

• 建筑给排水 •

生活热水和空调系统综合设计的技术经济分析

黄璞洁¹ 王 峰¹ 李艳霞¹ 何耀炳¹ 许伊那²

(1 华南理工大学建筑设计研究院, 广州 510641; 2 华南理工大学建筑节能研究中心, 广州 510641)

摘要 在设计时综合考虑生活热水和空调系统的需求, 模拟分析生活热水和空调系统的运行能耗, 计算确定冷凝热回收机组和蓄热水箱的容量, 并与传统的生活热水和空调系统进行技术经济比较, 探讨空调冷凝热回收技术在生活热水系统中的设计应用。

关键词 生活热水 空调系统 制冷机组 蓄热水箱 综合设计 技术经济

Technical and economic analysis of integrated design of domestic hot water supply and air-condition system

Huang Pujie¹, Wang Feng¹, Li Yanxia¹, He Yaobing¹, Xu Yina²

(1. Architectural Design and Research Institute, South China University of Technology, Guangzhou 510641, China; 2. Building Environment Energy Laboratory, South China University of Technology, Guangzhou 510641, China)

Abstract: Through consideration of the need from the domestic hot water supply and air-condition system in the design, this paper simulated the operation energy consumption of domestic hot water supply and air-condition system, calculated the condensation heat recovery unit and heat storage water tank volume, carried out the technical and economic comparison with the traditional domestic hot water supply and air-condition system, and explored the application of air-condition condensation heat recovery technique on domestic hot water supply system design.

Keywords: Domestic hot water; Air-condition system; Refrigerating battery; Heat storage water tank; Integrated design; Technology and economy

0 前言

随着国民生活水平的提高, 生活中使用热水越来越多, 用于生活热水供应的一次能源也越来越多。据估计, 发达国家生活热水系统的能耗将成为继室内空调系统之后的第二大能耗系统^[1,2]。国内, 大部分设计机构热水和空调系统的设计分属两个专业, 实际设计中, 缺少协同性, 而两个专业又存在密切关系。一方面, 生活热水系统有供热需求, 目前, 多采用一次能源(燃气、燃油和电力等)作为热源, 也有采用太阳能的; 另一方面, 制冷机组用于室内空调时, 向大气排放大量冷凝热, 既浪费能源, 又污染环境。因此, 在生活热水中利用空调废热以节能减排的综合设计需求呼之欲出。

本文以海南三亚某豪华酒店项目设计为例, 模拟分析生活热水和空调系统的运行能耗, 计算确定冷凝热回收机组和蓄热水箱的容量, 并与传统的生活热水和空调系统(燃料锅炉热水机组+冷水机组系统)进行技术经济比较, 探讨空调冷凝热回收技术在热水供应系统中的设计应用, 以寻求一个技术可行、经济合理、节能环保的生活热水和空调系统的优化设计。

1 工程实例

1.1 项目概况

酒店项目地处海南省三亚市海棠湾, 总建筑面积 86 341 m², 建筑总高度为 35.7 m, 拥有 450 间客房。酒店不仅为游客提供一流的休闲旅游服务, 还

将结合医疗保健功能,满足高端医疗需求人群的需要。酒店主要功能有客房、桑拿房、中西餐厅、咖啡厅、会议中心、水疗用房、KTV 房和多功能房。空调系统计算冷负荷 8 920 kW,生活热水最大小时负荷 1 068 kW。酒店采用集中供冷系统,大小机组搭配。选用 2 台制冷量为 3 150 kW(900 RT)的水冷离心式冷水机组和 1 台制冷量为 909 kW(260 RT)的螺杆式热泵机组,冷水供回温度为 7℃/12℃,冷却水供回温度为 32℃/37℃。制冷机房设在 A 区首层,生活热水泵房及蓄热水箱设在 A 区地下室。小机组采用冷凝热全热回收的热泵机组,工作原理见图 1,基本参数见表 1。由图 1 可知,热泵机组工作时,蒸发器侧向空调用户提供 7℃/12℃的冷水,冷凝器侧向生活热水用户提供 55℃的热水。当无空调冷负荷时,热泵机组停止工作,热水用户由燃气热水机组提供辅助热源。当无生活热水负荷且空调负荷处于波峰状态时,热泵机组以制冷工况状态工作,向空调用户供应 7℃/12℃的冷水,冷凝热通过冷却塔排放。

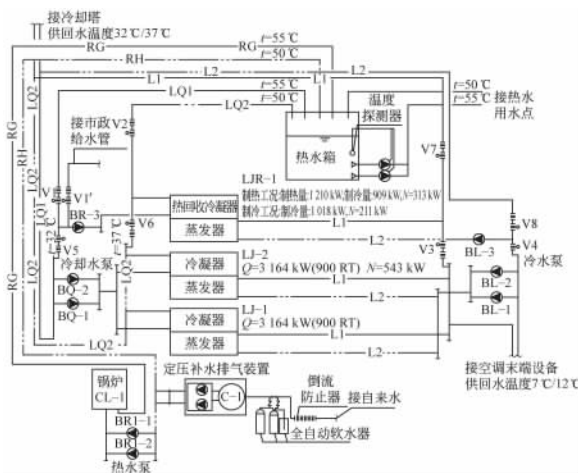


图 1 热泵机组工作原理

表 1 热泵机组参数

工况	制冷量/kW	蒸发侧温度/℃	热回收热量/kW	冷凝侧温度/℃	输入功率/kW	能效比
热回收工况	909	7/12	1 210	50/55	313	6.77
单冷工况	1 018	7/12	—	32/37	211	4.60

1.2 生活热水耗热量计算

设计热水水温为 55℃,冷水温度取 15℃,热水供应量的计算公式^[3]:

$$Q_d = m q_r c \rho (t_r - t_L) \quad (1)$$

$$q_{rd} = m q_r \quad (2)$$

$$Q_h = K_h m q_r c \rho (t_r - t_L) / 24 \quad (3)$$

式中 Q_d ——日耗热量, J;

m ——用水计算单位, 人;

q_r ——热水用水定额, L/(人·d);

c ——水的比热, 4 187 J/(kg·℃);

ρ ——水的密度, 取 $\rho = 1$ kg/L;

t_r ——热水温度, 取 55℃;

t_L ——冷水温度, 取 15℃;

q_{rd} ——设计日热水量, L/d;

Q_h ——设计小时耗热量, J/h;

K_h ——小时变化系数。

经计算,设计热水量 225 m³/d,耗热量为 10 468 kW·h/d,设计小时耗热量为 1 068 kW·h (3.844 8×10⁶ kJ/h)。

1.3 空调冷凝热回收机组容量的计算分析

确定空调冷凝热回收热泵机组的设计容量是一个核心问题。容量太大,不仅设备费用高,而且当空调实时冷负荷太低时,机组无法正常启动,使系统运行时间减少,影响冷凝热回收效率。而如果选择机组容量太小,回收冷凝热不能满足大多数时间生活热水的需求,经常性地需要借助燃料热源供热,也会影响冷凝热回收效率。

影响热泵机组设计容量的另一个重要因素是空调运行时间与热水使用时间的不同步性,主要表现在日逐时负荷不同步性和季节负荷不同步性。在空调机组运行期内,热水供应季节性负荷波动不大,可将其忽略,热水供应负荷日逐时变化特性非常明显,而空调冷凝热则呈现显著的季节波动特性和负荷日逐时波动特性。本工程地处热带,全年无冬,全年可划分为制冷季 330 d 及过渡季 35 d,制冷季又分为三个阶段,每个阶段空调系统以特定工况运行。图 2 采用冷负荷系数法对全年三种工况空调负荷进行逐时动态计算,利用文献[4]给出的可以适合于我国高端度假型酒店的生活热水供应逐时变化规律,将二者有机结合直观展现出空调冷凝热与热水供应负荷的不平衡性问题。图 2 中工况 1 的日空调负荷总量超过 31 108 kW·h,日

逐时空调负荷可以完全满足热水供应负荷的需求, 三亚地区处于该工况下的时间可长达 297 d。工况 2 的日空调负荷总量 12 443 kW·h, 与热水供应负荷相近, 总量上可满足用热需求, 但几个热水用量高峰时段内, 空调负荷不能满足用热需求, 需要借助其他时段富余的热量补充, 持续时间大约 23 d。工况 3 的日空调负荷总量 6 221 kW·h, 空调负荷明显减少, 影响了热回收的效果, 虽然在热水供应负荷几个低谷处仍然有部分富余, 但是总量不能满足热水供应需求, 需要启动辅助热源供热, 持续时间大约 10 d。

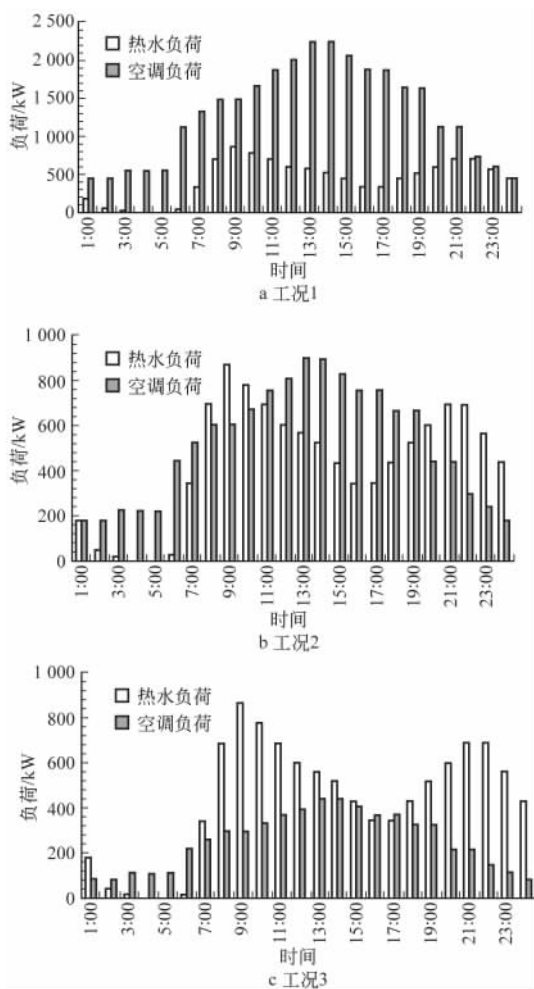


图2 不同工况空调冷凝热与热水供应的日逐时负荷

从上述的空调和热水供应负荷运行特性分析可知, 明显存在一个最佳的设计容量值, 既可以使机组满足生活热水供应的需求, 又能在空调期内的绝大部分时间启动机组, 最大限度利用机组的冷凝热。

首先, 该值应能使日空调负荷总量不小于热水供应总量, 以满足热水供应的需求; 其次, 保证空调系统在较低部分负荷率的情况下, 机组仍能以较高的效率运行。由于空调季期间, 大约有 23 d 的空调峰值负荷为 820 kW, 此时大机组停止运行, 靠冷凝热回收机组供冷, 因此机组容量不能小于 820 kW, 否则就不能提供空调服务。分析图 2 中的三种不同工况可知, 按工况 2 的日空调负荷和热水供应负荷总量为依据计算出冷凝热回收机组的冷凝热容量为 1 210 kW, 空调冷负荷容量为 909 kW。根据热水供应理论有关文献^[3]的计算, 设计最大小时耗热量为 1 068 kW·h, 可满足要求。

1.4 蓄热水箱容量的计算

空调负荷与热水负荷具有不同步性, 为了解决负荷不平衡问题, 使冷凝热回收热泵系统安全高效运行, 本文将蓄热水箱的概念引入到空调和热水供应系统设计中, 平衡空调冷凝热负荷与热水供应负荷之间日逐时的波动特性, 延长空调冷凝热的利用时间, 从而达到最佳的节能效果。

在某些季节里, 热水使用高峰时期, 热回收机组制备热水量小于生活热水高峰用水量, 需要从蓄热水箱补充才能满足用水量的需要。当空调冷凝热回收机组制备热水量大于生活热水消耗量时, 富余部分的热水进入蓄热水箱储存起来。因此, 蓄热水箱容积设计合理与否, 是应用空调冷凝热全热回收系统的关键所在。水箱容积与许多因素有关, 如空调热回收机组的出力及运行方式、热水的使用方式和用量等。在 1.3 节中的分析表明, 工况 2 的日空调负荷总量与热水供应负荷相近, 总量上可满足用热需求, 但在 1:00~7:00、11:00~19:00 时段, 空调负荷大于热水用量, 富余部分需要储存在蓄热水箱内; 而其他时段, 空调负荷小于热水用量, 不足部分需要从蓄热水箱内补充。因此, 蓄热水箱容积可用下式计算:

$$V_e \geq b \sum \frac{q_k - q_{rh}}{c_p(t_r - t_L) \times T} \quad (4)$$

式中 V_e ——蓄热水箱计算容积, m^3 ;

b ——水箱的容积附加系数, 取值 1.5;

q_k ——空调冷凝热逐时负荷, kW;

q_{rh} ——生活热水逐时负荷, kW;

T ——持续时间, 取 $T=1$ h。

经计算, 水箱计算容积为 40 m^3 , 考虑一定的余量, 取 60 m^3 。

1.5 生活热水系统设计

生活热水系统流程见图 1, 通过 1.2~1.4 节的计算分析, 热源采用空调冷凝热热泵机组, 装机容量 $1\ 210\text{ kW}$, 辅助热源为燃气的热水锅炉, 容量 $1\ 210\text{ kW}$ 。采用蓄热水箱储备热水, 容量为 60 m^3 。热水输送采用变频供水系统, 生活热水泵流量 $28\text{ m}^3/\text{h}$, 扬程 400 kPa 。同时考虑冷热水系统压力平衡, 系统末端用水点设置压力平衡型恒温龙头和花洒等用水设施, 既能提供舒适的水温, 又能有效节约能源。

2 技术经济分析

工程所在地区空调系统全年运行达 330 d 以上, 但每年仍有大约 35 d 的时间停开空调, 所以冷凝热全热回收热泵机组系统仍然要配置辅助热源。下面将冷凝热全热回收热泵系统(以下称方案一)与传统的冷水机组+燃气锅炉系统(以下称方案二)进行经济性分析[其中天然气价格 $3.1\text{ 元}/\text{Nm}^3$ 、电力价格 $0.8\text{ 元}/(\text{kW}\cdot\text{h})$]。

2.1 初投资比较

两种系统的主要设备配置见表 2。由表 2 可见, 方案一的初投资为 190.3 万元, 方案二为 124.6 万元。方案一比方案二投资费用多 65.7 万元。

2.2 运行费用比较

在 1.3 节中的分析可知, 工况 1、2 可完全利用空调冷凝热提供生活热水, 无需辅助热源; 工况 3 空调负荷明显减少, 其值不能完全满足热水供应峰值负荷的要求, 需要启动辅助热源供热。因此, 运行费用可分为完全空调冷凝热供热模式和空调冷凝热+辅助热源供热模式。

2.2.1 空调冷凝热供热模式的运行费用分析

在工况 1、2 条件下, 冷凝热回收热泵机组系统和水冷机组+燃气锅炉系统的运行费用分析见表 3。由表 3 可知, 在工况 1、2 条件下, 方案一运行 320 d , 期间热水耗热量 $332\text{ 万 kW}\cdot\text{h}$, 为空调提供冷量 $232\text{ 万 kW}\cdot\text{h}$, 机组每天运行 8 h , 运行费用 70.24 万元, 方案二运行费用为 160.97 万元。方案

表 2 冷凝热全热回收机组和
燃气锅炉热水系统的主要设备费用

名称		性能及参数	数量 /台	单价 /万元
方案一	全热回收 热泵机组	制冷量 909 kW 、制热量 $1\ 210\text{ kW}$ 、耗电量 313 kW	1	128.2
	冷冻水泵	流量 $172\text{ m}^3/\text{h}$ 、扬程 300 kPa 、耗电量 21 kW	1	4.2
	热水泵	流量 $114\text{ m}^3/\text{h}$ 、扬程 180 kPa 、耗电量 9 kW	1	2.5
	冷却泵	流量 $210\text{ m}^3/\text{h}$ 、扬程 280 kPa 、耗电量 9 kW	1	4.9
	燃气锅炉 热水机组	制热量 $1\ 210\text{ kW}$ 、耗电量 8 kW 、耗气量 $136\text{ Nm}^3/\text{h}$	1	48
	热水泵	流量 $114\text{ m}^3/\text{h}$ 、扬程 180 kPa 、耗电量 9 kW	台	1
	合计/万元			190.3
方案二	燃气锅炉 热水机组	制热量 $1\ 210\text{ kW}$ 、耗电量 8 kW 、耗气量 $136\text{ Nm}^3/\text{h}$	1	48
	热水泵	流量 $114\text{ m}^3/\text{h}$ 、扬程 180 kPa 、耗电量 9 kW	1	2.5
	水冷机组	制冷量 909 kW 、耗电 量 197 kW	1	65
	冷冻水泵	流量 $172\text{ m}^3/\text{h}$ 、扬程 300 kPa 、耗电量 21 kW	1	4.2
	冷却泵	流量 $210\text{ m}^3/\text{h}$ 、扬程 280 kPa 、耗电量 24 kW	1	4.9
	合计/万元			124.6

一比方案二每年节省运行费用 90.7 万元。

2.2.2 空调冷凝热+辅助热源供热模式的运行费用分析

在工况 3 条件下, 空调冷凝热回收热泵机组系统和水冷机组+燃气锅炉系统的运行费用分析见表 4。在工况 3 条件下, 方案一运行 10 d , 期间热水耗热量 $10.4\text{ 万 kW}\cdot\text{h}$, 为空调提供冷量 $4.5\text{ 万 kW}\cdot\text{h}$, 空调冷凝热回收机组每天运行 5 h , 辅助热源(锅炉)运行 3 h , 运行费用为 2.66 万元。方案二运行费用为 4.45 万元。方案一比方案二节省运行费用 1.89 万元。

2.2.3 小结

根据两种方案的运行费用计算结果列表 5。

由表 5 可见, 整个空调期内, 方案一比方案二节省运行费用 92.59 万元, 9 个月内能回收初投资费用。可见采用方案一系统有更好的经济效益。

表 3 冷凝热全热回收热泵机组系统和水冷机组加燃气锅炉系统的运行费用(工况 1、2)

名称		数量/台	单位能耗/kW	运行时间/h	总能耗/ kW·h/(Nm ³)	电价(燃气价格) /元/(kW·h) (/元/Nm ³)	运行 费用/元
方案一	全热回收热泵机组	1	313	2 560	801 280	0.8	641 024
	冷冻水泵	1	21	2 560	53 760	0.8	43 008
	热水泵	1	9	2 560	23 040	0.8	18 432
	年运行费用/元						702 464
方案二	燃气热水锅炉机组	1	136	2 560	(348 160)	(3.1)	1 079 296
	热水泵	1	9	2 560	23 040	0.8	18 432
	水冷机组	1	197	2 560	504 320	0.8	403 456
	冷冻水泵	1	21	2 560	53 760	0.8	43 008
	冷却泵	1	24	2 560	61 440	0.8	49 152
	热水机组用电	1	8	2 560	20 480	0.8	16 384
	年运行费用/元						1 609 728

表 4 冷凝热全热回收热泵机组系统和水冷机组加燃气锅炉系统的运行费用(工况 3)

名称		数量/台	单位能耗/kW	运行时间/h	总能耗/ kW·h/(Nm ³)	电价(燃气价格) /元/(kW·h) (/元/Nm ³)	运行 费用/元
方案一	全热回收热泵机组	1	313	50	15 650	0.8	12 520
	冷冻水泵	1	21	50	1 050	0.8	840
	热水泵	1	9	50	450	0.8	360
	冷却泵	1	24	停机	—	—	—
	燃气锅炉热水机组	1	136	30	4 080	3.1	12 648
	热水泵	1	9	30	270	0.8	216
	年运行费用/元						26 584
方案二	燃气热水锅炉机组	1	136	80	(10 880)	(3.1)	33 728
	热水泵	1	9	80	720	0.8	576
	水冷机组	1	197	50	9 850	0.8	7 880
	冷冻水泵	1	21	50	1 050	0.8	840
	冷却泵	1	24	50	1 200	0.8	960
	热水机组用电	1	8	80	640	0.8	512
	年运行费用/元						44 496

表 5 不同方案运行费用

方案	全年能耗	全年不同空调 工况运行费用 /万元	全年总运 行费用 /万元
方案一	耗电 0.9 MkW·h	工况 1、2:70.24 工况 3:2.66	72.9
方案二	耗天然气 0.359 MNm ³ 耗电 0.68 MkW·h	工况 1、2:160.97 工况 3:4.45	165.42

2.3 一次能耗和二氧化碳排放量比较

以低能耗、低污染、低排放为基础的低碳经济模式,是领航全球可持续发展,抢滩世界经济制高点的必由之路^[5]。本文引入碳贸易的概念来评价利用空调冷凝热回收技术所带来的社会效益和潜在的经济收益。《京都议定书》规定,碳排放作为一种商品可以在缔约国之间进行自由买卖,市场交易中如果一国排放量低于条约规定标准,则可

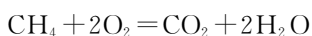
将剩余额度卖给完不成规定义务的国家,以冲抵后者的减排义务。

2.3.1 一次能耗比较

通过对表3、表4数据的计算和分析,方案一全年电力能耗 $0.9 \text{ MkW} \cdot \text{h}$,按照我国电厂发电效率50%,折算成一次能源能耗为 $1.8 \text{ MkW} \cdot \text{h}$;消耗天然气 $10\,880 \text{ Nm}^3$,折算成一次能源能耗为 $0.1 \text{ MkW} \cdot \text{h}$;全年一次能耗为 $1.9 \text{ MkW} \cdot \text{h}$ 。方案二全年电力能耗 $0.68 \text{ MkW} \cdot \text{h}$,折算成一次能源能耗为 $1.36 \text{ MkW} \cdot \text{h}$;消耗天然气 $359\,040 \text{ Nm}^3$,折算成一次能源能耗为 $3.59 \text{ MkW} \cdot \text{h}$;全年一次能耗为 $4.95 \text{ MkW} \cdot \text{h}$ 。全年方案一比方案二节约一次能耗 $3.05 \text{ MkW} \cdot \text{h}$ 。

2.3.2 二氧化碳排放量比较

根据天然气燃烧理论,天然气燃烧化学反应方程式:



即燃烧1 kg天然气,释放出 $44/16=2.75(\text{kg})$ 二氧化碳。根据对表3、表4数据的计算分析,方案一比方案二可节省天然气用量 $305\,000 \text{ Nm}^3$ ($244\,000 \text{ kg}$),因此,全年少排放671 t二氧化碳。在2008~2010年间,欧盟的碳排放交易价在28~10欧元/t,假如取中间值19欧元/t,在碳排放权交易体系中,交易价值为12 749欧元。

3 结语

星级酒店类等大型公共建筑的特性既有冷负荷,同时又有热负荷,在南方热带地区,供冷季节较长,为回收空调系统的冷凝热,长时间供应生活热水创造了很好的条件。过去,由于未能有效解决空调冷凝热与生活热水负荷的不平衡性问题,限制了对空调冷凝热这一低品位热源的回收利用。本文把集中空调系统的冷凝热回收机组、蓄热水箱引入到常规空调与热水供应系统中,通过分析制冷机冷凝热与生活热水耗量的匹配关系,平衡空调冷凝热负荷与热水供应负荷之间的波动,有效解决了这一矛盾。计算表明,采用空调冷凝热回收机组的热水供应系统同常规系统的冷水机组(不带热回收)加燃气热水锅炉系统比较,在每年长达320 d的运行时间里,可以节省一次能耗 $3.05 \text{ MkW} \cdot \text{h}$,节省运行费用92.5万元,减

少二氧化碳排放量671 t,在碳排放权交易体系中,交易价值为12 749欧元。因此,在空调制冷季节时间较长的夏热冬暖地区,对于建筑减少废热排放,实现节能运行意义重大,具有广阔的应用前景。

参考文献

- 1 Josuap Meyer. Domestic hot water consumption of the developed and developing communities in South Africa. ASHRAE Trans, 1999,105(1):173~178
- 2 江辉民,马最良,姚杨,等.小型空调器冷凝热回收技术的研究现状与应用分析.暖通空调,2005,35(10):29~35
- 3 中国建筑设计研究院主编.建筑给排水设计手册.第2版.北京:中国建筑工业出版社,2008
- 4 王伟.中高档旅馆免费热水供应系统在我国应用的预测与评价:[学位论文].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2002
- 5 中国发展低碳经济途径研究课题组.中国发展低碳经济途径研究.见:中国环境与发展国际合作委员会2009年会论文集,2009

※ 通讯处:510641 广州市五山华南理工大学建筑设计研究院

电话:(020)22238139

E-mail:hpi87110188@126.com

收稿日期:2010-12-22

北京市大兴区大兴新城滨河森林公园引水工程

建设单位:北京市大兴区水务局

项目内容:大兴新城滨河森林公园引水工程(黄村再生水厂—京开高速路)为大兴新城滨河森林公园的配套引水工程,主要包括:①大兴黄村再生水厂至森林公园项目区的引水干管敷设,工程起自黄村再生水厂,穿新风河,沿六环绿地至小龙河,终点至小龙河与连通渠汇合口处,引水管线总长6.4 km,输水量 $8 \text{ 万 m}^3/\text{d}$;②埝坛引水渠治理及截污,治理起点为大兴新城芦求路,终点为埝坛公园,全长1.65 km;在现状河道的基础上向两侧拓宽,渠道两侧与现状河堤顺接;对治理段进行截污,污水最终进入天堂河污水处理厂处理。本工程计划于2011年2月初开工,6月底完工。

项目投资:13 527.08万元

建设时间:2011年