

業務用建築の 給湯設備 省エネルギー ガイドライン VER 1.1

業務用建築（宿泊施設をはじめとして）の給湯設備の設計時の
ポイントを整理したガイドライン

目 次

0 用語の定義	5
1 給湯システムの分類	10
2 給湯の一般事項	14
2.1 適温・適流量	14
2.2 湯の性質	16
2.3 給水温度と湯水の混合.....	18
2.3.1 給水温度	18
2.3.2 湯と水の混合	19
2.4 配管計画・方式と周辺機器の設計	21
2.4.1 配管計画	21
2.4.2 周辺機器の設計.....	22
2.5 機器と配管からの熱損失と加熱方法.....	25
2.5.1 年間給湯熱負荷と熱損失	25
2.5.2 機器からの熱損失.....	27
2.5.3 配管からの熱損失.....	30
2.5.4 配管からの熱損失の加熱	31
2.5.5 配管の保温.....	33
2.6 省エネルギー対策と再生可能エネルギー熱利用.....	38
2.6.1 省エネルギー	38
2.6.2 再生可能エネルギー熱利用	44
2.7 レジオネラ症対策.....	51
2.7.1 レジオネラの歴史	51
2.7.2 レジオネラ属菌.....	52
2.7.3 レジオネラ症	52
2.7.4 給湯設備での対策	53
3 熱源・貯湯槽容量の設計と制御	58
3.1 ガス給湯熱源機	58
3.1.1 ガス給湯熱源機の種類.....	58
3.1.2 ガス潜熱回収型給湯熱源機	60
3.1.3 ボイラーの部分負荷時の高効率化.....	61
3.2 ガス瞬間式給湯機と貯湯槽を組み合わせた給湯システムの検討	62
3.2.1 設定条件の確認と検討手順	62
3.2.2 検討例	64
3.3 太陽熱利用システムの検討	67
3.3.1 太陽熱利用システムの導入時の留意点	67
3.3.2 太陽熱利用システムの導入検討	68
3.4 ヒートポンプ給湯機・ハイブリッド給湯システム	71
3.4.1 ヒートポンプ給湯機の原理	71
3.4.2 ヒートポンプ給湯機の分類	71
3.4.3 ヒートポンプ給湯システムの概要.....	72

3.4.4	ヒートポンプ給湯システムの設計手法	73
3.4.5	ハイブリッド給湯システムの概要	81
3.4.6	ハイブリッド給湯システムの設計手法	81
3.5	コージェネレーション・燃料電池	87
3.5.1	コージェネレーションの概要	87
3.5.2	コージェネレーションの給湯利用	88
3.5.3	マイクロコージェネレーション	88
3.5.4	コージェネレーションの給湯利用上の留意点	88
3.5.5	コージェネレーションの採用時の留意点	89
3.5.6	燃料電池	89
3.5.7	業務用燃料電池	90
3.5.8	コージェネレーション・燃料電池の一次エネルギー消費量計算	90
4	施工上の注意事項	92
4.1	貯湯槽の配管接続	92
4.2	保温	92
4.2.1	保温施工不要箇所	92
4.2.2	保温材	93
4.2.3	保温材の保管と使用での注意事項	93
5	関連システム（浴場システム）	96
5.1	ろ過循環システムの概要（循環式浴槽システム）	96
5.2	ろ過装置の概要	99
5.2.1	ろ過設備の構成	99
5.2.2	ろ過容器の材質	99
5.2.3	ろ過方式の種類	99
5.2.4	ろ過器①・砂式ろ過器	100
5.2.5	ろ過器②・珪藻土式ろ過器	100
5.2.6	ろ過器③ カートリッジ式ろ過器	105
5.3	加熱負荷と差し湯	106
5.3.2	差し湯（供給湯水や温泉）による加熱負荷と掛け流し方式の場合の差し湯必要量	111
5.3.3	浴槽加熱負荷	112
5.4	浴場設備の省エネルギー対策	114
5.4.1	浴槽からの損失熱量低減	114
5.4.2	ろ過循環ポンプのインバータ制御（回転数制御）	116
5.4.3	ポンプ・ブローアの発停制御システム	117
5.4.4	逆洗水再利用システム	118
5.5	レジオネラ症対策	119
5.5.1	レジオネラ属菌や残留塩素濃度等の国内外の基準	120
5.5.2	浴槽水の消毒剤の選定と濃度管理によるレジオネラ症防止	121
5.5.3	温泉水の消毒によるレジオネラ症防止対策	125
6	一次エネルギーの試算	144
6.1	省エネルギー基準の構成	144
6.2	省エネルギー基準 WEBプログラムの入力構成	163

6.3 ガス給湯熱源機の消費エネルギー計算	168
6.3.1 ガスボイラー（給湯器）のエネルギー試算の手順	168
6.3.2 ケーススタディ（貯湯槽なし）	170
6.3.3 貯湯槽を設けた場合のエネルギー試算の手順.....	171
6.3.4 ケーススタディ（貯湯槽あり）	172
6.3.5 小型ガスボイラー(給湯器)での台数分割制御の場合のエネルギー試算の手順...	172
6.3.6 ケーススタディ（台数分割制御あり）	173
6.3.7 給湯システム全体を対象とした場合の考慮すべき項目	173
6.4 太陽熱利用システム導入時（+ガス）の消費エネルギー計算.....	174
6.4.1 ガス給湯システムの給湯1次エネルギー消費量.....	174
6.4.2 太陽熱利用システムの導入による給湯1次エネルギー削減量の計算	177
6.4.3 計算結果	178

0 用語の定義

(出典：(公社)空気調和・衛生工学会 給湯設備の計画・設計法小委員会報告書。省エネルギー基準及び関連法令と整合が取れていない部分は次版で対応)

給湯負荷 hot water supply demand

- ・ 給湯設備における機器容量や管径を決定するために必要な、60°Cを基準とした予測使用湯量
- ・ 時間間隔により、日・時間・ピーク時・瞬時給湯負荷に分類され、機器容量は目的によって各負荷が使用され、管径決定には、瞬時負荷が使用される
- ・ 単位(例)：L/min、 m^3/sec など

給湯加熱負荷 hot water heating load

- ・ 給湯栓や給湯使用機器等で吐水・利用される湯量や貯湯するための湯量を加熱する熱量に、配管や装置で損失する熱量を加えた熱量を予測したもの
- ・ 単位(例)：MJ/h、kW など

器具使用湯量 hot water fixture consumption

- ・ 適温と適流量に基づき、水を混合した後の器具や機器の吐水量や使用湯量

器具給水単位 water fixture unit

- ・ 器具の種類による使用頻度、使用時間及び多数の給水器具の同時使用を考慮した負荷率を見込んで、給水流量を単位化したもの

器具給湯単位 hot water fixture unit

- ・ 器具給水単位を給水及び給湯の温度比で分割した数値

節湯 hot water saving ,hot water conservation

- ・ 湯の無駄な使用を減らすこと。給湯負荷と給湯熱負荷の低減につながる

二管式配管方式 two pipe systems

- ・ 給湯管に並行して返湯管を配管する配管方式

一管ループ配管方式 single pipe loop piping systems

- ・ 給湯主管から分岐した給湯枝管を給湯栓や給湯使用器具への分岐箇所を直列に結び、その末端を返湯主管にループ状に接続する循環枝管の配管方式 (図 1)

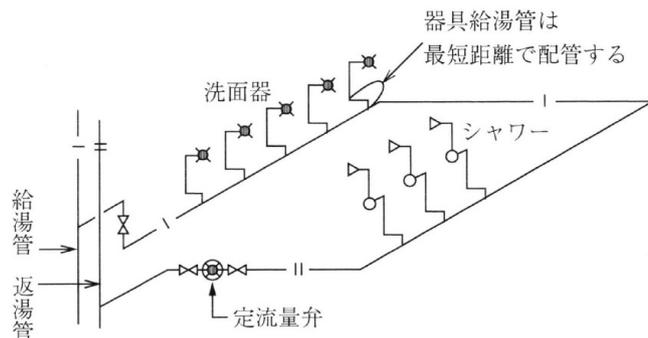


図 1 一管ループ配管方式³⁾

有効貯湯率 effective hot water storage rate

- ・貯湯容量のうち、60°Cで使用できる湯量の割合
- ・使用可能な60°Cの貯湯槽内の湯量を、貯湯槽容積で割った割合

ハイブリッド給湯方式 hybrid hot water supply systems

- ・複数の熱源を持つ給湯方式
- ・例えば、負荷変動の少ないベース負荷をヒートポンプ式給湯機が賄ない、変動部分の負荷を燃焼式給湯器が受け持つ

タンクレス給湯方式 tank-less hot water supply systems

- ・中央式給湯方式において、貯湯槽を持たない給湯方式
- ・宿泊特化型ホテル（ビジネスホテル）など、比較的給湯の同時使用率を把握し易い施設の給湯方式として、用いられるようになった
- ・ガス給湯器を並列に結合して、台数制御を行う方式の導入事例が多い

成績係数 coefficient of performance

- ・冷凍機やヒートポンプの性能を表す指標
- ・ヒートポンプ給湯機では、加熱熱量を、このために要した圧縮仕事の熱量（動力）で除した値。無次元数。COP と呼ばれることが多い

注記：空気熱源ヒートポンプ給湯機では、基本的に消費電力にコンプレッサーとファンを含んでいる。循環ポンプも、熱源機側に装備されていれば含む

- ・日本冷凍空調工業会標準規格 JRA4060：2014（業務用ヒートポンプ給湯機）では、ポンプを内蔵していない製品は「ポンプを内蔵していない」旨を明記することとしている

モード効率 standard usage mode

- ・家庭用給湯器で、標準使用モードに基づき、測定した出力熱量および電力量を含んだエネルギー量を基に算出した効率。モード出力熱量をモードエネルギー量で除したもの。実働効率とも言う。

- ・標準使用モード：ふろ給湯標準モード、給湯標準使用モード及びふろ標準使用モードの総称

- ・ふろ給湯標準使用モード：代表的と考えられる、ある4人世帯の平日、中間期に、1日の各用途での湯使用及びふろについて、給湯、沸き上げ、沸かし直し及び追だきに関する開始時刻、継続時間、開始前停止時間、給湯使用温度、給湯使用流量及び給湯使用量を示すモード

- ・給湯標準使用モード：ふろ給湯標準使用モードのうち、給湯に関連する部分を抜き出したモード

- ・ふろ標準使用モード：ふろ給湯標準使用モードのうち、追焚き、沸き上げ及び沸かし直しに関連する部分を抜き出したモード

- ・モード出力熱量：標準使用モードによって温水機器が実際に加熱した熱量。モード給湯出力熱量とモードふろ出力熱量との合計

- ・モード給湯出力熱量：標準使用モードによって給湯を使用したときの給湯出力の総量

- ・モードふろ出力熱量：標準使用モードによってふろがま機能を使用したときの、ふろ出力の総量。モード沸き上げ出力熱量及びモード追焚き出力熱量で構成される。

- ・モードエネルギー量：モードガス熱量又はモード石油熱量にモード電力量を加えた総合エネルギー量

※参照：JIS S 2075-2011 家庭用ガス・石油温水機器のモード効率測定法

システム効率 system performance factor

- ・循環ポンプ等の搬送電力消費量、配管類や貯湯槽等の機器類からの放熱量等を含んだ総合的な給湯システム効率

年間標準貯湯加熱エネルギー消費効率 annual standard hot water storage heating energy consumption efficiency

- ・略称で、年間加熱効率と呼ぶ。業務用ヒートポンプ給湯機に適応して、1年を通して一定量のお湯を使用するものとして運転した場合の年間標準貯湯加熱量と年間標準貯湯加熱消費電力量との比

※日本冷凍空調工業会標準規格 JRA4060：2014 で規定

年間給湯保温効率 annual hot water supply performance factor with bath heating equipment

- ・家庭用ヒートポンプ給湯機のうち、ふろ保温機能のある機種（対象機種：フルオート）の性能を表す指標で、年間給湯効率（APF：Annual Performance Factor）のひとつ。JIS C 9220（家庭用ヒートポンプ給湯機）に規定されている
- ・1年を通して、ヒートポンプ給湯機を運転して、台所・洗面・湯はりを行った場合の給湯熱量とふろ保温時の保温熱量をその時の消費電力量で割った効率

※ JIS C 9220 で規定

年間給湯効率 annual hot water supply performance factor without bath heating equipment

- ・家庭用ヒートポンプ給湯機のうち、ふろ保温機能のない機種（対象機種：セミオートや給湯専用）の性能を表す指標で、年間給湯効率（APF：Annual Performance Factor）のひとつ
- ・JIS C 9220（家庭用ヒートポンプ給湯機）に規定されている
- ・1年を通して、ヒートポンプ給湯機を運転して、台所・洗面・湯はりを行った場合の給湯熱量をその時の消費電力量で割った効率

給湯機類 water heater, water heating equipment

- ・水を昇温して給湯する機器の総称。給湯用加熱装置ともいう。
- ・給湯機類には、ポイラー・給湯機・湯沸し器・加熱装置付貯湯槽、熱交換器・太陽熱温水器・気水混合器などがある。

貯湯槽 hot water storage tank

- ・給湯水を貯留する槽。貯湯槽には、加熱装置が組み込まれたものと組み込まれていないものがある
- ・また、常に水圧のかかっている密閉形と、自由水面を有する開放形がある

給湯管 hot water supply pipe

- ・上水を加熱した湯を供給する管

器具給湯管 fixture hot water supply pipe

- ・給湯栓及びその他の機器に接続する給湯管

給湯設備 hot water supply systems

- ・建物及びその敷地内で、管類・継手類・弁類・水槽類・給湯機類・その他の機器などを用いて、湯を供給する設備の総称

浴場設備 commercial bath systems

- ・浴槽の水の浄化、加熱及び消毒にかかわる設備並びに浴場の運営上必要な給水・給湯・排水設備の総称

参考・引用文献

いずれも出典元における参考・引用文献

- 1) 公社)空気調和・衛生工学会:SHASE-S206-2009 給排水衛生設備規準・同解説,2009
- 2) 公社)空気調和・衛生工学会:空気調和・衛生用語辞典,第2版,2006
- 3) 小川正晃編著:100万人の給排水,pp.76-77,2015
- 4) 鎌田元康:給湯設備の省エネルギー・省CO₂, 空気調和・衛生工学,第84巻第9号,pp.3-9,2010.9

1 給湯システムの分類

1 給湯システムの分類

湯を建物内で使うシステムは、大きく分けて局所式給湯方式と中央式給湯方式（図 2.1.1）があります。

局所式給湯方式は、湯を使う場所が離れていたり、限られたりしていたりするときに用いられます。事務所ビルや事務所系テナントビルでは、トイレの手洗いコーナーや湯沸し室(給湯室)に給湯機を設置して使う例がほとんどです。

かつては、ガスを熱源にした貯湯式のものがほとんどでしたが、現在は 20～30L 程度の小型電気温水器(給湯器)を使用するのがほとんどです。この他、深夜電力で加温する方式でキッチンユニット様の外観を持つ 100L 程度の、やや容量の大きい機種もあります。小型電気温水器(給湯器)は、例えば、トイレの洗面カウンターの下部に設置する場合は密閉式を、湯沸し室(給湯室)の壁に取り付ける場合は開放式を用います。

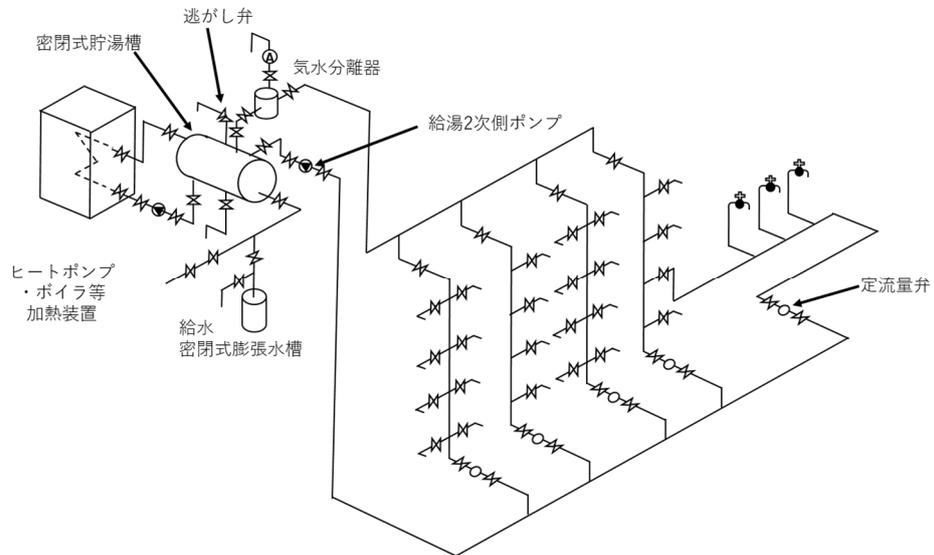


図 2.1.1 中央式給湯方式の例

中央式給湯方式は、機械室やボイラー室、屋上等にボイラーやヒートポンプ等の加熱装置と貯湯槽を設置して、建物内に湯を循環させて供給するのが一般的です。ホテルや旅館等の宿泊施設、日帰り入浴施設、病院等の医療施設、特別養護老人ホーム等の社会福祉施設、スポーツクラブのように、シャワーや湯水混合水栓がたくさん設置されている多くは、この方式を用いています。

この他に、戸別式中央給湯方式とか、住戸セントラル式給湯方式と呼ばれる住宅向けの方式があります(図 2.1.2)。戸建て住宅や集合住宅の住戸ごとに、住宅用ヒートポンプ給湯機（通称：エコキュート）、ガス瞬間湯沸し器や灯油瞬間湯沸し器を設置して、ユニットバスや洗面所、台所のシャワーや湯水混合水栓等に一過式(One Way)で湯を供給します。ヒートポンプと燃焼式を組み合わせたハイブリッド熱源の製品もあります。

住宅向けの方式で使用する給湯機は、浴槽の湯張り機能や追い焚き機能を備えているものもあります。追い焚き機能には、浴槽と湯沸し器を循環するタイプと高温で差し湯をするタイプがあります。また、床暖房機能を持っているものもあります。ヒートポンプ給湯機の中には、再生可能エネルギーの地中熱を用いたり、冷房排熱を利用したりするものもあります。この他、太陽熱で加熱利用する機種もあります。燃焼式の湯沸し器には、二次熱交換器を設けて、排熱(潜熱)を回収するタイプもあり、ガス焚きだとエコジョーズ、灯油焚きだとエコフィールと呼ばれています。

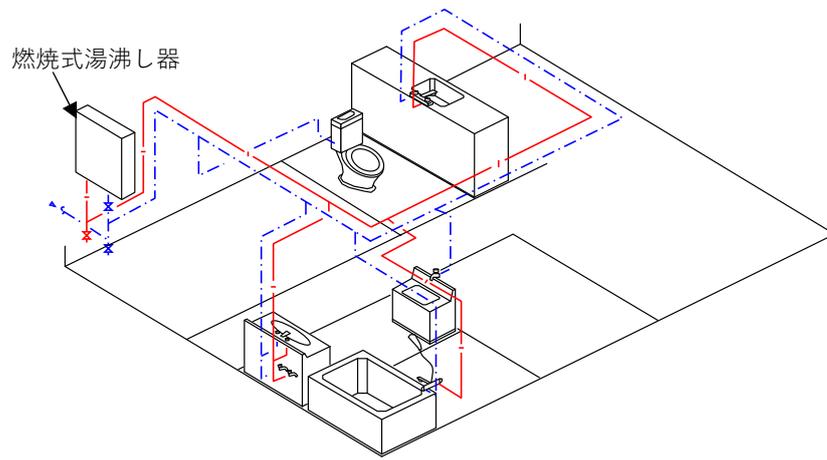


図2.1.2 集合住宅での戸別式中央給湯方式の例1)
(鳥居配管の給水管と給湯管)

参考・引用文献

- 1) 赤井仁志：給湯設備,SHASE-M 0008-2005 東北地方の給排水衛生設備と空調設備の凍結対策,p.55,
空気調和・衛生工学会,2007

2 給湯の一般事項

2 給湯の一般事項

2.1 適温・適流量

水をヒートポンプ給湯機やガス焚き湯沸し器で加温して、湯が作られます。湯を溜めて入浴する浴槽の湯温は、一般に 42°C と言われることが多いですが、鎌田元康らの研究で 40.5°C が適温とされています。また、栃原裕らの研究で、浴室の室温やその前の脱衣室との室温、さらには居間の室温などの温度履歴によっても適温は左右されることがあるとされています。馴化により浴槽水の適温は、変化するとも考えられています。日本国内で、年間に 15,000 人が亡くなっていると推定されている高齢者を中心とした入浴時の事故を防止するためには、浴室や脱衣室の室温を上げて、浴槽湯温を下げる微温浴が効果的とされています。

入浴に関連する温泉は、欧州も日本も、温度と物質との何れかに該当するものを温泉としています。1911 (明治 44) 年にドイツのバート・ナウハイムで採択されたナウハイム決議では、湧出時の泉温が 20°C 以上、もしくは 16 項目の物質を温泉としています。日本では、温泉法 (昭和 23 年 7 月 10 日 法律 125 号) で、温泉源から採取されるときに温度が 25°C 以上、19 項目としています。日本が 25°C としたのは、1952 (昭和 27) 年 4 月 28 日に発効したサンフランシスコ講和条約による領土放棄まで、日本が台湾を領有していたことが背景にあります。台湾のほとんどの地域の年間平均気温が 20°C を上回り、井水水温が 20°C 以上となるために 25°C とした考えられています。しかし、台湾には年間平均気温が 25°C を上回る南部の屏東県恒春鎮のような場所もあります。

シャワーは、手持ちシャワーか、壁掛けシャワーかによっても適温は異なります。また、入浴を伴う場合と、伴わない場合によっても異なります。最近では、節水型シャワーヘッド、エアインシャワーと呼ばれる空気を混入させたタイプ、シャワーから吐水する水玉の径を大きくして水量を変化させて刺激が得られるタイプ、またレインシャワーと言って散水板を大きくしてシャワーから吐水する面積を上げたタイプなど、多様性に富んできており、とくに適流量に幅が出ています。

これまで、入浴やシャワーでは、暑くもなく寒くもない Neutral な湯温と、流量が心地よい、快適の適 (Comfort) を求めてきました。しかし、最近では、快適の快 (Pleasantness) を欲する傾向も見られます。

食器洗浄では、洗うヒトが不快でない湯温が 39°C とされています。この湯温が、食器に付着した汚れ成分のタンパク質やデンプン、油脂分の全てを落とすことができる訳ではありません。この中で、動物性油脂分は、洗剤では落とすにくく、とくに固形ものは困難です。例えば、ラードの溶解温度は 33~46°C、ヘッドは 40~48°C のため、高い湯温を掛ければ容易に溶けて落ちます。このような場合、高い湯温で洗浄する食器洗浄機が有効です。

お茶やコーヒーを煎れる場合、湯温が重要になります。日本茶は、低温で溶出しやすい甘み成分のテアニンと、高温で出やすい渋み成分のタンニンのバランスが大切になります。煎茶を煎れてテアニンを抽出したい場合は、60~70°C の湯温で 2~3 分間が良いとされています。玉露や抹茶は、50°C 前後が適温です。

このように、湯の使用温度・流量は湯の使用目的によって異なります。表 2.1.1 に用途別の使用適温と適流量の値を示します。

注意したいのは、循環式給湯設備では、レジオネラ属菌対策として 60°C で湯を送り、末端でも 55°C 以上の湯を循環させて必要箇所へ給湯しなければなりません。とくに、エアロゾルが発生しやすいシャワーでレジオネラ症に罹患しやすいために重要です。使用箇所が高温の湯と水を

混合して、適温で利用します。高齢者や幼児、障害者が火傷しないようにサーモスタット付の湯水混合水栓を設置するのが賢明です。

表 2.1.1 用途別使用適温・適流量

行為	適温 (°C)	適流量 (L/mm)	注意事項	
食器洗浄	39.0	7.5	普通吐水	水栓の種類により、適流量は多少異なると思われる
		5.0	シャワー吐水	
洗顔	37.5	8.5	洗髪用の大型洗面器を使用した場合の値であり、小型・中型の洗面器での	
手洗い洗濯	39.0	10.5	適流量は、これよりも多少小さい値になると思われる	
洗髪	40.5	8.0		
入浴	40.5	-	浴槽への落とし込み時間に関しては、短いほど評価が良いため、適流量は提示せず	
手持ちシャワー	40.5	8.5	入浴を伴う、Mタイプ ^{注)} ・女性のみの実験から提案 条件が異なる場合：以下のように扱うのが妥当と思われる 適温：シャワーヘッド散水板、男女によらず同じとし、入浴を伴わない場合は42°C、適流量：男性の場合、これより多い	
壁掛けシャワー	42.0	*		
備考	最も適温・適流量の変動を嫌うシャワーの許容湯温・流量変動幅は、各々±1.5°C・±1.5ℓ/min。但し、適流量が極端に小さいシャワーヘッド散水板を使用する場合は、許容流量変動幅はこれより小さい			

^{注)}Mタイプ：家庭で、比較的多く用いられているシャワーヘッド。散水板の穴の総開口面積は約43mm²

(出典：公社)空気調和・衛生工学会 給湯設備の使用感に関する研究委員会)

参考・引用文献

- 1) 空気調和・衛生工学便覧,第 14 版,第 4 巻,p.137,公社)空気調和・衛生工学会,2010

2.2 湯の性質

分子量が 18 の水は、値が小さいのにかかわらず沸点が 100°C と高く、融点も同様に高い温度です。また、水の密度は 3.98°C が最大で、1,000kg/m³ となっています。3.98°C より低い温度では密度が小さくなり、0°C 以下の固体(氷)になっても密度が小さくなります。

0°C～10°C までの水温と密度の関係は、図 2.2.1 のようになります。これを裏付けするような実証試験結果を示します。硬質塩化ビニル管 100 mm φ を 460 mm の長さにして立て、400 mm の高さまで水を張り、密封して業務用冷凍庫の中に設置しました。塩化ビニル管内部の上部、中部、下部の 3 箇所の温度推移を測定した結果が図 2.2.2 です。実験開始時、ヒートパイプの上部、中部、下部の温度は、21.5°C でした。2 時間 30 分後、上部が 4.6°C、中部が 4.4°C、下部が 3.7°C となり、上部が下部より高めの温度分布になっています。この 15 分後の実験開始から 2 時間 45 分後は、上部が 2.0°C、中部が 2.3°C、下部が 3.1°C と密度の大きい温かめの水が底に沈むという逆転現象が生じました。さらに 1 時間実験を継続したところ、上部が 0.1°C、中部が 0.2°C、下部が 0.7°C となり、逆転現象のまま推移しました。

物質の多くは、液体より固体の密度が大きいのですが、水は、液体より固体の密度が小さいという特異な物性を持っています。3.98°C の水の比重は 1.0 [無次元数] であるのに対して、0°C の氷は 0.917 [無次元数] です。つまり、約 9% 膨張することから、配管や装置内の水が凍結することで、破裂する現象につながります。

3.98°C より高い温度でも、表 2.2.1 の通り水の密度は小さくなります。つまり、水温の上昇に従って、水が膨張します。30°C くらいまでは緩やかに膨張します。30°C 以上になると、やや急激に膨張する性質があります。温度が高くなるに連れて膨張するために、増えた質量や圧力を吸収する措置をとる必要があります。しかし、3.98°C の水の比重 1.0 に対して、100°C の水の比重は 1.044 であり、極端に大きい比ではありません。水温上昇に伴う質量の増加を吸収するために膨張水槽を設けます。圧力を逃がすために、逃がし弁を設ける必要があります。

また、温度と圧力の変化で、溶存している気体が分離します。空気で飽和された水が、60°C の湯になった場合に各種気体が水中から分離始める圧力は、表 2.2.4 です。給湯回路の最頂部に分離した気体を排出するために、自動空気抜き弁を備えた気水分離器を設けなければなりません。給湯システムは、配管の流量が逐次変動することから、管内の流速に左右されずに脱気できる装置を選定する必要があります。

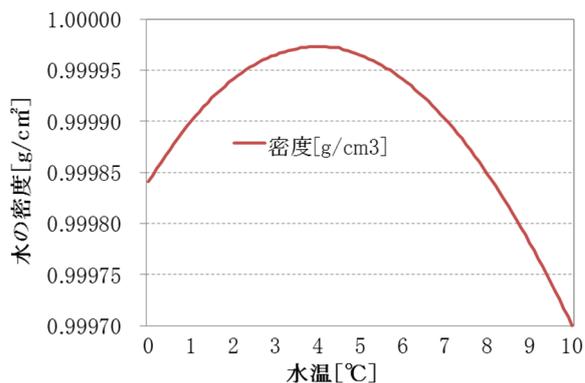


図 2.2.1 水温と水の密度の関係

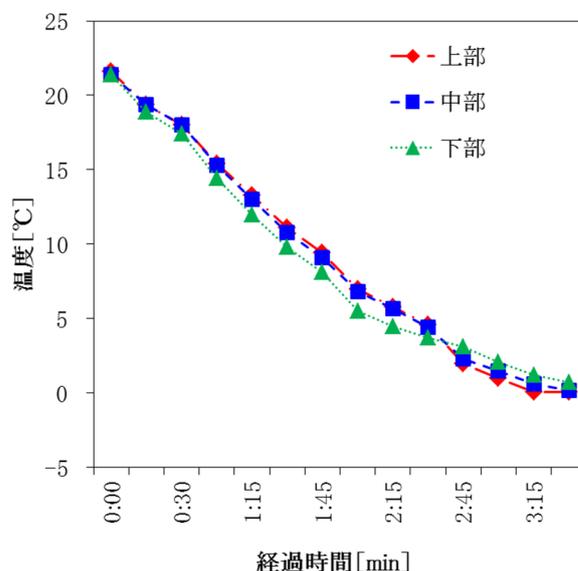


図 2.2.2 配管内部の垂直温度の推移²⁾

高度が高くなるに従い、気圧が下がります。気圧が低下することで、沸点温度が下がります。大気圧が下がることは、水面に掛かる気圧が小さくなりますから、トリチェリの真空のように上部にあるポンプで吸上げようとしても吸上げできる高さが小さくなります。これらをまとめたものが、表 2.2.3 です。

表 2.2.2 の通り、水温が上がると配管内でキャビテーションが起きやすくなり、ポンプが吸上げることのできる高さが小さくなります。実際の設備では、配管や継手、仕切り弁やフート弁等の摩擦損失がありますから、理論的な吸上げより、実吸上げ高さは小さな値になります。

表 2.2.3 温度・気圧^{*1}・沸点^{*2}および0°Cの水の理論上の吸上げ高さ²⁾

高度 [海拔 m]	気圧 [hPa]	沸点 [°C]	理論上の吸 上げ高さ [m]
0	1 013.3	100.0	10.27
200	989.5	99.3	10.03
400	966.1	98.7	9.79
600	943.2	98.0	9.56
800	920.8	97.3	9.33
1 000	898.7	96.7	9.10
1 200	877.2	96.0	8.88
1 400	856.0	95.4	8.67
1 600	835.2	94.7	8.45
1 800	814.9	94.0	8.25
2 000	795.0	93.4	8.04
2 200	775.4	92.7	7.84
2 400	756.3	92.0	7.65
2 600	737.5	91.4	7.46
2 800	719.1	90.8	7.27
3 000	701.1	90.1	7.09
3 200	683.4	89.5	6.91
3 400	666.2	88.9	6.73
3 600	649.2	88.3	6.56
3 800	632.6	87.6	6.39

1 hPa=0.1 kPa

注 *1 気圧の値は、文献 2) による。

*2 沸点は、沸点[°C]=100+0.0367(気圧[hPa]-1 013.3)
-(気圧[hPa]-1 013.3)²の式により求めた。

表 2.2.2 水温と吸上げ高さ²⁾

水温 [°C]	理論上の吸上げ高さ [m]*	実吸上げ高さの目安 [m]
0	10.270	7.0
20	10.094	6.5
50	9.074	4.0
60	8.301	2.5
70	7.155	0.5
80	5.503	0
90	3.183	0
100	0	0

注*理論上の吸上げ高さの値は表 2.2.3から計算により求めた

表 2.2.4 空気で飽和された水が60°Cの湯になった場合に
各種気体が水中から分離始める圧力³⁾

気体	冬期 (給水温度 5°C)	夏期 (給水温度 25°C)
	N ₂	103 kPa 以下
O ₂	137 kPa 以下	47 kPa 以下
Ar	112 kPa 以下	39 kPa 以下
CO ₂	280 kPa 以下	117 kPa 以下

参考・引用文献

- 2) 赤井仁志・田中和則・斎藤俊幸・草刈洋行ほか：屋外貯水槽の凍結防止対策の実験的検討(第 1 報) 目的と予備・簡易実験、pp.87～88、空気調和・衛生工学会東北支部学術・技術報告会論文集、(2016-3)
- 3) 前真之「給湯設備」 pp.133～137、『空気調和・衛生工学便覧(第 14 版)』 4 給排水衛生設備編、2010
- 4) 前島健「建築設備と配管工事」 1985

2.3 給水温度と湯水の混合

2.3.1 給水温度

シャワーや湯水混合水栓、給湯使用機器等で利用するために加熱する熱量は、給水温度によって変動します。給水温度の例として、表 2.3.1 があります。

表 2.3.1 各地域の給水温度¹⁾

地域	給水温度(°C)	地域	給水温度(°C)
根室	0.5	東京	5.7
旭川	0.5	静岡	5.1
札幌	0.5	名古屋	6.3
室蘭	1.4	大阪	6.8
盛岡	1.9	米子	5.2
秋田	2.8	広島	10.0
仙台	4.0	高松	7.5
福島	4.5	高知	10.9
宇都宮	3.2	熊本	7.6
新潟	3.2	福岡	6.3
松本	2.3	鹿児島	10.3
富山	3.2	那覇	15.7
前橋	4.0		

これまでに実際の施設で測定した給水温度のデータを見ると、大きな差があります。受水槽方式の給水方式だと、貯水槽が屋外にあるか、屋内にあるかでも大きく異なります。屋外設置の貯水槽で、常に建物の日影になるような場所や風が強い場所にあると、冬季間、貯水槽内の水温が低くなる傾向があります。冬季の寒冷地の屋外設置の貯水槽では、貯水槽内の水面が凍結するような現象が生じます。

北海道内では、貯水槽は屋内に設置するのがほとんどです。しかし、東北地方では、官公庁施設や重要な施設、山間部に建つ施設などを除いては、屋外に貯水槽を設置する傾向があります。このようなことから、受水槽方式の給水方法を用いた施設では、外気温の低い北海道内に建つ施設のヒートポンプやボイラー等の加熱装置や給水栓に供給する給水温度が、東北地方の給水温度より高い場合もあり得ます。

しかし、貯水槽を経て、加熱装置に給水を供給する場合、周辺温度や湿度(水蒸気分圧)、風等の周辺環境による影響の他に、貯湯槽での滞留時間も水温の変動に影響しますから必ずという訳でもありません。屋内に貯水槽を設置してある場合、例えば、貯水槽に供給する水温より貯水槽の環境温度が高い場合、水温が上昇します。給水負荷や給湯負荷は、時刻や曜日、季節などによって変動することから、加熱装置への給水温度も上下します。

近年、上水道料金の低減のためのビジネスモデルとして、給水や給湯を多く使用

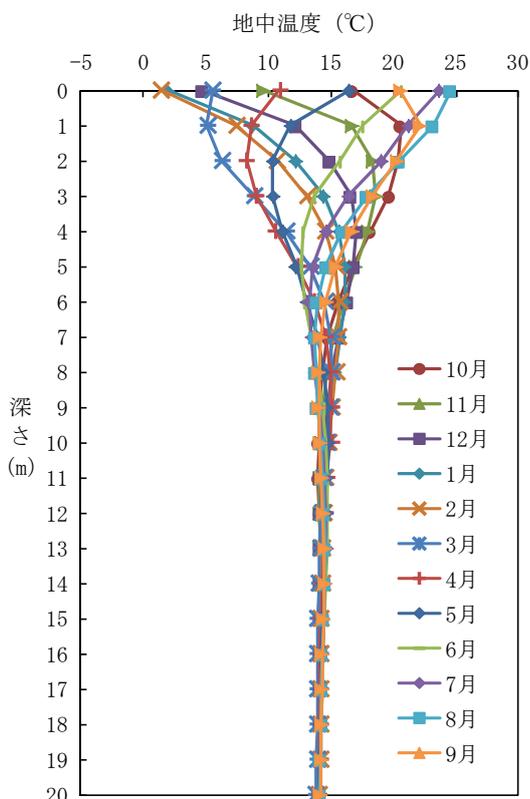


図 2.3.1 月別地中温度変化⁶⁾

(2013年10月～2014年9月、宮城県富谷市)

する施設に井水を供給するものがあります。図 2.3.1 は、宮城県富谷市での地下 20m までの 1 年間の地中温度の変化です。土質や地下水流れなどによっても異なりますが、一般に、地表面から 10～20m より深い位置の地中温度は、年間を通してほとんど変動しないとされています。

岩澤昭彦らの研究によれば、地中温度と地域の年間平均気温との相関があり、6mの地中熱交換器の周囲平均温度と年間平均温度は、 $y=0.82x+3.48$ (決定係数 $R^2: 0.5682$)の相関であるとしています。

井水を汲み上げる深さの違いによっても、変化することが予想されますから、井戸のスクリーンの設置位置を把握することが重要です。

2.3.2 湯と水の混合

シャワーや湯水混合水栓、給湯使用機器等で利用するには、60°Cの湯と水を混合して、使用の用途にあった水温にします。使用したい水温と流量を求めるためには、湯と水の混合割合を計算して決定します。また、給湯設備の機器容量や管径の決定の際には、60°Cを基準とした予測使用湯量(給湯負荷)が用いられます。給湯負荷を実測された給湯使用量から算出や比較をするために、使用温度から60°Cに修正した給湯使用量を算出する必要があります。給湯の流量を決定するためにも、混合比率を把握しなければなりません。

(1) 湯と水の混合

湯と水を混合して適温の湯を得る場合、湯と水の混合割合は、式 2.3.①により算出できます。

$$\frac{q_h}{q_c + q_h} = \frac{t_m \rho_m c_m - t_c \rho_c c_c}{t_h \rho_h c_h - t_c \rho_c c_c} \quad \text{式 2.3.①}$$

ここで

q_h : 給湯量[L] q_c : 給水量[L]

t_h : 給湯温度[°C] t_c : 給水温度[°C] t_m : 混合水温度[°C]

ρ_h : 混合する湯の密度[kg/L] ρ_c : 混合する水の密度[kg/L]

ρ_m : 混合する水の密度[kg/L]

c_h : 混合する湯の比熱[J/(kg °C)]

c_c : 混合する水の比熱[J/(kg °C)]

c_m : 混合水の比熱[J/(kg °C)]

温度変化に伴う密度と比熱の変化を無視すれば、式 2.3.②に簡略化できます。

$$\frac{q_h}{q_c + q_h} = \frac{t_m - t_c}{t_h - t_c} \quad \text{式 2.3.②}$$

さらに簡素化して、混合湯の給湯量の割合 q_m は、式 2.3.③で求めることができます。

$$q_m = \frac{t_m - t_c}{t_h - t_c} \quad \text{式 2.3.③}$$

(2) 60°C換算補正率

上記の計算式から算出した、様々な給水温度での60°C換算補正率 cf_{60} を表 2.3.2 に示します。

例えば、給水温度が20°Cで、手持ちシャワー8.5L/minを15分使用した場合の給湯負荷を計算してみましょう。手持ちシャワーの使用温度は、40.5°Cです。表 2.3.2 から、60°C換算補正率 cf_{60} は、0.51 となります。

したがって、

$$8.5[L/min] \times 15[min] \times 0.51 = 65[L]$$

となり、15分間の給湯負荷は65Lとなります。

表 2.3.2 60°C換算補正率表¹⁰⁾

湯温60°C	給湯使用用途・使用温度[°C]					
	食器洗浄 39	洗顔 37.5	手洗い洗濯 39	洗髪入浴・手持ち シャワー 40.5	壁掛けシャワー 42	
水温tc[°C]	0	0.65	0.63	0.65	0.68	0.70
	5	0.62	0.59	0.62	0.65	0.67
	10	0.58	0.55	0.58	0.61	0.64
	15	0.53	0.50	0.53	0.57	0.60
	20	0.48	0.44	0.48	0.51	0.55
	25	0.40	0.36	0.40	0.44	0.49
	30	0.30	0.25	0.30	0.35	0.40
	35	0.16	0.10	0.16	0.22	0.28

参考・引用文献

- 1) 井手 俊郎・坂上 恭助ら:給湯用設備設計用基礎データの検討・整備に関する研究第8報 給水温に関する調査(その5),空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集,1997
- 2) 坂上恭助、岩本静男、二宮秀與、鎌田元康、倉淵隆、生田紀夫:配水管・給水管内水温の予測法に関する研究第1報-地域別浄水場水温の調査結果と配水管水温の推定方法,空気調和・衛生工学会論文集,No.82,pp.121-128,2001
- 3) 岩本静男、近藤武士、坂上恭助、鎌田元康:配水管・給水管内水温の予測法に関する研究、第2報-浄水場水温の分析と簡易予測法、空気調和・衛生工学会論文集、No.112、pp.33-39、(2006)
- 4) 岩本静男、近藤武士、坂上恭助、鎌田元康:配水管・給水管内水温の予測法に関する研究、第3報-浄水場水温の計算モデル、空気調和・衛生工学会論文集、No.120、pp.1-8、(2007)
- 5) 建築研究所:平成25年省エネルギー基準に準拠した算定・判断の方法及び解説(II 住宅)、建築環境・省エネルギー機構(2013)
- 6) 赤井仁志・草刈洋行・長野克則・葛隆生:浅層土壌による螺旋状地中熱交換器の埋設工法の開発と評価(その1)開発の背景・目的と当初の実証試験計画・結果、空気調和・衛生工学会東北支部第5回学術・技術報告会論文集、pp.61~66 (2016-3)
- 7) 瀬川和幸・奥野敏彦・山田俊郎・大子田誠也・赤井仁志・草刈洋行・長野克則・葛隆生:浅層土壌による螺旋状地中熱交換器の埋設工法の開発と評価(その2)改良後の実証試験計画・結果、空気調和・衛生工学会東北支部第5回学術・技術報告会論文集、pp.67~68 (2016-3)
- 8) 赤井仁志・葛隆生・長野克則・草刈洋行・奥野敏彦・瀬川和幸:螺旋状地中熱交換器による浅層部地中熱利用技術の開発(第1報)開発の目的と1次・2次実証試験、空気調和・衛生工学会大会学術講演会論文集、第10巻、pp.193~196 (2016-9)
- 9) 岩澤昭彦・中山茂樹:浅深度採熱管周囲温度データベースの作成、浅深度地中熱利用の研究(その1)、日本建築学会環境系論文集、第77巻、第681号、pp.925~932 (2012-11)
- 10) 小原雄輝:加熱容量・貯湯槽容量の算定、次世代中央式給湯システムデザインのための動的負荷の研究、北海道大学大学院工学院修士論文、pp.12~32 (2018-2)
- 11) 空気調和・衛生工学便覧、第14版、p.162:空気調和・衛生工学会(2013)

2.4 配管計画・方式と周辺機器の設計

2.4.1 配管計画

「1 給湯システムの分類」で既述した通り、建物内で湯を使う方式は、局所式給湯方式と中央式給湯方式とに分けられます。建物内の限られた箇所に給湯箇所が分散している場合は、局所式を用います。病棟を持つ病院などの医療施設や特別養護老人ホームなどの社会福祉施設、旅館やホテル等の宿泊施設などのように建物全体に給湯箇所があり、多くの湯を使う施設は中央式を選択します。

中央式給湯方式は、加熱装置や貯湯槽から配管で給湯使用箇所に湯を送る方式です。給湯配管が長くなることから、返湯管を設け、ポンプで湯を循環させて湯温の低下を防ぎます。中央式給湯方式では、レジオネラ症対策として、貯湯槽の出口温度を 60℃、貯湯槽に戻る返湯温度を 55℃として計画します。給湯 2 次側ポンプの容量選定では、この 60℃と 55℃の温度差 5℃を許容温度差として計算します。

図 2.4.1 に中央式給湯の配管方式の例を示します。給湯温度を 55℃～60℃に維持するためには、停滞する箇所が起きない措置をとったり、立て管同士の流量に偏りが生じない方法をとったりして、循環する配管系統全体に常時一定量の湯が流れるようになっていなければなりません。配管経路内に湯が循環しない滞留箇所が発生すると、配管内部の表面にバイオフィームが付着して、レジオネラ属菌の温床となることもあります。

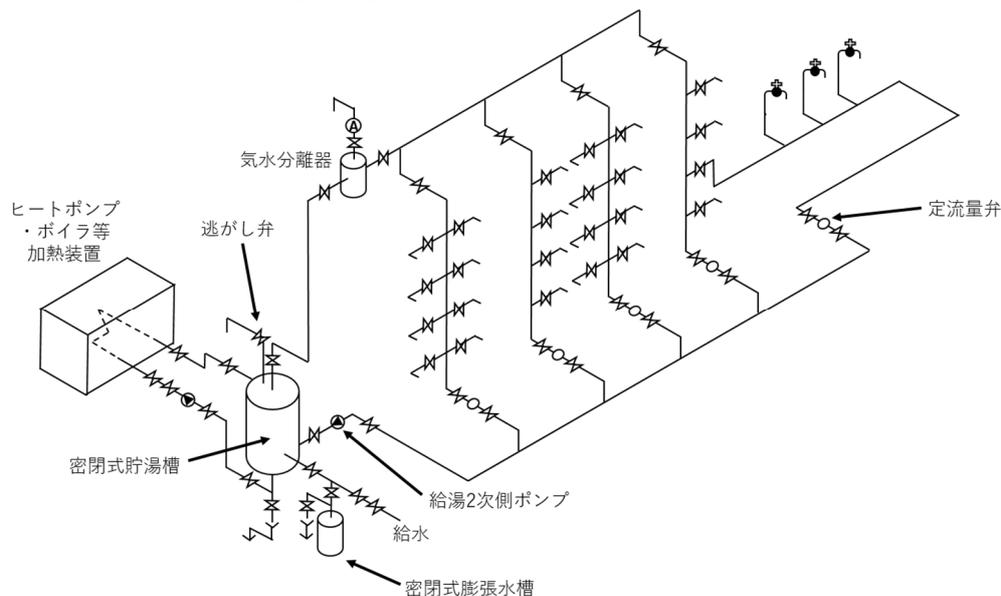


図 2.4.1 中央式給湯方式の下向き供給方式配管の例

循環する配管に滞る箇所が生じないようにするためには、配管計画が重要です。

まず、給湯配管系統からの空気抜きを優先する必要があります。これによって、配管経路内で停滞する箇所が起きにくくなります。配管経路で高低差が大きい場合、循環配管経路内の高い位置は水圧が低く目になることから、気泡が分離しやすくなります。分離した気泡を配管経路内から排出するため、給湯配管を図 2.4.1 のような下向き供給方式を採用します。加熱装置で高くなった湯を、最初に高い場所に湯を循環し気泡を分離させて、循環配管経路内から空気抜きを行った後に給湯使用箇所に供給するようにします。

しかし、自動空気抜き弁のみだと、気泡を効果的に除去しにくいので、脱気性能が管内流速の変化に左右されない気水分離器(図 2.4.2)を給湯側(往管側)設置することが大切です。自動空気抜き弁は、スケールやゴミなどで詰まったり、湯が出っぱなしになったりすることがありますから、点検と保守がしやすい場所に設置する必要があります。下向き供給方式の最頂部で空気を排出してから給湯回路に循環させることで、湯水混合水栓やシャワーヘッドから気泡が吐出しなくなり、エアロゾルが発生しないことからレジオネラ症への罹患のリスクが低くなります。

つぎに、配管経路を循環する幾つもの並行回路に偏りが生じないようにする必要もあります。一つの対策は、前述した内容と同じで、配管内に空気溜まりが生じて循環しなくなるように、循環経路から空気を排出することです。二つ目の対策は、図 2.4.2 のような下向き供給方式で、立て管系統の流量を均一にすることです。これまで行って来た実測やシミュレーションで、何の対策を採らない場合、循環系統に大きなアンバランスが起きたり、場合によっては立て管の末端の返湯管部で逆流する現象が生じたりすることが分かっています⁴⁾⁵⁾。空気調和設備の冷水水配管に用いるリバースリターン方式の配管を、給湯配管に適用しても流量を均等にする対策にはなりません。これは、給湯管(往管側)と返湯管の流量と配管管径が大きく異なるためです。均等にする方法として、例えば、各立て管系統の管末に定流量弁を設置して、均一の流量にすることが挙げられます。

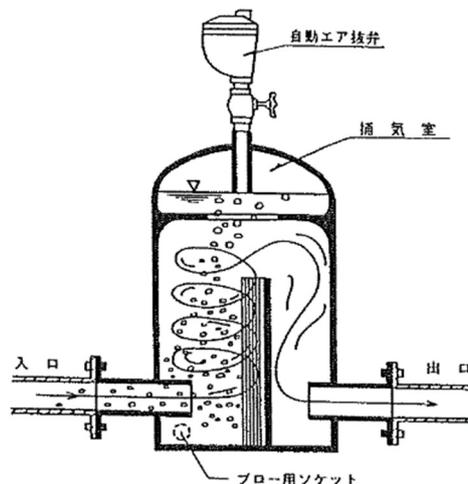


図 2.4.2 気水分離器の構造例
(出典:コンチネンタルシルマー(株)技術資料)

2.4.2 周辺機器の設計

(1) 給湯循環ポンプ(給湯2次側ポンプ)

中央式給湯方式では、給湯2次側ポンプを稼働させることで、給湯回路全体に湯を循環しています。湯を循環することで、湯水混合水栓やシャワーで短時間に湯を吐水することができます。このことによって、循環配管系統からの放熱による水温の低下を防ぐことができます。

広く用いられている密閉式貯湯槽を使った方式では、図 2.4.2 の通り、給湯2次側ポンプを返湯管の管末に近い、貯湯槽の手前に設置します。前述した通り、給湯温度 60°Cと返湯 55°Cの温度差 5°Cを許容温度差として給湯2次側ポンプの循環流量選定をします。揚程は、数メートル以内になります。給湯2次側ポンプの循環流量や揚程を間違えて過大に設計することが多く、返湯管部分で、潰食(エロージョン・コロージョン)が起きる場合もあります。給湯2次側ポンプが単相電源以外の物を選定している場合は、計算が間違っている可能性が高いと言えます。また、モーターで発生する熱を有効に利用するために、モーターの熱を外部に逃がしにくいキャンドポンプが有効です。

開放式貯湯槽を用いる方式では、貯湯槽の設置位置により、ポンプの設置場所が異なります。

(2) 膨張水槽

「2-2 湯の性質」に記載した通り、3.98°Cを頂点に、これより高い温度では温度の上昇に伴って水の密度が小さくなります。つまり、水温の上昇に従って、水が膨張します。30°Cくらいまでは緩やかに膨張しますが、30°C以上では、やや急激に膨張します。温度上昇に伴って膨張することから、増えた質量を吸収するか、圧力を逃がす措置をとる必要があります。水温上昇に伴う質量の増加を吸収する目的で膨張水槽を設けます。圧力を逃がすために、逃がし弁(安全弁)や逃

がし管を設けます。いずれも安全装置ですが、膨張水槽だと密閉式膨張水槽や開放式膨張水槽があります。レジオネラ属菌による汚染防止には、空気との接触の少なく、保守管理がし易い逃がし弁(安全弁)や密閉式膨張水槽が望ましいとされています³⁾。また、凍結防止対策の観点からも、逃がし管や開放式膨張水槽は避けるべきです。

密閉式膨張水槽は、ガス(空気)室と水室にダイアフラム等によって仕切られています。水温の上昇に従い図 2.4.3 の左側から右側のように水室の容積が増えることで、膨張した水を吸収することができます。

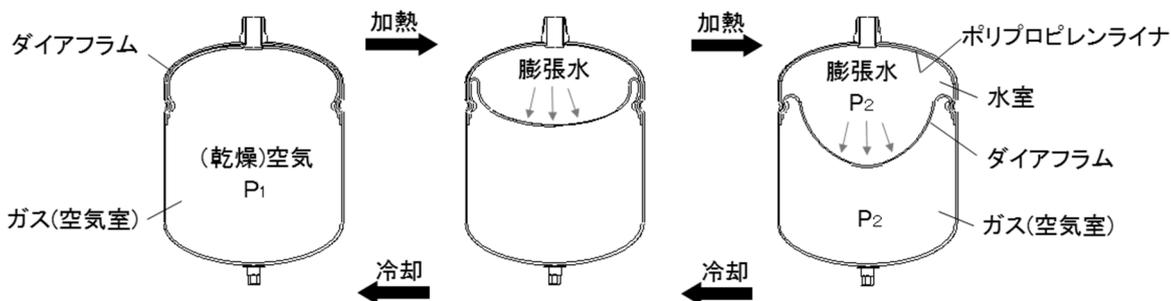


図 2.4.3 給湯系統の水温上昇に伴う密閉式膨張水槽内部の変化 (出典：日立金属㈱技術資料)

密閉式膨張水槽の構造は、製造者(メーカー)によって多少異なりますが、日立金属㈱製の場合、ダイアフラム方式、タンクインタンク方式とブラダ方式の3タイプに分かれています。給湯用密閉式膨張水槽は、冷温水用と異なり水室内部を内張しており(日立金属㈱製はポリプロピレンライナ)、水と接触する部品も腐食性の低いものを採用しています。

密閉式膨張水槽の性能を発揮するためには、ガス(空気)室の封入圧力を保持することが大切です。経年利用などの理由によりガス(空気)室内部からの漏気による圧力低下が生じます。圧力低下の有無を確認のために、空気圧力の点検が必要になります。確認する際、ガス(空気)室の初期の封入圧力を把握しなければなりません。そこで、初期封入圧力を密閉式膨張水槽本体か周辺の見やすい箇所に明記することがたいせつです。また、1年に1回の定期点検により、封入圧力の確認をしなければなりません。封入圧力は、自動車のタイヤの圧力を測定する圧力計で測定できます。

封入圧力の点検・確認の際、密閉式膨張水槽の水室に水圧(給湯系統の背圧)が掛かっていると、ガス(空気)室の封入圧力を正確に測定できません。給湯回路全体、または一部の水を落として測定するのは多大な労力と費用を要します。このために、図 2.4.4 に示すような配管にして、給湯回路の背圧が密閉式膨張水槽に掛からずに封入圧力を測定できるように配管しなければなりません。

日本では、給湯設備系統に密閉式膨張水槽を設ける場合、給湯配管や貯湯槽から分岐して設置するのが一般的です。ASHRAE Handbook では、図 2.4.5 のように給水側の配管から分岐して密閉式膨張水槽を接続しています。このように、レジオネラ属菌対策を考えると、給水側から密閉式膨張水槽への配管を取り出すのが望ましいと言えます。

密閉式膨張水槽の隔膜の経年劣化は避けられません。経年劣化の現象として、つぎの2つの現象が考えられます。

- ・タンク内の封入された空気の抜けによる封入圧力低下
- ・ブラダのゴム材の耐磨耗寿命による破損(穴あき)

劣化の初期症状として、「タンク内の封入された空気の抜けによる封入圧力低下」があります。最終的に「ブラダのゴム材の耐磨耗寿命による破損(穴あき)」につながります。この2点の原因による隔膜破損を検知方法も開発されています。

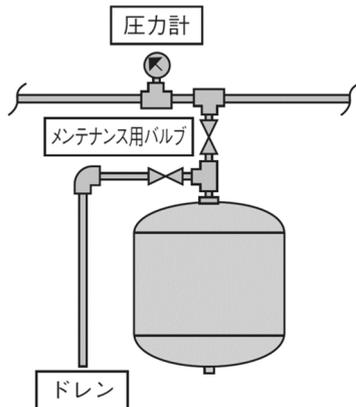


図 2.4.4 密閉式膨張水槽まわりの配管例
(出典：日立金属株式会社カタログ)

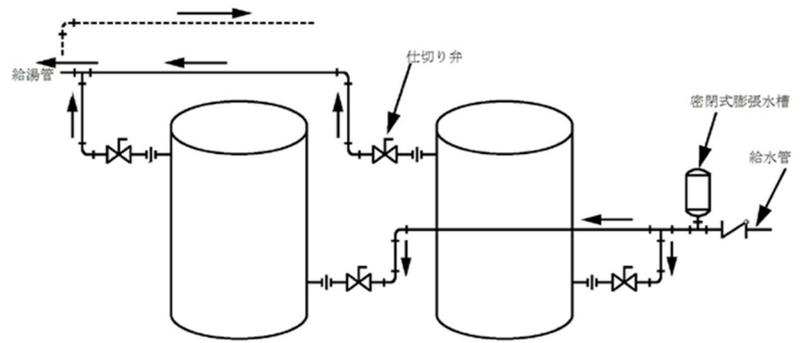


図 2.4.5 給水側から密閉式膨張水槽に分岐した望ましい接続
(出典：ASHRAE Handbook を編集)

引用・参考文献

- 1) 小川正晃：給湯設備、給排水・衛生設備 計画設計の実務の知識(改訂 3 版)、pp.92～93：空気調和・衛生工学会(2010)
- 2) 松村佳明：給湯設備、給排水・衛生設備 計画設計の実務の知識(改訂 4 版)、pp.90～94：空気調和・衛生工学会(2017)
- 3) 赤井仁志：給湯設備について、レジオネラ症防止指針(第 4 版)、pp.137～140：日本建築衛生管理教育センター(2018)
- 4) 小川正晃：配管方式・循環方式等、空気調和・衛生工学会 中央式給湯設備設計方法検討小委員会報告書、pp.18～24(2014)
- 5) 村田博道：給湯配管決定法の新技术(管路網シュミレーション)、空気調和・衛生工学会 中央式給湯設備設計方法検討小委員会報告書、pp.97～100(2014)
- 6) 赤井仁志、松鶴悟実：膨張水槽、空気調和・衛生工学会 中央式給湯設備設計方法検討小委員会報告書、pp.90～94(2014)

2.5 機器と配管からの熱損失と加熱方法

2.5.1 年間給湯熱負荷と熱損失

給湯の用途で消費されるエネルギー量は、配管や機器類からの損失熱量も加算されています。中央式給湯方式は、配管延長が長くなることから、大きな割合になることがあります。中でも、給湯配管からの損失熱量は、保温施工の仕様が緩いために、大きくなりがちです。給湯配管と暖房用の温水配管の国土交通省の保温の仕様は同等です。温水管から放熱した熱は建物の暖房に寄与しますが、給湯管は、冷房時であれば冷房負荷になる可能性もあり得えます。そもそも、給湯配管は放熱することを目的としたものではありません。断熱性能を向上させて、水温を保ちながら給湯箇所に給湯すべきで、放熱を防ぐ手立てをするのが本来の在り方であると考えます。

近年、ガスや灯油・重油を焚く燃焼系の加熱装置から、電気によるヒートポンプの加熱にシフトする傾向が見られます。2018年10月に九州電力管内で起きた、太陽光発電などの再生可能エネルギー由来の電力の出力制限を発端に、わが国でも遅ればせながら Power(Electric Power) to Heat の必要性を唱えられるようになりました。「2.6.2 再生可能エネルギー熱利用」で詳述しますが、世界的なイニシアティブ RE100 の影響もあり、再生可能エネルギー由来の電力は、増え続けるものと考えられます。

2011年3月の東日本大震災に伴う原子力発電所の停止により、不足気味だった電力を分かち合うために、電力需要のピークを引き下げようとして Demand Response の技術導入と普及が進みました。しかし一転して、再生可能エネルギー由来の電力が余剰気味になる時期や時間帯が出てきました。これを防ごうと、料金割引などのインセンティブを伴った“上げ Demand Response”という、余剰電力を活用してヒートポンプを稼働させて、貯湯や蓄熱を行う方向になりつつあります。最近、情報技術やスマートメーター(電力計)の技術と融合して、技術革新の目覚ましい Smart Grid 技術も、“上げ Demand Response”に利用されようとしています。さらに、この数年は、Virtual Power Plant に、年間を通して熱負荷があり、貯湯も容易なヒートポンプ給湯を組み込み、電気を有効利用できるに機能させようという方向性が示されています。

ヒートポンプは、小さい温度差を昇温すると COP が低下して、高い効率を得られにくいことが知られています。余剰気味の再生可能エネルギー由来の電力を有効に活用してヒートポンプを効率良く稼働させられるようにするためにも、配管や機器類からの損失熱量の低減は不可欠です。

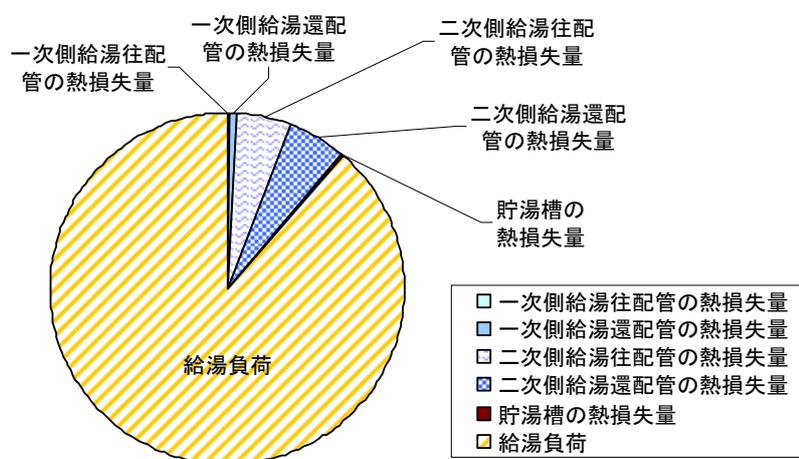
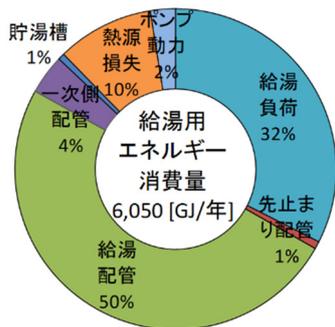


図 2.5.1 給湯負荷比率の試算事例¹⁾

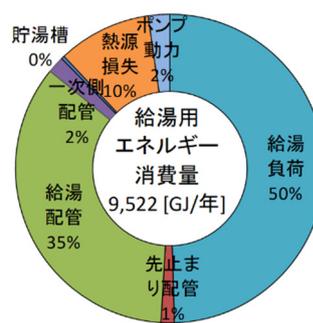
図 2.5.1 は、ある一般的な中央式給湯方式の給湯負荷、一次側配管、二次側配管、貯湯槽の熱損失量の比率を示したものです。保温計画を十分に行っていれば、熱損失の占める割合は約 20%程度となりますが、保温無しの場合にはこれが約 50%程度まで上がります。¹⁾

病院での給湯熱負荷の割合を調査、試算した例として図 2.5.2 があります。給湯負荷以外の計算は、「建築物の省エネルギー基準と計算の手引き(新築・増改築の性能基準)」(建築環境・省エネルギー機構)に準拠して試算しました。いずれも配管や機器からの熱損失が大きい結果が得られました。²⁾



【計算条件】
 配管材：配管用耐熱鋼管(HTLP)
 配管保温仕様：保温仕様3* (旧・建設省仕様)
 貯湯槽断熱仕様：ロックウール50mm
 熱源効率：0.90 熱交換効率：1.0

a. O病院の例



【計算条件】
 配管材：配管用ステンレス鋼管
 配管保温仕様：保温仕様1*
(建築・設備の省エネルギー技術指針 断熱強化の場合)
 貯湯槽断熱仕様：ロックウール50mm
 熱源効率：0.90 熱交換効率：1.0

b. T病院の例

図 2.5.2 給湯用エネルギー消費量の試算事例²⁾

関西に建つビジネスホテルで、2011年6月から2012年5月までの1年間の各月について算定した結果を図 2.5.3 に示します。図には、客室システムの損失熱量 Q_1 MJ/day、客室システムの使用熱量 Q_2 MJ/day、貯湯槽への供給熱量 Q_3 MJ/day、貯湯槽からの損失熱量 Q_4 MJ/day を、月平均外気温とともに示します。なお、各月の日数とデータ欠損を考慮し、1ヶ月の総熱量ではなく1日あたりの熱量を示しています。

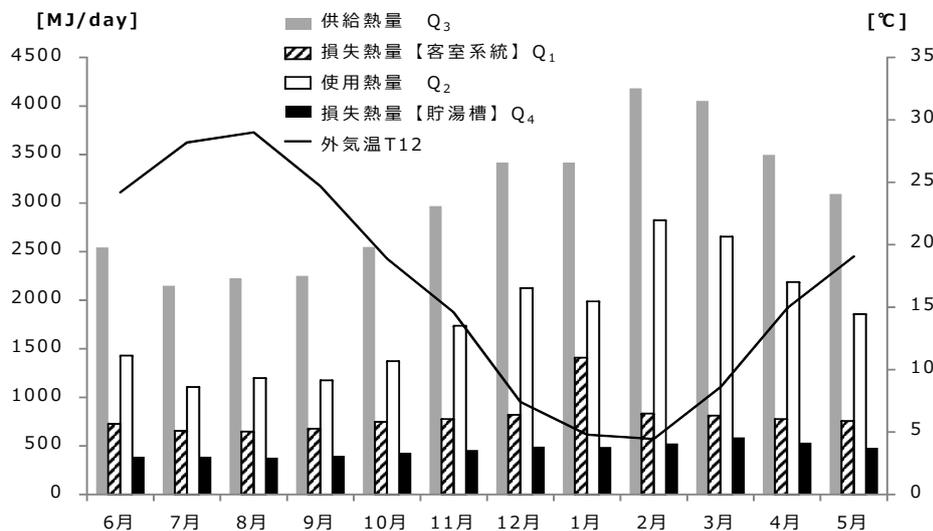


図 2.5.4 供給熱量・損失熱量・使用熱量の算定結果 (2011.6~2012.5)³⁾

図より、貯湯槽への供給熱量 Q_3 および客室システムでの使用熱量 Q_2 は夏季に少なく冬季に多いこと、外気温と逆相関が強いことがわかります。夏季に比して冬季の供給熱量および使用熱量はおおよそ2倍程度となっています。損失熱量 Q_1 も季節による変化が見られ、650(8月)~830(2月)MJ/dayの熱量が客室システムから失われています(なお、1月における損失熱量が約1400MJ/dayと、他の月よりかなり大きな値となっているのは、大浴場の整備点検のため給湯システムの制御が普段と異なる期間があったためと推定されます)。貯湯槽からの損失熱量 Q_4 も季節により変化しています。380(8月)~590(3月)MJ/dayであり、外気温と貯湯槽との温度差が損失熱量に影響していると考えられます。³⁾

2.5.2 機器からの熱損失

(1) 密閉式貯湯槽脚部

前述した関西に建つビジネスホテルで、赤外線放射温度計を測定したところ、貯湯槽のタンクと脚部の接合部周りの熱損失量が大きいと予想されました。そこで、タンクと脚部の接合部周りの熱損失の削減を目的として、貯湯槽脚部の保温改修を行いました。その結果を記述します。

図 2.5.4 は、貯湯槽脚部の断熱改修工事(工事期間 2012.10.18~20)の概要です。貯湯槽タンク脚部の接合部からの熱損失が懸念されたことから、脚部全体を 50mm ロックウールで覆った後に、ガルバリウム鋼板で仕上げました。

図 2.5.5 は、平均外気温に近い 2012 年 3 月(外気温度 8.6°C)と 2013 年 1 月(外気温度 7.7°C)に、熱量の内訳を算定したものです。貯湯槽からの熱損失は、改修工事前は 590[MJ/day]であったものが 340MJ/day におさえられ、250MJ/day 以上の削減効果がありました。³⁾

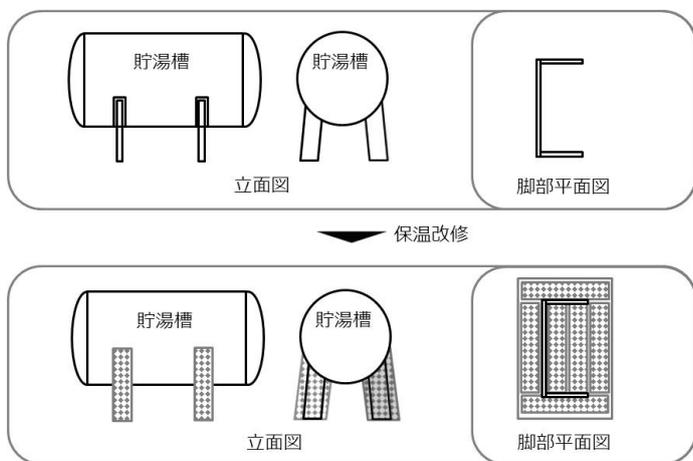


図 2.5.5 貯湯槽の保温改修³⁾

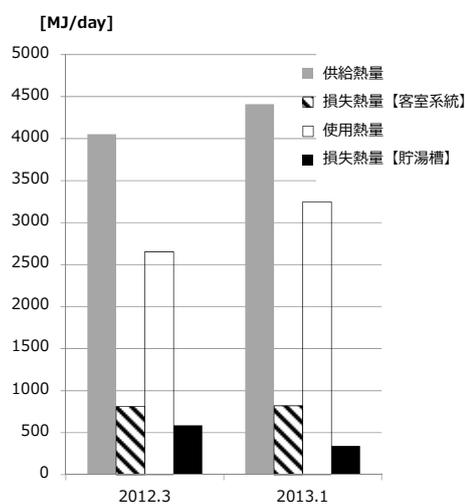


図 2.5.6 貯湯槽からの熱損失³⁾

(2) 屋外設置の密閉式貯湯槽の断熱材濡れ

貯湯槽は、建物屋上や屋外に設置されることがあります。近年、全国展開を拡大しているビジネスホテルチェーンでは、北海道内を除き、建物の屋上に貯湯槽を設置する事例が増えていきます。屋上や屋外に貯湯槽や加熱装置を設置することで、機械室やボイラー室を省略でき、宿泊室を増やすことができるためです。

このために、屋外に設置した密閉式貯湯槽の断熱材が濡れて、断熱性能を大きく阻害していることが課題になっています。関西に建つビジネスホテルでの調査事例を示します。貯湯槽の保温は、ロックウール保温板 80k-50mm を鉄線で固定し、亀甲金網の上にガルバリウム鋼板とシーリングで仕上げる仕様になっていました。2013 年 11 月に、目視による断熱状況の調査を行いました。

図 2.5.7 は、貯湯槽前面のマンホールのカバーを開けた時の様子です。マンホールは、年 2 回程度貯湯槽の清掃の際に開けられます。マンホールを開けた際にロックウールが少しちぎれ、高温な金属部分の一部が露出したようです。また、調査のためにカバーを開けた際に水が流れ落ちました。調査前日に降った雨水が浸入したと考えられます。

断熱材の圧縮や濡れによる断熱性能の低下と捉え、解析すると、断熱材の本来の熱伝導率 0.036W/(m・K)から 5 倍の 0.18 W/(m・K)となり、雨水(水の熱伝導率は約 0.6W/(m・K))の浸入があったと考えられる現象です。

なお、ガス給湯器への接続配管の断熱材も同じように水を含んでおりました。さらに、支持金物や吊金具、銘板なども熱橋となっていることを、放射温度計測により確認しました。これらも熱損失に大きな影響を与えている可能性があります。



図 2.5.7 貯湯槽マンホールの断熱材(左)と流れ落ちた水(右)⁵⁾

断熱材を覆うラッキングカバーは、接合部に充填するシーリング剤に含まれる可塑剤が分解して、経年劣化により断熱材が水を含んで断熱性能を保持できなくなります。ラッキングカバー同士の接合は、はげ接合されますが、部位によってははげの種類が異なります。平面で接合する平はげは、シーリング材が切れやすい傾向があります。また、ラッキングカバーと貯湯槽本体の突き合わせ部は、三角シーリングになることが多く、防水性能を維持できません。

密閉式貯湯槽には、鋼板製やステンレス製、ハンドレイアップ成形によるFRP製があります。鋼板製やステンレス製は、前述した通り、外面を覆う断熱材のラッキングカバーの接合部から侵入する水分の影響で、断熱性能が低下します。FRP製密閉式貯湯槽は、外部に断熱材とFRP製の保護カバーを一体で製作するために、内外面からの水分の侵入がなく、断熱性能を維持できます。また、耐食性にも優れており、屋外に設置しても腐食の心配がありません。

横型(図 2.5.8)と縦型(図 2.5.9)があり、100L～10,000L までの容量の製品があり、径や胴長の寸法、断熱材厚さの自由度もあります。図 2.5.8 は、500L の容量で、断熱層厚さ 100 mm の製作図の例です。

(3) 開放式貯湯槽のボルトの熱橋現象と水面からの蒸発潜熱

開放式貯湯槽は、FRP製やステンレス鋼板製のパネルを、現場で組み立てます。製造者によっては、組み立て用や架台接続用のボルトが熱橋になっていることもあり、断熱性能が劣っていることが懸念されます。パネル型の開放式貯湯槽は、地震発生時、スロッシング現象により破損や崩壊する事例も見られます。一方、鋼板製一体型の開放型貯湯槽は、2011年の東日本大震災でも地震に強いことが確認されました。鋼板製一体型開放式貯湯槽は、熱橋防止の措置も執られており、断熱性能も高めです。

開放式貯湯槽は、水面から蒸発する際の潜熱で、水温が低下し易いものです。水面上部の気層部分には、通気管(通気口)と溢水管が接続されています。水槽内の湯で暖まった空気が上昇して、自然通風によって通気口から外に逃げます。この時、溢水管から外気が水槽内に浸入します。すると、気層部分の水蒸気分圧が下がり、水面から蒸発しやすくなり、蒸発潜熱により湯の熱量が奪われて、湯温が低下します。

開放式の蓄熱槽の水面に浮かべて、蒸発を防ぐものがあります。しかし、貯湯槽は飲料系統であることから、清掃がしにくくバイオフィームが生成しやすいものを水面に浮かべるのは避けるべきです。溢水管の途中に、エアハンドリングユニット型空調機のドレン管の取り付ける錘付きのドレントラップ(逆流防止機能付排水金具)を取り付けることが効果的と考えられます。



図 2.5.8 FRP 製密閉式貯湯槽(横型)
(出典：(株)ショウエイ カタログ)



図 2.5.9 FRP 製密閉式貯湯槽(縦型)
(出典：(株)ショウエイ カタログ)

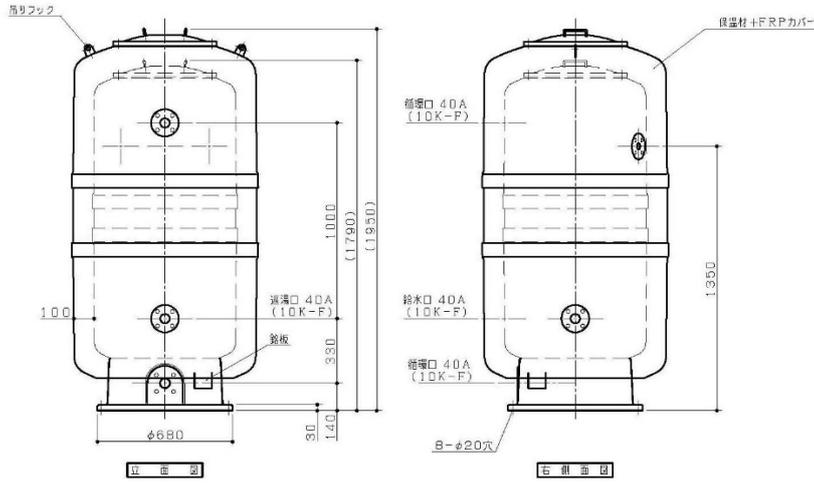


図 2.5.10 FRP 製密閉式貯湯槽(500L、縦型の例)
(出典：(株)ショウエイ 技術資料)

2.5.3 配管からの熱損失

給湯配管からの熱損失は、管が長かったり、配管の周辺温度が低かったりする場合に大きくなります。前述したように、屋外に貯湯槽を置いた場合と同様に、屋外や屋上に配管した給湯管は、雨水の浸入により断熱性能が著しく低下することが考えられ、注意が必要です。

前述した関西に建つビジネスホテルで、赤外線放射温度計を測定したところ、フランジ継手、バルブ、配管とスラブの接合部などの熱橋部で、熱損失量が大きいと推測しました。さらに、配管断熱の仕様や施工方法にも改善の余地があると考えられました。そこで、これらの熱損失の削減を目的として、給湯配管の保温改修工事を行いました。

図 2.5.11 は、給湯配管の保温改修の概念図です。図 2.5.12 の破線枠内は、保温改修工事の対象箇所です。配管保温の巻き替え(工事期間 2012. 10.1~3)は、客室系統のうち 1 系統(11 階から 2 階まで)で、グラスウール 25mm 保温材を高発泡断熱材 20mm パイプカバーに代えました。従来の保温仕様では、グラスウールの過度な締め付けが懸念されたことから、グラスウールをパイプカバーに変更しました。露出部への保温カバー取り付け(工事期間 2012.10.25~26)は、配管保温巻き替えを行った系統で、フランジ継手・バルブ等の露出部を、グラスウール保温材とアルミクラフトでカバーし直しました。

保温改修工事(2012 年 10 月)前後で、工事対象の系統(11 階~2 階)の損失熱量 Q_{3-4} と保温改修をしていない系統(11 階~3 階)の損失熱量 Q_{5-6} の比較を図 2.5.13、図 2.5.14 に示します。

断熱材巻き替えのため、10 月 1、2 日は一時的に熱損失が増加したと考えられます。配管保温巻き替えを施した系統の損失熱量は、工事前の 60MJ/day 程度から 50MJ/day 程度にまで減少しました。保温改修をしていない系統では、工事の前後で 50MJ/day 程度で変化していないことから、配管保温巻き替えによって約 10MJ/day の熱損失削減の効果が見られました。

保温改修工事以降、露出部保温カバー取り付けを行った系統の損失熱量は 50MJ/day 程度から 40MJ/day 程度に減少しました。保温改修を施さなかった系統では、工事の前後で 50MJ/day 程度で変化していないことから、露出部への保温カバー取り付けによって約 10MJ/day の効果があったと考えられます。

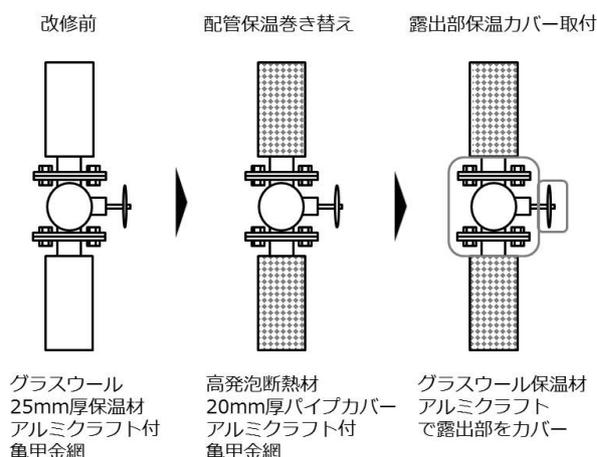


図 2.5.11 給湯配管の保温改修³⁾

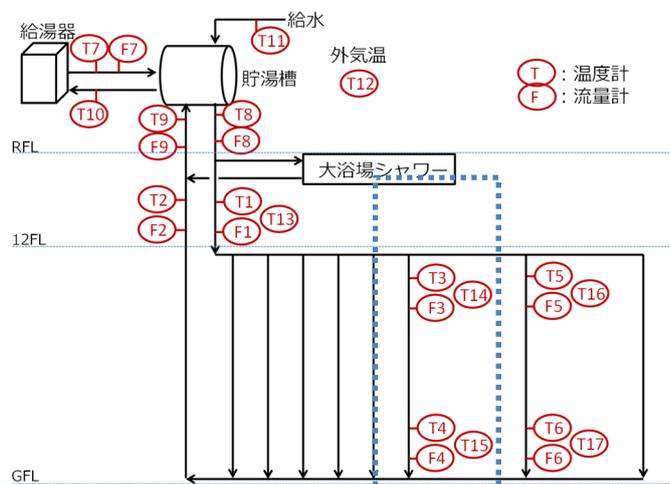


図 2.5.12 保温改修工事の対象³⁾

2.5.4 配管からの熱損失の加熱

給湯配管が長い中央式給湯方式は、末端の給湯栓を開けた場合に、直ぐ湯がでるようにするために2つの方法があります。一つは、これまで記述した循環方式で、返湯管と給湯2次側ポンプを設置する方法で、ほとんどの中央式給湯方式に用いられています。もう一つは、自己制御発熱体(ヒータ)を配管に敷設する“HWAT 給湯温度保持システム”(旧・ヒートトレーサ方式)です。

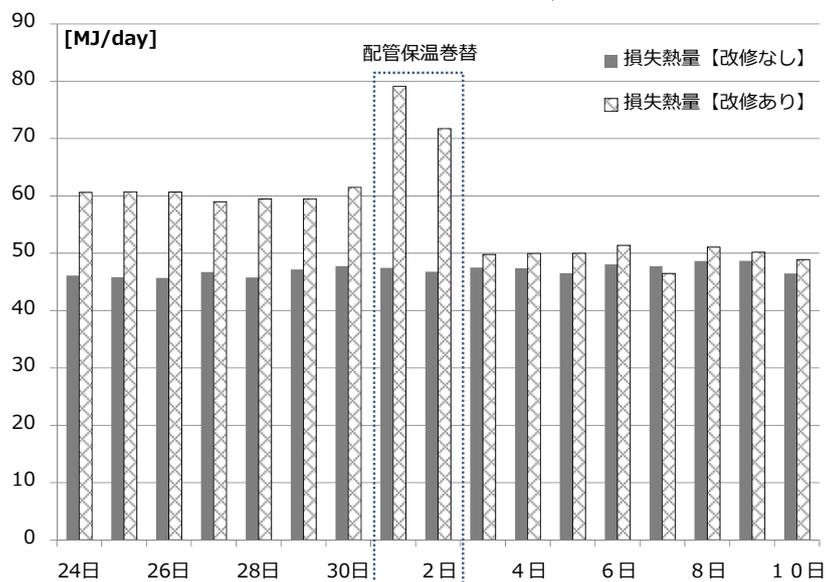


図 2.5.13 客室配管系統からの熱損失 (2012.9.24~10.10) ³)

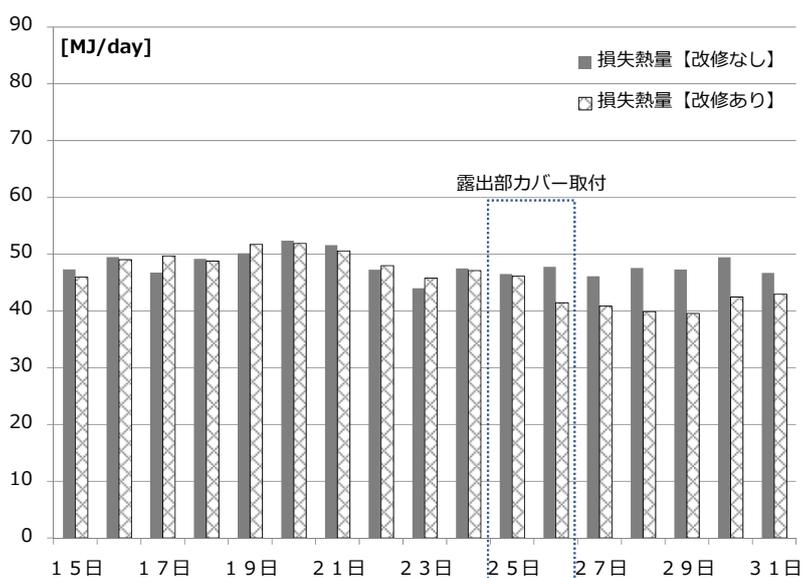


図 2.5.14 客室配管系統からの熱損失 (2012.10.15~31) ³)

参考文献

- 1) 大塚雅之、村上周三、長谷川巖、前真之：外皮・躯体と設備・機器の総合エネルギーシミュレーションツール「BEST」の開発(その 55)、給湯プログラムによる計算事例、空気調和・衛生工学会学術講演論文集、pp.703～706 (2009)
- 2) 生沼亜澄：給湯用エネルギー消費量の計算事例、空気調和・衛生工学会大会(札幌)ワークショップ『中央式給湯設備の課題と動向』配布資料、北海道大学(2012.9)
- 3) 増田喜憲・鉾井修一・森本研二・五井努：ビジネスホテルにおける給湯システムからの熱損失と保温改修、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、第 42 号、pp.5～8(2013.3)
- 4) 増田喜憲・鉾井修一・五井努・吉田修・近藤修平：宿泊施設における給湯配管熱損失の測定、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、第 41 号、pp.167～170(2012.3)
- 5) 増田喜憲、鉾井修一：ビジネスホテルの給水システムにおける熱損失の評価と保温改修－給湯配管および貯湯槽の電熱解析と熱損失低減方策－、日本建築学会大会学術講演梗概集、pp.627-628, (2014.9)
- 6) 山崎森、赤井仁志、濱田靖弘、小原雄輝、豊貞佳奈子、沈瓊、鉾井修一、伊庭千恵美、竹内進：貯湯槽の断熱性能に関する研究(第 1 報)FRP 製と鋼製貯湯槽の断熱強化による損失熱量の変化、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp.133-136(2017.9)
- 7) 豊貞佳奈子、韓佳星、赤井仁志、濱田靖弘、山崎森、鉾井修一、伊庭千恵美、竹内進：貯湯槽の断熱性能に関する研究(第 2 報)断熱強化および水濡れによる損失熱量の変化、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集(2018.9)
- 8) 長谷川巖：負荷の構成、空気調和・衛生工学会 中央式給湯設備設計方法検討小委員会報告書、p.35(2014)
- 9) 鉾井修一：保温仕様の違いによる配管・貯湯槽からの損失熱量、空気調和・衛生工学会 中央式給湯設備設計方法検討小委員会報告書、pp.36～42(2014)
- 10) 鉾井修一：屋外設置貯湯槽からの熱損失の実態と改善事例、空気調和・衛生工学会 給湯設備の計画・設計法小委員会報告書、pp.57～64(2017)
- 11) (株)ショウエイ カタログ・技術資料
- 12) 赤井仁志：屋外給湯配管・機器、建築設備の凍結・雪対策 計画設計施工の実務の知識、空気調和・衛生工学会、pp.73～76(2018)
- 13) 小坂信二：熱損失の削減、空気調和・衛生工学会 中央式給湯設備設計方法検討小委員会報告書、pp.109～111(2014)
- 14) 村田博道：給湯循環ポンプの運転方法とヒートトレーサの利用、空気調和・衛生工学会 中央式給湯設備設計方法検討小委員会報告書、pp.121～122(2014)

2.5.5 配管の保温

(1) はじめに

給湯設備における配管からの放熱量は、運転時間が長いことから二管式と一管式のいずれの場合も大きくなります。そのため、保温は重要な省エネルギー対策です。

旧省エネルギー基準の CEC/HW の例題となるビジネスホテル¹⁾において、年間消費一次エネルギー量の一例を図 2.5.15 に示します。

湯を作る消費エネルギーがおよそ 2/3 で熱源からの損失が 1/5 程度、残り 10% あまりのうち給湯配管からの熱損失は 5% 以上となり、熱源に次ぐ大きな熱損失となっています。

特に、給湯箇所が多く、給湯量が大きい割には効率的に短い配管で済むビジネスホテルでも 5% 以上となることから、一般の建築物ではその比率が大きくなる傾向にあります。

熱源側配管も含めて、給湯配管の保温は重要な省エネルギー対策となります。

【例題】150 人定員のビジネスホテル、効率 0.78 の定格出力 116kW のガスボイラー 2 基と二管式配管、7 階建て地下 1 階の規模において、年平均の日給湯量は 29,780 L/日となり、消費一次エネルギー量は 1,830 GJ/年となります。

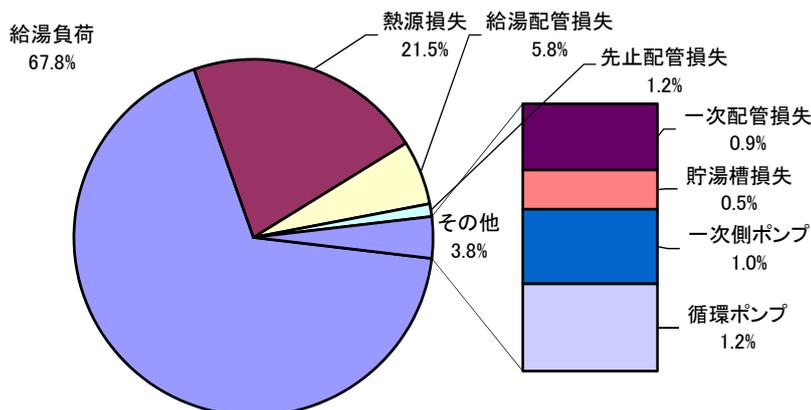


図 2.5.15 150人規模のビジネスホテルの年間消費一次エネルギーの内訳計算例²⁾

(2) 保温の計算式

給湯配管、熱源側配管からの放熱に関する計算式を式 2.5.①に示します。

$$q = K \times L \times (\theta_f - \theta_a) \quad \text{式 2.5.①}$$

ここで

q : 放熱量

K : 配管 1m 当たりの配管の線熱損失係数 (W/(m·K))

L : 配管長 (m)

θ_f : 配管内湯温 (°C)

θ_a : 周囲気温 (°C)

これを配管種別に計算して運転時間を乗じて合計します。

これを小さくするには、

- ・ K を小さくする
- ・ 配管長を小さくする
- ・ 温度差を緩和する
- ・ 運転時間を小さくする

の 4 つが基本的な対策となります。

配管長 L については、一般に設計者は、省エネルギーのためだけでなく、最短距離で配管設計を行うはずなので L を小さくするのは当然です。

これは平成28年版の公共建築工事標準仕様書(機械設備工事編)(以下、標準仕様書)にも空衛学会の基準 SHASE-S 010-2013(以下、S010)、206-2009(以下、S206)にも記されています。

温度差については、配管の設置場所が問題となります。標準仕様書でも S010 でも室内、P、S、屋外などの設置場所によって保温工事の仕様が異なります。しかし保温厚は同一なので、せめて極力屋外設置を避けることが重要となります。

K の計算式を式 2.5.②に示します。

$$K = \frac{2\pi}{\frac{1}{\lambda_p} LN \frac{D}{D-2r} + \frac{1}{\lambda_i} LN \frac{D+2T}{D} + \frac{2000}{\alpha(D+2T)}} \quad \text{式 2.5.②}$$

ここで

D : 配管の外径 (mm)

r : 管材の厚さ (mm)

T : 保温材の厚さ (mm)

λ_p : 管材の熱伝導率 (W/(m K))

λ_i : 保温材の熱伝導率 (W/(m K))

α : 配管外側の総合熱伝達率 (W/(m²K))

LN : 自然対数

一般に金属管の λ_p は大きいため、 λ_p の項は計算を省略することが一般的です。

K を小さくする方法は、保温厚 T を大きくすることと、総合熱伝達率 α を小さく抑えることで実現されます。

保温配管の断面図を図 2.5.16 に示します。同じ保温厚 20mm であっても管径が大きくなるとかさばることがわかります。

また保温厚は同じであっても、管径を大きくすると線熱損失係数は 10%以上大きくなります。同等の線熱損失係数に抑えるためには、さらに保温厚を大きくする必要があります。

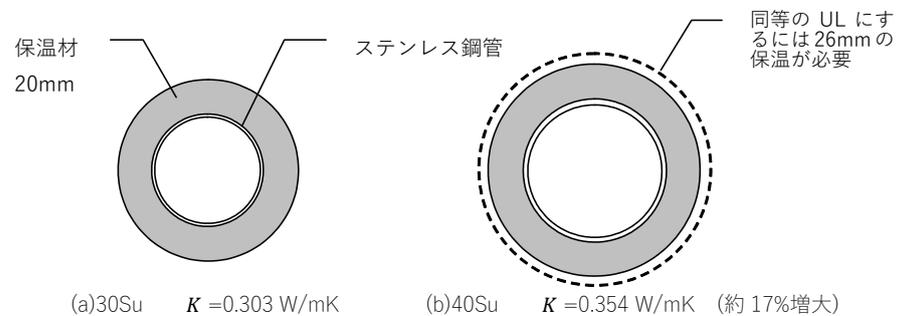


図 2.5.16 給湯配管の単位温度、長さ、時間当たりの損失熱量³⁾
(ステンレス鋼管+保温材ロックウールの場合の試算例)

配管の保温厚について、省エネルギー基準では、配管径に応じた保温厚を決めた保温仕様 1~3 が定められています。その概要を表 2.5.1 に示します。

表 2.5.1 省エネルギー基準の保温仕様

保温仕様1	管径が40 mm未満の配管にあつては、保温材の厚さが30 mm以上 管径が40 mm以上125 mm未満の配管にあつては、保温材の厚さが40 mm以上 管径が125 mm以上の配管にあつては、保温材の厚さが50 mm以上とした仕様
保温仕様2	管径が50 mm未満の配管にあつては、保温材の厚さが20 mm以上 管径が50 mm以上125 mm未満の配管にあつては、保温材の厚さが25 mm以上 管径が125 mm以上の配管にあつては、保温材の厚さが30 mm以上とした仕様
保温仕様3	管径が125 mm未満の配管にあつては、保温材の厚さが20 mm以上 管径が125 mm以上の配管にあつては、保温材の厚さが25 mm以上とした仕様
裸管	上記の保温仕様1,2,3 に該当しないもの

また、標準仕様書では、給湯配管については表 2.5.2 の保温厚が指定されています。ロックウールとグラスウールの保温筒を用いる仕様で、両者で保温厚は同一です。

S010 でもロックウールもしくはグラスウールの保温筒を用いる仕様が表示されており、表 2.5.3 のような保温厚が表示されています。こちらは保温材によってわずかに厚さが異なります。これらの仕様と省エネルギー基準の保温仕様とは十分な整合はとれていないため、再調整が必要です。

表 2.5.2 平成28年版公共建築工事標準仕様書(機械設備工事編)の保温厚

呼び径	100未満	100~150	200~300
ロックウールmm	20	25	40
グラスウールmm	20	25	40

表 2.5.3 空気調和・衛生工学会の基準SHASE-S010-2013の保温厚

呼び径	100未満	100~150	200~300
ロックウールmm	20	25	40
グラスウールmm	20	25	50(200のみ40)

いずれにしてもむやみに大きな保温厚にはなっていません。

総合熱伝達率を小さく抑えるには、配管表面の放射率を下げるために、金属で覆うなどの工夫が挙げられます。また、屋外配管を避けて室内や PS に設置することが重要です。

各種配管と保温厚における、 K の一覧表を表 2.5.4 に示します。

これらの計算条件は、

- ・ロックウール・グラスウールの熱伝導率 λ はどちらも 0.042 W/(mK)とした
- ・管材の熱伝導は省略した
- ・配管外側の総合熱伝達率を室内用の 9 W/m²K とした

の 3 点です。

屋外設置の場合は、総合熱伝達率が大きくなりますが、 K は大差がありません。

なお、繊維系断熱材のほか発泡系断熱材による保温もあり得ます。

断熱厚を小さくできると思われませんが、現状では配管の保温材として JIS 規定がなく、製品もないため、これまで省エネルギー基準では言及されていません。

配管に設置されるバルブとフランジからの放熱量の低減のためには、これらも適切に保温することが望まれます。

上記の標準仕様書、S010 でも配管のみならずバルブやフランジの保温にふれており、また S206 では「バルブ・フランジなども保温する」と記されていることから、十分配慮する必要があります。

現行(2020 年現在)の省エネルギー基準では評価していませんが、旧基準の CEC/HW では両者の保温効果を相当長として加味することとして、表面積が等しくなるよう丸めた値でフランジ 1 組を 0.5m、バルブ 1 つを 1m としています。フランジ型バルブの場合は合計 2m となります。

保温している場合は接続配管の径で採用されている保温仕様の線熱損失係数を用います。保温していない場合は裸管の線熱損失係数を用いて計算します。

この相当長さについては斎藤らの論文⁴⁾があり、実験結果ではこの設定より小さく、また径によっても異なることが示されていますが、この設定の方が安全側とみられます。

表 2.5.4 各種配管の保温厚と線熱損失係数¹⁾ W/(mK)

銅管					ステンレス鋼管				
呼び径	保温仕様1	保温仕様2	保温仕様3	裸管	呼び径	保温仕様1	保温仕様2	保温仕様3	裸管
15A	0.159	0.191	0.191	0.599	13SU	0.159	0.191	0.191	0.599
20A	0.189	0.231	0.231	0.838	20SU	0.189	0.231	0.231	0.838
25A	0.218	0.270	0.270	1.077	25SU	0.218	0.270	0.270	1.077
32A	0.246	0.308	0.308	1.316	30SU	0.242	0.303	0.303	1.282
40A	0.232	0.346	0.346	1.556	40SU	0.237	0.354	0.354	1.610
50A	0.275	0.420	0.420	2.035	50SU	0.257	0.388	0.388	1.832
65A	0.316	0.426	0.493	2.514	60SU	0.296	0.457	0.457	2.281
80A	0.356	0.486	0.565	2.993	75SU	0.346	0.472	0.548	2.876
100A	0.436	0.606	0.606	3.950	80SU	0.387	0.532	0.621	3.359
125A	0.440	0.725	0.725	4.908	100SU	0.466	0.651	0.651	4.309
150A	0.504	0.736	0.844	5.865	125SU	0.464	0.770	0.770	5.270
					150SU	0.528	0.774	0.889	6.228

架橋ポリエチレン管					ポリブテン管				
呼び径	保温仕様1	保温仕様2	保温仕様3	裸管	呼び径	保温仕様1	保温仕様2	保温仕様3	裸管
5A	0.118	0.136	0.136	0.302	7A	0.129	0.151	0.151	0.377
7A	0.129	0.151	0.151	0.377	8A	0.134	0.158	0.158	0.415
8A	0.134	0.158	0.158	0.415	10A	0.145	0.172	0.172	0.490
10A	0.145	0.172	0.172	0.490	13A	0.165	0.198	0.198	0.641
13A	0.165	0.198	0.198	0.641	15A	0.179	0.217	0.217	0.754
15A	0.179	0.217	0.217	0.754	16A	0.188	0.230	0.230	0.829
16A	0.186	0.227	0.227	0.811	20A	0.211	0.260	0.260	1.018
20A	0.211	0.260	0.260	1.018	25A	0.242	0.303	0.303	1.282
25A	0.242	0.303	0.303	1.282	30A	0.276	0.350	0.350	1.583
30A	0.276	0.350	0.350	1.583	40A	0.255	0.385	0.385	1.810
40A	0.255	0.385	0.385	1.810	50A	0.294	0.454	0.454	2.262
50A	0.294	0.454	0.454	2.262	65A	0.345	0.470	0.546	2.865
					75A	0.387	0.532	0.620	3.355
					100A	0.465	0.649	0.649	4.298

HTLP(耐熱性硬質塩化ビニルライニング鋼管)				
呼び径	保温仕様1	保温仕様2	保温仕様3	裸管
15A	0.187	0.228	0.228	0.818
20A	0.212	0.262	0.262	1.025
25A	0.242	0.303	0.303	1.282
32A	0.279	0.354	0.354	1.610
40A	0.257	0.388	0.388	1.832
50A	0.296	0.457	0.457	2.281
65A	0.346	0.471	0.548	2.876
80A	0.387	0.532	0.621	3.359
100A	0.466	0.651	0.651	4.309

写真 2.5.1 にあるホテルの屋上設置熱源回りの配管写真を示します。フランジ部分が保温されており、金属カバーでいねいに覆われています。熱源機近くに設置されたバルブ 2 個もぎりぎりまで保温されています。各配管を支える L 型鋼は保温されていないため、熱橋となっているようです。

貯湯槽からの熱損失は 0.5%程度で、比率としては小さく、省エネルギー基準では評価されていません。

しかし比率は小さくても省エネルギーに向けた設計としては貯湯槽の保温は重要であり、標準仕様書でも S010 でもロックウールもしくはグラスウールで 50mm の保温を指定しています。

これらの保温性能を確保するには定期的な点検が必要と言えます。経年劣化で保温部分が傷むと大きな熱損失となります。



写真 2.5.1 熱源回りの配管写真の一例

(3) まとめ

以上のことから、配管の保温における注意事項をまとめると

- ・ 給湯配管は熱源側(一次側)も給湯側(二次側)も適切な保温厚による保温が重要である
- ・ バルブやフランジを適切に保温する
- ・ 給湯配管の設置場所にも配慮し、極力屋外配管はさける
- ・ 保温性能を確保するため、定期的な点検が必要である

となります。

参考文献

- 1) 一財)建築環境・省エネルギー機構『建築物の省エネルギー基準と計算の手引き』2004年10月
- 2) 公社)空気調和・衛生工学会『建築と設備の環境配慮技術のすべて—要素技術からスマートシティまで—』丸善(株)、2015年12月
- 3) 公社)空気調和・衛生工学会『空気調和・衛生設備の環境負荷削減対策マニュアル』丸善(株)、2001年3月
- 4) 伊藤恵太郎、斎藤忠義、鎌田元康「給湯設備設計用基礎データの検討・整備に関する研究(第13報) 給湯システムにおける熱損失測定に関する実験研究(その4)」『空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.1085-1088、2000年9月』

2.6 省エネルギー対策と再生可能エネルギー熱利用

2.6.1 省エネルギー

(1) 給湯使用量削減と節湯

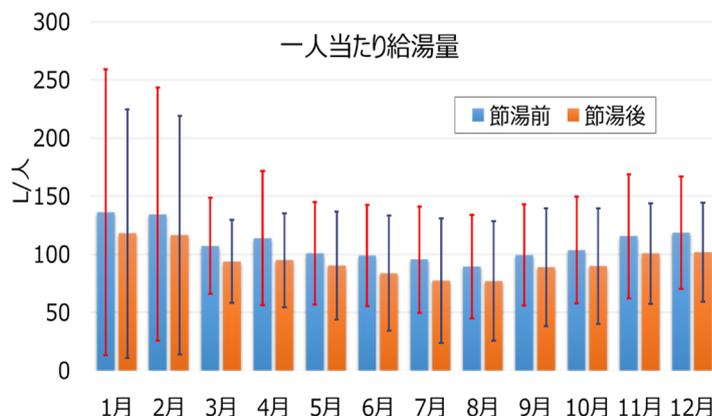


図 2.6.1 ビジネスホテル・チェーンでのシャワーヘッド変更による節湯前後の月別給湯負荷の変化²⁾を編集

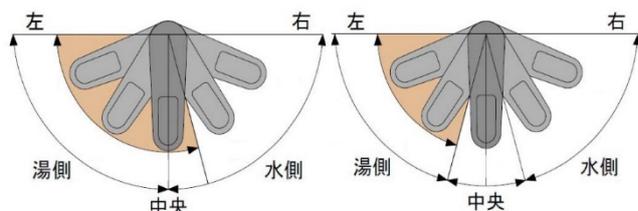


図 2.6.2 通常の水栓(左)と湯の使用量を削減できる湯水混合水栓(右)

ビジネスホテルだと、ユニットバス内の浴槽に溜める湯量の割合が大きいと考えられることから、シャワーヘッドの交換による節水効果は大きいと考えられます。²⁾

シングルレバー湯水混合水栓で、中央の位置で、湯水が混合して吐水するか、水だけが吐水するかで、給湯使用量が変わります。図 2.6.2 右側の採用でも、節湯をはかることができます。この他、空気を混入させて節湯をはかるシャワーヘッドやセンサによって自動吐水する水栓への取り替え、節水コマへの変更など水栓側で節湯する方法があります。

この他、建築計画により、節湯する方法もあります。最近、漸増している大浴場付きビジネスホテルです。大浴場を設けることで、客室内のユニットバスでの入浴やシャワーの稼働が大幅に減ります。客室内のユニットバスで入浴やシャワーを使わないことは、清掃時の湯水の使用量も減ることにつながります。

保守管理の強化で、水栓類から水漏れをなくすことで節湯になります。水栓のパッキンの交換の管理が重要です。水栓から1分間に60滴程度、滴が落ちると30ℓ/日の漏水量になります。これが直径1mm程度で糸状に連続漏水すると200ℓ/日、直径2mm程度の糸状の連続漏水だと500ℓ/日の水量にもなります。水栓数の多い、宿泊施設や医療施設だと、かなりの量になります。

また、洗面器や手洗器だと本体下部のアンクル止水栓(写真 2.6.1)などで吐水量を適性に調整することで、大幅に節湯できます。湯水混合水栓の吐水量は、かなり絞っても使い勝手に不便を生じにくいようです。これまでの経験では、洗面器の吐水量を1/3~1/6まで絞って調整しても問題なく使うことが出来ている例が数多くあります。

業務用施設での給湯の省エネルギー対策は、建物全体のエネルギー消費量の内、給湯での消費量の割合が大きい、宿泊施設、医療施設や社会福祉施設、スポーツクラブなどで有効です。

最初に取り組むべきものとして、節湯による給湯負荷の低減です。図 2.6.1 は、ビジネスホテル・チェーン 11 軒で、シャワーヘッドを節水パワーヘッド助太刀(尙田川化工製)に交換した前後の月別一人当たり給湯量の変化です。



写真 2.6.1 洗面器・手洗器本体下部のアンクル
止水栓

吐水量の削減流量は容易にわかることができます。手洗器や洗い桶に、それまで使っていた吐水量で溜めて満水になるまでの経過時間を計ります。つぎに適性だと判断した吐水量で、同様に手洗器などが満水になるまでの経過時間を計ります。当初の満水になるまでの経過時間と調整後の経過時間の比が絞った吐水量の比率となります。

(2) 機器と配管からの熱損失の削減

「2-5 機器と配管からの熱損失と加熱方法」と「3-2 保温」を参照ください。

(3) 燃焼式加熱装置の省エネルギー

給湯器の省エネルギー機器として、潜熱回収型給湯器があります。今までの熱交換器の排気側に二次熱交換器を設け、給水をこの先に二次側熱交換器を通して予熱をした後に、従来の熱交換器に送ります。このことによって、排気中の水蒸気を水にすることで排熱となっていた潜熱を回収して、熱効率を向上させることができます。ガス焚きをエコジョーズ、灯油焚きをエコフィールと呼びます。

以前は、業務用瞬間式給湯器は、比較的、少ない湯量を使用する施設に導入されることが多い傾向がありました。この業務用瞬間式給湯器を複数台連結して、給湯量に応じて台数制御をして使うシステムがありタフジェットマルチと呼ばれます。大中規模の宿泊施設や医療施設等で中央式給湯方式を採用した施設では、貯湯槽を設けるのが一般的でした。しかし、タフジェットマルチを採用した施設では貯湯槽を省略することができます。

機器容量が比較的大きい燃焼式加熱装置には、真空式温水器や無圧缶水温水器、温水ボイラー等があります。温水ボイラーの効率はガス焚き、油焚き共に一般的に 90%前後です。近年は、ボイラーの高効率化に益々拍車がかかり、排気ガス中の潜熱を回収するガス焚きボイラーが市場に投入されるようになりました。給湯で使用する場合に限り、給水温度 5°C で、低位発熱量(燃焼ガス中の水蒸気が水蒸気のまま排出される場合の熱量)基準の定格ボイラー効率は 105%まで達しています。

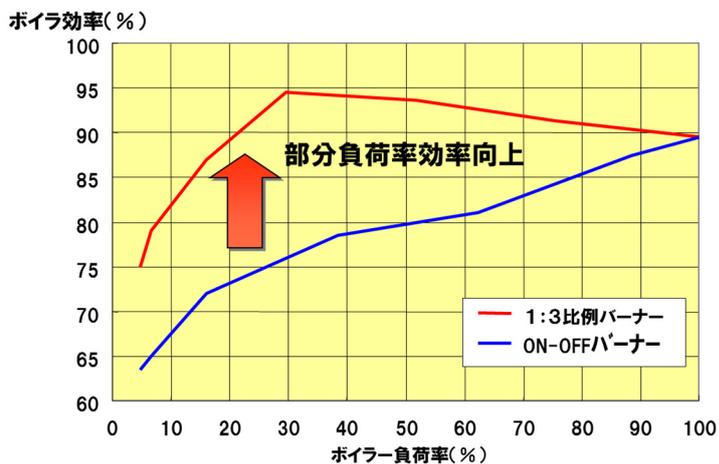


図 2.6.5 無圧温水ヒータ部分負荷特性の例
(出典：(株)日本サーモエナジー 資料)



図 2.6.6 部分負荷効率を考慮したボイラ分割の例
(左：通常、右：改善)

ボイラーへの給水温度は、できるだけ低い方がボイラー効率は高くなります。液化天然ガス 13A の排ガスの露点は 55～60℃です。排ガス温度が露点以下になると、潜熱を回収できるために、ボイラー効率が上昇します。潜熱回収ボイラーは、給水温度の上昇に伴い排ガス温度が上昇すると潜熱回収率が下がります。

ボイラーは、燃焼制御方式により、部分負荷効率が大きく変化します。ON-OFF 制御にて間欠運転した際には、ボイラーの発停時のパージによる放熱損失や、起動待機時の放熱損失があるので効率が大幅に低下します。

バーナを ON-OFF 制御により間欠運転から比例制御にすることで、効率が向上します。図 2.6.5 は、熱出力 186kW の無圧温水ヒータの部分負荷特性を ON-OFF 制御と比例制御(TDR : Turn Down Ratio、最大燃焼量と最低燃焼量の比= 1 : 3.3)で測定した例です。

燃焼機器の加熱能力を分割して複数台設置する場合、分割比率を考慮することで、部分負荷効率が向上することがあります。必要加熱能力を 2 台に分割する際、図 2.6.6 の左側のように、50% のものを 2 台にすることが一般的に行われます。これだと 50% と 100% の 2 段階の選択になります。右側のように分割比を変更することで、図の場合だと、35%、65%、100% の 3 段階が選択できるようになります。宿泊施設やスポーツ施設のように、日によって給湯負荷が変化する場合は、利用者数によって稼働させる機器を選択することで部分負荷効率の向上につなげることができるようになります。日ごとの給湯負荷の変動の少ない医療施設や社会福祉施設でも、季節によって給水温度が変化します。給湯負荷が一緒でも、夏季は給湯加熱負荷が小さく、冬季は大きいことから、稼働させる燃焼機器の選択によって部分負荷効率の改善につながります。

燃焼機器は、運用の段階で空気比の管理が重要になります。ガスや油などの燃料を燃焼させるために空気(酸素)が必要になります。燃料を完全燃焼するために必要最小限の空気量を、燃料を構成している炭素や硫黄、水素等の成分の化学変化から求めたものを理論空気量といいま

す。液体燃料 1kg 燃焼させるための理論空気量は、組成によって多少異なりますが、灯油は 1 1.2 m³ N、A 重油が 10.9 m³ N、B 重油で 10.7 m³ N、軽油で 11.2 m³ N 前後です。気体燃料 1 m³ N を燃焼させるための理論空気量は、都市ガス 13A は 11.0 m³ N、都市ガス 6A は 4.6 m³ N、プロパンガスは 23.8 m³ N、ブタンガスは 30.0 m³ N 前後になります。

しかし、実際の燃焼では供給した空気中の酸素を全て利用することは不可能です。理論空気量だけを供給した場合には、不完全燃焼を起こすことに繋がります。燃料の燃焼熱を完全に利用するために、理論空気量より多少多めの空気を供給して完全燃焼を促すことが必要です。燃焼のために供給する空気量が理論空気量より、どの程度の割合かを判断する指標が空気比です。

よって、空気比は、次の式で表すことができます。

$$\text{空気比} = \frac{\text{供給空気量}}{\text{理論空気量}}$$

空気比を知るためには、排ガス分析により乾き排ガス中の酸素濃度を測定して、燃焼計算に基づく解析式により算出しますが、次の近似式によって概略の値を算出できます。

$$\text{空気比(概略値)} \approx \frac{21}{21 - O_2 \text{濃度}}$$

エネルギーの使用の合理化に関する法律(略称：省エネ法)では、この式で算出された空気比が、液体燃料や気体燃料で 1.2~1.3 程度の値を示しています。

空気比が低いと不完全燃焼により、燃焼しないまま排気してしまう燃料が増えてしまいます。空気比を高くすると、燃焼に伴って排出するガスの熱損失が大きくなります。この不完全燃焼による熱損失と排ガス熱損失を足したものが熱損失の合計となり、合計値の最も低いところが最適な空気比となります

貯湯槽の中に組み込んだ熱交換器(蒸気コイル)に、蒸気ボイラーから供給した熱で加熱するシステムがあります。蒸気ボイラー本体の省エネルギー対策の附属機器として、ボイラーから出た飽和水蒸気を煙道内に通す過熱器(スーパーヒータ)や、ボイラーへの補給水を煙道に通すエコマイザ等があります。蒸気ボイラーは、水質の管理が重要であることや、必要以上に蒸気圧力を上げないことがたいせつです。蒸気ドレンを回収して再利用しますが、還水は保温をしない裸管となるために配管からの熱損失が大きくなります。また、スチームトラップの管理も重要で、吹放し(ドレンとともに蒸気が通過する)や閉塞(弁が閉じたままでドレンを排出できない)、蒸気漏れ(本体から蒸気が漏れる)などの故障を早期に発見することが大切です。

(4) ヒートポンプ加熱装置の省エネルギー

ヒートポンプを利用した加熱の省エネルギーは、給湯の場合、高い温度の熱源を利用することが重要になります。住宅用のエコキュートのように、空気熱源のヒートポンプ給湯機が主流です。図 2.6.8 は、ヒートポンプの熱源の違いによる加熱 COP の例です。空気熱源の場合、加熱の際に屋外ユニットの熱交換コイルに霜が付くことから、デフロスト(除霜運転)を行う必要があり、この要因で COP を下げてしまいます。

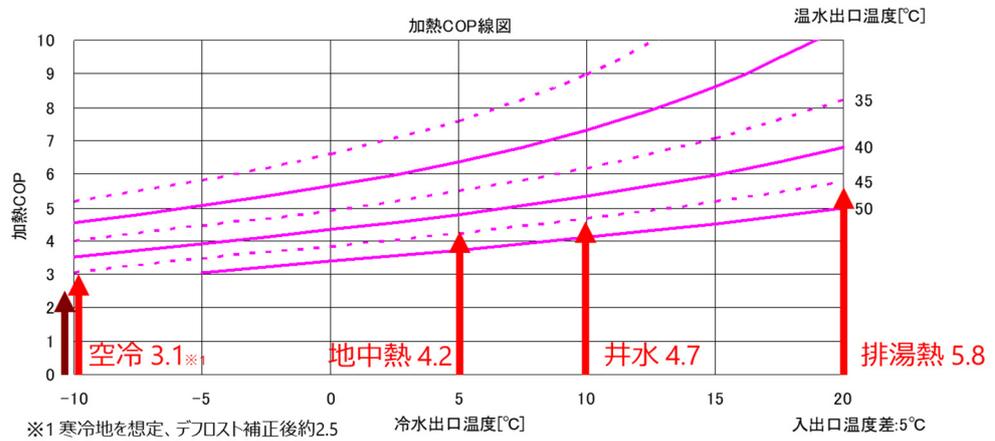


図 2.6.8 ヒートポンプ熱源によるCOPの違いの例
(出典：ゼネラルヒートポンプ工業(株) 技術資料)

空気熱源以外の熱源は、図 2.6.9 のように、地中熱や地下水熱(井水熱)、河川水や海水、温泉排湯熱や下水熱など様々なものがあります。給湯でヒートポンプを利用する場合は、加熱するだけになります。地中熱や地下水熱だと、日本では夏季の日中は、空気熱の温度が高いことが多いことから、空気を熱源にした方が、効率が上がるのが一般的です。

注意したいのは、熱源温度だけで判断しないことです。空気と熱媒が通る熱交換器との熱伝達率と、水と熱交換器との熱伝達率では、後者の値が大きいことから熱を効率的に伝えることができます。また、空気熱源の屋外ユニットのコイルには、外気温度が高いと霜が付着する代わりに結露が生じます。結露水の全てが流れ落ちる訳ではなく、一部は蒸発します。この蒸発する際に気化熱によって熱を奪う要因があることも考慮しましょう。

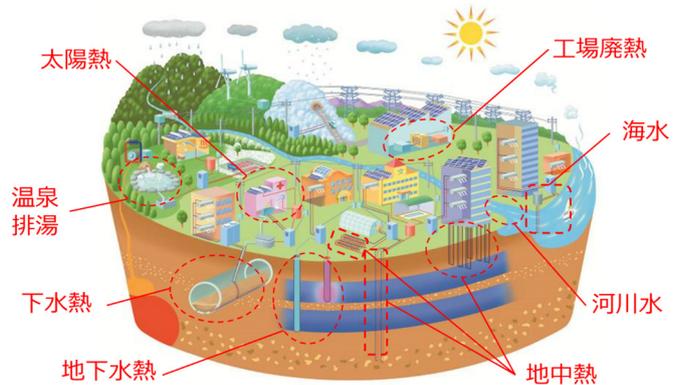


図 2.6.9 ヒートポンプの採熱源・放熱源の例
(出典：ゼネラルヒートポンプ工業(株) 技術資料)

(5) ハイブリッド給湯システムやコージェネレーションシステムの採用

給湯負荷の日変動が多い宿泊施設やスポーツ施設の給湯熱源にヒートポンプを採用する場合、最大給湯負荷に合わせると過大なものになってしまいます。ヒートポンプは本体価格が燃焼機器と比べて高額であること、電気の動力設備を大きくしないといけないことや電気の契約基本料金が上がることなどの要因から来るものです。ヒートポンプは燃焼系の加熱装置に比べてランニングコストは安いものの、イニシャルコストが高い傾向があります。また、ヒートポンプは燃焼機器と比べて、瞬発力で劣ります。

ヒートポンプのランニングコストが安いことと、燃焼機器のイニシャルコストが安く瞬発力がある長所を活かしたシステムとして、ヒートポンプと燃焼機器とのハイブリッド給湯システムが挙げられます。ベースロードはヒートポンプ、加熱負荷変動の部分を燃焼機器に分担するシステムです。ハイブリッド給湯システムは、制御の善し悪しによって、ランニングコストに大きく影響を与えます。実際に稼働した運転状況を検証して、制御に反映させる必要があります。

今後、太陽光発電や風力発電等のお天気任せで出力制御のできない再生可能エネルギー由来の電力が増えてくると、時間帯ごとに電力料金の変動するようになります。このように料金の割引などのインセンティブを含んだ「上げ Demand Response」(需要創出型 Demand Response)と呼ばれる手法があります。また、地域に分散するエネルギーリソースを IoT や Smart Grid などの技術を使い遠隔制御・集約することで、あたかも一つの発電所のように機能させる VPP(Virtual Power Plant)が普及・発展しようとしています。VPP では、ヒートポンプを稼働させて貯湯や蓄熱をすることも想定しており、今後、貯湯を含んだヒートポンプ給湯機が Smart Community に組み込まれることは間違いありません。電力料金単価の安い時間帯にヒートポンプ給湯機を稼働できる制御システムと Smart Community の連携が大切になります。このように、VPP や Smart Community にヒートポンプ給湯機と貯湯槽を組み込むことで、地域としてのエネルギーの効率向上に寄与します。

コージェネレーションは、発電で生まれる排熱を利用して熱を取り出して、総合的なエネルギー効率を高めるエネルギー供給システムで、電熱併給システムとも言われています。熱のカスケード利用の一つで、Combined Heat and Power とも呼ばれています。建物用途によっては、電気と熱の使う時間帯に差異が生じて有効に稼働しにくいこともありますが、貯湯槽を有効に活用することで、システム全体のエネルギー効率を向上させることができます。

2.6.2 再生可能エネルギー熱利用

前項で述べたように、年間を通して熱負荷があり、電力と熱需要の時間的ミスマッチのバッファ機能を貯湯槽が担うことができることからヒートポンプ給湯機を活用しようという動きがあります。太陽熱利用でも、年間を通して利用できる給湯用途は利用効率が高いとされています。

かつて、給湯熱源は、灯油や重油、ガス等の燃料が一般的でしたが、ヒートポンプ技術の発展と共に、電力利用熱源では電気温水器からヒートポンプ給湯機に移行しています。地中熱や地下水熱等の再生可能エネルギー利用ヒートポンプシステムでは、廉価な欧州製の汎用地中熱利用ヒートポンプ給湯機が輸入されるようになり、今後、わが国でも普及するものと予想されています。温泉排湯熱利用ヒートポンプは、既にわが国でも多くの導入事例がありますが、この他、冷凍・冷房排熱(図 2.6.10)や換気(排気)排熱(図 2.6.11)等の利用されていないエネルギーを熱源にしたヒートポンプ利用システムもあります。

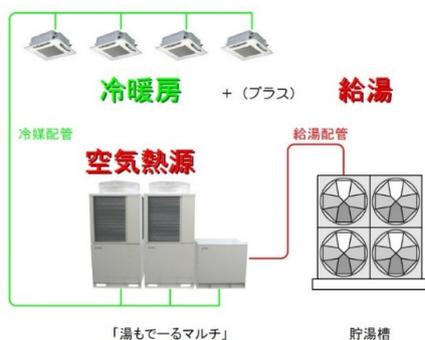


図 2.6.10 水熱源ビルマルチ空調システムの
冷房排熱利用ヒートポンプ給湯機
(出典：ゼネラルヒートポンプ工業(株) 技術資料)

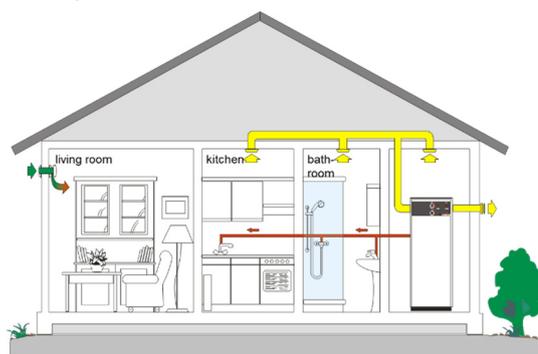


図 2.6.11 換気排熱利用ヒートポンプ給湯機
(出典：日本スティーベル(株) 技術資料)

(1) 再生可能エネルギーの推進

ヒートポンプで利用する空気熱や地中熱等は、2009年6月にEUで施行した『再生可能エネルギー推進に関する指令』で、「自然界に存在する永続的に使用可能なエネルギー」と位置づけられました。わが国でも2009年8月に施行した『エネルギー供給事業者による非化石エネルギー源の利用及び化石エネルギー原料の有効な利用の促進に関する法律』(平成21年法律第72号、略称：エネルギー供給構造高度化法)で、初めて再生可能エネルギー源を法令によって定められました。この法律と政令(平成21年政令第222号第4条)で、「再生可能エネルギー源」として、太陽光、風力その他非化石エネルギー源のほか、水力、地熱、太陽熱、大気中の熱その他の自然界に存する熱等を定義しました。

2010年6月18日に閣議決定した『エネルギー基本計画』では、「1.再生可能エネルギーの導入拡大」「(1)目指すべき姿」の中に、「vi. 空気熱や地中熱等利用」として、「給湯器・空調等に利用されるヒートポンプ技術は国際的に優位であるが、現時点では、従来型の燃焼式暖房・給湯に比べて初期コストが高いという課題がある」と記述されました。一方で、「(2)具体的な取組」の中の「(イ)熱利用の拡大」で、「空気熱の導入促進及び地中熱等の温度差エネルギーの利用促進のため、産業用・業務用・家庭用の給湯・空調等におけるヒートポンプの利用促進を図る。ヒートポンプ給湯器のトップランナー基準の対象機器への追加や空調器等の基準見直し、次世代型ヒートポンプシステム(超高効率ヒートポンプ)、低GWP冷媒を用いた省エネ冷凍空調システムの研究開発等を通じて普及を図る」と明記されるに至りました。

『エネルギー基本計画』の閣議決定と同日の2010年6月18日に、閣議決定した『新成長戦略』で、「快適性・生活の質の向上によるライフスタイルの変革」として、「エコ住宅の普

及、再生可能エネルギーの利用拡大や、ヒートポンプの普及拡大、LED や有機 EL などの次世代照明の 100%化の実現などにより、住宅・オフィス等のゼロエミッション化を推進する」と明記されています。ヒートポンプ技術の発展や低コスト化が実現されれば、空気熱や地中熱等を熱源にしたヒートポンプによる給湯熱源の普及が促進されるものと予想され、環境負荷の低減につながると考えられています。

2016 年 5 月 13 日に閣議決定した『地球温暖化対策計画』の「第 3 章 目標達成のための対策・施策」、「第 2 節 地球温暖化対策・施策」、「1.温室効果ガスの排出削減、吸収等に関する対策・施策」で、「地域性の高いエネルギーである再生可能エネルギー熱(太陽熱、地中熱、雪氷熱、温泉熱、海水熱、河川熱、下水熱等)を中心として、下水汚泥・廃材・未利用材等によるバイオマス熱等の利用や、運輸部門における燃料となっている石油製品を一部代替することが可能なバイオ燃料の利用、廃棄物処理に伴う廃熱の利用を、経済性や地域の特性に応じて進めていくことも重要である。」、「再生可能エネルギー熱供給設備の導入支援を図るとともに、様々な熱エネルギーを地域において有効活用するモデルの実証・構築等を行うことで、再生可能エネルギー熱等の導入拡大を目指す。」と記載されました。

2018 年 4 月 17 日に閣議決定した『第五次環境基本計画』では、多くの箇所に再生可能エネルギー熱が取り上げられています。例えば、「第 2 章 重点戦略ごとの環境政策の展開」では、「1.持続可能な生産と消費を実現するグリーンな経済システムの構築」で、「(再生可能エネルギーの最大限の導入)地域性の高いエネルギーである再生可能エネルギー熱(太陽熱、地中熱、雪氷熱、温泉熱、海水熱、河川熱、下水熱等)や未利用排熱の有効活用の観点から、経済性や地域の特性に応じて、再生可能エネルギー熱供給設備の導入支援や様々な熱エネルギーを地域に有効活用するモデルの実証・構築等を実施する。」と記載されました。

「2.国土のストックとしての価値の向上」には、「(コンパクトで身近な自然のある都市空間の実現)持続可能なまちづくりを実現していくためには、拠点となるべきエリアに都市機能を集約し、その周辺部や公共交通の沿線に居住を誘導するとともに、これらのエリアを公共交通網等のネットワークで結ぶコンパクトシティを形成していく必要がある。都市のコンパクト化により熱源や熱需要が適切に集約される場合には、太陽熱、地中熱、雪氷熱、下水熱等の未利用の再生可能エネルギー熱利用の可能性が高まることから、熱供給設備の導入支援等により、その熱利用の拡大を図る。」とあります。

「3.地域資源を活用した持続可能な地域づくり」だと、「(地域資源を活用した再生可能エネルギーの導入)地域の特性に応じ、太陽光・風力・水力・地熱・バイオマスや、地中熱・温泉熱といった再生可能エネルギー由来熱など、多様な再生可能エネルギー源を活用することで、地域のエネルギー収支を改善し、足腰の強い地域経済の構築に寄与することができる。また再生可能エネルギーに関連する事業等、さらには省エネルギー事業、高齢者の見守り事業等を併せて行うことにより新たな雇用を生み出し、地域の活力の維持・発展に貢献する。」と書かれています。新たな雇用では、スウェーデンでの地中熱利用技術同様に、わが国で普及すると、新たに 32,000 名の雇用の創出が考えられています。とくに、地元に着した地中熱交換器設置や建築・設備工事では、地元で 25,000 名の雇用創出があるとされています。これに加え、建物の断熱性・気密性向上工事、給湯や暖冷房等の省エネルギー対応工事も含めると、さらに産業創出と雇用が産み出されます。

2017 年 4 月に施行された『建築物のエネルギー消費性能の向上に関する法律』(略称：建築物省エネ法)に対する附帯決議(2015 年 6 月 30 日 参議院国土交通委員会)で、「政府は、本法の施行に当たり、次の諸点について適切な措置を講じ、その運用に万全を期すべきである。」とし、「国、地方公共団体等の公共建築物の新築、改修等に当たっては、建築物のエネルギー消費性能の向上を先導するものとなるよう、積極的な新技術の導入、再生可能エネルギーの活用等に努めること。」と挙げました。

(2) 再生可能エネルギー発電がもたらすもの

日本に限らず先進国各国は、太陽光発電や風力発電、小水力発電、バイオガス発電などの再生可能エネルギーで電力が賄われようとしています。欧州では、小型の発電機でさえコンバインドサイクルだったり、小中規模のバイオマスガス発電でも電気と熱を併給するコージェネレ

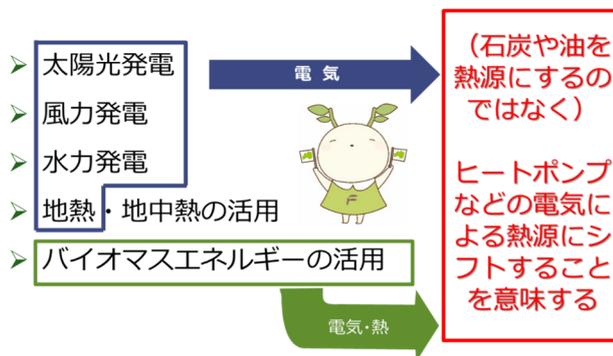


図 2.6.12 RE100 などの再生可能エネルギー電気への転換は、給湯や暖冷房等の熱源が電気に替わるにつながらる

による電気の転換や普及は、給湯設備や暖冷房設備等の熱源が電気に替わることを意味しているのです(図 2.6.12)。

国際的なイニシアチブでは、RE100(100% Renewable Electricity)があります。企業活動に関わる電気エネルギー消費の 100%を、再生可能エネルギーにする取り組みだ。ゴールドマン・サックス、バンクオブアメリカ、コカ・コーラ、ネスレ、スターバックス、フィリップス、BMW、GM、ジョンソン&ジョンソン、ユニリーバ、P&G、ナイキ、グーグル、フェイスブック、マイクロソフト、アップル、ヒューレット・パカード、IKEA 等の世界をリードしている 122 社が加盟しています(2018 年 1 月 28 日現在)。マイクロソフトは、既に 2014 年に RE100 を達成したと発表しています。アップルは、自社のデータセンタを含め RE100 を達成したが、主要なサプライヤまで再生可能エネルギー 100%を宣言しました。

太陽光や風力などのお天気任せの発電方式を、電気の安定供給や有効利活用するために、周辺技術が進展しています。送ったり、使ったりするのに容易な電気で蓄えるのが望ましいと考えられています。しかし、導入コストが高いために残念ながらあまり普及していません。

簡単にお天気任せの電気を有効に活用できるのが、熱に変えて蓄える方法です。空調や工場の熱利用用途の蓄熱は廉価ですし、技術も確立しています。また、宿泊施設や医療施設、社会福祉施設等の業務用給湯システムの多くは、貯湯槽を有していますし、年間を通して熱負荷があることから有望株の筆頭とされています。今後、Smart Grid とヒートポンプを組み合わせた制御技術が重要になります。宿泊施設やスポーツ施設のような日ごとに利用者数変動する建物での給湯熱源では、ヒートポンプ単体だけのシステムでは投資回収期間が長くなります。前項に記載した通り、ヒートポンプをベースロードで稼働させ、変動分を環境負荷の小さい液化天然ガス焚きボイラーで賄うようなハイブリッドシステムが有効と考えられています。

(3) 給湯設備での再生可能エネルギー熱利用

建築設備分野での再生可能エネルギー熱利用の投資回収期間は、建物種別や設備用途、熱源、気候風土や立地等によって異なります。しかし、決まった季節しか利用しない暖冷房設備や融雪設備よりは、年間を通して利用する給湯設備や浴場設備への熱源とした方が、投資回収期間は短くなります。

給湯の日ごとの給湯負荷や加熱負荷の変異は、建物用途によって異なります。医療施設や社会福祉施設の給湯負荷は比較的安定していますが、宿泊施設やスポーツ施設は曜日により変動

します。また、季節ごとに給水温度が変化するために湯と水の混合比が変わったり、水から湯までの加熱温度が違ったりすることから増減します。

週間の負荷が安定している医療施設や社会福祉施設は、ヒートポンプ単独の加熱装置との相性が良好です。宿泊施設やスポーツ施設は、ヒートポンプをベースロードとしたハイブリッド給湯システムがマッチします。前項の中の「(5) ハイブリッド給湯システムやコージェネレーションシステムの採用」でも触れましたが、ヒートポンプ給湯システムは、機器本体の金額が高く、電気容量も大きいからです。将来、重油や灯油を燃料とした真空式温水器やボイラーの使用が規制される可能性もあり、LNG ガスやバイオマスガスを燃料とする温水器や、コージェネレーションから出る熱で、負荷変動分を賄うようになると予想しています。

熱源にヒートポンプを用いた地中熱とすると、採熱するだけで、土壌熱伝導率によっては地中熱交換器周辺温度が低下していく可能性があります。地中熱の普及が進んでいるドイツでは、熱負荷(ヒートポンプ容量)が30kW以下のシステムは、表2.6.1のVDI 4640(The Association of German EngineersのVerein Deutscher Ingenieure Standard)を使い、土壌条件によって地中熱交換器の長さを表から求めています。ドイツは、日本とは異なり地下水流れの影響を受けにくいことから土壌条件によって決定します。表の”Specific heat extraction”の”for 1800h”は暖房のみの場合、“for 2400h”は暖房と給湯の双方で使う条件です。暖房も給湯も地中熱交換器により地中から熱を取得する一方のために、地中温度が下がりすぎないように考慮して決めています。

表2.6.1 30kW以下の物件の地中熱交換器長さを求める表 (VDI-4640)

Underground	Specific heat extraction	
	for 1800 h	for 2400 h
VDI 4640-2		
<i>General guideline values:</i>		
Poor underground (dry sediment) ($\lambda < 1.5 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$)	25 W/m	20 W/m
Normal rocky underground and water saturated sediment ($\lambda < 1.5\text{--}3.0 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$)	60 W/m	50 W/m
Consolidated rock with high thermal conductivity ($\lambda > 3.0 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$)	84 W/m	70 W/m
<i>Individual rocks:</i>		
Gravel, sand, dry	< 25 W/m	< 20 W/m
Gravel, sand, saturated water	65–80 W/m	55–65 W/m
For strong groundwater flow in gravel and sand, for individual systems	80–100 W/m	80–100 W/m
Clay, loam, damp	35–50 W/m	30–40 W/m
Limestone (massif)	55–70 W/m	45–60 W/m
Sandstone	65–80 W/m	55–65 W/m
Siliceous magmatite (e.g. granite)	65–85 W/m	55–70 W/m
Basic magmatite (e.g. basalt)	40–65 W/m	35–55 W/m
Gneiss	70–85 W/m	60–70 W/m
The values can vary significantly due to rock fabric such as crevices, foliation, weathering, etc.		

図2.6.13は、ドイツでの地中熱利用ヒートポンプによる暖房と給湯加熱の構成例です。近年、住宅でも高気密・高断熱化が進展しており、ノルトライン・ヴェストファーレン州などの北ドイツでも冷房の必要になる傾向があり、地中熱交換器で採熱するだけでなく放熱もするようになっています。

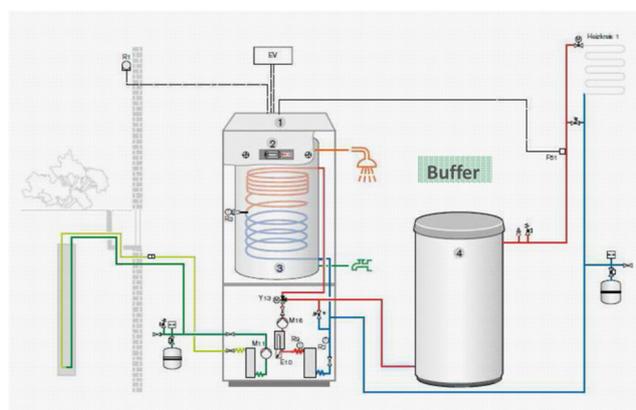


図 2.6.13 ドイツの地中熱ヒートポンプによる暖房と給湯システム例 (ボーデ社資料)

(4) Demand Response

Smart Grid や Smart Community は、デジタル機器や情報通信技術、再生可能エネルギーを電気に変換する技術や蓄電する技術、ビルのエネルギー管理システムや気象データ、温湿度制御を最適化する予測システム技術などの発展が背景にあります。具体的には、デジタル家電、家庭用のコンセント等の外部電源から充電可能なプラグインハイブリッド自動車(PHEV: Plug-in Hybrid Electric Vehicle)

c Vehicle)、BEMS、HEMS、スマートメータ、太陽光発電、バイナリー発電、Demand Response 等の先進的な技術の融合です。

Smart Grid を直訳すると、賢い送配電網とか、洗練された送配電網となります。情報通信や情報制御技術を使って、電力エネルギーのネットワークを効率的に運用します。Smart Grid により、電力の見える化をはかることができ、電力需要の平準化が可能になります。これにより、ピーク電力を増強・維持するための投資を回避できるようになります。アメリカ合衆国のブルトラル社の試算では、Smart Grid によって、ピーク電力需要が12%削減できるとしています。さらに、電力会社とエンドユーザーの機器の情報共有で、最適運用することにより、マクロの電力需要を20~30%低減できるという試算もあります。アメリカ合衆国で、乗用車・小型トラックがPHEVに置き換わり、夜間に充電するようになれば原油輸入量の52%に相当する620万バレルの石油消費を抑制できると考えられています⁴⁾。

Demand Response の制御でエネルギーを蓄えるのは、ヒートポンプ給湯機や蓄熱式空調システムのように水や氷などに熱として蓄える方法と、プラグインハイブリッド自動車(PHEV)を含む蓄電池に電力を蓄える方法があります(図 2.6.14)。電力系統の需要が増えると PHEV に搭載された蓄電池から電力を供給しますが、この概念は、既に TV の CM でも放送されています。現時点で、エネルギーを蓄える技術は、前者の熱として蓄えるのが安価で、技術も確立しています。



図 2.6.14 デマンドレスポンスによる蓄熱・蓄電の概念

(出典：スマートコミュニティフォーラムにおける論点と提案を加工)

2014年4月1日に施行した『エネルギーの使用の合理化に関する法律』(略称：省エネ法)の改正で、貯湯槽を持つ給湯システムの有効性がはかられます。この中で電力ピークの需要家側における対策が重要な改正点ですが、蓄熱式空調方式や蓄電はシステムの導入が必要になります。しかし、貯湯槽付きの給湯システムではヒートポンプ給湯機の制御で対応できるようになります。

ここまで記載した Demand Response の考え方は、主に不要不急のために電力使用を抑え、電力需要のピークを引き下げようとする概念です。わが国では、2011年3月の東日本大震災に伴う福島第一原子力発電所の停止などによる電力不足をきっかけに、消費者や企業が節電に協力して、人手により Demand Response を行う手法がとられたことは記憶に新しいものです。このように需要を抑制するものを、下げ Demand Response と呼びます。事前にインセンティブ契約をして、小売電気事業者や一般送配電事業者、アグリゲータ等の指令によって需要者に対して下げ Demand Response を要請して、これに応じる形態をネガワット取引と言います。

現在、業務用蓄熱契約であれば夜の22時から翌朝の8時までを深夜電力時間帯として、割安な料金設定になっています(電力の自由化以降、新規の契約はできません)。今後は、Demand Response の普及により、時間帯と電力料金単価が可撓性を持つものになると考えられています。

2011年より、国内4箇所ですべて次世代エネルギー・社会システム実証事業(スマートコミュニティ実証事業)がはじまりました。このうち北九州市八幡東田地区の事業区域内にある大型の社員寮では、ヒートポンプ給湯機(エコキュート)の貯湯槽容量を大きめにし、前日に時刻ごとの電力料金単価の連絡を受けて、安い時間帯にお湯を沸かすことができる技術を受け入れられるようにしました⁷⁾⁸⁾。

かつて、一般財団法人電力中央研究所では、家庭用エコキュートの稼働をスマートグリッドと連動する実験や考察を行ったことがあります。⁹⁾¹⁰⁾¹¹⁾¹²⁾¹³⁾

2.6.1(5) ハイブリッド給湯システムやコージェネレーションシステムの採用に記載しましたが、現在は、上げ Demand Response(需要創出型 Demand Response)の方向に進んでいます。お天気任せで出力制御のできない太陽光発電や風力発電等の再生可能エネルギー由来の電力が漸増しているためです。また、地域に分散するエネルギーリソースを一つの発電所のように機能させる VPP(Virtual Power Plant)も進んでおり、ヒートポンプ給湯機の稼働や貯湯が組み込まれようとしています。

上げ Demand Response の概念は、多くの原子力発電所が稼働している時期にも行われておりました。出力抑制がしづらい原子力発電所で発電した電力を有効に活用するため、電力需要の少ない夜間に深夜電力を利用した住宅用の電気温水器やヒートポンプ給湯機、蓄熱式空調方式のヒートポンプを稼働させておりました。太陽光発電が普及拡大により、今後は天気の良い日中に需要側で、上げ Demand Response としてのヒートポンプ給湯機を運転するようになると予想されています。

参考・引用文献

- 1) 赤井仁志：給湯設備の省エネルギー、シリーズ地球環境建築・専門編 2、資源・エネルギーと建築、日本建築学会編、彰国社、pp.255～258,2004
- 2) 小原雄輝、赤井仁志、濱田靖弘：次世代中央式給湯システムデザインのための動的負荷の研究：第1報、研究の背景・目的と宿泊施設の給湯負荷、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、第1巻、pp.69～72,2016-9
- 4) 福井エドワード：スマートグリッド入門、pp.31～33・pp.47～48・pp.171～172,2009
- 5) 伊藤義康：分散エネルギー入門、pp.16～26・pp.104～107,2012
- 6) 柏木孝夫：スマート革命、pp.32～54,2010
- 7) 中村靖：オフィスビルと寮における導入事例、新日鉄住金エンジニアリング(株)北九州技術センター E 館と北九州寮、再生可能エネルギーとしての地中熱利用、建築設備と配管工事、pp.144～152,2013-1 増刊号
- 8) 中村靖：北九州スマートコミュニティ創造事業における地中熱利用事例、新日鉄住金エンジニアリング北九州寮、ヒートポンプとその応用、pp.28～33,2013.3
- 9) 八太啓行、上村敏：需要家機器との連携制御を用いた需要地系統構成・運用法 - 変電所への蓄電池設置時の効果 -、電力中央研究所報告、R08019、pp.1～16,2009.6
- 10) 浅利真、所健一、小林広武、伊藤正幸：需要家機器との連携制御を用いた太陽光発電逆潮流抑制方式 - 予測の不確実性を考慮したヒートポンプ式給湯機の運用計画法 -、電力中央研究所報告、R08025、pp.1～14,2009.8
- 11) 八太啓行、林広武、大嶺英太郎：太陽光発電出力予測を用いた需要地系統の翌日運用計画法 - 需給一体化制御による余剰電力活用効果 -、電力中央研究所報告、R10001、pp.1～17,2010.7
- 12) 浅利真宏、所健一：需要家機器との連携制御を用いた太陽光発電逆潮流制御方式の開発(年間シミュレーションと実証試験)、電力中央研究所報告、R09023、pp.1～17,2010.9
- 13) 浅利真宏、小林広武、鈴木啓：需要家機器との連携制御を用いた太陽光発電逆潮流制御方式-ヒートポンプ式給湯機翌日運転計画手法の実証試験と改良、電力中央研究所報告、R10042、pp.1～16,2011.1
- 14) 長谷川巖：給湯設備の省資源・省エネルギー、空気調和・衛生工学会 中央式給湯設備設計方法検

- 討小委員会報告書、pp.9～10,2014
- 15) 赤井仁志：給湯設備の計画、空気調和・衛生工学会 中央式給湯設備設計方法検討小委員会報告書、pp.4～8,2014
 - 16) 二宮秀與・赤井仁志・山本昌志：ボイラー併用式電化給湯システムの評価に関する研究、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp.1627～1630,2009.9
 - 17) 黒田佳乃子・二宮秀與・赤井仁志：ボイラー併用式電化給湯システムの評価に関する研究、日本建築学会九州支部研究発報告、第 52 号、pp.205～208,2013-3
 - 18) 日本貿易振興機構：市場に影響を及ぼす主な省エネ・環境関連規制及び支援制度の動向、米国における環境・クリーンエネルギー産業実態調査、第 2 部、pp.27～28,2010.3
 - 19) 空気調和・衛生工学会：給湯設備、リノベーション計画と運用での低炭素化技術、pp.60～64,2012
 - 20) 空気調和・衛生工学会：給湯熱源、建築・設備の省エネルギー技術指針 -非住宅編-、pp.349～354,2010
 - 21) 赤井仁志：再生可能エネルギー熱利用技術の動向と今後の展望、伝熱、Vol.56、No.235、日本伝熱学会、pp.27～34,2017.4

2.7 レジオネラ症対策

レジオネラ症の感染源として、入浴設備や冷却塔の他、給湯設備が挙げられます。レジオネラ症は、エアロゾルを吸入することによって罹患します。給湯設備ではシャワーで飛沫することから、浴槽と共に、もっとも脆弱な設備・用途として挙げられます。

2.7.1 レジオネラの歴史

最初にレジオネラ属菌が発見されたのは、1976(昭和 51)年 7 月です。アメリカ合衆国独立宣言署名 200 年祭に合わせ、フィラデルフィアのベルビュー・ストラトフォードホテルで開催された第 58 回米国退役軍人会(The Legion)ペンシルバニア州支部参加者等の宿泊者 182 人とホテル周辺の通行人 39 人が原因不明の重症肺炎に集団感染しました。このうち宿泊者 29 人と通行人 5 人が死に至りました^{1) 3) 4) 5) 6)}。

研究の結果新たな病原菌によるものと判明して、*Legionella pneumophila* と名付けられました。*Legionella* は退役軍人会の The Legion に因んだもの、*pneumo-phil*a は近代ラテン語の「肺を-好む(肺親和性の)」という形容詞です。日本ではかつてレジオネラ症を退役軍人会から、在郷軍人病(Legionnaires' disease)と呼んでいました。

1965(昭和 40)年にミシガン州ポンティアック衛生局庁舎内で発生した集団感染を遡って研究したところ、レジオネラ症であることが分かりました。この症例は、フィラデルフィアでの重症化したレジオネラ肺炎に対して、軽い熱性疾患であることから、同様の症状をポンティアック熱と呼ばれる由縁です。

さらに、1942~43(昭和 17~18)年にノースカロライナ州フォートブラッグ地方の米軍施設で発生した原因不明の感染症もレジオネラ症だったのが、後に判明しました。詳細な同定調査の結果、*Legionella pneumophila* とは異なることがわかり、*Legionella micdadei* と命名されました⁷⁾。

1965(昭和 40)年、ワシントンの精神病院でみられた原因不明の肺炎では、81 人が罹患、14 名が死亡しましたが、後に保存血清よりレジオネラ属菌による集団感染と判明しました²⁾。

日本のレジオネラ症の最初の事故は、1981(昭和 56)年に長崎大学医学部付属病院で起きたレジオネラ症の報告とされています^{8) 9)}。しかし、長崎大学での感染事故の前年の 1980 年(昭和 55 年)に、福岡市内の内科・精神科病院内で発症した肺炎患者 3 人と発熱患者 4 人は、*Legionella pneumophila* によるものではないかと疑われています^{11) 20)}。

1996(平成 8)年 1 月から 2 月に掛けて、慶應義塾大学医学部付属病院の新生病棟で、4 例のレジオネラ肺炎が発症して、うち女児 1 人の幼い命が奪われました。4 症例とも同一の血清群(SG:s erogroup)が確認されて、院内の蛇口やシャワーヘッド、加湿器等の複数箇所から同一の血清群菌が検出された、給湯設備が感染源のひとつと考えられています。

給湯設備が感染源のひとつと考えられています。

1998(平成 10)年 10 月には、英国バッキンガム宮殿のエリザベス女王専用バスルームのシャワーからレジオネラ属菌が発見され、話題になりました。毎年行っている点検の際に発見されて、処置されるとともに、女王はウィンザ城へ避難したと報道されました。

1994(平成 6)年 3 月、空気調和・衛生工学会給排水衛生設備委員会給水水質設計小委員会(主査：現・東北文化学園大学 岡田誠之名誉教授)が、給湯系統でのレジオネラ属菌発生状況を報告書¹²⁾に盛り込みました。その内容を共同通信社が配信して、5 月 21~22 日を中心に地方紙が掲載しました。新潟県を含む東北 7 県では、8 つの新聞に記事として取り上げられました。日本経済新聞の夕刊にも掲載されましたが、このことで冷却塔以外からもレジオネラ症に感染することが広く知られるようになりました。

最近の日本でのレジオネラ症の届け出件数は、2015 年が 1,592 件、2016 年が 1,602 件、2017 年が 1,733 件、2018 年が 2130 件と推移しています。2012 年から 2016 年までの死亡件数は、64 件、65 件、59 件、67 件です。2003(平成 15)年以降、我が国では集団感染の報告はありませんが、漸増する傾向が見られます。しかし、正確な発生件数は不明で、アメリカ合衆国では年間 17,000～23,000 例のレジオネラ肺炎が発症していると予想されています。単純に人口比で換算すると、日本では 6,900～9,400 例になります。

2.7.2 レジオネラ属菌

レジオネラは、サルモネラ同様にレジオネラ自体が菌名です。このためにコレラ菌や破傷風菌とは違って「菌」を付ける必要がありません。つまりレジオネラ菌という言い方は間違いで、単にレジオネラとするか、レジオネラ属菌と呼びます。

レジオネラ属菌は、ブドウ糖非発酵の好気性グラム陰性桿菌です。レジオネラ属菌は、*Legionella pneumophila* を含めて、58 菌種と 3 亜種に命名されています(2017 年現在)¹⁾。腐葉土由来でガーデニングの盛んなオーストラリアで罹患の多い *Legionella longbeachae* もその一種です。レジオネラ属菌は、さらに 70 以上の血清群(SG:serogroup)が報告されています。レジオネラ症の 9 割は、*Legionella pneumophila* によるもので、15 の血清群と、さらに血清群 1(SG1)は 10 の亜血清群が見出されています(2006 年現在)¹⁾⁷⁾。

レジオネラ属菌は、自然水(淡水)環境や湿った土壌に生息します。幅 0.3～0.9 μ m、長さ 2～5 μ m(長い場合 20 μ m になることも)のグラム陰性桿菌です。20～50℃で繁殖して、発育至適温度は 36℃前後、発育至適 pH は 6.9±0.1 です。また 0℃～63℃、pH5.0～8.5 の環境で生存能力があるとされていますが、もう少し広い pH 域でも生存できるとも考えられています。

レジオネラ属菌は微生物類などの生息と関わりがあります。藍藻や緑藻などの藻類が光合成により出す有機炭素化合物をレジオネラ属菌が利用して、レジオネラ属菌が出す二酸化炭素を藻類が利用するというように藻類とレジオネラ属菌は共生関係にあります。

またレジオネラ属菌は、アメーバなどの原生動物に寄生する。細菌捕食性原生動物に餌として取り込まれると消化されずに細胞内で増殖して、仕舞いには、宿主の原生動物の細胞膜を破壊します。宿主細胞が崩壊すると新たな宿主に入り、その後も増殖と破壊を繰り返します。*Legionella pneumophila* が寄生できるアメーバは、10 種類以上あるといわれています。

レジオネラ属菌は、生物膜(Biofilm、いわゆるぬめり)の中に生育することが多いです。レジオネラは藻類、原生動物や生物膜の中で生息するため、消毒剤や紫外線から保護されます。つまり生物膜などを除去しないと、レジオネラを有効に殺菌消毒しにくいとされています。

2.7.3 レジオネラ症

1999(平成 11)年 4 月 1 日に施行した「感染症の予防及び感染症の患者に対する医療に関する法律」(略称：感染症法、平成 10 年 10 月 2 日 法律第 114 号)で、レジオネラ症は 4 類感染症に指定されました。レジオネラ症と診断した医師は 7 日以内に保健所へ届けなければなりません。

レジオネラを含んだ 1～5 μ m のエアロゾルを吸入するか、レジオネラを含んだ水を肺に誤嚥することでレジオネラ症に罹ります。人から人への感染はなく、いわゆる伝染性疾患ではありません。

レジオネラ症は、臨床症状から、急性で重篤化する劇症型肺炎型と急性インフルエンザ様の非肺炎型(ポンティアック熱型)に大別されます。これまでの報告例の多くは肺炎型です。

肺炎型は、2～10 日間の潜伏期間の後に、全身倦怠、易疲労感、頭痛、食欲不振や筋肉痛など不定の初発症状で始まります。通常、咽頭痛や鼻炎などの上気道炎症状はみられません。最初、喀痰はほとんど出ず、数日後に膿性痰の喀出がみられ、発病 3 日以内に悪寒を伴って高熱を発し

ます。高熱はステロイド剤に反応しにくく、適切な治療がなされないと発病から7日以内に多臓器不全により死亡する劇症型から、適正抗生物質治療で治癒するものまであります^{1) 6)}。1979年から88年までの間のイングランドとウエールズでの感染者のうち、12.1%が死に至ったという調査報告があります⁷⁾。

非肺炎型(ポンティアック熱型)は、24~48時間(平均36時間)の潜伏期間の後、悪寒、筋肉痛、倦怠感や頭痛が発症する。発症後、6~12時間以内に悪寒を伴った発熱があり、急性のインフルエンザ様の疾患です。多くの患者は5日以内に無治療で自然治癒します。しかし、基礎疾患を有する患者は治癒が遅れ、健忘症や集中力低下などの症状が数カ月続くことがあります。気道炎型と呼ぶ研究者もあり、肺炎に進展することは皆無で、今のところ死亡例の報告はありません。しかし、Legionella pneumophilaを含んだエアロゾルを集団に吸引させると、8~9割がポンティアック熱として発病するので、罹患率は非常に高いと考えられています^{1) 7)}。

2.7.4 給湯設備での対策

海外では、冷却塔の他、給水・給湯設備を感染源とするレジオネラ症が多い傾向があります。病院の感染例では、給湯設備のレジオネラ属菌汚染が注目されています。日本では、2003(平成15)年に岡山大学医学部附属病院で発生した給湯水を感染源と推定される院内感染例が報告されています^{13) 14)}。

飲料水は、水道法や建築物における衛生的環境の確保に関する法律(略称：建築物衛生法)で、「給水栓における水に含まれる遊離残留塩素の含有率を0.1mg/L(結合残留塩素の場合は、0.4mg/L)以上に保持するようにすること」とされています。中央式給湯設備では、加熱によって遊離残留塩素濃度が消失するために、遊離残留塩素を保持できないために、レジオネラ属菌が繁殖しやすい環境下にあります。アメリカ疾病管理予防センター(Centers for Disease Control and Prevention：CDC)は、給湯の消毒法として、遊離塩素によるものでなく、安全でより確実な消毒法としてモノクロアミン(monochloroamine)を推奨しています¹⁴⁾。

日本では、「レジオネラ症を予防するために必要な措置に関する技術上の指針」(厚生労働省告示第264号、平成15年7月25日)の中の「第四 給湯設備における衛生上の措置」に、下記のこと記載されています。

一 給湯設備における衛生上の措置に関する基本的考え方

給湯設備を発生源とするレジオネラ症は、国内では給湯設備が原因と推測される院内感染が報告され、海外では集団感染した事例もあることから、感染源として留意することが必要である。

給湯設備においては、湯温の制御がレジオネラ属菌による汚染を防止する上で最も重要である。

また、湯水が貯湯槽や給湯のための配管内で滞留することによってレジオネラ属菌をはじめとする微生物が繁殖しやすくなる。そのため、特に、循環式の中央式給湯設備においては、同設備に湯水が滞留することを防止するための措置を講ずることが重要である。

二 構造設備上の措置

貯湯式の給湯設備や循環式の中央式給湯設備を設置する場合は、貯湯槽内の湯温が60℃以上、末端の給湯栓でも55℃以上となるような加熱装置を備えることが必要である。また、滞留水を排水できるよう貯湯槽等には排水弁を設置するとともに、循環式の中央式給湯設備では、設備全体に湯水が均一に循環するよう流量弁等を設置することが必要である。

三 維持管理上の措置

貯湯槽等に滞留している湯水を定期的に排水するとともに、1年に1回以上、貯湯槽等の

清掃を実施すること。また、循環式の中央式給湯設備では、設備全体に湯水が均一に循環するように循環ポンプや流量弁を適切に調整することが必要である。

厚生労働省告示の給湯温度の保持は、給湯の使用時間帯のみなのか、常時なのか不明確です。デイサービス施設やゴルフ場等の昼間のみ給湯を使用する施設で、夜間に加熱を停止した場合、使い始めの出湯でレジオネラ症に罹患することも考えられます。省エネルギーとの関係から、今後、検討すべき課題と位置づけられます。

また、「レジオネラ症を予防するために必要な措置に関する技術上の指針」(厚生労働省告示)の前文と「第一 レジオネラ症の発生を防止する対策の基本的考え方」には、次の記載があります。

一方、レジオネラ属菌は、入浴設備、空気調和設備の冷却塔、給湯設備等の水を使用する設備に付着する生物膜に生息する微生物の細胞内で大量に繁殖し、これらの設備から発生したエアロゾルを吸入することによって感染することが知られており、衛生上の措置を講ずることによって、これらの設備を発生源とするレジオネラ属菌による感染を防止することができる。

本指針は、レジオネラ症の感染源となる設備において講ずべき衛生上の措置を示し、レジオネラ症の発生を防止することを目的とするものである。

第一 レジオネラ症の発生を防止する対策の基本的考え方

一 レジオネラ症の発生を防止する対策の基本は、レジオネラ属菌が繁殖しやすい状況ができるだけでなく、これを含むエアロゾルの飛散を抑制する措置を講ずることである。特に、多数の者が利用する公衆浴場、宿泊施設、旅客船舶等の施設又は高齢者、新生児及び免疫機能の低下を来す疾患にかかっている者が多い医療施設、社会福祉施設等においては、入浴設備、空気調和設備の冷却塔及び給湯設備における衛生上の措置を徹底して講ずることが重要である。

二 これらの設備の衛生上の措置としては、次に掲げる観点から、構造設備及び維持管理に係る措置を講ずることが重要である。

厚生労働省告示以外の、また告示の付加記述として、給湯設備のレジオネラ対策の主な項目は、つぎのことが挙げられます²⁾。給湯循環回路から枝分かれして設置される密閉型膨張水槽が、レジオネラ属菌対策として、万全なのかは判別しにくく、調査の必要性があります。密閉式膨張水槽は、逃し弁と同様の設置位置が取られることも多いですが、レジオネラ属菌対策を考慮した場合、遊離残留塩素濃度の高い給水系統に設置すべきで、「2.4.2(2) 膨張水槽」への記述の通り、逆止弁と貯湯槽の間から分岐して、設置すべきです。

- ・貯湯槽の安全装置は、逃し弁と密閉式膨張水槽とし、逃し管や開放式膨張水槽の使用はできるだけ避ける。
- ・貯湯槽は、密閉式とすることが望ましい。
- ・給湯循環ポンプは、キャンドポンプなど、密閉式ポンプを使用する。
- ・貯湯槽・膨張水槽の清掃は、建築物衛生法施行規則に基づく貯水槽の清掃を準用して、1年に1回以上行う。

この厚生労働省告示の後に出た「建築物における衛生的環境の維持管理について」(平成20年1月25日厚生労働省健康局長通知健発第0125001号)の「建築物環境衛生維持管理要領」(最終改正:平成26年3月31日健発0331第30号)では、記載内容に多少変化がありました。「2 飲料水の管理について」に「給湯設備におけるレジオネラ属菌による汚染を防止するため、貯湯槽内の湯温等の具体的な措置を示したこと」とあり、「2 給湯設備の維持管理」に、次が記載されました。

- (1) 循環式の中央式給湯設備は、湯槽内の湯温が 60℃以上、末端の給湯栓でも 55℃以上となるように維持管理すること。
- (2) 循環式の中央式給湯設備では、設備全体に湯水が均一に循環するように排水弁、循環ポンプや流量弁を適切に調整すること。

また、『レジオネラ症防止指針(第4版)』¹⁾に、「加熱装置および循環ポンプは、給湯設備内の湯温が 55℃未満に低下しないように常時運転する。循環ポンプの搬送動力の削減のために、間欠運転している場合があるが、常時運転すべきである。給湯循環ポンプは、過大な流量と揚程のポンプを選定している例が見受けられるが、適正なスペックであれば大きな電力消費量にならない。」とあり、循環ポンプを常時稼働させることが示されました。

この他、『レジオネラ症防止指針(第4版)』¹⁾には、レジオネラ症汚染の防止対策として、次のことなどを挙げています(抄)。

- ・ 給湯栓あるいは給湯箇所へ分岐する枝管(器具給湯管)は可能な限り短くし、必要流量が確保できる最小管径とする。
- ・ 湯水混合弁の二次側配管(下流配管)は可能な限り短く配管する。
- ・ 貯湯槽を複数台設置する場合には、各貯湯槽の返湯管接続部直近に流量計を設置して、各貯湯槽へ均等に湯が循環するように配慮する。小さな容量の貯湯槽が複数台ある場合は、直列に配列することも検討する。
- ・ 貯湯槽と加熱機の間を循環させて加熱する方式では、貯湯槽に低温域が生じないように加熱機に送る湯は貯湯槽の底部から取り出す。
- ・ 予備の給湯循環ポンプを設置する場合には、タイマなどによる自動交互運転として、ポンプおよび接続配管内での滞留を防止する。また、バイパス配管を極力避ける。
- ・ 使用する機器配管は、加熱殺菌ができるように、70℃に耐えうる耐熱性能を有することが望ましい。
- ・ 貯湯槽・膨張水槽の清掃は、建築物衛生法施行規則に基づく貯水槽の清掃を準用して、1年に1回以上行う。ただし、開放式の貯湯槽および開放式の膨張水槽であって、冷却塔が接近している場合など外部からの汚染の可能性が考えられる場合には、必要に応じて清掃回数を多くする。
- ・ 滞留水以外に給湯温度の低下を招く例として、断熱材の損傷や劣化の問題がある。断熱材に損傷や劣化がみられる場合には、適宜補修を行う。なお、断熱材の性能を確認する方法には、目視で実施する以外に、非加熱時における温度低下を定期的に測定して記録して、その変化から読み取る方法やサーモグラフィを使う方法などがある。
- ・ 密閉式貯湯槽は、脚部から放熱しないように断熱を施して給湯温度の低下を防ぐ。
- ・ 中央式給湯方式の配管に高低差がある場合、高所で気泡が分離して、水栓やシャワーヘッドから気泡が吐出してエアロゾルが発生しやすい。給湯配管を下向き供給方式として、最高所に管内流速の変動で脱気性能が変化しない気水分離器を給湯側(往管側)設置する。
- ・ シャワーヘッド、スプレー水栓などエアロゾルの発生が考えられる器具類を交換する場合には、エアロゾル発生が少ないものに交換する。
- ・ 器具のワッシャなどで天然ゴムのものは、レジオネラ属菌以外にも細菌の格好な栄養源となるので、汎用の合成ゴムであるエチレン-プロピレンゴム(EPDM)やクロロブレンゴム(CR)などの材質のものに交換する。

前述した通り、我が国では年を追うごとにレジオネラ症の報告件数が増えています。『レジオネラ症防止指針(第4版)』¹⁾の該当する部分の全ての記載内容を読み、最新情報と技術を理解した上で、設計・施工や維持管理の指針にすべきです

参考・引用文献

- 1) 日本建築衛生管理教育センター：レジオネラ症防止指針(第4版),pp.3～29,pp.94～100,pp.137～140,2017
- 2) ビル管理教育センター：レジオネラ症防止指針(第3版),pp.3～9, pp.59～64,2009
- 3) ビル管理教育センター 社会福祉施設における循環式浴槽の実態調査委員会：社会福祉施設における循環式浴槽の実態調査,平成11年度厚生科学研究費補助金(厚生科学特別研究事業)社会福祉施設における衛生環境に関する研究報告書,pp.4～83,2000-3
- 4) ビル管理教育センター 水景施設周辺における微生物の実態調査委員会：平成12年度厚生科学研究費補助金(生活安全総合研究事業)空気中の微生物汚染に関する研究報告書,pp.79～170,2001-3
- 5) ビル管理教育センター 建築物の水利用設備におけるレジオネラ防止対策検討委員会：平成12年度厚生科学研究費補助金(生活安全総合研究事業)空気中の微生物汚染に関する研究報告書,pp.171～201,2001-3
- 6) ビル管理教育センター 循環式浴槽及び水景施設における微生物に関する研究委員会：平成13年度厚生科学研究費補助金(生活安全総合研究事業) 空気中の微生物防止対策に関する研究報告書,pp.159～169,2002-3
- 7) ビル管理教育センター 建築物の水利用設備におけるレジオネラ症防止対策に関する調査研究部会：建築物の水利用設備におけるレジオネラ症防止対策に関する調査研究,平成18年度厚生労働科学研究費補助金(地域健康危機管理研究事業)建築物の衛生的環境維持管理に関する研究報告書,pp.151～278,2007-3
- 8) 斎藤厚・下田照文ほか：本邦ではじめての Legionnaires disease(レジオネラ症)の症例と検出菌の細菌学的性状,感染症学雑誌,pp.124～128,1981
- 9) ビル管理教育センター 建築物の水利用設備におけるレジオネラ症防止対策に関する調査研究部会：建築物の水利用設備におけるレジオネラ症防止対策に関する調査研究,平成18年度厚生労働科学研究費補助金(地域健康危機管理研究事業)建築物の衛生的環境維持管理に関する研究報告書,pp.151～278,2007-3
- 10) 藪内英子:レジオネラ属菌の細菌学とレジオネラ症の疫学,空気調和・衛生工学,pp.7～15,1998-3
- 11) 藪内英子：レジオネラ属菌とそれによる感染症,ビルメンテナンス,pp.55～62,2003-1
- 12) 公社)空気調和・衛生工学会 給排水衛生設備委員会 給水水質設計小委員会：給水水質設計報告書 ,pp.144～256,1994-3
- 13) 岡山大学医学部附属病院感染予防対策委員会：岡山大学医学部附属病院におけるレジオネラ症に関する調査報告書,2003
- 14) 岡山大学医学部附属病院レジオネラ感染症調査検討委員会：岡山大学医学部附属病院におけるレジオネラ症調査報告書に対する外部評価報告,2003
- 15) 赤井仁志：建築物における環境衛生管理に関する研究・建築物の給水における水質管理に関する実態調査部会報告〔ビル管理教育センター調査・研究報告〕,建築物環境衛生管理全国大会抄録集,pp.91～97,2006-1
- 16) 赤井仁志:社会福祉施設の浴場でのレジオネラ属菌対策について,設備設計,Vol.43 5月号,pp.9～17,2007-5
- 17) 赤井仁志：入浴施設における衛生管理の現状と動向・注意点,建築設備と配管工事,第43巻第11号,pp.22～31,2005-11
- 18) 赤井仁志：空気調和・衛生工学会浴場施設のレジオネラ対策指針と周辺技術について,第45巻第6号,建築設備と配管工事,pp.50～56,2007-6
- 19) 赤井仁志：安全安心のためのレジオネラ対策,建築設備と配管工事,第46巻第11号,pp.76～83,2008-11
- 20) 赤井仁志・栃原裕:公衆浴場でのレジオネラ症集団発生前の法規、条例と行政の指導、空気調和・衛生工学会論文集,No142,pp.47～56,2009-1
- 21) 赤井仁志：レジオネラ汚染対策、空気調和・衛生工学会 中央式給湯設備設計方法検討小委員会報告書,pp.11～14,2014

3 熱源・貯湯槽容量の設計と制御

3 熱源・貯湯槽容量の設計と制御

3.1 ガス給湯熱源機

都市ガス、LPGの燃焼熱を利用する給湯用熱源機は様々あり、施設の規模や用途等に応じた適切な機器を採用することが必要です。

その採用基準に明確な区切りはないが、一般的に大規模施設向けには、蒸気ボイラー、温水ボイラー、温水器(温水ヒータ)等を、中小規模施設、家庭向けには給湯器を採用することが一般的です。

本節では、蒸気熱源は割愛し、温水熱源機について解説します。

3.1.1 ガス給湯熱源機の種類

(1) 真空式温水発生機(真空式温水ヒーター)

燃焼室、伝熱面、熱媒水・熱交換器が同一容器内に収納され、容器内を大気圧より低く減圧し真空状態で密閉することで、熱媒水は約80°Cで沸騰。その蒸気と給水管の水とを熱交換させ、その温水を取り出して利用します。

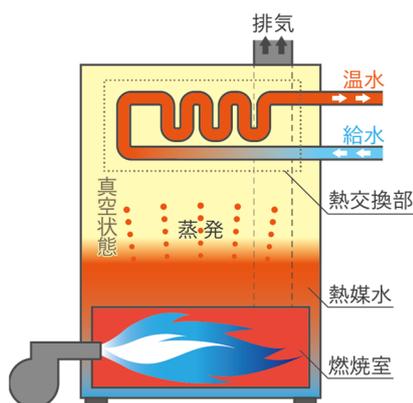


図 3.1.1 真空式温水発生機
(真空式温水ヒーター)の仕組み

<特長>

- ・ 多回路から異なった用途の温水を取り出すことが可能
- ・ 湯温が安定
- ・ 蒸気と水による熱交換のため、熱交換用の補機動力やそのための電力が不要で、高温水の取り出しが容易
- ・ 熱媒水と利用する温水が分離されているため、利用温水の汚れが少ない
- ・ 小型から大型まで豊富なバリエーションがある
- ・ 容器内が大気圧よりも低く設定されているため、ボイラーの法規制を受けることなく、資格なしで利用できる

(2) 無圧式温水発生機(大気圧式温水ヒーター)

燃焼室、伝熱面からなる本体と大気に開放された熱媒水、熱交換器となり、温められた熱媒水と給水管の水とを熱交換させ、その温水を取り出して利用する。一般的に真空式に比べ、立ち上げ時の音が静かです。

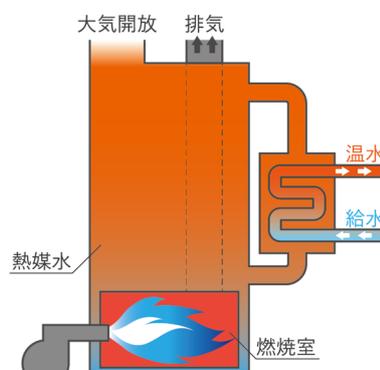


図 3.1.2 無圧式温水発生機
(大気圧式温水ヒーター)の仕組み

<特長>

- ・ 多回路から異なった用途の温水を取り出すことができる
- ・ 湯温が安定
- ・ 単純な構造であり、維持管理が容易
- ・ 熱媒水と利用する温水が分離されているため、利用温水の汚れが少ない
- ・ 小型から中型を中心にバリエーションがある
- ・ 熱媒水を大気に開放することで、圧力がかからないため、ボイラーの

法規制を受けることなく、資格なしで利用できる

(3) 貯湯式ボイラー(貯湯式温水ボイラー)

鋼板製ドラム内に貯湯タンク、伝熱面、燃焼室があり、加熱された貯湯タンクの温水を取り出して利用します。

<特長>

- ・ 貯湯タンクを持っているため、湯温の安定性に優れ、一時に大量のお湯を使うことができる
- ・ 単純な構造により、製造コストが安く、取り扱いも容易
- ・ 小型から中型を中心にバリエーションがある
- ・ 圧力容器の構造となるため、温水ボイラーとしての法規制を受ける。ただし、そのなかで簡易ボイラーに該当するもの(伝熱面積 4m^2 以下、水頭圧 1MPa 以下)については、免許・資格は不要

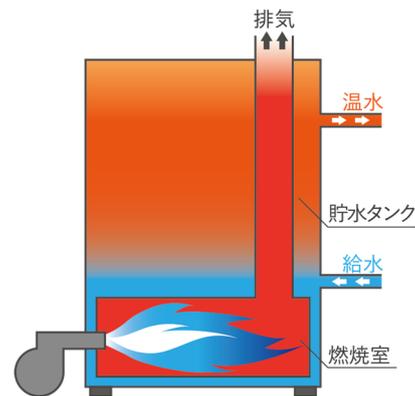


図 3.1.3 貯湯式ボイラー(貯湯式温水ボイラー)の仕組み

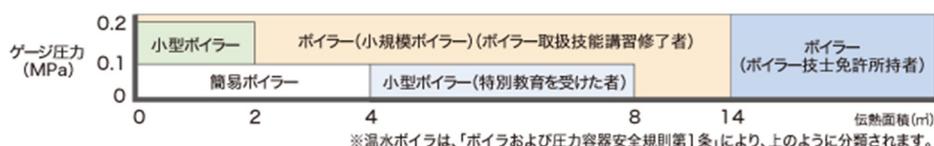


図 3.1.4 貯湯式ボイラーの法的な分類

(4) 貫流式ボイラー(貫流式温水ボイラー)

燃焼室のなかにいくつもの細長い水管があり、その中を通る水が加熱されるしくみで、その温水を取り出して利用します。

<特長>

- ・ 保有する水量が少ないため、立ち上がりがスピーディで、コンパクトな設計が可能
- ・ 水管構造により、高い水圧でも利用が可能で、高温度 (100°C 以上) の温水を取り出すことができる
- ・ 貫流ボイラーとしての法規制を受ける。ただし、そのなかで簡易ボイラーに該当するもの(伝熱面積 5m^2 以下、ゲージ圧 1MPa 以下)については、免許・資格は不要で、 100m までの水頭圧をかけることができる。

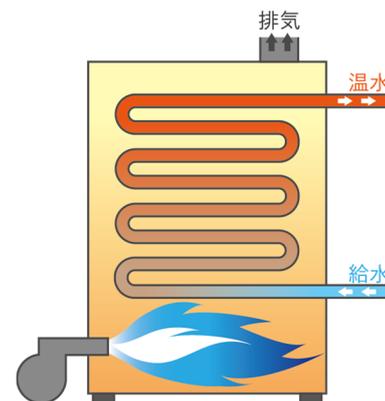


図 3.1.5 貫流式ボイラー(貫流式温水ボイラー)の仕組み

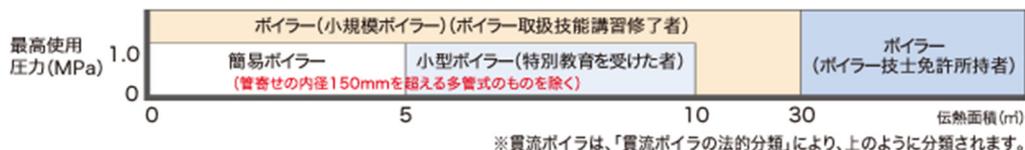


図 3.1.6 貫流式ボイラーの法的な分類

(5) 給湯器

給湯器は貫流ボイラーの中の簡易ボイラーと近い構造です。管轄が厚生労働省ではなく経済産業省であり、ガス事業法による「ガス用品」(都市ガス品)、もしくは液化石油ガスの保安の確保及び取引の適正化に関する法律による「液化石油ガス器具等」(LPG品)扱いとなります。

3.1.2 ガス潜熱回収型給湯熱源機

従来、ガスの燃焼熱を利用する熱源機では、燃焼熱のうち顕熱のみを利用し、潜熱については排気ガスとともに大気に放散され利用されてきませんでした。しかし、最近ではエネルギーを効率的に利用する観点から潜熱も利用する機器が主流となっています。

前項の各タイプについて潜熱利用がなされる機種が開発されていますが、いずれも排気ガスと給水の熱交換をドレンが発生するまで十分に行い、発生したドレンを中和して排水するものです。熱源機本体で潜熱回収するタイプ、潜熱回収用の熱交換機（エコマイザー）を連結するタイプなどがあります。

本項では主に潜熱回収型給湯器について解説します。

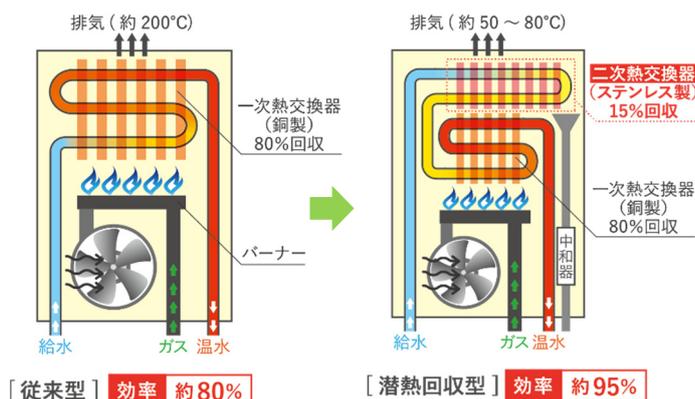


図 3.1.7 潜熱回収型給湯器の仕組み

(1) ガス潜熱回収型給湯器の概要

ガス潜熱回収型給湯器は、従来型給湯器の一次熱交換器に加え二次熱交換器を設置し排気ガスから潜熱を回収することで、効率を向上、91～95%の熱効率（HHV基準）を達成しています（図 3.1.7）。

なお、給湯能力は、業務用では28～87kW（16～50号）に対応しています。

(2) ガス潜熱回収型給湯器の特徴

ガス潜熱回収型給湯器には、屋外設置式と屋内設置式があります。屋内設置式の場合は、排気が必要となりますが、排気温度が50～80°Cとなっているため、厨房排気ダクトへ直接接続することができます（図 3.1.8）。これにより、従来型と比べて、排気風量を5分の1に低減することが可能となり、機械排気設備の容量を低減できるメリットもあります。

環境面では、従来型で無駄にしていた排熱を再利用することで、熱効率が従来の80%から最大95%に高まり、これによってガス使用量、CO₂排出量を削減（削減率15%程度）することが可能となります。また、瞬間式のため必要な時に必要量のお湯を供給することが可能で、貯湯式のようにストレージタンクに高温湯を蓄える必要がなくなり、放熱ロスも低減されます。

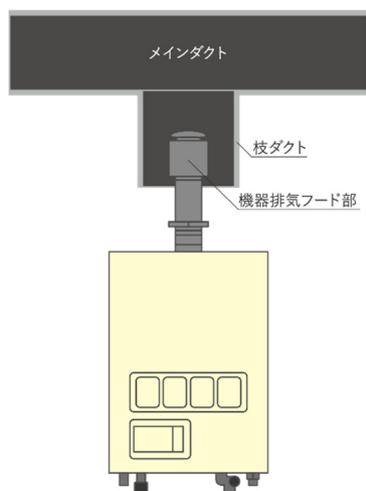


図 3.1.8 厨房排気ダクトへの直接接続

(3) 複数台設置による最適台数制御

大容量を必要とする業務用需要に対しては複数台設置し、最適台数制御を採用することが有効です（図 3.1.9）。

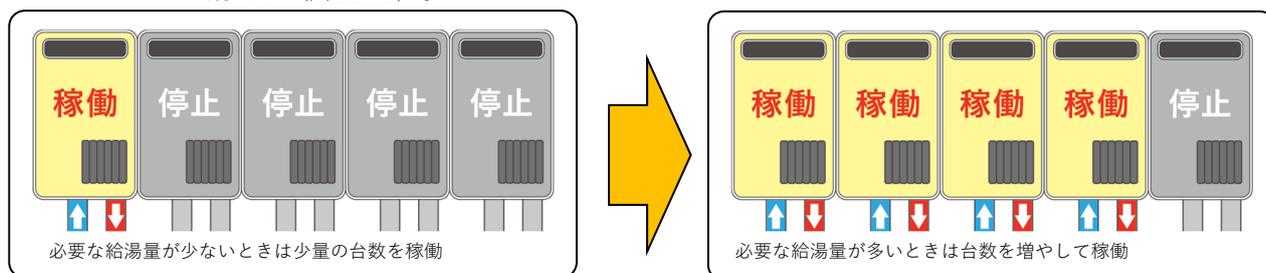


図 3.1.9 複数台設置による最適台数制御

給湯量に応じた最適台数制御により必要最小台数の運転となり、さらにローテーション運転によって給湯器間の運転時間が平準化されるため、長寿命運転が可能となる。万一、一台が故障してもそのまま給湯を継続できます。

(4) 潜熱回収型給湯器の設計・施工・運用

潜熱回収型給湯器は、二次熱交換を搭載して潜熱を回収するため、排気ガスが露点以下まで冷却されることによって、燃焼中は凝縮水が発生します。このドレン水を排水する配管が必要となります（ドレン水は、標準で内蔵されている中和器により中和して排出されます）。

給水・給湯配管は、放熱予防・冬場の凍結予防のため、地域に応じた保温処置（保温材・電気ヒーターなど）を機器の底面まで十分に行います。保温材を施す場合、保温材の厚さに応じて配管同士の離隔を調整する必要があります。

運用時の特徴として、潜熱回収型給湯器は、ボイラーのように取扱資格者の選任や製造や検査における法的義務はなく、また日常の保守点検、保守管理も不要で、メインリモコン操作のみで運転可能です。

3.1.3 ボイラーの部分負荷時の高効率化

ボイラーは、負荷が定格より減少した場合、バーナーを絞り燃焼を継続できる領域では、相対的に伝熱面積が増加するため、効率は悪化しません。

しかし、バーナーを絞る限界を下回る負荷になった場合は、ON-OFF 制御領域となり、効率が大幅に悪化します。これは一旦燃焼を停止すると、次に点火する前にボイラー内の残存気体を一旦パージし、その後点火するため、放熱ロスが大きくなるためです。

このためボイラーにおける効率化を図るため、バーナーの絞り領域を拡大する取り組みが行われています。

ボイラーの定格容量と絞り下限容量の比率を“ターンダウン比”とよび、ターンダウン比を向上させる技術開発がすすめられています。

$$\text{ターンダウン比} = \text{ボイラー定格容量} \div \text{ボイラー絞り下限容量}$$

たとえば、ターンダウン比 2：1 の機器は 50%以下の負荷で ON-OFF 領域に入り、ターンダウン比 5：1 の機器は、20%以下の負荷で ON-OFF 領域に入ります。ターンダウン比が大きいほど、部分負荷時の効率が高いと言えます。

従来は、ターンダウン比 2：1 の機種（High-Low-OFF）が一般的でしたが、最近では、ターンダウン比 5：1 の機種も普及しています。大型ボイラーでは 10：1 の機種も開発されています。

3.2 ガス瞬間式給湯機と貯湯槽を組み合わせた給湯システムの検討

3.2.1 設定条件の確認と検討手順

給湯システムには種々のパターンがありますが、ここでは図 3.2.1 に示すガス瞬間型給湯器に貯湯槽を組み合わせた給湯システムの導入検討方法を示します。

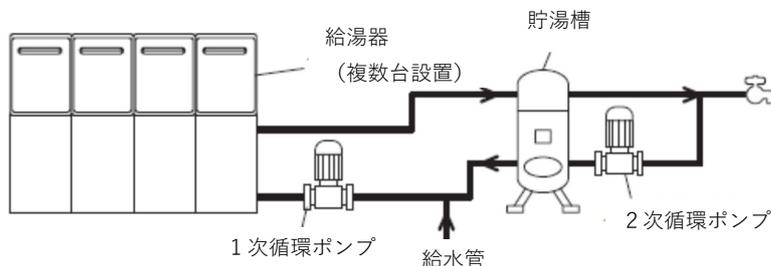


図 3.2.1 モデルパターン

(1) 各種条件の確認

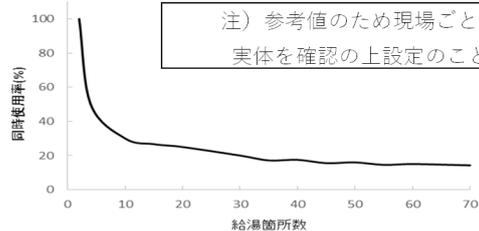
給湯システムの検討のためには、最低限の必要条件として下記①～⑪の確認が必要となります。

- ・ ①水栓名称（湯が出る水栓）
- ・ ②水栓个数（湯が出る水栓）
- ・ ③必要流量（水栓の種類によって流量が異なります）
- ・ ④同時使用率（施設のすべての水栓に対して同時使用される割合を想定します）・・・下記 A、B 表参照
 (A (水栓数)、B (建物用途) によって算出された同時使用率のうち大きい方を選択)
- ・ ⑤給水温度（一般的には、冬 5°C とするが、温度条件が別途確定できる場合はその値を使用）
- ・ ⑥給湯温度（水栓での使用温度）
- ・ ⑦人員（水栓を利用する人数）
- ・ ⑧1人1日予想給湯量（1人あたりの使用される予想給湯量）・・・下記 C 表参照
- ・ ⑨1日予想給湯量に対する1時間あたりの最大値割合・・・下記 C 表参照
- ・ ⑩有効貯湯係数（有効的に貯湯できる割合）・・・下記 D 表参照
- ・ ⑪貯湯槽設定温度（貯湯槽に貯めておく設定温度）

☆参考資料☆

A: 【個数別同時使用率】

栓数 (ヶ)	同時栓数 (ヶ)	同時使用率 (%)
2	2	100
4	2	50
10	3	30
15	4	27
20	5	25
30	6	20
35	6	17
40	7	18
45	7	16
50	8	16
55	8	15
60	9	15
70	10	14



注) 参考値のため現場ごとに
実体を確認の上設定のこと

B: 【建物用途別同時使用率】目安

グラフ化すると給湯箇所数の増加に伴い同時使用率が下がるのが

用途	クラブ	体育館	病院	学校	老人H	モーテル	ビジネスH	旅館	ゴルフ場	寮
同時使用率 (%)	30~40	40~50	25~30	40~50	40~60	60~70	25~35	30~40	60~70	40~60

* 同時使用率: 学校体育館、スポーツジムなどシャワーを同時使用する確率が高い場合は 80~100% で検討

C: 【建物別給湯量】目安

用途	1人1日予想給湯量 (L/d・人)	1日予想給湯量に対する1時間あたりの最大値割合	備考
クラブ	75 ~ 150	0.14	
体育館	75 ~ 150	0.20	
病院	200 ~ 250	0.20	厨房施設は除く(別設備)
学校	70 ~ 100	0.14	
老人H	200 ~ 250	0.20	厨房施設は除く(別設備)
モーテル	250 ~ 300	0.20	
ビジネスH	150 ~ 250	0.14	
旅館	75 ~ 150	0.20	
ゴルフ場	80 ~ 120	0.10	
寮	150 ~ 250	0.20	

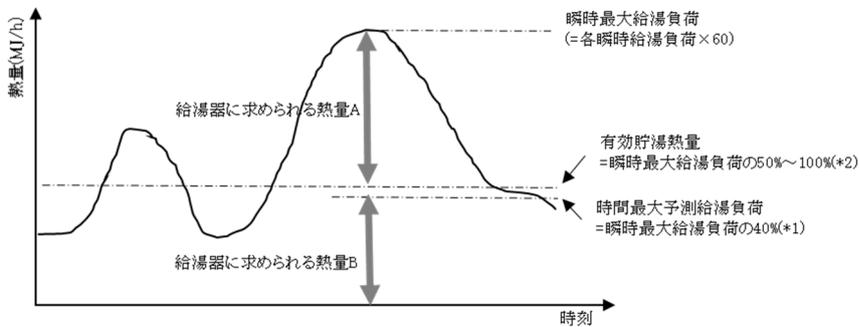
D: 【有効貯湯係数】

縦型貯湯槽	80%
横型貯湯槽	70%

(2) 検討手順

必要システム検討の手順は以下のとおりです。（主要項目の関係を図 3.2.2 に示します）

- ・ 手順 1：水栓数から時間最大予測給湯量を算出
 - (1) 各瞬時最大給湯量から瞬時最大給湯量を算出
 - (2) 瞬時最大給湯量から時間最大予測給湯量を算出
- ・ 手順 2：人員から時間最大予測給湯量を算出
 - (1) 瞬時最大給湯量を算出
 - (2) 瞬時最大給湯量から時間最大予測給湯量を算出
- ・ 手順 3：水栓数、人員それぞれから算出された時間最大予測給湯量を比較し大きい方を選択
- ・ 手順 4：時間最大予測給湯負荷を算出
- ・ 手順 5：貯湯槽容量を算出
- ・ 手順 6：給湯器必要熱量を算出
- ・ 手順 7：循環ポンプを選定



*1: 平成21年度 建築設備設計基準 第2章給水設備 2-2給水量計算より
*2: 平成21年度 建築設備設計基準 第3章給湯設備 第3節貯湯タンクより

図 3.2.2 貯湯方式の各値の関係と考え方

3.2.2 検討例

表 3.2.1 の条件のビジネスホテルをモデルケースとして計算例を示します。

表 3.2.1 モデルビジネスホテルの条件

①水栓名称	②水栓個数	③必要水量	④A:同時使用率	⑤給水温度	⑥給湯温度	⑦人員	⑧1人1日予想給湯量	⑨1日予測給湯量に対する1時間あたりの最大割合	⑩有効貯湯係数	⑪貯湯槽の設定温度
	(ヶ)	(L/min)	(%)	(°C)	(°C)	(人)	(L/d・人)		(%)	(°C)
シャワー	70	12	14	5	42	70	250	0.14	80	60
B:同時使用率			35							
設置場所	東京									

(1) 検討

1) 水栓個数からの時間最大予測給湯量の算出

表 3.2.1 記載の水栓個数から時間最大予想給湯量を算出します。

★瞬時最大給湯負荷

各瞬時最大給湯量(L/min)

$$\begin{aligned}
 &= \text{各水栓個数②(ヶ)} \times \text{必要水量③(L/min)} \times \text{同時使用率④(\%)} \quad \dots\dots⑫ \\
 &= 70 \text{ ヶ} \times 12 \text{ L/min} \times 35 \% \\
 &= 294 \text{ L/min}
 \end{aligned}$$

瞬時最大給湯負荷 (MJ/h)

$$\begin{aligned}
 &= \text{各瞬時最大給湯量⑫ (L/min)} / 1000 \times \rho_w \times C_w \\
 &\times (\text{給湯温度⑥} - \text{給水温度⑤})(\text{°C}) \times 60 \quad \dots\dots⑬ \\
 &= 294 \text{ L/min} / 1000 \times 4.186 \text{ MJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K}) \times (42 - 5)\text{°C} \times 60 \\
 &= 2732.1 \text{ MJ/h}
 \end{aligned}$$

($\rho_w \times C_w$ は、水使用のため簡略して 4.186 MJ/($\text{m}^3 \cdot \text{K}$)とします。以降同じ)

表 3.2.2 各瞬時最大給湯負荷

①水栓名称	②水栓個数	③必要水量	④A:同時使用率	⑫各瞬時最大給湯量	⑤給水温度	⑥給湯温度	⑬瞬時最大給湯負荷
	(ヶ)	(L/min)	(%)	(L/min)	(°C)	(°C)	(MJ/h)
シャワー	70	12	14	294	5	42	2732.1
B:同時使用率			35	294			

表 3.2.2 の結果から貯湯槽設定温度換算の瞬時最大給湯量、時間最大予想給湯量を算出します。

★瞬時最大給湯量(L/min)

$$\begin{aligned}
 &= \text{各瞬時最大給湯負荷⑬(MJ/h)} \div (\rho_w \times C_w \times (\text{貯湯槽設定温度⑩} - \text{給水温度⑤})(\text{°C}) \div 60) \quad \dots\dots⑭ \\
 &= 197.8 \text{ L/min}
 \end{aligned}$$

★★時間最大予想給湯量(L/h)

$$\begin{aligned}
 &= \text{瞬時最大給湯量⑭(L/h)} \times 60 \times \text{時間最大予想給湯係数(40\%)} \quad \dots\dots⑮ \\
 &= 4,747 \text{ L/h}
 \end{aligned}$$

※時間最大予想給湯係数…平成21年版建築設備設計基準 第2章給水設備 2-2給水量計算 (2) より

2) 人員からの時間最大予想給湯量の算出

表 3.2.1 の人員より時間最大予想給湯量を算出します。

★1日最大予想給湯量 (L/d)

$$\begin{aligned}
 &= \text{人員⑦(人)} \times \text{1人1日予想給湯量⑧(L/d・人)} \quad \dots\dots⑯ \\
 &= 17,500 \text{ L/d}
 \end{aligned}$$

★★時間最大予想給湯量 (L/h)

…⑰

$$= 1 \text{ 日最大予想給湯量} \textcircled{16} (\text{L/d}) \times 1 \text{ 日予想給湯量に対する } 1 \text{ 時間あたりの最大割合} \textcircled{9}$$

$$= 2,450 \text{ L/h}$$

3) 時間最大予想給湯量の比較と選定

水栓数からの計算値 $\textcircled{15}$ と人員からの計算値 $\textcircled{17}$ を比較し、大きな値を時間最大予想給湯量とします。

水栓からの計算値 $\textcircled{15}$	4,747 L/h	
人員からの計算値 $\textcircled{17}$	2,450 L/h $\textcircled{18}$
大きい計算値を選択して 4,747 L/h		

4) 時間最大予想給湯負荷の算出

上記の時間最大予想給湯量より時間最大予想給湯負荷を算出します。

$$\text{時間最大予想給湯負荷 (MJ/h)}$$

$$= \text{時間最大予想給湯量} \textcircled{18} \times \rho_w \times C_w \times (\text{貯湯槽設定温度} \textcircled{11} - \text{給水温度} \textcircled{5})(^\circ\text{C}) \quad \dots \textcircled{19}$$

$$= 4747 \text{ L/h} / 1000 \times 4.186 \text{ MJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K}) \times (60-5)^\circ\text{C}$$

$$= 1,092.9 \text{ MJ/h}$$

5) 貯湯容量の算出

貯湯槽容量の算出を行います。

★貯湯量係数を決定します。

貯湯量係数・・・貯湯槽容量で時間最大予想給湯量を賄う割合
 目安：時間最大予想給湯量の 50～100%を貯湯量とします。
 (平成 21 年版建築設備設計基準 第 3 章給湯設備 第 3 節貯湯タンク $\textcircled{20}$
 (3)より)
 指定の割合がない場合は 100%とします。 → 100(%)

★必要貯湯容量を算出します。

$$\text{必要貯湯容量(L)} = \text{時間最大予想給湯量} \textcircled{18} (\text{L/h}) \times \text{貯湯量係数} \textcircled{20}$$

$$= 4,747 \text{ L} \quad \dots \textcircled{21}$$

★必要貯湯槽容量を算出します。

$$\text{必要貯湯槽容量(L)} = \text{必要貯湯容量} \textcircled{21} (\text{L}) \div \text{有効貯湯係数} \textcircled{10} (\%) \quad \dots \textcircled{22}$$

$$= 5,934 \text{ L}$$

★★貯湯槽容量を決定します。

上記で求めた必要貯湯槽容量 $\textcircled{22}$ を基に実用的な貯湯槽容量を決定。→貯湯槽容量 6,000L $\textcircled{23}$
 (計画として貯湯槽容量が決まっている場合はそちらを優先します。)

★★有効貯湯熱量を算出します。

$$\text{有効貯湯熱量(MJ/h)} = \text{貯湯槽容量} \textcircled{23} (\text{L}) / 1000 \times \rho_w \times C_w \times \text{有効貯湯係数} \textcircled{10} (\%) \times (\text{貯湯槽設定温度} \textcircled{11} - \text{給水温度} \textcircled{5})(^\circ\text{C}) \quad \dots \textcircled{24}$$

$$= 1,105.1 \text{ MJ/h}$$

6) 給湯器必要熱量の算出

給湯器で必要とされる熱量を算出します。

- ・ ★瞬時最大予想給湯負荷⑬より有効貯湯熱量⑭を引いた熱量を算出します。
給湯器で必要な熱量(MJ/h)
= 瞬時最大予想給湯負荷⑬(MJ/h) - 有効貯湯熱量⑭(MJ/h) ……⑮
= 1,627.0 MJ/h
- ・ ★30分で貯湯槽を設定温度まで沸し上げるための必要熱量を算出します。
30分で沸し上げるために必要な熱量(MJ/h)(→30分で有効貯湯量を沸し上げる) = 有効貯湯熱量⑭(MJ/h) × (60分 ÷ 30分) ……⑯
= 2,210.2 MJ/h
- ・ ★★上記結果より、能力の高い方を給湯器で必要とされる熱量とします。
結果⑮より 1,627.0 MJ/h ……⑰
結果⑯より 2,210.2 MJ/h ⇒ 2,210.2 MJ/h

<参考>

一般的な給湯器の能力を表す単位へ変換を実施すると以下となります。

号数(号) = 給湯器で必要とされる熱量 2210.2 MJ/h ÷ 6.3 (MJ/h)/号 = 351 号

SI 単位(kW) = 給湯器で必要とされる熱量 2210.2 MJ/h ÷ 3.6 (MJ/h)/kW = 614 kW

7) 循環ポンプの選定

循環ポンプの選定は以下の条件を満たすように選定を行います。ここでは選定の結果、1次側、2次側循環ポンプともに定格消費電力が1.5kWのポンプを選定したものととして以降の計算を行います。

<1次側循環ポンプ選定条件>

- ・配管損失や給湯器の内部損失を加味しても給湯器の最大通水量を確保できる能力を有するポンプ

<2次側循環ポンプ選定条件>

- ・配管損失を加味しても瞬時最大給湯量を確保できる能力を有するポンプ

(2) 検討結果

以上の結果から、必要設備は図 3.2.3 のとおりとなります。

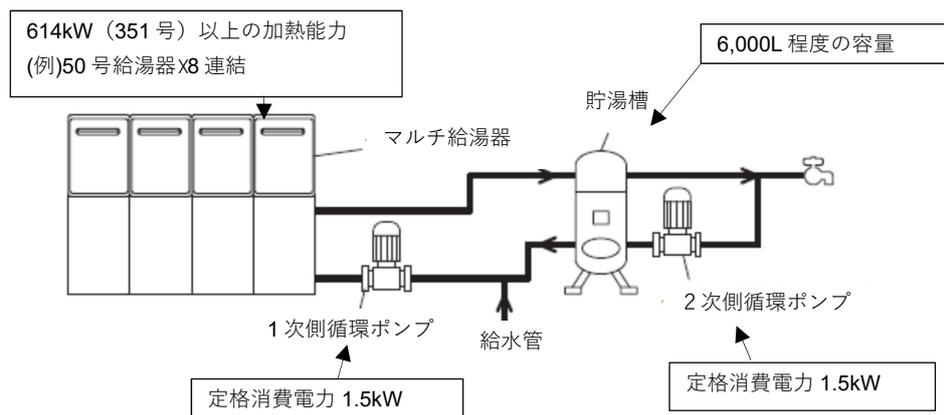


図 3.2.3 モデルパターンでの必要設備能力

3.3 太陽熱利用システムの検討

3.3.1 太陽熱利用システムの導入時の留意点

太陽熱利用システムを計画・設計するにあたり、日射量が豊富に得られる地域であることはもちろん、周辺地域の地形や環境、設置条件及び利用方法まで事前に調査検討する必要があります。太陽熱利用を計画する際の留意点は以下のとおりです。

1. 計画場所

日射を遮る地形や建物がないことを確認し、太陽熱を上手に取り込む建物形状にします。集熱器や貯湯槽の設置に当たっては地震荷重や風荷重、雪荷重を考慮した設計にします。

2. 設置位置・傾斜角

建物デザインや対応する負荷、システム効率を考慮して決定します。

3. 熱負荷

給湯負荷は節湯設備等を用い極力小さくなるように計画します。

4. 太陽依存率

太陽依存率を高く設定しすぎると集熱面積が増加し、集熱温度が上昇し、夏期、熱量が無駄になり結果的に経済性を損なうこととなります。従って、用途やシステムを考慮の上で設備仕様を決定します。

5. システムの配置

システム構成機器や配管はできるだけ負荷に近い場所に配置し十分な断熱を施します。

6. 補助熱源装置（給湯器）

太陽エネルギーの量は天候によって左右されるため補助熱源装置の能力は原則として必要とする負荷の100%をまかなえる規模にします。

7. システムの選定

集熱システムには開放システム、密閉システム及び直接集熱と間接集熱がありますが、それぞれの特徴にあったシステムの選定や設計を行います。

8. 集熱面積

負荷と太陽依存率を考慮して、効率が良く、経済的な規模で設計します。集熱器の傾斜角や集熱面積は屋根面積や意匠などによる制約で決められることが一般的です。

9. 集熱媒体の容量

密閉形集熱回路の場合、集熱媒体の温度上昇による体積膨張を吸収可能な容量の密閉型膨張タンクを設けます。開放形間接集熱回路の場合開放型膨張タンクを設けます。

10. 保守点検

屋内や屋外に設置する構成機器はメンテナンスを考慮した設置を行い、メンテナンススペースや搬出経路を考慮しておきます。

3.3.2 太陽熱利用システムの導入検討

ここでは 3.2 で検討した給湯システムへ太陽熱利用システムを追加する場合の検討を行います。

なお、システムの詳細設計は最終的には専門家（設備設計会社や施工会社）の手に委ねる必要がありますが、ここでは簡易的にシステムの検討を行う手法を記載します。また、ここではシステム設計に一般的に用いられる「冬場(1月)の給湯負荷に対する太陽熱依存率が40%」となるようにシステムを検討しますが、設置現場の状況や顧客の要望によっては、設定条件を変更して検討しても構いません。ただし、3.3.1 システム導入検討時の留意点に配慮して検討を行う必要があります。

検討する太陽熱利用システムの設置条件等を表 3.3.1 に示します。

表 3.3.1 太陽熱利用システムの設置条件

設置場所	東京（北緯35度）
集熱器方位角 α	0度（方位：南）
集熱器傾斜角 β	30度
冬期必要熱量（熱負荷） QL	給湯負荷：2710MJ/日（冬期1月 17500L×（42°C-5°C））
太陽熱依存率（1月）	40%

必要システム選定の手順は以下のとおりです。

- ・手順1：該当地域の気象データを用意
- ・手順2：該当地域の「集熱面日射量」、「外気温」を算出
- ・手順3：システムの必要集熱面積を求める
- ・手順4：システムの集熱量を求める
- ・手順5：システムの必要貯湯槽容量を求める

(1) 必要システム仕様の選定

1) 該当地域の気象データ

冬場(1月とします)の太陽熱依存度(ここでは40%)から検討を行いますので、該当地区の1月の気象データを準備します。気象データは3.3.1と同様に技術情報（「平成28年省エネルギー基準に準拠したエネルギー消費性能の評価に関する技術情報」（国立研究開発法人建築研究所））に記載されている主な気象データを用います。

2) 該当地域の集熱面日射量と外気温の算出

a 集熱面の日射量の算出

集熱面の日射量は技術情報の「日射に関する地域の区分と日射量」に記載されているデータから次式で求めます。

$$q_{sp,d,t} = \begin{cases} I_{D,d,t} + I_{a,d,t} (I_{D,i,d,t} \geq 0) \\ I_{a,d,t} (I_{D,i,d,t} < 0) \end{cases} \quad \dots \textcircled{1}$$

$$I_{D,d,t} = I_{DN,d,t} \{ \sin h_{a,t} \cos P_{\beta} + \cos h_{a,t} \sin P_{\beta} \cos (P_{\alpha} - A_{d,t}) \} \quad \dots \textcircled{2}$$

$$I_{a,d,t} = I_{sky,d,t} \frac{(1 + \cos P_{\beta})}{2} \quad \dots \textcircled{3}$$

ここで、

- $q_{sp,d,t}$: 日付 d の時刻 t における太陽熱集熱部設置面の単位面積当たりの平均日射量(W/m²)
 $I_{D,d,t}$: 日付 d の時刻 t における太陽熱集熱部設置面の単位面積当たりの直達日射量(W/m²)

- $I_{d,d,t}$: 日付 d の時刻 t における太陽熱集熱部設置面の単位面積当たりの天空日射量(W/m²)
- $I_{DN,d,t}$: 日付 d の時刻 t における法線面直達日射量(W/m²)
- $I_{sky,d,t}$: 日付 d の時刻 t における法線面天空日射量(W/m²)
- $h_{d,t}$: 日付 d の時刻 t における太陽高度(°)
- $A_{d,t}$: 日付 d の時刻 t における太陽方位角(°)
- P_{α} : 太陽熱集熱部の方位角(°)
- P_{β} : 太陽熱集熱部の傾斜角(°)

b 外気温度の算出

平均外気温度は「技術資料」の「日射に関する地域の区分と日射量」に記載されているデータから引用します。

以上より該当地区(ここでは東京)の1月の平均日の集熱面日射量、外気温度は表 3.3.2 のとおりとなります。

表 3.3.2 1月平均日の東京(方位:南、傾斜角30°)の集熱面日射量と外気温度

時刻	法線面直達日射量 (MJ/hm ²)	水平面天空日射量 (MJ/hm ²)	太陽高度角 (°)	太陽方位角 (°)	集熱面直達日射量 (MJ/hm ²)	集熱面天空日射量 (MJ/hm ²)	外気温度 (°C)	集熱面日射量 (MJ/hm ²)
技術資料記載のデータから月平均日の値を計算								式①②③で算出
5	0.00	0.00	0.0	0.0	0.00	0.00	1.9	0
6	0.00	0.00	0.0	0.0	0.00	0.00	1.5	0
7	0.01	0.02	0.0	0.0	0.01	0.01	1.3	0.02
8	0.64	0.16	0.0	0.0	0.41	0.09	1.8	0.50
9	1.15	0.31	9.4	-56.4	0.87	0.18	2.8	1.04
10	1.35	0.42	19.0	-45.8	1.13	0.24	4.3	1.37
11	1.32	0.51	26.8	-33.1	1.17	0.29	5.0	1.46
12	1.35	0.54	32.2	-18.2	1.22	0.31	5.6	1.53
13	1.26	0.56	34.3	-1.6	1.12	0.32	6.1	1.44
14	1.00	0.50	32.8	15.2	0.85	0.29	6.5	1.14
15	0.74	0.36	28.0	30.5	0.57	0.21	6.2	0.78
16	0.34	0.19	20.6	43.6	0.22	0.11	5.8	0.33
17	0.15	0.03	11.3	54.5	0.08	0.02	5.3	0.10
18	0.00	0.00	1.1	39.5	0.00	0.00	4.7	0
-							合計	9.71

3) 必要集熱面積の算出

必要集熱面積 A_C は式④により算出します。

$$A_C = \sigma \times QL / (JT \times \eta) \quad \dots \textcircled{4}$$

A_C : 必要集熱面積 (m²)

σ : 太陽依存率 (ここでは 40% で設定)

QL : 必要熱量 (熱負荷) (MJ/日)

JT : 集熱面日射量 (MJ/日・m²)

η : システム効率 (ここでは 50% で仮置き。より正確な値が判明している場合はそれを使用)

上記より必要集熱面積 A_C は、

$$A_C = 0.4 \times 2,710 \text{ (MJ/日)} / (9.71 \text{ (MJ/m}^2\text{日)} \times 0.5) \quad \dots \textcircled{4}'$$

$$\approx 224 \text{ m}^2$$

3.4 ヒートポンプ給湯機・ハイブリッド給湯システム

ヒートポンプ給湯機はエアコンや冷蔵庫などでも活用されているヒートポンプ技術を利用してお湯を沸かすことができる省エネ給湯機です。

燃焼式給湯機は理論上 100% の効率を超えることはできず、ほぼ限界の状況であるものの、ヒートポンプ給湯機は年間加熱効率で 3.0 を超える機種がラインナップされており、大幅な温室効果ガスの削減目標を達成するためには有効な省エネ機器として普及が期待されます。

業務用のヒートポンプ給湯機は、家庭用を中心に普及が進んでいる CO₂ 冷媒を使用したヒートポンプ給湯機と、代替フロン冷媒を使用したヒートポンプ給湯機があり、燃焼式給湯システムと同様に使用するために、規模や用途に応じた設計が必要になります。

本節では、ヒートポンプ給湯機の概要やヒートポンプ給湯システムの設計手法、さらにヒートポンプ給湯機と燃焼式給湯機を組み合わせたハイブリッド給湯システムの設計手法について解説します。

3.4.1 ヒートポンプ給湯機の原理

ヒートポンプとは熱を温度の低い側から高い側へ運び上げる機器の総称であり、ヒートポンプ給湯機はこの原理を利用して、大気中の熱を高い温度へ運び上げて、その高い熱でお湯をつくる機器です。この熱移動には、低温でも蒸発する特性を持つ冷媒が用いられ、冷媒が機器内の配管中を循環することで行われます（図 3.4.1）。

この冷媒を循環させるためのコンプレッサー動力源に電気が使用され、さらにそのエネルギーの数倍の熱を大気から取り入れることができる高効率な機器です。

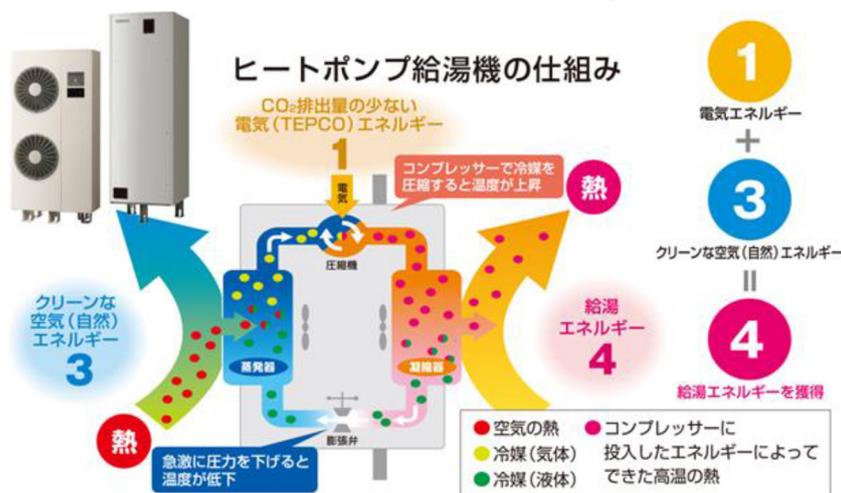


図 3.4.1 ヒートポンプ給湯機の原理

3.4.2 ヒートポンプ給湯機の種類

ヒートポンプ給湯システムは設置される施設の規模や用途によってヒートポンプ給湯機の熱源機と貯湯タンクの選定が必要となります。一般的な給湯用途であれば、CO₂ 冷媒を使用したヒートポンプ給湯機や HFC 冷媒を使用した一過式のヒートポンプ給湯機を選定します。

HFC 冷媒のヒートポンプ給湯機には循環加温用の機種もラインナップされており、浴槽加温や給湯二次側加温、プール加温などに適しています。

貯湯タンクも密閉式と開放式に対応した機種があるため、留意する必要があります。

表 3.4.1 ヒートポンプ給湯システムの分類

冷媒種類	CO ₂	HFC(R410A, R407C等)
最大出湯温度	80℃～90℃	65℃～90℃
給湯方式	一過式	一過式/循環式
ヒートポンプ熱源機定格加熱能力	4.5kW～74kW	4.5kW～45kW
貯湯タンク	密閉式/開放式	密閉式/開放式
特徴	<ul style="list-style-type: none"> ・給水温度から最大出湯温度へ加熱することに適している ・貯湯タンクは密閉式と開放式に対応している機種と、貯湯タンクもユニット化されている機種がある 	<ul style="list-style-type: none"> ・給水温度から最大出湯温度へ加熱する機種と、入水温度に対して5℃程度を昇温させて、循環しながら所定の温度まで加熱する機種がある ・貯湯タンクは密閉式と開放式に対応している機種と、貯湯タンクもユニット化されている機種がある

3.4.3 ヒートポンプ給湯システムの概要

ヒートポンプ給湯機は燃焼式給湯器と比べると加熱能力が小さいため、大型の貯湯タンクと組み合わせて、給湯負荷が少ない時間帯に貯湯しておく必要があります。貯湯タンクは密閉型と開放型がラインナップされており（図 3.4.2、図 3.4.3）、施設規模が大きくなるほど大型の貯湯タンクが必要となり、開放式の貯湯タンクを使用されるケースが一般的です。

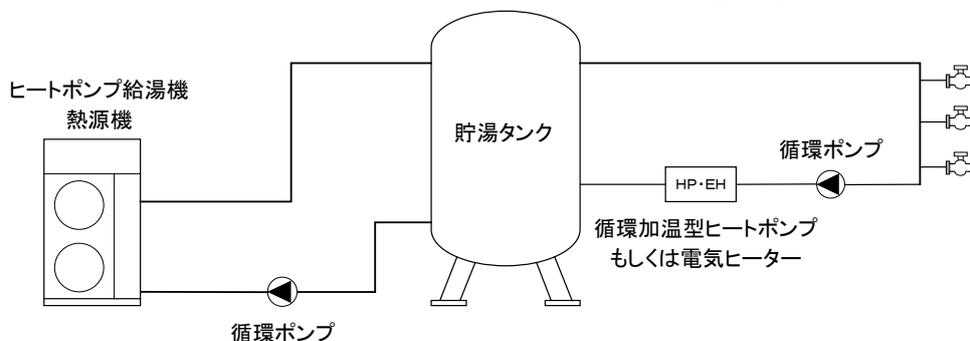


図 3.4.2 ヒートポンプ給湯システム（密閉タンク）

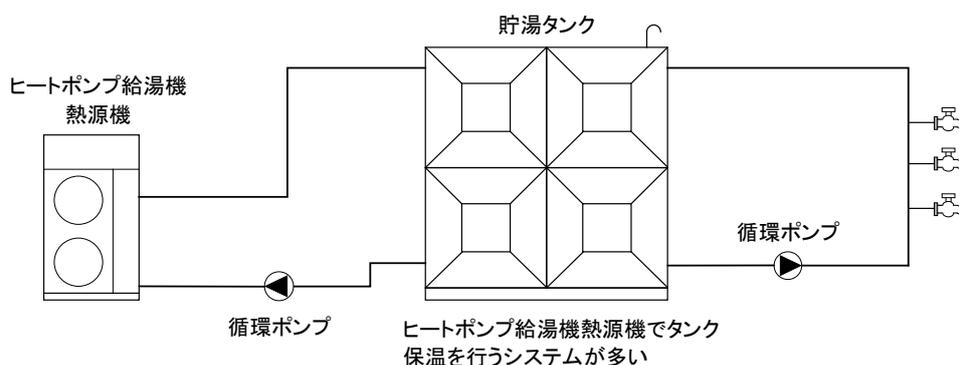


図 3.4.3 ヒートポンプ給湯システム（開放タンク）

また給湯二次側の循環放熱や貯湯タンクの放熱を再加熱する場合、ヒートポンプ給湯機熱源機で行うことができる機種とできない機種があり、その場合は再加熱用のヒートポンプ給湯機や電気ヒーターを用います。

設計手法については 3.4.4 ヒートポンプ給湯システムの設計手法で説明します。

3.4.4 ヒートポンプ給湯システムの設計手法

本項は一般財団法人ヒートポンプ蓄熱センター発行『業務用ヒートポンプ給湯システム設計ガイドブック』を抜粋したものです。

(1) ヒートポンプ給湯システムの給湯熱負荷の計算

1) 必要となる給湯熱負荷計算

計画・設計段階で算出する給湯負荷は、表 3.4.2 に示すように機器選定に必要な負荷と経済性評価に必要な負荷です。

機器選定にあたって、燃焼式給湯システムでは時間最大給湯負荷から熱源機の必要加熱能力を算出するのに対し、ヒートポンプ給湯システムでは日給湯負荷や時刻別給湯負荷も必要です。

なお、燃焼式給湯システム・ヒートポンプ給湯システム共に、瞬時最大給湯負荷への対応も可能かどうかを確認しておく必要があります。

表 3.4.2 必要となる給湯熱負荷計算

項目	算出負荷	ヒートポンプ給湯システム	燃焼式給湯システム
機器選定に必要な熱負荷	日給湯熱負荷	○	
	最大給湯熱負荷	○	○
	時刻別給湯熱負荷	○	
	瞬時最大給湯熱負荷	○	○
経済性評価に必要な熱負荷	年間給湯熱負荷	○	

2) 給湯負荷の算出

1日の給湯負荷を算出する方法には、「使用人員などによる方法」と「設置器具数による方法」があります。ヒートポンプ給湯システムでは日給湯負荷を求めることから「使用人員などによる方法」を用い、「設置器具数による方法」は、燃焼式給湯システムで時間給湯負荷から加熱能力と有効貯湯容量を算出するときに参照します。

a 日給湯熱負荷の算出

- ・ 使用人員などによる方法

日使用湯量は、「使用人員などによる方法」より利用人員数と表 3.4.3 に示す単位使用量¹⁾により求めます。

表 3.4.3 設計用使用湯量

建物の種類	年平均1日給湯量 q_d	ピーク時給湯量 q_{hm}	ピーク継続時間	備考
住宅	150~200L/(戸・日)	100~200L/(戸・h)	2h	住宅のグレードを考慮して検討
集合住宅	150~250L/(戸・日)	50~100L/(戸・h)	2h	ピーク時給湯量は住戸数が少ないほど多くする
事務所	7~10L/(人・日)	1.5~2.5L/(人・h)	2h	女性の使用量は、男性の使用量よりも多い
ホテル客室	150~250L/(人・日)	20~40L/(人・h)	2h	ホテルの性格と使用のされ方を考慮する必要がある
総合病院	2~4L/(m ² ・日)	0.4~0.8L/(m ² ・h)	1h	病院の性格と設備内容を把握することが必要である
	100~200L/(床・日)	20~40L/(床・h)	1h	ピークは1日2回あり、ピーク時以外でも湯は平均的に使用される
飲食施設	40~80L/(m ² ・日)	10~20L/(m ² ・h)	2h	面積は食堂面積+厨房面積
	60~120L/(席・日)	15~30L/(席・h)	2h	軽食・喫茶は、少ないほうの値でよい

¹⁾ 公社)空気調和・衛生工学会「便覧」第14版4編6章P163表6・20

日給湯熱負荷の計算を式 3.4.①に示します。ここで、余裕率 α は、配管と貯湯槽からの熱損失を想定していますが、建設地や建物規模などにより見直す必要があります。

$$Q_{hwd} = \frac{N \times q \times (1 + \alpha) \times (T_{hw} - T_w) \times C_w \times \rho}{3,600} \quad \text{式 3.4.①}$$

Q_{hwd} : 日給湯熱負荷 (kWh/日) N : 利用人員数など(人、 m^2 、席)

q : 単位使用湯量 (L/人・日) α : 余裕率 (10%) T_{hw} : 給湯温度($^{\circ}C$)

T_w : 給水温度($^{\circ}C$) C_w : 水の比熱(4.186kJ/kg $\cdot^{\circ}C$) ρ : 水の密度(1.0kg/L)

注) 給水温度 $5^{\circ}C$ 、給湯温度 $60^{\circ}C$

・ 設置器具数による方法

設置器具数による方法は、ボイラーなどの燃焼式熱源機の加熱能力と貯湯槽を算出するとき主に用いられます。

表 3.4.4 に示すように、建物の用途別に、器具種類別の時間使用湯量と同時使用率、貯湯容量係数 η_{st} が示されており、これにより熱源機の加熱能力と貯湯槽容量を以下の計算で求める方法です。

表 3.4.4 各種建物における器具別使用湯量²⁾

器具種類	給湯温度 $60^{\circ}C$ 基準 [L/(器具1個 \cdot h)]							
	個人住宅	集合住宅	事務所	ホテル	病院	工場	学校	体育館
個人洗面器	7.6	7.6	7.6	7.6	7.6	7.6	7.6	7.6
一般洗面器	—	23	23	30	23	45.5	57	30
浴槽	76	23	—	76	76	—	—	114
シャワー	114	114	114	284	284	850	850	850
台所流し	38	38	76	114	76	76	76	—
配膳流し	19	19	38	38	38	—	38	—
血洗機 ^{※1}	57	57	—	190~760	190~570	75~380	76~380	—
掃除流し	57	76	57	114	76	76	76	—
洗濯流し	76	76	—	106	106	—	—	—
水治療用シャワー	—	—	—	—	1520	—	—	—
α 同時使用率	0.30	0.30	0.30	0.25	0.25	0.40	0.40	0.40
η_{st} 貯湯容量係数 ^{※2}	0.70	1.25	2.00	0.80	0.60	1.00	1.00	1.00

注) 1) 加熱能力は各器具の所要給湯量の累計に同時使用率を乗じた値に、($60^{\circ}C$ - 給水温度) 温度差を乗じて求める

2) 有効貯湯容量は、各器具の所要給湯量の累計に同時使用率を乗じた値に、貯湯容量係数を乗じて求める

※1 使用する機器の機種がわかっている場合には、その機種に対するデータによって算出する

※2 熱源が十分に得られる場合においてはこの係数を乗じてても良いがその分加熱容量を大きくする必要がある

2) ASHRAE Handbook, HVAC Applications, (1991), p44.14 公益社団法人 空気調和・衛生工学会「便覧」第14版4編6章P164表6・22

$$L_{hwh} = \{(n_1 \times L_{i1})(n_2 \times L_{i2}) \dots\} \times \alpha \quad \text{式 3.4.②}$$

$$Q_{hwh} = \frac{L_{hwh} \times (T_{hw} - T_w) \times C_w \times \rho}{3,600} \quad \text{式 3.4.③}$$

$$Q_b = Q_{hwh} \times K \quad \text{式 3.4.④}$$

$$V_{st} = L_{hwh} \times \eta_{st} \quad \text{式 3.4.⑤}$$

L_{hwh} : 時間最大使用湯量(L/h)

Q_{hwh} : 時間最大給湯熱負荷(kW)

Q_b : ボイラーの加熱能力(kW)

V_{st} : 貯湯槽容量(L)

T_{hw} : 給湯温度($^{\circ}C$)

T_w : 給水温度($^{\circ}C$)

n : 器具種類別の設置個数

L_i : 器具種類別使用湯量(L/器具1個 \cdot h)

α : 同時使用率

η_{st} : 貯湯容量係数

K : 余裕係数 (1.1~1.2)

C_w : 水の比熱 4.186(kJ/kg $\cdot^{\circ}C$)

ρ : 水の密度(1.0kg/L)

b 時刻別の給湯負荷の算出

ヒートポンプ給湯システムは、通常、貯湯槽を介して給湯負荷に対応するため、ヒートポンプ給湯機の運転時間は、燃焼式給湯システムのように給湯使用時間と必ずしも一致しません。

ヒートポンプ給湯システム構築にあたっては、給湯負荷の時刻推移（時刻別負荷パターン）を把握し一日の運転時間を決定する必要があります。

時刻別負荷パターンは、代表的な業態については、文献 1^{*1}や文献 2^{*2}に掲載されています（図 3.4.4、表 3.4.5 参照）。

既存建物の場合、各建物における給湯負荷の時刻別給湯使用割合が異なるため、実測結果等を利用する方法もあります。

業種別に実測集計した時刻別負荷パターンの例を、図 3.4.4 中に示します。

*1公益社団法人 空気調和・衛生工学会「都市ガスによるコージェネレーションシステム計画・設計と評価」P138～P142

*2公益社団法人 空気調和・衛生工学会「便覧」第14版4編6章P163、表6.20

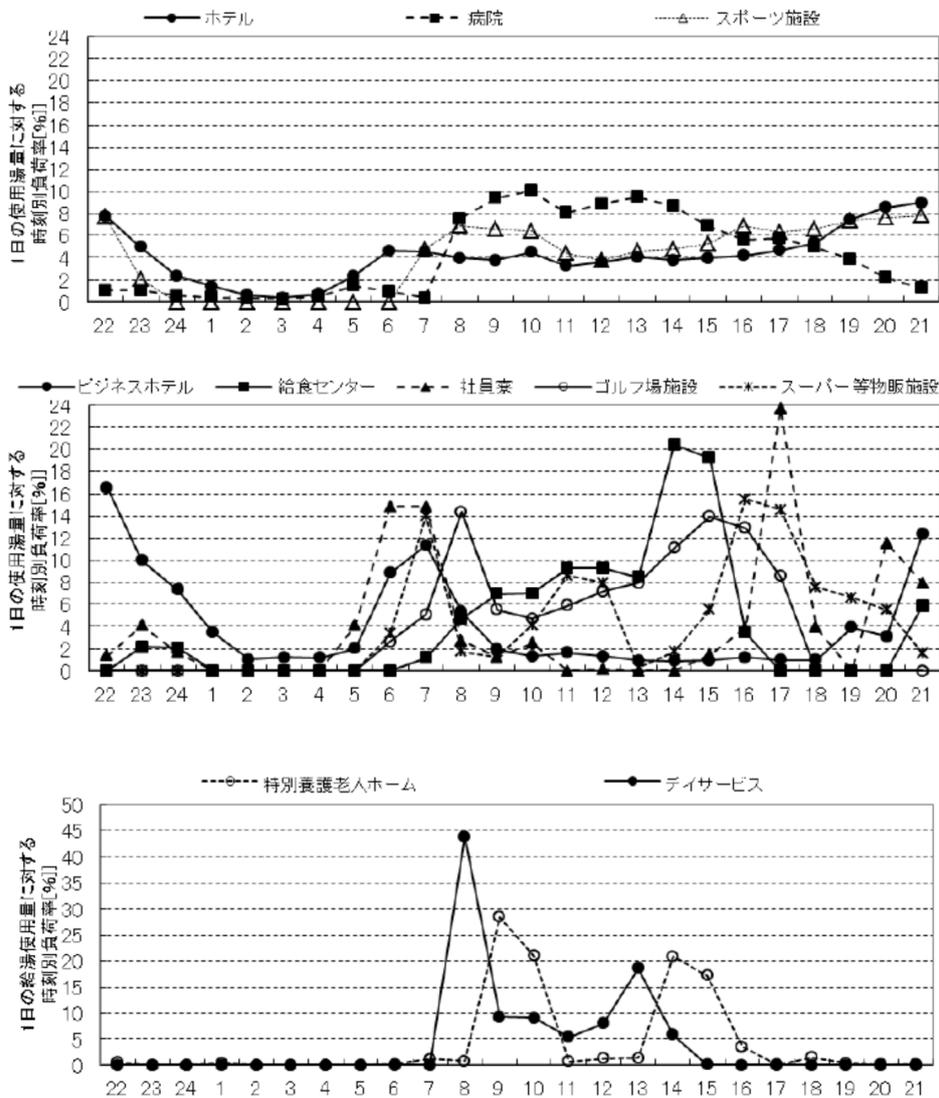


図 3.4.4 給湯負荷の発生状態

表 3.4.5 給湯負荷の発生パターン (1日の使用湯量に対する時刻別負荷の割合[%])

[時刻]	文献1 ※1			(参考)計測データ HPTCJ調べ						
	ホテル	病院	スポーツ施設	ビジネスホテル	給食センター	社員寮	ゴルフ場施設	スーパー等物販施設	特別養護老人ホーム	デイサービス
22	7.74	1.03	7.75	5.10	0.00	1.37	0.00	0.00	0.53	0.00
23	4.96	1.06	2.03	8.20	0.00	4.12	0.00	0.00	0.00	0.00
24	2.37	0.58	0.00	8.80	0.00	1.64	0.00	0.00	0.00	0.00
1	1.43	0.45	0.00	6.90	0.00	0.00	0.00	0.00	0.42	0.00
2	0.64	0.35	0.00	2.90	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
3	0.38	0.29	0.00	2.50	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
4	0.73	0.48	0.00	0.40	0.00	0.00	0.00	0.00	0.05	0.00
5	2.35	1.45	0.00	1.70	0.00	4.11	0.00	0.00	0.02	0.00
6	4.64	0.97	0.00	3.40	0.00	14.86	2.65	3.37	0.23	0.00
7	4.53	0.39	4.80	9.50	0.00	14.82	5.13	14.02	1.14	0.00
8	3.97	7.58	6.84	12.70	8.30	2.75	14.39	1.75	0.81	43.89
9	3.80	9.39	6.63	3.40	8.30	1.23	5.54	1.21	28.48	9.21
10	4.51	10.06	6.39	0.80	8.30	2.52	4.71	4.18	21.02	9.07
11	3.25	8.10	4.40	0.00	8.30	0.00	5.91	8.63	0.73	5.39
12	3.59	8.90	3.78	1.30	8.30	0.14	7.19	7.95	1.30	7.94
13	4.08	9.52	4.60	1.30	16.70	0.00	7.95	0.27	1.38	18.58
14	3.80	8.71	4.80	0.00	18.80	0.00	11.12	1.75	20.85	5.86
15	3.95	6.87	5.31	0.00	18.80	1.48	13.94	5.53	17.25	0.06
16	4.23	5.65	6.84	0.00	4.20	3.86	12.91	15.50	3.56	0.00
17	4.68	5.77	6.33	0.00	0.00	23.68	8.57	14.56	0.12	0.00
18	5.36	4.97	6.63	3.60	0.00	3.93	0.00	7.55	1.50	0.00
19	7.48	3.90	7.35	7.00	0.00	0.00	0.00	6.60	0.36	0.00
20	8.57	2.23	7.65	13.00	0.00	11.54	0.00	5.53	0.07	0.00
21	8.96	1.30	7.86	7.50	0.00	7.95	0.00	1.62	0.16	0.00
計	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100

(2) ヒートポンプ給湯システムの給湯熱バランス図による必要加熱能力と必要貯湯槽容量の算出

ヒートポンプ給湯システムは、ヒートポンプ給湯機と貯湯槽で構成されており、機器選定時には、必要加熱能力と必要貯湯槽容量を算出して、これを満足する仕様を選定します。

1) ヒートポンプ給湯機の必要加熱能力の算出

ヒートポンプ給湯機の必要加熱能力は、日給湯負荷とヒートポンプ給湯機の日運転時間から式 3.4.⑥にて算出し、給湯熱バランス図を併せて作成します。この段階では、まず運転時間帯を22～18時の20時間とします。

$$Q_{hp} = \frac{Q_{hwd}}{T_{hp}} \quad \text{式 3.4.⑥}$$

Q_{hp} : ヒートポンプ給湯機の必要加熱能力(kW) Q_{hwd} : 日給湯負荷(kWh/日)

T_{hp} : ヒートポンプ運転時間(h)⇒20時間/日

2) 給湯熱バランス図による必要貯湯槽容量の算出

時刻別給湯負荷のパターンと、ヒートポンプ給湯機の必要加熱能力、運転時間帯により給湯熱バランス図と給湯熱バランス計算シートを作成します。

必要貯湯槽蓄熱量から必要貯湯槽容量の計算式を式 3.4.⑦に示します。

$$V_{sts} = \frac{Q_{sts} \times 1,000}{(T_{hwst} - T_w) \times C_w \times \rho} \quad \text{式 3.4.⑦}$$

V_{sts} : 必要貯湯槽容量(L) Q_{sts} : 必要貯湯槽蓄熱量(MJ) T_{hwst} : 貯湯温度(°C)

T_w : 給水温度(°C) C_w : 水の比熱 4.186(kJ/kg・°C) ρ : 水の密度(1.0kg/L)

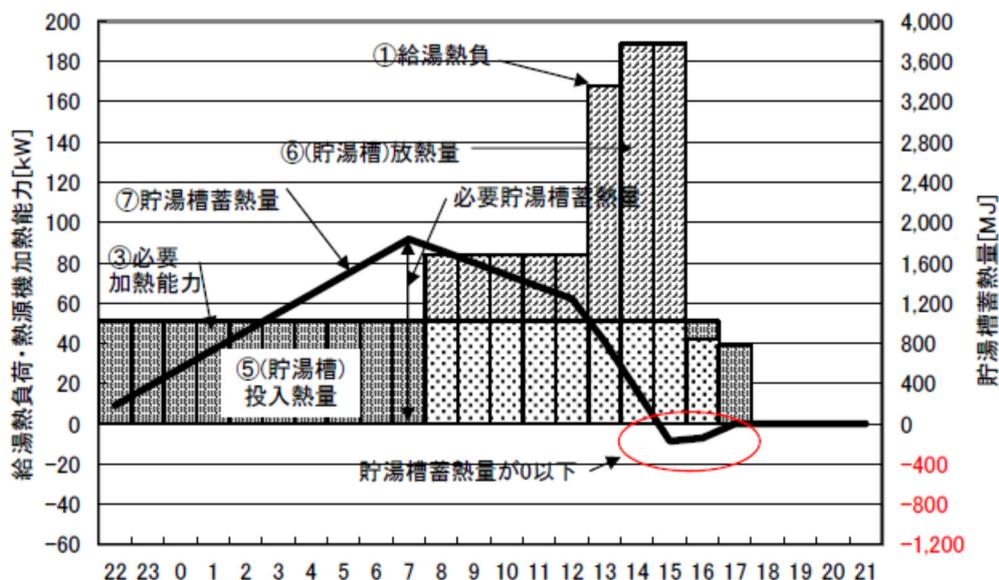
3) 給湯熱バランス図の作成手順と留意点

図 3.4.5～図 3.4.7 及び表 3.4.6～表 3.4.8 に、給湯熱バランス図と給湯熱バランス計算シートの作成例を示し、その作成手順と留意点を以下に示します。

i)使用湯量は、日使用湯量と時刻別給湯負荷のパターンにより求めます ((1) 2) a 及び(1) 2) b 参照)。

ii)①給湯負荷は、各時刻の使用湯量と給湯温度(60°C)、給水温度から算出します。

iii)②運転時間は、必要加熱能力及び必要貯湯槽容量の選定時には基本的に 20 時間連続運転とします。なお、図 3.4.5 及び表 3.4.6 に示すように、給湯利用時間が短い場合など給湯熱負荷の発生状態により、貯湯槽蓄熱量が 0 以下となる場合もあるので注意が必要です。このような場合には、v)で求められる貯湯槽蓄熱量を正值として見直すか(表 3.4.7、図 3.4.6 参照)、運転時間の見直しを行う必要があります(表 3.4.8、図 3.4.7 参照)。



(2)運転状態

図 3.4.5 給湯熱バランス図 (20時間連続運転の場合)

表 3.4.6 給湯熱バランス計算シート (20時間連続運転の場合)

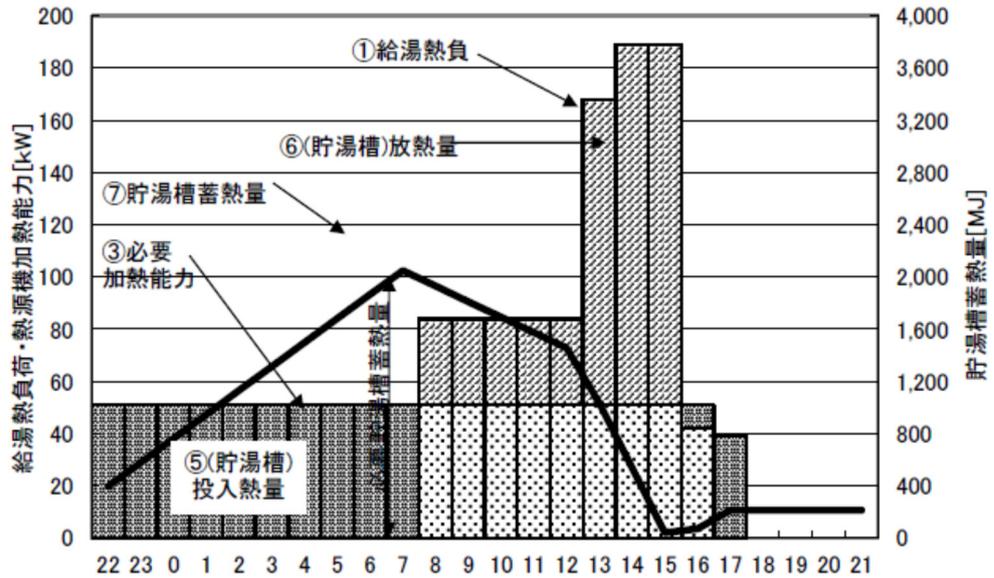
[時]	外気温度 [°C]	給水温度 [°C]	使用湯量 [L/h]	①給湯熱負荷 [kW]	②運転時間 [h]	③熱源機必要加熱能力 [kW]	④消費電力 [kW]	⑤投入熱量 ⑥放熱量※1 (③-①) [kWh]	⑦貯湯槽蓄熱量 ()内はkWh [MJ]	貯湯槽蓄熱率 [%]
22		5	0	0	1	51		51	184(51)	10
23		5	0	0	1	51		51	368(102)	20
0		5	0	0	1	51		51	551(153)	30
1		5	0	0	1	51		51	735(204)	40
2		5	0	0	1	51		51	918(255)	50
3		5	0	0	1	51		51	1102(306)	60
4		5	0	0	1	51		51	1286(357)	70
5		5	0	0	1	51		51	1469(408)	80
6		5	0	0	1	51		51	1653(459)	90
7		5	0	0	1	51		51	1836(510)	100
8		5	1,245	84	1	51		-33	1718(477)	94
9		5	1,245	84	1	51		-33	1599(444)	87
10		5	1,245	84	1	51		-33	1480(411)	81
11		5	1,245	84	1	51		-33	1361(378)	74
12		5	1,245	84	1	51		-33	1242(345)	68
13		5	2,505	168	1	51		-117	821(228)	45
14		5	2,820	189	1	51		-138	324(90)	18
15		5	2,820	189	1	51		-138	-173(-48)	-9
16		5	630	42	1	51		9	-141(-39)	-8
17		5	0	0	0.76	39		39	0(0)	0
18		5	0	0		0		0	0(0)	0
19		5	0	0		0		0	0(0)	0
20		5	0	0		0		0	0(0)	0
21		5	0	0		0		0	0(0)	0
合計			15,000	1,008	19.76	1,008				

夜間移行率 = $\sum(4) \text{夜間消費電力量} / (4) \text{全消費電力量}$

※1: +は貯湯槽への投入熱量を示し、-は貯湯槽からの放熱量を示す。

iv)③熱源機必要加熱能力は、式 3.4.⑥ より算出します。

- v)⑤投入熱量、⑥放熱量は、+は貯湯槽への投入熱量を示し、-は貯湯槽からの放熱量を示し、「③熱源機加熱能力-①給湯負荷」により求めます。
- vi)⑦貯湯槽蓄熱量は、⑤投入熱量、⑥放熱量で求めた値を累積します。貯湯槽蓄熱量は、0以下にならないようにします。22時の蓄熱開始を起点として、熱収支で不足熱量が発生する場合には、22時の時点では不足熱量を貯湯槽に蓄えた状態を初期値としなければなりません。
- vii)貯湯槽蓄熱率は、⑦貯湯槽蓄熱量の最大値に対する割合とします。



(2)運転状態

図 3.4.6 給湯熱バランス図 (貯湯槽蓄熱量を正值に補正)

表 3.4.7 給湯熱バランス計算シート (貯湯槽蓄熱量を正值に補正)

[時]	外気温度 [°C]	給水温度 [°C]	使用湯量 [L/h]	①給湯熱負荷 [kW]	②運転時間 [h]	③熱源機必要加熱能力 [kW]	④消費電力 [kW]	⑤投入熱量 ⑥放熱量※1 (③-①) [kWh]	⑦貯湯槽蓄熱量 (内はkWh) [MJ]	貯湯槽蓄熱率 [%]
22		5	0	0	1	51		51	396(110)	19
23		5	0	0	1	51		51	580(161)	28
0		5	0	0	1	51		51	764(212)	37
1		5	0	0	1	51		51	947(263)	46
2		5	0	0	1	51		51	1131(314)	55
3		5	0	0	1	51		51	1314(365)	64
4		5	0	0	1	51		51	1498(416)	73
5		5	0	0	1	51		51	1682(467)	82
6		5	0	0	1	51		51	1865(518)	91
7		5	0	0	1	51		51	2049(569)	100
8		5	1,245	84	1	51		-33	1930(536)	94
9		5	1,245	84	1	51		-33	1811(503)	88
10		5	1,245	84	1	51		-33	1692(470)	83
11		5	1,245	84	1	51		-33	1574(437)	77
12		5	1,245	84	1	51		-33	1455(404)	71
13		5	2,505	168	1	51		-117	1034(287)	50
14		5	2,820	189	1	51		-138	537(149)	26
15		5	2,820	189	1	51		-138	40(11)	2
16		5	630	42	1	51		9	72(20)	4
17		5	0	0	0.76	39		39	213(59)	10
18		5	0	0		0		0	213(59)	10
19		5	0	0		0		0	213(59)	10
20		5	0	0		0		0	213(59)	10
21		5	0	0		0		0	213(59)	10
合計			15,000	1,008	19.76	1,008				

夜間移行率 = $\sum(4)$ 夜間消費電力量 / $\sum(4)$ 全消費電力量

※1: +は貯湯槽への投入熱量を示し、-は貯湯槽からの放熱量を示す。

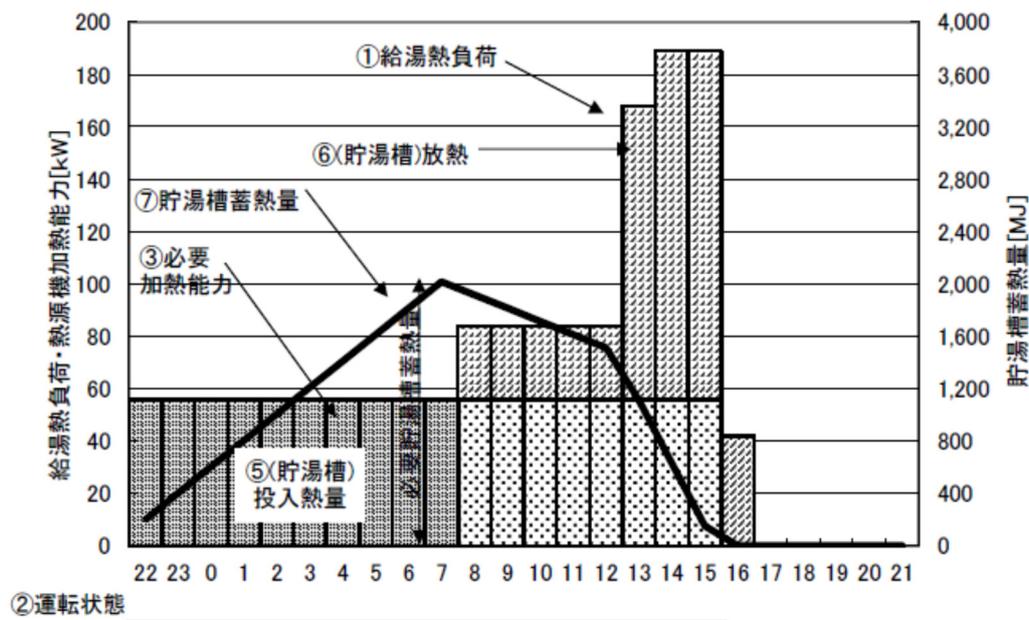


図 3.4.7 給湯熱バランス図（運転時間見直しの場合）

表 3.4.8 給湯熱バランス計算シート（運転時間見直しの場合）

[時]	外気温度 [°C]	給水温度 [°C]	使用湯量 [L/h]	①給湯熱負荷 [kW]	②運転時間 [h]	③熱源機必要加熱能力 [kW]	④消費電力 [kW]	⑤投入熱量 ⑥放熱量※1 (③-①) [kWh]	⑦貯湯槽蓄熱量 ()内はkWh [MJ]	貯湯槽蓄熱率 [%]
22	5	5	0	0	1	56		56	202(56)	10
23	5	5	0	0	1	56		56	404(112)	20
0	5	5	0	0	1	56		56	605(168)	30
1	5	5	0	0	1	56		56	807(224)	40
2	5	5	0	0	1	56		56	1008(280)	50
3	5	5	0	0	1	56		56	1210(336)	60
4	5	5	0	0	1	56		56	1412(392)	70
5	5	5	0	0	1	56		56	1613(448)	80
6	5	5	0	0	1	56		56	1815(504)	90
7	5	5	0	0	1	56		56	2016(560)	100
8	5	5	1,245	84	1	56		-28	1916(532)	95
9	5	5	1,245	84	1	56		-28	1815(504)	90
10	5	5	1,245	84	1	56		-28	1714(476)	85
11	5	5	1,245	84	1	56		-28	1613(448)	80
12	5	5	1,245	84	1	56		-28	1512(420)	75
13	5	5	2,505	168	1	56		-112	1109(308)	55
14	5	5	2,820	189	1	56		-133	630(175)	31
15	5	5	2,820	189	1	56		-133	152(42)	8
16	5	5	630	42		0		-42	0(0)	0
17	5	5	0	0		0		0	0(0)	0
18	5	5	0	0		0		0	0(0)	0
19	5	5	0	0		0		0	0(0)	0
20	5	5	0	0		0		0	0(0)	0
21	5	5	0	0		0		0	0(0)	0
合計			15,000	1,008	18	1,008				

夜間移行率 = $\sum(④夜間消費電力量) / ④全消費電力量$
 ※1: +は貯湯槽への投入熱量を示し、-は貯湯槽からの放熱量を示す。

(3) ヒートポンプ給湯システムの給湯循環回路

1) 基本的な考え方

給湯循環は、シャワーなど利用時の瞬時出湯に対応するものであり、給湯循環を行う場合には、循環回路で発生する熱損失を補う（再加熱）必要があります。また、給湯循環は、瞬時出湯に対応するため返湯管と給湯循環ポンプを設置します。厨房のような給湯を連続使用する箇所や給湯配管が短い場合などでは返湯管を設けない場合もあります。

ヒートポンプ給湯システムでは給湯循環回路設計の基本的な考え方は、概ね以下の3つに大別できます。

- i) 循環回路の放熱対応（再加熱）として専用の電気ヒーターまたはヒートポンプユニットを設置する。
- ii) ヒートポンプ給湯システムの熱源機で対応する。
- iii) 即湯循環システム対応のユニット型を採用する。

i)の場合は、貯湯温度を高温（例えば90℃）に設定し、循環給湯温度を55～65℃等に設定することが可能です。ii)の場合は、ヒートポンプ熱源機の入口水温上限温度>55℃であること、貯湯温度（レベル）は循環給湯温度と同じ60℃とすることが要件で、この場合は熱源機の運転効率が低下することに留意が必要です。iii)の場合は、基本的に、循環専用の貯湯槽を設け（メーカー側対応）、ミキシングバルブで対応する（設備工事側対応）ことが一般的ですが、設計・工事側の対応や、運用面では循環運転時のヒートポンプ出口温度が機種によって異なるので確認が必要です。

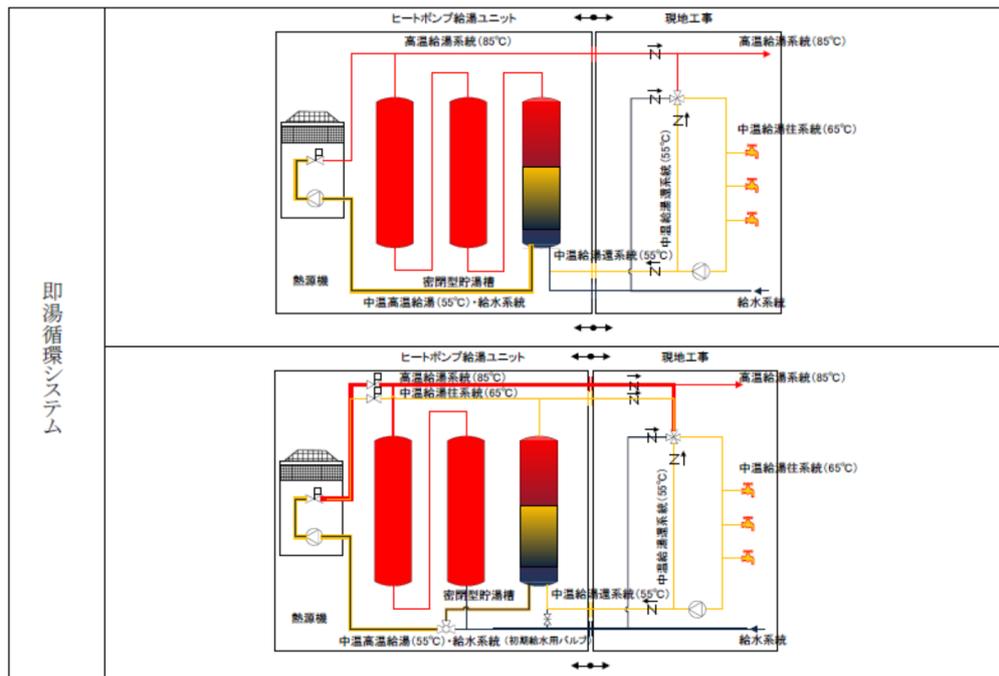
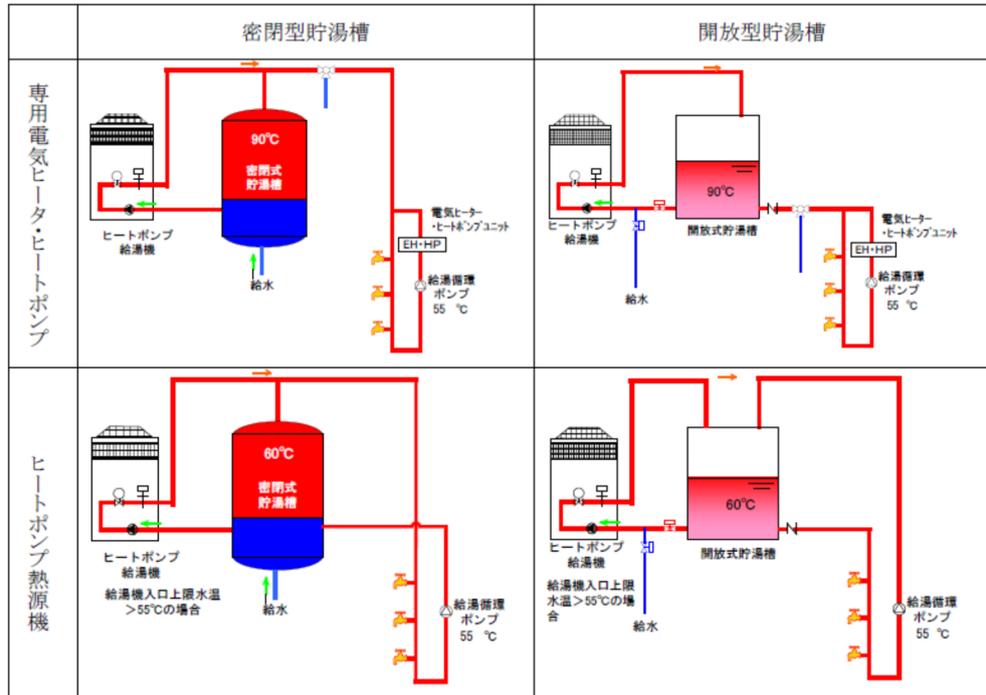


図 3.4.8 給湯循環回路方式

3.4.5 ハイブリッド給湯システムの概要

電気をエネルギーとしたヒートポンプ給湯機と燃料をエネルギーとした燃焼式給湯器の複数の熱源機を持つ給湯方式をハイブリッド給湯システムと称しています。

施設の給湯量に対して、ベースとなる負荷を高効率なヒートポンプ給湯機が賄い、給湯高負荷時は加熱能力の高い燃焼式給湯器がバックアップするシステムで、双方の熱源機の長所を生かし、逆に不得意なところを補うことで、使い勝手は損なわず省エネルギー化を図ることができるシステムです。

設計手法については3.4.6 ハイブリッド給湯システムの設計手法で説明します。

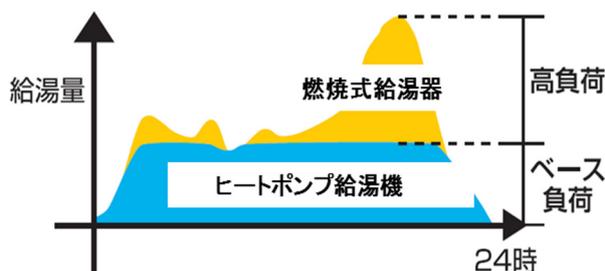


図 3.4.9 ハイブリッド給湯システムのイメージ図

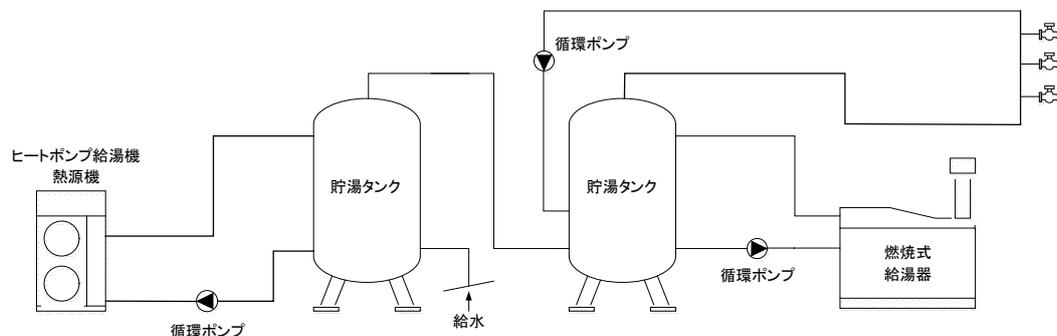


図 3.4.10 ハイブリッド給湯システム図

3.4.6 ハイブリッド給湯システムの設計手法

本項はハイブリッド給湯システム研究会企画編集『ハイブリッド給湯システム設計マニュアル』を抜粋したものです。

(1) ハイブリッド給湯システムの設計手法における給湯負荷の算定

空気調和・衛生工学会等で整備されている設計用給湯量の原単位に基づき、「日平均給湯量」、「時間最大給湯量」を算出します。

給湯負荷（給湯量）の算出には、様々な算出方法が用いられています。ハイブリッド給湯システムの設計においては、従来のどの手法を用いて給湯量を算出しても良く、特に規定はしていません。ここでは、使用人員等により求める方法を例にとって給湯量の算出手順を示します。

1) 日平均給湯量 Q_d

$$Q_d = N \times q_d \quad \text{式 3.4.⑧}$$

Q_d : 日平均給湯量 (L/日)

N : 給湯使用戸数 (戸)、人数 (人)、対象床面積 (㎡)、病床数 (床)または席数(席)

q_d : 年間平均 1 日給湯量 (表 3.4.9 参照)

2) 時間最大給湯量 Q_{hm}

$$Q_{hm} = N \times q_{hm} \quad \text{式 3.4.⑨}$$

Q_{hm} : 時間最大給湯量 (L/h)

N : 給湯使用戸数 (戸)、人数 (人)、対象床面積 (㎡)、病床数 (床)または席数 (席)

q_{hm} : ピーク時給湯量 (表 3.4.9 参照)

表 3.4.9 設計用給湯量

建物の種類	年平均1日給湯量 q_d	ピーク時給湯量 q_{hm}	ピーク継続時間	備考
住 宅	150~200 ℓ/(戸・日)	100~200 ℓ/(戸・h)	2h	住宅のグレードを考慮して検討する必要がある
集 合 住 宅	150~250 ℓ/(戸・日)	50~100 ℓ/(戸・h)	2h	ピーク時給湯量は住戸数が少ない場合ほど多くする
事 務 所	7~10 ℓ/(人・日)	1.5~2.5 ℓ/(人・h)	2h	女性の使用量は、男性の使用量よりも多い
ホテル客室	150~250 ℓ/(人・日)	20~40 ℓ/(人・h)	2h	ホテルの性格と使用のされ方を考慮する必要がある
総合病院	2~4 ℓ/(m ² ・日)	0.4~0.8 ℓ/(m ² ・h)	1h	病院の性格と設備内容を把握することが必要である
	100~200 ℓ/(床・日)	20~40 ℓ/(床・日)	1h	ピークは1日2回あり、ピーク時以外でも、湯は平均的に使用される
飲食施設	40~80 ℓ/(m ² ・日)	10~20 ℓ/(m ² ・h)	2h	面積は、食堂面積+ちゅう房面積
	60~120 ℓ/(席・日)	15~30 ℓ/(席・h)	2h	軽食・喫茶は、少ないほうの値でよい

注 給水温度5℃、給湯温度60℃基準

出典：「空気調和・衛生工学会便覧(第13版)」(公社) 空気調和・衛生工学会

(2) ハイブリッド給湯システムにおける燃焼式給湯器容量の決定

ボイラー容量およびボイラー用貯湯槽容量については、従来手法により容量を算定します。先の(1) で求めた時間最大給湯量を基に、ボイラー機器容量、貯湯槽容量を算定し、貯湯槽容量と加熱能力は、一般的には下記の式より求めます。

< 燃焼式給湯器容量を選定する際の留意点 >

- ・ 貯湯運転方式の場合、給湯ピーク負荷の発生時間帯によって燃焼機器の容量は変化します。しかし、ピーク給湯負荷の発生時刻が特定できないことから、燃焼機器容量は、後に設定するヒートポンプ給湯機の能力分を低減せずに決定します。
- ・ ベース運転の場合においても、ピークカット時間とピーク給湯負荷の発生時刻が合致する可能性があることを想定し、ヒートポンプ給湯機の能力分を低減せずに決定します。
- ・ 既設の建物で、給湯負荷が明らかで、かつ、ピーク給湯負荷発生時刻が一定である場合は、ヒートポンプ給湯機の能力分を低減しても差し支えありません。
- ・ リニューアル時で既設ボイラーが利用可能な場合、加熱能力が十分足りていればそのまま活用することを検討します。

1) 貯湯槽容量 V

$$V = Q_{hm} \times Kl \quad \text{式 3.4.⑩}$$

V : 貯湯槽有効容量 (L) (一般に貯湯槽容量の 70%程度)

Q_{hm} : 時間最大給湯量 (L/h)

Kl : 時間最大給湯量に対する割合 (0.5~1.0、通常 1.0)

2) ヒートポンプ給湯機の日生産能力HHP

本来は、ピーク負荷日における時刻毎の外気条件による加熱能力の変化を反映させる必要がありますが、最終的な評価に対する影響度が小さいことから、より簡易に計算を行うため、メーカーカタログから冬期設計外気条件における加熱能力を設定します。

ヒートポンプ給湯機の運転時間が長いほどエネルギー効率は良くなりますが、建物の電力デマンド発生時にヒートポンプ給湯機が運転を行うと契約電力が増加し経済性が低下することになるため、これを避ける目的で3時間の停止時間（ピークカット運転）を考慮して昼間の運転時間は原則11時間とします。夜間は安価な深夜電力を最大限利用することを目的として、運転時間は10時間とします。したがって、ヒートポンプ給湯機の日運転時間は、21時間としてヒートポンプ給湯機の日生産能力を算出します。

$$HHP = HP_{winter} \times (n_{night} + n_{day}) \quad \text{式 3.4.⑭}$$

HHP : ヒートポンプ給湯機の日生産能力 (kWh/日)

HP_{winter} : ヒートポンプ給湯機の冬期設計外気条件における加熱能力 (kW)

n_{night} : ヒートポンプ給湯機の夜間運転時間 (h) (10時間※)

※個別物件の設置スペースや機器費等を考慮し、夜間運転時間を10時間から短縮することも可能

n_{day} : ヒートポンプ給湯機の昼間運転時間 (h) (0~11時間、原則11時間)

3) ヒートポンプ給湯機の台数NHP

日平均給湯負荷に対するヒートポンプ給湯機の負荷処理比率を「負荷形態別推奨比率β」にて設定したときの、ヒートポンプ給湯機台数を算出します。

$$NHP = HN_n / HHP \quad \text{(式 3.4.⑮)}$$

NHP : ヒートポンプ給湯機の台数

HN_n : ヒートポンプ給湯機の日必要生産能力 (kWh)

HHP : ヒートポンプ給湯機の日生産能力 (kWh)

4) ヒートポンプ給湯機の貯湯槽容量 (夜間貯湯運転方式の場合) VHP

メーカーカタログからヒートポンプ給湯機の夏期設計外気条件における加熱能力を設定し、夜間10時間で貯湯可能な容量とします。なお、ユニット型ヒートポンプ給湯機の場合は、ユニット標準の貯湯槽容量とします。

$$VHP = \frac{3600 \times HP_{summer} \times n_{night}}{C_p \times \rho \times (t_h - t_c)} \quad \text{(式 3.4.⑯)}$$

VHP : ヒートポンプ給湯機の貯湯槽有効容量 (L)

HP_{summer} : ヒートポンプ給湯機の夏期設計外気条件における加熱能力 (kW)

n_{night} : ヒートポンプ給湯機の夜間運転時間 (h)(原則10時間)

C_p : 水の比熱(4.186kJ/kg・°C) ρ : 水の密度(1.0kg/L)

t_h : 給湯温度(一般に60°C) t_c : 給水温度(一般に24°C)

ヒートポンプ給湯機の機器容量は、建物用途や給湯負荷の状況、ヒートポンプ給湯機の運転時間等で最適値が異なり、機器費や経常費などの経済性、CO₂排出量削減効果も変動します

(参考) 負荷形態別推奨比率の算出根拠について

1)年間の給湯負荷変動が大きい場合

モデル建物

建物用途	シティホテル(新築)	
延床面積	10,000㎡	
給湯温度	60℃	
給水温度	5℃	
日最大給湯負荷	9,086 kWh	都市ガスによるコージェネレーションシステム計画・設計と評価(空気調和・衛生工学会)を基に算出
日平均給湯負荷	3,517 kWh	250人/人・日を基に算出
HP給湯機1台あたりの能力	40 kW	業務用エコキュート20HP相当の日平均能力で算出
HP給湯機運転時間	21 h/日	
HP給湯機の日生産能力	840 kWh	

①年間給湯負荷シミュレーションにより、ヒートポンプ給湯機の日最大給湯負荷に対する負荷処理比率を10~100%まで可変させて、ヒートポンプ給湯機の台数および年間負荷処理率を算出。

②ハイブリッド給湯システムとしてのエネルギー消費量およびランニングコストを算出。

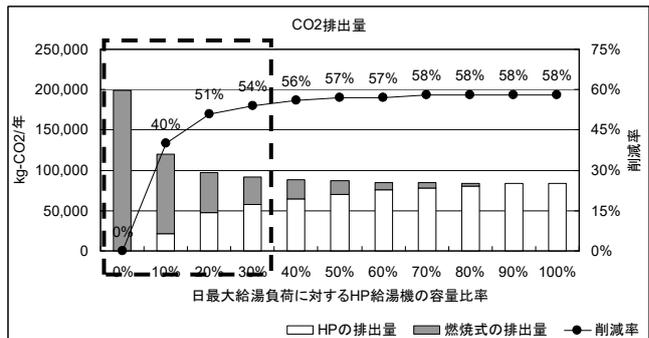
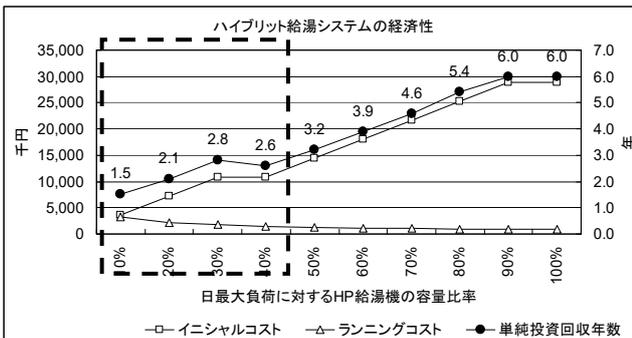
- ・契約種別は電気(東京電力):業務用(6kV)、ガス(東京ガス):空調用A契約
- ・電気、ガス料金はフラットレートとして電気(昼・夜共):11.2円/kWh、ガス:65円/m³。

③ハイブリッド給湯システムの回収年数およびCO₂排出量を算出。

- ・燃焼式給湯器については設備容量が変わらず、HP給湯機用貯湯タンクは設置しないため、HP給湯機の増加コスト(CO₂冷媒HP給湯機20馬力相当の実売価格9.1万円/定格加熱kWを想定)のみ計上し、単純投資回収年数として算出。

年間給湯負荷	930,000 kWh	電気料金(昼)	11.2 円/kWh	CO ₂ 排出量原単位	
HP給湯機COP	4.1	電気料金(夜)	11.2 円/kWh	電気	0.368 kg-CO ₂ /kWh
燃焼式給湯器COP	0.85	ガス料金	65 円/m ³	ガス	2.28 kg-CO ₂ /m ³
ガス発熱量(13A)	12.5 kWh/m ³				

HP給湯機の負荷処理比率	HP選定台数(20HP相当)	HP給湯機での年間負荷処理率	HP給湯機で処理する年間熱量(kWh)	燃焼式給湯器で処理する年間熱量(kWh)	電気料金(円/年)	ガス料金(円/年)	回収年数(年)	CO ₂ 排出量(電気)(kg-CO ₂ /年)	CO ₂ 排出量(ガス)(kg-CO ₂ /年)	削減率	
10%	26%	1	51%	474,300	455,700	444,227	2,787,785	1.5	21,712	97,787	40%
20%	52%	2	75%	697,500	232,500	828,838	1,422,330	2.1	46,954	49,891	51%
30%	78%	3	83%	771,900	158,100	909,707	967,200	2.8	57,504	33,926	54%
40%	104%	3	88%	818,400	111,600	817,605	682,760	2.6	64,642	23,949	56%



電力とガスの消費量をもとに、(財)省エネルギーセンターのCO₂排出量原単位によりCO₂排出量を算出。

<解説>

- ・年間の日平均給湯負荷に対して日最大給湯負荷が非常に大きいため、HP給湯機の負荷処理比率を小さく設定しても、HP給湯機による年間負荷処理量を十分に確保できる。
- ・HP給湯機の負荷処理比率によるCO₂排出量削減効果にはほとんど変化が無い。
- ・本試算の場合、年間の給湯負荷変動が大きい場合は、日最大給湯負荷に対するHP給湯機の負荷処理比率が10~40%の間でHP給湯機の機器容量を選定するのが効果的であり、経済性が最も高く、CO₂排出量削減効果も相応に向上する「10%」(日平均給湯負荷に対しては26%)の場合が最適といえる。

3.5 コージェネレーション・燃料電池

3.5.1 コージェネレーションの概要

コージェネレーションは、工場や業務用施設などエネルギー需要地で、ガスや油などの燃料を用いガスエンジンやガスタービンで発電を行い、その際発生する排熱を有効利用することを言います。

排熱は暖房や給湯で用いられるだけでなく、排熱利用の吸収式冷凍機を用いて冷房にも利用することができます。

発電機と排熱回収装置をあわせてコージェネレーションユニットと呼び、排熱利用する設備もあわせてコージェネレーションシステムと呼ぶことがあります。（図 3.5.1 参照）

コージェネレーションは発電用に追加的な燃料が必要となるが、購入電力の削減、ボイラーなどの燃料削減することで省エネルギーを図ることができます。（図 3.5.2）

ただし、このような省エネルギー効果は排熱が十分利用できる場合に得られるものです。

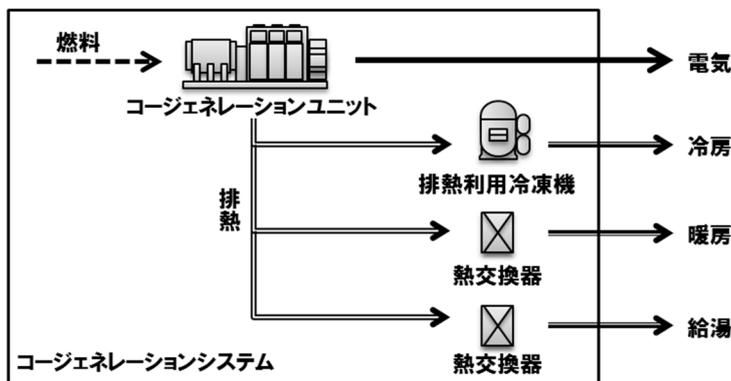
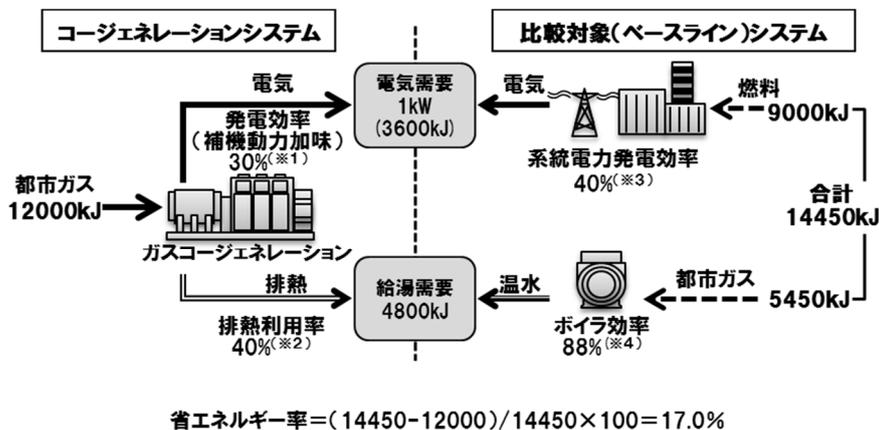


図 3.5.1 コージェネレーションシステムとコージェネレーションユニット¹⁾



(LHV表示)

- ※1 コージェネレーションの発電効率をモデル的に設定
- ※2 コージェネレーションの排熱利用効率をモデル的に設定
- ※3 系統電力需要端発電効率（省エネルギー法一次エネルギー換算係数相当）
- ※4 ボイラー効率をモデル的に設定し、LHV基準に換算

図 3.5.2 コージェネレーションの省エネ性評価例（温水利用定格比較）¹⁾

3.5.2 コージェネレーションの給湯利用

コージェネレーションの省エネルギー効果は、利用先が冷熱需要より温熱需要のほうが大きくあります。また温熱需要の内、暖房需要は利用期間が限られているため、年間を通じて利用される給湯需要が大きいとコージェネレーションの導入の効果が高くなります。

大規模なホテルや病院では、冷暖房需要・給湯需要ともに大きいため、比較的大規模なコージェネレーションが採用されますが、中小規模のホテルや福祉施設、飲食店舗などの給湯需要が大きい施設でもコージェネレーションが採用されます。この場合次項のマイクロコージェネレーションが給湯熱源機として採用されることが多くあります。以後マイクロコージェネレーションについて解説します。

3.5.3 マイクロコージェネレーション

小型のコージェネレーションには、マイクロコージェネレーション（ジェネライト）としてシリーズ商品化されているものがあります。現在、表 3.5.1 の機種がラインナップされています。

マイクロコージェネレーションのパッケージには、ガスエンジン、発電機、インバータ、排熱回収用熱交換器、放熱用熱交換器（ラジエータ）、制御機器がコンパクトに内蔵されており、外部機器の設置スペースを大幅に削減すると共に、設置・施工が簡易化できる。系統電力との接続もインバータを介して行うため、太陽光発電と同様の簡易な接続が可能です。

排熱は、主に給湯に利用されますが、給湯負荷は時間変動が大きいいため、一般的には、用途に合わせた容量の貯湯タンクおよびバックアップ用給湯器と組み合わせて利用します。すなわち、中央式給湯システムの熱源機として比較的容易にコージェネレーションを活用できます。

最近では、停電時の保安負荷対応として、起動・制御用のバッテリーを内蔵し、停電時にも自立運転できる機種も商用化されています。

表 3.5.1 マイクロコージェネレーションの機種

発電容量(kW)	5kW	6kW	9.9kW	25kW	30kW	35kW
発電効率(%)	29.0	28.8	31.5	33.5	32.4	33.5
排熱効率(%)	56.5	56.2	55.0	52.0	54.5	54.5
排熱回収量(MJ/h)	35.1	42.2	62.6	139.7	181.6	204.9

効率はLHV基準

3.5.4 コージェネレーションの給湯利用上の留意点

コージェネレーションを給湯利用する場合は、バックアップ給湯器と共に設置されるケースが多くありますが、コージェネレーションの排熱を優先的に利用できるよう配慮する必要があります。

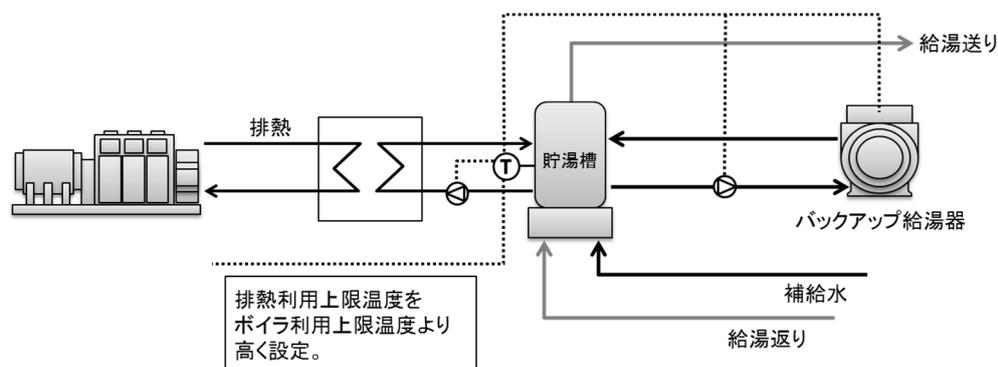


図 3.5.3 コージェネレーションの給湯利用（(1)を参考に作成）

貯湯槽への給水を排熱で余熱するために余熱槽を設置すれば、排熱が優先利用できます。

余熱槽が設置されない場合は、同じ貯湯槽をコージェネレーション排熱とバックアップ給湯器の両方で加熱することになるため、バックアップ給湯器利用上限温度（稼働開始設定温度）より、コージェネレーションの排熱利用上限温度を高く設定する必要があります。（図 3.5.3）

3.5.5 コージェネレーションの採用時の留意点

(1) 設計時の留意点

- ・ 設備容量：コージェネレーションシステムは電気と熱を同時に発生するので、月別時刻別の電力負荷と熱負荷（蒸気、給湯、暖房、冷房）を事前に把握し、各々の最大負荷、年間負荷、月別時刻別負荷パターンに応じた適切な設備容量の選定と運転方式を選定する必要があります。
- ・ 電気系統：システムの稼働率向上のためには系統連系運転が有効である。「電気設備の技術基準」に従い、保護システムを含む各機器の設計と選定を行います。
- ・ 排熱利用：熱負荷が排熱を安定して消費できるよう排熱利用システムを設計します。
- ・ 騒音：非常用発電機はオープンタイプで設置することが多いが、コージェネレーションシステムは常用運転のため騒音の影響が大きいことからパッケージタイプが主流です。パッケージタイプであっても屋外に設置する場合は、周囲への騒音影響を勘案して防音壁が必要なケースもあります。
- ・ 給換気：屋内に設置する場合は、給換気設備が必要となる。機器毎にメーカーが定めた給換気量を確保します。

(2) 施工上の留意点

既存施設への設置に際しては、建物機能を損ねることのない工法・工期等を十分検討する必要があります。コージェネレーション設置に関しては関連法規・届出関係が多岐にわたるため、十分に理解しスケジュールを確認する必要があります。

(3) メンテナンス

コージェネレーションシステムは、一般に原動機、発電機、制御盤、排熱回収ボイラー、その他補機等で構成されます。原動機は運転時間に応じたメンテナンスが必要となります。オーバーホール点検時には日数を要するので注意が必要です。原動機以外の機器は年次点検が一般的ですが、原動機の点検に合わせて実施することが多くあります。

3.5.6 燃料電池

燃料電池とは、電解質に直流を通じると電極で水素と酸素が発生する、いわゆる電気分解の逆反応によって電力を得る発電システムです。発電反応は発熱反応であり、発電に伴い熱が発生するため、この熱を利用することでコージェネレーションとして利用できます。

燃料電池には表 3.5.2 に示す種類があります。業務用給湯に利用できるものとしては、リン酸形燃料電池が 1990 年代初めに商用化されましたが、大きな普及には至っていません。熔融炭酸塩形はまだ商用化に至っていません。固体高分子形は家庭用燃料電池コージェネレーションとして 2009 年から商用化され、その後、固体酸化物形の家庭用燃料電池コージェネレーションが 2012 年から商用化され、さらに高効率化が進められています。

表 3.5.2 燃料電池の種類と特徴¹⁾

燃料電池の種類	リン酸形 (PAFC)	固体高分子形 (PEFC)	熔融炭酸塩形 (MCFC)	固体酸化物形 (SOFC)
電解質	リン酸水溶液	高分子膜	アルカリ金属炭酸塩	ジルコニア系セラミックス
伝導イオン	水素イオン(H ⁺)	水素イオン(H ⁺)	炭酸イオン(CO ₃ ²⁻)	酸素イオン(O ²⁻)
燃料(反応)	H ₂	H ₂	H ₂ ,CO	H ₂ ,CO
出力規模	百～数百kW	700W～数十kW	数百～数千kW	700W～数万kW
作動温度	200°C	70～90°C	650～700°C	800～1,000°C
発電効率 (LHV基準)	35～40%(改質ガスを用いた場合)	35～40%(改質ガスを用いた場合)	45～55%(改質ガスを用いた場合)	45～65%(改質ガスを用いた場合)
排熱温度	167°C蒸気 90°C温水 60°C温水	60～75°C温水	70～85°C温水 高温蒸気	70～85°C温水 高温蒸気
燃料	天然ガス(改質) LPG(改質) バイオガス 純水素	天然ガス(改質) LPG(改質) 純水素 メタノール(改質)	天然ガス LPG バイオガス 石炭ガス化ガス	天然ガス LPG バイオガス 石炭ガス化ガス
特徴	いち早く商品化され導入・稼働実績が豊富	低温で作動 高エネルギー密度	高発電効率 内部改質が可能 複合発電が可能	高発電効率 内部改質が可能 複合発電が可能
適用分野	民生用CGS	家庭用CGS 燃料電池自動車	民生用CGS 産業用CGS 大規模発電プラント	家庭用CGS 民生用CGS 産業用CGS 大規模発電プラント

3.5.7 業務用燃料電池

マイクロコージェネレーション規模の業務用燃料電池としては、固体酸化物形の家庭用燃料電池コージェネレーションの技術を応用し、発電出力 3kW、発電効率 52% (LHV 基準) 以上、総合効率 90% (LHV 基準) の機種が商品化され 2018 年より販売されています。

ガスエンジンタイプのコージェネレーションより発電効率が高く、相対的に排熱の量が少ないため、熱需要が比較的少ない施設でも省エネルギー効果が期待できます。

3.5.8 コージェネレーション・燃料電池の一次エネルギー消費量計算

コージェネレーション・燃料電池の一次エネルギー消費量を計算するためには、設置される施設での電力需要、熱需要 (空調利用される場合は空調需要) の想定データを用い、どのようにコージェネレーション・燃料電池が可能するかをシミュレーションし、その消費エネルギーを計算する必要があります。

その際、電力需要にあわせて稼働するのか、熱需要にあわせて稼働するのかといった制御方法についても考慮する必要があります。

このような計算を簡便に行うために、公益社団法人空気調和・衛生工学会からコージェネレーションシミュレーションプログラム「C A C A D E III」が発行されています。

参考文献

- 1) 都市ガスコージェネレーションの計画・設計と運用(公社) 空気調和・衛生工学会,2015年3月

4 施工上の注意事項

4 施工上の注意事項

4.1 貯湯槽の配管接続

図 4.1.1 と図 4.1.2 は、立て型の密閉式貯湯槽周りの配管の例です。立て型の密閉式貯湯槽は、配管の接続位置によって、貯湯槽内で滞留が発生しやすい傾向があります。

図 4.1.1 のような配管接続方法だと、貯湯槽の底部が低温のまま滞留しやすくなります。図 4.1.2 のように貯湯槽下部から加熱機への配管を取り出して、貯湯槽内の温度が、まんべんなく高い水温になるようにします。これによって、貯湯槽の貯湯効率も向上します。

「2.5.2 機器からの熱損失」に記載の通り、密閉式貯湯槽の脚部からの熱損失は大きく、貯湯槽下部の水温が低くなる傾向があります。レジオネラ症対策の面からも、貯湯槽下部の水が滞留しないように配管することが大切です。

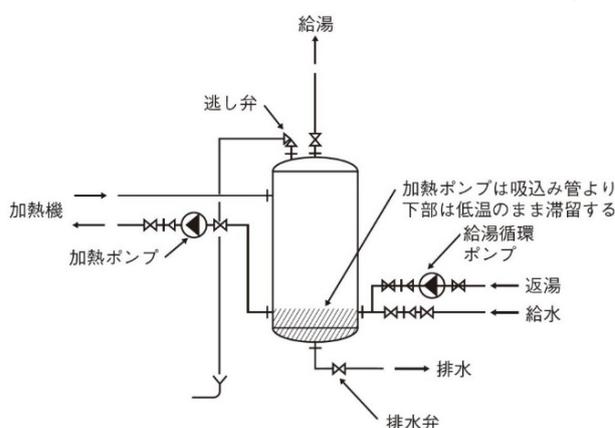


図 4.1.1 滞留を起こしやすい貯湯槽周りの配管例 ²⁾を編集

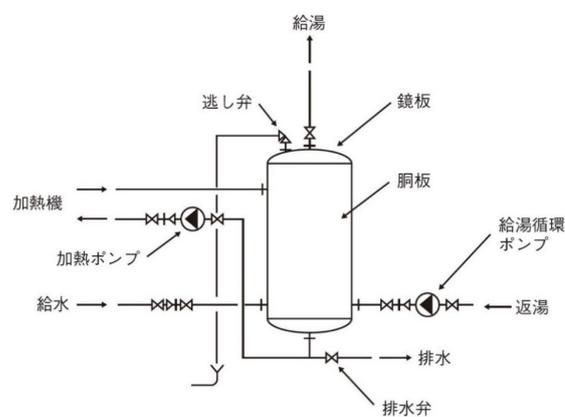


図 4.1.2 滞留の起こりにくい貯湯槽周りの配管例 ²⁾を編集

参考・引用文献

- 1) 赤井仁志：給湯設備について、レジオネラ症防止指針、第 4 版、pp.137～140、日本建築衛生管理教育センター(2017)
- 2) 小川正晃：給湯設備、空気調和・衛生工学、第 81 巻、第 8 号、pp.19～26、(公社)空気調和・衛生工学会(2007)

4.2 保温

「2.5 機器と配管からの熱損失と加熱方法」で既述の通り、配管や機器の保温は、給湯システム全体の熱効率に大きく影響します。「2.5 機器と配管からの熱損失と加熱方法」の記述内容を踏まえて、次に要点を記載します。

4.2.1 保温施工不要箇所

国土交通省大臣官房官庁営繕部監修の『公共建築工事標準仕様書(機械設備工事編)平成 28 年度版』では、給湯設備に類するもので保温を行わない箇所として、次を挙げています。

- ①屋内および暗渠内の配管の弁、伸縮継手、防振継手、フランジ、伸縮管継手、防振継手、フレキシブルジョイント等

②ポンプ

③給湯用密閉形隔膜式膨張タンク

「2.5.2 機器からの熱損失」に記載した通り、弁の保温は熱損失に影響します。

仕様書の保温施工不要場所の①と②は、速やかに改善して保温を施すように変更するとともに、既存施設の改善も早急に行うべきです。

4.2.2 保温材

国土交通省大臣官房官庁営繕部監修『公共建築工事標準仕様書(機械設備工事編)平成 28 年度版』では、給湯管(膨張管を含む)に用いる保温材は、ロックウール保温材(保温筒)とグラスウール保温材(保温筒)の 2 つに限定しています。給水管で使用できるポリスチレンフォーム保温材(保温筒)は、給湯管では使用できないことになっています。

国土交通省大臣官房官庁営繕部監修『機械設備工事監理指針・平成 28 年度版』では、ロックウール保温筒とグラスウール保温筒の取付けで、保温筒 1 本につき鉄線を 2 箇所以上 2 巻き締めすることとしています。繊維質保温筒の鉄線 2 巻き締めの喚起事項として、締めすぎないように注意すると、厚さのマイナス許容差を 3 mm 程度と明記しています。「2.5.2 機器からの熱損失」に記載の通り、繊維質保温筒の鉄線の巻き締めが課題であることを念頭に置く必要があります。

仕様書では、ポリスチレンフォーム保温材の仕様を、JIS A 9511 のビーズ法ポリスチレンフォームの 3 号としています。JIS A 9511 では、ビーズ法ポリスチレンフォームの 3 号の使用温度を「70℃以下」としていることから、ヒートポンプによる給湯では、この水温を上回ることもあることから適さないために、ポリスチレンフォーム保温材を除外していると考えられます。

ポリスチレンフォーム保温材には、JIS A 9511 規格にないものの、90℃まで適応できる耐熱用製品が国内で製造・販売されています。しかも、給湯管に用いることの多い銅管やステンレス管の寸法(外径)と形状に即しています。その他、発泡系保温筒として、JIS A 9511 に規定している A 種硬質ウレタンフォームと B 種硬質ウレタンフォームの保温筒があり、いずれも 100℃を使用温度としています。硬質ウレタンフォーム保温筒は、ポリスチレンフォーム保温筒より熱伝導率が低く、断熱性能も優れています。

グラスウール保温材に含まれるハロゲンイオンが、ステンレス鋼のうちオーステナイト系ステンレス鋼・SUS304 等の応力腐食割れを引き起こす要因になることが知られています。グラスウール保温材が水漏れや雨水等で水と接触することで誘引します。

このことから『公共建築工事標準仕様書(機械設備工事編)』に、給湯管の保温材として、90℃適応の耐熱用ポリスチレンフォーム保温筒や硬質ウレタンフォーム保温筒の使用が可能なように、至急、見直す必要があります。

4.2.3 保温材の保管と使用での注意事項

保温材の保管や工事では、次のことに注意する必要があります。

- ・保温材の保管や運搬、施工では、水分や雨水などで保温材が濡れないように注意します。長期間保管する場合は、床面からの湿気にも留意する必要があります。とくに繊維系の保温材は、一箇所が濡れると毛細現象によって、広範囲に水分が行き渡ることから十分に配慮しなければなりません。
- ・ロックウール保温筒やグラスウール保温筒等の繊維系の保温筒を使用する場合は、国土交通省大臣官房官庁営繕部監修『機械設備工事監理指針・平成 28 年度版』だと保温筒 1 本につ

き鉄線を2箇所以上2巻き締めすることとしています。鉄線の巻締めは締めすぎないように注意しなければなりません。

- ・ポリエチレンフィルムは、防湿、防水の目的で使用します。管に使用する場合は、テープ状の柔軟性のあるものを半重ね以上の重ね巻とします。巻ける範囲で幅広テープを使用して、継ぎ目を少なくすべきです。

参考・引用文献

- 1) 増田喜憲、鉾井修一、森本研二、五井努：ビジネスホテルにおける給湯システムからの熱損失と保温改修、空気調和・衛生工学会 近畿支部 学術研究発表会論文集,pp. 5～8,2013.3
- 2) 国土交通省大臣官房官庁営繕部監修、公共建築協会編：保温工事、公共建築工事標準仕様書(機械設備工事編)、平成 28 年度版、公共建築協会、pp. 84～99,2016
- 3) 国土交通省大臣官房官庁営繕部監修、公共建築協会編：保温工事、機械設備工事監理指針、平成 28 年度版、地域開発研究所、pp. 296～330,2016
- 4) 渡辺睦典:保温工事,空気調和・衛生工学会 中央式給湯設備設計方法検討小委員会報告書,p.188,2014

5 関連システム(浴場システム)

5 関連システム(浴場システム)

5.1 ろ過循環システムの概要(循環式浴槽システム)

ろ過装置の主要部分は、図 5.1.1 のようにヘアキャッチャ(集毛器・除毛器)、ポンプ、ろ過器で構成されます。これに、熱交換器や消毒装置、制御盤等の補助装置が付加してろ過循環システムとなります。超音波ノズルや気泡板等を附属することもあります。

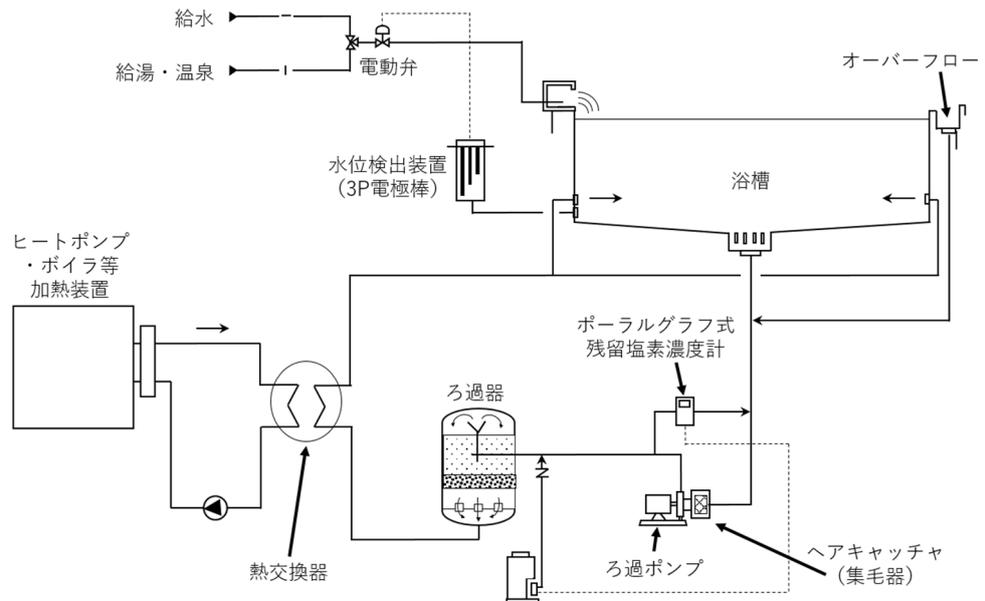


図 5.1.1 循環式浴槽システムの構成の例

業務用浴槽の循環方式は、一般に、図 5.1.2 の側壁吐出・底面還水方式(直接循環方式)、図 5.1.3 の側壁吐出・オーバーフロー還水方式(オーバーフロー回収方式)が使われています。側壁吐出・底面還水方式は、我が国では最も使われている方式で、浴槽の側壁からろ過・消毒された湯を浴槽内に吐出させて、浴槽の底から吸い込んでろ過器に戻すようにしています。

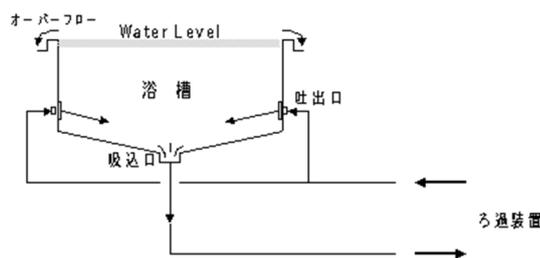


図 5.1.2 側壁吐出・底面還水方式¹⁾

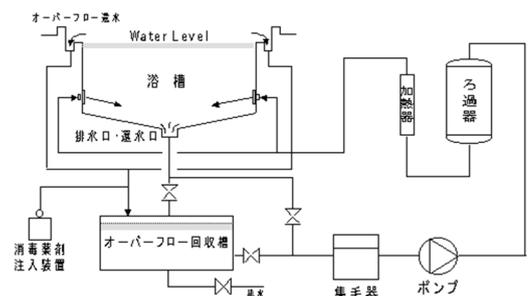


図 5.1.3 側壁吐出・オーバーフロー還水方式¹⁾

側壁吐出・オーバーフロー還水方式は、浴槽内に浴槽の側壁や底面から湯を吐出させて、浴槽の縁からオーバーフローさせた湯を集めてろ過器に戻す方法です。湯が豊富に溢れ出ているように見える視覚的な効果と浴槽表面の浮遊物の除去が可能です。節水の目的でも用いられます。この方式は、節水に寄与しますが、オーバーフロー回収槽を常時衛生的に安全な状態に保てる状態で設置して、消毒装置を完備した上で、採用しなければなりません。また、条例や保健所が許容する場合のみに限ります。『レジオネラ症を予防するために必要な措置に関する技術上の指針』(平成 15 年 7 月 25 日、厚生労働省告示第 264 号)⁴⁾では、「浴槽から排出された水を再利用するための

回収槽は、入浴によって生じた老廃物又は汚れを多く含んだ水を貯留しているため、壁面等に生物膜が定着しやすく、レジオネラ属菌が繁殖しやすい状況にあることから、回収槽の水を浴用に供することは避けること。やむを得ず供する場合は、消毒及び清掃が容易に行えるように、回収槽を設置すること。」としています。

ろ過装置は、換水時に浴槽の他、ろ過器、ヘアキャッチャ(集毛器・除毛器)、循環配管、水位検知管などシステムを構成する部位全てから浴槽水を完全に排水できるように、浴槽底面位置(レベル)より低い位置に設置して、必ず浴槽の水面より下に設けて、浴槽内の湯が部分的に滞留しないように配置しなければなりません。循環する湯の吐出口の位置は、循環湯の一部を浴槽水面より上部に設けた湯口から浴槽内に落とし込む構造のものを見受けことがあります。これは旅館や娯楽施設の浴場で、湯を豊富に見せるための演出です。新しい湯と誤解して口にも含む入浴客もいます。循環水を浴槽水面より上部から浴槽内に落とし込む構造は、レジオネラ症感染の原因となるエアロゾルが発生するなど衛生的に危険なものです。浴槽の湯口からは、新しい温泉水や湯、水以外は流さないようにする必要があります。『レジオネラ症を予防するために必要な措置に関する技術上の指針』では、「ろ過器等により浴槽水を循環させる構造の浴槽にあっては、当該浴槽水の誤飲の防止又はエアロゾルの発生を抑制を図るため、当該水を浴槽の底部に近い部分から供給すること。」としています³⁾。

一方で、差し湯と呼ばれる新しく浴槽へ補給する湯や水は、浴槽水面上部から浴槽に落としこむ方法を取り、浴槽の湯が給湯・給水配管に逆流しないようにしなければなりません。浴槽へ投入する補給水や補給湯の配管を浴槽循環配管に直接接続してはなりません。浴槽の湯は、水面からの蒸発をはじめ、入浴者によるかけ湯や溢水などによって減るために、新しい湯や水を補給する必要があります。浴槽循環配管に給湯配管や給水配管を直接接続することを禁止しています。逆止弁を付けても、細菌等の汚濁物質の逆流を防ぐことはできません。

浴槽循環配管に給湯・給水配管を直接連結することは、クロスコネクションと言い、建築基準法や水道法で禁止しています。直接連結することは、単に流体力学的に間接的であることを要求しているのではなく、水の逆流を防止するに足る措置を要求しています。逆止弁は、弁座にごみを噛むことがあるので、クロスコネクションの対策として有効ではありません⁴⁾。

総硫黄(硫化水素イオン、チオ硫酸イオン及び遊離硫化水素に対応するもの)が、2mg/kg 以上含有する温泉を公共の浴用に供する場合は、図 5.1.4 のように浴槽への温泉注入口を浴槽の湯面より上方に設けなければなりません。硫化水素を原因とする事故の防止のための措置です⁵⁾。総硫黄が 2mg/kg 以上含有する温泉の例として、含食塩硫黄泉、含石膏硫黄泉、単純硫黄泉、酸性硫化水素泉、含硫化水素酸性緑ばん泉が挙げられます⁶⁾。

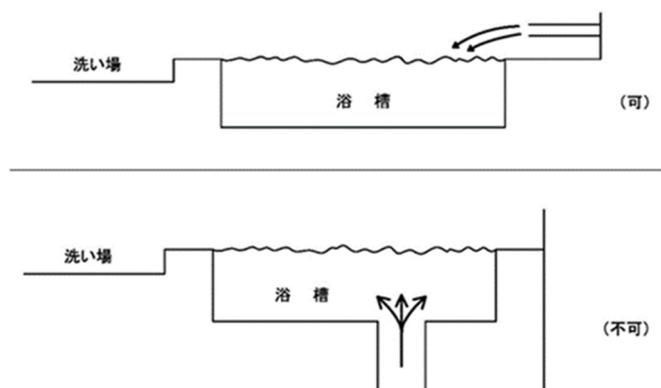


図 5.1.4 総硫黄が 2mg/kg 以上含有する温泉を浴用に供する場合の浴槽への温泉注入口の構造⁵⁾

浴槽には、入浴者数に応じて新鮮な補給水を供給します。溶存有機物による汚濁量は、過マンガン酸カリウム消費量で表されおり、『公衆浴場における衛生等管理要領』（平成15年2月14日健発第0214004号厚生労働省健康局長通知）の浴槽水の水質基準では許容値を25mg/ℓとしています⁷⁾。実験により、入浴者が持ち込む汚濁量は、過マンガン酸カリウム消費量に換算して500mg/人の値が得られているからです⁸⁾。この値から、必要な補給水量は、34ℓ/人となります。しかし、補給した湯や水が完全に置換することはありませんから、空気調和・衛生工学会『浴場施設のレジオネラ対策指針』⁹⁾では、安全率20%を加味して、補給水量を40ℓ/人としました。

参考・引用文献

- 1) 厚生労働省健康局生活衛生課長：循環式浴槽におけるレジオネラ症防止対策マニュアルについて、健衛発第95号,2001.9.11
- 2) 赤井仁志：既存施設の調査、浴場施設におけるレジオネラ対策指針のための調査・実験研究 SHASE-R 2004-2005、空気調和・衛生工学会 浴場施設におけるレジオネラ対策小委員会、pp.41～45,2006.3
- 3) 厚生労働省：レジオネラ症を予防するために必要な措置に関する技術上の指針、厚生労働省告示第264号,2003.7
- 4) 一社)日本建築センター：給排水設備技術基準・同解説、1983年版、pp.14～17、pp.138～139,1983.2
- 5) 環境省：公共の浴用に供する場合の温泉利用施設の設備構造等に関する基準(改正)、環境省告示第66号,2017.9
- 6) 環境庁自然保護局長：温泉の利用基準について、環自企424号,1975.7
- 7) 厚生労働省健康局長：公衆浴場における衛生等管理要領、健発第0214004号,2003.2
- 8) 赤井仁志・岡田誠之・青沼徹：入浴の行為による浴槽水の汚濁原単位及び消毒剤の減少に関する研究、空気調和・衛生工学会論文集、No.114、pp.69～75、(2006-9)
- 9) 小川正晃：システムの構成、浴場施設のレジオネラ対策指針 SHASE-G 2002-2006、(公社)空気調和・衛生工学会 浴場施設におけるレジオネラ対策小委員会、pp.6～9,2006.11

5.2 ろ過装置の概要

5.2.1 ろ過設備の構成

ろ過装置は、ろ過器、ポンプ、ヘアキャッチャ(集毛器・除毛器)、操作弁、配管、操作盤などで構成されます¹⁾。これに、熱交換器や消毒装置、制御盤等の補助装置が付加します。

5.2.2 ろ過容器の材質

建築設備用途で、最も使用されている砂式ろ過器は、かつて鋼製の本体の内部にライニングを施した製品が主流でした。2000(平成12)年の厚生省生活衛生局長通知「公衆浴場における衛生等管理要領」の改正で、「浴槽水の消毒に用いる塩素系薬剤の注入(投入)口は、浴槽水が循環ろ過装置内に入る直前に設置することが望ましいこと。」となったり、残留塩素濃度を維持したりすることの規定が、新たにできたりしました。

塩素系薬剤の注入と遊離残留塩素濃度を維持することでレジオネラ症への罹患を防ぐことにしたことで、鋼製ろ過器に腐食が多発するようになります。これにより、塩素系薬剤による腐食の影響のないFRP製ろ過器にシフトしました。FRP製ろ過器は、鋼製に較べ耐熱性が高い特徴があります。

FRP製ろ過器で注意したいのは、経年劣化で温度による膨張収縮によって、配管取出し位置(タッピング)が破損する場合があります。ハンドレイアップ法によりFRPを製作すべきです。また、残留塩素による劣化を考慮した材質を選定する必要があり、現在ではビニルエステル樹脂やイソフタル酸系不飽和ポリエステル樹脂などが使われています。

5.2.3 ろ過方式の種類

建築設備に用いられる循環式ろ過装置は、砂式、珪藻土式、カートリッジ式の3方式に分けられます。

このうち、カートリッジ式は、逆洗ができないために公衆浴場業や旅館業等の浴場用としては使用できません。2000(平成12)年の浴槽水を感染源とするレジオネラの集団罹患があった後の、厚生省生活衛生局長通知「公衆浴場における衛生等管理要領」と「旅館業における衛生等管理要領」の改正(生衛発第1811号、平成12年12月15日、厚生省生活衛生局長)で、「循環ろ過装置を使用する場合は、ろ材の種類を問わず、ろ過装置自体がレジオネラ属菌の供給源とならないよう、消毒を1週間に1回以上実施すること。また、1週間に1回以上逆洗して汚れを排出すること。」が根拠です。ドイツ規格協会が制定した工業規格DIN19643(April,1997)の「水泳プール水と浴槽水の処理(Aufbereitung von Schwimm und Badebeckenwasser)」では、「1週間に2回以上」としています。

珪藻土ろ過器は汚れたろ材(珪藻土)は全て排除して、新たに新鮮なる過膜を再生する形式です。ろ過精度も優れていることから、浴槽用のろ過器としての高い評価を得ています。

かつて、ミネラル分やイオン等により入浴効果があるとされている天然岩石・砂(花崗斑岩、石英斑岩、麦飯石、光明石、トルマリン石、トゴール鉱石、ラヂウム鉱砂等)をろ過器そのものとして、また、ろ過器の後に設けることもありました。これらの天然岩石は、家庭用24時間風呂にも用いられました。しかし、天然岩石は多孔質のものが多く、生物膜による水質浄化作用により有機物濃度を低下させることにより、浴槽水の換水期間を延ばす作用もありました。しか

し、多孔質の天然岩石が、レジオネラ属菌の温床になる可能性高いと指摘されたことから、使われなくなりつつあります。

5.2.4 ろ過器①・砂式ろ過器

ろ過器は、ろ過・逆洗・洗浄と呼ばれる3工程があります。メーカーによっては、洗浄工程を省く場合もあります。ろ過工程は、懸濁物質を含む水の濁質除去を行い、懸濁水がろ過器内へ送水して、散水管を介してろ過層及び支持層の順に上から下へ通過し、ろ過器外へ流出する工程です。懸濁物質の捕捉は、ろ過層を通過する際に行われます。逆洗は、ろ過層内に蓄積された懸濁物質を取り除き正常なる過状態を維持するために必要です。

図5.2.1は、砂式ろ過器の内部構造の例です。衛生面やメンテナンス性に配慮した種々の部位から構成されています。砂式ろ過器の浄化能力は、ろ過速度、ろ過層の厚みや構成材によって左右され、浄化能力はろ過速度が遅いほど向上します。しかし、浄化能力を保持するためには適切な逆洗洗浄によるろ材の再生が必要で、逆洗時のろ過器内は、ろ過層を形成するろ材が攪拌して捕集汚物を排除するために十分な流速が必要になります。

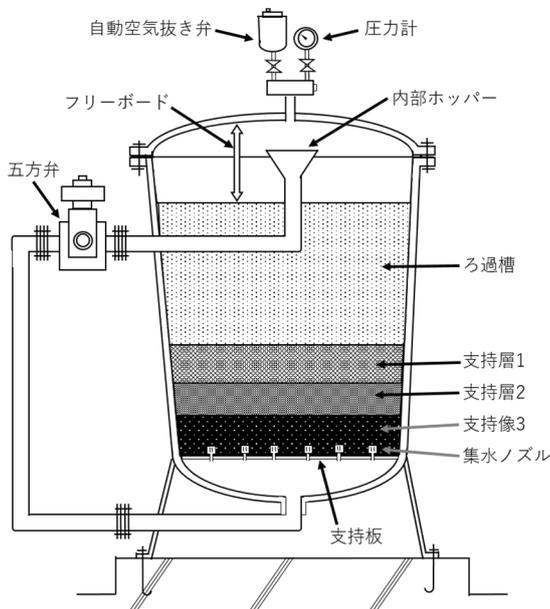


図 5.2.1 砂式ろ過器の内部構造例と五方弁

よって、ろ過と逆洗を同一ポンプで行うろ過装置は、ろ過と逆洗の両者を最適に行うことができる流速にする必要があります。天然砂をろ材とする物理処理ろ過器の場合、流速(LV)は、空気調和・衛生工学会の小委員会が実施した実験によって40m/h程度が最適であることがわかっています。

砂式ろ過器のろ材は、微生物が増殖し難い天然砂等の材質・形状であることが求められています。微細な空隙を有するろ材の場合は、逆洗によるろ材の洗浄が十分行われません。ろ材に微生物が増殖する傾向が強いことから、ろ材は微細な空隙のない材質が適しています。一般に使われている微細な空隙を無数に有するセラミックろ材やアンストラサイト、石英斑岩などは好ましくありません。

浴場設備の循環式ろ過システムは、空気調和・衛生工学会で調査・研究が行われています。「浴槽水等の保全および計測の調査・実験研究」(主査：野知啓子)では、浴槽水の有機物除去法としてのろ過の原理やろ過材の種類、ろ過器の構造について詳細にまとめています。また、「循環式浴槽システムの衛生管理対策に関する実験研究」(主査：野知啓子)では、衛生的なろ過システムの管理という観点から砂式の逆洗工程に着目し研究を行い、実浴槽での実態調査も実施しています。さらに、砂式ろ過器の性能評価法として「循環式浴槽用砂式ろ過器の性能評価法(SHASE-S 219-2010)・(SHASE-S 219-2016)」があります。

細にまとめています。また、「循環式浴槽システムの衛生管理対策に関する実験研究」(主査：野知啓子)では、衛生的なろ過システムの管理という観点から砂式の逆洗工程に着目し研究を行い、実浴槽での実態調査も実施しています。さらに、砂式ろ過器の性能評価法として「循環式浴槽用砂式ろ過器の性能評価法(SHASE-S 219-2010)・(SHASE-S 219-2016)」があります。

5.2.5 ろ過器②・珪藻土式ろ過器

珪藻土式ろ過器は、砂式ろ過器に較べて、捕集できる懸濁物質の粒子が細かく、ろ過精度が高い特徴を有しています。砂式のろ過精度20~50 μm に対して、珪藻土式は5 μm 程度以下とされています。凝集剤を使用しないでも高いろ過性能を得ることができます。また、ろ過速度は、砂式が40m/hであるのに対して、珪藻土式は4~10m/hです。

このことから、珪藻土式ろ過器は、ビールや清酒などの飲料用途のろ過に利用されることが多く、むしろ建築設備用途は少ない傾向があります。しかし、銭湯の循環式浴槽に用いられる

ことも多く、教育委員会によっては、学校用プールに珪藻土式を指定している場合もあります。

ろ過装置としての主要部分の定義は次のようになります。ろ材は、「珪藻土等のろ過助剤を付着させるもので、円板状、円筒状、葉状(リーフ)、袋状、エレメント状等の形状に分類され、金網、ろ布、ろ紙等でできている」。ろ過助剤は、「珪藻土やパーライト等の微粒子粉末」。⁸⁾

珪藻土式ろ過装置は、次の機材や配管で構成されます。⁸⁾

- ・ヘアキャッチャ(集毛器)：ろ過器の上流側で毛髪などを取り除く装置
- ・珪藻土溶解槽(プレコートタンク)：定量のろ過助剤を投入して、水と混合させる槽。この槽で溶解したものを、水流を利用してろ過面に付着させます
- ・循環ポンプ
- ・ろ過器
- ・以上の装置をつなぐ配管、附属機器など

プリコートやろ過、逆洗等の工程と仕組みはつぎの通りです。図 5.2.2 は、要点を描き出した図です。

- 1) 充液：珪藻土溶解槽へ、液を溜めます。
- 2) ろ過助剤投入と混合：所定の量のろ過助剤を珪藻土溶解槽へ投入して、予め溶解槽に溜まっていた液と混合します。
- 3) プレコート(プリコート)：液と混合したろ過助剤を、水流を利用してろ過器に送り、ろ材に付着・堆積させて、ろ過膜を作ります。
- 4) ろ過：ろ過膜に、プール水中や浴槽水中の懸濁物質が捕捉されます。ろ過運転を継続するに従い、ろ過膜に汚れが溜まり目詰まり状態になります。これにより、ろ過抵抗が上昇するために、ろ過水量が減少します。
- 5) 洗浄(逆洗)：ろ過抵抗が限界に達したら、ろ材に捕捉された懸濁物質とろ過助剤を洗浄します。

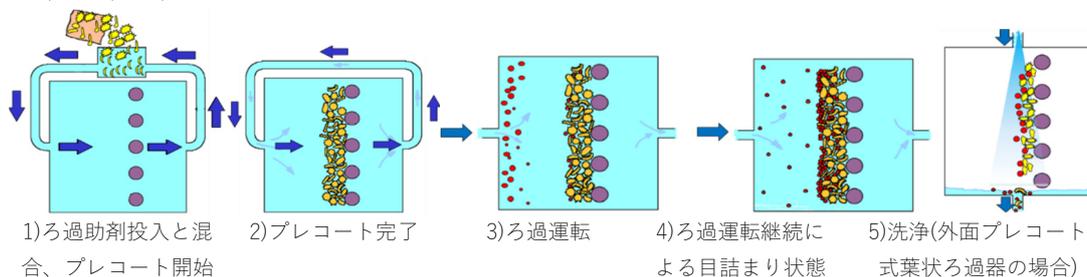


図 5.2.2 珪藻土式ろ過器の工程と仕組みの要点¹¹⁾

珪藻土式ろ過器の主な種類は、次の3種類になります。⁷⁾⁸⁾

- ・外面プレコート式葉状(加圧式葉状、タンク式)・・・図 5.2.3
- ・内面プレコート式葉状(密閉式葉状)・・・図 5.2.4
- ・可逆式・・・図 5.2.5

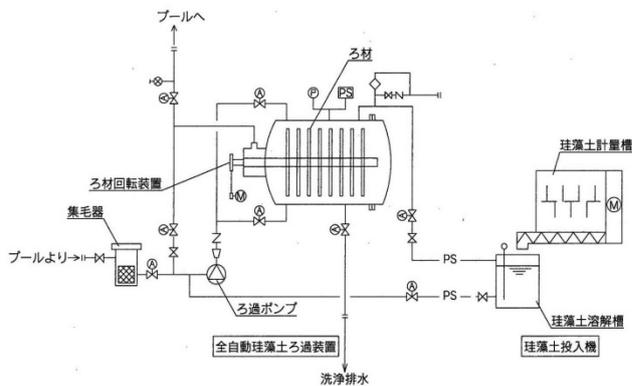


図 5.2.3 外面プレコート式葉状珪藻土ろ過器の循環系統図⁷⁾

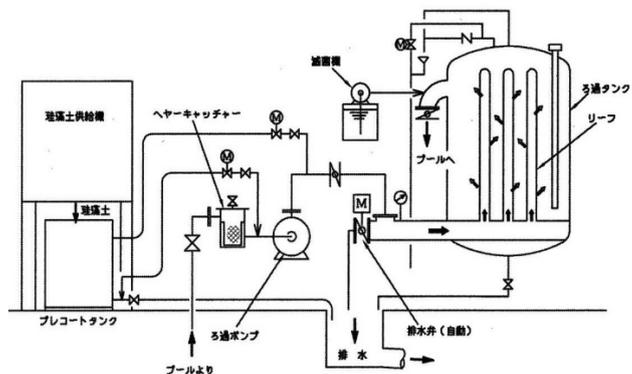


図 5.2.4 内面プレコート式葉状珪藻土ろ過器の循環系統図⁷⁾

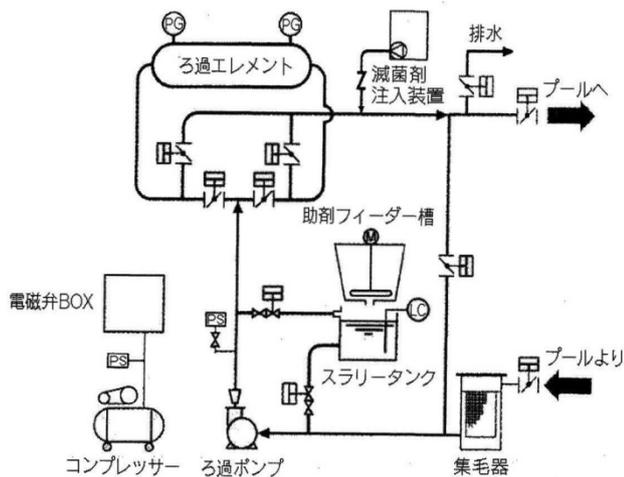


図 5.2.5 可逆式珪藻土ろ過器の循環系統⁷⁾

(1) 外面プレコート式葉状(加圧式葉状、タンク式)¹⁰⁾

ろ過膜形成(プレコート)は、珪藻土溶解槽へ投入した珪藻土を、ポンプ循環によりろ材表面に付着させます。ろ過運転は、弁を切替えて行います。ろ過膜に懸濁物質が溜まり、ろ過抵抗が限界に達した時点で、弁を切替えてろ過膜表面の懸濁物質とろ過助剤をシャワーで洗浄して排出します。最も一般的な方式で、図 5.2.6 の工程と仕組みはこの種類の珪藻土ろ過器が最も合致します。

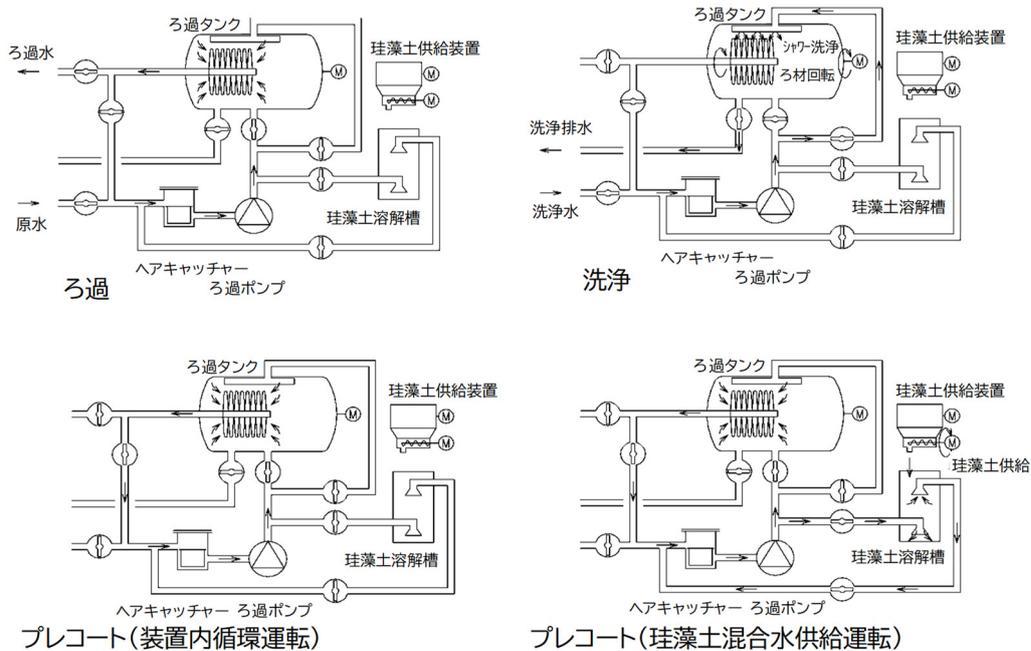


図 5.2.6 外面プレコート式葉状珪藻土式ろ過器のろ過工程¹⁰⁾

葉状や円板状のろ材(リーフ)は、円盤状の樹脂骨格にろ布が貼ってあり、その表裏がろ過膜を形成する面となります。ろ材接触を防止ためにリーフパッキンを採用しています。

プレコートの方式は、プレコート時に必要量を管理者が投入する手動式と、珪藻土溶解槽の上部に配置したホッパー状の容器に数回分の珪藻土を入れ、自動投入する自動式があります。ろ過機メーカーによりヘアキャッチャーと珪藻土溶解槽が兼用している場合もあります。

ろ過タンクの構造は、横型を採用しているろ過機メーカーが多いですが、縦型のろ過タンクもある。

横型タンクは、図 5.2.6 のように原水はタンク側部から入ります。ろ材(リーフ)の中心にろ過水を集めるための集水管を通し、ろ過水は集水管によって集められろ過タンクからプールへ送られます。タンク上部に洗浄配管を配置し、ろ材をシャワー洗浄する。洗浄排水はタンク下部からろ過タンクの外へ排出されます。洗浄時にろ材(リーフ)を回転させることで洗浄を均一かつ確実にを行うため集水管を回転させる構造となっています。

(2) 内面プレコート式葉状(密閉式葉状)¹¹⁾

袋状の多数のリーフ(ろ材)を内蔵した密閉型ろ過タンク内のリーフの内側へ珪藻土を混合した水をポンプで送り込みプレコートを行います。リーフの外側から出てきた水を、ポンプの圧力でプールに還流します。プレコートの方式には、外面プレコート式葉状と同様に手動式と自動式があります。

図 5.2.7 は、ろ過タンクの構造と内部の水の流れです。ろ過タンク内のリーフは袋状となっており、その内面がろ過面となります。この内面プレコート方式は、他の方式と比較し圧力損失が小さく、ポンプの必要揚程が低いため、所要動力を少なくすることが可能です。洗浄の際は、タンク内の水を排水することによりリーフ内の汚れを含んだ珪藻土を排出します。タンク内の水が排出された後は再度タンク内に給水して、排水します。給水と排水を 3 回程度行うことで洗浄を行います。タンク内の構造や洗浄方法が簡単であるため、装置の構造、操作は比較的単純です。

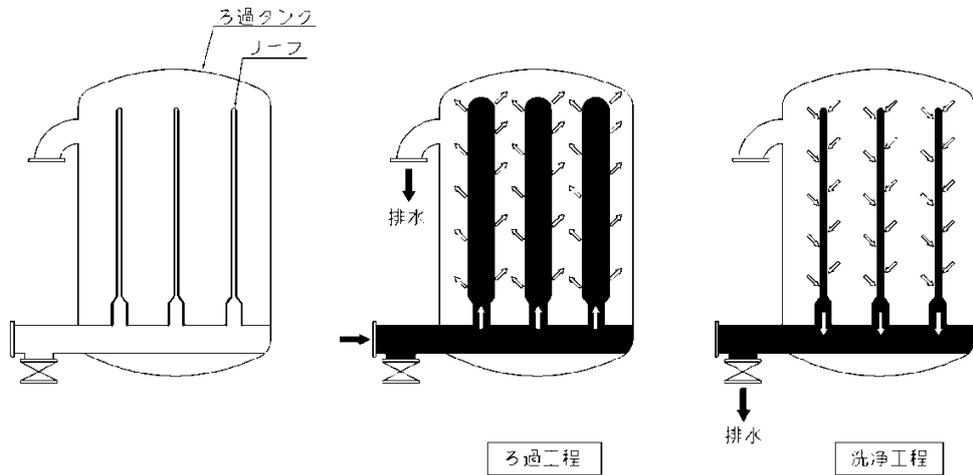


図 5.2.7 内面プレコート式珪藻土式ろ過装置のリーフ、ろ過タンク内部の水の流れ¹¹⁾

(3) 可逆式¹²⁾

1個の五方弁を切替え、周期的にろ材を通過する水の流れを逆転させる方式です。ろ材の両面を利用するため、プレコート→ろ過→逆洗を可逆的に繰り返すことができます。

スラリータンクに定量のろ過助剤(珪藻土)を投入して水と混合させて、水流を利用してろ材表面に付着させます。ろ過助剤(珪藻土)の投入は、スラリータンク上部の助剤フィーダー槽で行います。槽内には数回分のプレコートに必要な珪藻土を貯留して、自動で投入します。ろ過エレメントは、複数枚の組み合わせで構成され、エレメント間にろ布を挟み込む形式です。

図 5.2.8 は、ろ過エレメントの構造と内部の水の流れです。複数のエレメントで組み立てられたろ過装置本体内部には、いくつものトンネル状の水路ができます。そのトンネル状の水路から、ろ布が装着されている部屋に分岐する口があり、ここで分岐した水はろ布を通過した後、ろ水として送り出されます。洗浄する際はろ過と逆方向から、水を流して、洗浄水は系外に排出されます。このエレメント群の構造は、左右対称の構造をしていることから、左右どちらからでもろ過、洗浄を行うことができます。

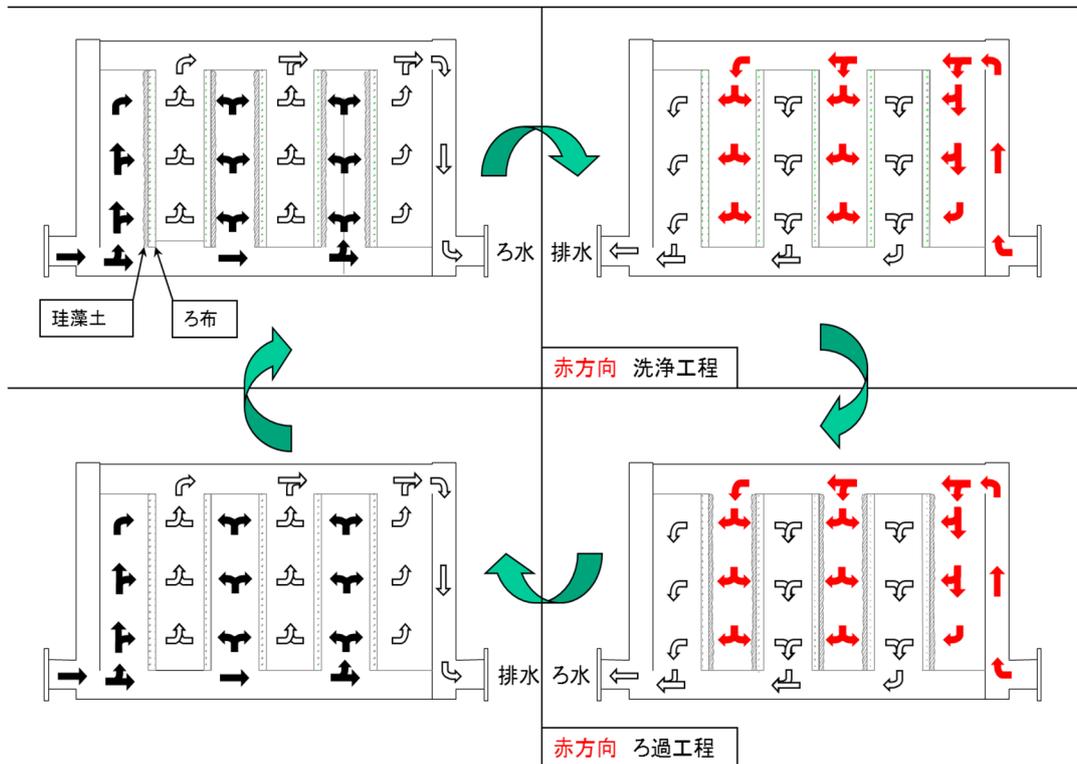


図 5.2.8 可逆式珪藻土式ろ過装置のろ過エレメントの構造 (内部の水の流れ)¹²⁾

5.2.6 ろ過器③ カートリッジ式ろ過器

カートリッジ式ろ過器は、ろ過器内に配列されたカートリッジろ過材(フィルタ)によって原水をろ過します。ろ過器内に設置されるカートリッジろ過材(フィルタ)のろ過精度によって、ろ過器のろ過精度が決まります。カートリッジ式はろ過助剤を使わないために、プレコートや洗浄の必要がないことから、珪藻土式ろ過器や砂式ろ過器に比べて、水流の切り替えバルブが少なく、制御がシンプルなので、機械的なトラブルが少なくなります。

カートリッジ式ろ過装置は、次の機材や配管で構成されます。

- ・ヘアキャッチャ(集毛器)：ろ過器の上流側で毛髪などを取り除く装置
- ・循環ポンプ
- ・ろ過器
- ・以上の装置をつなぐ配管、付属機器など

カートリッジろ過材(フィルタ)を収容する容器として、鋼製、ステンレス鋼製、FRP製タンクを用います。カートリッジろ過材(フィルタ)には、糸巻型カートリッジフィルタ(写真5.2.1)が使用されます。糸巻型カートリッジフィルタは、筒状の芯材(コア)にろ材となる繊維(ヤーン)を規則正しく螺旋状に巻いたもので、芯に近いほど目を細かく密に巻いて密度勾配を付け、深層ろ過に適する厚いろ過層とし、ろ過持続時間の延長を図っています。目詰まりした時点で新しいカートリッジと入れ替えます。目詰まり状態は、ろ過器上部に取り付けられた圧力計で知ることができます。



写真 5.2.1 糸巻型カートリッジフィルタ (循環ろ過で半年間使用後に交換したフィルタ)

参考・引用文献

- 1) 公社)空気調和・衛生工学会:SHASE-G2002-2006 浴場施設のレジオネラ対策指針,2006,pp.12-14・p.31
- 2) 公社)空気調和・衛生工学会:SHASE-S219-2010 循環式浴槽用砂式ろ過器の性能評価方法,2010
- 3) 公社)空気調和・衛生工学会:R2015-2010 浴槽水等の保全および計測の調査・実験研究,2010
- 4) 公社)空気調和・衛生工学会:R2022-2013 循環式浴槽システムの衛生管理対策に関する実験研究,2013
- 5) 公社)空気調和・衛生工学会:浴場施設におけるレジオネラ対策に関する研究(その2),2005.8,pp.1557-1560
- 6) 公社)空気調和・衛生工学会:4.給排水衛生設備編,空気調和・衛生工学便覧、第14版,2010,pp.471-472・pp.491-492
- 7) 日本プールアメニティ協会:水泳プール総合ハンドブック,2015,p.85-88・pp.90-92
- 8) 赤井仁志・紀谷文樹・野知啓子・松村佳明・松鶴さとみ・福島雅弘・佐藤隆・野崎英之:水泳プール・浴槽用珪藻土式ろ過器の性能評価のための基本事項の整理と検討、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、第1巻,2015-9,pp.157~160
- 9) 赤井仁志・山岸祐太・福島雅弘・佐藤隆・野崎英之・中村克彦:循環浄化式ろ過設備の種類、SHASE-R 2036-2017 水泳プール・浴場設備の計画・設計と維持管理手法に関する研究,2017-3,pp.1~11
- 10) (株)アクアプロダクト 技術資料,2015
- 11) フジカ濾水機(株):技術資料,2015
- 12) ミウラ化学装置(株) 技術資料,2015

5.3 加熱負荷と差し湯

(1) 損失熱量の構成

浴槽からの損失熱量 q_{w1} [W]は次式になります。

$$q_{w1} = q_E + q_T + q_S + q_P + q_Y \quad (\text{式 5.3.①})$$

ここで、

q_E : 浴槽水面等からの蒸発による損失熱量[W]

q_T : 浴槽水面等での熱伝達による損失熱量[W]

q_S : 浴槽壁面・底面からの損失熱量[W]

q_P : 配管・機器等からの損失熱量[W]

q_Y : 入浴者による損失熱量[W]

(2) 蒸発による損失熱量

浴槽水面等からの蒸発による損失熱量 q_E には、一般浴槽での蒸発損失熱量に気泡の影響も加味する必要があります。

$$q_E = q_{EN} + q_{EU} + q_{EV} \quad (\text{式 5.3.②})$$

ここで、

q_{EN} : 一般浴槽での水面からの蒸発による損失熱量[W]

q_{EU} : 超音波浴槽での蒸発による損失熱量の加算分[W]

q_{EV} : 気泡浴槽での蒸発による損失熱量の加算分[W]

浴槽での水面からの蒸発による損失熱量は、屋内と屋外の浴槽とでは風速分布が異なることから、別の計算式を用います。

$$\text{屋内浴槽} \quad q_{EN} = (0.114\nu + 0.134)(P_w - P_a)A_1 0.2778 \gamma \quad (\text{式 5.3.③})$$

$$\text{屋外浴槽} \quad q_{EN} = (0.061\nu + 0.125)(P_w - P_a)A_1 0.2778 \gamma \quad (\text{式 5.3.④})$$

ここで、

ν : 浴槽水面上の風速[m/s](一般に屋内 : 0.3~0.5m/s、屋外 : 3.0m/s)

P_w : 浴槽の水温に等しい温度の飽和空気の水蒸気圧[kPa]

(表 5.3.1 やウェクスラー・ハイランドの式など)

P_a : 浴槽内空気の水蒸気分圧[kPa](表 5.3.2)

A_1 : 浴槽の面積[m²]

γ : 水温の飽和蒸気の水蒸気潜熱[kJ/kg] (表 5.3.1)

超音波浴槽と気泡浴槽での誘引空気と吐出空気による蒸発に伴う損失熱量の加算分は、次の二式を用います。

$$\text{超音波浴槽} \quad q_{EU} = 9.42 \times 10^{-4} Q_U \gamma \quad (\text{式 5.3.⑤})$$

$$\text{気泡浴槽} \quad q_{EV} = 6.39 \times 10^{-4} Q_V \gamma \quad (\text{式 5.3.⑥})$$

ここで、

Q_U : 超音波ノズルの誘引空気流量[L/min]

Q_V : 気泡板の吐出空気流量[L/min]

表 5.3.1 飽和蒸気の蒸発潜熱 γ と飽和蒸気圧 P_w

水温 t_w [°C]	蒸発潜熱 γ	飽和水蒸気圧 P_w
	[kJ/kg]	[kPa]
25	2442.5	3.17
30	2430.7	4.24
35	2418.8	5.62
38	2411.7	6.62
39	2409.3	6.99
40	2406.9	7.38
41	2404.5	7.78
42	2402.1	8.20
45	2394.9	9.58

表 5.3.2 空気湿度と水蒸気圧 P_a [Pa]

相対湿度 [%RH] 温度 [°C]	40	50	60	70	80	90	100
-10	104.0	130.0	155.9	181.9	207.9	233.9	259.9
-5	160.7	200.9	241.1	281.3	321.4	361.6	401.8
0	244.5	305.6	366.7	427.8	489.0	550.1	611.2
5	349.0	436.3	523.5	610.8	698.0	785.3	872.5
10	491.2	614.0	736.8	859.6	982.4	1105.2	1228.0
15	682.0	852.5	1023.0	1193.5	1364.0	1534.5	1705.0
20	935.6	1169.5	1403.4	1637.3	1871.2	2105.1	2339.0
21	885.2	1244.0	1492.8	1741.6	1990.4	2239.2	2488.0
22	1058.0	1322.5	1587.0	1851.5	2116.0	2380.5	2645.0
23	1124.0	1405.0	1686.0	1967.0	2248.0	2529.0	2810.0
24	1194.0	1492.5	1791.0	2089.5	2388.0	2686.5	2985.0
25	1267.6	1584.5	1901.4	2218.3	2535.2	2852.1	3169.0
26	1345.2	1681.5	2017.8	2354.1	2690.4	3026.7	3363.0
27	1426.8	1783.5	2140.2	2496.9	2853.6	3210.3	3567.0
28	1512.8	1891.0	2269.2	2647.4	3025.6	3403.8	3782.0

超音波浴槽や気泡浴槽からの蒸発量は、写真 5.3.1 と写真 5.3.2 の実験装置で行いました。電子秤に水槽を載せて、減った質量分を蒸発量としました。

超音波浴槽は、超音波ノズルに 30~35L/min の水を 0.17~0.2MPa の圧力で送水して、ノズルに接続した空気管より空気を誘引させ、水と空気を混合し浴槽内へ吐出します。このようなタイプのノズルを使用した浴槽を超音波浴槽とかワールプールバスと呼ぶことがあります。超音波が発生するか否かは製品によって異なりますが、便宜上、本文では超音波浴槽と称します。また、超音波浴槽を直訳的和製英語にしたウルトラソニックバスと呼ぶ施設などもあり多種多様です。超音波ノズルに類似したノズルで、空気管を接続しないタイプもあり、一般にジェットノズルと呼んでいます。最近は超音波ノズルをジェットノズルと混同して使われるケースもあります。

気泡浴槽は、100~150mm ピッチで 2~3mm ϕ の孔を有し、床に埋め込んだ気泡板(バイブラマツ)に送風して、気泡を浴槽内に出すものです。2~3mm ϕ の孔を通過した気泡は水中を上昇するに従い膨張して 5~10mm ϕ 程度になると言われています。気泡板への送風量は、1 孔当り 10~25L/min(20L/min の物が多く用いられています)です。気泡板設置単位面積当たり 0.7~2.5m³/min(1.0 m³/min が標準)の送風量基準で設計する場合があります。日本では気泡浴槽を一般にバイブラバスと呼ぶこともありますが、エア・バイレーションが語源の和製英語です。海外では、バブルバスとかブローバスと呼ぶことが多いようです。



写真 5.3.1 浴槽からの蒸発量の実験³⁾



写真 5.3.2 超音波浴槽の蒸発量の実験⁴⁾

(3) 浴槽水面等からの熱伝達による損失熱量

熱伝達による損失熱量 q_T には、一般浴槽での水面から損失熱量 q_{TN} に気泡の影響分も加味しますが、一般浴槽での熱伝達には対流と放射双方の要素を一括して計上します。

$$q_T = q_{TN} + q_{TU} + q_{TV} \quad (\text{式 5.3.⑦})$$

ここで、

q_{TN} ：一般浴槽での水面の熱伝達による損失熱量[W]

q_{TU} ：超音波浴槽での熱伝達による損失熱量の加算分[W]

q_{TV} ：気泡浴槽での熱伝達による損失熱量の加算分[W]

一般浴槽での熱伝達による損失熱量も実際は風速の影響を受けます。屋外設置浴槽は風速を3m/s程度として、 $\alpha_0 = 35\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ を適用します

$$q_{TN} = \alpha(t_w - t_a)A_1 \quad (\text{式 5.3.⑧})$$

ここで、

α ：浴槽水面の熱伝達率(一般に屋内：9.3 W/($\text{m}^2 \cdot \text{K}$)、屋外：35W/($\text{m}^2 \cdot \text{K}$))

t_w ：浴槽の水温[K][$^{\circ}\text{C}$]

t_a ：空気温度[K][$^{\circ}\text{C}$]

超音波浴槽の誘引空気と気泡浴槽の吐出空気による損失熱量の加算分は各々下式によります。この式は、ある温度で浴槽内に入った空気が、水温と同じ温度に上昇して、浴槽水面から大気へ開放すると仮定した式です。

$$\text{超音波浴槽} \quad q_{TU} = 0.34 \times 0.06Q_U(t_w - t_{au}) \quad (\text{式 5.3.⑨})$$

ここで、

Q_U ：超音波ノズルへの導入空気流量[L/min]

t_{au} ：導入空気温度[K][$^{\circ}\text{C}$]

気泡浴槽

$$q_{TV} = 0.34 \times 0.06Q_V(t_w - t_{av}) \quad (\text{式 5.3.⑩})$$

ここで、

Q_V ：気泡板(バイブラマット)への吐出空気量[L/min]

t_{av} ：吐出空気温度[K][$^{\circ}\text{C}$]

(4) 浴槽壁面・底面からの損失熱量

浴槽壁面・底面からの損失熱量は、二宮秀與氏提案の次式を用います。

$$q_s = K_{w1}(t_w - t_{o1})A_{w1} + K_{w2}(t_w - t_{o2})A_{w2} \\ + K_{L1}(t_w - t_{o2})L_1 \\ + K_{L2}(t_w - t_{o1})L_2 \quad (\text{式 5.3.⑪})$$

ここで、

K_{w1} : $=0.063[\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})]$ 壁面・床面が地盤と接している部位の熱通過率

A_{w1} : 壁面・床面が地盤と接している部位の面積 $[\text{m}^2]$

t_w : 浴槽の水温 $[\text{K}]$ $[^{\circ}\text{C}]$

t_{o1} : 地中温度(年平均気温) $[\text{K}]$ $[^{\circ}\text{C}]$

K_{w2} : 壁面・床面が空気と接している部位の平均熱通過率 $[\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})]$

A_{w2} : 壁面・床面が空気と接している部位の面積 $[\text{m}^2]$

t_{o2} : 接している空気温度 $[\text{K}]$ $[^{\circ}\text{C}]$

K_{L1} : 浴槽壁上面の2次元通過熱量を表す線熱通過率 $[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$

$$K_{L1} = 0.6 + 4 \cdot (\text{壁厚} - 0.1)$$

ただし、壁厚 $<0.1\text{m}$ の場合は $K_{L1} = 0.6$

L_1 : 浴槽壁の周長 $[\text{m}]$

K_{L2} : 浴槽が地盤に接している時の2次元通過熱量を表す線熱通過率 $[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$

屋内 断熱有 0.6 $[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$

断熱無 1.0 $[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$

屋外 断熱有 0.8 $[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$

断熱無 2.0 $[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$

L_2 : 浴槽壁の地盤に接している部分の長さ $[\text{m}]$

浴槽の設置場所には、屋内と屋外があります。屋内設置では浴槽が外壁に接する場合と接しない場合があります。また、屋外設置浴槽には、土中に掘り込む場合(埋設)と浴槽全体を露出させて据え置く場合があります。屋内設置でも双方のタイプがありますが、業務用大型浴槽は掘り込む(埋設)タイプが多いようです。

さらに浴槽床面は土中に接する場合と下部がピットになっている場合があります。屋外設置では、下部中空タイプは屋上設置等の例が挙げられますが少ないです。これら浴槽設置形態をモデル化して、断熱材の有無や気温等を変化させ2次元定常差分法により壁面・床面への損失熱量を上式としました。

掘り込み(埋設)タイプでは断熱材の有無が損失熱量にあまり影響を与えません。掘り込み(埋設)タイプでは浴槽上部の外気と接する部分の温度勾配が大きいことから、浴槽上部での損失熱量が支配的要因になります。断熱材の有無が浴槽全体の損失熱量に大きく影響を与えることはありません。

写真 5.3.1 と写真 5.3.2 は屋外設置の据え置きタイプ浴槽の例です。断熱材を施しても浴槽側面上部での欠落で熱損失が大きく生じます。コンクリート躯体上部まで断熱材を施したとしても、その上に防水層、モルタル、石やタイル等の仕上げ材で嵩上げするため断熱材が欠落せざる得ません。写真の温度分布図に示すように断熱材欠落部からの多量の熱流が如実に表れています。

循環式浴槽では、浴槽ろ過循環管、水位管、気泡板への送気管、超音波ノズル循環管等が金属管の場合、管が熱橋(ヒートブリッジ)になり損失熱量を増大することも考えられますから、この損失熱量分を含め若干安全率を見込むことも必要です。

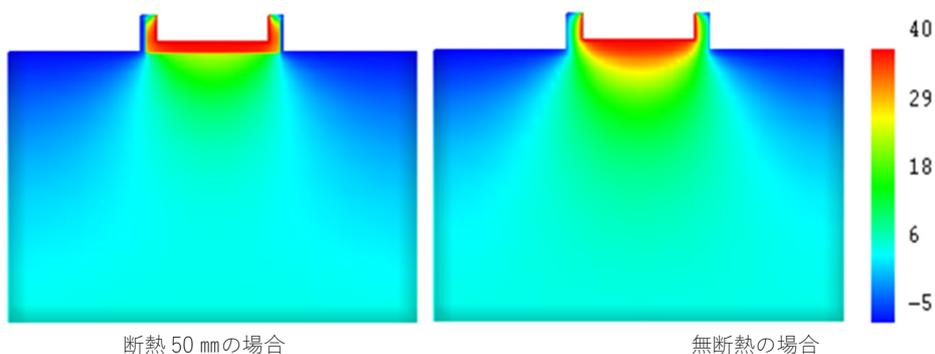


図 5.3.1 屋外浴槽(据え置きタイプ)の温度分布³⁾(二宮秀與氏)

(5) 配管・機器等からのからの損失熱量

配管・機器等からの損失熱量 q_P は次式になります。

$$q_P = q_{P1} + q_{P2} + q_{P3} \quad (\text{式 5.3.}\textcircled{12})$$

ここで、

q^{P1} : 配管(弁類含む)からの損失熱量[W] (表 5.3.3 から算出)

q^{P2} : ろ過装置からの損失熱量[W] (参考値は表 5.3.4)

q^{P3} : 上記以外の循環配管系からの損失熱量[W]

q^{P1} に含まれる損失熱量として、保温付の仕切弁が 0.49m/個、保温無しの仕切弁が 1.17m/個という相当長の参考数値がありますので、参考にしてください

表 5.3.3 配管からの損失熱量

項目		配管の損失熱量[W/(m・K)]									
呼び径[A] 種別		20	25	30 or32	40	50	60 or65	75 or80	100	125	150
		保温を施 した場所	銅管	0.24	0.29	0.33	0.37	0.44	0.45	0.52	0.64
ステンレス鋼管	0.24		0.29	0.32	0.37	0.41	0.42	0.56	0.69	0.82	0.82
塩化ビニル管	0.30		0.31	0.33	0.35	0.38	0.38	0.39	0.42	0.43	0.43
裸管の 場所	銅管	0.81	1.04	1.27	1.51	1.97	2.43	2.90	3.82	4.75	5.67
	ステンレス鋼管	0.81	1.04	1.24	1.56	1.77	2.20	3.25	4.16	5.09	6.01
	塩化ビニル管	0.49	0.50	0.51	0.52	0.52	0.53	0.53	0.54	0.54	0.54

表 5.3.4 F R P 製砂ろ過システム損失熱量(参考)³⁾

ろ過機径[mm ϕ]	300 ϕ	400 ϕ	550 ϕ	700 ϕ	850 ϕ	1000 ϕ	1200 ϕ
処理能力[m ³ /h]	2	5	10	17	25	35	50
損失熱量[W/K]* ¹	7	8	28	32	36	27	28

*1)ろ過機本体、除毛器、ポンプのみの損失熱量(熱交換器、配管等は含まない)

出典：(株)ユアテック 技術資料

(6) 入浴者による損失熱量

入浴者による損失熱量 q^Y は、田中正敏氏らの提案による次式を用います。

$$q^Y = (20.8t_w - 719.4) \times h_u \quad (\text{式 5.3.}\textcircled{13})$$

ここで、

h_u : 1時間当たりの入浴者数 [人/h]

t_w : 浴槽の水温[K][°C]

上式は、室温と水温の環境条件を変化させた6条件で、条件ごとに男女5名ずつ全裸入浴させた実験結果を解析して求めました。解析の結果、上式のように浴槽水温 t_w との関係式を求めることができました。

人体への浴槽水からの熱量の移流は、サーマルマネキンのような形状で、人間と同等の熱容量を持つ被験体モデルを浴槽に沈めることで損失熱量が計測できそうに考えがちです。しかし、人間は水温や気温等により代謝量(活動量)が変化するうえに、水に浸っている胴体と水面から出ている頭部の間を血流とともに熱も循環します。浴槽水温を変動させると代謝量や血液の循環量も変化して、水温が高い場合には胴体部分で吸収した熱は、血液と一緒に頭部に運ばれ空気中に放熱されます。このような現象が成り立つとすれば、水温や気温の違いによって人体への流入熱量も変化することも考えられるので、サーマルマネキンを沈めた実験では把握することができません。

人体への流入熱量を計画・設計時に決定する重要な要因は、時間当たりの入浴者数で、団体客が集中的に入浴するような旅館・ホテルでは配慮すべき条件になります。時間当たりの入浴

者数を予想する1つの指標として、公衆浴場においては「公衆浴場法」の関係法令「公衆浴場における衛生等管理要領について」があり、この規定の最低値で浴槽面積を設定すると、最大7.14人/(㎡・h)の入浴者があると仮定できます。旅館・ホテル等の宿泊施設では「旅館業における衛生管理等要領について」があり、この規定の最低値で浴槽面積を設定したとすると、最大8.0人/(㎡・h)の入浴者があると仮定できます。

宿泊施設は収容人員が限られているので、実情に合わせた入浴人員を採用するのが良いでしょう。水温40℃の浴槽に8.0人/(㎡・h)が10分間ずつ入浴すると、人体への流入熱量だけで約900W/㎡になります。この値は全体の損失熱量に対しかなり大きな比率を占めており、ピーク入浴時間帯での損失熱量の支配的要因となるので、入浴者数の決定は実状に合わせて行わなければなりません

(7) その他と考察

以上で浴槽の損失熱量が算出されますが、計算値に対する安全率をどう見るかは、設計者・施工者の経験から次第に決定されると考えます。また、経年劣化による機器能力低下等は安全率とは別に加算する必要があります。

加熱容量より損失熱量が少ないと浴槽水温が低くなります。しかし、浴槽水温は、多様性が求められるようになってきました。「公衆浴場における衛生等管理要領について」の1991年8月15日の改正(衛指第163号)で浴槽水温が「42℃以上」から「適温」に変更になりました。「公衆浴場における衛生等管理要領等の改正について」(1991年9月19日事務連絡)にその理由として「利用者の嗜好の多様化」や「40℃以下の温かい温度の方が危険が少ない」と記載があります。従来は浴槽水温設定を42～43℃にして、入浴のピーク時に40～41℃に低下しても苦情は出なかったとしても、設定温度を40℃にして、38℃まで低下すると微湯いという利用者もあらわれることも予想されます。クレームを回避するため、不必要なまでの大容量熱源を持つ浴槽システムが増加することを危惧します。

脱炭素時代を迎え、無駄のない設備容量の設定が不可欠である一方で、施主・利用者等に不満を与えないという側面も設備容量設計には要求される側面もあります

5.3.2 差し湯(供給湯水や温泉)による加熱負荷と掛け流し方式の場合の差し湯必要量

浴槽への差し湯(供給する湯水や温泉)の加熱負荷 q_{w2} [W] は、次式になります。

$$q_{w2} = \frac{4186}{3600} \times Q_1(t_h - t_w) = 1.163Q_1(t_h - t_w) \quad (\text{式 5.3.⑭})$$

ここで、

- Q_1 : 浴槽への差し湯(供給する湯水や温泉)の量[m³/h]
- t_h : 浴槽への差し湯(供給する湯水や温泉)の温度[K] [°C]
- t_w : 浴槽水の設定温度[K] [°C]

差し湯(供給する湯水)の保有熱負荷 q_{w2} [W] が、前項で求めた浴槽からの損失熱量 q_{w1} [W]を上回れば、差し湯のみで熱量を賄うことが可能になります。

しかし、浴槽水には水質基準があり、差し湯によって基準値を超えないように維持する必要があります。このためには、差し湯によって入浴者が持ち込む汚れを希釈する必要があります。循環式浴槽システムで主流の砂式ろ過器や珪藻土式ろ過器では、浴槽水に溶け込んだ有機物をほとんど除去できません。溶存有機物による汚濁量は、過マンガン酸カリウム消費量で表され、「公衆浴場における衛生等管理要領」(平成15年2月14日健発第0214004号厚生労働省健康局長通知)の浴槽水の水質基準で25mg/Lを許容値としています。また、入浴者が持ち込む汚濁量は、実証試験による解析値で、過マンガン酸カリウム消費量に換算して0.5 [g/人] = 500 [mg/人]

であることがわかっています¹⁾。よって、一人当たりの有効必要差し湯量 q_1 は次式によって求められます。

$$q_1 = \frac{K_m}{K_1 - K_0} \quad \text{式 5.3.15}$$

ここで、

- q_1 ：一人当たりの有効必要差し湯量 [ℓ/人]
- K_m ：入浴者が持ち込む汚濁量
(過マンガン酸カリウム消費量換算値 0.5 [g/人] = 500 [mg/人])¹⁾
- K_1 ：許容浴槽水の過マンガン酸カリウム消費量 25[mg/ℓ]
- K_0 ：原湯・原水の過マンガン酸カリウム消費量 10[mg/ℓ]

補給水の過マンガン酸カリウム消費量を、上記水質基準許容値 10mg/L とすると、入浴者一人当たりの差し湯量 q_1 は、次式になります。

$$q_1 = \frac{500}{25 - 10} = 33.3 \approx 34 \quad \text{式 5.3.16}$$

実際には差し湯が浴槽水に完全に混合することはありませんから、安全率を乗じなければなりません。安全率を 20% とすると、入浴者一人当たりの差し湯量は 40L/人になります。

入浴者一人当たりの差し湯量 40L/人に 1 時間当たりの入浴者数を乗じた値が、浴槽への 1 時間当たりの差し湯量になります。1 時間当たりの入浴者数の推定は、本項の「5.3.1 浴槽からの損失熱量」の「(6) 入浴者による損失熱量」を参考にしてください。

浴槽への差し湯ですが、多くの施設では温泉湧出量が不足している傾向があります。この場合、温泉貯留槽設置して温泉を貯留、浴槽への温泉の供給を浴場利用者数に応じて制御して、さらに深夜など利用時間外には浴槽への供給を停止する必要があります。図 5.3.2 に示すような制御システムがあります。

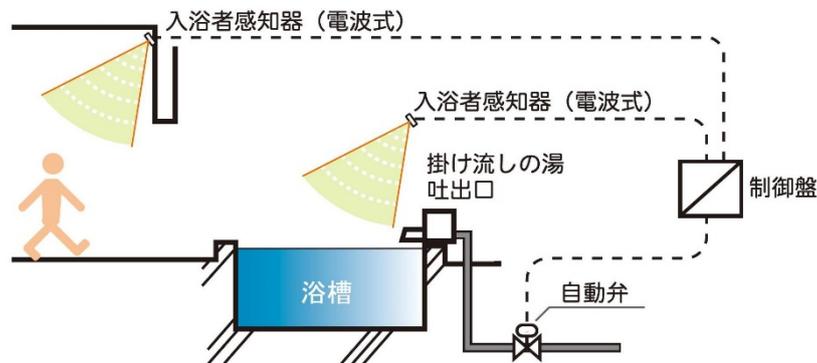


図 5.3.2 人感センサーによる浴槽補給流量制御システム
(出典：(株)ショウエイ 技術資料)

5.3.3 浴槽加熱負荷

浴槽の加熱負荷 q_w は、次式の通り、浴槽からの損失熱量(浴槽水の加熱負荷) q_{w1} [W]と浴槽への差し湯(供給する湯水や温泉)の加熱負荷 q_{w2} [W] の合計値になります。ただし、温泉の源泉温度が高く、加熱せずに浴槽に供給して浴槽への差し湯の温度 t_h [K] [°C] が、浴槽水の設定温度 t_w [K] [°C] より高い場合は、浴槽からの損失熱量 q_{w1} [W]から減らすことができます。ヒートポンプやボイラーでお湯を作り、そのまま差し湯として浴槽に供給したり、ミキシングバルブで水と混合して差し湯として浴槽に供給したりする場合は、加熱負荷 q_{w2} [W] として加算する必要があります。

$$q_w = q_{w1} \pm q_{w2} \quad \text{式 5.3.17}$$

引用文献

- 1) 赤井仁志・岡田誠之・青沼徹：入浴の行為による浴槽水の汚濁原単位及び消毒剤の減少に関する研究、空気調和・衛生工学会論文集、No.114、pp.69～75、(2006-9)
- 2) 空気調和・衛生工学会：SHASE-G2002-2006 浴場施設のレジオネラ対策指針、(2006)、pp.8-9
- 3) 赤井仁志・鎌田元康・小川正晃：大型浴槽からの損失熱量、空気調和・衛生工学、第 73 巻 第 1 号、pp.53～64、(2002-1)
- 4) 鎌田元康・倉淵隆・赤井仁志・飯尾昭彦・市川憲良・今野雅・小川正晃・田中正敏・千田善孝・二宮秀與：浴槽からの放熱量に関する研究(その 2)、空気調和・衛生工学会学術講演会論文集、pp.1205～1208、(1998-8)
- 5) 小川正晃：浴場設備の計画と設計、SHASE-R 2036-2017 水泳プール・浴場設備の計画・設計と維持管理手法に関する研究、pp.67～70、(2017-3)

5.4 浴場設備の省エネルギー対策

浴場設備の省エネルギー対策には、浴槽からの損失熱量を少なくするために利用時間外には、浴槽水面を覆う方法が公衆浴場などで多く使われています。この他、ろ過循環ポンプの回転数制御、超音波浴槽や気泡浴槽のポンプやブローアを、人感センサにより発停させる方法もあります。ポンプやブローアを発停は、動力の低減だけでなく、浴槽からの損失熱量も軽減します。また、ろ過器逆洗水の再利用も省エネルギーに繋がります。

5.4.1 浴槽からの損失熱量低減

シートなどを水面上に浮かべて浴槽からの損失熱量を低減する方法があります。浴槽からの損失熱量の要因のうち浴槽水面からの蒸発による損失熱量が大きく、冬季の損失熱量の概ね屋内風呂で70～75%、露天風呂では60～70%を占めています。蒸発量は水面上の風速に比例して多くなるので、シートによって水面を覆う効果は大きく、熱伝達による損失熱量も軽減します(写真5.4.1)。写真のシートは、梱包用の緩衝材として使われるエアキャップ(いわゆるプチプチ)です。エアキャップには両面が平坦な三層式と、片面に凹凸があり片面が平坦な二層式があります。一般のDIYショップだと、三層式エアキャップは取り寄せになる場合が多いようです。簡単に架けたり外したりできる発泡ウレタン製のレジャーマットも有用です。露天風呂では、風の通り道を考慮して樹木を配したり、防風壁や防風塀を設けたりして、浴槽水面上の風速を減じること



図 5.4.1 シートによる放熱量の削減
(株)ユアテック 人財育成センター 男子浴槽)

も有効です。

非入浴時の循環式ろ過システムを含む屋内大型浴槽の損失熱量は、浴槽温度、室温・湿度、水面の風速、浴槽面積、浴槽設置方法、循環式ろ過装置との離れ等により異なりますが単位面積当たり約1,000Wです。損失熱量で最も大きい要素は、水面からの蒸発に伴う気化熱で単位面積当たり約670Wになります。この時の水面からの蒸発量は約1 kg/(m²・h)です。浴槽1 m²から毎時1 Lずつ蒸発していると聞くと、かなりの水量のように感じるかもしれませんが

水位の低下の嵩は1 mmなので、そう多い水量でもありません。しかし業務用浴槽でも入浴をしない時間帯には蒸発しないように水面を被い、省エネルギーに努めましょう。これによって、浴室内のカビの発生を抑制したり、金属部のサビを抑えたりする効果もあります

上記の条件で、浴槽温度を38℃と42℃に変化させると、水面からの蒸発量はそれぞれ約0.88 kg/(m²・h)、約1.14 kg/(m²・h)になります。蒸発に伴う損失熱量は約590W/m²と約760W/m²になり、浴槽温度を上下させるだけで、13～15%損失熱量が変化します。

同じ条件で、室温を24℃にすると蒸発量は約0.94 kg/(m²・h)となり、蒸発に伴う損失熱量は約630W/m²で、6%低減します。相対湿度を70%にすると蒸発量は約0.97 kg/(m²・h)となり、蒸発に伴う損失熱量は約630W/m²で、4%低減します。また風速を0.2m/sにすると蒸発量は約0.94 kg/(m²・h)となり、室温を24℃に変化させた場合と同等の値に変化します。このように浴槽温度は低く、室温と相対湿度は高く、風速は低くするのが浴槽からの観点では省エネルギーにつながります。

浴槽温度によって人体への流入熱量も大きく変化します。浴槽温度は、旅館業の管理要領の2000(平成12)年の改正以前は「営業中常に42°Cを標準とし、これ以上に保つこと。」としていました。また、公衆浴場の要領だと、1991(平成3)年の改定以前は「おおむね42°C」としていました。1991(平成3)年の管理要領改正後の厚生省生活衛生局指導課からの事務連絡「公衆浴場における衛生等管理要領等の改定について」では、「衛生管理上の必要事項として浴槽水温度『おおむね42°C』を削除しました。現在では、ほとんどの浴場で循環ろ過機が設置され、更に、浴槽水の消毒も行われており、浴槽水質は確保されています。」とあり、水温を高めにするにより、消毒すると考えていたことが伺えます。

浴槽水温度『おおむね42°C』を削除した別の理由として「公衆浴場における衛生等管理要領当の改定について」には、「浴槽水温の設定については、利用者ニーズに対応する意味で、営業者の裁量に任せても差し支えないものと考えます。また、最近、公衆浴場利用者の嗜好の多様化により、42°Cでは水温が高すぎるとの要望が寄せられており、また、高齢者、高血圧の入浴には40°C以下の温い温度の方が危険が少ない旨の報告があります。」とあります。家庭内での入浴中の心臓血管疾患や脳血管疾患が原因の溺死等による死者が、毎年12,000~15,000名以上いるようで、つぎに解説する省エネルギーの観点だけでなく、高めの温度設定は避けたほうが無難です。

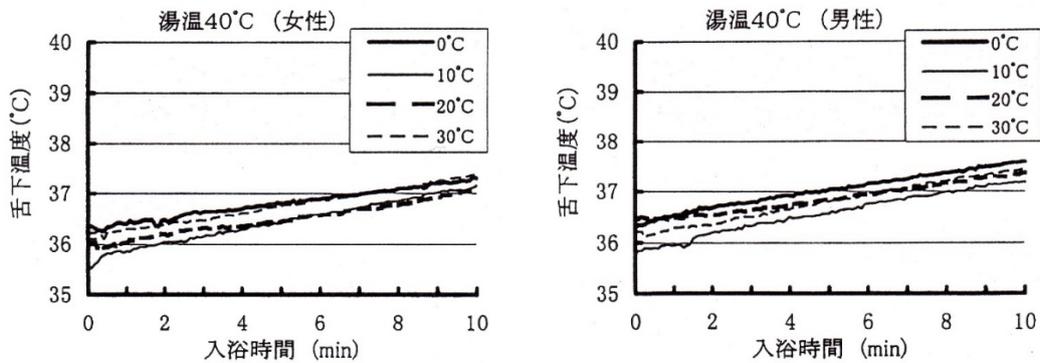


図 5.4.2 浴槽水温40°Cで室温の違いによる舌下温度推移の違い⁶⁾

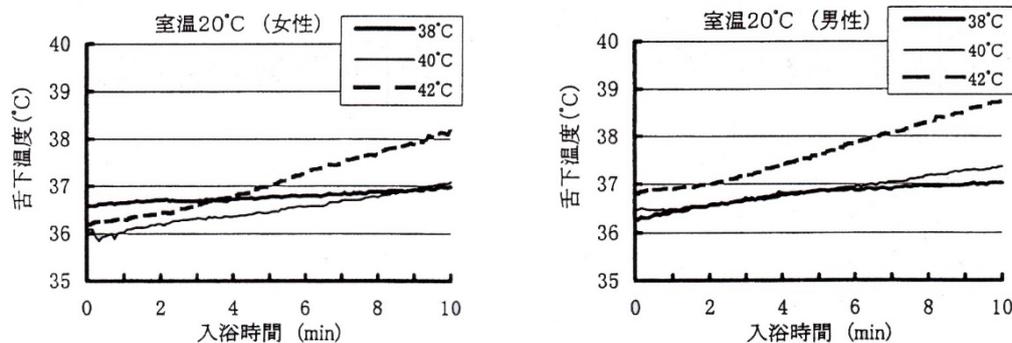


図 5.4.3 室温20°Cで浴槽温度の違いによる舌下温度推移の違い⁶⁾

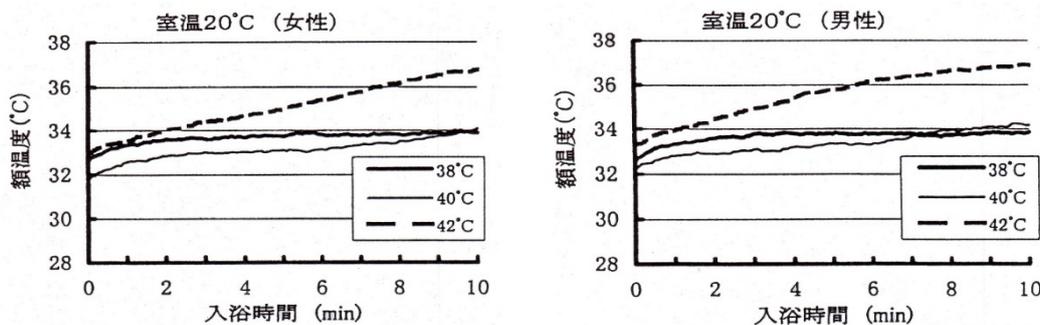


図 5.4.4 室温20°Cで浴槽温度の違いによる舌下温度推移の違い⁶⁾

浴槽温度が40℃の場合、流入熱量は110Wで、42℃の70%程度です。水面からの蒸発による損失熱量でも人体への流入熱量でも、低めの浴槽温度が省エネルギーにつながります。しかし、浴槽温度が高いと入浴時間が短くなるため、回転が早く、効率が良いという方もいます。

人体への流入熱量が浴槽温度と室温の違いでどのように変化するのでしょうか？実験で、浴槽温度を40℃にして、室温を0℃～30℃まで4段階で変化させましたが、舌下温度の変化は見られませんでした(図5.4.2)。額温度も同様です。しかし、室温を20℃にして、浴槽温度を38℃～42℃までの3段階で変化させたところ、舌下温度は10分間で、38℃と40℃では1℃程度の上昇でありましたが、42℃では約2℃上昇しました(図5.4.3)。額温度でも38℃と40℃では2℃程度の上昇でしたが、42℃では4℃近い上昇になりました(図5.4.4)。浴槽温度が高いと血液の循環が活発になり、首から下の部分で授受した熱を、頭部で放熱するのを増大するものと考えられます。

5.4.2 ろ過循環ポンプのインバータ制御(回転数制御)

浴槽水のろ過循環ポンプは、レジオネラ症対策のために常時稼働しています。定常運転をインバータ制御(回転数制御)に変更することで、ポンプの動力が低減します。インバータ制御によってモータの回転数と軸動力は理論上3乗の関係になることから、回転数が下がると回転数の3乗に比例して軸動力が減ります。例えば、回転数を70%にすると、 0.7^3 で、34.3%まで低減します。実際には、インバータ効率があったり、ポンプの特性があったりするので、理論通りにはなりません。また、回転数と揚程は理論上2乗の関係になり、揚程が不足する恐れがあります。しかし、配管やろ過器の流量が減ることで、摩擦損失も下がりますから懸念されるような状況は起こらないと考えて大丈夫です。

浴槽水のろ過循環ポンプのインバータ制御は、塩素濃度の減少の割合を感知して入浴者数に換算して制御する方法(図5.4.5)と、入浴者数を感知装置で感知して制御する方法(図5.4.6)の2方式があります。塩素濃度の減少を感知する方法は、ポラログラフ残留塩素濃度計を使います。入浴者数を感知する方法は人感センサを使います。この他に、タイマで時間を決めて制御する方法もあります。

図5.4.7と表5.4.1は、ろ過循環ポンプのインバータ制御を導入した施設の曜日別電力消費量等の13日間の実測データです。1年間の平日を202日、休日と休日前日を163日とすると、ろ過循環ポンプの1年間の削減消費電力量は22,651kWhになります。基本料金を含めた電力料金単価を15円/kWhとすると、1年間で約339千円節約できます。回収年数は、約2年間と推定します。

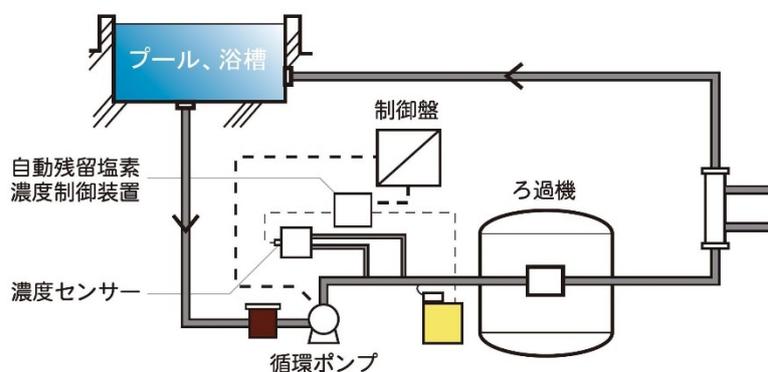


図 5.4.5 残留塩素濃度によるろ過ポンプ回転数制御システム
(出典：(株)ショウエイ 技術資料)

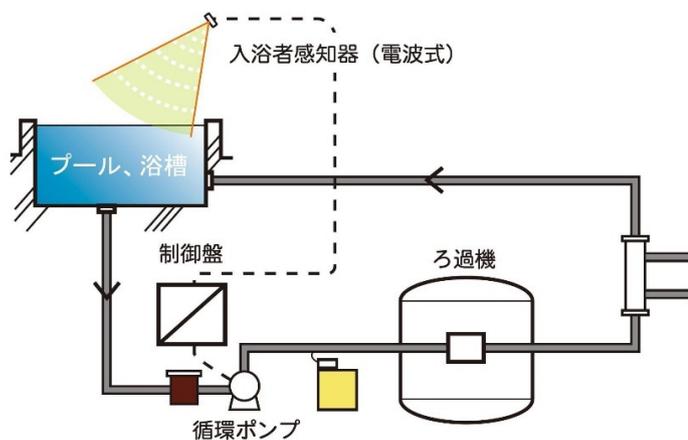


図 5.4.6 人感センサによる残留塩素濃度によるろ過ポンプ回転数制御システム (出典：(株)ショウエイ 技術資料)

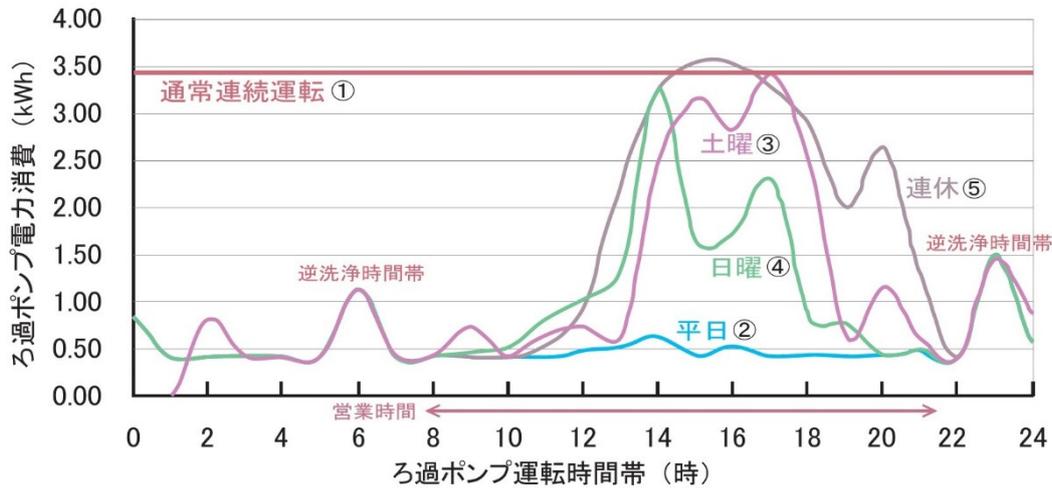


図 5.4.7 曜日別電力消費量と全負荷相当運転時間 (出典:(株) ショウエイ 技術資料)

表 5.4.1 曜日別電力消費量と全負荷相当運転時間(出典:(株) ショウエイ 技術資料)

表示番号	曜日	測定日数	合計消費電力量 (kWh)	1日平均消費電力量 平均 (kWh/日)	消費率		全負荷相当運転時間		削減率	
					%	平均	h/日	平均	%	平均
①	設置前			81.8	100.0		24.0		0.0	
②	平日	8	102.8	12.9	15.7		3.8		84.3	
③	土曜・休日前	5	137.1	27.4	33.5	34.2	8.0	8.2	66.5	65.8
④	休・祝日		112.1	22.4	27.4		6.6		72.6	
⑤	連休		170.2	34.0	41.6		10.0		58.4	

5.4.3 ポンプ・フロアの発停制御システム

図 5.4.8 は、人感センサで浴槽の利用者の有無を判断して、超音波浴槽や気泡風呂等のポンプやフロアを、発停させて省エネルギーを図るシステムです。これによって、ポンプやフロアの動力を削減します。

「5.4.1 浴槽からの損失熱量低減」に、一般的な屋内浴槽の水面からの蒸発量を約 $1 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ と書きました。この値は、超音波浴や気泡浴等の空気泡の影響は含まない数値です。超音波ノズル $20 \text{ L}/\text{min} \times 6$ 個の空気泡による水分蒸発量は、屋内浴槽 10 m^2 からの蒸発量に相当します。また、気泡板(バイブラマット) $1,000 \text{ L}/(\text{m}^2 \cdot \text{min}) \times 1.4 \text{ m}^2$ の気泡板による蒸発量も同様に屋内浴槽 10 m^2 の蒸発量に相当します。超音波ノズルによる超音波浴槽や気泡板による気泡浴等の空気泡の蒸発量は結構大きいもので、蒸発に伴い損失する潜熱量も相当なものになります。

入浴者のいない時間帯に、超音波浴槽と気泡浴槽のポンプとフロアを停止することで、動力の削減と、浴槽からの蒸発量とエネルギーを抑えることができます。

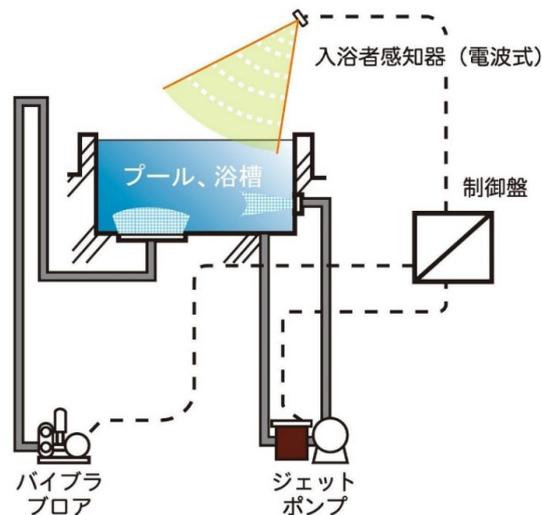


図 5.4.8 ポンプ・フロア発停制御システム (出典:(株) ショウエイ 技術資料)

5.4.4 逆洗水再利用システム

砂式ろ過器は、逆洗作業によりろ材に付着した汚濁物質を除去したり、ろ材を再生したりします。定期的に行われる逆洗や洗浄作業では、温かい温水の熱エネルギーと水を棄ててしまいます。

この逆洗水や洗浄水を、特殊フィルタを使って、再利用することで、従来の方式の約8割の熱エネルギーと水を省くことができます。

本システムは、逆洗時に塩素の注入量を増やして、ろ過器内部やヘアキャッチャの消毒も行うことができ、衛生的な状態を維持できるようになります。

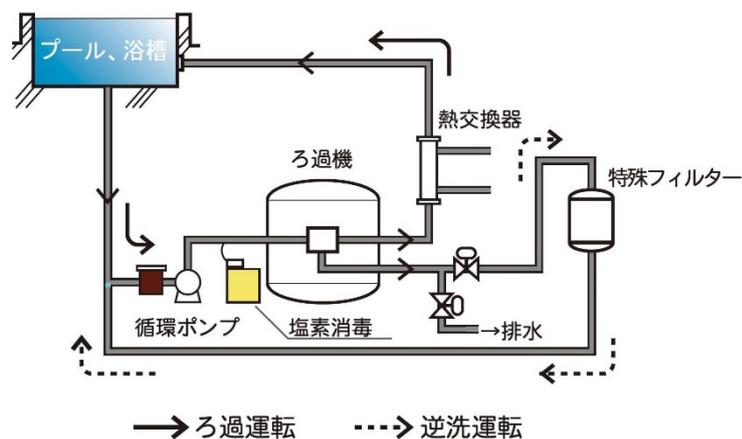


図 5.4.9 逆洗水再利用システム
(出典：(株)ショウエイ 技術資料)

参考・引用文献

- 1) 鎌田元康・倉淵隆・赤井仁志・飯尾昭彦・市川憲良・今野雅・小川正晃・田中正敏・千田善孝・二宮秀與：浴槽からの放熱量に関する研究(その2)、空気調和・衛生工学会 学術講演会論文集、pp.1205～1208 (1998)
- 2) 鎌田元康・倉淵隆・小川正晃・赤井仁志・飯尾昭彦・市川憲良・今野雅・田中正敏・千田善孝・二宮秀與：浴槽からの放熱量に関する研究(その3)、空気調和・衛生工学会 学術講演会論文集、pp.1209～1212 (1998),
- 3) 赤井仁志・鎌田元康・小川正晃：大型浴槽からの損失熱量,空気調和・衛生工学,pp.53～64,1999-1
- 4) 赤井仁志：温浴設備の管理、空気調和・衛生工学,pp.25～32,2003-8
- 5) 赤井仁志：高齢社会対応の水まわりの温熱環境と給排水衛生設備、冷凍、pp.7～15 (2003 - 10),
- 6) 赤井仁志：浴場設備の管理と省エネルギー、計装工事、Vol.24 No.2、pp.28～39(2004-9)
- 7) 赤井仁志：日本は少子・高齢化 世界は水不足、技術士、pp.10～13 (2001-5),
- 8) 赤井仁志：高齢者・障害者を取り巻く社会環境と視点を変えた水まわりの動向、建築設備と配管工事、pp.1～8(2000-9)

5.5 レジオネラ症対策

わが国でのレジオネラ症は、図 5.5.1 の通り、増加傾向が見られます。海外では、冷却塔や給湯由来のレジオネラ症が多いとされていますが、日本は浴槽由来のレジオネラ症罹患の割合が多いと推測されています。

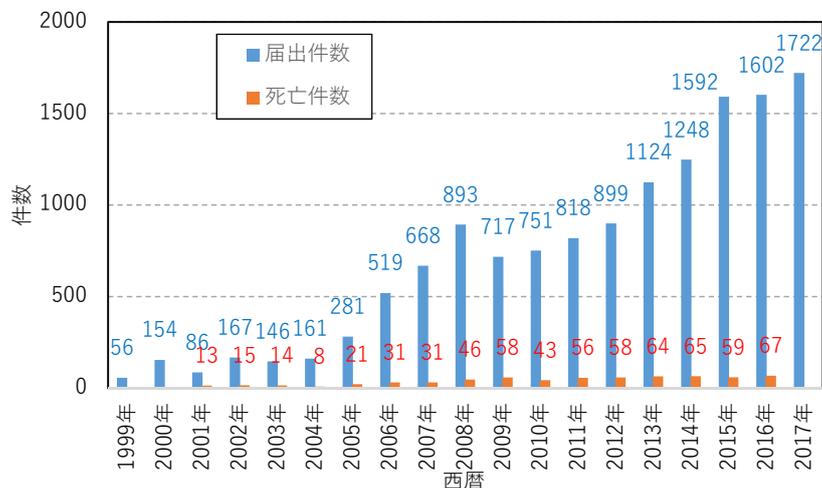


図 5.5.1 日本でのレジオネラ症の届出件数と死亡件数の推移

レジオネラ症対策は、「レジオネラ症を予防するために必要な措置に関する技術上の指針」(平成 15 年 7 月、厚生労働省告示第 264 号)によって、レジオネラ症感染防止対策が示されました。

2017 年(平成 29 年)7 月に公益財団法人日本建築衛生管理教育センターから、『レジオネラ症感染防止指針(第 4 版)』²⁾が刊行されました。具体的な対策が網羅されているので、活用してください。

また、多少古い資料ではありますが、2006 年 11 月に、空気調和・衛生工学会から『浴場施設のレジオネラ対策指針』⁴⁾が発刊しています。浴場施設のみを記載しており、浴場施設の設計者や施工者に限らず、管理者にとってもわかりやすい内容となっています。章立ては、次の通りです。

- 第 1 章 目的
- 第 2 章 適用範囲
- 第 3 章 用語の定義
- 第 4 章 システムの構成
- 第 5 章 機器の要件
- 第 6 章 配管材料の選定
- 第 7 章 消毒と運転管理
- 第 8 章 建築計画に関わる事項
- (他) 参考文献

この他、「循環式浴槽におけるレジオネラ症防止対策マニュアル」(厚生労働省健康局生活衛生課長、健衛発第 95 号、2001 年 9 月 11 日)⁵⁾があります。基本的なことも含めて、わかりやすい記述内容と構成になっています。

5.5.1 レジオネラ属菌や残留塩素濃度等の国内外の基準

(1) レジオネラ属菌

日本では、『建築物等におけるレジオネラ症防止対策について』(平成11年11月26日生衛発第1679号厚生省生活衛生局長通知)以来、10CFU/100mL未満(検出限界)としています。検査の頻度は、『レジオネラ症を予防するために必要な措置に関する技術上の指針』(平成15年7月25日厚生労働省告示第264号)で、「浴槽水は、少なくとも1年に1回以上、水質検査を行い、レジオネラ属菌に汚染されていないか否かを確認すること。ただし、ろ過器を設置して浴槽水を毎日、完全に換えることなく使用する場合など浴槽水がレジオネラ属菌に汚染される可能性が高い場合には、検査の頻度を高めること。」としています。

海外ではWHO(WORLD HEALTH ORGANIZATION)の『Guidelines for safe recreational water environments』(2006年)で、「毎月検査をして、1CFU/100mL未満」としています。また、HSE(Health Service Executive)の『循環式浴槽の維持管理、感染リスクを抑制する』(2006)には、下記の記載があります(倉 文明：レジオネラ属菌の管理基準、第5回全国レジオネラ対策会議 配布資料)。

<10CFU/100mL・・・管理されている

10CFU/100mL ≤、 <100CFU/100mL・・・再検査：排水、清掃、消毒が望ましい
管理と危機評価の点検、改善法の実施、給湯翌日と2~4週間後の検査

100CFU/100mL ≤・・・緊急閉鎖、50ppm・1時間循環塩素消毒、排水、清掃、消毒管理と
危機評価の点検、改善法の実施再開は検出されなくなってから、保健所に相談

(2) 残留塩素濃度等の消毒剤の濃度

日本では、『レジオネラ症を予防するために必要な措置に関する技術上の指針』(平成15年7月25日厚生労働省告示第264号)で、遊離残留塩素濃度を「通常1Lにつき0.2から0.4mg程度に保ち、かつ、最大で1Lにつき1.0mgを超えないように努める」となっています。

海外では、European Commissionの『European Guidelines for Control and Prevention of Travel Associated Legionnaires' Disease』(2005)で、「塩素の場合1~2mg/L、臭素の場合2~3mg/Lに残留濃度を供給して、ろ過と処理を行うべきである」としています。The Chartered Institution of Building Services Engineers(London)の『Minimizing the risk of Legionnaires' disease』で、「遊離残留塩素濃度レベルは3~5mg/L、結合残留塩素濃度は1mg/Lを超えてはならず、pHは7.4~7.6を目標として、pH7.2~7.8の間とすべきである。」としています。結合残留塩素濃度の1mg/Lの値に関連して、静岡市の公衆浴場法施行条例に付随する「公衆浴場法等の施行に関する規則」では、モノクロラミンで消毒する場合の値を3mg/L以上としています。一方で、結合塩素のうちジクロラミンやトリクロラミンの影響を考えると、異臭や肌の刺激等の快適性を損なう可能性も高いと予想します。

(3) 生物膜の除去とろ過器以外の洗浄

生物膜に対して、日本では、『レジオネラ症を予防するために必要な措置に関する技術上の指針』(平成15年7月25日厚生労働省告示第264号)で、「レジオネラ属菌は、生物膜に生息する微生物等の中で繁殖し、消毒剤から保護されているため、浴槽の清掃や浴槽水の消毒では十分ではないことから、ろ過器及び浴槽水が循環する配管内等に付着する生物膜の生成を抑制し、その除去を行うことが必要である。」と記載して、「1週間に1回以上、ろ

過器内に付着する生物膜等を逆洗浄等で物理的に十分排出すること。併せて、ろ過器及び浴槽水が循環している配管内に付着する生物膜等を適切な消毒方法で除去すること。」としています。

海外では、The Chartered Institution of Building Services Engineers(London)の『Minimizing the risk of Legionnaires' disease』で、「スパは配管から完全に排水できて、全ての生物膜を確実に物理的に除去するためにアクセスが可能なように設計しなければならない。」として、「毎月、配管を物理的に清掃するか、不可能な場合は、化学的に生物膜を除去」としています。

それ以外の部分では、『レジオネラ症を予防するために必要な措置に関する技術上の指針』(平成15年7月25日厚生労働省告示第264号)で、「ろ過器の前に設置する集毛器は、毎日清掃すること。」としています。

海外では、The Chartered Institution of Building Services Engineers(London)の『Minimizing the risk of Legionnaires' disease』で、「毎月、全てのストレーナを点検して、清掃して、もしモノがあれば捨てる。」としています。

5.5.2 浴槽水の消毒剤の選定と濃度管理によるレジオネラ症防止

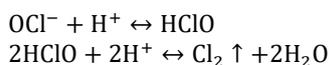
(1) 消毒剤の種類と特徴

遊離残留塩素濃度の基準は、5.5.1(2)「残留塩素濃度等の消毒剤の濃度」に記載した通りです。消毒剤の選定や濃度管理は、安全性や快適性には欠かせません。このことから、適切に消毒剤の濃度管理をするための測定方法は重要です。消毒剤には次亜塩素酸ナトリウムや次亜塩素酸カルシウム(サラシ粉)、トリクロロイソシアヌル酸やジクロロイソシアヌル酸ナトリウム等の塩素化イソシアヌル酸、電気分解式次亜塩素酸(電解次亜塩素酸)等の塩素消毒剤や二酸化塩素などがあります。

まず、残留塩素について簡単に記載します。液化塩素(塩素ガス)や次亜塩素酸ナトリウム等の塩素消毒剤を水に添加して、溶解した際に、次亜塩素酸(HClO)や次亜塩素酸イオン(OCl⁻)を生成して、酸化力により消毒します。このように、殺菌効力のある塩素系薬剤を有効塩素と言います。性質は異なりますが、結合塩素(クロラミン)も有効塩素です。しかし、食塩(塩化ナトリウム)のように、水に溶解して塩化物イオン(Cl⁻)などの無機塩化物を生成するだけだったり、有機化合物と結合した有機の塩素化合物の大半は反応性がなかったりすることから、殺菌力がありませんから有効塩素とは言いません。塩素系薬剤が水に溶解した時にできる次亜塩素酸や次亜塩素酸イオンも有効塩素です。また、二酸化塩素は、次亜塩素酸を生成するものではないので有効塩素とは区別しています。

有効塩素はpHにより存在比率が変わります。

pHが低くなるにつれて、H⁺が多くなることから、つぎの反応によって、次亜塩素酸イオン(OCl⁻)から次亜塩素酸(HClO)、塩素ガス(Cl₂)へと形態が変化します



pHが高い水質だと次亜塩素酸イオン(OCl⁻)が支配的になりますが、次亜塩素酸(HClO)と比べて1/80~1/100程度の殺菌力しか持たないと言われています。pH 6.0では、約97%がHClOで占められていますが、pH 7.

5では50%、pH9.0では3.1%と激減します。アルカリ性の温泉水では、次亜塩素酸イオン(OCl⁻)の割合が多くなりますから、殺菌力が低下します。一方で、pHが下がり過ぎると塩素ガス(Cl₂)が発生します。塩素ガスは、揮発して有毒ガスとなりますから注意が必要です。次亜塩素酸ナトリウムとPAC(ポリ塩化アルミニウム)等の酸性薬剤を混和するとpHが一気に下がり、塩素ガスを発生させた事故が日本でも起きていますから、保管場所や管理には十分に気をつけたいものです。

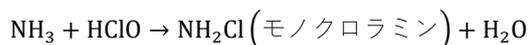
有効塩素が、水中で殺菌作用を起こしたり、汚染物と反応したり、紫外線の作用で分解した後、なお残留している有効塩素を残留塩素といいます。残留塩素には、遊離塩素と結合塩素があります。次亜塩素酸(HClO)と次亜塩素酸イオン(OCl⁻)を遊離塩素(遊離残留塩素)と呼び、クロラミンを結合塩素(結合残留塩素)と言います。この遊離残留塩素と結合残留塩素の合計が総残留塩素となります。

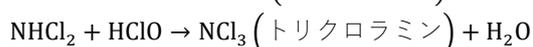
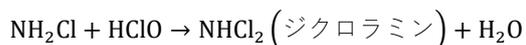
安全面では、遊離残留塩素の濃度が低ければレジオネラ症に対して脆弱です。しかし残留塩素濃度が低い場合だけが問題ではなく、高い場合には塩素消毒の副生成物であるトリハロメタンや塩素による健康被害という課題も指摘されています。トリクロロメタン(クロロホルム)等の塩素化トリハロメタンは、次亜塩素酸とフミン質(腐植質)やフルボ酸等の天然有機物質が反応して生成します。トリハロメタンは肝臓癌などとの関連が指摘されています。このように、残留塩素濃度が高いとトリハロメタン濃度も上がることから、残留塩素濃度が低いことだけが問題ではありません。残留塩素濃度が高いことは、つぎの課題も顕在化しています。「水道水の塩素消毒について」(昭和46年6月1日 厚生省環境衛生局水道課長通知)に「ヒト赤血球リンパ球、Hela細胞などは大腸菌等の細菌よりも有効に塩素に対して比較的強い抵抗性をもつが、その1ppm以上の濃度では致死的影響が増大する。」とあります。飲料同様、肌からも塩素は吸収され、水温が高いと細胞膜への拡散速度が早まり、肌からの塩素吸収が促進すると考えられています。

1ppm以上の塩素濃度による健康被害を配慮したためか、厚生労働省の基準は「公衆浴場法第3条第2項並びに旅館業法第4条第2項及び同法施行令第1条に基づく条例等にレジオネラ症発生防止対策を追加する際の指針」(平成14年10月29日健発第1029004号厚生労働省健康局通知)から、「浴槽水の消毒に当たっては、塩素系薬剤を使用し、浴槽水中の遊離残留塩素濃度を頻繁に測定して、通常1L中0.2ないし0.4mg程度を保ち、かつ、遊離残留塩素濃度は最大1L中1.0mgを超えないよう努める」としています。この基準は2003年(平成15年)2月14日に改正された「公衆浴場における衛生等管理要領」と「旅館業における衛生等管理要領」(共に厚生労働省生活衛生局長通知)にも引き継がれて、現在に至っています。同様に2003年(平成15年)7月25日の「レジオネラ症を予防するために必要な措置に関する技術上の指針」(厚生労働省告示第264号)にも盛り込まれています。

快適性では、高い塩素濃度による臭いと肌の刺激などがあります。しかし残留塩素濃度が低いことが、必ずしも塩素臭が少ないとは言いきれません。消毒効果の乏しい塩素消毒をしている浴槽ほど、塩素臭が漂うという表現もできるとも言われています。消毒効果の乏しい塩素消毒とは、クロラミンです。塩素が汗や尿に含まれるアンモニア窒素と反応するとクロラミンを生成します。クロラミンの中でもジクロラミンやトリクロラミンは、不快な塩素臭の原因とされています。一方で、モノクロラミンは、臭気や皮膚刺激性が穏やかであると考えられています。

前述した通り、クロラミンは結合状態の塩素のことです。モノクロラミンによる浴槽水の殺菌や消毒は、現地で次亜塩素酸ナトリウムと塩化アンモニウムを反応させて、直ちに添加しなければなりません。モノクロラミンの高濃度溶液は保存がきかないためです。つぎに示す通り、遊離塩素とアンモニアが反応することで、3種類のクロラミン類が生成します。





実際の遊離塩素とアンモニアとの反応は、上記以外にも複雑な反応が関与します。上記の反応は、逐次的に進行するわけではありません。生成するクロラミンの種類は、**pH**、温度、反応時間、初期遊離塩素とアンモニアのモル比、遊離塩素およびアンモニアの初期濃度に大きく依存します。ジクロラミンやトリクロラミンは不快な塩素臭の原因となることから、モノクロラミンのみを生成するようにして、ジクロラミンやトリクロラミンを生成させない工夫が必要です。通常、次亜塩素酸に対するアンモニアのモル比が1以上で**pH**7以上、とくに**pH**8~8.5の条件下だと、モノクロラミンへの反応が優勢となり、ジクロラミンやトリクロラミンはほとんど生成しません。モノクロラミンによるレジオネラ症対策は、アルカリ性で遊離塩素の殺菌力が低下する水系や、アンモニアや有機物を含む水質に対して、遊離塩素消毒の代替法としての効果が期待されており、温泉水の消毒にも有効であるとされています。

静岡市の公衆浴場法施行条例に付随する「公衆浴場法等の施行に関する規則」(平成15年4月1日規則第144号)で、浴槽水の消毒方法として、「浴槽水に塩素系薬剤を投入する方法」と併記して「浴槽水にモノクロラミンを投入する方法」が記載されており、「浴槽水のモノクロラミン濃度は、1L中に3mg以上に保つものとする」と定められています。

二酸化塩素による浴槽水の殺菌や消毒も、とくに温泉水を利用している浴槽に適しています。二酸化塩素 ClO_2 は、塩素臭に似た刺激臭を有しています。常温では橙黄色で空気より重いガスとして存在します。水に溶解しやすく、塩素消毒と比べて殺菌力が強く、**pH**の影響を受けません。また、オゾンに次ぐ酸化力を持つため、酸素原子の酸化力により、タンパク質が主成分の病原菌を殺菌消毒するとともに、腐敗を防いで防腐の働きをします。水道浄水での除鉄・除マンガン処理では、塩素に比べて約3倍の反応速度があります。二酸化塩素のメリットとして、①トリハロメタン等の有害物質がほとんど発生しない、②塩素の2.6倍の殺菌力がある、③反応が早い、④pHが変化しても殺菌力が大きく左右されない等が挙げられます。しかし、分解しやすいことから貯蔵ができないために、現場で生成して、短期間に浴槽水に添加する必要があります。

欧米では、30年以上前から5,000箇所を超える浄水場で、飲料水の殺菌に用いられています。アメリカ合衆国では広範囲に使用されており、FDA(米国食品医薬品省)で食品添加物に、医療用消毒、医療機器消毒に、EPA(米国環境保健局)で飲料水、工場廃棄物処理、環境浄化用に、USDA、FSIS(米国農務局、食品安全検査局)で食品、食肉消毒に使用許可されている。NASA(米国航空宇宙局)でスペースシャトル内や宇宙食の完全殺菌に、HACCP(米国食中毒予防計画)で食中毒発生危険度の高い食肉消毒に公式採用されています。アメリカ合衆国以外では、JECFA(国連食品添加物専門委員会)でADI(人体摂取許容基準)のA1クラスに認定されています。このように、欧米では飲料水や食糧の殺菌方法として認められていますが、日本では水道水の前処理やプールの殺菌などに限定されています。

二酸化塩素の生成方法には、一般に二液法と三液法があります。二液法は、亜塩素酸ナトリウムと塩酸やクエン酸、または塩素ガス等を反応させます。三液法は、亜塩素酸ナトリウム、次亜塩素酸ナトリウム、塩酸を混合させる方法などがあります。生成率を高めるためには、高温下で反応させるとか、高い圧力下で行うとか、触媒を使う方法などがあります。低温や混合不良により生成効率(発生効率・収率)が悪いと亜塩素酸が多くなります。亜塩素酸を多量に摂取するとヘモグロビン障害によるチアノーゼ(Zyanose)、貧血を誘引することから、プール水では亜塩素酸濃度は1.2mg/L以下に維持すると定められています。亜塩素酸濃度を高くしないように、二酸化塩素の発生効率は70%以上にすることがたいせつです。亜塩素酸ナトリウムを安定化二酸化塩素と称して販売している例もありますが、亜塩素酸ナトリ

ウムは二酸化塩素の原料であっても、二酸化塩素とは別物です。亜塩素酸濃度の上昇による血流障害を引き起こす原因になる可能性もありますから注意してください。

レジオネラ症罹患件数が増加している我が国では、モノクロラミンによる殺菌・消毒と並んで、二酸化塩素による温泉水の消毒は、有望視されていることから後述することになります。

(2) 消毒剤濃度の簡易測定法(遊離残留塩素濃度、総残留塩素濃度、二酸化塩素濃度)

遊離残留塩素濃度の基準は、5.5.1(2)「残留塩素濃度等の消毒剤の濃度」に記載した通りです。残留塩素濃度を測定するには、比色法や吸光光度法、電流法があります。

日本では、浴槽水の簡易残留塩素濃度の測定には、水道水の検査方法を準用した DPD(N,N-Diethyl-p-phenylene-diamine : N,N-ジエチル-パラ-フェニレンジアミン)試薬による比色法や吸光光度法を用いています。しかし、DPD 試薬による比色法や吸光光度計による遊離残留塩素濃度の測定では、検水が硬度の高い(カルシウム、マグネシウム濃度の高い)場合に白濁したり、亜硝酸性窒素に擬似発色したりする弊害が指摘されてきました。また、検水の pH が高い場合や結合塩素を多く含む場合、DPD 試薬では遊離残留塩素濃度測定が妨害されたり、測定値が正確さに欠けたりすると報告されています。

一方で、国内で開発された SBT(Sulfo-benzyl-tolidine : スルフォ-ベンジル-トリジン、正式名称 : N,N'-Bis(2,4-Disulfobenzyl)-o-tolidine, tetrasodium salt)試薬だと、遊離残留塩素濃度の測定の際に結合残留塩素濃度を拾い難い実証試験結果を得ることができました¹¹⁾。この他の AWWA (American Water Works Association : 米国水道協会)の遊離残留塩素濃度測定 of 公定法の一つであるシリンガルダジン法(FACTS 法)は、SBT 法同様、結合残留塩素濃度を拾い難いとされており、わが国では試験紙の形態で販売され、使用されています。また、DPD 試薬や SBT 試薬による比色法による残留塩素濃度計や吸光光度法による残留塩素濃度計が市販されています。

結合残留塩素濃度を測定するためには、総残留塩素濃度を測定して、遊離残留塩素濃度を差し引いて求めます。総残留塩素濃度は、DPD 試薬や SBT 試薬で遊離残留塩素濃度を測定した後、ヨウ化カリウムを添加することで測定することができます。前述した通り、The Chartered Institution of Building Services Engineers(London)の『Minimizing the risk of Legionnaires' disease』には、結合残留塩素濃度は 1mg/L を超えてはならないという値が示されており、衛生管理上、把握しておくことも必要だと考えます。

自動的に遊離残留塩素濃度を測定したり制御したりする方法として、ポーラログラフ法があります。

「水道法施行規則第 17 条第 2 項の規定に基づき厚生労働大臣が定める遊離残留塩素及び結合残留塩素の検査方法」(平成 15 年 9 月 29 日 厚生労働省告示 第 318 号)に示されている 5 つの方法の一つで、無試薬方式か有試薬方式によるポーラログラフ方式の連続自動測定とされています。ポーラログラフ法は、水道水の測定では二極式の無試薬法を用いることも多いですが、浴槽水を対象とする場合は、三極式でなければ誤差が生じやすいとされています。

二酸化塩素による殺菌・消毒が普及しているアメリカ合衆国は、プラント規模での利用が中心となっていることから、二酸化塩素濃度を測定する簡易測定器の要求は少ないようです。日本では、浄水処理施設や加工食品分野等で、二酸化塩素による消毒をしている程度で、簡易型の携帯できる測定器が必要とされています。二酸化塩素は、残留濃度の測定方法が確立していないとの指摘がありました。例えば 2006 年(平成 18 年)3 月に都道府県、政令市と特別区の環境衛生監視員(いわゆる保健所職員)を対象に、厚生労働省健康局生活衛生課が開催した第 4 回全国レジオネラ会議の中で、国立感染症研究所の遠藤卓郎氏(当時)から、測定方法に問題があると指摘されました。

DPD 試薬を使った簡易測定器で評価・検討を行ったところ、試料の pH 値がおおむね 3~11 の範囲内であれば、予め pH 緩衝剤が添加されている DPD 試薬で、pH の影響を受けずに二酸化塩素濃度を測定が可能であることがわかりました。また二酸化塩素濃度を測定する際、遊離塩素の影響はグリシンと言う試薬を添加することにより抑制できることも判明しました。浴槽水でも精度よく測定でき、現場での二酸化塩素濃度測定方法として使用できることが立証されています¹²⁾。国立感染症研究所の遠藤氏の発言が、どのような根拠に基づいたものなのか、範囲はどうかなどは明確ではありません。しかし、赤井・栃原らが試験で使用した簡易測定器では正確に二酸化塩素濃度を測ることができました。

5.5.3 温泉水の消毒によるレジオネラ症防止対策

(1) 塩素系以外の殺菌方法と特徴

二酸化塩素を含む塩素系消毒剤以外の殺菌方法として、紫外線、金属イオンやオゾン、光触媒等があります。紫外線殺菌効果は、紫外線の照射量(エネルギー量)×時間との相関がみられます。しかし、ストロボのような感じで、紫外線をフリッカー照射したほうが、殺菌効果がみられるという報告もあるようです。紫外線でも適応しない泉質があり、硝酸イオンが含まれる場合、254nm の紫外線域の光を吸収するために殺菌効果が薄いとされます。また、紫外線には残留性がないため、他の方式との併用が必要となります。銀イオンは濃度が重要で、試験管試験では 50ppb~100ppb でレジオネラ属菌が殺菌されるようです。実用で、温泉の塩化物や消毒用の塩素と反応して塩化銀化合物が形成された場合、沈殿するために殺菌効果を得られにくいと考えられています。高濃度の銀は、ヒト繊維芽細胞に弱い染色異常誘起性を生じさせる危険も孕んでいます。人体に蓄積されると、容易に排出されにくいとされています。

オゾンは直接の殺菌効果のほかに、結合塩素を分解して、塩素の殺菌力を向上させる補助的な役割も担います。しかし、オゾンが浴室中に噴出して、微量でも吸い込むと気管支や肺細胞の炎症を起こす危険性が指摘されています。もし殺菌効果を有する濃度で浴槽水に溶存した場合、粘膜細胞がやられると指摘する研究者もあり、取り扱いやシステムには注意が必要です。オゾンによる浴槽水の消毒は、「公衆浴場における衛生等管理要領」(平成 18 年 8 月 24 日健衛発第 0824001 号 厚生労働省健康局生活衛生課長)で、危険性や適応について触れています。

(2) 二酸化塩素を含む塩素系薬剤による温泉水でのレジオネラ属菌の不活化

温泉水での消毒剤の残留性(消失)の試験結果を示します。試験対象とした温泉は、繰り返し試験した温泉水も含めて延べで18試料です。うちpHやORP(酸化還元電位)まで実験をした温泉は8~9試料で、この他、対照試料として水道水(横浜市金沢区)も使用しました。時代の趨勢に合わせて集中混合泉も対象としました。紙面の関係で、pHやORPの試験結果の記載は省略しますが、興味のあるかたは参考文献をご覧ください。

温泉水と消毒剤が反応して、消毒剤の残留濃度が低下します。これら残留濃度が各泉質によりどのように相異なるのかを評価するために、消毒剤残留濃度係数(k_1)を、下式と定義して求めました。

$$C_F = k_1 C_A \quad \text{(式 5.5.①)}$$

ここで、

C_F : 消毒剤残留濃度[mg/L]

k_1 : 消毒剤残留濃度係数 [-]

C_A : 消毒剤添加濃度[mg/L]

表 5.5.1 温泉水の違いによる消毒剤残留濃度係数

泉 質 名	採 水 地	残留率(残留した殺菌剤の量 ÷ 添加した殺菌剤の量)			
		次亜塩素酸	二酸化塩素	ジクロロ	トリクロロ
		ナトリウム		イソシアヌ酸	イソシアヌ酸
アルカリ性単純温泉	福島市土湯温泉町	0.15	-	-	-
単純温泉	福島市土湯温泉町	0.15	-	-	-
炭酸水素塩泉〔重曹泉〕 ^{*1}	福島市土湯温泉町	0.11	-	-	-
塩化物泉(1)	飽海郡遊佐町吹浦	0.50	-	-	-
塩化物泉(2)	古河市	0.50	-	-	-
硫酸塩泉(1)	八束郡玉湯町玉造	0.86	-	-	-
硫酸塩泉(2)	鶴岡市由良	0.56	-	-	-
含鉄泉(1)〔鉄泉〕	福島市土湯温泉町	1.02	-	-	-
含鉄泉(2)〔緑礬泉〕 ^{*2}	福島市土湯温泉町	0.36	-	-	-
硫黄泉(1)〔硫化水素泉〕	米沢市小野川町	0.22	-	-	-
炭酸水素塩泉〔重曹泉〕 ^{*1}	福島市土湯温泉町	0.08	0.58	0.10	0.08
塩化物泉(3)〔含塩化土類食塩泉〕 ^{*1}	仙台市泉区福岡	0.14	0.32	0.04	0.10
含鉄泉(2)〔緑礬泉〕 ^{*2}	福島市土湯温泉町	0.19	0.68	0.07	0.35
硫黄泉(3)〔狭義の硫黄泉〕	福島市土湯温泉町	0.02	0.94	0.02	0.31
集中混合等(1)	青森市浅虫温泉	0.95	0.84	0.95	0.44
集中混合等(2)	花巻市湯口字志戸平	0.94	0.75	0.96	1.00
集中混合等(3)	花巻市湯口字志戸平	0.93	0.90	0.92	0.64
集中混合等(4)	福島市土湯温泉町	0.36	0.78	0.28	0.89
水道水	横浜市金沢区六浦東	0.85	-	-	-

※1と※2は、各々同じ温泉水だが、採水時期(年)が異なる。

野知・縣・赤井ほか：浴場施設におけるレジオネラ対策に関する研究(7)，空気調和・衛生工学会大会学術講演会集 2005

赤井・野知ほか：温泉水質に適応可能な消毒剤についての検討(1)，空気調和・衛生工学会大会学術講演会集 2007

赤井・野知ほか：浴場施設におけるレジオネラ汚染防止に関する検討(1)，日本水環境学会講演集 2007

表 5.5.2 消毒剤ごとに残留濃度係数の高い順に並べたもの

次亜塩素酸ナトリウム溶液		二酸化塩素		ジクロロイソシアヌル酸ナトリウム製剤		トリクロロイソシアヌル酸ナトリウム製剤		塩素臭素製剤	
k_1 値	泉質名	k_1 値	泉質名	k_1 値	泉質名	k_1 値	泉質名	k_1 値	泉質名
0.95	集中混合泉(1)	0.99	水道水	0.96	集中混合泉(2)	0.97	集中混合泉(2)	1.00	含鉄泉
0.94	集中混合泉(2)	0.94	硫黄泉	0.95	集中混合泉(1)	0.89	集中混合泉(4)	1.00	集中混合泉(2)
0.93	集中混合泉(3)	0.90	集中混合泉(3)	0.92	集中混合泉(3)	0.80	水道水	1.00	集中混合泉(4)
0.82	水道水	0.84	集中混合泉(1)	0.84	水道水	0.64	集中混合泉(3)	1.00	水道水
0.36	集中混合泉(4)	0.78	集中混合泉(4)	0.28	集中混合泉(4)	0.44	集中混合泉(1)	0.99	集中混合泉(3)
0.19	含鉄泉	0.75	集中混合泉(2)	0.10	炭酸水素塩泉	0.35	含鉄泉	0.95	集中混合泉(1)
0.14	塩化物泉	0.68	含鉄泉	0.07	含鉄泉	0.31	硫黄泉	0.83	硫黄泉
0.09	炭酸水素塩泉	0.58	炭酸水素塩泉	0.04	塩化物泉	0.10	塩化物泉	0.49	塩化物泉
0.02	硫黄泉	0.32	塩化物泉	0.02	硫黄泉	0.08	炭酸水素塩泉	0.48	炭酸水素塩泉

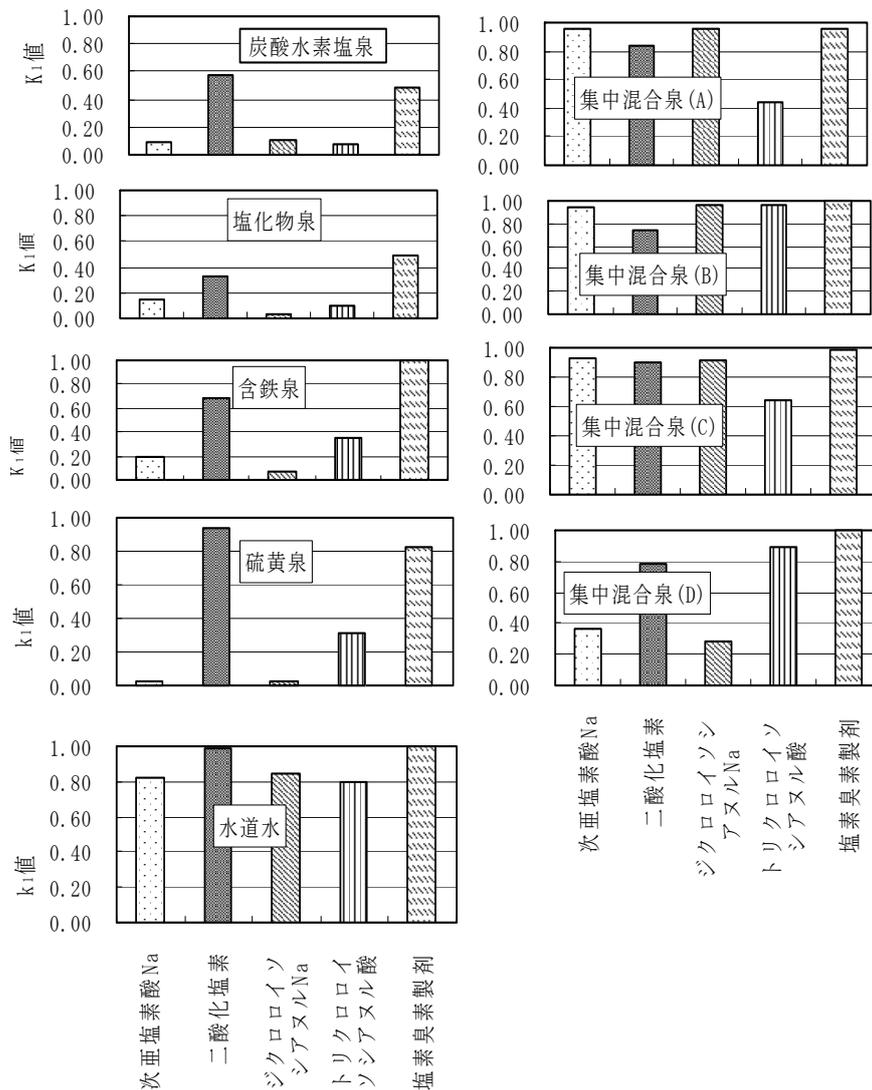


図 5.5.3 各温泉水の k_1 値

表 5.5.1 は、消毒剤添加濃度と消毒剤残留濃度の関係を示したものです。さらに、5種の消毒剤を8種の温泉水に作用させ、 k_1 値求めました。消毒剤の消毒剤残留濃度係数(k_1)を表 5.5.2 に、泉質別に見た k_1 値を図 5.5.3 に示します。なお本実験では、対照試料の水道水と泉質の k_1 値を対比させながら評価しました。二酸化塩素や塩素臭素製剤は、塩化物泉と炭酸水素

塩素を除き高い残留性を示しました。次亜塩素酸ナトリウム等の塩素系消毒剤が、水道水 (k_1 値:0.8)と同等の残留性を示す泉質は、集中混合泉(B)と集中混合泉(C)で、 k_1 値は0.9前後の高い値で示しました。温泉を混合させた段階で、化学反応している可能性も考えられます。その他の温泉は塩素系消毒剤との反応性が高く、 k_1 値は0.6~0.02となるため、消毒剤量を高める必要性がわかりました。

このように温泉泉質によって、消毒剤の違いが性状に影響を与えることから、消毒剤の選択は化学的な手法を用いる必要があります。ただし、消毒剤残留濃度係数(k_1)が高い消毒剤が、必ずしもレジオネラ属菌を不活化させるとは限りません。次に、消毒剤の残留濃度とレジオネラ属菌の不活化の関係を示します。

ここに示す検体は、表 5.5.1「温泉水の違いによる消毒剤残留濃度係数」の1行目と2行目の福島市土湯温泉から採取したアルカリ性単純温泉と単純温泉の2種類です。ともに、次亜塩素酸ナトリウムの残留率が15%の特性を持っています。図 5.5.4 は、アルカリ性単純温泉での塩素によるレジオネラ属菌不活化試験結果です。99.9%不活化するためには、2.0mg/Lの添加濃度が必要であることがわかります。同じ温泉水を二酸化塩素で不活化試験をしたのが、図 5.5.5 です。添加濃度 0.1mg/L で99.9%不活化し、塩素の5%の添加で同等の不活化がはかれることがわかりました。同様に図 5.5.6 と図 5.5.7 が、単純温泉での塩素と二酸化塩素による99.99%不活化試験結果です。単純温泉では、塩素の37%の二酸化塩素添加量で、同等の不活化ができる結果を得ました。

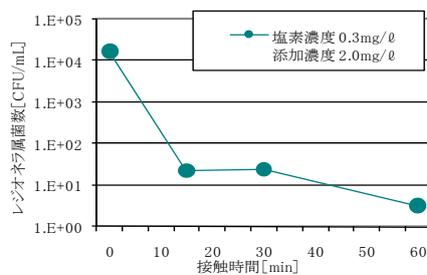


図 5.5.4 アルカリ性単純温泉での次亜塩素酸ナトリウムとの接触時間と Legionella pneumophila の菌数の推移

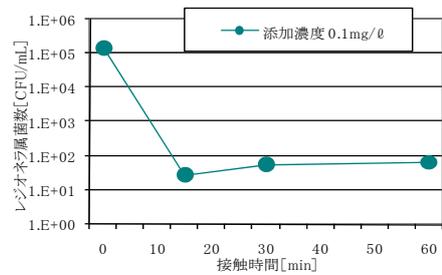


図 5.5.5 アルカリ性単純温泉での二酸化塩素との接触時間と Legionella pneumophila の菌数の推移

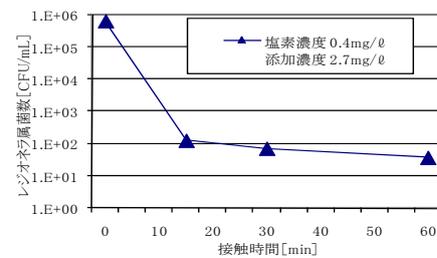


図 5.5.6 単純温泉での次亜塩素酸ナトリウムとの接触時間と Legionella pneumophila の菌数の推移

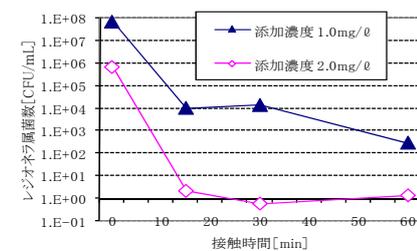


図 5.5.7 単純温泉での二酸化塩素との接触時間と Legionella pneumophila の菌数の推移

このような実験と解析・評価手法を普遍なものにするために、つぎのようにまとめました。消毒剤作用時間と Legionella pneumophila の生残率の関係を式 5.5.2 より求めました。なお消毒剤残留濃度の測定は 30min 値としました。

$$N_t/N_0 = e^{-k_A t} \quad (\text{式 5.5.2})$$

ここで、

- N_t : t 時間後の Legionella pneumophila 菌数[CFU/mL]
- N_0 : 初期(t=0)の Legionella pneumophila 菌数[CFU/mL]
- k_A : 速度定数[1/min]
- t : 作用時間 [min]

一般に消毒剤による細菌の消毒効果を評価するには、不活化に必要な消毒残留濃度時間積 C_t 値〔 C :消毒剤残留濃度[mg/L]、 t :作用時間[min]〕が用いられます。しかし、試料を温泉水とした場合は、添加した消毒剤が温泉水により消費されてしまい、残留する消毒剤濃度が低い値となるために、 C_t 値は低い値で算出されます。

水道水であれば、どこの給水栓から採取した水質であっても、消毒剤を作用させた場合の残留塩素濃度は、ほぼ同等の値が得られます。しかし、温泉水では、源泉数分の泉質があるため、同じ消毒剤でも泉質ごとに残留消毒剤濃度は異なることが考えられます。

つまり、 C_t 値により必要消毒剤量を算出した場合には、温泉水との反応分が加味されないために、実際に必要な消毒剤濃度が添加されないことから、適正な消毒管理が行われなことが懸念されます。そこで、添加する消毒剤濃度を採用して、消毒剤添加濃度時間積 C_{at} 値〔 C_a :消毒剤添加濃度[mg/L]、 t :作用時間[min]〕として評価することにして、下式で評価しました。

$$C_{at} = C_a \times t \quad \text{(式 5.5.3)}$$

ここで、

- $C_a t$: 消毒剤添加濃度時間積 [(mg・min)/L]
- C_a : 消毒剤添加濃度 [mg/L]
- t : 作用時間 [min]

表 5.5.3 は、*Legionella pneumophila* を 99.9[%]不活化するのに必要な消毒剤濃度時間積・ C_{at} 値[(mg・min)/L]です。消毒剤添加濃度時間積 C_{at} 値を見ると、二酸化塩素とトリクロロイソシアヌル酸が小さい値が多く見られ、塩素臭素製剤に大きい値が出る傾向がありました。温泉泉質によっても違いがありますが、対象とした温泉水ではトリクロロイソシアヌル酸と二酸化塩素は少ない添加量で *Legionella pneumophila* を不活化しやすく、塩素臭素製剤は *Legionella pneumophila* を不活化しにくい傾向が見られました。

表 5.5.3 各消毒剤による温泉水中 *Legionella pneumophila* の 99.9[%] C_{at} 値

消毒剤名 泉質名	次亜塩素酸ナトリウム		二酸化塩素		ジクロロイソシアヌル酸ナトリウム顆粒		トリクロロイソシアヌル酸錠剤		塩素臭素製剤	
	k_A	99.9% Cat値	k_A	99.9% Cat値	k_A	99.9% Cat値	k_A	99.9% Cat値	k_A	99.9% Cat値
炭酸水素塩泉	0.06	29.9	0.06	6.9	0.04	32.8	0.19	5.8	0.28	17.3
混合泉(A)	0.18	7.3	0.05	4.1	0.15	6.9	0.17	3.7	0.12	12.1
混合泉(B)	0.08	16.4	0.14	1.5	0.09	13.0	0.12	2.9	0.07	24.6
混合泉(C)	0.16	8.6	0.13	1.6	0.14	6.4	0.11	1.3	0.06	28.8
混合泉(D)	0.15	8.7	0.04	8.6	0.08	12.1	0.16	1.3	0.02	82.8
水道水	0.14	5.4	0.18	0.4	0.13	4.2	0.11	0.2	0.18	1.9

温泉泉質によって違いはあるものの、二酸化塩素とトリクロロイソシアヌル酸が、*Legionella pneumophila* を不活化しやすい傾向が見られました。実際の浴槽では、温泉泉質、原湯のままか加水するのか、源泉槽の有無や浴槽への差し湯量など使われ方やシステムによって、対策や効果の可否が異なります。同じ施設でも源泉が違えば異なった対応策を講じなければならないこともありますし、たとえ同じ源泉の浴槽でも加水率やろ過システムの差異により、対策がそぐわないことも生じる可能性があります。

このように、温泉水の泉質と *Legionella pneumophila* の不活化の関係と実際のシステムを把握して消毒剤を選定することが大切です。

(3) 温泉や鉱泉等の定義と分類、特徴

2.1 適温・適流量に記載した通り、温泉は、欧州も日本も温度と物質との何れかに該当するものを温泉としています。1911(明治44)年にドイツのパート・ナウハイムで採択されたナウハイム決議では、湧出時の泉温が20°C以上、もしくは16項目の物質を温泉としていました。日本では、温泉法(昭和23年7月10日法律125号)で、温泉源から採取されるとききの温度が25°C以上、19項目としています。日本が25°Cとしたのは、1952(昭和27)年4月28日に発効したサンフランシスコ講和条約による領土放棄まで、日本が台湾を領有していたことが背景にあります。台湾のほとんどの地域の年間平均気温が20°Cを上回り、井水水温が20°C以上となるために25°Cに設定したと考えられています。

政府が温泉に関わったのは、1873(明治6)年の文部省の通達で、各府県に鉱泉湧出の時代、年月日を調査して報告することを命じたことが始まりです。2年後の75年に、衛生行政が内務省に移管しました。翌76年には、内務省衛生局が、鉱泉試験表表式(泉名、地名、温度、量重、成分、および概量等表記方法の統一)、分析検査の促進、医治効能を定め、適正な浴用飲用方法の周知を図りました。

1880年にベルツ博士が来日して、日本鉱泉誌を初出版しました。1885年は、内務省衛生局に衛生と医務の二課がおかれ、温泉を「鉱泉取締」規定により医務課の所管事務としました。1938(昭和13)年に厚生省に衛生行政を移管して、同省衛生保健課の所管となります。しかし、第二次世界大戦の緊迫化に伴い、41年に温泉行政は一時中断しました。戦後間もない1948年に温泉法が制定されるとともに、温泉行政は厚生省公衆保健局国立公園部に移管します。さらに環境庁(現・環境省)の分離により、1971年に環境庁自然保護局に移管することになりました。

温泉に類する用語として、我が国では、温泉の他、鉱泉や療養泉があります。既述した通り、温泉は、温泉法(昭和23年7月10日法律125号)第2条に『この法律で「温泉」とは、地中からゆう出する温水、鉱水及び水蒸気その他のガス(炭化水素を主成分とする天然ガスを除く。)]で、別表に掲げる温泉又は物質を有するものをいう。』と定義されています。別表には、『1.温度(温泉源から採取されるとききの温度とする)25°C以上、2.物質(左に掲げるもののうち、何れか一)』とあります。温泉と定義される物質は、表5.5.4の左欄の19項目です。

鉱泉は、「鉱泉分析法指針」に定義されています。「鉱泉分析法指針」は、1951(昭和26)年の厚生省通知「衛生検査法指針」(昭和26年10月30日厚生省発衛第177号各都道府県知事宛厚生事務次官通知)の中に「IV 温泉分析法指針」として制定されました。その後1957(昭和32)年に「鉱泉分析法指針」として改訂され、1978(昭和53)年の改訂からは、環境行政が環境庁(現・環境省)として厚生省から分離したため、環境庁自然環境局の管轄となりました(昭和53年5月15日環自施第213号各都道府県知事宛環境庁自然保護局長通知)。この時に療養泉の新しい泉質分類を採用して、大幅に変更するとともに、泉質分類の呼称を国際標準に合わせました。

「鉱泉分析法指針」には、『鉱泉とは、地中から湧出する温水および鉱水の泉水で、多量の固形物質、またはガス状物質、もしくは特殊な物質を含むか、あるいは泉温が、源泉周囲の年平均気温より常に著しく高いものをいう。温泉法にいう「温泉」は、鉱泉の他、地中より湧出する水蒸気およびその他のガス(炭化水素を主成分とする天然ガスを除く。)]を包括する定義である。』と書かれています。つまり、鉱泉に水蒸気とその他のガスまでの範疇としたものが温泉です。

「鉱泉分析法指針」にある鉱泉の具体的定義は、『1.温度(温泉源から採取されるとききの温度とする)25°C以上、2.物質(下記に掲げるもののうち、いずれかひとつ)』とあります。物質は、温泉法の別表と同じく19物質であり、一部の記載方法が異なるだけです。

療養泉は「鉱泉分析法指針」に、『鉱泉のうち、特に治療の目的に供しうるもの』と定義されています。療養泉の具体的定義は、『1.温度(温泉源から採取されるとき温度とする)25℃以上、2.物質(下記に掲げるもののうち、いずれかひとつ)』とあります。物質には8項目が挙げられており、表 5.5.4 の右欄の通り、8 物質があります。

表 5.5.4 は、温泉と鉱泉の定義となる物質・含有量、療養泉を比較したものです。アルミニウムイオンと銅イオンは、温泉・鉱泉の定義にはありませんが、療養泉には定義されています。アルミニウムイオンや銅イオンのみが規定値以上含まれる場合、温度が 25℃未満であれば温泉や鉱泉とはなりません、療養泉の基準に該当します(「鉱泉分析法指針」に療養泉を「鉱泉のうち」と限定していることから、正確には療養泉でないと考えられます)。療養泉とならなくとも、温泉・鉱泉となるケースは、リチウムイオンやストロンチウムイオンのみが規定値以上の場合など様々あります。遊離二酸化炭素(遊離炭酸)、総鉄イオン、総硫黄、ラドンの4物質は、温泉・鉱泉と療養泉の含有量が異なります。このため、この4物質のみが定義の根拠となる場合、温泉・鉱泉であっても、療養泉ではありません。

表 5.5.4 温泉・鉱泉と療養泉の定義の物質・含有量の比較

温泉・鉱泉の含有量 (1kg中)	物質名	療養泉の含有量 (1kg中)
総量 1,000mg以上	溶存物質(ガス性のものを除く)	総量 1,000mg以上
250mg以上	遊離二酸化炭素(CO ₂) (遊離炭素)	1,000mg以上
1mg以上	リチウムイオン(Li ⁺)	
10 mg以上	ストロンチウムイオン(Sr ²⁺)	
5mg以上	バリウムイオン(Ba ²⁺)	
10mg以上	フェロ又はフェリイオン(Fe ²⁺ , Fe ³⁺)	20mg以上
10mg以上	マンガン(Ⅱ)イオン(Mn ²⁺) (第一マンガンイオン)	
1mg以上	水素イオン(H ⁺)	1mg以上
5mg以上	臭化物イオン(Br ⁻)	
1mg以上	ヨウ化物イオン(I ⁻)	
2mg以上	フッ化物イオン(F ⁻)	
1.3mg以上	ヒ酸水素イオン(HAsO ₄ ²⁻) (ヒドロヒ酸イオン)	
1mg以上	メタ亜ヒ酸(HAsO ₂)	
1mg以上	総硫黄(S) [HS ⁻ +S ₂ O ₃ ²⁻ +H ₂ Sに対応するもの]	2mg以上
5mg以上	メタホウ酸(HBO ₂)	
50mg以上	メタケイ酸(H ₂ SiO ₃)	
340mg以上	炭酸水素ナトリウム(NaHCO ₃) (重炭酸ソーダ)	
20×10 ⁻¹⁰ Ci以上=74Bq以上 (5.5マッヘ単位以上)	ラドン(Rn)	30×10 ⁻¹⁰ Ci以上=111Bq以上 (8.25マッヘ単位以上)
1億分の1mg以上	ラジウム塩(Raとして)	
	銅イオン(Cu ²⁺)	1mg以上
	アルミニウムイオン(Al ³⁺)	100mg以上

温泉

冷鉱泉	25℃未満
低温泉	25℃～34℃未満
温泉	34℃～42℃未満
高温泉	42℃以上

酸性泉	pH3未満
弱酸性泉	pH3～6未満
中性泉	pH6～7.5未満
弱アルカリ性泉	pH7.5～8.5未満
アルカリ性泉	pH8.5以上

	溶存物質総量	凝固点
低張性	8g/kg未満	-0.55℃以上
等張性	8g/kg以上 10g/kg未満	-0.55℃未満 -0.58℃以上
高張性	10g/kg以上	-0.58℃未満

前述したように温泉法では、源泉で採取されるときに温度が 25℃未満であっても、19 の物質が一定量以上あれば温泉です。表 5.5.7 の通り「鉱泉分析法指針」では、鉱泉のうち 25℃未満を冷鉱泉とし、25℃以上を温泉としています。さらに 34℃以上 42℃未満を狭義の温泉と分類しています。

「鉱泉分析法指針」では pH 値(水素イオン濃度)によって、表 5.5.7 の通り分類されます。日本は、pH7～9 付近の温泉が大変多く、pH2 前後にも小さな山がありますが、pH4～5 は稀です。酸性の温泉は物質を溶解する力が強いので、物質の含有量により温泉に該当することが多くあります。アルカリの温泉は物質が沈殿しやすいので、物質の含有量が少なめで、単純温泉となりやすい傾向があります。

「鉱泉分析法指針」では、溶存物質総量または凝固点(氷点)によって、表 5.5.7 の通り分類されます。人体の細胞液の滲透圧と等しい滲透圧を持つ液体を等張液と呼び、8.8g の食塩を 1kg の水に溶かした食塩水に相当します。等張液を基準に鉱泉の滲透圧を比べ、「鉱泉分析法指針」で「等張性」を、8～10 g/kg としています。高張泉だと細胞膜を通して、温泉成分が人体に入り易くなります。

「鉱泉分析法指針」に示された以外の分類方法に、緊張度があります。刺激作用の強い泉質を緊張性と呼び、弱い泉質を緩和性と呼びます。泉質での分類は、次の通りです。

緊張性・・・酸性泉、硫黄泉、単純炭酸泉、炭酸鉄泉、緑礬泉、明礬泉

緩和性・・・単純温泉、食塩泉、重曹泉、芒硝泉、石膏泉、重炭酸土類泉、放射能泉

上記以外に、熱源によって火山性と非火山性、湧出の違いによって自然湧出泉、沸騰泉、間欠泉など、様々に分類されます。

温泉で最も広く知られている分類は、泉質名によるものです。温泉には多くの物質が溶け込んでいて、その大部分はプラスかマイナスのイオンの電荷を帯びています。ただし、一部のケイ(珪)酸、ホウ(硼)酸、硫黄、有機物質等は微細な粒子のコロイド状で分散したり、硫化水素、炭酸やメタン等はガスを伴ったりすることもあります。主要な陽イオンは、アルカリ金属(ナトリウム、カリウム)、アルカリ土類金属(カルシウム、マグネシウム)、鉄やアルミニウム等のイオンです。陰イオンの主要なものは、炭酸水素イオン、塩素イオンや硫酸イオン等です。

陽イオンと陰イオンは、一般に電気的中性を保つようにバランスを保っています。この温泉水を蒸発させると、陽イオンと陰イオンが結合して、炭酸水素塩(重炭酸塩)や塩化物、硫酸塩等の塩類となって析出します。温泉の泉質の多くは、これらの塩類の名称で表示されます。主な塩類の他に、硫黄、硫化水素、銅、臭素、ラドン、ラジウム等の成分や、ガス成分の遊離二酸化炭素(遊離炭酸)、酸性に寄与する水素イオンが含まれています。

温泉の泉質分類は明治時代から塩類名により行われ、古くは 17 種類に分けられていました(旧泉質名)。その後、部分統合されて、幾度かの変遷を繰り返しました。国際標準では主イオン名と化学成分を記しており、日本でも 78 年(昭和 53 年)の「鉱泉分析法指針の改訂について」(昭和 53 年 5 月 15 日 環自施第 213 号 各都道府県知事宛 環境庁自然保護局長通知)で I U P A C (International Union of Pure and Applied Chemistry:純正及び応用化学の国際連合)等が作成した表現に準拠したイオン名が用いられるようになりました(新泉質名と略記泉質名)。この時に療養泉の新しい泉質分類も採用しました。

「温泉法第13条の運用について」(昭和57年5月25日環自施第227号各都道府県温泉主管部(局)長宛環境庁自然保護局施設整備課長通知)の別添の表には、旧泉質名、新泉質名と略記泉質名に加え、揭示用泉質名も記載されています。

イオン名による標記は一般に馴染まず、旧泉質名の11種類(単純温泉、単純炭酸泉、重炭酸土類泉、重曹泉、食塩泉、硫酸塩泉、鉄泉、緑礬泉、硫黄泉、酸性泉、放射能泉)で、今も呼ばれています。また旧泉質名は、15種類(単純温泉、単純炭酸泉、重炭酸土類泉、重曹泉、食塩泉、芒硝泉、石膏泉、正苦味泉、明礬泉、炭酸鉄泉、緑礬泉、硫黄泉、硫化水素泉、酸性泉、放射能泉)で呼ばれることもあり、さまざまです。「温泉法第13条の運用について」(昭和57年5月25日環自施第227号各都道府県温泉主管部(局)長宛環境庁自然保護局施設整備課長通知)の別添の表の揭示用(新)泉質名は、(単純温泉、二酸化炭素泉、炭酸水素塩泉、塩化物泉、硫酸塩泉、含鉄泉、硫黄泉、酸性泉、放射能泉)の9種類に特殊成分2種類(含アルミニウム泉、含銅-鉄泉)を加えています。

旧泉質名により泉質を細分類したものの抜粋が、表5.5.8です。「温泉法第13条の運用について」の別添の表を、02年に改訂した「鉱泉分析法指針」に合わせたものの抜粋が表5.5.9になります。主要な温泉泉質の特徴は、つぎの通りです。ここでは、「単純温泉」、「塩類泉」と「特殊成分を含む療養泉」の順に記載します。揭示用(新)泉質名で記載しますが、《》内に旧泉質名(塩類泉標記)、〔〕内に新泉質名(イオン標記)を併記します。

まず、単純温泉《単純温泉》〔単純温泉〕を紹介します。単純温泉は、源泉から採取されるときの温度が25℃以上で、溶存物質(ガス性のものを除く)が1,000mg/kgに満たないものを指します。pH8.5以上の単純温泉は、アルカリ性単純温泉と言います。一般には、無色透明無味無臭であることがほとんどです。単純泉と呼ばれることもあります。間違いです。

次に、塩類泉を解説します。塩類泉は、溶存物質(ガス性のものを除く)が1,000mg/kg以上のものを言います。陰イオンの主成分に従い、①炭酸水素塩泉(炭酸水素塩泉、炭酸水素塩泉)、②塩化物泉、③硫酸塩泉(硫酸塩泉《芒硝(ぼうしょう)泉》、硫酸塩泉《石膏泉》、硫酸塩泉《正苦味泉》、含アルミニウム泉の一部《明礬泉》、含銅-鉄泉《含銅・酸性緑礬泉など》)に分類されます。

炭酸水素塩泉に分類される炭酸水素塩泉《重炭酸土類泉》〔カルシウム(・マグネシウム)-炭酸水素塩泉〕は、陰イオンの主成分が炭酸水素イオンの炭酸水素塩泉のうち、陽イオンの主成分がカルシウムイオンまたはマグネシウムイオンの温泉で、ガス状を除く溶存物質の総量が1,000mg/kg以上のものを指します。塩類は重炭酸土類を析出します。やや苦味があり、黄褐色を帯びることが多いです。ほかの成分と混合している場合が多く、石鹼は効きにくいことがあります。浴用では皮膚病、蕁麻疹、アレルギー体質、胃腸病に効果があります。飲用では、胃腸病、胃酸過多に良く、利尿作用も高く、糖尿病や痛風にも効果があります。

炭酸水素塩泉に分類される炭酸水素塩泉《重曹泉》〔ナトリウム-炭酸水素塩泉〕は、陰イオンの主成分が炭酸水素イオンの炭酸水素塩泉のうち、陽イオンの主成分がナトリウムイオンの温泉で、ガス状を除く溶存物質の総量が1,000mg/kg以上のものです。塩類は炭酸水素ナトリウム(重曹)を析出します。腐植質を含むと黒褐色を帯びます。重炭酸とナトリウムを主成分とするアルカリ性泉であるため、皮膚表面を軟化させ、脂肪や分泌物を落とす作用があり、「美人の湯」と呼ばれる温泉に多い泉質です。塩化物泉《食塩泉》の「熱の湯」に対して、「冷への湯」と呼ばれます。石鹼も溶けやすい泉質です。「温泉の適応症決定基準」では、浴用にきりきず、やけど、慢性皮膚病とあり、飲用に慢性消化器病、糖尿病、痛風、肝臓病とあります。飲用の場合の理由として、胃酸の中和作用と炭酸ガスにより、胃腸病関係や便秘への刺激が考えられます。吸引すれば喉の炎症や慢性気管支炎の症状を和らげます。

塩化物泉《食塩泉》〔ナトリウム-炭酸水素塩泉〕は、陰イオンの主成分が塩化物イオンの塩化物泉のうち、陽イオンの主成分がナトリウムイオンの温泉で(ほかに陽イオンの主成分がカルシウムイオンやマグネシウムイオンの、カルシウム-塩化物泉やマグネシウム-塩化物泉

もある)、ガス状を除く溶存物質の総量が1,000mg/kg以上のものです。塩類は食塩を析出します。塩辛く、「熱の湯」といわれていますが、入浴後の皮膚に塩分が残って、汗を蒸発させないため身体が温まるためです。塩分1,000mg/kg以上含むものを強食塩泉といい、100~500mg/kgのものを弱食塩泉と区別します。強食塩泉は青緑色か黄緑色を帯びることが多いですが、弱食塩泉は無色透明です。「温泉の適応症決定基準」には、浴用ではきりきず、やけど、慢性皮膚病、皮膚病、虚弱児童、慢性婦人病とあります。飲用には、慢性消化器病、慢性便秘とあります。「温泉の禁忌症及び入浴又は飲用上の注意決定基準」には、飲用で腎臓病、高血圧症、その他一般にむくみのあるもの、甲状腺機能亢進症のときはヨウ素を含有する温泉を禁忌とするとあります。

硫酸塩泉は、陰イオンの主成分が硫酸イオンで、陽イオンの主成分がナトリウムイオン、カルシウムイオンやマグネシウム等の温泉で、ガス状を除く溶存物質の総量が1,000mg/kg以上のものを指します。酸性の硫酸塩泉は、 SO_4^{2-} イオンと HSO_4^- イオンのmval%を合計して、主成分かの検討を行います。一般に無色または黄味を呈しており、飲むと苦味があるため、苦味泉と呼ばれることもあります。傷ついた動物が湯に傷を浸していて発見されたという伝説の温泉が多く、外傷や火傷等に効果が高く、「傷の湯」と呼ばれています。「温泉の適応症決定基準」には、鉄-硫酸塩泉とアルミニウム-硫酸塩泉を除き、浴用で動脈硬化、きりきず、やけど、慢性皮膚病に、飲用で慢性胆嚢症、胆石症、慢性便秘、肥満症、糖尿病、痛風とあります。

硫酸塩泉に分類される硫酸塩泉《芒硝(ぼうしょう)泉》〔ナトリウム-硫酸塩泉〕は、陰イオンの主成分が硫酸イオンで、陽イオンの主成分がナトリウムイオンの温泉で、ガス状を除く溶存物質の総量が1,000mg/kg以上のものです。塩類は硫酸ナトリウム(芒硝)を析出します。ほとんどが無色透明ですが、薄い褐色を帯びることもあります。飲用すると胆汁の分泌を促し、下痢作用があります。肝臓病、胃腸病、便秘、動脈硬化症等に効果があり、「中風の湯」と呼ばれます。

硫酸塩泉に分類される硫酸塩泉《石膏泉》〔カルシウム-硫酸塩泉〕は、陰イオンの主成分が硫酸イオンで、陽イオンの主成分がカルシウムイオンの温泉で、ガス状を除く溶存物質の総量が1,000mg/kg以上のものです。塩類は硫酸カルシウムを析出します。石膏分が粒子状になり、多く含むと白濁します。鎮静作用、収斂(しゅうれん)作用が高い泉質です。入浴により高血圧、動脈硬化、神経症、リウマチのほか、創傷、火傷等に効果があり「傷の湯」と呼ばれます。飲用すると消化を促し、利尿や下痢作用もあり、便秘に効果があります。

硫酸塩泉に分類される硫酸塩泉《正苦味(せいくみ・しょうくみ)泉》〔マグネシウム-硫酸塩泉〕は、陰イオンの主成分が硫酸イオンで、陽イオンの主成分がマグネシウムの温泉で、ガス状を除く溶存物質の総量が1,000mg/kg以上のものです。塩類は硫酸マグネシウムを析出します。日本では少ない泉質です。芒硝泉や石膏泉と同じような効果があります。「脳卒中の湯」といわれ、高血圧症や動脈硬化症に効果があり、古くから人気の湯治場になっていることが多いようです。

硫酸塩泉に分類される含アルミニウム泉の一部《明礬(みょうばん)泉》〔アルミニウム-硫酸塩泉〕は、陰イオンの主成分が硫酸イオンで、陽イオンの主成分がアルミニウムの温泉で、ガス状を除く溶存物質の総量が1,000mg/kg以上のものです。アルミニウムが100mg/kg以上の場合も該当します。塩類は、硫酸アルミニウム(明礬)を析出します。酸性明礬泉や酸性明礬・緑礬泉が大半で、浴槽内では薄い青白色を帯びることの多い泉質です。「温泉の適応症決定基準」には、浴用、飲用ともに酸性泉に準ずるとあります(浴用で慢性皮膚病、飲用で慢性消化器病)。収斂(しゅうれん)作用があり、水虫や湿疹等の慢性皮膚病に効果があります。

硫酸塩泉に分類される含銅-鉄泉《含銅・酸性緑礬泉(りょくばん)など》〔酸性-含銅・鉄(II)-硫酸塩泉〕は、陰イオンの主成分が硫酸イオンで、陽イオンの主成分が銅イオンや鉄イオンの温泉で、ガス状を除く溶存物質の総量が1,000mg/kg以上のものです。銅イオンが1mg

/kg 以上の場合等も該当します。「温泉の適応症決定基準」には、浴用、飲用ともに含鉄泉に準ずるとあります。浴用で月経障害、飲用で貧血に効果があるとされています。

続いて、特殊成分を含む療養泉を解説します。特殊成分を含む療養泉は、①二酸化炭素泉《単純炭酸泉》〔単純二酸化炭素泉〕、②含鉄泉(《炭酸鉄泉》、《緑礬(りょくばん)泉》)、③硫黄泉(硫黄泉《狭義の硫黄泉》、硫黄泉《硫化水素泉》)、④酸性泉、⑤放射能泉があります。

二酸化炭素泉《単純炭酸泉》〔単純二酸化炭素泉〕は、遊離二酸化炭素(炭酸ガス)を 1,000mg/kg 以上含むものです。温泉法上の温泉は 250mg/kg 以上ですが、250mg/kg 以上 1,000mg/kg 未満のものは二酸化炭素泉に該当せず、単純温泉となります。泉温が低い場合がほとんどです。無色透明で、多少酸味があります。末期的火山地帯の地層深部から湧き出するため、火山国である日本には少ない泉質です。入浴をすると肌に気泡が付着します。温泉中の炭酸ガスが皮膚を刺激して吸収を高め、毛細血管を拡張させるため血圧効果を下げるので「心臓の湯」といわれています。飲用するとサイダーやラムネを飲むような感じがあり、「ラムネ湯」とか、「泡の湯」とも呼ばれることもあります。飲用により胃腸粘膜の働きを良くするほか、食欲増進や利尿作用、便秘にも効果があります。「温泉の適応症決定基準」では、浴用に高血圧症、動脈硬化症、きりきず、やけどとあり、飲用に慢性消化器病、慢性便秘とあります。

含鉄泉は、「温泉の適応症決定基準」に、浴用で月経障害、飲用で貧血とあります。

含鉄泉に分類される《炭酸鉄泉》〔鉄(II)-炭酸水素塩泉〕は、鉄(II)イオン〔フェロイオン〕と鉄(III)イオン〔フェリイオン〕の総和が 20mg/kg 以上含み、陰イオンの主成分が炭酸水素イオンの温泉です。温泉法上の温泉は 10mg/kg 以上ですが、10mg/kg 以上 20mg/kg 未満のものは炭酸鉄泉に該当せず、単純温泉となります。湧出口では無色ですが、浴槽では酸素に触れ酸化し錆色になります。褐色の沈殿物が生じることもあります。貧血に効果があります。飲用する場合、緑茶と一緒に飲むと胃の中で酸化するため、避けるべきです。

含鉄泉に分類される《緑礬(りょくばん)泉》〔鉄(II)-硫酸塩泉〕は、鉄(II)イオンと鉄(III)イオンの総和が 20mg/kg 以上含み、陰イオンの主成分が硫酸イオンの温泉です。温泉法上の温泉は 10mg/kg 以上ですが、10mg/kg 以上 20mg/kg 未満のものは炭酸鉄泉に該当せず、単純温泉となります。湧出口では無色ですが、浴槽では酸素に触れ淡緑色になります。強酸性である場合が多いようです。効果は、炭酸鉄泉と同じです。

硫黄泉は、「温泉の適応症決定基準」に、浴用で慢性皮膚病、慢性婦人病、きりきず、糖尿病とあり、飲用で糖尿病、痛風、便秘とあります。硫化水素型では、浴用で高血圧症、動脈硬化も付記されています。「温泉の禁忌症及び入浴又は飲用上の注意決定基準」には、浴用で皮膚、粘膜の過敏な人、特に光線過敏症の人とあり、飲用に下痢の時とあります。硫化水素型では、高齢者の皮膚乾燥症も付け加えられています。

硫黄泉《硫黄泉(狭義の)》〔硫黄泉〕は、硫化水素イオン、チオ硫酸イオンと硫化水素に対応するイオン総量が 2 mg/kg 以上含み、硫化水素を含まない狭義の硫黄泉です。温泉法上の温泉は 1mg/kg 以上ですが、1mg/kg 以上 2mg/kg 未満のものは硫黄泉に該当せず、単純温泉となります。火山地帯に多い泉質であるため、日本に多くあります。高温である場合が多いようです。硫黄分を多く含むと、浴槽に白い湯の華が浮んだり、浴槽水が白濁したりします。入浴すると血管が拡張し、皮膚を軟化させ脂肪分を溶解します。温まりやすい反面、刺激が強く、湯当たりやただれを起こすこともあります。

硫黄泉《硫化水素泉》〔硫黄泉(硫化水素型)〕は、硫化水素イオン、チオ硫酸イオンと硫化水素に対応するイオン総量が 2 mg/kg 以上含み、硫化水素を含む硫化水素泉です。温泉法上の温泉は 1mg/kg 以上ですが、1mg/kg 以上 2mg/kg 未満のものは硫黄泉に該当せず、単純温泉となります。火山地帯に多い泉質であるため、日本に多くあります。高温である場合が多いようです。無色透明に近いが、他の含有成分により浴槽水の色が変化します。硫化水素ガスは、

銅、錫や鉄などの金属製品を黒く変色させます。硫化水素ガスは痰の切れを良くするといわれ、ぜんそくや気管支炎にも効果があります。

酸性泉《酸性泉》〔酸性泉〕は、水素イオンを 1mg/kg 以上含み、酸性を示します。硫化水素、緑礬や明礬を含み、酸性緑礬泉や酸性明礬泉と呼ばれます。ほとんどが、無色か微黄褐色で、酸味があります。殺菌力が強く、皮膚病のなかでも水虫、疥癬、湿疹等の細菌性の疾患に効果が高いとされています。湯治では単純温泉や石膏泉等と併せて、「仕上げの湯」とか「直しの湯」と呼ばれ、併用されていました。「温泉の適応症決定基準」には、浴用で慢性皮膚病、飲用で慢性消化器病とあります。

放射能泉《放射能泉》〔放射能泉〕は、ラドンを $30\text{Ci/kg} \times 10^{-10}$ (100 億分の 30 キュリー単位、8.25 マッヘ単位/kg) 以上含む。温泉法上の温泉は $20\text{Ci/kg} \times 10^{-10}$ (100 億分の 20 キュリー単位、5.5 マッヘ単位/kg) 以上ですが、 $20\text{Ci/kg} \times 10^{-10}$ 以上 $30\text{Ci/kg} \times 10^{-10}$ 未満のものは放射能泉に該当せず、単純温泉となります。無色透明無味無臭です。俗に、ラジウム泉と呼ばれます。ラドンは空中に拡散しやすいため、温泉の集中配湯や循環式浴槽には不向きです。鎮静作用、循環器障害改善、血圧効果、更年期障害のほか、副腎や卵巣に働きかけるので、不妊症にも効果があるとされています。「温泉の適応症決定基準」には、浴用で痛風、動脈硬化症、高血圧症、慢性胆嚢炎、胆石症、慢性皮膚病、慢性婦人病とあり、飲用で痛風、慢性消化器病、慢性胆嚢炎、胆石症、神経痛、筋肉痛、関節痛とあります。

表 5.5.8 旧泉質名による細分類(抄)

大分類	中分類	小分類	詳細分類	
硫酸塩泉	純硫酸塩泉			
	正苦味泉			
	芒硝泉			
	石膏泉			
	含食塩芒硝泉			
	含食塩石膏泉			
	含食塩正苦味泉			
鉄泉	炭酸鉄泉	単純炭酸鉄泉		
		含炭酸鉄泉		
		土類炭酸鉄泉	純土類炭酸鉄泉	
			含食塩土類炭酸鉄泉	
			含芒硝土類炭酸鉄泉	
		重曹炭酸鉄泉	純重曹炭酸鉄泉	
			含食塩重曹炭酸鉄泉	
			含芒硝重曹炭酸鉄泉	
			含食塩芒硝重曹炭酸鉄泉	
			重曹炭酸鉄泉	
		含土類重曹炭酸鉄泉		
		含食塩炭酸鉄泉		
		含硫酸塩炭酸鉄泉		
	緑礬泉	単純緑礬泉		
酸性緑礬泉				
含ヒ素緑礬泉				
含明礬緑礬泉				
含銅緑礬泉				
	含塩化物鉄泉			
明礬泉	明礬泉			
	酸性明礬泉			
硫黄泉	硫黄泉 (狭義の)	単純硫黄泉		
		含食塩硫黄泉		
		含食塩重曹硫黄泉		
	硫化水素泉	単純硫化水素泉	単純硫化水素泉	
			酸性硫化水素泉	
		土類硫化水素泉	含食塩土類硫化水素泉	
			含石膏土類硫化水素泉	
		重曹硫化水素泉	重曹硫化水素泉	
			含芒硝重曹硫化水素泉	
		塩化物硫化水素泉	食塩硫化水素泉	
			塩化土類硫化水素泉	
			含重曹食塩硫化水素泉	
			含石膏食塩硫化水素泉	
		硫酸塩硫化水素泉	石膏硫化水素泉	
			含食塩芒硝硫化水素泉	
			含食塩石膏硫化水素泉	

表 5.5.9a 新旧泉質名対照表 (抄) (1)

揭示用新泉質名	旧泉質名	新泉質名	略記泉質名
硫酸塩泉	6. 硫酸塩泉	硫酸塩泉	SO ₄ 泉
	(a)純硫酸塩泉	硫酸塩泉	SO ₄ 泉
	(b)正苦味泉	マグネシウム-硫酸塩泉	Mg-SO ₄ 泉
	(c)芒硝泉	ナトリウム-硫酸塩泉	Na-SO ₄ 泉
	(d)石膏泉	カルシウム-硫酸塩泉	Ca-SO ₄ 泉
	(e)含食塩-芒硝泉	ナトリウム-硫酸塩・塩化物泉	Na-SO ₄ ・Cl泉
	(f)含食塩-石膏泉	カルシウム・ナトリウム-硫酸塩・塩化物泉	Ca・Na-SO ₄ ・Cl泉
	(g)含食塩-正苦味泉	マグネシウム・ナトリウム-硫酸塩・塩化物泉	Mg・Na-SO ₄ ・Cl泉
含鉄泉	7. 鉄泉	鉄泉	
	(1)炭酸鉄泉	(鉄(II)-炭酸水素塩泉)	(Fe(II)-HCO ₃ 泉)
	(a)単純炭酸鉄泉	単純鉄(II)泉(炭酸水素塩型)	単純Fe(II)泉(HCO ₃ 型)
	(b)含炭素・鉄泉	含鉄・二酸化炭素-カルシウム-炭酸水素塩泉	含Fe(II)・CO ₂ -Ca-HCO ₃ 泉
	(c)土類炭酸鉄泉	カルシウム(・マグネシウム)鉄(II)-炭酸水素塩泉 または含鉄(II)-カルシウム(・マグネシウム)-炭酸水素塩泉	Ca(・Mg)・Fe(II)-HCO ₃ 泉 含Fe(II)-Ca(・Mg)-HCO ₃ 泉
	a.純土類炭酸鉄泉	カルシウム(・マグネシウム)鉄(II)-炭酸水素塩泉 または含鉄(II)-カルシウム(・マグネシウム)-炭酸水素塩泉	Ca(・Mg)・Fe(II)-HCO ₃ 泉 含Fe(II)-Ca(・Mg)-HCO ₃ 泉
	b.含食塩-土類炭酸鉄泉	カルシウム(・マグネシウム)・ナトリウム・鉄(II)-炭酸水素塩・塩化物泉 または含鉄(II)-カルシウム(・マグネシウム)・ナトリウム・炭酸水素塩・塩化物泉	Ca(・Mg)・Na・Fe(II)-HCO ₃ ・Cl泉 含Fe(II)-Ca(・Mg)-Na-HCO ₃ ・Cl泉
	c.含芒硝-土類炭酸鉄泉	カルシウム(・マグネシウム)・ナトリウム・鉄(II)-炭酸水素塩・硫酸塩泉 または含鉄(II)-カルシウム(・マグネシウム)・ナトリウム・炭酸水素塩・硫酸塩泉	Ca(・Mg)・Na・Fe(II)-HCO ₃ ・SO ₄ 泉 含Fe(II)-Ca(・Mg)-Na-HCO ₃ ・SO ₄ 泉
	(d)重曹炭酸鉄泉	ナトリウム・鉄(II)-炭酸水素塩泉 または含鉄(II)-ナトリウム-炭酸水素塩泉	Na・Fe(II)-HCO ₃ 泉 含Fe(II)-Na-HCO ₃ 泉
	a.純重曹・炭酸鉄泉	ナトリウム・鉄(II)-炭酸水素塩泉 または含鉄(II)-ナトリウム-炭酸水素塩泉	Na・Fe(II)-HCO ₃ 泉 含Fe(II)-Na-HCO ₃ 泉
	b.含食塩-重曹炭酸鉄泉	ナトリウム・鉄(II)-炭酸水素塩・塩化物泉 または含鉄(II)-ナトリウム-炭酸水素塩・塩化物泉	Na・Fe(II)-HCO ₃ ・Cl泉 含Fe(II)-Na-HCO ₃ ・Cl泉
	c.含芒硝-重曹炭酸鉄泉	ナトリウム・鉄(II)-炭酸水素塩・硫酸塩泉 または含鉄(II)-ナトリウム-炭酸水素塩・硫酸塩泉	Na・Fe(II)-HCO ₃ ・SO ₄ 泉 含Fe(II)-Na-HCO ₃ ・SO ₄ 泉
	d.含食塩・芒硝-重曹炭酸鉄泉	ナトリウム・鉄(II)-炭酸水素塩・塩化物・硫酸塩泉 または含鉄(II)-ナトリウム-炭酸水素塩・塩化物・硫酸塩泉	Na・Fe(II)-HCO ₃ ・Cl・SO ₄ 泉 含Fe(II)-Na-HCO ₃ ・Cl・SO ₄ 泉
	e.含土類-重曹炭酸鉄泉	ナトリウム・カルシウム(・マグネシウム)・鉄(II)-炭酸水素塩泉 または含鉄(II)-ナトリウム・カルシウム(・マグネシウム)-炭酸水素塩泉	Na・Ca(・Mg)・Fe(II)-HCO ₃ 泉 含Fe(II)-Na・Ca(・Mg)-HCO ₃ 泉
	(e)含食塩-炭酸鉄泉	ナトリウム・鉄(II)-塩化物・炭酸水素塩泉または含鉄(II)-ナトリウム-塩化物(・炭酸水素塩)泉	Na・Fe(II)-Cl・HCO ₃ 泉 含Fe(II)-Na-Cl(・HCO ₃)泉
	(f)含硫酸塩-炭酸鉄泉	ナトリウム・鉄(II)-硫酸塩・炭酸水素塩泉または含鉄(II)-ナトリウム-硫酸塩(・炭酸水素塩)泉	Na・Fe(II)-SO ₄ ・HCO ₃ 泉 含Fe(II)-Na-SO ₄ (・HCO ₃)泉
	8. 緑礬泉	(鉄(II)-硫酸塩泉)	(Fe(II)-SO ₄)
	(a)単純緑礬泉	単純鉄泉(硫酸塩型)	単純Fe(II)泉(SO ₄ 型)
	(b)酸性緑礬泉	酸性-鉄(II)-硫酸塩泉	酸性-Fe(II)-SO ₄ 泉
(c)含ヒ素緑礬泉	鉄(II)-硫酸塩泉	Fe(II)-SO ₄ 泉	
(d)含明礬・緑礬泉	アルミニウム・鉄(II)-硫酸塩泉 または含鉄(II)-アルミニウム-硫酸塩泉	Al・Fe(II)-SO ₄ 泉 含Fe(II)-Al-SO ₄ 泉	

表 5.5.9b 新旧泉質名対照表（抄）(2)

含アルミニウム泉	例. 含・明礬・緑礬泉	アルミニウム・鉄(II)－硫酸塩泉 または含鉄(II)－アルミニウム－硫酸塩泉	Al・Fe(II)－SO ₄ 泉 含Fe(II)－Al－SO ₄ 泉
含銅－鉄泉	例. 含銅・酸性緑礬泉	酸性－含銅・鉄(II)－硫酸塩泉	酸性・含CuFe(II)－SO ₄ 泉
硫黄泉	9. 硫黄泉	硫黄泉	
	(1)硫黄泉（狭義の）	硫黄泉	
	(a)単純硫黄泉	単純硫黄泉	単純S泉
	(b)含食塩－硫黄泉	含硫黄－ナトリウム－塩化物泉	含S－Na－Cl泉
	(c)含食塩重曹－硫黄泉	含硫黄－ナトリウム－塩化物・炭酸水素塩泉	含S－Na－Cl・HCO ₃ 泉
	(2)硫化水素泉	硫黄泉(硫化水素型)	
	(a)単純硫化水素泉	単純硫黄泉(硫化水素型)	単純S泉(H ₂ S型)
	(b)酸性硫化水素泉	酸性－含硫黄・(ナトリウム)－硫酸塩泉(硫化水素型)	酸性・含S－(Na)－SO ₄ 泉(H ₂ S型)
	(c)土類硫化水素泉	含硫黄－カルシウム(・マグネシウム)－炭酸水素塩泉(硫化水素型)	含S－Ca(・Mg)－HCO ₃ 泉(H ₂ S型)
	a.含食塩－土類硫化水素泉	含硫黄－カルシウム(・マグネシウム)・ナトリウム－炭酸水素塩・塩化物泉(硫化水素型)	含S－Ca(・Mg)・Na－HCO ₃ ・Cl泉(H ₂ S型)
	b.含石膏－土類硫化水素泉	含硫黄－カルシウム(・マグネシウム)－炭酸水素塩・硫酸塩泉(硫化水素型)	含S－Ca(・Mg)－HCO ₃ ・SO ₄ 泉(H ₂ S型)
	(d)重曹硫化水素泉	含硫黄－ナトリウム－炭酸水素塩泉(硫化水素型)	含S－Na－HCO ₃ 泉(H ₂ S型)
	a.重曹硫化水素泉	含硫黄－ナトリウム－炭酸水素塩泉(硫化水素型)	含S－Na－HCO ₃ 泉(H ₂ S型)
	b.含芒硝－重曹硫化水素泉	含硫黄－ナトリウム－炭酸水素塩・硫酸塩泉(硫化水素型)	含S－Na－HCO ₃ ・SO ₄ 泉(H ₂ S型)
	(e)塩化物硫化水素泉		
	a.食塩硫化水素泉	含硫黄－ナトリウム－塩化物泉(硫化水素型)	含S－Na－Cl泉(H ₂ S型)
	b.塩化土類硫化水素泉	含硫黄－カルシウム(・マグネシウム)－塩化物泉(硫化水素型)	含S－Ca(・Mg)－Cl泉(H ₂ S型)
	c.含重曹－食塩硫化水素泉	含硫黄－ナトリウム－塩化物・炭酸水素塩泉(硫化水素型)	含S－Na－Cl・HCO ₃ 泉(H ₂ S型)
	d.含石膏－食塩硫化水素泉	含硫黄－ナトリウム・カルシウム－塩化物・硫酸塩泉(硫化水素型)	含S－Na・Ca－Cl・SO ₄ 泉(H ₂ S型)
	(f)硫酸塩硫化水素泉		
	a.石膏硫化水素泉	含硫黄－カルシウム－硫酸塩泉(硫化水素型)	含S－Ca－SO ₄ 泉(H ₂ S型)
	b.含食塩－芒硝硫化水素泉	含硫黄－ナトリウム－硫酸塩・塩化物泉(硫化水素型)	含S－Na－SO ₄ ・Cl泉(H ₂ S型)
	c.含食塩－石膏硫化水素泉	含硫黄－カルシウム・ナトリウム－硫酸塩・塩化物泉(硫化水素型)	含S－Ca・Na－SO ₄ Cl泉(H ₂ S型)

(4) 温泉消毒と快適性、温泉文化との関わり

温泉の掛け流し式浴槽(温泉水の一過式利用の浴槽、非循環ろ過式)は、レジオネラ属菌はならず、衛生的という間違った認識があります。源泉にはレジオネラがいなくとも、源泉槽で繁殖する可能性があります。既往の研究^{20) 21) 22)}で、掛け流し温泉からもレジオネラ属菌が検出されている現状を、認識しなければなりません。厚生労働科学研究費補助金の委員会でも掛け流し温泉の調査した事例があり、表 5.5.10 のように下流側ほど、検出率が上がっています²²⁾。また、『レジオネラ症防止指針(第4版)』²⁾や『レジオネラ症防止指針(第3版)』³⁾では、「掛け流し温泉の衛生管理について」と項立てをして、掛け流し温泉への注意喚起をしています。このようにイメージとしての掛け流し温泉の安全性を、データをもとに真摯受け止める必要があります。

表 5.5.10 温泉系統でのレジオネラ属菌とアメーバの検出率²²⁾

	源泉	貯湯槽	湯口	浴槽
レジオネラ属菌	8%	23%	24%	41%
アメーバ	3%	19%	5%	29%

井上博雄:掛け流し式温泉の衛生管理手法, 厚生労働省健康局生活衛生課 第5回全国レジオネラ対策会議資料(2007-3)

かつて、道後温泉本館の《坊ちゃんの湯》に塩素投入を保健所が指導したことが、塩素消毒に対する賛否に一石を投じたこともありました。これに便乗して、温泉水の塩素消毒を悪と決めつけ、塩素系以外のレジオネラ属菌対策機器メーカーが、効果に疑問のある機器を売りさばっている実態は由々しき問題です。温泉の消毒や掛け流し温泉のレジオネラ汚染など、科学的な検証に基づく対策が必要です。イメージに左右されないことが大切であると考えます。

今後は、国民が求める温泉らしさに対応したレジオネラ症対策や浴槽水管理が必要であるかも知れません。温泉原理主義的なレジオネラ対策と温泉らしさに対応する対策は異なるからです。国民の嗜好を的確に把握して、快適性や現代日本の温泉文化との関係を見つめ直すことが重要でしょう。

参考・引用文献

- 1) 厚生労働省：レジオネラ症を予防するために必要な措置に関する技術上の指針、厚生労働省告示第 264 号,2003-7
- 2) 公社)日本建築衛生管理教育センター：レジオネラ症防止指針(第 4 版)、pp.101~111・pp.141~146・pp.147~149,(2017)
- 3) ビル管理教育センター：レジオネラ症防止指針(第 3 版)、pp.65~74・pp.126~128,(2009)
- 4) 空気調和・衛生工学会；SHASE-G 2002-2006 浴場施設のレジオネラ防止指針、pp.19~21・pp.25~33、(2006-11)
- 5) 厚生労働省健康局生活衛生課長：循環式浴槽におけるレジオネラ症防止対策マニュアルについて、健衛発第 95 号(2001-9)
- 6) 厚生労働省健康局長：公衆浴場における衛生等管理要領、健発第 0214004 号(2003-2)
- 7) 赤井仁志：既存施設の調査、浴場施設におけるレジオネラ対策指針のための調査・実験研究 SHASE-R 2004-2005、空気調和・衛生工学会 浴場施設におけるレジオネラ対策小委員会、pp.41~45(2006-3)
- 8) 赤井仁志・紀谷文樹・岡田誠之・市川憲良・高柳保・中村克彦・工藤浩一・池上天：浴槽水での DPD 法と SBT 法による遊離残留塩素濃度測定法に関する研究、空気調和・衛生工学会論文集、No.122、pp.1~7 (2007-5)
- 9) 赤井仁志・栃原裕・阪中郁：吸光光度法による浴槽水を対象とした二酸化塩素濃度の現場測定方法に関する研究、日本建築学会環境系論文集、Vol.74 No.641、pp.811~817(2009-7)
- 10) 赤井仁志・紀谷文樹・田中和則：大型浴槽の遊離残留塩素濃度管理と制御に関する研究、電気設備学会全国大会講演論文集、pp.325~326(2005-9)
- 11) 赤井仁志・紀谷文樹・岡田誠之・市川憲良・高柳保・中村克彦・濱田靖弘：浴槽水の消毒剤濃度現地測定法に関する調査研究(その 1)遊離残留塩素濃度、空気調和・衛生工学会北海道支部学術講演会論文集、pp.79~80(2007-3)
- 12) 阪中郁・赤井仁志・野知啓子・鎌田素之・森林博之・濱田靖弘・浅見薫・田中和則：浴槽水の消毒剤濃度現地測定法に関する調査研究(その 2)二酸化塩素濃度、空気調和・衛生工学会北海道支部学術講演会論文集、pp.81~82(2007-3)
- 13) 赤井仁志・野知啓子・岡田誠之・濱田靖弘・中村克彦・阪中郁・竹田良子・高橋和弘：浴槽水の消毒剤濃度現地測定法に関する調査研究(その 3)空気調和・衛生工学会北海道支部学術講演会論文集、pp.81~82(2008-3)
- 14) 赤井仁志・阪中郁・岡田誠之・野知啓子・渡邊伸幸：現場測定による浴槽水消毒剤濃度に関する研究(その 1)二酸化塩素濃度と FACTS 法による塩素濃度の基礎試験、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp.41~44(2007-9)
- 15) 渡邊伸幸・岡田誠之・赤井仁志：現場測定による浴槽水消毒剤濃度に関する研究(その 2)FACTS 法による塩素濃度のフィールド試験、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp.45~48(2007-9)
- 16) 赤井仁志・野知啓子・岡田誠之・中村克彦・阪中郁・竹田良子・高橋和弘：現場測定による浴槽水消毒剤濃度に関する研究(その 3)浴槽での残留塩素の分布、空気調和・衛生工学会大会学術講演

論文集、pp.729～732(2008-8)

- 17) 赤井仁志・野知啓子・津田宏之・大塚雅之・森林博之・門脇正史・千葉隆史・小室信一：温泉水中のレジオネラ属菌に対する消毒剤の有効性についての実験的検討、空気調和・衛生工学会論文集、No.139、pp.11～17(2008-10)
- 18) 野知啓子：泉質・レジオネラ対策、給排水設備研究、Vol.24 No.4、pp.26～32(2008-1)
- 19) 赤井仁志：温泉や鉱泉等の定義と分類、給排水設備研究、Vol.24 No.4、pp.20～25(2008-1)
- 20) 古畑勝則：レジオネラ症感染防止対策に関する研究、Vol.33 No.8、防菌防黴誌、pp.397～405(2005)
- 21) 古畑勝則：温泉水からのレジオネラ属菌の分離状況、感染症学雑誌、Vol.78、pp.710～716(2004-8)
- 22) 井上博雄：掛け流し式温泉の衛生管理手法、厚生労働省健康局生活衛生課 第5回全国レジオネラ対策会議資料、pp.37～50(2007-3)
- 23) 赤井仁志・野知啓子・森林博之・山本昌志・小室信一・津田宏之：温泉水質に適応可能な消毒剤についての検討(第1報)温泉水による各種消毒剤の消費特性、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp.1573～1576(2006-9)
- 24) 森林博之・野知啓子・赤井仁志・山本昌志・小室信一・津田宏之：温泉水質に適応可能な消毒剤についての検討(第2報)各消毒剤によるレジオネラ属菌の不活化、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp.1577～1580(2006-9)
- 25) 赤井仁志・野知啓子・森林博之・長谷川知美・津田宏之：浴場施設におけるレジオネラ汚染防止に関する検討(1)温泉水による塩素系消毒剤の消費特性、日本水環境学会年次大会講演要旨集、p.533(2007-3)
- 26) 長谷川知美・野知啓子・森林博之・津田宏之・赤井仁志：浴場施設におけるレジオネラ汚染防止に関する検討(2)塩素系消毒剤によるレジオネラ属菌の不活化、日本水環境学会年次大会講演要旨集、p.534(2007-3)
- 27) 空気調和・衛生工学会 浴場施設におけるレジオネラ対策小委員会：温泉・鉱泉などの定義、分類と特徴、浴場施設におけるレジオネラ対策指針のための調査・研究、pp.65～88(2006)

6 一次エネルギーの試算

6 一次エネルギーの試算

6.1 省エネルギー基準の構成

平成 28 年省エネルギー基準における算定・判断の方法

第四章 給湯設備

目次

1. 給湯設備の設計一次エネルギー消費量
2. 年間給湯負荷.....
3. 太陽熱利用システムの熱利用量.....
4. 日平均給水温度.....
5. 日積算湯使用量.....
6. 節湯器具による湯使用量削減率.....
7. 年間配管熱損失量.....
8. 配管周囲温度.....
9. 配管長さ.....
10. 給湯配管の線熱損失係数.....
11. 標準日積算湯使用量.....
12. 熱源運転効率.....

1. 給湯設備の設計一次エネルギー消費量

1.1 入力変数

記号	意味	単位	参照
$Q_{Wr,i}$	給湯設備 i の年間給湯負荷	kJ/年	「2. 年間給湯負荷」
$Q_{Wr,l}$	給湯設備 i の年間配管熱損失量	kJ/年	「7. 配管熱損失量」
$\eta_{w,i}$	給湯設備 i の運転効率（一次エネルギー換算）	無次元	「12. 熱源運転効率」
n	給湯設備の総数	台	

1.2 出力変数

記号	意味	単位
E_w	給湯設備の設計一次エネルギー消費量	MJ/年

1.3 定数

記号	意味	単位	値
C_w	補正係数（付録 4A）	無次元	2.5

1.4 算出方法

給湯設備の設計一次エネルギー消費量 E_w [MJ/年] は次式で求める。

$$E_w = \sum_{i=1}^n \left(\frac{Q_{Wr,i} + C_w \times Q_{Wr,l}}{\eta_{w,i}} \right) \times 10^{-3}$$

<解説>

式の最後の 10^{-3} は、[kJ] を [MJ] に換算するための係数である。なお、上式にはポンプの消費電力は明示的に表われていないが、補正係数 C_w の中にポンプの消費電力の影響は含まれている。

記号	意味	単位	参照
$\theta_{w,m,d}$	日付 d における日平均給水温度	℃	「4. 日平均給水温度」
$V_{w,d,i}$	日付 d における給湯設備の日積算湯使用量	L/日	「5. 日積算湯使用量」
$Q_{w,solar,d,j}$	日付 d における給湯設備の太陽熱利用システム の熱利用量	kJ/日	「3. 太陽熱利用システム の熱利用量」

2.2 出力変数

記号	意味	単位
$Q_{Wr,i}$	給湯設備 i の年間給湯負荷	kJ/年

2.3 定数

記号	意味	単位	値
c_w	水の比熱	kJ/(kg・K)	4.2
$\theta_{w,top}$	給湯温度	℃	43
ρ_w	水の密度	kg/L	1.0

2.4 算出方法

給湯設備 i の年間給湯負荷 $Q_{Wr,i}$ [kJ/年] は、次式により算出される。

$$Q_{Wr,i} = \sum_{d=1}^{365} \left(c_w \times \rho_w \times (\theta_{w,top} - \theta_{w,m,d}) \times V_{w,d,i} - Q_{w,solar,d,j} \right)$$

3. 太陽熱利用システムの熱利用量

3.1 入力変数

記号	意味	単位	参照
$A_{W,solar}$	太陽熱温水器の有効集熱面積	m ²	(入力)
$I_{Wds,d}$	日付 d における当該地域の集熱面日射量	MJ/(m ² 日)	「13. 集熱面日射量」

3.2 出力変数

記号	意味	単位
$Q_{W,solar,d,i}$	日付 d における給湯設備の太陽熱利用システムの熱利用量	kJ/日

3.3 定数

記号	意味	単位	値
$C_{W,eff}$	太陽熱温水器の集熱効率	[-]	0.40
$C_{W,ploss}$	太陽熱温水器を補助熱源に接続した場合の、配管口スを考慮した効率	[-]	0.85

3.4 算出方法

日付 d における給湯設備の太陽熱利用システムの熱利用量 $Q_{W,solar,d,i}$ は、次のように算出する。

a) 太陽熱利用システムがない場合

$$Q_{W,solar,d,i} = 0$$

b) 太陽熱利用システムがある場合

b-1) 日平均外気温が 5℃以下である場合

$$Q_{W,solar,d,i} = 0$$

b-2) 日平均外気温が 5℃を超える場合

$$Q_{W,solar,d,i} = A_{W,solar} \times I_{Wds} \times C_{W,eff} \times C_{W,ploss}$$

ただし、 $Q_{W,solar,d,i}$ が $c_w \times (\theta_{W,tap} - \theta_{Wm,d,i}) \times V_{W,d,i}$ の 90%以上となる場合は、全てを太陽熱で賄うことはできないとし、

$$Q_{W,solar,d,i} = 0.9 \times c_w \times (\theta_{W,tap} - \theta_{Wm,d,i}) \times V_{W,d,i}$$

とする。

<解説>

この算出方法は、(財) 建築環境・省エネルギー機構「住宅事業建築主の判断の基準におけるエネルギー消費量計算方法の解説」に記載されている算出方法と同じである。

4. 日平均給水温度

4.1 入力変数

記号	意味	単位	参照
$\theta_{oa,d}$	日付 d における日平均外気温度	℃	気象データ
	地域区分	選択	(入力)

4.2 出力変数

記号	意味	単位
$\theta_{wm,d}$	日付 d における日平均給水温度	℃

4.3 定数

なし

4.4 算出方法

日付 d における日平均給水温度は、次式にて算出する。式中の係数 a_w 、 b_w は下表に示す通り、地域別に規定されている。なお、この算出方法は、住宅事業建築主の判断基準における日平均給水温度の算出法を引用している。

$$\theta_{wm,d} = a_w \theta_{oa,d} + b_w$$

表 日平均給水温度推定式の係数

地域	a_w	b_w
1 地域	0.664	3.466
2 地域	0.664	3.466
3 地域	0.605	4.515
4 地域	0.605	4.515
5 地域	0.866	1.665
6 地域	0.852	2.473
7 地域	0.922	2.097
8 地域	0.692	7.167

5. 日積算湯使用量

5.1 入力変数

記号	意味	単位	参照
$V_{WS,d,r1}$	日付 d における給湯対象室 r の標準日積算湯使用量（洗面のための湯使用量）	L/日	「11. 標準日積算湯使用量」
$V_{WS,d,r2}$	日付 d における給湯対象室 r の標準日積算湯使用量（シャワーのための湯使用量）	L/日	「11. 標準日積算湯使用量」
$V_{WS,d,r3}$	日付 d における給湯対象室 r の標準日積算湯使用量（厨房のための湯使用量）	L/日	「11. 標準日積算湯使用量」
$V_{WS,d,r4}$	日付 d における給湯対象室 r の標準日積算湯使用量（その他の湯使用量）	L/日	「11. 標準日積算湯使用量」
$Q_{W,r,i}$	給湯設備 i の定格加熱容量	kW	
$n_{W,r,j}$	給湯対象室 r にサービスを提供する給湯設備の台数	台	
$Q_{W,r,n}$	給湯対象室 r にサービスを提供する給湯設備 n の定格加熱容量	kW	
$\varphi_{W,ra}$	給湯対象室 r のための節湯器具（自動給湯栓）による湯使用量削減率	無次元	「6. 節湯器具による湯使用量削減率」
$\varphi_{W,rb}$	給湯対象室 r のための節湯器具（節湯 B1）による湯使用量削減率	無次元	「6. 節湯器具による湯使用量削減率」

5.2 出力変数

記号	意味	単位
$V_{W,d,i}$	給湯設備 i の日積算湯使用量	L/日

5.3 定数

なし

5.4 算出方法

給湯設備 i の日積算湯使用量 $V_{W,d,i}$ は、給湯対象室（「給湯設備を利用する可能性がある人が存在する居室」と定義する。）の日積算湯使用量を、全ての給湯対象室について積算した値であるとする。ただし、給湯設備 i の給湯対象室 r が、給湯設備 i からしかサービスを提供されない場合と給湯設備 i 以外の給湯設備からもサービスを提供される場合で、次のように算出方法が異なる。

a) 給湯設備 i の給湯対象室 r が、給湯設備 i からしかサービスを提供されない場合

$$V_{W,d,i} = \sum_{r=1}^{n_{W,r,i}} \left(V_{WS,d,r1} \times \varphi_{W,ra} + V_{WS,d,r2} \times \varphi_{W,rb} + V_{WS,d,r3} + V_{WS,d,r4} \right)$$

b) 給湯設備 i の給湯対象室 r が、給湯設備 i 以外の給湯設備からもサービスを提供される場合（例えば、給湯対象室が事務室で、男子トイレ、女子トイレに別々に給湯設備がある場合）

給湯対象室 r の標準日積算湯使用量 $V_{WS,d,r}$ を、給湯対象室 r にサービスを提供する給湯設備の定格加熱容量で按分した値を「給湯設備 i が負担する給湯対象室 r のための湯使用量」とし、これを全給湯対象室について積算した値を $V_{W,d,i}$ とする。

$$V_{W,d,j} = \sum_{r=1}^{n_{W,room,j}} \left(V_{WS,d,r1} \times \varphi_{W,ra} + V_{WS,d,r2} \times \varphi_{W,rb} + V_{WS,d,r3} + V_{WS,d,r4} \right) \times \frac{Q_{W,r,j}}{\sum_{n=1}^{n_{W,r,j}} Q_{W,r,n}}$$

6. 節湯器具による湯使用量削減率

6.1 入力変数

記号	意味	単位	参照
	室 r に設置される節湯器具の種類（下表） [自動給湯栓, 節湯 B1]	選択	

表 節湯器具の種類

選択肢	定義
自動給湯栓	洗面に設置され、使用と共に自動で止水する給湯栓。電氣的に開閉し、手を遠ざけると自動で止水するもの。 なお、公衆浴場等で使用される自閉式水栓（一定時間量を吐出した後自動で止水する水栓）については、広く普及しており、日積算湯使用量原単位の中にその節湯効果が既に見込まれているため、「自動給湯栓」とはみなさないこととする。
節湯 B1（小流量吐水機構）	基準（節湯水栓(節湯 A1/B1/C1)の判断基準 ¹⁾ 参照）に定められた試験方法にて吐水力を測定し、その値が次の条件に適合すること。 <ul style="list-style-type: none"> ・ 流水中に空気を混入させる構造を 持たないもの → 0.60 N 以上 ・ 流水中に空気を混入させる構造を 持つもの → 0.55 N 以上 ¹⁾ http://www.j-valve.or.jp/suisen/setsuyu/f_setsuyu-a1b1c1-kijun_201405.pdf
無	上記の機構を有する水栓以外すべて。 なお、「2バルブ水栓」を採用する場合は、上記の機構の有無によらず「無」とする。

※ 室 r の全ての給湯栓が「自動給湯栓」もしくは「節湯 B1」に合致しなければ、節湯器具を採用したとはみなさないこととする。

※ 節湯 A1（手元止水機構）、節湯 C1（水優先吐水機構）については、非住宅建築物に設置された場合の節湯効果が不明瞭であるため（家庭用と業務用では湯水の使われ方が異なる）、非住宅建築物の評価法においては節湯器具とはみなさない。

6.2 出力変数

記号	意味	単位
$\varphi_{W,ra}$	室 r に設置される自動給湯栓による湯使用量削減率	無次元
$\varphi_{W,rb}$	室 r に設置される節湯 B1 による湯使用量削減率	無次元

6.3 定数

なし

6.4 算出方法

湯使用量削減率は次のように算出する。

- ・ 自動給湯栓が設置される場合は $\varphi_{W,ra}=0.6$ 、設置されない場合は $\varphi_{W,ra}=1.0$
- ・ 節湯 B1 が設置される場合は、 $\varphi_{W,rb}=0.75$ （節水型シャワーノズル 15%、サーモスタット 10%で合わせて 25%削減）とする。設置されない場合は $\varphi_{W,rb}=1.0$

ただし、「自動給湯栓」と「節湯 B1」が同時に設置されることはないものとする。

7. 年間配管熱損失量

7.1 入力変数

記号	意味	単位	参照
$L_{W,i}$	給湯設備 i の配管長さ	m	「9. 配管長さ」
$k_{W,i}$	給湯設備 i の配管の線熱損失係数	W/(m・K)	「10. 給湯配管の線熱損失係数」
$\theta_{amb,d}$	日付 d における配管周囲温度	℃	「8. 配管周囲温度」

7.2 出力変数

記号	意味	単位
$Q_{WP,i}$	給湯設備 i の年間配管熱損失量	kJ/日

7.3 定数

記号	意味	単位	値
θ_{WP}	循環水温度	℃	60
$T_{W,d,i}$	日付 d における給湯設備 i の運転時間	時間/日	24

7.4 算出方法

給湯設備 i の年間配管熱損失量 $Q_{WP,i}$ [kJ/日] は、次式により算出する。

$$Q_{WP,i} = \sum_{d=1}^{365} \left(L_{W,i} \times k_{W,i} \times (\theta_{WP} - \theta_{amb,d}) \times 3600 \times T_{W,d,i} \right) \times 10^{-3}$$

8. 配管周囲温度

8.1 入力変数

記号	意味	単位	参照
	地域区分	選択	(入力)

8.2 出力変数

記号	意味	単位
$\theta_{amb,d}$	日付 d における配管周囲温度	℃

8.3 定数

なし

8.4 算出方法

配管周囲温度 $\theta_{amb,d}$ は日平均外気温と室温との平均値とする。日平均外気温は、地域区分から気象データ内の外気温度が読み込み、これを元に算出する。室温は下表のように地域毎に暖房期、中間期、冷房期を定め、暖房期は 22℃、中間期は 24℃、冷房期は 26℃とする。

地域区分	1地域	2地域	3地域	4地域	5地域	6地域	7地域	8地域
1月	暖房							
2月	暖房							
3月	暖房							
4月	暖房	暖房	中間期	中間期	中間期	中間期	中間期	中間期
5月	中間期	冷房						
6月	中間期	中間期	冷房	冷房	冷房	冷房	冷房	冷房
7月	冷房							
8月	冷房							
9月	冷房							
10月	中間期	冷房						
11月	暖房	暖房	中間期	中間期	中間期	中間期	中間期	中間期
12月	暖房	中間期						

9. 配管長さ

9.1 入力変数

記号	意味	単位	参照
$V_{W,d,i}$	日付 d における給湯設備の日積算湯使用量	L/日	「5. 日積算湯使用量」

9.2 出力変数

記号	意味	単位
$L_{W,j}$	仮想配管長さ	m

9.3 定数

記号	意味	単位	値
I_{SW}	基準設定 lx 値	無次元	7

9.4 算出方法

配管長さ $L_{W,j}$ は、次式で算出する。

$$L_{W,j} = \frac{V_{SW,j}}{1000} \times I_{SW}$$

給湯設備 i の日積算湯使用量の平均値 $V_{SW,j}$ [L/日] は、 $V_{W,d,i}$ が最大となる日の値を使用する。

< 解説 >

lx 値は、総配管長を日積算湯使用量で除した値として定義されており、旧基準においては、この値によって CEC/HW の基準値が定められていた。平成 25 年基準においては、申請及び審査の簡略化の観点から配管長を図面から読み取る作業を省略したが、この基準設定 lx 値 I_{SW} を 7 と定め、給湯負荷によって式 (2.4.11) により仮想的な配管長が定まり、この配管長さ下における熱損失量を式 (2.4.10) により算出することにした。なお、基準一次エネルギー消費量を求める際の基準設定機器効率は、lx 値が 7 の場合の旧基準の基準値 CEC/HW=1.5 から定めているため、旧基準とほぼ同レベルの基準となっている。

10. 給湯配管の線熱損失係数

10.1 入力変数

記号	意味	単位	参照
	配管の保温仕様 { 保温仕様 1, 保温仕様 2, 保温仕様 3, 裸管 }	選択	
	接続口径：給湯機器に接続される給湯配管の最大口径（システム配管全体のなかで最大の配管口径）	mm	

配管の保温仕様については、「管径」及び「保温材の厚さ」から、該当する選択肢を選択する。

表 配管保温仕様

保温仕様 1	管径が 40 mm未満の配管にあつては、保温材の厚さが 30 mm以上 管径が 40 mm以上 125 mm未満の配管にあつては、保温材の厚さが 40 mm以上 管径が 125 mm以上の配管にあつては、保温材の厚さが 50 mm以上とした仕様
保温仕様 2	管径が 50 mm未満の配管にあつては、保温材の厚さが 20 mm以上 管径が 50 mm以上 125 mm未満の配管にあつては、保温材の厚さが 25 mm以上 管径が 125 mm以上の配管にあつては、保温材の厚さが 30 mm以上とした仕様
保温仕様 3	管径が 125 mm未満の配管にあつては、保温材の厚さが 20 mm以上 管径が 125 mm以上の配管にあつては、保温材の厚さが 25 mm以上とした仕様
裸管	上記の保温仕様 1,2,3 に該当しないもの

10.2 出力変数

記号	意味	単位
$k_{w,j}$	給湯配管の線熱損失係数	W/m・K

10.3 定数

なし

10.4 算出方法

給湯配管の線熱損失係数 $k_{w,j}$ [W/m・K]は、配管の保温仕様及び配管接続口径 $\phi_{ave,j}$ [mm] を基に、下表により求める。

表 配管の熱伝導率 線熱損失係数

		保温仕様			
		保温仕様 1	保温仕様 2	保温仕様 3	裸管
配管接続口径	13A 以下	0.159	0.191	0.191	0.599
	20A 以下	0.189	0.213	0.231	0.838
	25A 以下	0.218	0.270	0.270	1.077
	30A 以下	0.242	0.303	0.303	1.282
	40A 以下	0.237	0.354	0.354	1.610
	50A 以下	0.257	0.388	0.388	1.832
	60A 以下	0.296	0.457	0.457	2.281
	75A 以下	0.346	0.472	0.548	2.876
	80A 以下	0.387	0.532	0.621	3.359
	100A 以下	0.466	0.651	0.651	4.309
	125A 以下	0.464	0.770	0.770	5.270
	それ以上	0.528	0.774	0.889	6.228

11. 標準日積算湯使用量

11.1 入力変数

記号	意味	単位	参照
	給湯対象室 r の室用途	(選択)	

11.2 出力変数

記号	意味	単位
$V_{WS,d,r1}$	日付 d における給湯対象室 r の標準日積算湯使用量(洗面のための湯使用量)	L/日
$V_{WS,d,r2}$	日付 d における給湯対象室 r の標準日積算湯使用量(シャワーのための湯使用量)	L/日
$V_{WS,d,r3}$	日付 d における給湯対象室 r の標準日積算湯使用量(厨房のための湯使用量)	L/日
$V_{WS,d,r4}$	日付 d における給湯対象室 r の標準日積算湯使用量(その他の湯使用量)	L/日

11.3 定数

なし

11.4 算出方法

給湯対象室 r の室用途に基づき、日積算湯使用量参照値 $V_{WS,r1}$, $V_{WS,r2}$, $V_{WS,r3}$, $V_{WS,r4}$ を下表から値を選択する。

なお、「ホテル等・客室」の「シャワー」用途については、以下の想定で算出した。

$$10.5 \text{ 分/人} \times 10 \text{ L/分} \times 0.75 \text{ (同時使用率)} = 79 \text{ L/人}$$

また、「病院等・病室」の「シャワー」用途については、以下の想定で算出した。

$$2.1 \text{ 分/人} \times 10 \text{ L/分} \times 0.90 \text{ (同時使用率)} = 21 \text{ L/人}$$

上記の式の 10.5 分/人、2.1 分/人は、巧水スタイル推進チームによる「日本国内のパブリック施設における節水効果について」による。

星 <http://www.takumi-team.jp/wp-content/uploads/2015/02/53fd8eb05f3e38eddeae43d0a7ec71bd.pdf>

また、給湯対象室 r の室用途から、該当するカレンダーパターンを選択し、日付 d における給湯利用の有無 $\phi_{WS,r,d}$ (1: 利用あり、0: 利用なし) を選択する。これに基づき、日付 d における給湯対象室 r の標準日積算湯使用量を次式で求める。

$$V_{WS,d,r1} = V_{WS,r1} \times \phi_{WS,r,d} \quad (11.1)$$

$$V_{WS,d,r2} = V_{WS,r2} \times \phi_{WS,r,d} \quad (11.2)$$

$$V_{WS,d,r3} = V_{WS,r3} \times \phi_{WS,r,d} \quad (11.3)$$

$$V_{WS,d,r4} = V_{WS,r4} \times \phi_{WS,r,d} \quad (11.4)$$

表 標準室使用条件（用途別の湯使用量）

検索キー	建物用途名称	室用途名称	年間給湯日数	基準設定湯使用量	基準設定湯使用量	洗面	シャワー	厨房	その他
O-1	事務所等	事務室	241	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
O-2	事務所等	電子計算機器事務室	241	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
O-3	事務所等	会議室	241	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
O-4	事務所等	喫茶室	241	32	[L/m2日]	0	0	32	0
O-5	事務所等	社員食堂	241	48	[L/m2日]	0	0	48	0
O-6	事務所等	中央監視室	365	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
O-7	事務所等	更衣室又は倉庫	241	62	[L/人日]	0	62	0	0
O-8	事務所等	廊下	0	0	-	-	-	-	-
O-9	事務所等	ロビー	241	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
O-10	事務所等	便所	0	0	-	-	-	-	-
O-11	事務所等	喫煙室	0	0	-	-	-	-	-
O-12	事務所等	厨房	0	0	-	-	-	-	-
O-13	事務所等	屋内駐車場	0	0	-	-	-	-	-
O-14	事務所等	機械室	0	0	-	-	-	-	-
O-15	事務所等	電気室	0	0	-	-	-	-	-
O-16	事務所等	湯沸室等	0	0	-	-	-	-	-
O-17	事務所等	食品庫等	0	0	-	-	-	-	-
O-18	事務所等	印刷室等	0	0	-	-	-	-	-
O-19	事務所等	廃棄物保管場所等	0	0	-	-	-	-	-
H-1	ホテル等	客室	365	165	[L/人日]	0	79	0	86
H-2	ホテル等	客室内の浴室等	365	165	[L/人日]	0	79	0	86
H-3	ホテル等	終日利用されるフロント	0	0	-	-	-	-	-
H-4	ホテル等	終日利用される事務室	365	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
H-5	ホテル等	終日利用される廊下	0	0	-	-	-	-	-
H-6	ホテル等	終日利用されるロビー	365	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
H-7	ホテル等	終日利用される共用部の便所	0	0	-	-	-	-	-
H-8	ホテル等	終日利用される喫煙室	0	0	-	-	-	-	-
H-9	ホテル等	宴会場	365	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
H-10	ホテル等	会議室	365	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
H-11	ホテル等	結婚式場	365	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
H-12	ホテル等	レストラン	365	48	[L/m2日]	0	0	48	0
H-13	ホテル等	ラウンジ	365	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
H-14	ホテル等	バー	365	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
H-15	ホテル等	店舗	365	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
H-16	ホテル等	社員食堂	365	48	[L/m2日]	0	0	48	0
H-17	ホテル等	更衣室又は倉庫	365	62	[L/人日]	0	62	0	0
H-18	ホテル等	日中のみ利用されるフロント	0	0	-	-	-	-	-
H-19	ホテル等	日中のみ利用される事務室	365	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
H-20	ホテル等	日中のみ利用される廊下	0	0	-	-	-	-	-
H-21	ホテル等	日中のみ利用されるロビー	365	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
H-22	ホテル等	日中のみ利用される共用部の便所	0	0	-	-	-	-	-
H-23	ホテル等	日中のみ利用される喫煙室	0	0	-	-	-	-	-
H-24	ホテル等	厨房	0	0	-	-	-	-	-
H-25	ホテル等	屋内駐車場	0	0	-	-	-	-	-
H-26	ホテル等	機械室	0	0	-	-	-	-	-
H-27	ホテル等	電気室	0	0	-	-	-	-	-
H-28	ホテル等	湯沸室等	0	0	-	-	-	-	-
H-29	ホテル等	食品庫等	0	0	-	-	-	-	-
H-30	ホテル等	印刷室等	0	0	-	-	-	-	-
H-31	ホテル等	廃棄物保管場所等	0	0	-	-	-	-	-
D-1	病院等	病室	365	284	[L/床日]	0	21	0	253
D-2	病院等	浴室等	365	284	[L/床日]	0	21	0	253
D-3	病院等	看護職員室	365	3.3	[L/m2日]	0	0	0	3.3
D-4	病院等	終日利用される廊下	0	0	-	-	-	-	-
D-5	病院等	終日利用されるロビー	365	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
D-6	病院等	終日利用される共用部の便所	0	0	-	-	-	-	-
D-7	病院等	終日利用される喫煙室	0	0	-	-	-	-	-
D-8	病院等	診察室	292	3.3	[L/m2日]	0	0	0	3.3
D-9	病院等	待合室	292	3.3	[L/m2日]	0	0	0	3.3
D-10	病院等	手術室	292	6.3	[L/m2日]	0	0	0	6.3
D-11	病院等	検査室	292	6.3	[L/m2日]	0	0	0	6.3
D-12	病院等	集中治療室	365	6.3	[L/m2日]	0	0	0	6.3
D-13	病院等	解剖室等	292	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
D-14	病院等	レストラン	365	48	[L/m2日]	0	0	48	0
D-15	病院等	事務室	292	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
D-16	病院等	更衣室又は倉庫	292	62	[L/人日]	0	62	0	0
D-17	病院等	日中のみ利用される廊下	0	0	-	-	-	-	-
D-18	病院等	日中のみ利用されるロビー	292	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
D-19	病院等	日中のみ利用される共用部の便所	0	0	-	-	-	-	-
D-20	病院等	日中のみ利用される喫煙室	0	0	-	-	-	-	-

表 標準室使用条件（用途別の湯使用量）

検索キー	建物用途名称	室用途名称	年間給湯日数	基準設定湯使用量	基準設定湯使用量	洗面	シャワー	厨房	その他
D-21	病院等	厨房	0	0	-	-	-	-	-
D-22	病院等	屋内駐車場	0	0	-	-	-	-	-
D-23	病院等	機械室	0	0	-	-	-	-	-
D-24	病院等	電気室	0	0	-	-	-	-	-
D-25	病院等	湯沸室等	0	0	-	-	-	-	-
D-26	病院等	食品庫等	0	0	-	-	-	-	-
D-27	病院等	印刷室等	0	0	-	-	-	-	-
D-28	病院等	廃棄物保管場所等	0	0	-	-	-	-	-
S-1	物品販売業を営む店舗等	大型店の売場	365	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
S-2	物品販売業を営む店舗等	専門店の売場	365	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
S-3	物品販売業を営む店舗等	スーパーマーケットの売場	365	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
S-4	物品販売業を営む店舗等	荷さばき場	365	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
S-5	物品販売業を営む店舗等	事務室	365	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
S-6	物品販売業を営む店舗等	更衣室又は倉庫	365	62	[L/人日]	0	62	0	0
S-7	物品販売業を営む店舗等	ロビー	365	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
S-8	物品販売業を営む店舗等	棟所	0	0	-	-	-	-	-
S-9	物品販売業を営む店舗等	喫煙室	0	0	-	-	-	-	-
S-10	物品販売業を営む店舗等	厨房	0	0	-	-	-	-	-
S-11	物品販売業を営む店舗等	屋内駐車場	0	0	-	-	-	-	-
S-12	物品販売業を営む店舗等	機械室	0	0	-	-	-	-	-
S-13	物品販売業を営む店舗等	電気室	0	0	-	-	-	-	-
S-14	物品販売業を営む店舗等	湯沸室等	0	0	-	-	-	-	-
S-15	物品販売業を営む店舗等	食品庫等	0	0	-	-	-	-	-
S-16	物品販売業を営む店舗等	印刷室等	0	0	-	-	-	-	-
S-17	物品販売業を営む店舗等	廃棄物保管場所等	0	0	-	-	-	-	-
E-1	学校等	小中学校の教室	198	10	[L/人日]	3.8	0	6.2	0
E-2	学校等	高等学校の教室	198	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
E-3	学校等	職員室	359	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
E-4	学校等	小中学校又は高等学校の食堂	198	22	[L/m2日]	0	0	32	0
E-5	学校等	大学の食堂	163	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
E-6	学校等	大学の食堂	359	46	[L/m2日]	0	0	46	0
E-7	学校等	事務室	241	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
E-8	学校等	研究室	292	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
E-9	学校等	電子計算機演習室	241	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
E-10	学校等	実験室	241	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
E-11	学校等	実習室	241	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
E-12	学校等	講堂又は体育館	241	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
E-13	学校等	宿直室	365	165	[L/人日]	0	62	0	103
E-14	学校等	更衣室又は倉庫	241	62	[L/人日]	0	62	0	0
E-15	学校等	廊下	0	0	-	-	-	-	-
E-16	学校等	ロビー	241	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
E-17	学校等	棟所	0	0	-	-	-	-	-
E-18	学校等	喫煙室	0	0	-	-	-	-	-
E-19	学校等	厨房	0	0	-	-	-	-	-
E-20	学校等	屋内駐車場	0	0	-	-	-	-	-
E-21	学校等	機械室	0	0	-	-	-	-	-
E-22	学校等	電気室	0	0	-	-	-	-	-
E-23	学校等	湯沸室等	0	0	-	-	-	-	-
E-24	学校等	食品庫等	0	0	-	-	-	-	-
E-25	学校等	印刷室等	0	0	-	-	-	-	-
E-26	学校等	廃棄物保管場所等	0	0	-	-	-	-	-
R-1	飲食店等	レストランの客室	365	48	[L/m2日]	0	0	48	0
R-2	飲食店等	軽食店の客室	365	16	[L/m2日]	0	0	16	0
R-3	飲食店等	喫茶店の客室	365	32	[L/m2日]	0	0	32	0
R-4	飲食店等	バー	292	32	[L/m2日]	0	0	32	0
R-5	飲食店等	フロント	0	0	-	-	-	-	-
R-6	飲食店等	事務室	365	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
R-7	飲食店等	更衣室又は倉庫	365	62	[L/人日]	0	62	0	0
R-8	飲食店等	廊下	0	0	-	-	-	-	-
R-9	飲食店等	ロビー	365	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
R-10	飲食店等	棟所	0	0	-	-	-	-	-
R-11	飲食店等	喫煙室	0	0	-	-	-	-	-
R-12	飲食店等	厨房	0	0	-	-	-	-	-
R-13	飲食店等	屋内駐車場	0	0	-	-	-	-	-
R-14	飲食店等	機械室	0	0	-	-	-	-	-
R-15	飲食店等	電気室	0	0	-	-	-	-	-
R-16	飲食店等	湯沸室等	0	0	-	-	-	-	-
R-17	飲食店等	食品庫等	0	0	-	-	-	-	-
R-18	飲食店等	印刷室等	0	0	-	-	-	-	-
R-19	飲食店等	廃棄物保管場所等	0	0	-	-	-	-	-

表 標準室使用条件（用途別の湯使用量）

検索キー	建物用途名称	室用途名称	年間給湯日数	基準設定湯 使用量	基準設定湯 使用量	洗面	シャワー	原房	その他
M-1	集会所等	アスレチック場の運動室	307	62	[L/人日]	0	62	0	0
M-2	集会所等	アスレチック場のロビー	307	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
M-3	集会所等	アスレチック場の便所	0	0	-	-	-	-	-
M-4	集会所等	アスレチック場の喫煙室	0	0	-	-	-	-	-
M-5	集会所等	公式競技用スケート場	347	62	[L/人日]	0	62	0	0
M-6	集会所等	公式競技用体育館	347	62	[L/人日]	0	62	0	0
M-7	集会所等	一般競技用スケート場	347	62	[L/人日]	0	62	0	0
M-8	集会所等	一般競技用体育館	347	62	[L/人日]	0	62	0	0
M-9	集会所等	レクリエーション用スケート場	347	62	[L/人日]	0	62	0	0
M-10	集会所等	レクリエーション用体育館	347	62	[L/人日]	0	62	0	0
M-11	集会所等	競技場の客席	347	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
M-12	集会所等	競技場のロビー	347	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
M-13	集会所等	競技場の便所	0	0	-	-	-	-	-
M-14	集会所等	競技場の喫煙室	0	0	-	-	-	-	-
M-15	集会所等	浴場施設の浴室	365	300	[L/人日]	0	62	0	238
M-16	集会所等	浴場施設の脱衣室	365	300	[L/人日]	0	62	0	238
M-17	集会所等	浴場施設の休憩室	365	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
M-18	集会所等	浴場施設のロビー	365	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
M-19	集会所等	浴場施設の便所	0	0	-	-	-	-	-
M-20	集会所等	浴場施設の喫煙室	0	0	-	-	-	-	-
M-21	集会所等	映画館の客席	365	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
M-22	集会所等	映画館のロビー	365	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
M-23	集会所等	映画館の便所	0	0	-	-	-	-	-
M-24	集会所等	映画館の喫煙室	0	0	-	-	-	-	-
M-25	集会所等	図書館の図書室	307	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
M-26	集会所等	図書館のロビー	307	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
M-27	集会所等	図書館の便所	0	0	-	-	-	-	-
M-28	集会所等	図書館の喫煙室	0	0	-	-	-	-	-
M-29	集会所等	博物館の展示室	307	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
M-30	集会所等	博物館のロビー	307	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
M-31	集会所等	博物館の便所	0	0	-	-	-	-	-
M-32	集会所等	博物館の喫煙室	0	0	-	-	-	-	-
M-33	集会所等	劇場の楽屋	251	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
M-34	集会所等	劇場の舞台	251	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
M-35	集会所等	劇場の客席	251	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
M-36	集会所等	劇場のロビー	251	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
M-37	集会所等	劇場の便所	0	0	-	-	-	-	-
M-38	集会所等	劇場の喫煙室	0	0	-	-	-	-	-
M-39	集会所等	カラオケボックス	365	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
M-41	集会所等	ボウリング場	365	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
M-42	集会所等	ぱちんこ屋	365	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
M-43	集会所等	競馬場又は競輪場の客席	347	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
M-44	集会所等	競馬場又は競輪場の券売場	0	0	-	-	-	-	-
M-45	集会所等	競馬場又は競輪場の店舗	0	0	-	-	-	-	-
M-46	集会所等	競馬場又は競輪場のロビー	347	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
M-47	集会所等	競馬場又は競輪場の便所	0	0	-	-	-	-	-
M-48	集会所等	競馬場又は競輪場の喫煙室	0	0	-	-	-	-	-
M-49	集会所等	社寺の本殿	251	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
M-50	集会所等	社寺のロビー	251	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
M-51	集会所等	社寺の便所	0	0	-	-	-	-	-
M-52	集会所等	社寺の喫煙室	0	0	-	-	-	-	-
M-53	集会所等	厨下	0	0	-	-	-	-	-
M-54	集会所等	屋内駐車場	0	0	-	-	-	-	-
M-55	集会所等	機械室	0	0	-	-	-	-	-
M-56	集会所等	電気室	0	0	-	-	-	-	-
M-57	集会所等	湯沸室等	0	0	-	-	-	-	-
M-58	集会所等	食品庫等	0	0	-	-	-	-	-
M-59	集会所等	印刷室等	0	0	-	-	-	-	-
M-60	集会所等	廃棄物保管場所等	0	0	-	-	-	-	-
F-1	工場等	倉庫	0	0	-	-	-	-	-
F-2	工場等	屋外駐車場又は駐輪場	0	0	-	-	-	-	-
A-1	共同住宅	屋内廊下	0	0	-	-	-	-	-
A-2	共同住宅	ロビー	0	0	-	-	-	-	-
A-3	共同住宅	管理入室	292	3.8	[L/人日]	3.8	0	0	0
A-4	共同住宅	集居室	292	1.5	[L/m2日]	0	0	1.5	0
A-5	共同住宅	屋外廊下	0	0	-	-	-	-	-
A-6	共同住宅	屋内駐車場	0	0	-	-	-	-	-
A-7	共同住宅	機械室	0	0	-	-	-	-	-
A-8	共同住宅	電気室	0	0	-	-	-	-	-
A-9	共同住宅	廃棄物保管場所等	0	0	-	-	-	-	-

12. 熱源運転効率

12.1 入力変数

記号	意味	単位	参照
	給湯機器 i の熱源機種	(選択)	
	給湯機器 i の定格加熱能力	kW	
	給湯機器 i の定格消費電力	kW	
	給湯機器 i の定格燃料消費量	kW	

12.2 出力変数

記号	意味	単位
η_{HT}	熱源運転効率	無次元

12.3 定数

なし

12.4 算出方法

a) 燃焼式給湯システムの場合

燃焼式給湯システムの熱源効率 =

$$\frac{\text{給湯熱源単体の定格加熱能力[kW]} \times 3600[\text{kJ/kWh}]}{\text{給湯熱源単体の燃料消費量[kJ/h]} + \text{電力消費量[kJ/h]}}$$

- ・ 給湯熱源単体の燃料消費量(ガス)[kJ/h]= ガス消費量[m³/h]×ガス発熱量(高位)[kJ/m³]
- ・ 給湯熱源単体の燃料消費量(油)[kJ/h]= 油消費量 [L/h] ×比重量[kg/L]×油発熱量(高位)[kJ/kg]

b) 電気式給湯システムの場合

電気式給湯熱源効率 = 定格 COP × 3600 / 9760 [kJ/kWh]

- ・ 電気式給湯熱源の定格 COP = 給湯熱源定格加熱能力[kW] / 給湯熱源定格消費電力[kW]
- ・ 電気式給湯機のうちヒートポンプを使用する場合、「高温貯湯加熱（冬期）」の値を入力すること。
- ・ 1 つの給湯系統の中に複数の給湯機器が接続されており、これらが連携して動く場合は、これらの給湯機器の熱源効率を各熱源機器の定格加熱能力で重み付けして平均した値とする。

表 5-2-1 定格加熱能力、定格消費電力、定格燃料消費量

熱源機種	性能項目	定義
ガス給湯機	定格加熱能力	JIS S 2109 で規定される「出湯能力」。
	定格消費電力	JIS S 2109 で規定される「定格消費電力」。
	定格燃料消費量	JIS S 2109 で規定される「表示ガス消費量」。
ガス給湯暖房機	定格加熱能力	JIS S 2112 で規定される「出湯能力」。
	定格消費電力	JIS S 2112 で規定される「定格消費電力」。
	定格燃料消費量	JIS S 2112 で規定される「表示ガス消費量」。
ボイラ	定格加熱能力	<ul style="list-style-type: none"> ・【蒸気ボイラ】蒸気ボイラ性能表示ガイドラインで規定された「熱出力（表示）」 ・【貫流ボイラ】貫流ボイラ性能表示ガイドラインで規定された「熱出力（表示）」 ・【小型貫流ボイラ】小型貫流ボイラ性能表示ガイドラインで規定された「熱出力（表示）」 ・【温水ボイラ】温水発生機・温水ボイラ性能表示ガイドラインで規定された「熱出力」
	定格消費電力	<ul style="list-style-type: none"> ・【蒸気ボイラ】蒸気ボイラ性能表示ガイドラインで規定された「設備電力（表示）」 ・【貫流ボイラ】貫流ボイラ性能表示ガイドラインで規定された「設備電力（表示）」 ・【小型貫流ボイラ】小型貫流ボイラ性能表示ガイドラインで規定された「設備電力（表示）」 ・【温水ボイラ】温水発生機・温水ボイラ性能表示ガイドラインで規定された「定格消費電力」
	定格燃料消費量	<ul style="list-style-type: none"> ・【蒸気ボイラ】蒸気ボイラ性能表示ガイドラインで規定された「燃料消費量（表示）[kW]」 ・【貫流ボイラ】貫流ボイラ性能表示ガイドラインで規定された「燃料消費量（表示）[kW]」 ・【小型貫流ボイラ】小型貫流ボイラ性能表示ガイドラインで規定された「燃料消費量（表示）[kW]」 ・【温水ボイラ】温水発生機・温水ボイラ性能表示ガイドラインで規定された「定格燃料消費量」

表 5-2-1 定格加熱能力、定格消費電力、定格燃料消費量（続き）

熱源機種	性能項目	定義
石油給湯機（給湯単機能）	定格加熱能力	JIS S 3024 で規定される「連続給湯出力」。
	定格消費電力	JIS S 3024 で規定される「定格消費電力」。
	定格燃料消費量	JIS S 3024 で規定される「（最大）燃料消費量」。
石油給湯機（給湯機付ふるがま）	定格加熱能力	JIS S 3027 で規定される「連続給湯出力」。
	定格消費電力	JIS S 3027 で規定される「定格消費電力」。
	定格燃料消費量	JIS S 3027 で規定される「（最大）燃料消費量」。
家庭用ヒートポンプ給湯機	定格加熱能力	JIS C 9220 で規定される「冬期高温加熱能力」。
	定格消費電力	JIS C 9220 で規定される「冬期高温消費電力」。
	定格燃料消費量	0 とする。
業務用ヒートポンプ給湯機	定格加熱能力	JRA4060 で規定される「冬期高温貯湯加熱能力」。
	定格消費電力	JRA4060 で規定される「冬期高温貯湯加熱消費電力」。
	定格燃料消費量	0 とする。
貯湯式電気温水器	定格加熱能力	JIS C 9219 で規定される「定格消費電力」。
	定格消費電力	JIS C 9219 で規定される「定格消費電力」。
	定格燃料消費量	0 とする。
電気瞬間湯沸器	定格加熱能力	JIS C9335-2-35 で規定される「定格入力」。
	定格消費電力	JIS C9335-2-35 で規定される「定格入力」。
	定格燃料消費量	0 とする。
真空式温水発生機	定格加熱能力	温水発生機・温水ボイラ性能表示ガイドラインで規定される「熱出力」。
	定格消費電力	温水発生機・温水ボイラ性能表示ガイドラインで規定される「定格消費電力」。
	定格燃料消費量	温水発生機・温水ボイラ性能表示ガイドラインで規定されるで規定される「定格燃料消費量」。

表 5-2-1 定格加熱能力、定格消費電力、定格燃料消費量（続き）

熱源機種	性能項目	定義
無圧式温水発生機	定格加熱能力	温水発生機・温水ボイラ性能表示ガイドラインで規定される「熱出力」。
	定格消費電力	温水発生機・温水ボイラ性能表示ガイドラインで規定される「定格消費電力」。
	定格燃料消費量	温水発生機・温水ボイラ性能表示ガイドラインで規定されるで規定される「定格燃料消費量」。

（注 1）JRA とは、一般社団法人日本冷凍空調工業会により定められた規格をいう。

（注 2）HA とは、日本暖房機器工業会により定められた規格をいう。

（注 3）蒸気ボイラ性能表示ガイドライン、貫流ボイラ性能表示ガイドラインとは、一般社団法人日本産業機械工業会 ボイラ・原動機部会により定められたガイドラインをいう。

（注 4）小型貫流ボイラ性能表示ガイドラインとは、公益財団法人日本小型貫流ボイラ協会により定められたガイドラインをいう。

（注 5）温水発生機・温水ボイラ性能表示ガイドラインとは、日本暖房機器工業会 業務用ボイラ部会により定められたガイドラインをいう。

制定日：平成29年3月16日
日本暖房機器工業会
業務用ボイラ部会

1. 目的

建築物のエネルギー消費性能の向上に関する法律（以下「建築物省エネ法」）が平成27年7月8日に公布され、一定規模以上の非住宅建築物は、新築時に建築物のエネルギー消費表示基準（省エネ基準）への適合義務が生じる。この時、一次エネルギー消費量の算定に用いられる、平成28年省エネルギー基準に準拠したプログラム（国立研究開発法人建築研究所）において、JIS等の規格に基づいた定格能力（熱出力）、定格消費電力、定格燃料消費量の人力が求められる。

温水発生機・温水ボイラの性能項目表示は JIS B 8417・JIS B 8418・JIS S 3021・HA-008・HA-010・HA-022 に定義されている項目で定められているが、定格消費電力や定格燃料消費量の表示の整合性をとる必要があることから、本ガイドラインにこれらの性能項目について定めた。

2. 適用範囲

JIS B 8417・JIS B 8418・JIS S 3021・HA-008・HA-010・HA-022 に定める真空式温水発生機・無圧式温水発生機・温水ボイラ。

3. 引用規格

- | | | |
|------------------------------|------------|--------|
| (1) 真空式温水発生機 | JIS B 8417 | HA-008 |
| (2) 無圧式温水発生機 | JIS B 8418 | HA-010 |
| (3) 温水ボイラ | JIS S 3021 | HA-022 |
| (4) 一般用低圧三相かご形誘導電動機 | JIS C 4210 | |
| (5) 低圧三相かご形誘導電動機—低圧トッランナーモータ | JIS C 4213 | |

4. 測定方法

4. 1 熱出力

JIS B 8417・JIS B 8418・JIS S 3021・HA-008・HA-010・HA-022 に定める熱出力試験による。

4. 2 定格消費電力

定格消費電力は、4. 2. 1 設備電力と4. 2. 2 定格消費電力のいずれかによる。

4. 2. 1 設備電力

温水発生機・温水ボイラに搭載した①から③に掲げる電力を積算する。

各機器の定格電力の定義は次による。

- ①送風機・ポンプ用電動機： JIS C 4210「一般用低圧三相かご形誘導電動機」又は JIS C 4213「低圧三相かご形誘導電動機—低圧トップランナーモータ」の定格出力の値。上記 JIS 以外の電動機の場合、定格出力の値。
- ②ヒータ： ヒータ単体に定格周波数の定格電圧を加えて、ヒータを動作状態にして電力量を測定した値。又は仕様書の定格電力の値。
- ③制御機器： 制御機器に電動機・ポンプ・ヒータを接続せずに定格周波数の定格電圧を加えて、温水発生機・温水ボイラを定格燃焼量で連続運転を行っている状態にシミュレーションして電力量を測定した値又は 0.3kW とする。

4. 2. 2 定格消費電力

JIS B 8417・JIS B 8418・JIS S 3021・HA-008・HA-010・HA-022 に定める消費電力試験により測定した値

4. 3 定格燃料消費量

JIS B 8417・JIS B 8418・JIS S 3021・HA-008・HA-010・HA-022 に定める燃料消費量試験で燃料消費量を算出し、低位発熱量を乗算した値を定格燃料消費量(kW)とする。

<解説>

業務用温水発生機・温水ボイラは 100%化石燃料による加熱での熱機器で消費電力量は燃料消費に伴う入熱量に比べて圧倒的に小さく測定消費電力を設備電力とした場合においても燃料消費量の許容誤差程度であり熱源効率への影響はほとんどない処からこのガイドラインを作成した。

効率の算出については、入力する必要が無い処から、このガイドラインに記述しないこととした。

6.2 省エネルギー基準 Web プログラムの入力構成

2. 給湯機器入力シート

「様式 5-2. (給湯)『給湯機器入力シート』」には、給湯設備の仕様が記載されている給排水衛生設備図 (機器表、系統図、平面図、詳細図) より、給湯機器の加熱能力、定格効率、配管保温仕様、接続口径、太陽熱利用の有無等を入力する。

(1). 給湯機器入力シートの様式

様式 5-2『給湯機器入力シート』を図 5-2-1 に示す。このシートの構造自体は Ver.1 から変更はない。

様式 5-2. (給湯)給湯機器入力シート

① 給湯機器名称	② 燃料種類 (選択)	③ 定格加熱能力 [kW]	④ 熱効率(一次エネルギー換算) [-]	⑤ 配管保温仕様 (選択)	⑥ 接続口径 [mm]	太陽熱利用			⑩ 備考
						⑦ 有効集熱面積 [㎡]	⑧ 集熱面の方位角 [°]	⑨ 集熱面の傾斜角 [°]	
EB2-11	電力	1.1	0.37	保温仕様2	20				
EB2-12	電力	1.1	0.37	保温仕様2	20				
EB2-13	電力	1.1	0.37	保温仕様2	20				
EB1-11	電力	1.1	0.37	保温仕様2	20				
EB1-12	電力	1.1	0.37	保温仕様2	20				
EB2-21	電力	1.1	0.37	保温仕様2	20				

図 5-2-1 様式 5-2 (給湯)『給湯機器入力シート』の様式

(2). 給湯機器入力シートの入力項目と入力方法

様式 5-2『給湯機器入力シート』の入力項目と入力方法を次に示す。なお、各項目名の前にある丸数字は図 5-2-1「様式 5-2. (給湯)『給湯機器入力シート』の様式」の最上部にある丸数字と対応している。

①：給湯機器名称

- 給湯機器の名称を文字列で入力する。
- 図 5-1-1「様式 5-1. (給湯)『給湯対象室入力シート』の様式」で入力した給湯機器の名称と同一でなければならない。

②：燃料種類

- 給湯機器の燃料種類を、「電力」、「都市ガス」、「液化石油ガス」、「重油」、「灯油」、「他人から供給された熱 (温水)」、「他人から供給された熱 (蒸気)」から選択し記入する。

③：定格加熱能力 [Ver.2 より定義を変更]

- 給湯機器の定格加熱能力を数値で入力する。単位は kW である。
- ここで入力する定格加熱能力は、表 5-2-1 に示された値であることを原則とする。

- ・ 電気温水器等のような電気ヒーターによる加熱機器の場合は電気ヒーターの電気容量を入力しても良い。
- ・ ガス給湯器の場合、号数に 1.74 (= 1 l/min × 25° C × 4.186J/g · k ÷ 60) を掛けた値を定格加熱能力としても良い。
- ・ 1 つの給湯系統の中に複数の給湯機器が接続されており、これらが連携して動く場合は、これらの給湯機器の定格加熱能力の総和を本欄に入力する。

④：熱源効率（一次エネルギー換算） [Ver.2 より定義を変更]

- ・ 給湯機器の熱源機単体効率（一次エネルギー換算）を入力する。単位はパーセントではなく、0.80 のように小数で入力する。
- ・ 小数点以下第 3 位を切り捨てし、小数点以下第 2 位までの数値を入力することを基本とする。
- ・ ここで入力する熱源効率は、表 5-2-1 に示された値を用いて次式で算出された値であることを原則とする。

熱源効率

$$= \text{定格加熱能力 [kW]} / (\text{定格消費電力 [kW]} \times 9760/3600 + \text{定格燃料消費量 [kW]})$$

ただし、式中の「定格燃料消費量」は一次エネルギーに換算された値であるとする。

- ・ 1 つの給湯系統の中に複数の給湯機器が接続されており、これらが連携して動く場合は、これらの給湯機器の熱源効率を各熱源機器の定格加熱能力で重み付けして平均した値を④に入力する。

表 5-2-1 定格加熱能力、定格消費電力、定格燃料消費量

熱源機種	性能項目	定義
ガス給湯機	定格加熱能力	JIS S 2109 で規定される「出湯能力」。
	定格消費電力	JIS S 2109 で規定される「定格消費電力」。
	定格燃料消費量	JIS S 2109 で規定される「表示ガス消費量」。
ガス給湯暖房機	定格加熱能力	JIS S 2112 で規定される「出湯能力」。
	定格消費電力	JIS S 2112 で規定される「定格消費電力」。
	定格燃料消費量	JIS S 2112 で規定される「表示ガス消費量」。
ボイラ	定格加熱能力	<ul style="list-style-type: none"> ・ 【蒸気ボイラ】 蒸気ボイラ性能表示ガイドラインで規定された「熱出力（表示）」 ・ 【貫流ボイラ】 貫流ボイラ性能表示ガイドラインで規定された「熱出力（表示）」 ・ 【小型貫流ボイラ】 小型貫流ボイラ性能表示ガイドラインで規定された「熱出力（表示）」 ・ 【温水ボイラ】 温水発生機・温水ボイラ性能表示ガイドラインで規定された「熱出力」
	定格消費電力	<ul style="list-style-type: none"> ・ 【蒸気ボイラ】 蒸気ボイラ性能表示ガイドラインで規定された「設備電力（表示）」 ・ 【貫流ボイラ】 貫流ボイラ性能表示ガイドラインで規定された「設備電力（表示）」 ・ 【小型貫流ボイラ】 小型貫流ボイラ性能表示ガイドラインで規定された「設備電力（表示）」 ・ 【温水ボイラ】 温水発生機・温水ボイラ性能表示ガイドラインで規定された「定格消費電力」
	定格燃料消費量	<ul style="list-style-type: none"> ・ 【蒸気ボイラ】 蒸気ボイラ性能表示ガイドラインで規定された「燃料消費量（表示）[kW]」 ・ 【貫流ボイラ】 貫流ボイラ性能表示ガイドラインで規定された「燃料消費量（表示）[kW]」 ・ 【小型貫流ボイラ】 小型貫流ボイラ性能表示ガイドラインで規定された「燃料消費量（表示）[kW]」 ・ 【温水ボイラ】 温水発生機・温水ボイラ性能表示ガイドラインで規定された「定格燃料消費量」

表 5-2-1 定格加熱能力、定格消費電力、定格燃料消費量（続き）

熱源機種	性能項目	定義
石油給湯機（給湯単機能）	定格加熱能力	JIS S 3024 で規定される「連続給湯出力」。
	定格消費電力	JIS S 3024 で規定される「定格消費電力」。
	定格燃料消費量	JIS S 3024 で規定される「（最大）燃料消費量」。
石油給湯機（給湯機付風呂がま）	定格加熱能力	JIS S 3027 で規定される「連続給湯出力」。
	定格消費電力	JIS S 3027 で規定される「定格消費電力」。
	定格燃料消費量	JIS S 3027 で規定される「（最大）燃料消費量」。
家庭用ヒートポンプ給湯機	定格加熱能力	JIS C 9220 で規定される「冬期高温加熱能力」。
	定格消費電力	JIS C 9220 で規定される「冬期高温消費電力」。
	定格燃料消費量	0 とする。
業務用ヒートポンプ給湯機	定格加熱能力	JRA4060 で規定される「冬期高温貯湯加熱能力」。
	定格消費電力	JRA4060 で規定される「冬期高温貯湯加熱消費電力」。
	定格燃料消費量	0 とする。
貯湯式電気温水器	定格加熱能力	JIS C 9219 で規定される「定格消費電力」。
	定格消費電力	JIS C 9219 で規定される「定格消費電力」。
	定格燃料消費量	0 とする。
電気瞬間湯沸器	定格加熱能力	JIS C9335-2-35 で規定される「定格入力」。
	定格消費電力	JIS C9335-2-35 で規定される「定格入力」。
	定格燃料消費量	0 とする。
真空式温水発生機	定格加熱能力	温水発生機・温水ボイラ性能表示ガイドラインで規定される「熱出力」。
	定格消費電力	温水発生機・温水ボイラ性能表示ガイドラインで規定される「定格消費電力」。
	定格燃料消費量	温水発生機・温水ボイラ性能表示ガイドラインで規定されるで規定される「定格燃料消費量」。

表 5-2-1 定格加熱能力、定格消費電力、定格燃料消費量（続き）

熱源機種	性能項目	定義
無圧式温水発生機	定格加熱能力	温水発生機・温水ボイラ性能表示ガイドラインで規定される「熟出力」。
	定格消費電力	温水発生機・温水ボイラ性能表示ガイドラインで規定される「定格消費電力」。
	定格燃料消費量	温水発生機・温水ボイラ性能表示ガイドラインで規定されるで規定される「定格燃料消費量」。
地域熱供給	定格能力	設計図書に記載されている熟供給量。
	定格消費電力	0とする。
	定格燃料消費量	定格能力に「他人から供給された熱の一次エネルギー換算値」を掛けた値。（注6）

（注1）JRA とは、一般社団法人日本冷凍空調工業会により定められた規格をいう。

（注2）HA とは、日本暖房機器工業会により定められた規格をいう。

（注3）蒸気ボイラ性能表示ガイドライン、貫流ボイラ性能表示ガイドラインとは、一般社団法人日本産業機械工業会 ボイラ・原動機部会により定められたガイドラインをいう。

（注4）小型貫流ボイラ性能表示ガイドラインとは、公益財団法人日本小型貫流ボイラ協会により定められたガイドラインをいう。

（注5）温水発生機・温水ボイラ性能表示ガイドラインとは、日本暖房機器工業会 業務用ボイラ部会により定められたガイドラインをいう。

（注6）一般社団法人日本熱供給事業協会が定める「熱供給事業における冷熱・温熱別換算係数算出に係るガイドライン」に基づき算出した値を用いる場合は、冷熱（冷水）、温熱（温水、蒸気）別の係数を使用することができる。熱供給事業便覧（一般社団法人日本熱供給事業協会）の公表データに基づき算出した値を用いる場合、及び条等に基づいて行政庁により公表されているデータに基づき算出した値を用いる場合は、冷熱と温熱で同じ係数を使用することとする。係数の値が不明である場合は、告示別表第1で定められた1.36 kJ/kJを使用する。

⑤：配管保温仕様

- 給湯配管の保温仕様を表 5-2-2「給湯配管保温仕様一覧」の選択肢より選択し、文字列で入力すること。
- 自動水栓一体型電気温水器（元止め式）に付属する専用樹脂配管（数 10cm 程度のものに限る）については、保温されていない場合でも「保温仕様 2」を選択することとする。
- 保温仕様区別の数値は半角文字で入力すること。

表 5-2-2 給湯配管保温仕様一覧

選択肢	定義
裸管	下記以外
保温仕様 3	<ul style="list-style-type: none"> 配管保温仕様が以下の場合 <ul style="list-style-type: none"> 管径 125mm 未満：保温材厚さ 20mm 以上 管径 125mm 以上：保温材厚さ 25mm 以上
保温仕様 2	<ul style="list-style-type: none"> 配管保温仕様が以下の場合 <ul style="list-style-type: none"> 管径 50mm 未満：保温材厚さ 20mm 以上 管径 50mm 以上 125mm 未満：保温材厚さ 25mm 以上 管径 125mm 以上：保温材厚さ 30mm 以上
保温仕様 1	<ul style="list-style-type: none"> 配管保温仕様が以下の場合 <ul style="list-style-type: none"> 管径 40mm 未満：保温材厚さ 30mm 以上 管径 40mm 以上 125mm 未満：保温材厚さ 40mm 以上 管径 125mm 以上：保温材厚さ 50mm 以上

⑥：接続口径

- 給湯機器に接続される給湯配管の最大口径を数値で入力する。単位はmmとし、整数で入力する。
- 配管口径がインチ表示されている場合は、1インチ 25.4mm として換算し、小数点以下第 1 位を切り捨てし、整数を入力する。

⑦⑧⑨：太陽熱利用（有効集熱面積、集熱面の方位角、集熱面の傾斜角）

- 太陽熱を利用した給湯設備システムを採用している場合はこれらの値を入力し、採用していない場合は空欄とする。
- 有効集熱面積は数値で入力する。単位は㎡である。
- 集熱面の方位角は数値で入力する。単位は度（°）である。南を 0° とし、西向きに測る。つまり、西は 90°、北は 180°、東は 270° となる。
- 集熱面の傾斜角は数値で入力する。単位は度（°）である。水平を 0°、垂直を 90° とする。

⑩：備考

- 入力時のメモ欄であり、計算には使用されないため、入力は任意である。
- 機器名称だけでは図面との対応が判りづらいため、設計図の機器リストに記載されている当該給湯機器の仕様・系統名などを入力することを推奨する。

6.3 ガス給湯熱源機の消費エネルギー計算

本節では、ガスボイラー(給湯器)のエネルギー試算の手順とケーススタディを解説します。

あわせて、貯湯槽を設けた場合、小型ガスボイラー(給湯器)での台数分割制御の場合についても同様に解説します。

なお、ここで解説するのは、ボイラー(給湯器)選定を行う上での比較検討を目的とした簡易なエネルギー試算であり、実際の給湯システム設計においては 3.1 ガス給湯熱源機及び 3.2 ガス瞬間式給湯機と貯湯槽を組み合わせた給湯システムの検討を参照してください。

6.3.1 ガスボイラー(給湯器)のエネルギー試算の手順

エネルギー試算は、大きく以下の 5 ステップで構成されます。

- (1) 給湯負荷の推定
- (2) ボイラー容量の設定
- (3) ボイラー負荷率の算出
- (4) ボイラー燃焼効率の推定
- (5) ボイラー燃料消費量の算出
- (6) ボイラー次エネルギー消費量の算出

(1) 給湯負荷の推定(最大容量、年間需要量、月日別、時間別パターンなど)

- ・ここでは、空気調和・衛生工学会「都市ガスコージェネレーションの計画・設計と運用」(2015年3月)に掲載されている負荷データを用います(表 6.3.1～表 6.3.4)。
- ・具体的には以下のデータを用い、年間 8760 時間の各時刻の給湯負荷(kW)を算出します。

- ✓ 年間各月の平日・土曜・休日日数(日)
- ✓ 熱需要原単位の年間需要(給湯)…延床面積あたりの年間給湯負荷量(MJ/m²/年)
- ✓ 月別パターン(給湯)…各月の平日・土曜・休日各日数分での給湯負荷の占める割合(%/日数)
- ✓ 時刻別パターン…各月の平日・土曜・休日の一日の給湯負荷の時刻別割合(%/h)

- ・例として、延床面積 20,000 m²の病院の 1 月 1 日(休日)0 時の給湯負荷(kW)の算出方法を示します。

$$\begin{aligned} \text{給湯負荷(kW)} &= \text{年間需要(給湯)}a \times \text{月別パターン(給湯)の 1 月休日の割合}b \div \text{1 月休日} \\ &\quad \text{日数}c \times \text{時刻別パターン(給湯)の 1 月休日 0 時の割合}d \times \text{延床面積} \div \text{換算係数} \\ &= 270 \text{ MJ/m}^2/\text{年} \times 2.36 \text{ \%/日数} \div 7 \text{ 日数/年} \times 2.20 \text{ \%/h} \times 20,000 \text{ m}^2 \div 3.6 \text{ MJ/kWh} \\ &\doteq 89 \text{ kW} \end{aligned}$$

この作業を 8,760 時間分繰り返します($a \sim d$ は表 6.3.1～表 6.3.4 を参照)。

(2) ボイラー容量の設定

- ・表 6.3.2 需要原単位の設備所容量(給湯)、つまり給湯のピーク負荷(kJ/m²/h)を用いて必要機器容量を算出し、これを満足する容量のボイラーを選定します。

$$\begin{aligned} \text{必要機器容量(kW)} &= \text{設備所容量(給湯)}e \times \text{延床面積} \div \text{換算係数} \\ &= 98 \text{ kJ/m}^2/\text{h} \times 20,000 \text{ m}^2 \div 3.6 \text{ MJ/kWh} \div 1,000 \text{ kJ/MJ} \\ &\doteq 544 \text{ kW} \end{aligned}$$

(3) ボイラー負荷率の算出

・8,760時間の各時刻の給湯負荷を、ボイラー容量で割り、ボイラー負荷率を算出します。

(4) ボイラー燃焼効率の推定

- ・ボイラー燃焼効率は各メーカーの資料をもとに、ボイラー負荷率と燃焼効率の関係を推定します。
- ・図 6.3.1 に旧型(TD 比 2:1)、新型(TD 比 5:1)、新型(潜熱回収型)(TD 比 5:1)の負荷特性例を示します。(実際に算定する場合はメーカーから特性データを入手する)

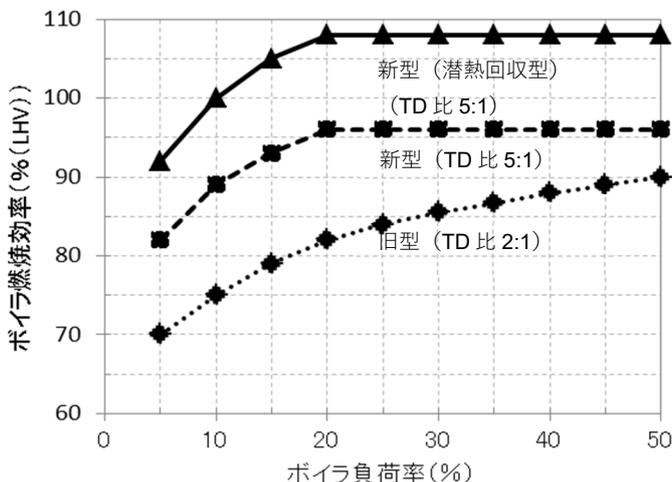


図 6.3.1 ボイラーの効率特性例

(5) ボイラー燃料消費量の算出

- ・(1) で求めた各時刻の給湯負荷を(4) で推定したボイラー燃焼効率で割り、燃料消費量を算出します。
- 効率が総発熱量基準(HHV)か真発熱量基準(LHV)かを確認し、それに応じた燃料発熱量で計算します。カタログに記載のボイラー燃焼効率は通常、真発熱量基準のため、ここでは、真発熱量基準にて計算します。

$$\text{ボイラー燃料消費量(N m}^3\text{/h)} = \text{給湯負荷(kW)} \div \text{ボイラー燃焼効率(\%LHV)} \\ \times \text{換算係数 } 3.6(\text{MJ/kWh}) \div \text{都市ガスの発熱量(真発熱量基準)} 40.6(\text{MJ/N m}^3)$$

(6) ボイラー一次エネルギー消費量の算出

- ・(5) で求めた燃料消費量から一次エネルギー量を算出します。ここでは、一次エネルギー消費量への換算において、通常用いられる総発熱量(HHV)を基準とします。

$$\text{ボイラー一次エネルギー消費量(MJ/h)} \\ = \text{ボイラー燃料消費量(N m}^3\text{/h)} \times \text{都市ガスの発熱量(総発熱量基準)} 45(\text{MJ/N m}^3)$$

表 6.3.1 年間各月の平日・土曜・休日日数

	1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	計
平日	20	20	22	20	20	22	20	23	20	21	20	21	249
土曜	4	3	4	4	4	4	5	4	4	4	4	4	48
休日	7	5	5	6	7	4	6	4	6	6	6	6	68
計	31	28	31	30	31	30	31	31	30	31	30	31	365

表 6.3.2 需要原単位(病院)

■需要原単位		設備所要容量	年間需要
電力需要		51 W/m ²	209 kWh/m ²
熱需要	冷房	392 kJ/m ² ・h	363 MJ/m ²
	暖房	298 kJ/m ² ・h	162 MJ/m ²
	給湯	e 98 kJ/m ² ・h	a 270 MJ/m ²

表 6.3.3 月別パターン(病院)

■月別パターン

		1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	計
電力	平日	5.41	5.41	5.94	5.84	6.02	6.68	6.44	7.53	6.27	6.32	5.82	5.67	73.35
	土曜	0.93	0.70	0.93	1.02	1.03	1.05	1.36	1.09	1.11	1.02	1.01	0.93	12.19
	休日	1.37	0.97	0.97	1.30	1.52	0.89	1.38	0.92	1.37	1.31	1.29	1.17	14.46
	計	7.72	7.07	7.84	8.15	8.57	8.62	9.18	9.54	8.76	8.64	8.13	7.77	100
冷房	平日	0.00	0.00	0.00	3.11	7.86	8.55	16.09	22.59	11.99	8.28	2.08	0.00	80.55
	土曜	0.00	0.00	0.00	0.41	1.00	1.21	2.74	2.07	2.31	0.82	0.28	0.00	10.84
	休日	0.00	0.00	0.00	0.39	0.74	0.79	2.41	1.47	1.98	0.64	0.19	0.00	8.62
	計	0.00	0.00	0.00	3.91	9.61	10.55	21.24	26.13	16.28	9.74	2.55	0.00	100
暖房	平日	20.15	18.54	15.64	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	16.29	70.62
	土曜	4.35	2.93	2.90	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	2.82	13.00
	休日	7.44	3.02	2.63	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	3.29	16.38
	計	31.93	24.49	21.18	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	22.40	100
給湯	平日	7.74	7.56	7.81	6.09	5.13	5.24	3.87	4.19	4.30	5.35	6.49	7.58	71.35
	土曜	1.31	0.97	1.18	0.98	0.86	0.78	0.87	0.76	0.67	0.90	1.06	1.21	11.55
	休日	2.36	1.55	1.56	1.44	1.69	0.77	1.02	0.76	1.09	1.42	1.65	1.78	17.10
	計	11.41	10.08	10.55	8.51	7.68	6.79	5.76	5.70	6.06	7.68	9.21	10.57	100

表 6.3.4 時刻別パターン(病院) 抜粋

■時刻別パターン

電力

	1月			2月		
	平日	土曜	休日	平日	土曜	休
0	1.61	1.81	2.20	1.61	1.82	
1	1.61	1.81	2.20	1.61	1.82	
2	1.61	1.81	2.20	1.61	1.82	
3	1.61	1.81	2.20	1.61	1.82	
4	1.61	1.81	2.20	1.61	1.82	
5	1.61	1.81	2.20	1.61	1.82	
6	1.61	1.81	2.20	1.61	1.82	
7	1.61	1.81	2.20	1.61	1.82	
8	1.61	1.81	2.20	1.61	1.82	
9	1.61	1.81	2.20	1.61	1.82	
10	1.61	1.81	2.20	1.61	1.82	
11	1.61	1.81	2.20	1.61	1.82	
12	1.61	1.81	2.20	1.61	1.82	
13	1.61	1.81	2.20	1.61	1.82	
14	1.61	1.81	2.20	1.61	1.82	
15	1.61	1.81	2.20	1.61	1.82	
16	1.61	1.81	2.20	1.61	1.82	
17	1.61	1.81	2.20	1.61	1.82	
18	1.61	1.81	2.20	1.61	1.82	
19	1.61	1.81	2.20	1.61	1.82	
20	1.61	1.81	2.20	1.61	1.82	
21	1.61	1.81	2.20	1.61	1.82	
22	1.61	1.81	2.20	1.61	1.82	
23	1.61	1.81	2.20	1.61	1.82	
合計	100	100	100	100	100	

	11月			12月		
	平日	土曜	休日	平日	土曜	休日
0	1.80	2.02	2.38	1.61	1.81	2.18
1	1.80	2.02	2.38	1.61	1.81	2.18
2	1.80	2.02	2.38	1.61	1.81	2.18
3	1.80	2.02	2.38	1.61	1.81	2.18
4	1.80	2.02	2.38	1.61	1.81	2.18
5	1.80	2.02	2.38	1.61	1.81	2.18
6	1.80	2.02	2.38	1.61	1.81	2.18
7	1.80	2.02	2.38	1.61	1.81	2.18
8	1.80	2.02	2.38	1.61	1.81	2.18
9	1.80	2.02	2.38	1.61	1.81	2.18
10	1.80	2.02	2.38	1.61	1.81	2.18
11	1.80	2.02	2.38	1.61	1.81	2.18
12	1.80	2.02	2.38	1.61	1.81	2.18
13	1.80	2.02	2.38	1.61	1.81	2.18
14	1.80	2.02	2.38	1.61	1.81	2.18
15	1.80	2.02	2.38	1.61	1.81	2.18
16	1.80	2.02	2.38	1.61	1.81	2.18
17	1.80	2.02	2.38	1.61	1.81	2.18
18	1.80	2.02	2.38	1.61	1.81	2.18
19	1.80	2.02	2.38	1.61	1.81	2.18
20	1.80	2.02	2.38	1.61	1.81	2.18
21	1.80	2.02	2.38	1.61	1.81	2.18
22	1.80	2.02	2.38	1.61	1.81	2.18
23	1.80	2.02	2.38	1.61	1.81	2.18
合計	0	0	0	100	100	100

給湯

	1月			2月		
	平日	土曜	休日	平日	土曜	休
0	1.19	1.26	1.76	1.23	1.49	
1	1.17	1.40	1.39	1.14	1.36	
2	1.13	1.40	1.41	1.16	1.36	
3	1.35	1.44	1.53	1.42	1.65	
4	1.31	1.67	1.55	1.34	1.67	
5	1.53	1.68	1.62	1.45	1.71	
6	1.44	1.69	1.68	1.59	1.83	
7	1.91	2.30	2.17	1.90	2.17	
8	3.09	3.52	3.56	3.03	3.73	
9	6.92	5.64	5.73	7.08	5.43	
10	5.61	5.14	5.34	5.59	4.64	
11	6.53	6.34	6.08	6.29	6.20	
12	8.80	9.01	8.97	9.11	9.13	
13	8.77	8.82	8.80	8.65	9.47	
14	8.23	8.69	8.54	8.10	8.21	
15	7.48	7.82	7.55	7.37	8.35	
16	7.23	6.49	6.79	7.31	6.18	
17	6.38	5.27	5.34	6.26	4.71	
18	5.26	4.36	4.63	5.13	4.34	
19	4.94	4.95	4.77	5.17	5.08	
20	4.73	5.10	5.29	4.62	5.02	
21	2.26	2.92	2.54	2.34	3.16	
22	1.50	1.72	1.62	1.44	1.67	
23	1.25	1.38	1.33	1.29	1.44	
合計	100	100	100	100	100	

	11月			12月		
	平日	土曜	休日	平日	土曜	休日
0	1.13	1.34	1.25	1.20	1.44	1.43
1	1.37	1.16	1.71	1.36	1.17	1.31
2	1.37	1.18	1.46	1.36	1.15	1.31
3	1.59	1.42	1.76	1.72	1.51	1.78
4	1.52	1.29	1.63	1.52	1.34	1.57
5	1.61	1.37	1.91	1.78	1.40	1.47
6	1.93	1.62	2.07	1.82	1.60	1.70
7	2.07	1.76	2.24	2.18	1.83	2.13
8	3.53	2.96	3.86	3.64	3.10	3.58
9	5.28	7.07	5.22	5.68	7.06	5.31
10	5.08	5.57	5.00	5.25	5.47	5.59
11	6.21	6.30	6.34	6.19	6.30	6.36
12	8.89	9.21	8.52	9.30	9.19	8.95
13	9.21	8.66	9.39	8.45	8.64	9.21
14	8.45	8.18	8.10	8.31	8.14	7.97
15	7.81	7.38	7.86	7.90	7.48	7.76
16	6.57	7.21	6.38	6.56	7.07	6.71
17	5.23	6.41	4.83	5.53	6.36	5.30
18	4.35	5.28	4.24	4.54	5.22	4.66
19	5.05	5.10	4.59	4.83	5.21	4.71
20	5.06	4.54	5.56	5.37	4.43	5.51
21	2.89	2.40	2.82	2.41	2.48	2.34
22	1.86	1.51	1.72	1.65	1.45	1.94
23	1.57	1.27	1.47	1.40	1.21	1.40
合計	100	100	100	100	100	100

6.3.2 ケーススタディ(貯湯槽なし)

「6.3.1 ガスボイラー(給湯器)のエネルギー試算の手順」にて例示した、20,000 m²の病院を例に、ボイラー容量の選定や新旧機種 of 燃焼効率の違いによるエネルギー消費性能の違いを示す。

	ボイラー容量(kW)	機種	燃料消費量(Nm ³ /年)		Case1に対する省エネ率(%)
			一次エネルギー消費量(GJ/年)		
Case1	930kW (必要機器容量に対する安全率1.70)	旧型	162111		-
			7295		
Case2		新型	142110		12
			6395		
Case3		新型(潜熱回収型)	126522		22
			5694		
Case4	581kW (安全率1.07)	旧型	155018		4
			6976		
Case5		新型	139980		14
			6299		
Case6		新型(潜熱回収型)	124572		23
			5606		

- ・年間最大の給湯負荷に対して余裕をみた設計をするのが一般的ですが、余裕を見過ぎるとボイラー燃焼効率の悪い負荷率の時間帯が増加し、増エネになってしまうことが分かります。
- ・新型のボイラーでは、効率の向上による省エネ性能の向上が見られ、特に潜熱回収型では、省エネ性能が高いことが分かります。

6.3.3 貯湯槽を設けた場合のエネルギー試算の手順

貯湯槽を設ける場合は、一旦、前項の「6.3.1(2) ボイラー容量の設定」において求めた必要機器容量に対して、適切な貯湯槽容量を選定します。その上で、貯湯槽を考慮したボイラー容量を再度、選定し直した後、給湯負荷を1日単位で集計、「6.3.1(3) ボイラー負荷率」を1.00に固定(ボイラーが定格運転を行うと仮定)して、1日単位の「6.3.1(4) ボイラー燃焼効率」、「6.3.1(5) ボイラー燃料消費量」、「6.3.1(6) ボイラー一次エネルギー消費量」を算定します。追加するボイラー容量の再選定までの手順を以下に示します。

(1) 貯湯槽容量の算定

一旦、「6.3.1(2) ボイラー容量の設定」において求めた必要容量に対して、時間最大予想給湯係数(33~50%)^{*1}、貯湯量係数(50~100%)^{*2}をかけた容量を貯湯槽容量とします。

なお、実際の貯湯槽の選定にあたっては、有効貯湯係数(80%)を考慮し、それを満足する実用的な容量としますが、以降の計算において、影響が小さいため計算の簡単化を図ることとします。

また、時間最大予想給湯係数、貯湯量係数に指定がない場合は、それぞれ40%、100%とします。

^{*1} 平成27年版建築設備設計基準 第5編給排水衛生設備 第2章給水設備 第4節給水量の選定 より

^{*2} 平成27年版建築設備設計基準 第5編給排水衛生設備 第3章給湯設備 第3節貯湯タンク より

$$\text{貯湯槽容量(kW)} = 544 \text{ kW} \times 40 \% \times 100 \% \doteq 218 \text{ kW}$$

(2) ボイラーにて必要とされる熱量の算定(ボイラーの再選定)

必要機器容量から貯湯槽容量を差引いた熱量(A)と貯湯槽を30分で沸かし上げるための必要熱量(B)の大きい方をボイラーにて必要とされる熱量とし、それを満足するボイラー容量を設定します。

$$(A) \text{ 必要機器容量} - \text{貯湯槽容量} \doteq 544 \text{ kW} - 218 \text{ kW} \doteq 326 \text{ kW}$$

$$(B) \text{ 貯湯槽容量} \times 60 \text{ min} \div 30 \text{ min}$$

$$\doteq 218 \text{ kW} \times 60 \text{ min} \div 30 \text{ min} \doteq 436 \text{ kW}$$

この場合は、436 kW を満足するボイラー容量を選定することになります。

6.3.4 ケーススタディ(貯湯槽あり)

以下に貯湯槽を設けた場合のケーススタディを示します。

	ボイラー容量 (kW)	機種	燃料消費量	Case1に対す る省エネ率 (%)	(参考)貯湯槽なし燃	(参考)貯湯槽なし燃
			(Nm ³ /年) 一次エネルギー 消費量(GJ/年)		料消費量(Nm ³ /年)	しCase1に対す る省エネ率(%)
Case1'	930kW (安全率 2.14)	旧型	147737	9	162111	-
			6648		7295	
Case2'	581kW (安全率 1.33)	新型	138503	15	142110	12
			6233		6395	
Case3'		新型(潜熱回収型)	123114	24	126522	22
			5540		5694	
Case4'	465kW (安全率 1.07)	旧型	147737	9	155018	4
			6648		6976	
Case5'	930kW (安全率 1.70)	新型	138503	15	139980	14
			6233		6299	
Case6'		新型(潜熱回収型)	123114	24	124572	23
			5540		5606	
Case7'		旧型	147737	9	容量不足	容量不足
			6648			
Case8'		新型	138503	15	容量不足	容量不足
			6233			
Case9'		新型(潜熱回収型)	123114	24	容量不足	容量不足
			5540			
(参考) Case1	930kW (安全率 1.70)	旧型			162111 7295	-

- ・貯湯槽を設けることで、いずれのケースでも貯湯槽を設けない場合より高い省エネ効果を得られることが分かります。
- ・ボイラー容量の違いによらず、同機種では、同じ省エネ率となっていますが、これは、日集計した給湯負荷に対し、定格運転していると想定しているためで、ボイラー容量の違いによって運転時間が変化していることを意味しています。
- ・465kWのボイラーの場合、貯湯槽を設けなければ、能力不足が起こってしまい、省エネ効果に加え、設備容量の削減も貯湯槽を設ける効用と言えます。

6.3.5 小型ガスボイラー(給湯器)での台数分割制御の場合のエネルギー試算の手順

小型ガスボイラー(給湯器)の設置による台数分割制御を実施する場合は、「②ボイラー容量の設定」において、必要機器容量を満足する容量・台数を選定します。その上で、8760時間の各時刻の給湯負荷と設定したボイラー1台当たりの容量を比較して、必要運転台数を求め、その運転台数に応じて「6.3.1(3) ボイラー負荷率の算出」を行います。

その後は、「6.3.1 ガスボイラー(給湯器)のエネルギー試算の手順」と同様です。
追加する「6.3.1(3) ボイラー負荷率の算出」までの手順を以下に示します。

(1) 小型ガスボイラー(給湯器)の容量・台数の選定

必要機器容量(kW) < 小型ガスボイラーの容量(kW/台) × 台数(台)となる容量と台数を選定します。

32号(55.68kW)の小型ガスボイラーを選定した場合、10台で必要機器容量を満足します。

$$\text{必要機器容量(kW)} \cong 544 \text{ kW} < 55.68 \text{ kW/台} \times 10 \text{ 台} \cong 557 \text{ kW}$$

(2) 小型ガスボイラー(給湯器)の運転台数の決定

各時刻の給湯負荷(kW)を小型ガスボイラーの容量で割ることで、必要運転台数を求めます。
 延床面積 20,000 m²の病院の1月1日(休日)0時の給湯負荷 89 kW の場合の運転台数は以下の通りとなります。

$$\text{運転台数(台)} = (89 \text{ kW} \div 55.68 \text{ kW/台}) \text{の繰上げ値(台)} \div 1.6 \text{の繰上げ値(台)} = 2 \text{台}$$

(3) 運転台数に応じたボイラー負荷率の算出

最後に、運転台数を考慮してボイラー負荷率を求め直します。
 8760時間の各時刻の給湯負荷を、小型ガスボイラーの容量と台数の積で割り、ボイラー負荷率を算出します。

$$\text{ボイラー負荷率(-)} = 89 \text{ kW} \div 55.68 \text{ kW} \times 2 \text{台} \approx 0.8$$

6.3.6 ケーススタディ(台数分割制御あり)

以下に台数分割制御を導入した場合のケーススタディを示します。

	ボイラー容量(kW)	機種	燃料消費量(N m ³ /年)	Case1に対する省エネ率(%)	(参考) 台数分割制御なし燃料消費量(N m ³ /年)	(参考) 台数分割制御なしCase1に対する省エネ率(%)
			一次エネルギー消費量(GJ/年)		一次エネルギー消費量(GJ/年)	
Case4"	557kW (安全率1.02)	旧型	147749	9	155018	4
			6649		6976	
Case5"		新型	138503	15	139980	14
			6233		6299	
Case6"		新型 (潜熱回収型)	123114	24	124572	23
			5540		5606	
(参考) Case1	930kW (安全率1.71)	旧型			162111 7295	-

- ・台数分割制御を導入することで、いずれのケースにおいても省エネ効果が高まっていることが分かります。
- ・特に、旧型のボイラーでは、低負荷率時の燃焼効率が定格時のそれから大きく低下するため、台数分割により、低負荷率運転を抑える事で、より高い省エネ効果が得られていることが分かります。

6.3.7 給湯システム全体を対象とした場合の考慮すべき項目

本節では、ボイラー(給湯器)選定のための簡易なエネルギー試算の手順とケーススタディの結果を解説しました。

実際の給湯システム設計においては、器具数や人員をものとした給湯容量の設定をベースに、放熱ロスやボイラー(給湯器)の補機動力、循環ポンプ動力等も考慮したトータルでの検討が必要となります。3.1 ガス給湯熱源機 3.2 ガス瞬間式給湯機と貯湯槽を組み合わせた給湯システムの検討を参照してください。

6.4 太陽熱利用システム導入時(+ガス)の消費エネルギー計算

6.4.1 ガス給湯システムの給湯1次エネルギー消費量

ガス給湯システムの年間給湯1次エネルギー消費量は式6.4.①で計算します。

$$\begin{aligned} & \text{給湯システムの年間給湯1次エネルギー消費量} \\ & = (\text{年間給湯負荷} + \text{年間放熱損失}) \div \text{給湯器の効率} \\ & + (\text{給湯器} + \text{循環ポンプ}) \text{の年間1次エネルギー消費電力} \end{aligned} \quad \text{式 6.4.①}$$

また、以下の計算条件及び値については、国立研究開発法人建築研究所の「平成28年省エネルギー基準に準拠したエネルギー消費性能の評価に関する技術情報」<https://www.kenken.go.jp/becc/>(以後、「技術情報」という)を参照する部分があり、当該部分は適宜指示しています。

(1) 気象条件の設定について

以下の計算に使用する入水温度や外気温等の気象条件は「技術情報」住宅第十一章第二節「日射に関する地域の区分と日射量等」に記載されている主な気象データ(表6.4.1)を用いることとします。

表 6.4.1 「技術情報」の「日射に関する地域の区分と日射量」の記載例

IVb大津 (551)				
外気温[°C]	法線面直達日射量(Watanabe)[MJ/hm ²]	水平面天空日射量(Watanabe)[MJ/hm ²]	太陽高度角[°]	太陽方位角[°]
2.7	0	0	0	0
3.1	0	0	0	0
2	0	0	0	0
1.6	0	0	0	0
1.8	0	0	0	0
1.5	0	0	0	0
1.7	0.01	0.01	0	0
1.7	0.49	0.18	8.8	-53.7
2.5	1.09	0.39	18	-43.1
3.9	2.64	0.32	25.4	-30.6
5.1	2.33	0.47	30.3	-15.9
5.3	2.78	0.38	32	0.1
6.1	1.02	0.71	30.3	16.1
5.6	0.2	0.47	25.4	30.7
4.9	0.69	0.4	18	43.2
4.8	0.21	0.15	8.7	53.8
4.3	0.01	0.01	0	0
4.3	0	0	0	0
4.1	0	0	0	0
4.2	0	0	0	0
3.6	0	0	0	0
3.9	0	0	0	0
3.8	0	0	0	0

(2) 年間給湯負荷

年平均日1日あたりの給湯負荷を式6.4.②で計算します。(ここでは年間給湯負荷を年平均日で計算しますが、1月~12月、あるいは1年365日を各々計算して、この結果から算出してもかまいません)

$$\text{年平均日1日あたりの給湯負荷} = \text{給湯温度} - \text{年平均給水温度} \quad \text{式 6.4.②}$$

年平均給水温度は「技術情報」「給水設備」に記載されている式6.4.③から求めます。式中の外気温についても「技術情報」のデータを用いて算出します。

$$\theta_{wtr,d} = \max(a_{wtr} \times \theta_{ex,prd,Ave,d} + b_{wtr}, 0.5)$$

ここで

$$\theta_{wtr,d} : \text{日付}d\text{における日平均給水温度} (^\circ\text{C})$$

$$\theta_{ex,prd,Ave,d} : \text{日付}d\text{を基準とした期間平均外気温} (^\circ\text{C})$$

式 6.4.③

a_{wtr}, b_{wtr} : 日平均給水温度を求める際の回帰係数

ここで、日平均給水温度を求める際の回帰係数 a_{wtr} 及び b_{wtr} は、地域の区分(今回設定の東京は6地域)に応じて「技術情報」記載の表 6.4.2 により選択します。

表 6.4.2 平均給水温度を求める際の回帰係数の値(出典：「技術情報」)

地域の区分	a_{wtr}	b_{wtr}
1	0.6639	3.466
2	0.6639	3.466
3	0.6054	4.515
4	0.6054	4.515
5	0.866	1.665
6	0.8516	2.473
7	0.9223	2.097
8	0.6921	7.167

また、外気温度は「技術情報」のデータから 14.7°Cのデータが得られます(表 6.4.3)。

表 6.4.3 東京の年平均日の時刻毎の外気温(出典：「技術情報」)

時刻	外気温(°C)	時刻	外気温(°C)	時刻	外気温(°C)	時刻	外気温(°C)	
1	12.7	7	12.5	13	17.9	19	15.3	
2	12.5	8	13.6	14	18.1	20	14.7	
3	12.3	9	14.8	15	18.0	21	14.2	
4	12.1	10	15.9	16	17.6	22	13.7	
5	11.9	11	16.8	17	16.8	23	13.4	
6	12.0	12	17.5	18	16.1	24	13.0	
							平均	14.7

上記の計算の結果、他の既知の値とあわせて以下の値が得られます。

該当設備の1日あたりの給湯量 : 17,500L/日
 年平均外気温度 : 14.7°C
 年平均給水温度 : 15.0°C (=14.7×0.8516+2.473)
 給湯温度 : 42°C

よって、モデルパターンの年間給湯負荷は以下となります。

$$\begin{aligned}
 \text{給湯負荷} &= 17,500\text{L/日}/1000 \times \rho_w \times C_w \times (42^\circ\text{C} - 15.0^\circ\text{C}) \\
 &= 1,977.9 \text{ MJ/日} = 721.9 \text{ GJ/年}
 \end{aligned}
 \tag{式 6.4.④}$$

(3) 年間放熱損失

放熱損失は給湯負荷の10%とします。

よって、モデルパターンの年間放熱損失は以下となります。

$$\begin{aligned}
 \text{年間放熱損失} &= 721.9 \text{ GJ/年} \times 0.1 \\
 &= 72.2 \text{ GJ/年}
 \end{aligned}
 \tag{式 6.4.⑤}$$

(4) 給湯器の効率

給湯器の効率は「技術情報」住宅-2.エネルギー消費性能の算定方法-2.1 算定方法-第七章給湯設備-付属書Cに記載の通り、下記のようにします。

$$\text{給湯器の効率} = 0.836
 \tag{式 6.4.⑥}$$

ただし、より正確な値が判明している場合は、その値を使用して問題ありません。

(5) 循環ポンプの消費電力

循環ポンプの消費電力はポンプ定格消費電力で24h運転とします(循環ポンプの実稼働条件での消費電力が判明している場合はこの値を用いても構いません)。

よって、モデルパターンの年間循環ポンプ消費電力は式 6.4.⑦となります。

$$\begin{aligned}\text{年間循環ポンプ消費電力} &= (1.5\text{kW} + 1.5\text{kW}) \times 24\text{h} \\ &= 72 \text{ kWh/日} \\ &= 259.2 \text{ MJ/日} = 94.6\text{GJ/年}\end{aligned}\quad \text{式 6.4.⑦}$$

また、1次エネルギー換算では式 6.4.⑧となります。

$$\begin{aligned}\text{年間循環ポンプ1次エネルギー消費量} \\ &= 94.61\text{GJ} \times 9760\text{J} / 3600\text{J} \\ &= 256.5 \text{ GJ/年}\end{aligned}\quad \text{式 6.4.⑧}$$

(6) 給湯器の消費電力

1日あたりの給湯器の消費電力($E_{E,hs,aux1}$)は技術情報「給水設備」記載の以下の式 6.4.⑨を用いて計算します。

$$E_{E,hs,aux1} = \left\{ -0.00172 \times \theta_{ex,Ave} + 0.000393 \right. \\ \left. \times (W'_k + W'_s + W'_w + W'_{b1} + W'_{ba1}) + 0.2822 \right\} \\ \times 10^3 \div 3600$$

ここで

$$\begin{aligned}\theta_{ex,Ave} &: \text{日平均外気温度(}^\circ\text{C)} \\ W'_k &: \text{1日当たりの台所水栓における節湯補正給湯量(L/日)} \\ W'_s &: \text{1日当たりの浴室シャワー水栓における節湯補正給湯量(L/日)} \\ W'_w &: \text{1日当たりの洗面水栓における節湯補正給湯量(L/日)} \\ W'_{b1} &: \text{1日当たりの浴槽水栓湯はり時における節湯補正給湯量(L/日)} \\ W'_{ba1} &: \text{1日当たりの台所水栓さし湯時における節湯補正給湯量(L/日)}\end{aligned}\quad \text{式 6.4.⑨}$$

よって、モデルパターンの給湯器の年間消費電力は以下となります。

$$\begin{aligned}\text{給湯器の消費電力} \\ &= (-0.00172 \times 14.7 + 0.000393 \times 17500 + 0.2822) \times 1000 / 3600 \\ &= 1.98 \text{ kWh/日} \\ &= 2.6 \text{ GJ/年}\end{aligned}\quad \text{式 6.4.⑩}$$

また、給湯器は8台のため全体では2.6GJ×8台 = 20.8GJ/年となり、1次エネルギー換算では以下の値となります。

$$\begin{aligned}\text{給湯器の1次エネルギー消費量} &= 20.8 \text{ GJ} \times 9760\text{J} / 3600\text{J} \\ &= 56.5 \text{ GJ/年}\end{aligned}\quad \text{式 6.4.⑪}$$

(7) 年間給湯1次エネルギー消費量

以上よりモデルパターンの年間給湯1次エネルギー消費量は式 6.4.①式より以下となります。

$$\begin{aligned}\text{年間1次エネルギー消費量} \\ &= (\text{年間給湯負荷(式 6.4.④)} + \text{年間放熱損失(式 6.4.⑤)}) \div \text{給湯器の効率} \\ & \quad (\text{式 6.4.⑥}) + (\text{給湯器(式 6.4.⑩)} + \text{循環ポンプ(式 6.4.⑧)}) \text{の年間1次エネ} \\ & \quad \text{ルギー消費量} \\ &= (721.9\text{GJ} + 72.2\text{GJ}) / 0.836 + 56.5\text{GJ} + 256.5\text{GJ} \\ &= 1262.9 \text{ GJ/年}\end{aligned}\quad \text{式 6.4.⑫}$$

6.4.2 太陽熱利用システムの導入による給湯1次エネルギー削減量の計算

ここでは前記したモデルパターンの太陽熱利用システムの導入による給湯1次エネルギー削減量の計算方法について記載します。給湯1次エネルギーの削減量計算の概念は図6.4.1に示すように、建物の建設地の気象データ、熱負荷データ及び太陽熱利用を含めた構成機器の仕様を取り込み、太陽熱利用量や太陽依存率、給湯1次エネルギー削減量を計算します。

また、ここでは年平均の気象データを基にした計算例を示しますが、1~12月、あるいは1年365日をおのおの計算して、この結果から算出しても構いません。

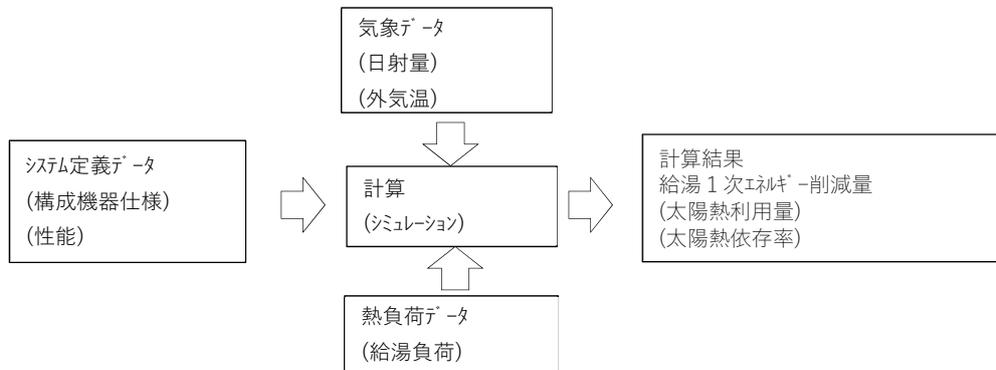


図 6.4.1 給湯1次エネルギー削減量計算の概念

(1) 気象データ

太陽熱利用システムのシミュレーションに使える気象データは種々のものがありますが、ここでは前出の技術情報の主な気象データを用い、計算対象の日射量と外気温を計算して引用します。算出方法は「3.3.2 (1) 2) 該当地域の集熱面日射量と外気温の算出」と同じです。

(2) システム定義データ

システム定義のためには以下のような情報を設定します。

<システム定義の例>

地域 …………… 東京(時刻ごとの日射量及び外気温度)
 設置条件 …………… 傾斜角：30°、方位角 0°
 集熱器 …………… 集熱面積：224 m²
 集熱器特性 …………… $b_0 = 0.8$ 、 $b_1 = 4.65 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$
 集熱器出入口温度差 …………… $T_c = 10^\circ\text{C}$
 貯湯槽 …………… 容量：6000L
 貯湯槽初期温度 …………… $T_{st} = \text{給水温度 } T_s$
 給水温度 T_s …………… 15.0°C(年平均)
 給湯温度 …………… 42°C
 給湯負荷量 …………… 17,500L/日
 集熱ポンプ消費電力 …………… 1kW
 補助熱源(給湯器)の種類 …………… 潜熱回収型ガス瞬間湯沸器(効率は後記の 6.4.2(1) 5) a
 給湯器の効率 参照)

(3) 熱負荷(給湯負荷)データ

太陽熱利用システムの場合も、時刻毎の給湯負荷及び日毎の給湯負荷の設定が設計の重要な要素になりますので、対象建築物の時刻ごとの熱負荷を事前に設定しておく必要があります。

熱負荷の概算を求めるための負荷データとして、日本建築学会「ソーラー建築設計データブック(日本建築学会編)」や空気調和・衛生工学会等で建物用途別、単位床面積あたり熱負荷原

単位と日熱負荷パターンが示されています。対象建築物の時刻毎の負荷の設定が難しい場合は、これらの資料から概算することも可能です。

6.4.3 計算結果

(2) 年間給湯負荷]で給湯負荷の算出をしていますので、結果のみあらためて以下に記載します。

給湯使用量：70 人/日 × 250L/人 = 17,500L/日

給湯温度：42°C

給水温度：15.0°C(年間平均)

給湯負荷：17,500L/日 × (42°C - 15.0°C) × 4.186 MJ/m³ K
= 1,977.9 J/日 = 721.9 GJ/年

式 6.4.⑬

(1) 計算

一般的な計算のステップは次に示すステップで実施します。

手順1：時刻ごとの集熱面日射量、外気温を求める

手順2：集熱器の集熱効率を求める

手順3：初期貯湯槽温度、初期集熱温度を設定する

手順4：集熱量、太陽熱利用量を求める

手順5：1次エネルギー削減量を計算する。

1) 時刻ごとの集熱面日射量と外気温

時刻ごとの集熱面日射量 I と外気温を 3.3.2(1) 2) 該当地域の集熱面日射量と外気温の算出に記載の計算方法と同様に求めます。

図 3.3.1 のモデルパターンでの年平均の計算結果は表 6.4.4 のとおりとなります。(注：表 3.3.2 では集熱面日射量を MJ/(h・m²) で表記していましたが、表 6.4.4 では後の計算のために W/m² で表記します)

表 6.4.4. 年平均の時刻ごとの気象データと集熱面日射量

時刻	法線面直達日射量 (MJ/hm ²)	水平面天空日射量 (MJ/hm ²)	太陽高度角 (°)	太陽方位角 (°)	集熱面直達日射量 (W/m ²)	集熱面天空日射量 (W/m ²)	外気温 (°C)	集熱面日射量 (W/m ²)
5	0.02	0.01	0.3	-21.6	3	1	11.9	4
6	0.10	0.07	4.6	-54.8	10	11	12.0	21
7	0.37	0.21	13.0	-73.0	35	34	12.5	69
8	0.83	0.38	24.4	-72.5	113	61	13.6	174
9	1.08	0.55	35.4	-61.9	208	88	14.8	296
10	1.14	0.72	45.1	-48.0	269	115	15.9	384
11	1.19	0.80	52.5	-28.1	315	129	16.8	444
12	1.13	0.84	55.3	1.7	314	134	17.5	448
13	1.07	0.80	51.8	30.8	281	128	17.9	409
14	1.02	0.70	44.1	49.9	237	112	18.1	349
15	0.88	0.54	34.1	63.3	164	86	18.0	250
16	0.70	0.36	23.1	73.7	90	58	17.6	149
17	0.39	0.19	11.9	69.2	38	30	16.8	68
18	0.13	0.06	4.1	51.8	14	10	16.1	24

2) 初期貯湯槽温度、初期集熱温度の設定

初期貯湯槽温度 T_{st} 、集熱温度 T_m をそれぞれ式 6.4.⑭、式 6.4.⑮のように設定します。

初期貯湯槽温度 T_{st} = 給水温度

式 6.4.⑭

$$\begin{aligned}
 & \text{初期集熱温度 } T_m \\
 & = \text{初期貯湯槽温度 } T_{st} + T_c (\text{集熱器出入口温度差})/2 \\
 & T_c = 10^\circ\text{C} \text{ と仮定して} \\
 & T_m = \text{給水温度} + 5^\circ\text{C}
 \end{aligned}
 \tag{式 6.4.15}$$

3) 集熱器の集熱効率算出式

集熱器の集熱効率をシステム検討段階では 0.5 と仮置きして計算しましたが、ここでは集熱器の集熱効率を、瞬時効率線図を用いてより詳細に計算し、時間ごとに集熱量の計算を行います。

瞬時効率線図は外気温、集熱温度、日射量によって変化する集熱効率をグラフ化したもので、このグラフを 1 次もしくは 2 次回帰式で表し、各次の係数で集熱器の性能として表記しています。

ここではシステム定義の例に記載の 1 次回帰式の各次係数である「 $b_0 = 0.8, b_1 = 4.65 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 」から計算される値を求める集熱器の集熱効率とし、式 6.4.16 で集熱効率 η_c を計算します。

$$\begin{aligned}
 \eta_c & = b_0 - b_1 \times (\Delta\theta/I) \\
 & = 0.8 - 4.65 \times (\Delta\theta/I)
 \end{aligned}
 \tag{式 6.4.16}$$

ここで

$\Delta\theta = \text{集熱器内集熱媒体平均温度} - \text{外気温}$

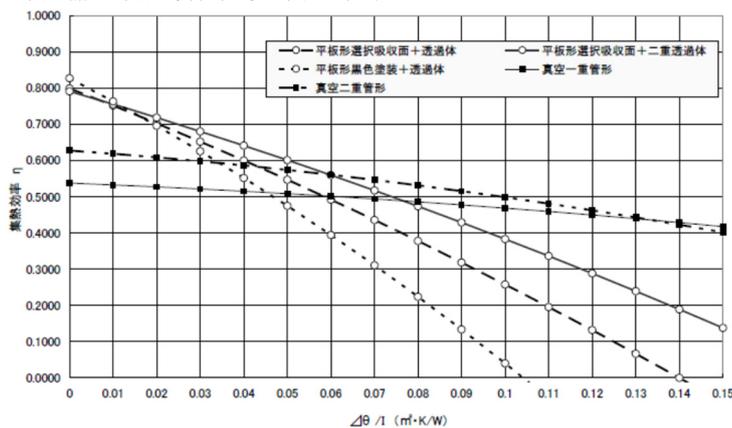


図 6.4.2 瞬時集熱効率線図の例

4) 集熱量、太陽熱利用量

集熱効率 η_c の算出式 6.4.16 から算出される集熱効率 η_c に、集熱面積 A と日射量 I を乗じて時刻ごとの集熱量 Q_c を式 6.4.17 で求め、さらに想定した配管ロスを考慮して時刻ごとに太陽熱利用量 Q_s を式 6.4.18 で求めます。

$$Q_c = I \times \eta_c \times A \tag{式 6.4.17}$$

$$Q_s = Q_c \times (1 - \text{放熱損失}) \tag{式 6.4.18}$$

*ここでは放熱損失は 10% (0.1) とします

また、太陽熱利用量 Q_s と貯湯槽容量 V から貯湯槽温度上昇 Δt を式 6.4.19 で求め、その時刻の貯湯槽温度 T_{st} を式 6.4.20 で求めます。

$$\Delta t (\text{上昇温度}) = Q_s / (V \times 4.186) \tag{式 6.4.19}$$

$$T_{st} = T_{st} + \Delta t \tag{式 6.4.20}$$

このとき、給湯負荷や各時刻の負荷パターンが分かっている場合は、各時刻の貯湯槽温度 T_{st} から、温水を取り出して給湯する計算を行うなど、各時刻の負荷を貯湯槽温度に反映すれば給湯負荷を組み込んだ計算になります。

これらを年平均日の各時刻の集熱量を計算した結果は表 6.4.5 のとおりとなり、式 6.4.㉑及び式 6.4.㉒の値が得られます。

$$\text{年平均日 1 日あたりの集熱量} = 1092.3\text{MJ/日} \quad \text{式6.4.㉑}$$

$$\text{年平均日 1 日あたり太陽熱利用量} = 983.1\text{MJ/日} \quad \text{式6.4.㉒}$$

表 6.4.5 年平均日の時刻ごとの集熱量

項目名	集熱面日射量: I (W/m ²)	外気温 Ta(°C)	集熱器特性		集熱温度 Tm(°C)	効率 ηc	集熱量・Qc (MJ/h・224m ²)	太陽熱利用量 (放熱損失考慮) Qs Qc × 0.9(MJ/h)	蓄熱槽 上昇温度 Δt(deg)	蓄熱槽温 度: Tst (°C)
			b0	b1(W/ m ² ・°C)						
5	4	11.9	0.80	4.65	20.0	0.00	0.0	0.0	0.00	15.0
6	21	12.0	0.80	4.65	20.0	0.00	0.0	0.0	0.00	15.0
7	69	12.5	0.80	4.65	20.0	0.29	16.1	14.5	0.58	15.6
8	174	13.6	0.80	4.65	20.6	0.61	86.1	77.5	3.09	18.7
9	296	14.8	0.80	4.65	23.7	0.66	158.1	142.3	5.67	24.3
10	384	15.9	0.80	4.65	29.3	0.64	197.0	177.3	7.06	31.4
11	444	16.8	0.80	4.65	36.4	0.60	213.1	191.8	7.64	39.0
12	448	17.5	0.80	4.65	44.0	0.52	189.3	170.3	6.78	45.8
13	409	17.9	0.80	4.65	50.8	0.43	140.6	126.5	5.04	50.8
14	349	18.1	0.80	4.65	55.8	0.30	83.7	75.3	3.00	53.8
15	250	18.0	0.80	4.65	58.8	0.04	8.3	7.5	0.30	54.1
16	149	17.6	0.80	4.65	59.1	0.00	0.0	0.0	0.00	54.1
17	68	16.8	0.80	4.65	59.1	0.00	0.0	0.0	0.00	54.1
18	24	16.1	0.80	4.65	59.1	0.00	0.0	0.0	0.00	54.1
合計	3,088					0.00	1,092.3	983.1	MJ/日	195,706
システム効率								0.42		

5) 給湯 1 次エネルギー削減量の計算

太陽熱利用システムの導入による年間給湯 1 次エネルギー削減量は式 6.4.㉓を用いて計算します。

$$\begin{aligned} & \text{年間給湯 1 次エネルギーの削減量} \\ & = \text{年間太陽熱利用量} / \text{給湯器の効率} - \text{年間集熱ポンプ 1 次エネルギー消費量} \end{aligned} \quad \text{式6.4.㉓}$$

6) 集熱ポンプ 1 次エネルギー消費量

集熱ポンプの 1 日あたりの消費電力は式 6.4.㉔で計算します。但し、循環ポンプの実稼働条件での消費電力が判明している場合は定格消費電力に変えてこの値を用いても構いません。

$$\begin{aligned} & \text{1 日あたりの集熱ポンプ消費電力} \\ & = \text{ポンプ定格消費電力} \times \text{集熱ポンプの 1 日あたりの稼働時間} \end{aligned} \quad \text{式6.4.㉔}$$

集熱ポンプの 1 日あたりの稼働時間は、表 6.4.5 で計算した時刻ごとの集熱量が MJ 単位の小数第 2 位を四捨五入した値で 0 より大きい時間帯に集熱ポンプが稼働したものと計算します。表 6.4.6 に年平均日の 1 日あたりの集熱ポンプ運転状況を記載します。この条件では 1 日あたり集熱ポンプ運転時間は 9 時間となりますので、1 日での 1 次エネルギー量は式 6.4.㉕及び式 6.4.㉖の値となります。

$$\text{年平均日の集熱ポンプ消費電力量} = 1\text{kW} \times 9\text{h} = 9\text{kWh/日} \quad \text{式6.4.㉕}$$

$$\begin{aligned} & \text{年平均日の集熱ポンプ 1 次エネルギー消費量} \\ & = 9\text{kWh/日} \times 9.76\text{MJ/kWh} = 87.8 \text{ MJ/日} \end{aligned} \quad \text{式6.4.㉖}$$

表 6.4.6 集熱ポンプ運転状況

時刻	集熱量	ポンプ	時刻	集熱量	ポンプ
	(MJ/h・224㎡)			(MJ/h・224㎡)	
5	0.0	停止	12	189.3	稼働
6	0.0	停止	13	140.6	稼働
7	16.1	稼働	14	83.7	稼働
8	86.1	稼働	15	8.3	稼働
9	158.0	稼働	16	0.0	停止
10	197.0	稼働	17	0.0	停止
11	213.1	稼働	18	0.0	停止

a 給湯器の効率

システム定義の例に記載のとおり給湯器は潜熱回収型ガス給湯器を設定していますので、「技術資料」住宅-2.エネルギー消費性能の算定方法-2.1 算定方法-第七章給湯設備-付属書 C より、式 6.4.⑳の値とします。但し、より正確な値が判明している場合は、その値を使用しても構いません。

$$\text{給湯器の効率} = 0.836 \quad \text{式6.4.㉗}$$

b 給湯 1 次エネルギー削減量

以上から年間の太陽熱利用量、集熱ポンプ 1 次エネルギー消費量は式 6.4.㉘及び式 6.4.㉙の値となります。

$$\begin{aligned} \text{年間太陽熱利用量} &= \text{年平均日の太陽熱利用量(式 6.4.㉒)} \times 365 \text{ 日} \\ &= 358.8 \text{ GJ} \end{aligned} \quad \text{式6.4.㉘}$$

$$\begin{aligned} \text{年間集熱ポンプ 1 次エネルギー消費量} \\ &= \text{年平均日の集熱ポンプ 1 次エネルギー消費量(式 6.4.㉖)} \times 365 \text{ 日} \\ &= 32.0 \text{ GJ} \end{aligned} \quad \text{式6.4.㉙}$$

これらを式 6.4.㉚に代入して

$$\begin{aligned} \text{年間給湯 1 次エネルギー削減量} &= 358.8 \text{ GJ} / 0.836 - 32.0 \text{ GJ} \\ &= 397.2 \text{ GJ} \end{aligned} \quad \text{式6.4.㉚}$$

c 太陽熱依存率

太陽熱依存率は式 6.4.㉛の値となります。

$$\begin{aligned} \text{年間太陽熱依存率} \\ &= \text{年間太陽熱利用量(式 6.4.㉘)} \div \text{年間給湯負荷(式 6.4.㉜)} \\ &= 358.8 \text{ GJ/年} \div 721.9 \text{ GJ/年} \\ &= 49.7 \% \end{aligned} \quad \text{式6.4.㉛}$$

業務用建築の給湯設備省エネルギーガイドライン
VER.1.1

執筆者名簿（所属は2018年3月現在）

制作：住宅・建築における省エネルギー性能の評価手法の開発研究
—自立循環プロジェクト フェーズ5—
給湯に関する検討委員会

前 真之／東京大学大学院

赤井 仁志／福島大学

岩本 静男／神奈川大学

白木 一成／大阪ガス株式会社

森田 明夫／東京電力エナジーパートナー株式会社

荒井 達朗／株式会社ノーリツ

事務局：一般財団法人建築環境・省エネルギー機構
建築省エネルギー部