarna topla voda se zagreva na račun otpadne toplote cirkulacijom sekundarnog fluida između rezervoara za pripremu sanitarne tople vode i modula za pripremu sanitarne tople vode (slika 6.) na gasnoj toplotnoj pumpi. Modul za pripremu sanitarne tople vode koristi otpadnu toplotu od hlađenja motora sa unutrašnjim sagorevanjem i od hlađenja izduvnih gasova za zagrevanje sekundarnog fluida kojim se dalje zagreva sanitarna topla voda.

Kada toplotna pumpa radi pod punim opterećenjem snaga grejanja na dodatnom modulu je 25kW pri temperaturi od  $75^{\circ}\text{C}$ .

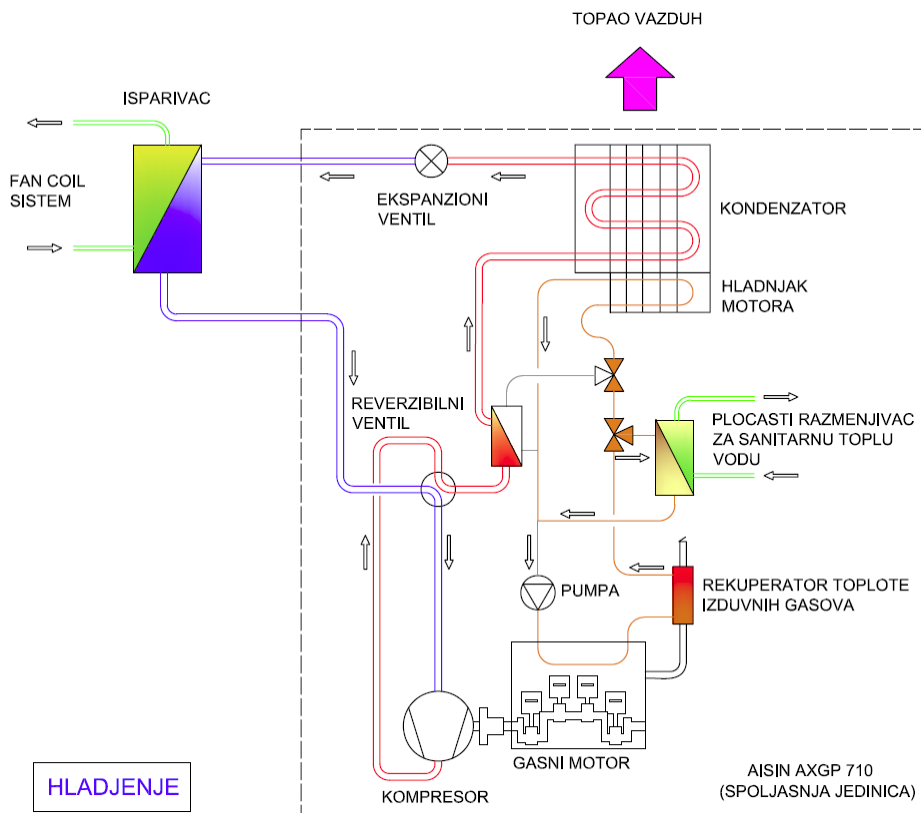
U ovom režimu rada ostvaruje se velika ušteda energije jer se celokupna potrebna količina sanitarne tople vode zagreva besplatno otpadnom toplotom (25kW) od gasne toplotne pumpe.

Gasni kotao se koristi za pripremu sanitarne tople vode u sledećim slučajevima:

- u zimskom periodu kada su spoljne temperature vazduha jako niske i gasna toplotna pumpa nema dovoljnu količinu otpadne toplote za pripremu sanitarne vode.
- u prelaznom periodu (proleće, jesen), kada su temperature spoljašnjeg vazduha takve da nije potrebno dodatno ni zagrevati ni hladiti objekat, pa gasna toplotna pumpa nije u funkciji.



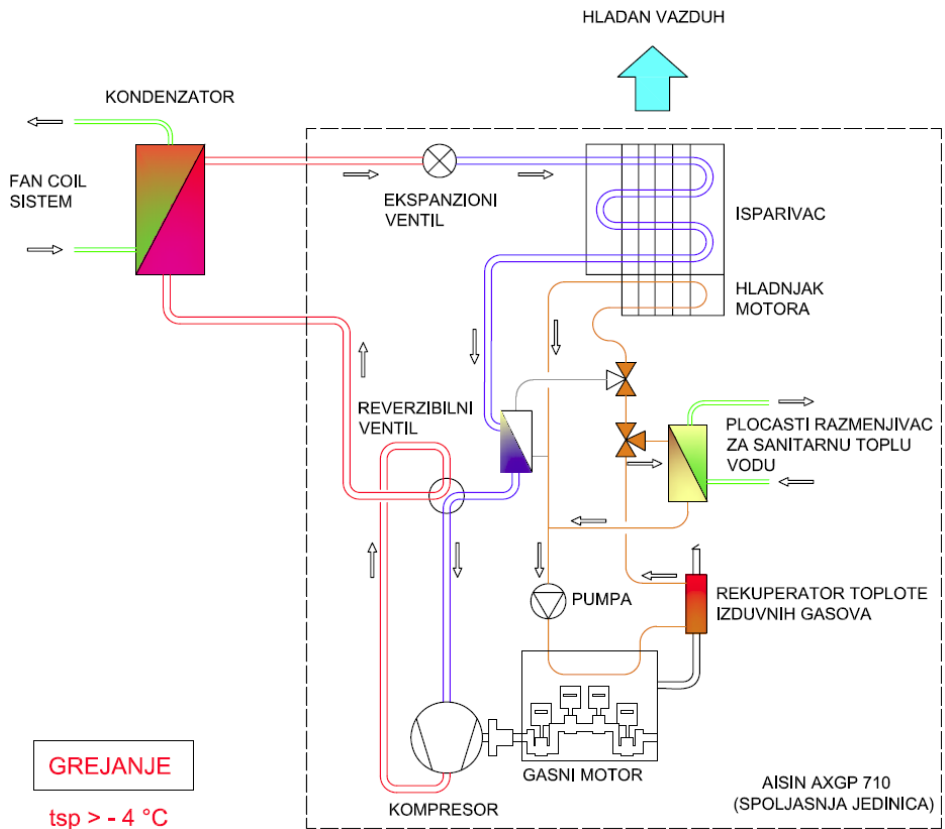
Slika 6. Pločasti razmenjivač toplote za pripremu sanitarne tople vode



Šema 3. Gasna toplotna pumpa – šematski prikaz režima hlađenja

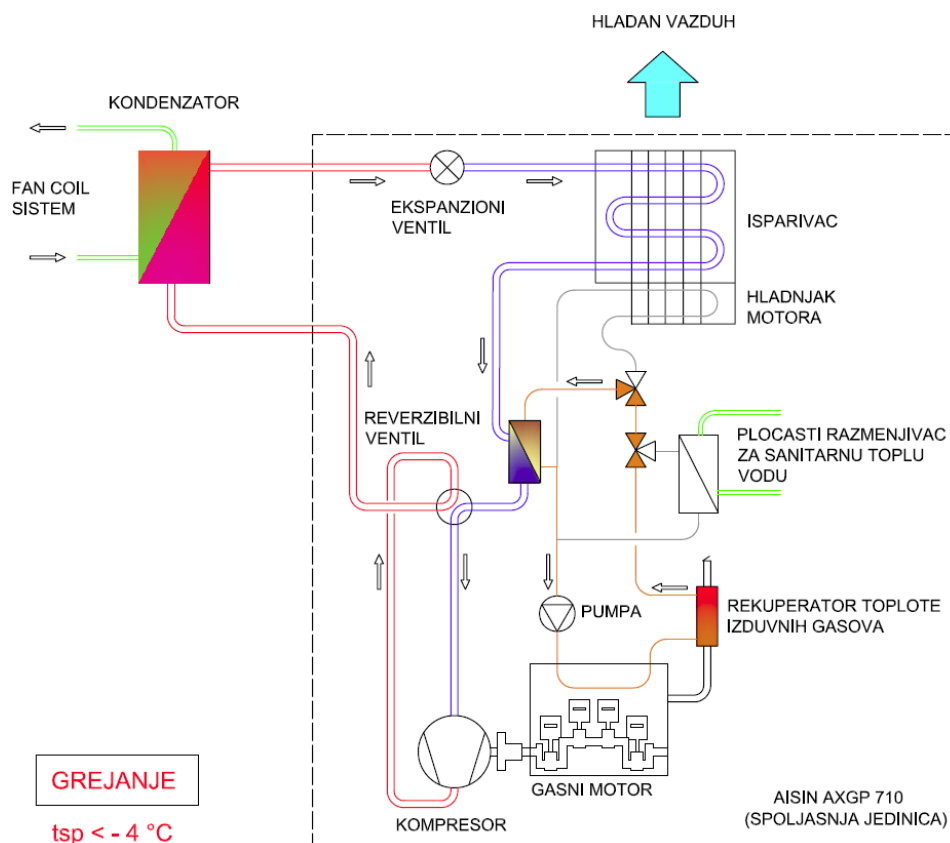
Na šemi 3. je dat prikaz rada gasne toplotne pumpe sa osnovnim elementima instalacije i smerovima strujanja fluida u letnjem režimu rada kada gasna toplotna pumpa priprema hladnu vodu za potrebe klimatizacije i kada se otpadna toplota od hlađenja motora i izduvnih gasova koristi za pripremu sanitarne tople vode.

Na šemi 4. je dat prikaz rada gasne toplotne pumpe sa osnovnim elementima instalacije i smerovima strujanja fluida u zimskom režimu rada pri spoljašnjim temperaturama vazduha iznad  $-4^{\circ}\text{C}$  kada gasna toplotna pumpa priprema toplu vodu za potrebe grejanja i kada se otpadna toplota od hlađenja motora i izduvnih gasova koristi za pripremu sanitarne tople vode.



Šema 4. Gasna toplotna pumpa – šematski prikaz režima grejanja za  $t_{sp} > -4^{\circ}\text{C}$

Na šemi 5. je dat prikaz rada gasne toplotne pumpe sa osnovnim elementima instalacije i smerovima strujanja fluida u zimskom režimu rada pri spoljašnjim temperaturama vazduha ispod  $-4^{\circ}\text{C}$  kada gasna toplotna pumpa priprema toplu vodu za potrebe grejanja i kada se otpadna toplota od hlađenja motora i izduvnih gasova koristi kao izvor toplote za efikasan rad toplotne pumpe. U ovom slučaju se gasni kotao koristi za pripremu sanitarne tople vode.



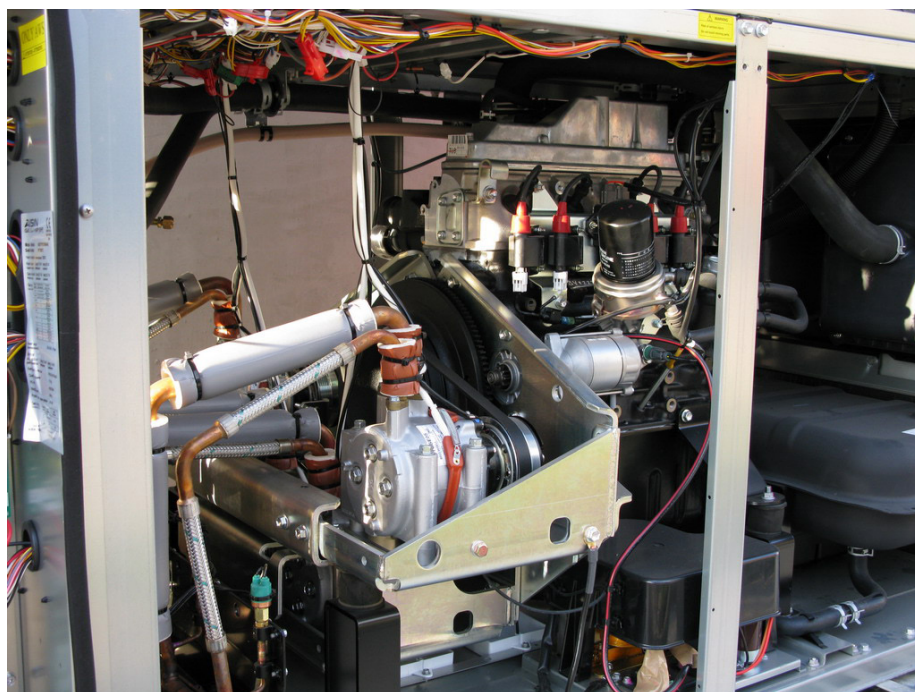
Šema 5. Gasna toplotna pumpa – šematski prikaz režima grejanja za  $t_{sp} \leq -4^{\circ}\text{C}$

## Glavni delovi gasne toplotne pumpe

Gasna toplotna pumpa sastoji se od kondenzatorskog rashladnog agregata i razdvojene isparivačke jedinice koja može biti:

- Za hlađenje vode
- Za hlađenje vazduha

Kondenzatorski rashladni agregat sa vazduhom hlađenim kondenzatorom kao osnovni element ima četvorotaktni gasni motor sa dva, tri ili četiri cilindra u zavisnosti od snage potrebne za pogon rashladnih kompresora.

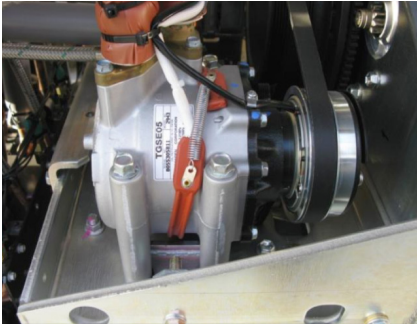


Slika 7. Gasni motor i scroll kompresor AISIN - TOYOTA gasne toplotne pumpe

Na slici 7. se vidi unutrašnji deo kondenzatorskog agregata AISIN gasne toplotne pumpe sa motorom sa unutrašnjim sagorevanjem, scroll kompresorima i ostalim elementima.

Motor pokreće do četiri scroll kompresora preko remenog prenosa i elektromagnetnih spojnika. Rashladno sredstvo je freon R410a. Potrebna količina vazduha za odavanje odnosno uzimanje toplote od okoline ostvaruje se pomoću aksijalnih ventilatora. Kapacitet spoljašnje jedinice se reguliše od 10% do 100% kontinualno.





Slika 8. Scroll kompresori

Na slici 8. se vide scroll kompresori sa elektromagnetnim spojnicama i remenim prenosom.



Slika 9. Deo kondenzatorskog agregata gasne toplotne pumpe

Slika 10. Unutrašnji izgled kondenzatorskog agregata

Elementi rashladnog kruga se podudaraju sa elementima tradicionalnih rashladnih mašina: četvorokraki ventili, termoekspanzioni ventil, filter / sušač, grejač kartera i elementi zaštite i regulacije. Na slici 9. se vidi deo elemenata rashladnog kruga kod AISIN gasne toplotne pumpe.

Kondenzatorski agregat je opremljen dodatnim setom delova kojim se obezbeđuje priprema sanitarne potrošne tople vode. Snaga grejanja se kreće od 15 do 25 kW zavisno od režima rada uređaja.

Sistemi sa gasom pogonjenim toplotnim pumpama postaju energetski efikasniji kada se koriste za istovremeno zagrevanje sanitarne tople vode i prostorija što nije moguće kod električnih toplotnih pumpi.

Na slici 10. se vidi kondenzatorski deo AISIN gasne toplotne pumpe sa dodatnim razmenjivačem vazduh / antifriz i dodatnim modulom za pripremu sanitarne tople vode.

Gasni motori toplotnih pumpi su konstruisani za radni vek od najmanje 40.000 časova (automobilski motori su konstruisani za radni vek od 2.000 do 3.000 časova). Za potrebe klimatizacije vazduha uređaj se najčešće koristi do 4.000 radnih časova godišnje, iz čega sledi da je radni vek motora minimum 10 godina.

Servisni interval za gasne motore toplotnih pumpi je 10.000 časova. Da bi se obezbedili ovako dugački servisni intervali, koje nude gasom pogonjene toplotne pumpe, njihovi motori zahtevaju rezervu ulja (procenjena potrošnja ulja je 3cl/h). Do 50l ulja se nalazi u dodatnom rezervoaru za ulje. Sistem za ulje ima eksternu uljnu pumpu za cirkulaciju od rezervoara za ulje do kartera motora. Motor takođe ima unutrašnju uljnu pumpu kao i kod automobilskih motora. Filter za vazduh je jako sličan filteru za vazduh kod automobilskih motora.

Bitno je napomenuti da ovi gasni motori nisu uzeti iz automobilske industrije, već su specijalno razvijeni za ovu namenu i imaju mogućnost regulacije broja obrtaja. Minimalan broj obrtaja motora je  $800 \text{ min}^{-1}$ , a maksimalan  $2600 \text{ min}^{-1}$ .

Gasne toplotne pumpe imaju nizak nivo buke (51dBA na 1 m od mašine) i nisku vrednost emisije štetnih gasova.

Granični temperaturski uslovi rada su: grejanje od  $-20^{\circ}\text{C}$  do  $+23^{\circ}\text{C}$ ; hlađenje od  $-10^{\circ}\text{C}$  do  $+43^{\circ}\text{C}$ .

Gasne toplotne pumpe se kod svih Japanskih proizvođača rade u veličinama od 22 do 71 kW rashladne snage. Snaga grejanja ovih uređaja je do 85 kW. Za veće potrebe uređaji se mogu povezati paralelno.

AISIN je za 2010. godinu predvideo proizvodnju još 2 modela rashladnih snaga 84kW i 112kW i snaga grejanja 100kW i 134kW.

Spoljašnja jedinica gasne toplotne pumpe je kompresorsko kondenzatorski agregat i može se koristiti u direktnim ili indirektnim sistemima hlađenja.

Kod direktnog sistema (slika 11.) unutrašnje jedinice su sa direktnom ekspanzijom rashladnog sredstva (razmenjivač toplote freon/vazduh) i na jednu spoljnu jedinicu u zavisnosti od kapaciteta se može priključiti maksimalno 60 unutrašnjih jedinica.



Slika 11. AISIN gasna toplotna pumpa i unutrašnje jedinice sa direktnom ekspanzijom

Kod indirektnog sistema (slika 12.), osnovna unutrašnja jedinica (AWS) je sa direktnom ekspanzijom (razmenjivač toplote freon/voda) i može se povezati sa fan-coil aparatima ili vazдушnim sistemima – klima komorama (razmenjivač toplote voda/vazduh).



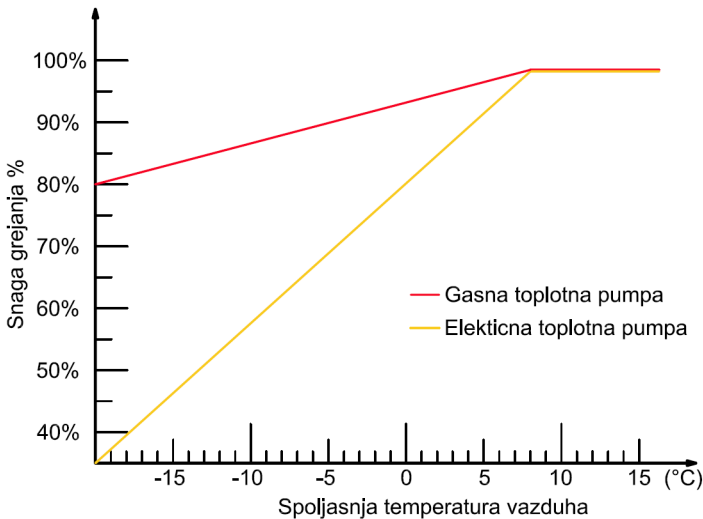
Slika 12. AISIN gasna toplotna pumpa, AWS unutrašnja jedinica i fan-coil aparati. U oba slučaja spoljašnja jedinica nema potrebe za mašinskim prostorom. Priključak za gas je na spoljašnjoj jedinici i ne zahteva posebne protiv požarne uslove.

## Prednosti gasnih toplotnih pumpi u odnosu na električne toplotne pumpe

Prednosti gasnih toplotnih pumpi u odnosu na električne toplotne pumpe su:

- Umesto električnog motora za pogon kompresora toplotne pumpe koristi se motor sa unutrašnjim sagorevanjem (SUS), a gorivo može biti prirodni ili tečni naftni gas (TNG).
- U zimskim uslovima rada toplota dobijena hlađenjem SUS motora i toplota dobijena hlađenjem izduvnih gasova koristi se kao izvor toplote potrebne za efikasan rad toplotne pumpe pa je zbog toga moguć rad ove vrste toplotnih pumpi i pri spoljašnjim temperaturama do  $-20^{\circ}\text{C}$ . Otapanje isparivača nije potrebno pa je time dodatno povećana energetska efikasnost ovih uređaja. Za rad sistema nije potreban alternativni izvor energije za potrebe grejanja.
- Strujom se napajaju samo ventilatori, pumpe i upravljačke elektronske jedinice (10% u odnosu na električne toplotne pumpe iste rashladne snage).
- Pri pogonu SUS motora moguć je povrat toplotne energije za pripremu sanitarne tople vode.

- Otapanje spoljašnjeg razmenjivača toplote vazduh / freon u zimskom periodu rada se postiže korišćenjem otpadne toplote od gasnog motora, a ne prebacivanjem ciklusa rada kao kod električne toplotne pumpe. Zbog toga gasna toplotna pumpa može da proizvodi toplotu bez prekida u radu.
- Rekuperacijom toplote od SUS motora, ukupna količina toplote koju daje sistem za grejanje se može povećati i do 25%. Ovo znači da čak i na visokim spoljašnjim temperaturama (do 10°C) količina toplote za grejanje će biti veća od svih tipova toplotnih pumpi sa elektro pogonom.



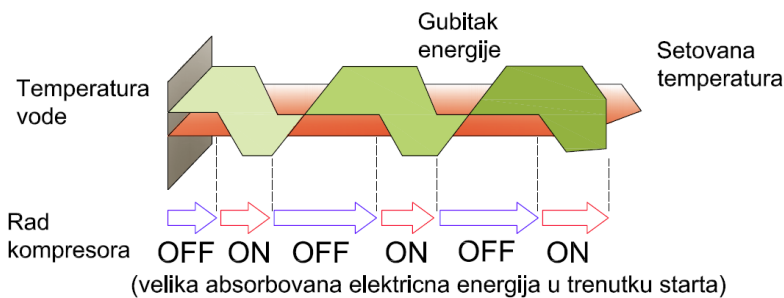
Slika 13. Efikasnost toplotnih pumpi u zavisnosti od spoljašnje temperature

Na slici 13. je prikazan uticaj pada spoljašnje temperature vazduha na promenu snage grejanja toplotnih pumpi sa gasnim i elektro pogonom.

Energetska efikasnost električnih toplotnih pumpi značajno pada sa padom temperature spoljašnjeg vazduha pa je zbog toga za temperature spoljašnjeg vazduha ispod 0°C potrebno predvideti alternativno grejanje.

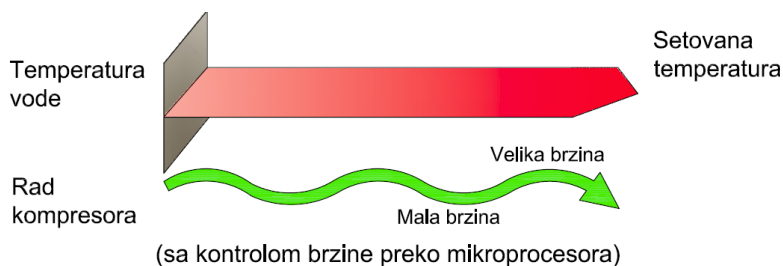
Gasom pogonjene toplotne pumpe u režimu grejanja mogu da obezbede više od 80% nominalne toplotne snage pri spoljnim temperaturama vazduha do -20°C i samim tim nije potrebno obezbediti alternativno grejanje (kotao i sl.).

Prednost gasnih toplotnih pumpi je posebno izražena kod rada na redukovanom opterećenju kod koga se iz pomoć procesora za upravljanje brojem obrtaja gasnog motora i motora ventilatora postiže prilagođavanje kapaciteta toplotne pumpe sa trenutnim toplotnim opterećenjem objekta. Na ovaj način se povećava energetska efikasnost uređaja.



Slika 13. Toplotna pumpa sa elektro pogonom

Na slici 13. je prikazan rad toplotne pumpe sa elektro pogonom i gubicima energije koji se javljaju usled čestih uključenja i isključenja.



Slika 14. Gasna toplotna pumpa

Na slici 14. je prikazan rad gasne toplotne pumpe sa regulacijom kapaciteta u zavisnosti od trenutnog toplotnog opterećenja.

## Isplativost, investicioni i eksploatacioni troškovi

U pogledu investicionih troškova gasne toplotne pumpe su skuplje od električnih toplotnih pumpi u kombinaciji sa gasnim kotlom, ali se ova razlika u ulaganju sa današnjim cenama energenata za nekoliko godina može povratiti.

Vršili smo upoređenje između tradicionalnih sistema sa gasnim kotlom i agregatom za hlađenje vode sa vazduhom hlađenim kondenzatorom i novih sistema sa gasnom toplotnom pumpom.

Cena gasne toplotne pumpe rashladne snage 71kW sa freon-voda modulom i modulom za pripremu sanitarne tople vode košta 33.750 EUR.

Eksploatacioni troškovi pri punom opterećenju uređaja za 1400 h/god grejanja i 600 h/god hlađenja po trenutno aktuelnim cenama iznose 3.420 EUR.

Nasuprot tome tradicionalno rešenje sa gasnim kotlom i agregatom za hlađenje vode iste rashladne snage košta 17.500 EUR.

Sa istim brojem radnih časova i pri punom opterećenju uređaja eksploatacioni troškovi za tradicionalni sistem iznose 5.410 EUR.

Razlika u investicionim troškovima je 16.250 EUR koja se otplati zahvaljujući razlici u eksploatacionim troškovima za 8 god.

Pored ove pogodnosti i troškovi održavanja za gasnu toplotnu pumpu su manji.

Ovom kalkulacijom nisu obuhvaćene prednosti gasnih toplotnih pumpi i uticaj na smanjenje troškova eksploatacije kod rada na redukovanom opterećenju, kao ni troškovi izgradnje kotlarnice i dimnjaka pri izvođenju tradicionalnog rešenja (agregat za hlađenje vode + gasni kotao).

## **Pregled ostvarenih rezultata na instalaciji u Vrčinu**

Praćenje rada sistema je vršeno u periodu od 22.12.2008. do 22.12.2009. godine.

Ukupna potrošnja gasa na godišnjem nivou je iznosila 6983 Nm<sup>3</sup> za potrebe grejanja, hlađenja i pripreme sanitarne tople vode za objekat površine 1065 m<sup>2</sup> i zapremine 3850 m<sup>3</sup>.

Prema integrisanom brojaču sati rada u ovom periodu gasna toplotna pumpa je radila 1609 sati.

Maksimalna potrošnja gasne toplotne pumpe je 5,57 Nm<sup>3</sup>/h gasa u režimu hlađenja i 5,63 Nm<sup>3</sup>/h gasa u režimu grejanja. Ukoliko zanemarimo utrošenu količinu gasa u gasnom kotlu snage 22 kW za pripremu sanitarne tople vode dobićemo prosečnu potrošnju gasne toplotne pumpe od **4,34** Nm<sup>3</sup>/h gasa.

Prema poznatom broju zaposlenih, njihovom radnom vermenu i zapremini rezervoara za sanitarnu toplu vodu može se proceniti da je gasni kotao radio oko 133 sata za godinu dana i potrošio 366 Nm<sup>3</sup> gasa. Kada od ukupne godišnje potrošnje gasa oduzmemo procenjenu potrošnju gasnog kotla dolazimo do prosečne potrošnje gasne toplotne pumpe od **4,11** Nm<sup>3</sup>/h gasa.

Stvarni eksploatacioni troškovi za gasnu toplotnu pumpu rashladne snage od 71 kW za period rada od godinu dana na objektu ORSIM u Vrčinu iznose 1.890 EUR za gas i 235 EUR za elektricnu energiju.

## Zaključak

Potrošnja električne energije raste iz godine u godinu zbog promene klimatskih uslova i sve veće potrebe za klimatizacijom poslovnih i stambenih objekata. Potrošnja električne energije u našoj zemlji u letnjem periodu se izjednačila sa potrošnjom u zimskom periodu zbog ugrađenih klimatizera. Ugradnjom, odnosno primenom gasom pogonjenih toplotnih pumpi bi se značajno smanjio trend rasta potrošnje električne energije, a samim tim i emisije CO<sub>2</sub>.

Emisija CO<sub>2</sub> u atmosferu je čak četiri puta manja prilikom korišćenja gasom pogonjenih toplotnih pumpi u odnosu na grejanje električnom energijom, a 40% manja u odnosu na grejanje kotlom na gas.

Kako je primena Kyoto Protokola prioritarna u Evropi pa i u celom svetu, to se u Evropskoj Uniji predviđa smanjenje emisije CO<sub>2</sub> za 8% u periodu od 2008. do 2012. god. To je jak motiv za povećanje energetske efikasnosti agregata za hlađenje vode i toplotnih pumpi i primenu gasom pogonjenih toplotnih pumpi.

## Literatura:

- Lazzarin R., Noro M. - District heating and gas engine heat pump: economic analysis based on a case study. Appl Thermal Eng 2006;26:193-9
- Hepbasli A., Erbay Z., Icier F., Colak N., Hancioglu E., - A review of gas engine driven heat pumps (GEHPs) for residential and industrial applications



# 5.

## POSLOVNI OBJEKAT – IZAZOV EFIKASNOG SNABDEVANJA ENERGIJOM

**Prof. dr Bratislav Blagojević<sup>a, b, 1</sup>, Ljubinko Pavlović<sup>b, 2</sup>,  
Marko Ignjatovića,<sup>3</sup>**

*<sup>a</sup> Univerzitet u Nišu, Mašinski fakultet Niš, Srbija*

*<sup>b</sup> Feniks BB d.o.o. Niš, Srbija*

### 1. UVOD

Stalno povećanje potrošnje energije u svim oblicima, a naročito toplotne i električne energije, u svetskim razmerama postavlja nove izazove u oblasti energetske efikasnosti i održivog razvoja. Odgovori se nalaze u povećanom korišćenju obnovljivih izvora energije, unapređenju tehnologija konverzije energije, sniženoj emisije gasova sa efektom staklene bašte i smanjivanju zavisnosti od fosilnih goriva.

Sektor zgradarstva predstavlja jedan od energetske najintenzivnijih sektora, kako u razvijenim zemljama, tako i u zemljama u razvoju. Procene ukazuju da se u ovom sektoru u Srbiji godišnje koristi i do 40% ukupno proizvedene energije. Najviše energije koristi se za potrebe zagrevanja i hlađenja objekata i pripreme tople sanitarne vode. Povećano korišćenje energije uvećava i ekološki rizik, naročito vezan za globalno otopljanje. U cilju smanjenja ovog rizika Strategija Evropske Unije (20-20-20) predviđa da se do 2020. godine smanji emisija gasova sa efektom staklene bašte za 20% u odnosu na emisiju iz 1990. godine, da se poveća ušesće obnovljivih izvora energije na 20% od ukupne proizvodnje energije i da se energetska efikasnost poveća za 20%. Kako sektor zgradarstva značajno učestvuje u potrošnji energije jasno je da postoji i veliki potencijal da se u njemu izvrše i najveće uštede. Veoma je značajno da se buduća potrošnja energije pravilno sagleda u svim fazama projektovanja jednog objekta. Posebnu pažnju treba usmeriti na rad termotehničkih instalacija u celom tehnološkom veku.

### 2. ENERGETSKO SNABDEVANJE POSLOVNIH OBJEKATA

Projektovanje savremenih poslovnih objekata sa svojim specifičnim zahtevima, često jedinstvene arhitekture i kompleksne namene, predstavljaju poseban izazov. Sa jedne strane moraju se zadovoljiti komforni zahtevi korisnika, a sa druge strane mora smanjiti ukupna potrošnja energije. Energetska optimizacija objekta i povećanje energetske efikasnosti sistema grejanja i klimatizacije ukazuju na put rešavanja problema.

1 e-mail: bbata@feniksbb.com; bblagojevic@masfak.ni.ac.rs

2 e-mail: ljubinko.pavlovic@feniksbb.com

3 e-mail: marko.ignjatovic@masfak.ni.ac.rs

Energetski efikasno snabdevanje energijom podrazumeva niz aktivnosti u svim fazama projektovanja termotehničkih sistema. Pored klasičnih problema koje je potrebno rešiti, kao što su određivanje merodavnog toplotnog opterećenja, izbor i dimenzionisanje vodova nosioca toplote itd. posebnu pažnju treba posvetiti valjanom izboru sistema KGH, kao i sistema regulacije i upravljanja. Izabrano rešenje takođe treba da obezbedi pouzdano snabdevanje objekta toplotnom i električnom energijom imajući u odnosu na raspoložive izvore energije.

Nadgradnju energetski efikasno projektovanog objekta čini BMS sistem koji integriše različite sisteme u objektu, kao što su: termotehnički sistemi, sistemi dojava požara i protivpožarne zaštite, odimljavanje, upravljanje osvetljenjem, kontrola vršne potrošnje električne energije i drugi.

### **3. PRIKAZ SLUČAJA - POSLOVNI OBJEKAT "BEKAMENT"**

Odgovorno i održivo snabdevanje energijom poslovnog objekta ilustrovano je na primeru nove poslovne zgrade kompanije "Bekament" iz Arandjelovca u Srbiji. Zgrada ukupne korisne površine oko 2.000 m<sup>2</sup>, predstavlja moderno arhitektonsko rešenje uz korišćenje savremenih materijala prikazana je na slici 1.

#### **3.1. Opis izvedenih sistema**

U prikazanom objektu na strani energetskih potreba nalaze se sledeći sistemi (sekundarni sistemi):

- sistem podnog grejanja/hlađenja kapaciteta 30kW,
- centralni vazdušni sistem klimatizacije sa klima komorom, proizvod "Termovent Komerc" Beograd, kapaciteta grejanja/hlađenja 42kW/(35+30kW) i kanalskim dogrejačima ukupnog kapaciteta 30kW.

Na strani energetskih isporuka (primarni sistemi) su predviđeni sledeći izvori energije:

- toplotna pumpa voda/voda, Vitocal 300-G, proizvod "Viessmann", sa horizontalno položenim sondama u tlo kapaciteta grejanja 42.8kW,
- toplotne pumpe vazduh/voda, tip PUHZ-HRP, proizvod "Mitsubishi Electric", kapaciteta grejanja/hlađenja 2 x (23/20 kW),
- solarni blok za zagrevanje, Vitosol 200-T, proizvod "Viessmann", sastavljen iz 3 polja i
- električni kotao snage 24kW.



Slika 1. Poslovna zgrada kompanije Bekament - Aranđelovac, Srbija

Toplotno opterećenje u objektu tokom cele godine pokriveno je sistemom podnog grejanja/hlađenja, dok se potrebna količina svežeg vazduha za svaku od prostorija obezbeđuje centralnom klima komorom sa rekuperacijom toplote.

U centralnoj klima komori se u toku cele godine sav vazduh priprema na konstantnu temperaturu od 15°C. Zbog zahteva korisnika da u svakoj prostoriji postoji mogućnost zadavanja različite temperature, u kanalsku mrežu je instalirano 17 kanalskih dogrejača vazduha kojima se vrši završna priprema vazduha neposredno pre ubacivanja u klimatizovanu prostoriju. Klima komora nominalnog protoka 9650m<sup>3</sup>/h, pored mešačke sekcije sadrži sekciju rekuperatora toplote, predhladjaka koji se snabdeva hladnom vodom iz sonde u zemlji, hladnjaka koji se snabdeva rashladnom energijom iz toplotnih pumpi vazduh/voda u temperaturnom režimu 5/10°C, grejača vazduha koji radi u temperaturnom režimu 45/40°C i ventilatorskih sekcija. Ventilatori klima komore su opremljeni frekventnim regulatorima i rade u nekoliko unapred definisanih režima rada.

Kao osnovni izvor za pripremu toplotne i rashladne energije usvojena je toplotna pumpa voda/voda sa horizontalno plitko položenim sondama u zemlju u okolini objekta. Kroz sonde struji mešavina vode i glikola koja je nosilac energije. Pored osnovnog izvora predviđeni su i rezervni izvori energije i to: toplotne pumpe vazduh/voda i električni toplovodni kotao. U objektu je predviđen i solarni blok koji toplom vodom snabdeva grejač klima komore i sve kanalske dogrejače vazduha. Nabrojani sistemi sa svim vezama su prikazani na slici 2.

### 3.2. Princip rada primarnih sistema

Projektovani sistem baziran je na obnovljivim izvorima energije: energija zemlje preko toplotne pumpe voda/voda i sunčeva energija preko solarnog seta.

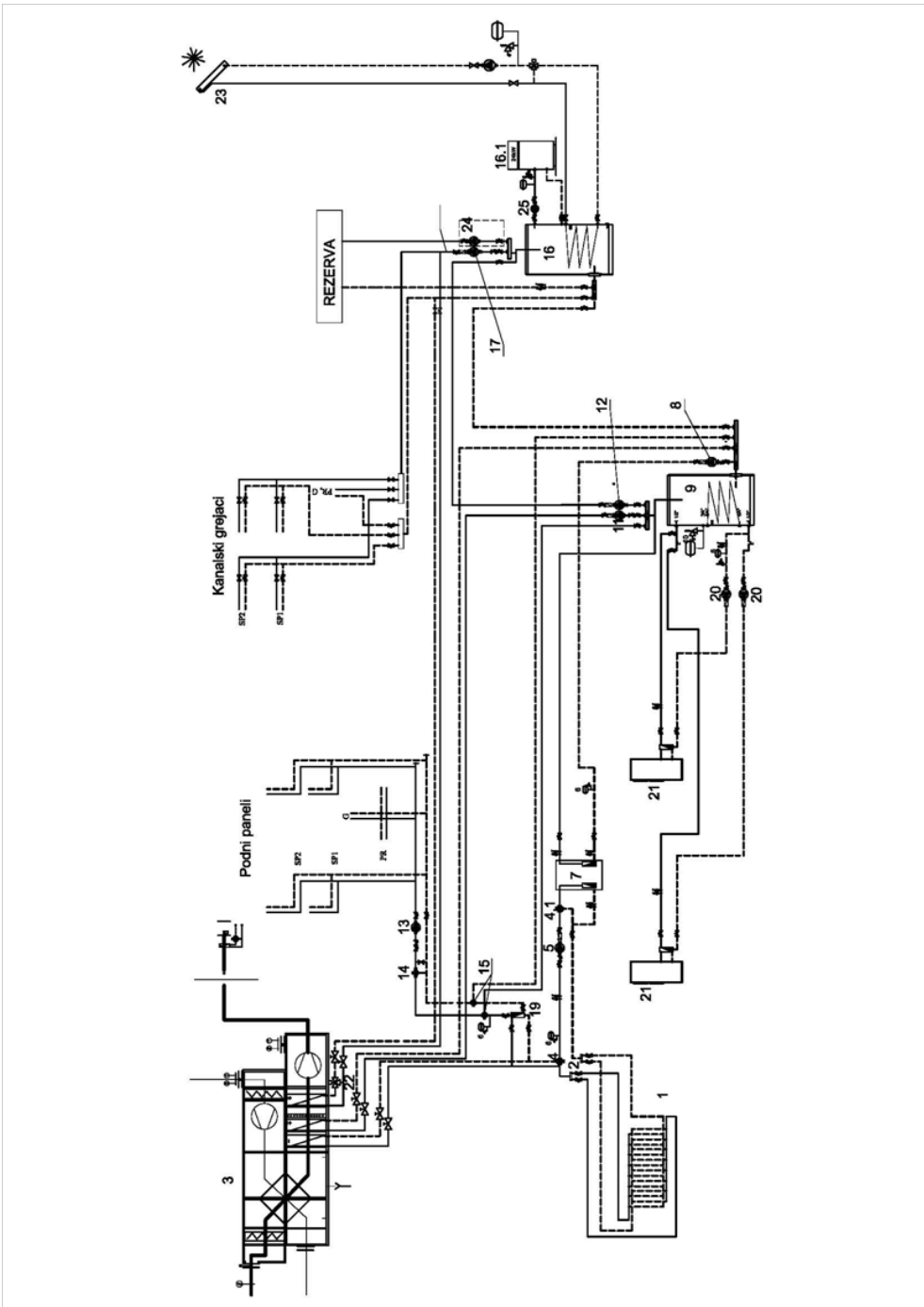
U zimskom periodu voda se zagreva u toplotnoj pumpi voda/voda (poz. 7) korišćenjem toplote zemlje preko horizontalnih sonde-kolektora (poz. 1) i transportuje cirkulacionom pumpom (poz. 8) u dvotemperaturni akumulator toplotne energije (45/40°C) - (poz. 9 – akumulator 1.). Toplotne pumpe vazduh/voda (poz. 21) koriste se za pokrivanje vršnog opterećenja. Cirkulacione pumpe (poz. 20) obezbeđuju cirkulaciju vode kroz njih i punjenje dvotemperaturnog akumulatora. Iz ovog akumulatora vrši se snabdevanje sledećih potrošača:

- podnih panela pomoću cirkulacione pumpe (poz. 13) i elektromotornog trokrakog regulacionog ventila (poz. 14), pri čemu je elektromotorni dvopoložajni ventil (poz. 15) u položaju za *zimski pogon*,
- akumulatora toplotne energije (poz. 16 – akumulator 2.) preko cirkulacione pumpe (poz. 12),
- klima komore (poz. 3) i 17 kanalskih dogrejača.

Akumulator (poz. 16) se cele godine puni toplom vodom iz solarnog seta. Po potrebi voda se zagreva i u električnom kotlu koji služi kao rezerva za pokrivanje vršnog opterećenja.

U letnjem periodu potrebnu rashladnu energiju obezbeđuju toplotne pumpe vazduh/voda, dok su cirkulacione pumpe (poz. 8 i 12) isključene. Hladna voda iz dvotemperaturnog akumulatora (5/10°C) vodi se u hladnjak klima komore i u sistem podnog hlađenja. U predhladnjaku klima komore vazduh se hladi bez regulacije korišćenjem mešavine voda i glikola koja se hladi u sondama-kolektorima u zemlji. Na ovaj način obezbeđen je dovoljan rashladni kapacitet i za podno hlađenje i za pripremu (hlađenje i odvlaživanje) vazduha.

U zavisnosti od režima rada, ventili (poz. 4 i 4.1) su ili u položaju *zimski pogon* ili u položaju *letnji pogon*. Ovim parom ventila omogućeno je da mešavina vode i glikola iz horizontalnih sonde u zimskom periodu prolazi kroz isparivač toplotne pumpe i da predaje toplotnu energiju za grejanje (toplotna pumpa uključena). U letnjem periodu mešavina struji direktno ka predhladnjaku u komori i izmenjivaču toplote podnog hlađenja (toplotna pumpa isključena).



Slika 2. Tehnološka šema termotehničkih sistema





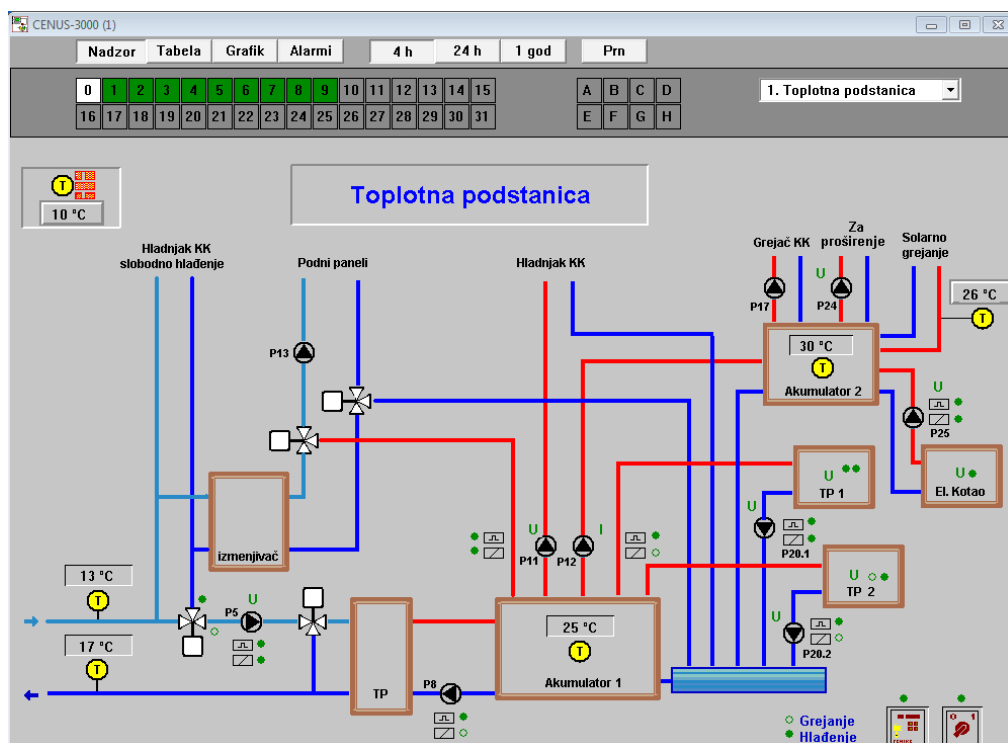


od mera energetske efikasnosti, odnosno programski je omogućeno podešavanje zadate vrednosti unutrašnje temperature. Naime, korisnik može da koriguje zadatu vrednost samo po subjektivnom osećaju za  $\pm 3^{\circ}\text{C}$ . Time je sprečeno je subjektivno ili neodgovorno pregrevanje odnosno podhlađivanje klimatizovanih prostorija, što direktno utiče na eksploatacione troškove postrojenja, odnosno troškove energije.

Za daljinski nadzor i upravljanje termotehničkim sistemima instaliran je SCADA softver CENUS-3000, proizvod: "Feniks BB" Niš. Softver je instaliran na operatorskoj radnoj stanici koja se nalazi u tehničkoj prostoriji objekta.

Komunikacija se odvija posredstvom RS485 komunikacionog interfejsa, korišćenjem MODBUS komunikacionog protokola.

Program za daljinski nadzor i upravljanje je softverska aplikacija predviđena za rad u MS Windows okruženju i na jednostavan i efikasan način na ekranu računara prikazuje trenutni status rada svih elemenata sistema i omogućava da se na jednostavan način u slučaju potrebe interveniše. Program obezbeđuje arhiviranje svih merenih veličina sistema i njihov kasniji tabelarni i grafički pregled. Obezbeđene su alarmne funkcije ispisom na ekranu, na štampačima predviđenim za tu namenu i arhiviranje alarmnih događaja. Izgled jednog od grafičkih prikaza dat je na slici 5.



Slika 5. Ekran podstanice u sistemu za daljinski nadzor i upravljanje

## 4. ZAKLJUČAK

U ovom radu je prikazano energetska efikasno snabdevanje energijom savremenog poslovnog objekta. Energetska efikasnost je obezbeđena korišćenjem obnovljivih izvora energije, dostupnih na lokaciji objekta, i adekvatnim sistemom automatske regulacije i upravljanja radom svih termotehničkih sistema instaliranih u objektu. Prioritetni uslov je svakako bio da se zadovolje potrebe korisnika na strani komfora, a učinjen je i dodatni napor prilikom koncipiranja sistema da objekat bude prepoznatljiv, ne samo po svom arhitektonskom izgledu i funkcijama, već i po koncepciji termotehničkih sistema.

### Reference

- [1] 2011 ASHRAE Handbook - HVAC Applications, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2011, USA
- [2] 2012 ASHRAE Handbook - Systems and equipment, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2012, USA
- [3] Glavni mašinski projekat instalacija grejanja i klimatizacije poslovnog objekta "Bekament" Aranđelovac
- [4] Glavni elektrotehnički projekat termotehničkih sistema i automatske regulacije objekta "Bekament" Aranđelovac, *Feniks BB d.o.o. Niš, Januar 2013. godine*

# 6. HERZ GREJNE STANICE

Konvencionalna i najčešća metoda pripreme PTV je upotrebom centralnog bojlera - akumulacijom. Ovakav sistem zagreje vodu pre pojavljivanja potrebe za njom, i skladišti je u toplom stanju, spremnu za isporuku. Neizbežan gubitak toplote koji nastaje (zavisno od temperature) zahteva redovno dogrevanje vode. Nedostaci ovakve pripreme PTV su dovoljno poznati. Upotrebom konstruktivnih mera ili promenom primenjene metode, namera je sprečiti pojavu legionele u najranijem stadijumu i povećati energetska efikasnost. Sve mere su namenjene izbegavanju skladištenja ili čuvanja PTV preko dužeg vremenskog perioda, kako bi se sprečila pojava i razvoj legionele. Tip uredjaja gde nije potrebno skladištenje, tokom svog rada, je opšte poznat kao „protočni izmenjivač toplote“. Da bi se postigao nivo komfora, koji je danas učestao i koji zahteva korisnik, i održao u svim radnim uslovima, potreban je istovremeno visok nivo tehničke svesti i knowhow. Dalje, kako bi se obezbedila očekivana optimalna funkcionalnost uredjaja, potrebno je prilagoditi uredjaj primarnim uslovima/zahtevima pod kojim uredjaj treba da funkcioniše. Neprestan tehnološki razvoj ovakve opreme tokom generacija je jasno prepoznatljiv i rezultat je HERZ grejna stanica. HERZ Grejne stanice koriste principe kontinualnog protoka, tako izbegavajući sve nedostatke i mane skladištenja PTV spomenute ranije. Istovremeno preuzimaju tehničke detalje daljinskog i lokalnog grejanja i optimizovane su za rad pod ovim uslovima. Zbog toga, smatraju se ključnom inovacijom sa aspekta visoke energetske efikasnosti, uštede energije i na kraju zaštite životne sredine. U

kontrastu na čuvanje PTV, grejna stanica samo proizvede PTV kada je stvarno potrebna.

Još jednom, stanice se koriste za grejanje i **decentralizovanu** pripremu PTV. Projektovane, konstruisane i optimizovane za rad u mrežama daljinskih i lokalnih sistema grejanja. Ekstremno efikasni uredjaji kompaktnog dizajna. Oblast primene ovih stanica je usmeren ka jednoporođičnim domaćinstvima (npr. dve odrasle osobe, dvoje dece) u višespratnim stambenim objektima - naročito kod daljinskih sistema grejanja. Stanice su idealne za primenu u novim objektima i porodičnim kućama. U zavisnosti od potencijala proizvođača primarne energije, HERZ grejne stanice imaju dovoljno snage za svaku aplikaciju i mogu da zadovolje sve potrebe za komforom zahtevane od strane korisnika. Glavni kriterijum kvaliteta koji postavlja korisnik pri praktičnoj upotrebi ovih stanica je protok PTV u jedinici vremena (minuti). Nadalje, PTV mora da bude temperature koja je podešena ili zahtevana i to permanentno tokom čitavog procesa korišćenja. Pod pretpostavkom da se zadovolje svi kriterijumi garantovani od strane isporučioaca toplotne energije / toplane, protok PTV koji postižu HERZ grejne stanice je neverovatnih 15 litara / minuti, konstantne temperature 50 °C. Zajedno sa najnižim vrednostima pada pritiska, ove vrhunske vrednosti, najbolje u branši, su optimalno prilagodjene za porodična domaćinstva ovde opisana. Grejne stanice firme tako obezbeđuju istovremeno konstantnu temperaturu i protok PTV - čak i prilikom različitih potreba za vodom i u slučaju višestruke

istovremene potrošnje. Toplotni kapacitet stanice je takodje neuobičajeno visok i kreće se od 7-19 kW. Bez obzira na svoju veoma kompaktnu konstrukciju, ove stanice pružaju mogućnost za opciono i naknadno ugradjivanje različitih vodomera za hladnu i/ili toplu vodu kao i kalorimetara za sistem grejanja, radi uskladjivanja instalacije sa tehničkim propisima / zahtevima isporučioaca toplotne energije ili lokalnog zakonodavnog tela.



Slika 1. Stanica za indirektan sistem i cirkulacionom pumpom uz istovremenu decentralizovanu pripremu PTV

### **Primena grejnih stanica**

- u stambenim objektima, kolektivno stanovanje
- svaki stan ima svoju stanicu, smešta se obično unutar stana (kupatilo, kuhinja, ostava) a može i ispred stana
- decentralizovana priprema PTV
- izvor energije mora da radi cele godine (leti i zimi)

### **Zašto decentralizovana priprema PTV?**

- priprema PTV samo po zahtevu, potrebi
  - nema akumulacije tople vode, ne troši se energija za održavanje temperature iste
- nema troškova pumpanja i recirkulacije
  - zaštita od legionele, bolja higijena instalacije
  - konstanta isporuka vode željenog protoka i temperature
  - naplata samo i isključivo po potrošnji (toplotne energije i hladne vode), nema zabune i lako se očitava jer svaka stanica ima svoje merne instrumente koje ugrađuje investitor

### **Karakteristike stanica**

- istovremeno grejanje i priprema PTV
- kapacitet 15 l/min @ 50°C PTV
- toplotni kapacitet stanice 7-19 kW
- potrebna temperature primara 60-90 °C
- min. potreban napor za rad stanice 40 kPa
- min. pritisak vodovodne instalacije 3 bar

## Tehnički podaci

Protok PTV	15 l/min
Temperatura PTV	50 °C
Min. kvalitet vode	pH=7-9
Min. pritisak hladne vode	2,8 bar
Min. diferencijalni pritisak primara	40 kPa
Režim potrošne vode	10/50 °C
Temperatura povrata na primaru	cca. 21 °C
Toplotna snaga na 60 °C primara	10 kW

Pošto se zahtevana temperatura PTV kreće oko 40 °C jasno je da je proizvedena voda od 50 °C i više nego dovoljno zagrejana. Ako imamo to na umu da i inače pripremljenu vodu mešanjem snižavamo temperaturu na neku prosečnu upotrebnu od 40 °C jasno je da će nam se kapacitet od 15 l/min povećati na 17-20 l/min.

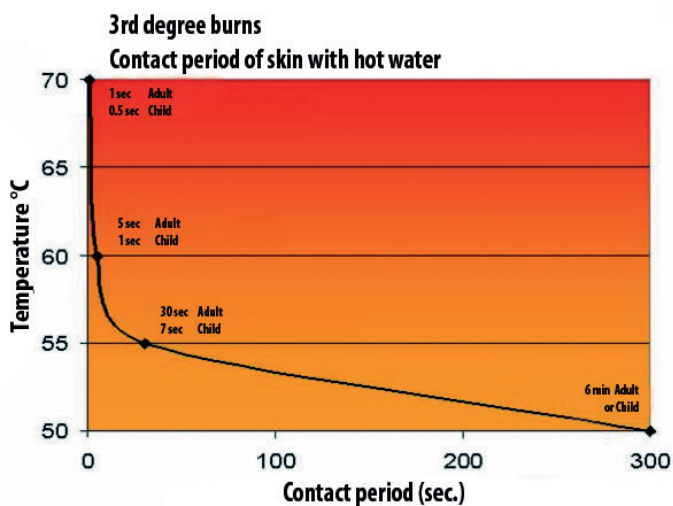
## Da li je 15 l/min @ 50 °C dovoljno?

*Potrebna količina vode  
(Reknagel)*

Potrošno mesto	Količina vode	Temperatura PTV
Ukupna potrošnja, srednja	40 l/dan/ osobi	60°C
Sudopera	6 l/min	55°C
Umivaonik, pranje ruku	5 l/min	35 °C
Tuširanje	8 l/min	40°C
Kada za kupanje, srednja	10 l/min	40°C

## Zašto 50 °C?

- svi delovi u sistemu PTV su izloženi koroziji i stvaranju vodenog kamenca, naročito na temperaturama iznad 60 °C



Slika 2. Vremenski period trajanja dodira kože sa vrelom vodom, opekotine III stepena

Tek na temperaturi od 50 °C je omogućen duži kontakt kože sa vodom bez posledica po zdravlje korisnika i to vreme iznosi cca. 5 min.

Inače najčešće korišćena temperatura pri tuširanju, pranju ruku itd., je 36-38°C.

- zaštita od legionele

(legionela preživljava, može ali ne mora da se širi i razvijana temperaturama 50-55 °C)

## Legionela



Voda koja se koristi u sanitarne svrhe mora da bude čista. Visok kvalitet vode je vrlo važan pogotovo u zdravstvenim ustanovama, javnim objektima, bolnicama, hotelima, rekreacionim centrima, bazenima. Dezinfekcijom se jedino može efikasno sprečiti stvaranje legionele.

Legionela je malo poznata, ali široko rasprostranjena bakterija koja u prirodnoj koncentraciji nastanjuje vodena okruženja (reka, jezera, vlažno tlo, močvare....)

Otkrivena je 1979. na kongresu Američke Legije u Parizu kada se veliki broj prisutnih, smeštenih u jednom hotelu, zarazio do tada nepoznatom bakterijom. Od tada počinje njeno proučavanje i tehnološki razvoj opreme koja služi za njeno uklanjanje.

Do danas poznato je više od 48 vrsta ove bakterije od kojih je najpoznatija LEGIONELLA PNEUMOPHILIA (70-90% ukupne rasprostranjenosti). U prirodnim koncentracijama ona nije opasna, međutim, u povećanim koncentracijama predstavlja veliku opasnost ako se unosi udisanjem u sitnim kapljicama (npr. udisanjem vodene pare prilikom tuširanja). Posebno je opasna kod osoba sa smanjenim imunitetom i deci, i u takvim slučajevima izaziva tzv. *Legionarsku bolest*, koja je veoma slična upali pluća samo smrtonosnija.

Kao što smo pomenuli, opasna je u povećanim koncentracijama, a preduslovi za reprodukciju i povećanje koncentracije su najoptimalniji u svim sistemima tople vode koji nemaju dovoljnu cirkulaciju i ispiranje (brzine između 0,3 i 1 m/s), kao npr. u sistemima pripreme tople sanitarne vode, spremnicima za toplu vodu, recirkulacionim vodovima, zatim sredinama kao što su klima uređaji, bazeni, kućne instalacije - tuševi itd...

Da bismo shvatili neke od načina borbe protiv legionele, bitno je navesti temperaturne nivoe i životni ciklus legionele.

- Na temperaturama < 20°C legionela može da preživi, ali nije aktivna niti opasna
- 20-50°C bakterija legionela raste i razvija se
- 35-46°C idealni uslovi za razvoj i razmnožavanje legionele
- 50-55°C bakterija preživljava, ima slabiji rast i razmnožavanje
- 55°C bakterija umire nakon 5 do 6 sati
- 60°C bakterija umire nakon 32 minuta
- 66°C legionela umire nakon 2 minuta

- 70-80°C legionela trenutno umire - zona dezinfekcije

Takođe je bitno navesti neke od preporuka za prevenciju:

- Konstrukcija odnosno izvedba cevovoda sa što manje krivina, mrtvih zona
- Veći protoci
- Izbor materijala za instalaciju - cevi od polimernih materijala ili na bazi bakra, armature DZR mesing
- Koristiti, ako je moguće, omekšanu vodu zbog taloženja kamenca
- Koristiti spremnike manjeg kapaciteta za toplu vodu
- Toplu sanitarnu vodu ograničiti na što je moguće niže temperature

Prilikom izbora opreme za prevenciju od legionele bitno je obratiti pažnju na sledeće faktore:

- Ponašanje legionele na različitim temperaturama
- Problem biofilma
- Tvrdoća vode

Ponašanje legionele na različitim temperaturama prikazano je u gornjem tekstu.

Problem biofilma vezan je za prirodno stvaranje tankog filma mikroorganizama i materija ćelijskog porekla koji se hvata na kontaktu vode i čvrste podloge (zidovi cevi, zidovi spremnika, bojlera...) Tako formiran biofilm stvara idealno mikrokruženje za nastanak i hiperproduktivno razmnožavanje legionele. Problem je što je biofilm veoma tvrd i otporan sloj.

Problem tvrdoće vode takođe je prirodan proces pretvaranja bikarbonata Ca i Mg u karbonate na povišenim temperaturama, pri čemu dolazi do formiranja i taloženja kamenca. Slojevi kamenca su takođe idealno okruženje za razvoj i razmnožavanje legionele.

Na sve te stvari treba obratiti pažnju prilikom izbora opreme za zaštitu od legionele.

Postoji nekoliko standarnih metoda na osnovu kojih se razvija oprema za zaštitu od legionele. Svaki ima svoje prednosti i mane. Te metode su:

- termička obrada na temperaturama višim od 70°C
- termička obrada na temperaturama prema DVGW-u >60°C
- UV zračenje
- tretman hlrom, odnosno otopinom natrijumovog hipohlorida
- tretman ozonom
- tretman hlordioksidom

Same metode zaštite nisu tema ovoga teksta, pa ćemo napomenuti samo osnovne prednosti i mane pojedinih metoda.

Prednosti termičkih metoda prevencije su što direktno koriste biologiju legionele i što su najsigurniji u smislu dezinfekcije. Mana je stvaranje kamenca i podsticaj preduslova za ponovno stvaranje legionele, kao i nedovoljno efikasno dejstvo na biofilm.



## Centralna ili decentralizovana priprema PTV?

Iz prethodnog teksta proizilazi de je jedan od najbitnijih faktora kod pripreme PTV, zaštita od legionele.

Za klasične sisteme pripreme PTV, gde se vrši priprema vode u bojleru, potrebno je predvideti sistem dezinfekcije.

Prema DVGW-W 551 radnom listu, regulisane su mere suzbijanja legionele u postrojenju za zagrevanje vode. Za mala postrojenja, gde se često koristi potrošna voda, što znači da nema dužeg zadržavanja vode u centralnom bojleru ili cevovodu (stambeni objekti za jednu ili dve porodice) posebne mere nisu potrebne jer je rizik mali. Za veće objekte (zapremina rezervoara iznad 400 litara) potrebno je obratiti pažnju na sledeće:

- ravnomerno zagrevanje vode u rezervoaru, stepen predzagrevanja jednom dnevno na 60 °C
- predvideti cirkulacione sisteme

(izvor Reknagel)

Takođe prema **DVGW-W 551**, ukoliko je količina vode između mesta pripreme PTV i točućeg mesta veća od **3 l** potrebno je obezbediti cirkulaciju ugradnjom cirkulacione pumpe i naravno sistem recirkulacije.

Kod centralne pripreme potrošne tople vode zagreva se veća količina vode na temperaturu od 60 °C i održava se na tom nivou što iziskuju određenu potrošnju energije.

Decentralizovana priprema vode upotrebom protočnog pločastog izmenjivača eliminiše sve ove nedoumice i opasnosti.

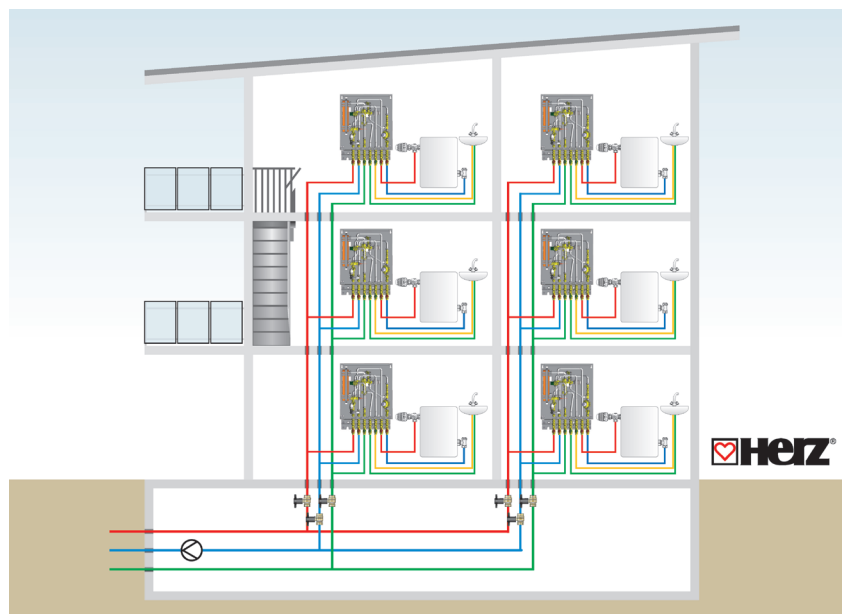
Voda se priprema po potrebi, nema skladištenja vode. Količina vode u instalaciji između izmenjivača i potrošača, slavine, je manja od **3 l**, tako da nema potrebe za ugradnjom cirkulacione pumpe a recirkulacija nije potrebna jer se uvek proizvodi voda po potrebi temperature **50 °C**.

## Kakav je odziv decentralizovane pripreme?

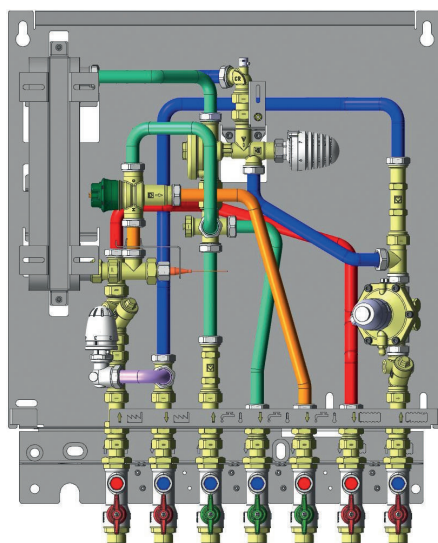
Centralna priprema se sastoji od kotlarnice za bojlerom, vertikalama i horizontalnim cevnim razvodom do izlivnih mesta, slavina u kupatilima, kuhinjama i toaletima. Recirkulacija koja se izvodi se uglavnom odnosi na same vertikale a ne na deonice između vertikala i slavina, a to znači da postoji određena deonica od par metara i ta količina vode mora da isteče. Ovo predstavlja minimalno vreme odziva od par sekundi. Kod decentralizovanog sistema, sam izvor toplote je izmešten iz kotlarnice i smešten u stan, (izmenjivač toplote). Tako da se ovaj izvor malterne nalazi na mestu recirkulacije i nekoliko metara od samih izliva što znači da je vreme odziva malterne isto kao kod klasičnog sistema pripreme PTV, minimalno vreme čekanja.

Na sledećoj strani sledi prikaz klasičnog sistema pripreme potrošne tople vode.

## Primer sistema decentralizovane priprave tople vode i sistema grejanja preko grejnih stanica



### Princip rada grejne stanice



12. Regulator dp, 13. Termomotor, 14. Sobni digitalni termostat

Slika 3. Grejna stanica tip „Deluxe“

Slika 4. Šema grejne stanice tip „Deluxe“

#### Elementi stanice:

1. Regulator protoka, 2. Letnji bypass sa termostatskim ventilom, 3. Graničnik temperature povrata, 4. Hvatač nečistoće, 5. Termostat sa uronskom sondom, 6. Trokraki termostatski ventil za pitku vodu, 7. Kugla ventil na grejanju, 8. Kugla ventil na pitkoj vodi, 9. Pločasti izmenjivač toplote, 10. Vodomer, 11. Kalorimetar, 12. Regulator dp, 13. Termomotor, 14. Sobni digitalni termostat

Potis kotlarnica

Povrat kotlarnica

Dovod hladna voda

Stan hladna voda

Stan PTV

Stan grejanje potis

Stan grejanje povrat

### Nema zahteva za PTV

Voda iz kotlarnice ili sistema daljinskog grejanja dolazi do stanice i ukoliko nema potrebe za pripremom tople potrošne vode nastavlja ka instalaciji grejanja u stanu, radijatorsko ili podno grejanje npr. Isto tako se kroz povratni vod iz sistema grejanja u stanu vraća i prolazi kroz stanicu ka kotlarnici.

Hvatač nečistoće (4) na ulazu u stanicu odstranjuje prljavštinu i čuva izmenjivač (9) i ostale elemente za dugotrajan ne smetan rad. Regulator dp (12) na povratu iz grejanja održava konstantan pad pritiska i time kompenzuje eventualne promene u sistemu preuzimajući na sebe višak napora. Smanjuje se buka na termostatskim ventilima i kućna instalacija je ne zavisna od ostatka mreže. Meri se potrošnja hladne vode koja ulazi u stan pomoću vodomera (10) kao i utrošena toplotna energija za grejanje i pripremu PTV (11). Sobni digitalni termostat (14) održava željenu sobnu temperaturu i zatvara ili otvara protok vode za grejanja preko termomotora (13) na regulatoru dp (12).

### Postoji zahtev za PTV

Korisnik otvara slavinu i na taj način pravi razliku pritiska koja deluje na membranu regulatora protoka (1). Regulator protoka propušta hladnu vodu koja ulazi u izmenjivač u gornjoj zoni. Temperatura PTV na izlazu iz izmenjivača se reguliše pomoću termostata sa uronskom sondom (5). Podešena temperatura je 50 °C. Tako zagrejana voda ulazi u sigurnosni trokraki termostatski ventil (6) gde se mešanjem, ukoliko je potrebno, sa hladnom vodom iz vodovoda dobija voda sigurno 50 °C koja nadalje ide ka slavini.

Kako je otvoren protok hladne vode kroz izmenjivač, istovremeno je otvoren protok vode iz sistema grejanja i ta voda ulazi u izmenjivač u donjoj zoni, struji na gore, izlazi iz izmenjivača, prolazi kroz regulator protoka i spaja se sa povratnim vodom iz kućne instalacije grejanja i dalje ide nazad ka kotlarnici.

### Povećana energetska efikasnost

Topla voda iz sistema grejanja struji kroz izmenjivač dok god se PTV na izlazu iz izmenjivača na zagreje na željenu temperaturu od 50 °C. Tu temperaturu kako je već rečeno meri i održava termostat sa uronskom sondom. Kada se dostigne željena temperatura, termostat na gornjem delu regulatora protoka zatvara protok tople vode kroz izmenjivač iako je slavina još otvorena i postoji zahtev za PTV. Na ovaj način se koristi akumulirana toplotna energija u izmenjivaču i crpi se ta toplota za zagrevanje PTV sve dok opet željena temperatura na izlazu PTV iz izmenjivača na padne ispod 50 °C.

### Raspodela protoka tople vode iz grejanja pri pripremi PTV

Pri pripremi potrošne tople vode najveći deo vode iz grejanja vuče izmenjivač toplote kako bi se zadovoljio zahtev na slavini. Dok traje priprema PTV u sam sistem grejanja ulazi mala količina tople vode što znači da će grejanje slabije da radi.

Pošto je vreme trajanja pripreme PTV kratko, a sistem grejanja relativno inertan jer ima dosta akumulirane toplotne energije u grejnim telima kao i prostoriji, ovaj proces nema negativan uticaj na komfor i sobnu temperaturu.

### Letnji rad

Tokom leta prestaje potreba za grejanjem prostorija. To znači da se isporučuje toplotna energija za zagrevanjem potrošne tople vode u izmenjivaču. Kako bi se izbeglo vreme čekanja, ili kašnjenja pri pripremi tople vode, neophodno je da se topla voda iz sistema grejanja nalazi tik kod izmenjivača na raspolaganju za pripremu PTV u svakom trenutku. Ovo obezbeđuje takozvani letnji bypass koji je u stvari kratka veza između potisa i povrata koja sadrži termostatski ventil (2) i graničnik temperature povrata (3).

Ovde se ograničava minimalna temperatura grejnog medijuma i to je 60 °C. To znači da postoji cirkulacija kroz kratku vezu samo u slučaju da je temperatura medijuma ispod ove zadate. Voda se vraća na dogrevanje u kotlarnicu. Čim se dostigne radna, minimalna temperatura od 60 °C, graničnik temperature zatvara termostatski ventil i sada imamo kod izmenjivača raspoloživu toplu vodu u slučaju potrebe.

## Primena, praksa

**Gradska toplana grada Minhena i konsultantska kuća Kulle & Hofstetter TGA** uradile su kratku studiju o decentralizovanoj proizvodnji potrošne tople vode, rezultati su,

Prednosti decentralizovane pripreme:

- ušteda energije
- smanjenje potrebnog prostora za šahtove i vertikale
- smanjenje ili ukljanjanje rizika vezanih za higijenu vode
- smanjenje broja kalorimetara i vodomera
- smanjenje povratne temperature sistema grejanja
- mogućnost efikasnog kombinovanja sa solarnim sistemom

Pre svega upotreba ovih sistema ima veliku ekonomsku prednost u poređenju sa konvencionalnom centralnom pripremom vode.

Studija za 50 domaćinstava jasno pokazuje da je inicijalna investicija za tradicionalan sistem grejanja sa pripremom PTV preko bojlera niža nego za decentralizovani sistem. U novo gradnji investicija se povećava za cca. 30% a u slučaju rekonstrukcije cca. 68%.

Dok je ostvarena ušteda čak cca. 72% kod novogradnje a cca. 43% kod rekonstruisane instalacije. Na ovaj način se investicija otplaćuje za otprilike 3 godine.

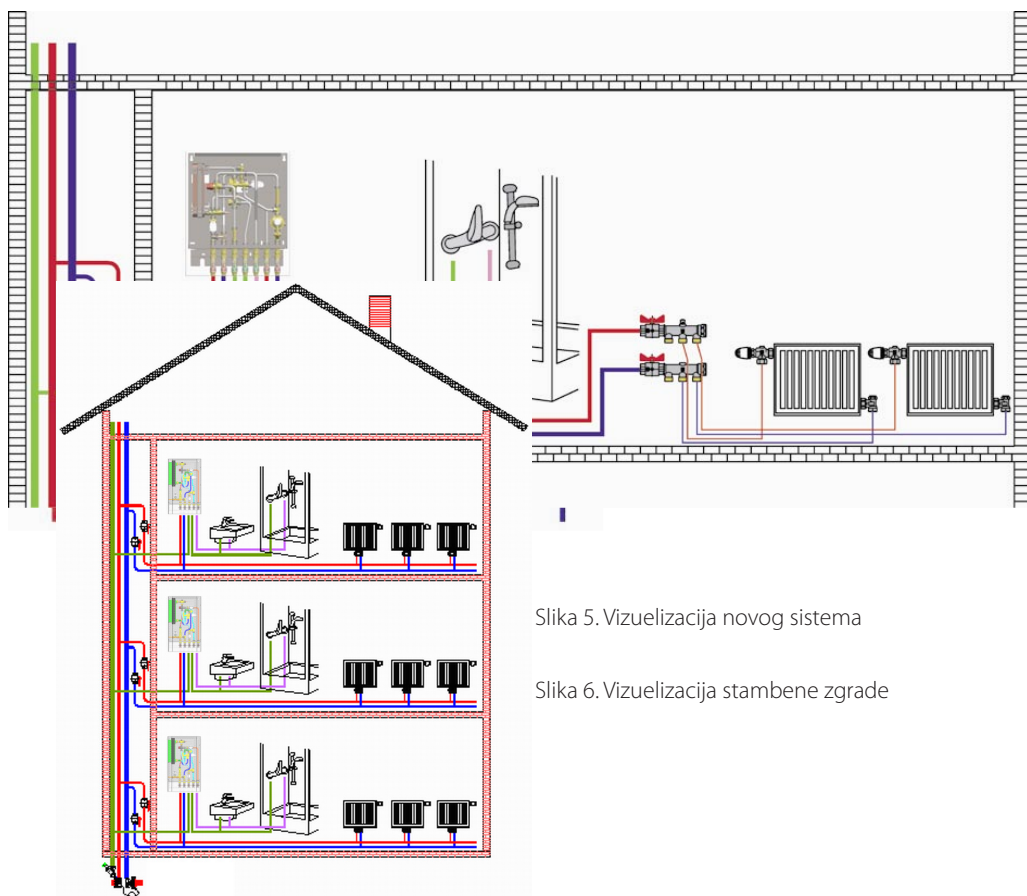
## Rekonstrukcija višespratne stambene zgrade

(Rezekne, Latvija)



Na leto 2011. godine izvršene je rekonstrukcija na višespratnom stambenom objektu u gradu Rezekne. Urađeno je:

- vertikale su izvedene u stepeništu, ugrađene su grejne stanice za grejanje i pripremu PTV za svaki stan i rekonstruisana je instalacija grejanja u samim stanovima
- 2-cevni sistem u stanovima sa sobnim termostatom
- hidrauličko balansiranje sistema
- ugradnja vodomera i kalorimetara za svaki stan



Slika 5. Vizuelizacija novog sistema

Slika 6. Vizuelizacija stambene zgrade

### Prednosti novog sistema:

- obračun potrošnje hladne vode i toplotne energije individualno za svaki stan
- izbegnuta nepotrebna cirkulacija i recirkulacija tople potrošne vode u objektu
- zamenjene stare vertikale
- mogućnost podešavanja željene sobne temperature = komfor

### Moguće poteškoće:

- dobiti saglasnost većine stanara za projekat
- radovi u stepeništu i stanovima

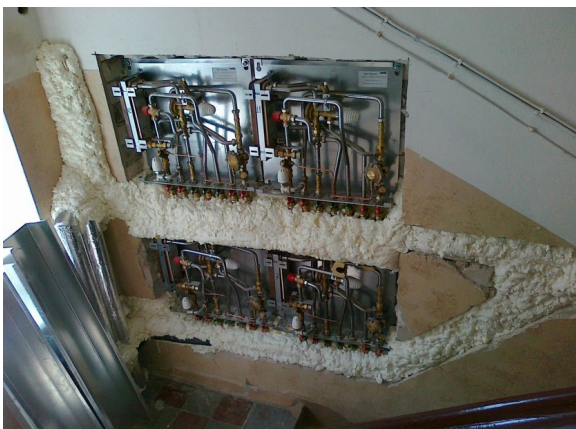


Slika 7. Ugradnja grejnih stanica

Ugradnja individualnih grejnih stanica u stepeništu za svaki stan. Stanice su ugradne, cevni razvod se ukopava u zid. Svaki stan ima svoj vodomjer i kalorimeter. Očitavanje u stepeništu. Kompletan razvod urađen sa Alu plast cevima toplotno izolovan.



Slika 8. Ugradnja grejnih stanica



Prikaz stepeništa sa 4 stanice gde se cevovod popunjava pur penom pre dalje obrade i zatvaranja.

Slika 9. Završena rekonstrukcija

Ugrađeni ormarići i vrata, kulturno i profesionalno.

*Poređenje novog sistema sa 2-cevnim grejanjem, grejnim stanicama i decentralizovanom pripremom PTV sezona 2011/12 sa starim 1-cevnim sistemom grejanja bez pripreme PTV sezona 2010/11*

			10.2010	11.2010	10.2011	11.2011	12.2011	1.2012	2.2012	3.2012
<b>T</b> srednja spolja		°C	3.56	0.89	5.50	1.95	0.45	-5.34	-10.37	-0.45
<b>Tarifa za 1MWh</b>		Ls/MWh	47.19	47.19	47.93	47.93	53.19	53.19	53.19	53.19
<b>Porez</b>			10%	10%	12%	12%	12%	12%	12%	12%
<b>Tarifa za 1MWh (total)</b>		Ls/MWh	51.91	51.91	53.68	53.68	59.57	59.57	59.57	59.57
<b>Utrošena energija</b>		MWh	10.278	12.94	4.253	8.023	10	13.15	16.54	9.31
<b>Površina objekta (m)</b>	536.96	MWh/m <sup>2</sup>	0.019	0.024	0.0079	0.0149	0.0186	0.0245	0.031	0.017
<b>Cena po 1 m<sup>2</sup></b>		Ls/m <sup>2</sup>	0.99	1.25	0.43 *	0.80 *	1.00 *	1.46 *	1.84 *	1.03 *

\* uključena i priprema potrošne tople vode

\*\* Ls (Latvijski Lat) = 1,4 EUR

Stan	Troškovi grejanja 2010/11 godina [Ls]	Troškovi grejanja 2011/12 godina sa pripremom PTV [Ls]	Razlika u troškovima između 2010/11 i 2011/12 sezone
1	381.39	444.31	16.50%
2	427.83	366.97	-14.23%
3	430.69	339.91	-21.08%
4	379.05	416.22	9.81%
5	383.40	365.05	-4.79%
6	428.98	288.20	-32.82%
7	432.31	136.91	-68.33%
8	376.21	181.53	-51.75%
9	391.42	149.12	-61.90%
10	419.96	144.73	-65.54%
11	425.34	466.72	9.73%
12	383.20	219.61	-42.69%
<b>Ukupno</b>	<b>4,859.78</b>	<b>3,519.28</b>	<b>-27.26%</b>



## Zaključak

U sezoni 2011/12 uvedena je i priprema potrošne tople vode, došlo je do povećanje tarife i povećanje poreza u odnosu na 2010/11 sezonu. Iako se tarifa povećala između 3,5 i 15% na mesečnom nivou troškovi su opali sa prosečnom uštedom od 27%. Uvođenjem novog sistema grejanja i podešavanja sobne temperature korisnicima je ostavljeno da sami utiču na svoj komfor a samim tim i na troškove grejanja i pripreme PTV. Neki korisnici su promenom svojih navika ostvarili vrlo značajne uštede dok drugi korisnici nisu toliko bili vični da budu energetske efikasni mada mora da se prizna da je sa uvođenjem i pripreme PTV neznatno povećanje troškova kod pojedinaca. Potrošnja električne energije u starom objektu za bojlere ovde nije uzeta u obzir.

# 7. PRIMENA HIDROGEOTERMALNE ENERGIJE U SISTEMIMA CENTRALNOG GREJANJA I HLAĐENJA SA TOPLOTNIM PUMPAMA

## USE OF HYDROGEOTHERMAL ENERGY IN CENTRAL HEATING AND COOLING SYSTEMS WITH HEAT PUMPS

**Nebojša Stanić**

REHAU d.o.o., Stražilovska 7, 11272 Dobanovci.

E-mail: [nebojsa.stanic@rehau.com](mailto:nebojsa.stanic@rehau.com)

*Apstrakt: Podzemne vode usled svojih povoljnih termodinamičkih karakteristika predstavljaju pogodno rešenje kao toplotni izvor za toplotne pumpe. Toplotna pumpa, kao vrlo efikasan uređaj, tek u potpunoj sprezi sa pravilno isprojektovanim sistemom grejanja i hlađenja dovodi do potpune efikasnosti celog sistema. Odgovarajući kapacitet toplotne pumpe mora da bude u korelaciji sa potrošnjom energije u objektu, a ovome prethodi adekvatno projektovanje i dimenzionisanje celog sistema. Međusobna povezanost svih komponenti sistema se ogleda i u uticaju varijacije temperature toplotnog izvora i toplotnog ponora na godišnje karakteristike rada toplotne pumpe. Sa aspekta karakteristika hidrauličkog kruga samog objekta povoljniji su veći protoci u primarnom krugu, ali ovo je usko povezano sa količinom energije potrebne za pogon cirkulacionih pumpi. Za slučaj kada je energija u primarnom krugu manja čak i od 5% od kapaciteta toplotne pumpe, na godišnjem nivou ona može da predstavlja značajna deo ukupne potrošnje sistema sa toplotnim pumpama.*

*Ključne reči: podzemne vode, toplotna pumpa, efikasnost sistema, temperaturni nivo, toplotni izvor, toplotni ponor.*

*Abstract: Ground water due to its favorable thermodynamic properties are the perfect solution as a heat source for heat pumps. The heat pump as a very efficient device, only in conjunction with the correctly designed heating and cooling system leads to a complete of efficiency of the system. Adequate capacity of the heat pump must be correlated with energy consumption in the house, this is preceded by a proper design and dimensioning of the system. Interconnection of all crucial components of the system is reflected in the impact of variations in temperature of heat source and heat sink on the features of the annual operation of heat pumps.*

*From the standpoint of the characteristics of hydraulic circuit of the building are more favorable flows in the primary circuit, but this is closely related to the amount of energy needed to drive the circulation pump. For the case when the energy in the primary circuit is less than 5% of the heat*

*pump capacity, on an annual basis it can be a significant part of total consumption of the system with heat pumps.*

*Key words: ground water heat pump, the efficiency of the system, temperature levels, heat source, heat sink.*

Konstantno povećanje cene energenata, kao i troškova za grejanje i hlađenje prostora u kojima živimo i radimo, nas primorava da posvetimo posebnu pažnju pri izboru sistema za snabdevanje energijom. Pažljivim posmatranjem dosadašnjih kretanja cena energenata kod nas i na svetskom tržištu uočićemo određene trendove koji mogu da nam pomognu da donesemo pravu odluku, ili pređemo na ekonomičnije rešenje primene energije. Korišćenjem toplotnih pumpi ostvaruju se znatne uštede energije. Za definisane radne parametre toplotne pumpe teorijskim proračunom dobijen je koeficijent grejanja kod toplotnih pumpi voda-voda i do 1:5,2 (odnos uložene i dobijene energije), to znači da se trošenjem 1 kWh električne energije za pogon kompresora može da obavi prenos 5,2

kWh toplotne energije u grejni prostor. Ova činjenica ukazuje na to da upotreba toplotnih pumpi daje mogućnost uštede energije, a istovremeno i očuvanja životne sredine. Energija koju koriste je besplatna i neiscrpna, a to je posebno interesantno u današnjim uslovima kada cena svih energenata raste. Pored toga toplotne pumpe ovu energiju generišu bez sagorevanja, bez emisije gasova i štetnih materija i time ne predstavljaju nikakvu opasnost po životnu sredinu. Od svih "alternativnih" grejanja najveću perspektivu imaju toplotne pumpe, jer su se pokazale kao ekonomični sistemi za grejanje u dobro izolovanim kućama sa nisko temperaturnim grejanjem, a ujedno i kao uređaji koji mogu da obezbede i rashladnu energiju potrebnu za sistem hlađenja objekta.

Kao izvor energije za toplotne pumpe na raspolaganju su tri izvora: podzemna voda, zemlja, spoljni vazduh.

Sva tri izvora imaju svoje prednosti i mane i moraju se zavisno od vrste, namene i lokacije objekta međusobno proceniti. Pregled osnovnih tehno-ekonomskih parametara je dat u tabeli 1.

**Tabela 1. Tehno-ekonomski parametri različitih izvora energije**  
**Table 1. Techno-economic parameters of various energy sources**

	Zemlja	Spoljni vazduh	Podzemna voda
Sistem povezivanja	Površinski kolektori	Geotermalne sonde	-
Nivo temperature	Dobro	Dobro	Prosečno
Raspoloživost	Prosečno	Dobro	Vrlo dobro
Podesno za hlađenje	Prosečno	Vrlo dobro	Prosečno
Sposobnost regeneracije	Dobro	Dobro	Vrlo dobro
Troškovi povezivanja	Visoki	Vrlo visoki	Mali
Obavezna dozvola <sup>1</sup>	Obaveza prijavljivanja	Potrebna dozvola	Ne
			Potrebna dozvola

<sup>1</sup> Odnosi se na zahteve koji važe u Nemačkoj

Koji će se od ova tri izvora definitivno koristiti, određuje se, između ostalog, i prema lokalnim okolnostima i troškovima povezivanja. U svakom slučaju prednost treba dati onom medijumu koji uz minimalne troškove povezivanja nudi najvišu temperaturu izvora toplote.

Toplotna pumpa je rashladni uređaj sa reverzibilnim tokom rashladnog fluida. Kod nje je primarna toplota kondenzacije, i koristi se za grejanje. Reverzibilne toplotne pumpe, obrtanjem procesa mogu da se koriste i kao generatori rashladne energije.

Korisna toplota dobijena toplotnom pumpom je:

$$Q_k = Q_o + AL$$

gde je:

$Q_k$ —količina toplote odvedena iz kondenzatora,

$Q_o$ —količina toplote dovedena iz sredine u kojoj se nalazi isparivač,

$AL$ —ekvivalentni mehanički rad kompresora.

Kao kriterijum za ocenu procesa definiše se koeficijent grejanja. Za idealan ciklus (Karnoov ciklus) bio bi:

$$e_c = Q_k / AL = Q_k / (Q_k - Q_o) = T / (T - T_o),$$

gde su  $T$  — temperatura toplotnog ponora-grejne instalacije,  $T_o$  — temperatura izvora toplote.

Odavde se vidi da je ekonomičnost toplotne pumpe utoliko veća što je temperatura izvora toplote  $T_o$  viša, a temperatura grejanog tela (ponora) što niža. Što je imanja razlika  $T - T_o$  potreban je manji rad za pogon toplotne pumpe, pa je koeficijent grejanja veći. Koeficijent

grejanja uvek je veći od 1 i veći je od koeficijenta hlađenja.

Međutim, stvarni ciklus rashladne mašine znatno se razlikuje od idealnog, pa je realni koeficijent grejanja samo deo teorijskog.

$$e_{stv} = a \cdot T / (T - T_o),$$

gde je  $a$  koeficijent koji zavisi od tipa mašine, upotrebljenog rashladnog fluida, kvaliteta razmenjivača i temperature isparavanja i kondenzacije. Obično se kreće u granicama 0,45—0,65 (0,25—0,75).

Kod niskih spoljnih temperatura potrebna je viša temperatura vode za grejanje, tj. viša temperatura kondenzacije. To daje veću temperatursku razliku  $T - T_o$  i smanjuje koeficijent grejanja. U prelaznim periodima potrebna je niža temperatura zagrevnog medijuma, pomenuta temperaturska razlika opada, a koeficijent grejanja raste. Prema tome, koeficijent grejanja toplotne pumpe najmanji je kada je zahtev za toplotom u prostoriji koja se greje najveći, tj. za istu unutrašnju temperaturu koeficijent grejanja toplotne pumpe smanjuje se kada spoljašnja temperatura opada.

Koeficijent grejanja je, dakle, mera efikasnosti toplotne pumpe. Kada se posmatra na godišnjem nivou uložena energija u odnosu na dobijenu energiju, dolazi se do realnog parametra za ocenu efikasnosti sistema - godišnji koeficijent grejanja toplotne pumpe, koji predstavlja realan pokazatelj efikasnosti rada toplotne pumpe. Ukoliko se u analizu uzmu energetske gubici svih elemenata sistema (cirkulacione pumpe, ventilatori ...) dobija se stvarni koeficijent efikasnosti na godišnjem nivou (skraćenica JAZ *Jahresarbeitszahl*), koji je zapravo prava

mera efikasnosti celog sistema. Ovde se ne računa samo laboratorijska vrednost toplotne pumpe prikazana koeficijentom grejanja (COP *Coeficient of performance*), već efikasnost celog sistema za ukupan broj radnih sati u toku godine. Tek kada se sve komponente pravilno uklope, mogu se u potpunosti iskoristiti sve mogućnosti toplotne pumpe. On nam pokazuje šta tehnika stvarno postiže u praksi.

Dakle, godišnji koeficijent efikasnosti se izračunava kao dobijena količina toplotne energije u toku godine / utrošena električna energija u toku godine. U tom kontekstu je bitno i pravilno dimenzionisanje izvora, odnosno troškova energije za pogon cirkulacionih pumpi u bunarskom krugu. Sa aspekta karakteristika hidrauličkog kruga samog objekta povoljniji su veći protoci u primarnom krugu, ali ovo je usko povezano sa količinom energije potrebne za pogon cirkulacionih pumpi. Za slučaj kada je energija u primarnom krugu manja čak i od 5% od kapaciteta toplotne pumpe, na godišnjem nivou ona može da predstavlja značajan deo ukupne potrošnje sistema sa toplotnim pumpama.

Sa druge strane ključni parametar jeste primenjena instalacija grejanja u objektu, odnosno temperaturni nivo na kome radi projektovana instalacija. Za lakše sagledavanje bitnosti ovih parametara data su dva primera.

#### **Primer 1:**

Koristi se efikasna toplotna pumpa, koja pri temperaturi razvoda od 35°C u laboratoriji ima COP faktor 4. Kao sistem grejanja se koriste radijatori sa maksimalnom temperaturom razvoda 55 °C. Iz razloga što toplotna pumpa ima lošije radne uslove u odnosu na laboratorijske, postiže u praksi godišnji

koeficijent efikasnosti od tek 2,5, koji se odražava na povećanje energetske troškova.

#### **Primer 2:**

Koristi se ista toplotna pumpa kao u primeru 1. Kao sistem grejanja se, međutim, koristi panelni sistem. Toplotna pumpa i objekat su optimalno i profesionalno usklađeni. Panelno grejanje može na taj način da radi sa maksimalnom temperaturom razvoda od 35 °C. U praksi je moguće iskoristiti puni potencijal toplotne pumpe i postići godišnji koeficijent grejanja 4. Na taj način se postižu mali energetske troškovi i dug radni vek sistema.

Ukupna godišnji koeficijent efikasnosti za toplotnu pumpu vazduh – voda, prosečno je 2,9, a za toplotnu pumpu rasolina – voda 3,8. Ovde ipak treba imati u vidu da se radi o prosečnim vrednostima za sve toplotne pumpe. Primer testiranja u praksi efikasnosti toplotnih pumpi u novogradnji, pokazuje postignutu veći godišnji koeficijent efikasnosti: kod najboljeg postrojenja za toplotnu pumpu rasolina – voda postignuta je ciljna godišnja proizvodna karakteristika od 4,3 do 4,6; za toplotnu pumpu vazduh – voda kod najboljeg postrojenja je izmereno 3,1 do 3,6. Kod toplotnih pumpi voda-voda godišnji koeficijent grejanja može iznositi i preko 5.

Povećanje godišnjeg koeficijenta efikasnosti moguće je postići sledećim merama:

- tehničkim usavršavanjem toplotnih pumpi,
- optimizacijom pojedinačnih komponenti – kao visokoefikasnim pumpama sa elektronskim komutacionim motorom,

- nižim temperaturama u razvodnom vodu grejnog sistema,
- boljim hidrauličkim povezivanjem u celom sistemu,
- stručnim instalaterskim izvođenjem.

Podzemna voda je zbog konstantnog i visokog temperaturnog nivoa podesna kao izvor toplote za toplotne pumpe. Preko napojnog bunara podzemna voda dolazi do toplotne pumpe i tamo predaje veliki deo svoje toplotne energije. Zatim se rashlađena (u režimu rada grejanja) i termički „iskorišćena“ se ponovo vraća u zemlju preko takozvanog povratnog bunara. Pošto se sastav podzemne vode razlikuje od mesta do mesta, može biti neophodno da se obavi analiza podzemne vode, kako bi se sprečila oštećenja toplotne pumpe, odn. smanjenje funkcije bunara. Osim toga treba voditi računa da na raspolaganju postoje dovoljne količine toplotne vode sa odgovarajućim nivoom temperature koje bi pokrivala neophodne energetske potrebe toplotne pumpe.

U odnosu vazduh i zemlju, kao druge izvore koji se uobičajeno koriste kod toplotnih pumpi, podzemna voda ima sledeće prednosti:

- visok nivo temperature u toku cele godine,
- omogućava efikasan rad toplotne pumpe,
- dobro podesna za aktivno i pasivno hlađenje,
- moguće je površinsko prekrivanje.

Zavisno od toplotne potrebe zgrade i odabranog izvora toplote, toplotna pumpa ima različite režime rada:

### ***Monovalentni***

Kod ovog režima rada se toplotna potreba zgrade potpuno pokriva preko toplotne pumpe. Za ovaj režim rada su posebno podesne toplotne pumpe tipa rasolina/voda i voda/voda, pošto kod oba izvora toplote u toku cele godine postoji približno konstantan nivo temperature.

### ***Monoenergetski***

Kod monoenergetskog režima rada se osim toplotne pumpe koristi električno grejanje, najčešće električni grejač, kako bi se pokrila toplotna potreba. Ovo se posebno koristi kod toplotnih pumpi voda/vazduh, pošto se njihova snaga grejanja i efikasnost smanjuju sa padom spoljne temperature. Toplotna pumpa se dimenzioniše na oko 70 – 85 % potrebne količine toplote.

### ***Bivalentni***

Kod bivalentnog režima rada se osim toplotne pumpe koristi i dodatni generator toplote (npr. kotao na naftu ili gas) kako bi se pokrila toplotna potreba. Ovaj režim rada se pretežno koristi kod sanacije postojećih sistema, gde već postoji neki generator toplote i uz koji se naknadno instalira toplotna pumpa. Unutar ovog režima rada se pravi razlika između bivalentno-alternativnog i bivalentno-paralelnog režima rada.

Kod alternativnog rada se 2. generator toplote aktivira od određene spoljne temperature, a toplotna pumpa se isključuje. Kod paralelnog rada se 2. generator toplote dodatno aktivira od određene spoljne temperature, dok toplotna pumpa ostaje da radi. Toplotna pumpa se dimenzioniše zavisno od režima rada na oko 50 - 70% potrebne količine toplote.

Kada se podzemna voda koristi kao izvor toplote, pomoću cirkulacione pumpe se crpi voda iz takozvanog napojnog bunara i pumpa se ka toplotnoj pumpi. Ovde se razlikuju dva načina korišćena podzemne vode: direktni i indirektni. Kod direktnog načina se voda provodi preko isparivača toplotne pumpe (izmenjivač toplote sa pločama od plemenitog čelika zalemljenih bakrom), pri čemu ona predaje toplotu. Kod indirektnog načina se ugrađuje dodatni izmenjivač toplote, koji prevashodno ima zaštitnu funkciju. Sa aspekta sigurnosti i održavanja (čišćenja isparivača) prednost treba dati indirektnom načinu.

Ali pre nego što se može doneti odluka o korišćenju podzemne vode, treba preduzeti obimne mere pripreme. Na primer, potrebno je detaljno ispitati geološke uslove, da bi se doneo zaključak o tome, da li je u principu moguće koristiti podzemnu vodu.

Odlučujući kriterijumi su:

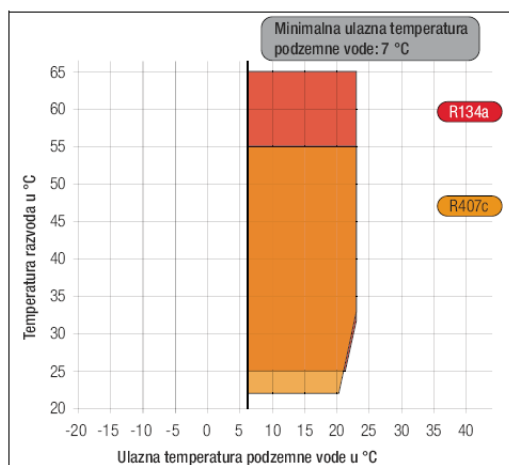
- nivo temperature u toku cele godine,
- količina vode,
- kvalitet vode,
- smer protoka od napojnog do upojnog bunara,
- eventualno uzeti u obzir moguće vodoprivredne zone zaštite.

### **Nivo temperature**

Podzemna voda je izuzetno dobar izvor toplote zbog najčešće visokog nivoa temperature u toku cele godine. Temperature između 10 - 15 °C su uobičajene na našem području. Pritom je neophodno voditi računa, da u toku zime ulazna temperatura podzemne vode

na ulazu toplotne pumpe ne pada ispod 7 °C. Ovo se najčešće može obezbediti kod dubine bunara veće od 10 m. Kod manjih objekata, kao npr. kuća za jednu ili dve porodice, bunari iz ekonomskih razloga ne bi trebali da budu dublji od 15 m. Sa jedne strane se sa svakim metrom dubine povećavaju troškovi povezivanja, a sa druge se time povećava i potrebna potrošnja struje pumpe u napojnom bunaru.

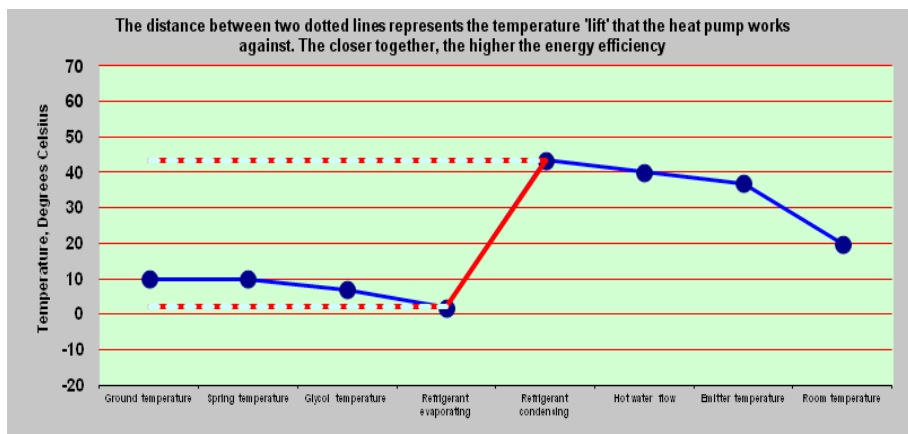
Na slici 1 se vide granice primenjivosti toplotnih pumpi voda-voda u zavisnosti od temperature podzemne vode i temperature razvodne vode grejne instalacije, a na slici 2 i temperaturni tok u smeru prenosa energije sa toplotnog izvora ka grejnoj instalaciji.



**Slika 1.** Granice primenjivosti toplotnih pumpi

**Figure 1.** Limits of applicability of heat pumps





**Slika 2.** Temperaturni tok u smeru prenosa energije sa toplotnog izvora ka grejnoj instalaciji  
**Figure 2.** Temperature level in the direction of energy transfer from the heat source to the heating installation

### Količina vode

Potrebna minimalna količina vode se može videti iz tehničkih podataka za dati tip toplotne pumpe. Pritom se polazi od rashlađivanja podzemne vode od 3 - 5 K, kada su u primeni standardni setovi sigurnosnih izmenjivača toplote. Kod podzemnih voda višeg temperaturnog nivoa, a uz posebno dimenzionisane sigurnosne izmenjivače toplote, moguće je i veće energetske iskorišćenje podzemne vode. Minimalna količina vode se mora uzeti u obzir prilikom izbora crpne pumpe. Bunar u svakom slučaju treba da gradi specijalizovana firma.

### Kvalitet vode

Kvalitet podzemne vode se može veoma razlikovati od regiona do regiona. Da bi se izbegla oštećenja toplotne pumpe usled korozije i zaprljanosti, veoma je važno da budu ispunjene zahtevane granične vrednosti navedene u tabeli 2. U pogledu korozije metalnih materijala u unutrašnjosti cevovoda, rezervoara i aparata je za dimenzionisanje merodavna

norma DIN 50930. Da bi se donela procena o vodi, zemljištima i gasovima koji agresivno deluju na beton, treba koristiti normu DIN 4030 (deo 1 i 2).

**Tabela 2.** Granične vrednosti hemijskog sastava vode

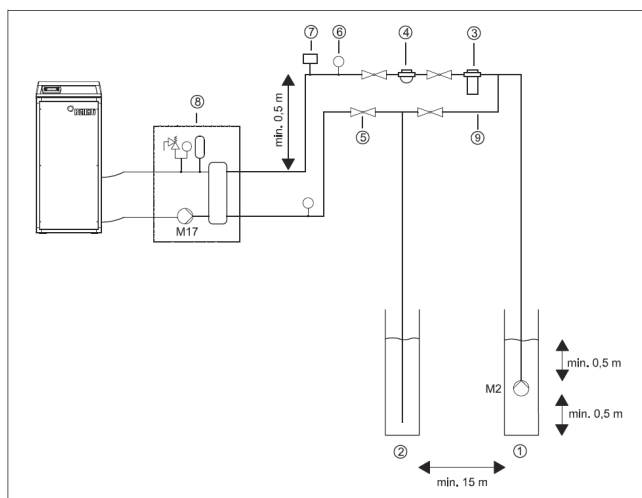
**Table 2.** Limit values of chemical composition of water

Sadržana materija	Hem. simbol	Granična vrednost
Hlor	Cl	< 100 mg/kg
Sulfati	SO <sub>4</sub> <sup>2-</sup>	< 50 mg/kg
Nitrati	NO <sub>3</sub>	< 100 mg/kg
Mangan, rastvoren	Mn	< 0,1 mg/kg
Ugljen dioksid, rastvoren	CO <sub>2</sub>	< 5 mg/kg
Amonijak	NH <sub>3</sub>	< 2 mg/kg
Gvožđe, rastvoreno	Fe	< 0,2 mg/kg
Slobodni hlorid	Cl	< 0,5 mg/kg
Kiseonik	O <sub>2</sub>	< 2 mg/kg
Sumporovodonik	H <sub>2</sub> S	< 0,05 mg/kg
Sulfiti	SO <sub>3</sub>	< 1 mg/kg
Slobodni hlorni gas	Cl <sub>2</sub>	< 1 mg/kg
ph-vrednost		6,5 - 9
Elektr. provodljivost		> 50 µS/cm < 600 µS/cm

Prekoračenje granične vrednosti mangana i gvožđa zajedno sa kiseonikom dovodi do stvaranja mulja u isparivaču i dovodima, kao i do začepljenja muljem usled zagađenja napojnog bunara.

Šema povezivanja bunarskog kruga na toplotnu pumpu, a preko sigurnosnog izmenjivača toplote, je data na slici 3. Voda se iz napojnog bunara (usisne bušotine) crpi, a kroz drugi tzv. upojni bunar (utisna bušotina) vraća u podzemne slojeve. Rastojanje između dva bunara je najmanje 15 m, pri čemu upojni mora da bude nizvodno, gledajući u smeru toka vode, od napojnog.

Bunarska pumpa se dimenzioniše na osnovu ukupnog pada pritiska, koji uključuje, pored pada pritiska u bunaru (potrebna visina dobave podzemne vode) i linijski pad pritiska u cevovodu, pad pritiska na armaturi, filterima i vodomeru, kao i pad pritiska na izmenjivaču toplote.



**Slika 3.** Šema povezivanja bunarskog kruga  
**Figure 3.** Scheme of groundwater loop connection

Dalje povezivanje u sistem grejanja i hlađenja ima neograničen broj mogu-

ćnosti. Povezivanje toplotne pumpe i dela instalacije ka potrošačima je uobičajeno preko rezervoara tople/hladne vode, koji pored funkcije akumulacije imaju i ulogu da spreči taktni rad toplotne pumpe, odnosno njeno često uključivanje i isključivanje.

Jedan od mogućih modela povezivanja je prikazan na donjoj tehnološkoj šemi.

U poslednje vreme je sve veći broj izvedenih instalacija i kod nas, gde su se toplotne pumpe pokazale kao izuzetno ekonomično i stabilno rešenje.

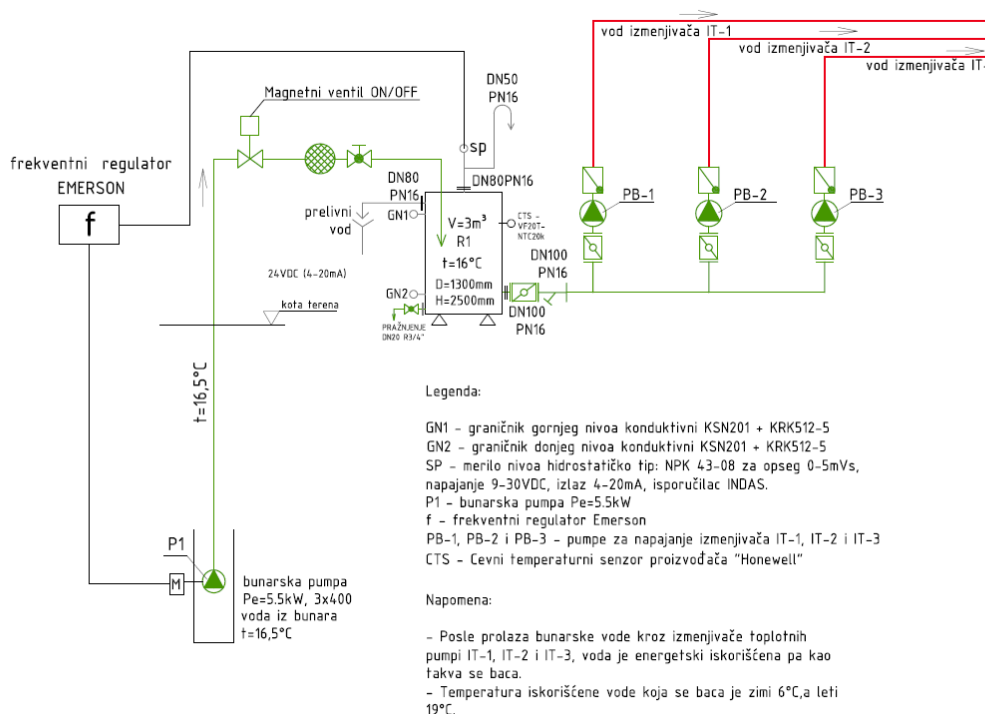
Na slikama 4,5 i 6 je prikazan deo tehnološke šeme objekta *Fakulteta za menadžment (FAM)* u Sremskim Karlovcima, gde su kaskadno vezane tri toplotne pumpe tipa voda-voda.

Objekat je ukupne neto površine 2700

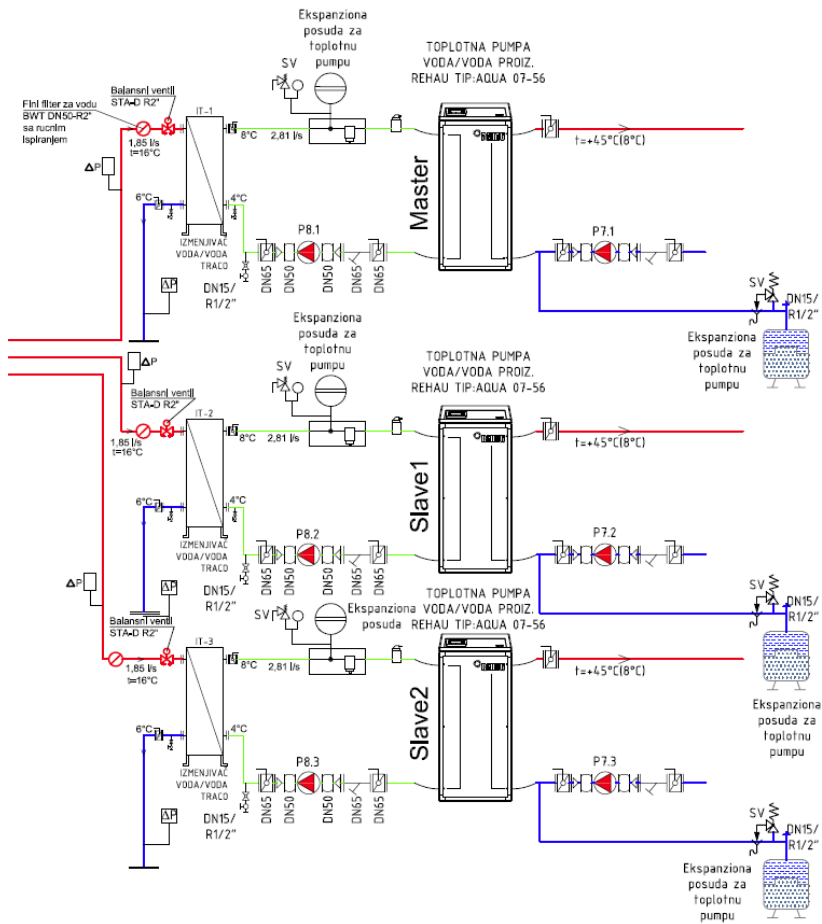
m<sup>2</sup>, u tri etaže Pr+1+Pk. Primenjeni sistemi u objektu su fan-coil instalacije, podno grejanje/hlađenje i klimatizaciono-ventilacioni sistemi. Visoki temperaturni nivo podzemne vode je omogućio veće energetske iskorisćenje primenom eksternih izmenjivača toplote. Bunarska voda se preko frekventno regulisane bunarske pumpe dovodi u rezervoar zapremine

3000 l, odakle se dalje vodi ka toplotnim pumpama. Instalirane su tri toplotne pumpe, kapaciteta grejanja po 56 kW, ukupno 168 kW, odnosno kapaciteta hlađenja po 40 kW, ukupno 120 kW.

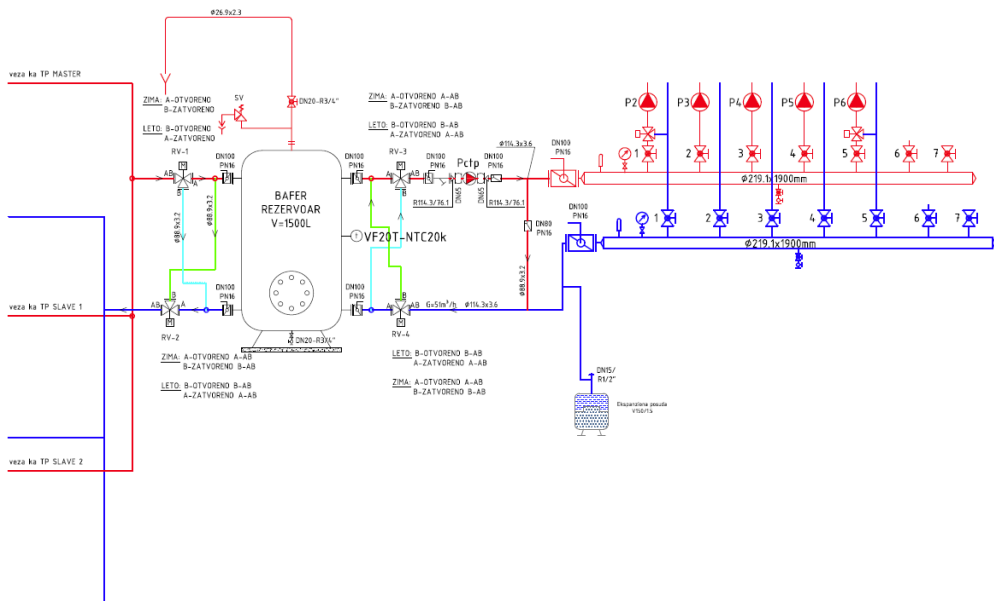
Pumpe su u kaskadnoj vezi, a automatikom je rad toplotnih pumpi ravnomerno raspoređen na jednak broj radnih sati. Bunarska pumpa je frekventno regulisana, kako bi pratila rad toplotnih pumpi odgovarajućim protokom bunarske vode.



Slika 4. Šema povezivanja bunarskog kruga instalacije FAM  
Figure 4. Scheme of groundwater loop connection of FAM installation



Slika 5. Šema povezivanja toplotnih pumpi u instalaciji FAM  
 Figure 5. Scheme of heat pumps connection in FAM installation



**Slika 6.** Šema povezivanja sekundarnog dela instalacije FAM  
**Figure 6.** Scheme of connection of secondary part of FAM installation

Savremena arhitektonska rešenja koriste poboljšane građevinske izolacione materijale, prozore sa dvostrukim i trostrukim zastakljenjem, punjene inertnim gasom, specijalne spoljne zaštite od sunca. To rezultira manjom zavisnošću gubitaka i dobijanja toplote od spoljnih uslova. Ovakva energetski efikasna gradnja omogućava primenu obnovljivih izvora energije, a na prvom mestu toplotnih pumpi.

Ukoliko je pri tome ispunjen uslov jednakih toplotnih opterećenja, grejanja i hlađenja, u celoj zgradi positižu se ugodni uslovi, a da pri tome nisu korišćeni ni kotlovsko postrojenje, ni rashladna kula. Uslovi ugodnosti postižu se uz minimalne troškove za pokretanje kompresora i pumpi.

### Literatura:

- REHAU, Tehnička informacija toplotne pumpe
- RECKNAGEL, SPRENGER, SCHRAMMEK, ČEPERKOVIĆ, „Grejanje i klimatizacija“
- KUPREŠANIN D., TODOROVIĆ B., „Primena toplotnih pumpi u sistemima klimatizacije“
- STEM, Novi Sad, Projekat termotehničkih instalacija fakulteta za menadžment u Sremskim Karlovcima



