

名古屋東急ホテル



● 水蓄熱システムの有効活用によるランニングコストとCO₂削減

申請者 | 株式会社名古屋東急ホテル、中部電力ミライズ株式会社
 設備オーナー | 株式会社名古屋東急ホテル

低層階と高層階の空調系統をつなぐ新たなシステムを設置

名古屋東急ホテルのエネルギー使用量の約1/3を占める空調設備は、低層階空調システムと高層階空調システムの2系統で構成されている(図1)。

高層階空調システムは、COPが低い蒸気吸収式冷凍機にて冷熱を製造しているため、エネルギー消費原単位の低下の大きな一因であった。また、低層階空調システムの氷蓄熱槽の蓄熱容量は、冷房ピーク負荷を想定し設計されているため、冷房負荷の少ない中間季・冬季において、蓄熱量に余剰分が発生している状況であった。

そこで、蒸気吸収式冷凍機よりもCOPの高いターボ冷凍機で製造された水蓄熱槽の冷熱を高層階系統に有効活用すべく、低層階空調システムから高層階空調システムへ冷熱を送るシステムを設置することで、中間季・冬季の蒸気吸収式冷凍機の稼働抑制による省エネルギー・省コストを図った。さらに、夏季において水蓄熱槽の蓄熱量に余剰がある場合は、改修した冷熱システムを活用することで、高層階空調システムの蒸気吸収式冷凍機の稼働を抑制し、さらなる省エネルギー・省コストを図った。

中間季・冬季の余剰蓄熱の有効活用

「高層階」と「低層階」の熱源機の製造熱量・冷房負荷について、BEMSデータで確認し、現状把握と問題点の洗い出しを行った。その結果、低層階の蓄熱システムは、中間季・冬季に冷房負荷が少ないため、蓄熱した冷水が完全放熱されず、余剰が発生していた。また、検討の結果、施設稼働率の上昇などにより中間季・冬季の冷房負荷が増加した場合でも、ターボ冷凍機を稼働させることで、蓄熱量増加が可能と判断した(図2)。

高層階の熱源設備運用は、夏季に2台、冷房負荷が小さい中間季・冬季は、1台運転としている(図3)。なお、高層階の省エネルギー方法は、同一仕様熱源設備2台の運転台数制御のみである。また、中間季・冬季の1台当たりの熱源設備負荷率は、半分以下になる日が多いため、さらにCOPが悪化し、エネルギー使用量が増加する傾向にあった(図4)。

そこで、「蓄熱槽冷水の余剰分」を高層階空調システムに供給できれば、中間季・冬季の高層階空調システムの熱源設備の完全停

図1 空調設備 システム概要

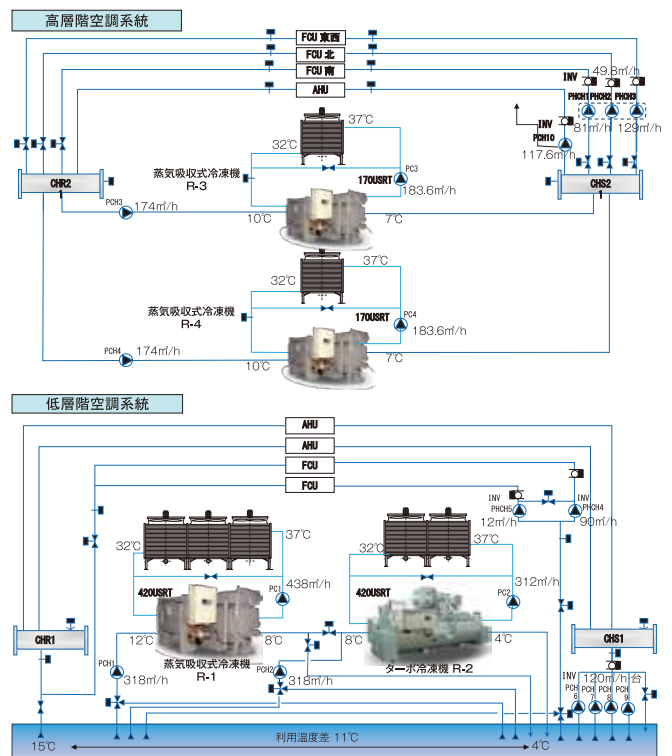


図2 低層階の熱源機の製造熱量・冷房負荷

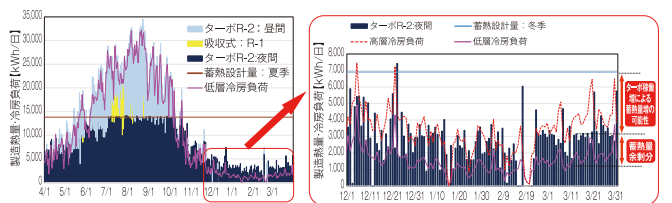


図3 高層階熱源機の製造熱量・冷房負荷

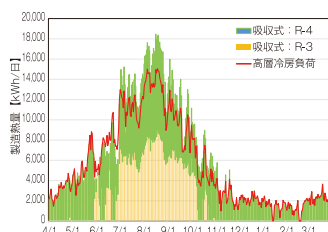
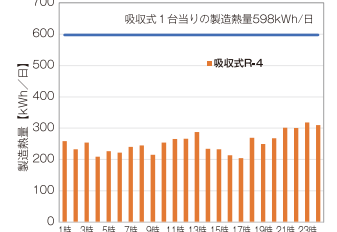


図4 高層階吸収式の1日の稼働状況(11月代表日)



止が可能となり、省エネルギーが可能と判断した。しかし、高層階と低層階の冷熱配管は別系統となっており、低層階の蓄熱槽冷熱を高層階に送ることが不可能なため、冷熱配管系統の改修について検討した。

蓄熱槽冷熱のさらなる活用による省エネルギー化

低層階の冷熱を高層階に送るため、「熱交換器」を設置。蓄熱槽の冷水ヘッダーから熱交換器へ冷水を供給することで、高層階の冷房負荷と熱交換を可能にするポンプやヘッダーに配管を接続する改修を実施した(図5)。この改修により、中間季・冬季は、高層階の蒸気吸収式冷凍機1台運転を停止することができ(稼働時間40%削減:図6)、ガス使用量を40%削減した。

電力量については、ターボ冷凍機による稼働が増加したため、15%増加したが(図6)、エネルギー・トータルで原油換算74KL/年、CO₂排出量155t/年削減することができた。また、ランニングコストを322万円/年削減し、省エネルギー・省コスト化を実現した(表1)。

水蓄熱槽状態監視強化による夏季の蓄熱の有効活用

中間季・冬季の蓄熱槽の有効活用は図れたため、さらなる省エネルギー化を図るべく、熱交換器設置後の蓄熱システムの「夏季」の運用について検討した。

夏季の水蓄熱槽の状態を確認したところ、7、8月は、低層階空調系統の冷房負荷が大きく、冷熱不足に備え、高層階に冷熱を供給する系統は停止運用としていた。

夏季の蓄熱量を確認した結果、蓄熱量に余剰の発生している日があることがわかった(図7)。よって、「蓄熱量の余剰」を把握し、熱交換器による蓄熱槽冷水の放熱を増加させることで、夏季においても高層階の吸収式の稼働抑制は可能と判断し、運用改善を実施した。

ターボ冷凍機の効率向上の検討

蓄熱システムの蒸気吸収式冷凍機の更新により、既設の蒸気吸収式冷凍機より低温の冷熱製造が可能になったことから、設定温度7℃に変更した。これにより、2台直列運転時のターボ冷凍機は、冷熱の製造熱量が削減でき(流量は固定)、ターボ冷凍機のデマンド抑制を図った(図8)。結果は以下の通りである。

- ①放熱時間を1,175時間に増加させ、蓄熱槽冷水を高層階へ供給(図9)。その結果、高層階の蒸気吸収式冷凍機の稼働時間を抑制できた(表2-1)。
- ②蒸気吸収式冷凍機の更新にともない、2台直列運転時のターボ冷凍機の冷水入口温度を8℃から7℃に変更。その結果、COPも4.7から5.5に向上した(表2-2)。

改善の効果

- (1)エネルギー効率性
 - ①電力量3%増加(+55MWh/年)、ガス使用量33%減少(▲145千m)
 - ②原油換算 153KL/年削減(▲4%、ホテル全体約4,000KL)
- (2)ランニングコスト 783万円/年削減 投資回収2年
- (3)CO₂排出量 278t-CO₂/年削減
- (4)第1種エネルギー管理指定事業者としての努力義務・エネルギー消費原単価マイナス1%以上を達成した。

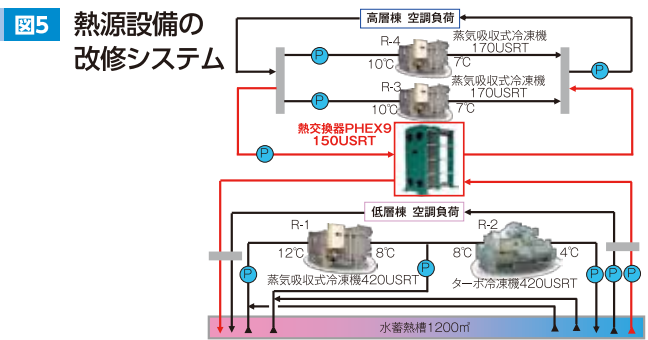


図6 改善後の熱源機稼働時間

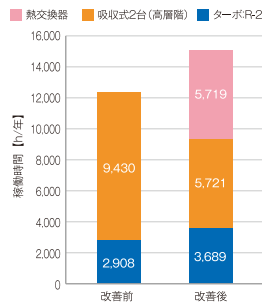


図7 蓄熱槽冷水の熱交換器による放射分(夏季)

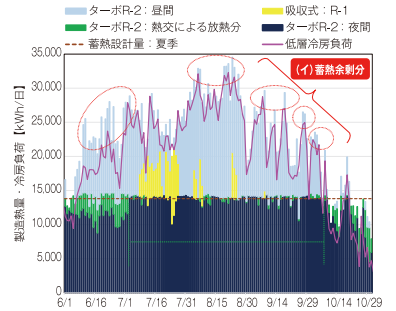


図8 蓄熱システムの温度見直し

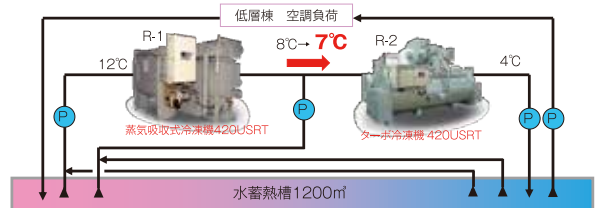


図9 改善後の熱源機稼働時間

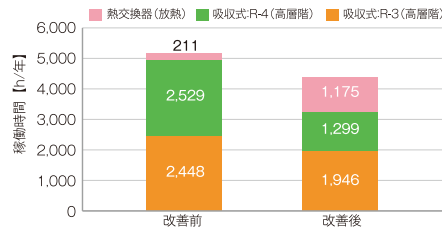


表1 運用改善による省エネルギー・省コスト効果

	単位	改善前	改善後	差		
エネルギー使用量	電力	MWh/年	1,180	1,359	179	15%
	ガス	千m ³ /年	256	153	▲103	▲40%
原油換算	kL/年	594	520	▲74	▲12%	
CO ₂ 排出量	t/年	1,120	965	▲155	▲14%	
ランニングコスト	万円/年	3,424	3,092	▲332	▲10%	

(注)エネルギー使用量は、ターボ冷凍機・高層階の吸収式2台、熱交換器が対象

表2-1 運用改善による省エネルギー・省コスト効果

	単位	改善前	改善後	差		
エネルギー使用量	電力	MWh/年	139	102	▲37	▲27%
	ガス	千m ³ /年	121	79	▲42	▲35%
原油換算	kL/年	175	118	▲57	▲33%	
CO ₂ 排出量	t/年	340	227	▲113	▲33%	
ランニングコスト	万円/年	949	638	▲311	▲33%	

(注)エネルギー使用量は、ターボ冷凍機・高層階の吸収式2台、熱交換器が対象

表2-2 運用改善による省エネルギー・省コスト効果(夏季)

	単位	改善前	改善後	差	
ターボ冷水入口温度	℃	8	7	▲1	—
実績COP	—	4.6	5.3	0.7	—
電力量	MWh/年	742	655	▲87	▲12%
原油換算	kL/年	187	165	▲22	▲12%
CO ₂ 排出量	t/年	84	74	▲10	▲12%
ランニングコスト	万円/年	1,187	1,047	▲140	▲12%

(注)エネルギー使用量は、ターボ冷凍機が対象