



手間のかかる空調計算に打ち入ります！

空調計算ソフト 2016

一般社団法人
日本設備設計事務所協会 認定ソフト

eco 労師 シリーズ
Engineer Calculation Outcome

本体価格 180,000 円(税抜)

今、求められるたしかな根拠。

eco労師ホームページ(サポートセンター)
<http://www.jieoa.or.jp/>

确实

国交省仕様を優先

計算式、引用データは、国交省仕様を優先し、
その他は出典・根拠を解説しておりますので、
公共建築物の計算書としてそのまま提出できます。
(PDFやExcel出力で電子納品も可)

迅速

シート連動

共通項目、計算結果の関連シートへの
反映など、シート連動により入力時間が大幅に短縮できます。

簡単

提出様式に直接入力

公共建築協会編「建築設備設計の手引き」
掲載の様式に直接入力するので、
簡単かつ入力ミスが激減します。

eco労師は、初級技術者を中級技術者に育てます。
中級技術者・上級技術者は、大幅な時間短縮やV E提案に貢献します。

<ソフト内容>

ダクト計算ソフト

- ダクト計算ソフトの概要説明
- 円形直管ダクトの算定(抵抗基準)
- 円形直管ダクトの算定(風速基準)
- ダクトの換算
- ダクトの換算(円形から長方形へ)
- ダクト計算(例題と入力例)
- 局部抵抗の算定例

配管計算ソフト

- 配管計算ソフトの概要説明
- 配管システムの揚程計算の代表例
- 冷却水ポンプ揚程計算(例題と入力例)
- 冷温水配管の口径と摩擦損失抵抗(例題と入力例)
- 膨張タンクの算定(例題と入力例)

換気計算ソフト

- 換気計算ソフトの概要説明
- 換気風量計算書(諸元表)
- 24時間換気計算書
- 24時間換気圧損計算書

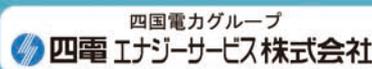
様式集

企画・開発・監修

製造

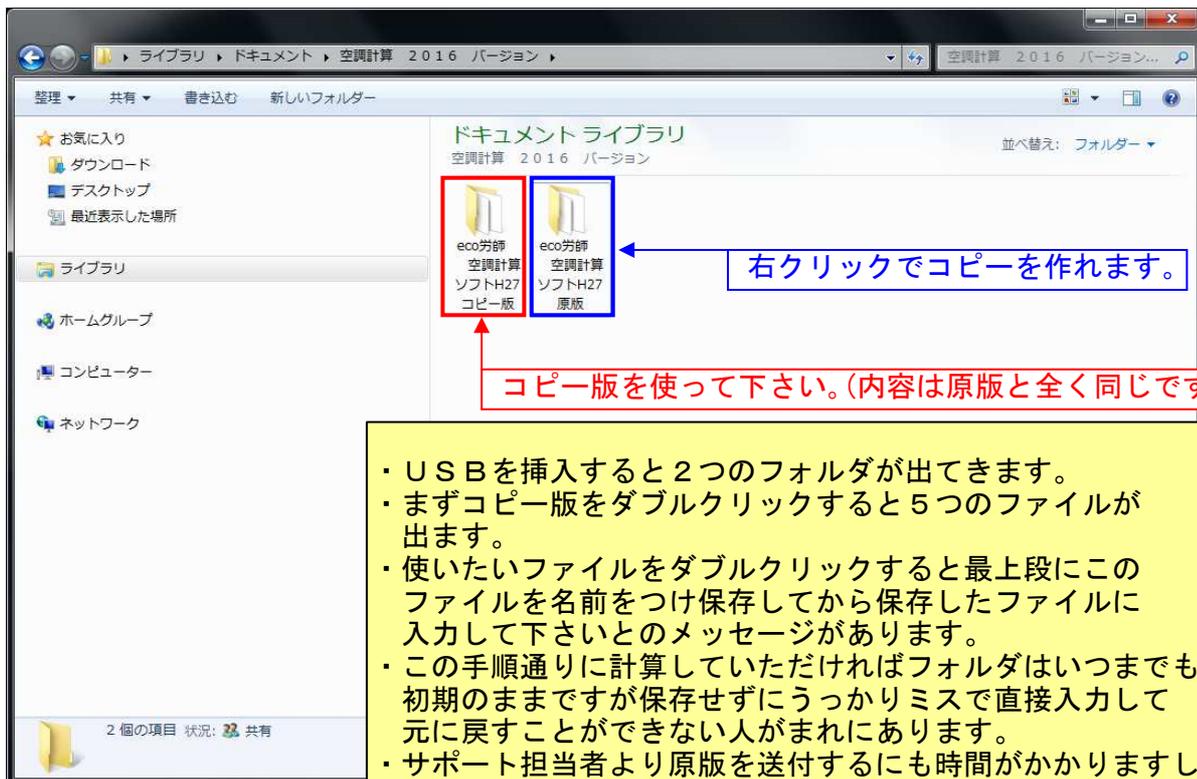


〒101-0061 東京都千代田区三崎町 3-10-2
TEL:03-5276-1381 FAX:03-5276-1390

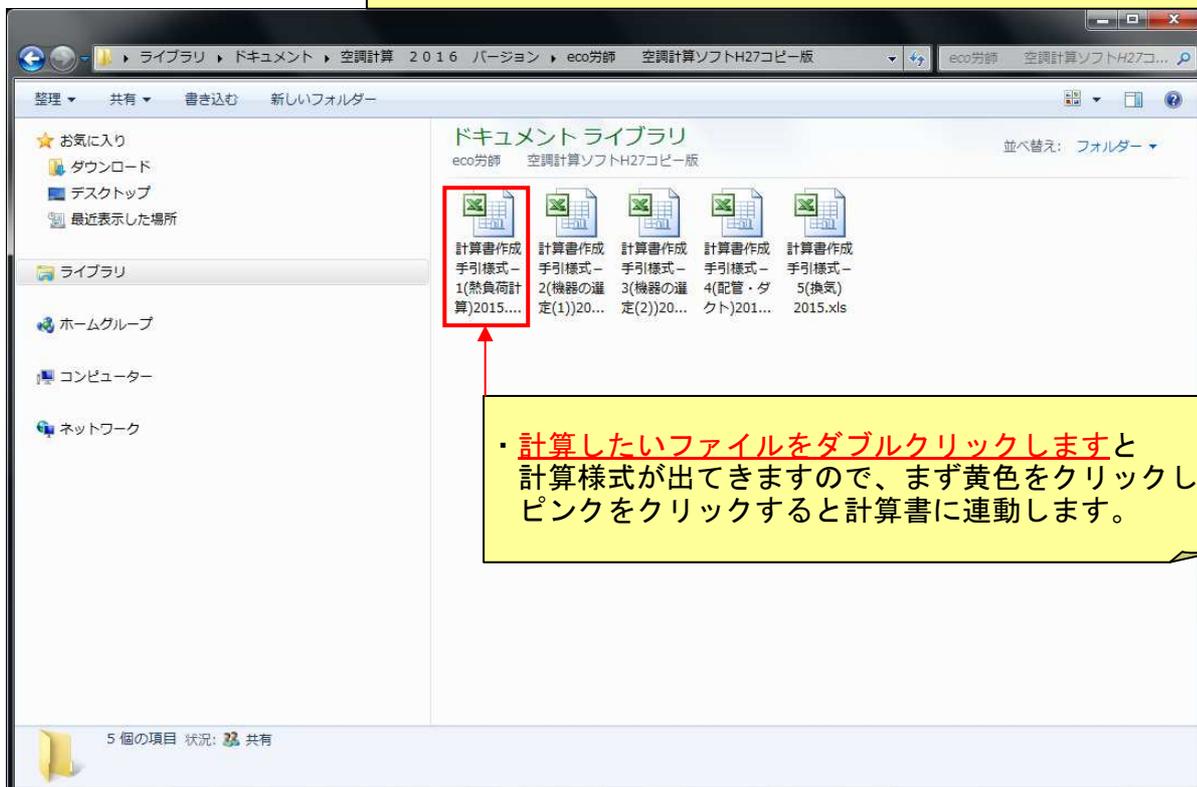


〒760-0050 香川県高松市亀井町 1-3
TEL:087-837-5353 FAX:087-837-6789

●取扱店



- ・ USBを挿入すると2つのフォルダが出てきます。
- ・ まずコピー版をダブルクリックすると5つのファイルが出ます。
- ・ 使いたいファイルをダブルクリックすると最上段にこのファイルを名前をつけ保存してから保存したファイルに入力して下さいとのメッセージがあります。
- ・ この手順通りに計算していただければフォルダはいつまでも初期のままですが保存せずにうっかりミスで直接入力して元に戻すことができない人がまれにあります。
- ・ サポート担当者より原版を送付するにも時間がかかりますし、土・日・祭日は対応できません。
- ・ そこでバージョンアップ版2016では右側に原版を用意しました。右クリックで原版と全く同じコピーを作れるようにしております。



Excelのマクロを有効にする方法について

Excel2000の場合

Excelを立ち上げる
⇓
ツール
⇓
マクロ
⇓
マクロのセキュリティ
⇓
「中」を選択
⇓
OK

Excel2003の場合

Excelを立ち上げる
⇓
ツール
⇓
オプション
⇓
セキュリティ
⇓
マクロのセキュリティ
⇓
「中」を選択
⇓
OK
⇓
OK

Excel2007, 2010, 2013の場合

Excelを立ち上げる
⇓
Offices 釘(左上の丸い釘)
⇓
Excelのオプション
⇓
セキュリティセンター
⇓
セキュリティセンターの設定
⇓
マクロの設定
⇓
「警告を表示してマクロを無効にする」
を選択
⇓
OK
⇓
OK

※注意

- ・ エクセル2010以降は64ビット、32ビットの**いずれかをインストール**していると思います。
- ・ USBを立ち上げるとどちらかを選択できるようになっています。どちらでも動作する場合は32ビットを使用するのがよいと思います。
- ・ マイクロソフト社もWindowsが64ビット版を使用しているにもかかわらずエクセル2010は32ビット版をインストールして使用することを勧めております。64ビット版は2G以上のファイルを扱う場合だけです。32ビット版をお勧めします。
- ・ 事務所のパソコンのエクセルは64ビット版、現場のノートパソコンは32ビット版等いろいろありますので、選択できるよう作っております。

はじめにお読み下さい。

(一社)日本設備設計事務所協会は「労働時間の短縮」と「技術の平準化」を目的として電気と給排水衛生計算ソフトを世に出しました。設計基準に準拠している等、確かな根拠をもったソフトであることが幅広い技術者に高評価をいただき息の長いソフトとして活用されています。

多くのユーザーさんより空調ソフトの要望をいただいておりますが、空調負荷計算等は多くのソフト会社より販売されている現状を考えれば、本会として競合することは遠慮しておりました。

しかし多くのユーザーさんの要望を真摯に聞きますと、本会が予期もしなかった要望が沢山ありました。代表的な項目を下記にまとめてみました。

1、国交省設計計算書手引様式に基づいた計算など余り必要としていない。

- ・様式に基づいた計算書の提出は整備局や県の大型物件であって数年に一回あるかないかである。PDFでなくエクセル様式があるだけで十分である。

2、空調負荷計算ソフトはいらない。

- ・既に購入している。メーカーに登録すれば設計基準に準拠したソフトが無料で入手できる。

3、様式集に入力する以前の問題。

- ・グラフや表を見ないでもダクトや配管が算定できるものが欲しい。

4、換気の諸元表。

- ・風量を決定するにはいろんな方法があるはず。どのように決定していくかの手順があれば確かな根拠づくりになる。若手の育成も楽になるし、チェックも出来る。

5、24時間換気用ダクトの圧損計算。

- ・確認申請時に検査機関から圧損計算書の提出を求められてきたので簡単に算出できる統一した様式のソフトが欲しい。

6、ダクト計算。

- ・1,000m³/hの空気を流すといくらのダクト径が適当か？風速、抵抗損失がダクト材によって自在に算出できるソフトを要望する。円形から矩形、矩形から円形への変換、各種分岐部の局部抵抗算出等いずれも使い易いソフトが欲しい。

7、配管計算。

- ・100ℓ/minの冷温水を流せば適正口径はいくらか？流速、抵抗はいくらか？50Aを40Aに変更したらどう変わるか？また材料を変えたらどうなるかも含めて自在に算定できるソフトを要望する。

8、教育用としてのソフト。

- ・どのような事例に対して計算ソフトを活用したらよいか？入力例ガイドブックを簡単な事例から説明してもらえば若手の教育用となる。例えば冷温水や冷却水配管の摩擦抵抗損失はどこからどこまで計算すればよいのか？容易に理解できればありがたい。

これら貴重なご要望を受け、なるほどと思いました。ある風量をダクト径φに送気した場合m当りの摩擦損失、風速等を把握するにはグラフや表をみて決めています。設計基準の抵抗線図は鉄板ダクトの線図です。ダクト材料によって粗度が異なります。例えば建築のコンクリートダクトを通し、DS以降は鉄板を使いたい場合はどうしますか？大変な手間になります。計算式さえ組めれば簡単に操ることが出来ます。円形から矩形に変換も一瞬に算定できます。

配管についても同様です。ある水量を流す時、口径が大きければ流速が遅く抵抗は小さくなり、口径が小さければ逆です。これもヘーゼンウイリアムスの式が計算式として組めれば簡単にどのようにでもなります。VLPで計画していたが予算がないためVPやHIVPに変更することは多々あります。このような時でも材料選択を変えるだけで一瞬にして流速、抵抗が把握できるソフトでなければ**本当のソフト**とはいえません。

本会は多くのユーザーさんの要望を参考に、**楽しく空調技術がマスターできるソフト**を目指しました。

目 次

ダクト編	1
ダクト計算ソフトの概要説明	2
円形直管ダクトの算定 (抵抗基準)	3~5
円形直管ダクトの算定 (風速基準)	6
ダクトの換算	7~8
ダクトの換算 (円形から長方形へ)	9
ダクト計算 (例題と入力例)	10~11
局部抵抗の算定例	12
配管編	13
配管計算ソフトの概要説明	14
配管システムの揚程計算の代表例	15
冷却水ポンプ揚程計算 (例題と入力例)	16~21
冷温水配管の口径と摩擦損失抵抗 (例題と入力例)	22~24
膨張タンクの算定 (例題と入力例)	25~27
換気編	28
換気計算ソフトの概要説明	29
換気風量計算書 (諸元表)	30
24時間換気計算書	31~33
24時間換気圧損計算書	34~35
様式集	
建築設備設計計算書作成の手引 (平成27年版) の様式1~様式51迄全てエクセルで用意しております。入力例としての数値は入れておりませんが白枠は手入力、黄色はドロップダウンリストより選択、グレーは自動計算するように作っております。慣れれば短時間に計算書として提出できますが日常よく使うのはダクトから省エネ計算迄のソフトですので様式の書式に基づいた計算書の提出を求められた時に使って下さい。	

空調計算ソフト

ダクト編

ダクト計算ソフトの概要説明

- 1、ダクト計算の基礎として円形直管ダクトの算定のダクト材料を変えながら練習して下さい。ダクト材によって粗度が異なるため圧力損失が変わることを理解して下さい。
- 2、一般空調ダクトは抵抗基準（定圧法）で算定します。 S I 単位以前はm当り 0.1mmAq を基準にしていたが現在は 1.0~1.5Pa を基準にしています。
- 3、集塵ダクトのようにダクト内風速 20m/s 以上を求められるような場合は風速基準の計算シートを使って下さい。
- 4、ここまでの計算でダクト径が決定されました。（ここまでの注意事項として一般空調ダクトは下表の風速を超えないように気をつけて下さい。 最大風速を超えると騒音の発生が懸念されます。）続いてダクトの換算を行います。施工では一般的に円形から長方形（矩形）に変更します。長辺と短辺の比をアスペクト比といいます。この比が大きければ表面積が大きくなり材料費も高くなり、熱の損失も大きくなります。一般的には 4:1 迄ですが本ソフトは 5:1 を超えると計算しないようにしています。うっかりミス防止と教育用としてそのようにしてあります。但し、このシートは練習用として割切して下さい。実際の設計や施工では次シートのダクトの換算（円形から長方形へ）を使用します。
- 5、ここからが重要です。これまでにダクト材料を選定し、風量を入れてダクト径を決定しました。ダクトの換算（円形から長方形へ）シートではこれまでに決定した風量、ダクト径を入力し、長辺を入れると短辺が算出されます。短辺は当然中途半端な数字が算出されます。設計でも現場でも規格に合った寸法に修正します。ここまで出来ればダクト設計や施工図において申し分の無いものとされてきました。しかし短辺を規格寸法に修正した時点で設計目標としてきた圧損が変わってしまい、以降の計算が正確でなくなってしまう。そこで現場に合うように矩形にしたものを再度円形に換算し圧力損失、風速を求めます。この方法こそ正確なダクト損失が求められるのです。

一般低速ダクトの最大風速 [m/s]

	住宅	一般建築	工場
主ダクト	4.0~6.0	5.5~8.0	6.5~11.0
分岐	3.5~5.0	4.0~6.5	5.0~9.0

円形直管ダクトの算定(風速基準)

ダクト材料: **スパイラルダクト**

絶対粗度 $\epsilon = 0.90 \times 10^{-4}$

空気の密度 $P = 1.20$ [kg/m³]

ダクト内風速の目標値: **20.0** [m/s]

風量 Q [m ³ /h]	算定			決定		
	ダクト径 d [m]	風速 v [m/s]	圧力損失 [Pa/m]	ダクト径 d [m]	風速 v [m/s]	圧力損失 [Pa/m]
2,000	0.188	20.01	23.77			
2,000	0.188	20.01	23.77	0.175	23.10	34.30
6,000	0.326	19.97	12.09			
6,000	0.326	19.97	12.09	0.300	23.58	18.41
12,000	0.461	19.97	7.93			
12,000	0.461	19.97	7.93	0.450	20.96	8.94

計算式の説明

- ・集塵ダクトのようにダクト内風速20m以上必要とする場合は風速基準で算定します。まず風速の目標値を20mと入力します。
- ・風量2,000m³/hのダクト径は0.188と算定されますが、スパイラルダクトのメーカー標準仕様の0.175(175φ)と決定欄で修正します。
- ・分かり易いように一段ずらしておりますがその必要はありません。
- ・排煙ダクト算定の場合は風速の目標値を20mとします。スパイラルダクトにこだわる必要はありません。亜鉛鉄板(板状)で算定して下さい。

直管ダクトの圧力損失 ΔP_t [Pa/m]

$$\Delta P_t = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot P_v = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \rho$$

$$\lambda = 0.0055 \times \left[1 + \left(20,000 \times \frac{\epsilon}{d} + \frac{10^6}{R_e} \right)^{1/3} \right]$$

$$R_e = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad \nu = \frac{\mu}{\rho}$$

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot v \cdot 3,600$$

λ = 直管の摩擦係数

l = 直管部の長さ [m]

d = 直径 [m]

v = 風速 [m/s]

ρ = 空気密度 [kg/m³] (=1.2)

ϵ = 絶対粗度 [m] (=1.5 × 10⁻⁴ 亜鉛鉄板)

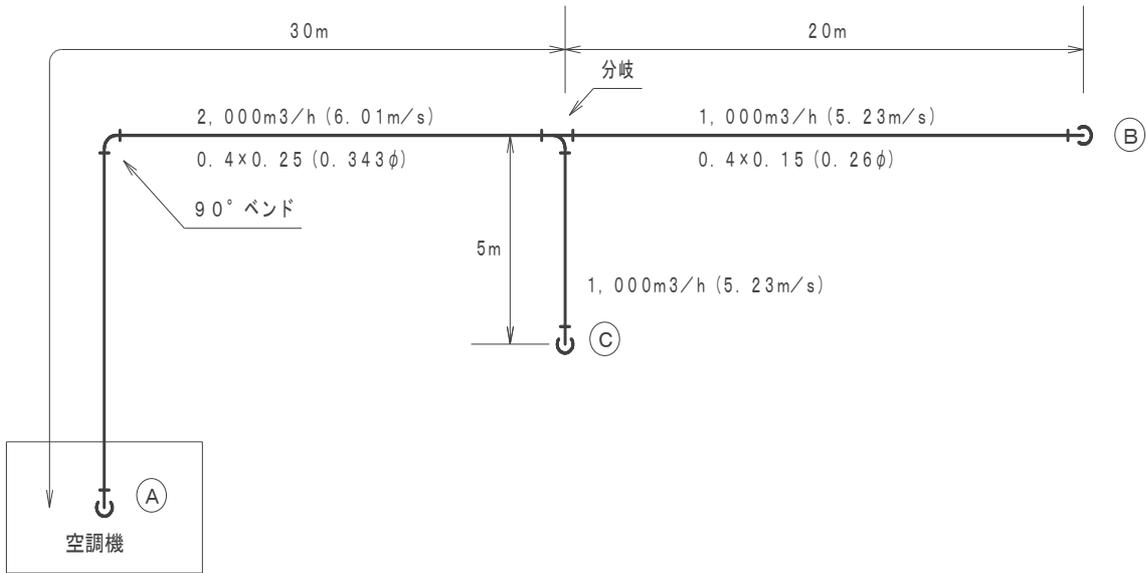
P_v = 動圧 [Pa]

R_e = レイノルズ数

ν = 動粘性係数 [m²/s] (=1.50 × 10⁻⁵ (20°C))

μ = 粘性係数 (=1.8 × 10⁻⁵ (20°C))

Q = 風量 [m³/h]



例題-1

- ・(A) から (B) 迄のダクト圧損を求めよ。

回 答

- ・ダクトの算定シートで算出すると70.08[Pa]。
- ・余裕係数は1.05又は1.0を見込んで提出書類としましょう。

計算書の補足説明

- 1、区間は白枠にBと入れたらA～Bとなります。
- 2、種類はドロップダウンリストより選択、ないものは手入力します。
- 3、風量、風速、ダクト寸法、圧力損失は別計算シートのダクトの換算(円形から長方形へ)で決定した数値を手入力します。
- 4、ベンドと分岐の圧力損失は別紙局部抵抗で算定した値を手入力します。データは全て設計基準から引用したものです。抵抗係数は全く同じものが表にないため適宜比率で入力しています。

$$\Delta P_t = \zeta \cdot P_v = \zeta \cdot \frac{u^2}{2} \rho \quad [\text{Pa}]$$

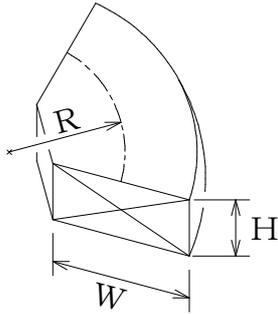
ζ : 局部抵抗係数 (表参照)

u : 風速 [m/s] (合流部を除いては局部上流側、合流部は局部下流側とする。)

ρ : 空気 (20°C DB) の密度 = 1.2Kg/m³

(A) 長方形ダクト

(1) 長方形90° ベンド

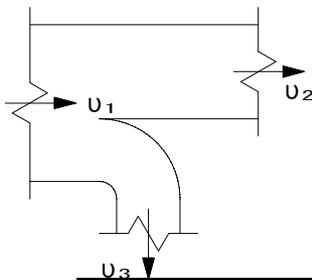


局部抵抗係数 ζ

H/W R/W		0.25	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0
ζ	0.5	1.53	1.38	1.29	1.18	1.06	1.00	1.00	1.06
	0.75	0.57	0.52	0.48	0.44	0.40	0.39	0.39	0.40
	1.0	0.27	0.25	0.23	0.21	0.19	0.18	0.18	0.19
	1.5	0.22	0.20	0.19	0.17	0.15	0.14	0.14	0.15
	2.0	0.20	0.18	0.16	0.15	0.14	0.13	0.13	0.14

系 統	ζ 抵抗係数	u : 風速 [m/s]	ρ : 空気の密度 [kg/m ³]	ΔP_t : 圧力損失 [Pa]	備 考
	0.24	6.01	1.2	5.2012944	0.24とした。

(2) 長方形割込み分岐 (直通側)



局部抵抗係数 ζ

u_2/u_1	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6
ζ	0.249	0.112	0.050	0.063	0.150	0.310	0.547	0.856

系 統	ζ 抵抗係数	u : 風速 [m/s]	ρ : 空気の密度 [kg/m ³]	ΔP_t : 圧力損失 [Pa]	備 考
	0.1	5.23	1.2	1.641174	0.1とした。

空調計算ソフト

配管編

配管計算ソフトの概要説明

- そもそもソフトを使って空調配管の何を求めますか？水を流すということは流す基となるポンプの水量と揚程がいくらになるかを算出することにあります。そのために配管の摩擦抵抗損失を求めること、これに尽きると思うのです。
- この技術をマスターしようと本を購入します。ベルヌーイの定理や圧力の単位等いろんな公式・用語が出てきて嫌になってしまったなんてことは誰しもありますが、このソフトを使う以上そんなことはどうでもよいと横においときましょう！求めたいのは抵抗損失だけです。
- 抵抗損失だけと言ってもこれがなかなか難しいです。冷温水でも冷却水でも必要水量は機器（加熱）（冷却）の能力さえわかれば $14.3 \times H \div \Delta t$ の式で簡単に算出できますし、カタログを参考にしても把握できます。
- 出入口温度差 Δt は 5°C 程度でしたが近年は 7°C 差の機種があります。 Δt が 1.4 倍とすれば水量は約 70% となって配管口径が小さくなり、ポンプも小さくできるメリットがあります。省エネ・省資源です。
- 配管算定で手間のかかることは、まずある水量を流した時の口径はいくらが適当か？口径を決めて配管実長や継手、バルブ類を拾って積み上げていく作業です。
- 大規模な建物では、この作業は膨大な手間が掛かり、絶対にこれが正しいというものはありません。選定したポンプ揚程に十分な余裕がある場合は配管サイズを小さく（但し、流速 2.0m/s 以下を基準とします。）、逆にもう少し抵抗を減らせば 1 ランク下のポンプが使えるといったことがよくあります。これらを調整できてこそ納得のいく配管設計が出来たということになります。
- よくあることですが予算の関係上、急に配管材料の変更をしなければならない場合があります。VLP から SGP に変更となった場合、初めから見直す必要が出てきます。これらは大変な作業で第一線の技術者は残業や休日出勤で対応しているのが現状です。もうヘトヘトで限界です。
- 「e c o 労師」はこのような現状を知った上で労働時間の短縮と確実な根拠提出を目標に作ったソフトです。
- 冷温水、冷却水でも基本の配管方式は決まっています。配管方式を例にソフトの使い方を説明していきます。もう一つ面倒なのが膨張タンクの算定です。配管内の水量を求めなければ全体の膨張量が決まりません。これについてもごく短時間で算出できるよう開放式と密閉式で説明します。

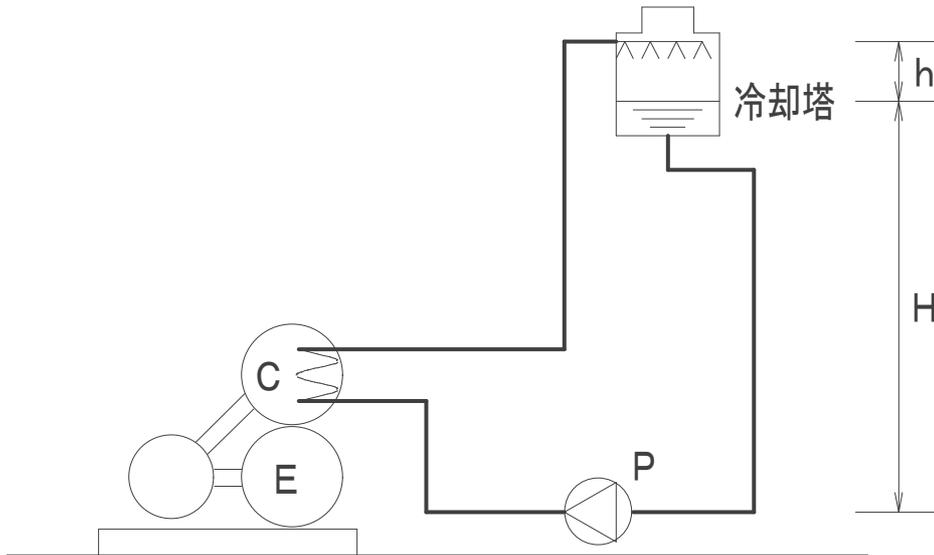
配管システムの揚程計算の代表例

配管システム図		揚程計算 [Pa]
開放サイクル	<p>図A</p>	<p>一次冷水ポンプ</p> <p>a.配管摩擦抵抗(直管) 曲部および弁類抵抗</p> <p>b.実揚程(h)</p> <p>c.冷凍機蒸発器抵抗</p> <p>a~cの合計</p>
	<p>図B</p>	<p>二次冷水ポンプ</p> <p>a.配管摩擦抵抗(直管) 曲部および弁類抵抗</p> <p>b.実揚程(h)</p> <p>c.空調機コイル抵抗</p> <p>a~cの合計</p>
	<p>図C</p>	<p>冷却水ポンプ</p> <p>a.配管摩擦抵抗(直管) 曲部および弁類抵抗</p> <p>b.冷凍機凝縮器抵抗</p> <p>c.冷却塔実揚程(h)</p> <p>a~cの合計</p>
	<p>図D</p>	<p>冷水ポンプ</p> <p>a.配管摩擦抵抗(直管) 曲部および弁類抵抗</p> <p>b.冷凍機蒸発器抵抗</p> <p>c.空調機コイル抵抗</p> <p>a~cの合計</p>
凡例	<p>P:冷水または冷却水ポンプ AHU:空調機・ファンコイルユニットなど</p> <p>C:凝縮器 E :蒸発器</p>	

計算上の注意点

- 1) 開放サイクル一次給水ポンプ(図A)落水側の配管抵抗は見込まない(太線部分)。
- 2) 実揚程とは、水面からシステムの最上部までをいう(h部分)。
- 3) 開放サイクル二次冷水ポンプ(図B)の揚程には、落水防止弁の抵抗も見込む。
- 4) 開放サイクル冷却水ポンプ(図C)のhは冷却塔水面から配管頂部までとする。
- 5) 自動制御弁(二方弁・三方弁)の抵抗値は大きいので必ず加算する。

問題－1 冷却水ポンプの揚程を求めよ。



- 条件－1
- 1、1階機械室冷凍機から屋上冷却塔迄の高さは20mとする。
 - 2、冷却塔水面から配管頂部間でのhは2.0mとする。
 - 3、冷却水量は500ℓ/minとし、配管材はVLPとする。
 - 4、機器内圧力損失は冷凍機80kPa、冷却塔30kPaとする。
 - 5、配管実長は150m、附属品は90° エルボ10ヶ、バルブ2ヶ、防振継手2ヶとする。
 - 6、予算がないのでVE案を2例示せ。

- ヒント
- ・Hの部分は冷却水で満水になっているため冷凍機から冷却塔迄の高さ20mは揚程計算には入れなくてよい。
但し、h分の2mは計上しなければならない。
 - ・配管・附属品の抵抗損失に上記のh:2mと機器内圧力損失を合計すれば計算OKとなる。
 - ・VE案としては配管口径を小さくすればポンプが1ランク大きくなるかどうかの検討をすることが重要です。次に材料変更をしてみてどうなるかの検討をしてみてください。

空調ポンプの算定

ポンプ全揚程算定		用途:	冷却水ポンプ	
配管の摩擦抵抗損失 (注) 配管摩擦抵抗の算定結果を入力	P_1 :		24.40	[kPa]
機内圧力損失 (注) 製造者仕様値を入力	P_2 :	冷凍機	80.00	[kPa]
	P_3 :	冷却塔	30.00	[kPa]
	P_4 :			[kPa]
	P_5 :			[kPa]
	P_6 :			[kPa]
小計	$P' = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6$		134.40	[kPa]
余裕係数	$K (=1.1\sim 1.2)$		1.10	
配管・機器内分の揚程	$H_1 = K \cdot P' / 9.81$		15.1	[m]
実揚程	$H_2 =$ 冷却塔の場合冷却水入口と出口の差(2~3m)を入力する。冷温水配管は入力不要。		2.0	[m]
ポンプの全揚程	$H = H_1 + H_2$		17.1	[m]

ポンプ仕様(決定)

形式	口径 [mm]	水量 Q [L/min]	全揚程 [m]	電動機出力 [kW]	極数	備考
渦巻き	80	500	20.5	3.7	4	

計算式の説明

- ・ポンプの全揚程は17.1mです。ポンプ仕様(決定)ではカタログを見て最大値20.5mを入力しました。計算値を入れるか、カタログで入れるかはどちらでもよろしいです。
- ・カタログを参考にすると、このポンプは全揚程は20.5mですが水量のMAXは800l/minでした。
- ・これで「出来た!」と思わないで下さい。

空調ポンプの算定

ポンプ全揚程算定		用途:	冷却水ポンプ	
配管の摩擦抵抗損失 (注) 配管摩擦抵抗の算定結果を入力	P_1 :		96.28	[kPa]
機内圧力損失 (注) 製造者仕様値を入力	P_2 :	冷凍機	80.00	[kPa]
	P_3 :	冷却塔	30.00	[kPa]
	P_4 :			[kPa]
	P_5 :			[kPa]
	P_6 :			[kPa]
小計	$P' = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6$		206.28	[kPa]
余裕係数	$K (=1.1\sim 1.2)$		1.10	
配管・機器内分の揚程	$H_1 = K \cdot P' / 9.81$		23.2	[m]
実揚程	$H_2 =$ 冷却塔の場合冷却水入口と出口の差(2~3m)を入力する。冷温水配管は入力不要。		2.0	[m]
ポンプの全揚程	$H = H_1 + H_2$		25.2	[m]

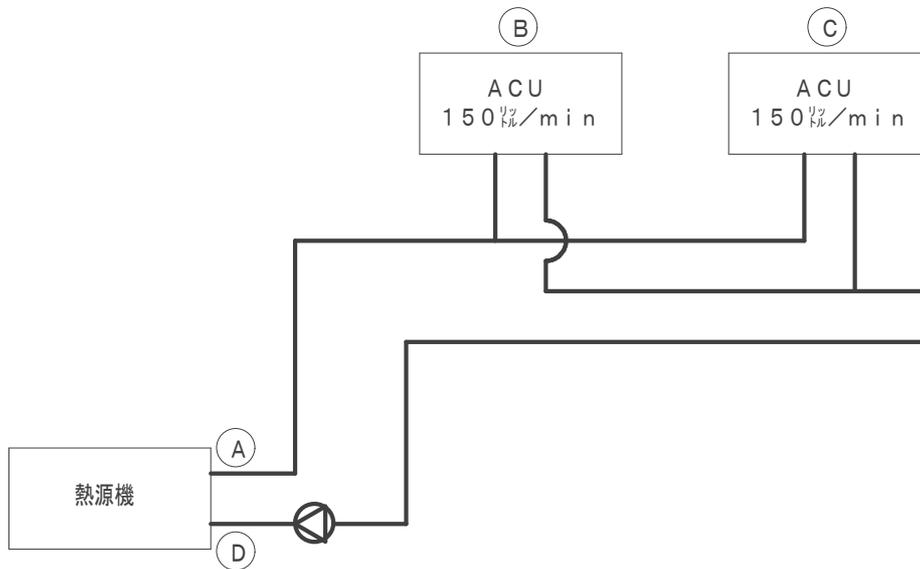
ポンプ仕様 (決定)

形式	口径 [mm]	水量 Q [L/min]	全揚程 [m]	電動機出力 [kW]	極数	備考
渦巻き	65	500	26.0	3.7	4	

計算式の説明

- ・配管口径を80にした場合の抵抗損失で算定すると全揚程が25.2mとなりました。カタログをしてみると口径65φ、全揚程26mで同じ3.7kwのポンプがありました。
- ・配管口径100で算定したポンプは水量がMAX800ℓ/minでしたが、今回はMAX600ℓ/minです。価格は同じです。
- ・短時間の検討でポンプは大きくならない。配管は小さくて済んだということは素晴らしいことです。

問題一2 冷温水配管の口径と摩擦損失抵抗を求めよ。



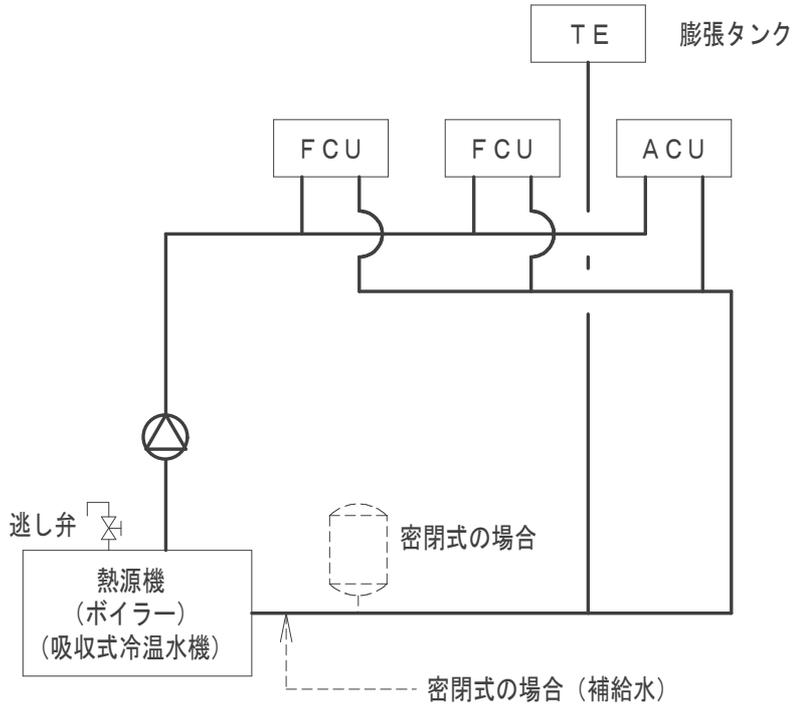
- 条件一1
- ・ (A) ~ (B) 迄の実長 100m
 - ・ (B) ~ (C) 迄の実長 50m
 - ・ (C) ~ (D) 迄の実長 200m

- ・ 熱源機と空調機の機内抵抗は算定不要。配管のみを算定すること。
- ・ 継手、附属品は施工図の数量を入力すること。
- ・ 配管材料は白ガス管とする。

- ヒント
- ・ 密閉配管であるため熱源機と空調機のレベル高さは算定する必要はありません。
 - ・ リバース配管になっているため (B) ~ (C) 間は往、返り管を含めて100m計上する必要があります。
 - ・ ポンプ揚程を求めているものではありません。あくまで配管口径と抵抗損失を求めます。ポンプ揚程はこれに機器内損失を加算することになります。

問題-3 開放式膨張水槽の容積を求めよ。

問題-4 密閉式膨張水槽の容積を求めよ。



条件 ・配管材は白ガス管とし、管長は下表による。

口径	配管長 (m)
150A	35
125A	10
100A	30
80A	90
50A	300
40A	120
32A	95
25A	40
20A	35

入力例の説明

- ・配管材とタンクの形式をドロップダウンリストより選択します。
- ・管径を選択し、配管長を入力すると配管内の全水量が算定されます。
- ・機器はカタログ等を参考に手入力します。
- ・開放式の場合は計算式で求めたのと簡便法とで比較し、入力例としては大きな値となる簡便法で決定しました。

空調用膨張タンクの算定

空調用膨張タンクの算定											
配管内水量 V_1 の算定											
管種:	配管用炭素鋼管(白)			タンクの形式:			開放式		単位内容積	水量	
管径	管長						計	[L/m]	[L]		
150	35.0						35.0	18.92	662.2		
125	10.0						10.0	13.44	134.4		
100	30.0						30.0	8.71	261.3		
80	90.0						90.0	5.11	459.9		
50	300.0						300.0	2.20	660.0		
40	120.0						120.0	1.36	163.2		
32	95.0						95.0	1.00	95.0		
25	40.0						40.0	0.60	24.0		
20	35.0						35.0	0.37	13.0		
計									2,473.0		
機器内水量 V_2 の算定											
機器	計算式						機器内水量 [L]	台数 [台]	水量 [L]		
ボイラ	機器内水量は、製造者採用機器を参考に手入力します。 空調機、ファンコイルユニットは特に算定しなくてよいです。						550	1	550		
計									550		
膨張タンクの算定											
開放式の場合	Q : タンク容量 [L] $Q = Q_1$ Q_1 : 膨張量 [L] Q_2 : 膨張量 [L] (簡便法) $Q_1 = K_1 \cdot (\rho_1 / \rho_2 - 1) \cdot V$ K_1 : 余裕係数 (=1.5~2.5) ρ_1 : 水の密度 [kg/L] (5°C : 0.99999 [kg/L]) ρ_2 : 湯の密度 [kg/L] (55°C : 0.98570 [kg/L]) V : 装置内全水量 [L] ($V_1 + V_2$) $Q_2 = 0.05 \cdot V$ (簡便法)										
							$K_1 =$	2.0			
							$\rho_1 =$	0.99999	[kg/L]		
							$\rho_2 =$	0.98570	[kg/L]		
							$V =$	3,023.0	[L]		
							$Q_1 =$	87.7	[L]		
							$Q_2 =$	151.2	[L]		
							簡便法 $\therefore Q =$	151	[L]		
	備考 膨張量は、簡便法として装置内全水量の5%とすることができる。(設計基準引用)										
	膨張タンクの有効容積の算定										
密閉式の場合	V_T : タンク容量 [L] $V_T = \frac{\Delta V}{1 - \frac{P_1}{P_2}}$ ΔV : 装置内全体の膨張水量 [L] ($= (v_2 - v_1) \cdot V$) V : 装置内全水量 [L] ($V_1 + V_2$) v_1 : 水の比体積 [L/kg] (5°C \approx 1.0) v_2 : 湯の比体積 [L/kg] (55°C \approx 1.0143) P_1 : 膨張タンク初期封入絶対圧力 [kPa] ($a + b + c$) a: 膨張タンクに加えられる圧力 [kPa] = 補給水圧力 b: 循環ポンプにより加えられる圧力 [kPa] = タンクをポンプ吸込側に設ける場合は0 c: 大気圧力 [kPa] (=101.325) P_2 : 膨張タンクの最大使用圧力 [kPa] ($= P_1 + \Delta P$) ΔP : 膨張タンク内の許容圧力上昇 [kPa] ($d - (e + f + g)$) d: 逃し弁セット圧力 [kPa] = 一般的に490kPa e: 逃し弁に対する余裕 [kPa] ($= d \times 0.1$) f: 逃し弁に加えられる圧力 [kPa] g: 循環ポンプにより逃し弁に加えられる圧力 [kPa]										
							$V =$	3023.0	[L]		
							$v_1 =$				
							$v_2 =$				
							$\Delta V =$		[L]		
							a =		[kPa]		
							b =		[kPa]		
							c =		[kPa]		
							d =		[kPa]		
							e =		[kPa]		
						f =		[kPa]			
						g =		[kPa]			
						$\therefore V_T =$		[L]			

空調用膨張タンクの算定

空調用膨張タンクの算定												
配管内水量 V_1 の算定												
管種:	配管用炭素鋼管(白)			タンクの形式:			密閉式			単位内容積	水量	
管径	管長						計	[L/m]	[L]			
150	35.0						35.0	18.92	662.2			
125	10.0						10.0	13.44	134.4			
100	30.0						30.0	8.71	261.3			
80	90.0						90.0	5.11	459.9			
50	300.0						300.0	2.20	660.0			
40	120.0						120.0	1.36	163.2			
32	95.0						95.0	1.00	95.0			
25	40.0						40.0	0.60	24.0			
20	35.0						35.0	0.37	13.0			
								計	2,473.0			
機器内水量 V_2 の算定												
機器	計算式						機器内水量	台数	水量			
ボイラ	機器内水量は、製造者採用機器を参考に手入力します。 空調機、ファンコイルユニットは特に算定しなくてよいです。						550	1	550			
								計	550			
膨張タンクの算定												
開放式の場合	Q : タンク容量 [L] $Q = Q_1$											
	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>計算式の説明</p> <ul style="list-style-type: none"> 膨張タンクに加えられる圧力とは給水圧のことです。300kPaと仮定して入力してあります。 密閉式の場合でも専門メーカーに依頼する程のことではありません。ごく短時間で算出することができます。 </div>											
備考 膨張量は、簡便法として装置内全水量の5%とすることができる。(設計基準引用)												
膨張タンクの有効容積の算定												
密閉式の場合	V_T : タンク容量 [L] $V_T = \frac{\Delta V}{1 - \frac{P_1}{P_2}}$											
	ΔV : 装置内全体の膨張水量 [L] ($= (v_2 - v_1) \cdot V$) V : 装置内全水量 [L] ($V_1 + V_2$)											
	v_1 : 水の比体積 [L/kg] ($5^\circ\text{C} \approx 1.0$) v_2 : 湯の比体積 [L/kg] ($55^\circ\text{C} \approx 1.0143$)											
	P_1 : 膨張タンク初期封入絶対圧力 [kPa] ($a + b + c$) a: 膨張タンクに加えられる圧力 [kPa]=補給水圧力 b: 循環ポンプにより加えられる圧力 [kPa]=タンクをポンプ吸込側に設ける場合は0 c: 大気圧力 [kPa] ($=101.325$)											
	P_2 : 膨張タンクの最大使用圧力 [kPa] ($=P_1 + \Delta P$) ΔP : 膨張タンク内の許容圧力上昇 [kPa] ($d - (e + f + g)$) d: 逃し弁セット圧力 [kPa]=一般的に490kPa e: 逃し弁に対する余裕 [kPa] ($=d \times 0.1$) f: 逃し弁に加えられる圧力 [kPa] g: 循環ポンプにより逃し弁に加えられる圧力 [kPa]											
							$V =$	3023.0	[L]			
							$v_1 =$	1.0	[L]			
							$v_2 =$	1.0143	[L]			
							$\Delta V =$	43.2	[L]			
							$a =$	300.0	[kPa]			
						$b =$	0.0	[kPa]				
						$c =$	101.325	[kPa]				
						$d =$	490.0	[kPa]				
						$e =$	49.0	[kPa]				
						$f =$	280.0	[kPa]				
						$g =$	0.0	[kPa]				
						$\therefore V_T =$	151	[L]				

空調計算ソフト

換気編

換気計算ソフトの概要説明

- ・換気の目的として代表的なものを下表にまとめます。

換気対象の要因	該 当 室
新鮮空気の供給	一般居室
脱 臭	便所、洗面、ロッカー、更衣室、書庫、倉庫、印刷室など
除 湿	浴室、シャワー室、脱衣室、配膳室など
熱の除去	書庫、倉庫、印刷室、映写室、配膳室、電気室など
その他	火気使用室、燃焼機器への必要空気供給など

- ・換気設計において重要なことは、まず必要換気量と換気方式を決めることです。時間がないと言って、これを省略して設計を進めていけば設計図面と機器表が食い違ったり、大きなミス要因になります。
- ・会議室、集会室、講堂に類する室はできるだけヒアリングを行い、通常的人员密度から算出した風量と比較することが大切です。
- ・建築基準法では1人当り $20\text{m}^3/\text{h}$ 、設計基準では $30\text{m}^3/\text{h}$ が必要換気量とされていますが換気設計は単純ではありません。例えば病室（個室）の換気量は1人だから $30\text{m}^3/\text{h}$ ではクレームの要因となります。病室は室容積の2~4回転しなければ臭気の除去ができません。
- ・このように室毎にいくらの風量が必要か算出する様式が必要となってきますので諸元表としてまとめました。まずこの諸元表を確実に整理し、同僚や上司にチェックしてもらって下さい。そしてバックデータとして保管しておくことがとても大切になってきます。例えば会議室の換気が悪い、設計ミスだとクレームがあった場合でも「ヒアリングでは最大50人でしたよ。」100人も入るなんて聞いていませんよと確かな根拠をもって反論できる訳です。
- ・必要換気量は設計基準、学会誌、メーカー資料の他ネットにおいてもいくらでも勉強できますので参考にして下さい。
- ・建築確認申請に必要な24時間換気計算書とダクトの圧損計算書を用意しました。

換気風量計算書

■算定方法

- ・対象人員は、人員密度により算定した人員をベースとし、ヒヤリングの人員が人員密度の人員より上回る場合はヒヤリングの換気量を採用する。
- ・人員密度の人員よりヒヤリングの人員が空割以上下回る場合はヒヤリングの換気量を採用する。(ただし、建築基準法換気量=20A/Nを下回る場合は基準法換気量を下限とする。)
- ・換気量は上記で決めた人員×30m³/hとヒヤリングの人員×20 m³/hで大きい風量を設計換気風量とする。

階	系統	室名	面積 [㎡]	天井高 [m]	部屋容積 [m ³]	人員		人員(ヒヤリング)・通常		人員(ヒヤリング)・最大		換気方式		算定風量 [m ³ /h]	2時間換気 基準値×0.3 [m ³ /h]	決定風量 [m ³ /h]	備考
						密度 [人/㎡]	人員 [人]	①換気量 [m ³ /h] (30m ³ /h・人)	通常 [人]	②換気量 [m ³ /h] (30m ³ /h・人)	最大 [人]	③換気量 [m ³ /h] (30m ³ /h・人)	④換気量 [m ³ /h] (20m ³ /h・人)				
1	管理部門	事務室	110.00	2.70	297.00	0.15	17	510	15	450	20	600	400	②	89	450	
		会議室	40.00	2.70	108.00	0.3	12	360	10	300	20	600	400	④	32	400	
		印刷室	12.00	2.55	30.60				1	30	2	60	40	⑤	9	310	
		倉庫	13.50	2.60	35.10									⑤	不要	180	
		便所	14.20	2.45	34.79									⑤	不要	530	

計算式の説明

- ・人員密度は幅があります。いろんな書物やメーカー資料から適当と思われる数値を入力します。
- ・ヒヤリングは絶対しなければならないものではありませんが、できるだけ行うようして下さい。
- ・備考欄にヒヤリングの相手先や日付等を記入しておきましょう。
- ・換気回数は適当な数値を入力します。
- ・算定根拠はドロッピング・ダウンリストより①～⑤いずれかを選択します。
- ・無窓居室でなければ基準法の換気がいりませんが入力例ではとりあえず算定しました。
- ・24時間換気の不要な室はドロッピング・ダウンより不要を選択すれば必要換気量は消えます。
- ・換気計算はまずこのシートを完成することから始めてください。
- ・換気量の根拠作りは設計の信頼性の向上、ミス防止に役立ちます。
- ・最上段の算定方法はあくまで参考です。提出書類に不要であれば消去して下さい。

24時間換気計算書

【8. 換気設備の種類】の欄に関して添える別紙

(居室毎の機械換気設備)

換気回数： 回/h 以上

階	系統	室名	床面積 ㎡	平均天井高 h	気積 ㎡	換気種別	給気機による 給気量 (A) m ³ /h	排気機による 排気量 (B) m ³ /h	換気回数 n	備考
1	1	リビング	16.50	2.500	41.25					
		キッチン	7.50	2.500	18.75					
		和室	13.60	2.500	34.00					
		階段・廊下	12.60	2.630	33.14					
		トイレ	2.10	2.400	5.04					
2		洋室	15.60	2.500	39.00					
		夫婦室・寝室	16.80	2.500	42.00					
		子供室1	13.20	2.500	33.00					
		子供室2	13.20	2.500	33.00					
		階段・廊下	10.50	2.500	26.25					
		トイレ	2.10	2.400	5.04					
	小計				310.47	第3種		160	0.51	トイレ換気扇2台運転

計算式の説明

- ・住宅を例にしました。住宅は**0.5回転**です。(住宅以外は0.3回転。)
- ・各居室に給気口と換気扇、又は全熱交換器を設置する場合は各々単独で計算します。(系統欄は空欄でよろしい。)
- ・住宅の場合、トイレや浴室の換気扇で24時間換気を行う例が多いです。階段、廊下も繋がっていますので 全体で算定する必要があります。
- ・入力例は全体を80m³/hのトイレ換気扇2台で24時間換気をした場合を例としています。
- ・ここで留意点は全体が繋がっているため系統は1です。そして室名最後で系統欄ドロップダウンリストより小計を選択すると全体の気積を算定します。
- ・換気は3種を選択したので排気機による風量のみ入力します。ここでは80m³/hが2台ですので160m³/hを入力しました。換気回数0.51回転でOKとなります。

24時間換気圧損計算書

階:	1	室名:	病室	機器記号:	FE-1ダクト用換気扇				
風量 Q [m³/h]	ダクト外径 d [m]	管種、付属品他	風速 v [m/s]	圧力損失 [Pa/m・個]	実長 [m]	相当長 [m]	数量 [個]	圧損計 [Pa]	備考
180	0.100	塩ビ丸ダクト	6.37	5.59	7.5			41.93	
		塩ビ円形局部 R/d=1.0	6.37	5.59		1.5	1	8.39	
		塩ビフレキシブルダクト	6.37	14.43	0.5			7.22	
		深型フード		40.00			1	40.00	カタログ参照
		外風 2.0m/s						2.40	
計									99.94
圧損修正値:								1.10	110

計算式の説明

- ・前頁の病室を例に入力してみました。3回転として180m³/hでダクト径100φ (0.1と入力)で算定すると圧損は110Paとなります。
- ・深型フードはいろんな種類がありますので使いたいフードの圧損をカタログで見て手入力します。
- ・塩ビフレキシブルダクトはダクト扇と塩ビダクトの接続部に使用するものとし、入力しています。
- ・外風も一応算定に入れました。決まったものではありませんが無風の状態ではありませんので入力しています。
- ・大切なことは**本当に必要風量ができるのか?**を求めるための計算書です入力漏れがないようにして下さい。
- ・180m³/h、110Pa、ダクト径100φで適合する機種があるかの確認をします。この風量と圧損に適合した機種はありますが、ない場合はダクト径を150φにするか、深型フードのみ150φ用に変更するか等検討を行います。例えばフード100φの圧損が40Paでも150φにすれば10Paとなります。このようにいくらでも調整できるのが面白いところです。

(1) 直管ダクトの圧力損失 ΔP_t [Pa/m]

$$\Delta P_t = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot P_v = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \rho$$

$$\lambda = 0.0055 \times \left[1 + \left(20,000 \times \frac{\epsilon}{d} + \frac{10^6}{R_e} \right)^{1/3} \right]$$

$$R_e = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad \nu = \frac{\mu}{\rho}$$

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot v \cdot 3,600$$

λ = 直管の摩擦係数
 l = 直管部の長さ [m]
 d = 直径 [m]
 v = 風速 [m/s]
 ρ = 空気密度 [kg/m³] (=1.2)
 ε = 絶対粗度 [m] (=1.5×10⁻⁴ 鉄板) (=0.43×10⁻⁴ 塩ビ)
 P_v = 動圧 [Pa]
 R_e = レイノルズ数
 ν = 動粘性係数 [m²] (=1.50×10⁻⁵ (20℃))
 μ = 粘性係数 (=1.8×10⁻⁵ (20℃))
 Q = 風量 [m³/h]

(2) 丸ダクト外曲管(直角)の直管相当長

条件 R/d	相当長
円形局部 R/d=0.5	43d
円形局部 R/d=0.75	23d
円形局部 R/d=1.0	15d
円形局部 R/d=1.5	10d
円形局部 R/d=2.0	9d

備考：付属品の圧損は製造者仕様値を入力

(3) 外風による圧力損失 ΔP_t [Pa]

$$\Delta P_t = \frac{\rho}{2} v^2 = \frac{1.2}{2} v^2$$

設 計 計 算 書

平成 年 月

建築設備設計計算書の手引(平成27年版)の様式集をエクセル版で用意しました。発注者からこの様式に基づいた書式で提出して下さいと求められた場合にご利用下さい。
ほとんど手入力ですので完璧なソフトではありませんが慣れれば労働時間の短縮に役立ちます。

確 認 印					
-------	--	--	--	--	--

建物方位、太陽位置図(北緯 36°)

太陽高度 h 及び太陽方位 A

時 刻 高度・方位	9時	12時	14時	16時
高度 h	50.3°	74.2°	57.0°	33.0°
方位 A				

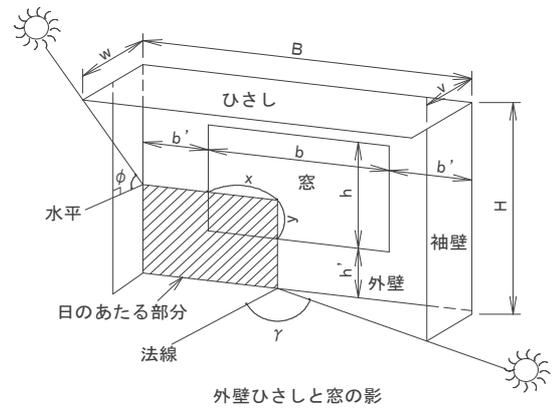
窓面の法線と南のなす角 α

窓面	北面	東面	南面	西面
α	175.0°	-95.0°	-5.0°	85.0°

ガラス面日射面積率 (SG) の算定

階		方位						
各部 寸法 [mm]	B		b'	$B-b'$				
	H		h'	$H-h'$				
	b		h	v	w			
				9時	12時	14時	16時	備考
$ \tan \gamma $								
$v \tan \gamma $								
x ($=B-b'-v \tan \gamma $)								
$\frac{x}{b}$								
$\tan \phi$								
$w \tan \phi$								
y ($=H-h'-w \tan \phi$)								
$\frac{y}{h}$								
$SG = \frac{x}{b} \cdot \frac{y}{h}$								

SGは $\frac{x}{b}$ 、 $\frac{y}{h}$ が、負の場合は0
1以上の場合は1



空気調和設備
熱負荷計算

(様式 機-5)

構造体負荷及びガラス面日射負荷設計条件												
建物		所在地				設計用屋内条件						
温湿度条件			夏 期				冬 期					
			DB [°C]	RH [%]	h [kJ/kg(DA)]	x [kg/kg(DA)]	DB [°C]	RH [%]	h [kJ/kg(DA)]	x [kg/kg(DA)]		
	屋内条件											
	屋外条件	最高										
		9時										
		12時										
14時												
		16時										
構造体負荷					夏 期				冬 期			
階	方位	外壁・屋根の種類	壁タイプ	分類記号	熱通過率 K [W/(m²·K)]	実効温度差 ETD [°C]				温度差 Δt [°C]	方位係数 δ	
						9時	12時	14時	16時			
階	方位	ガラス面・ 内壁の種類	分類記号	熱通過率 K [W/(m²·K)]	温度差 Δt [°C]				温度差 Δt [°C]	方位係数 δ		
					9時	12時	14時	16時				
ガラス面日射負荷						SG=1 $q_{G2n}=I_G \cdot SC$				SGは様式 機-2より		
						SG<1 $q_{G2n}=(I_G-I_{GS}) \cdot SG+I_{GS}$						
階	方位	ガラスの種類	ブラインド の有無	遮へい係数 SC・ガラス面日射面積率 SG				ガラス面日射負荷 q_{G2n} [w/m²]				
				9時	12時	14時	16時	9時	12時	14時	16時	
				SC				I_G				
				SG				q_{G2n}				
				SC				I_G				
				SG				q_{G2n}				
				SC				I_G				
				SG				q_{G2n}				
				SC				I_G				
				SG				q_{G2n}				
				SC				I_G				
				SG				q_{G2n}				
				SC				I_G				
				SG				q_{G2n}				
								I_{GS}				

空気調和設備

熱負荷計算 (一般構造壁体)

(様式 機-6)

熱通過率 $K = \left(\frac{1}{\alpha_i} + \sum \frac{l}{\lambda} + \sum \gamma_a + \frac{1}{\alpha_o} \right)^{-1}$										
外表面熱伝達率	記号	種類	材質	風速 [m/s]	α_o [W/(m ² ·K)]	内表面熱伝達率	記号	種類	熱流の方向	α_i [W/(m ² ·K)]
	α_{o1}						α_{i1}			
	α_{o2}						α_{i2}			
	α_{o3}						α_{i3}			
階	記号	構造		番号	材料	厚さ l [m]	熱伝導率 λ [W/(m·K)]	l/λ γ_a [m ² ·K/W]	熱通過率 K [W/(m ² ·K)]	備考

一般構造体の熱通過率 K [W/(m²·K)]

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum \frac{l}{\lambda} + \sum \gamma_a + \frac{1}{\alpha_o}}$$

α_o : 外壁外表面熱伝達率 [W/(m²·K)] (=23)

α_i : 室内表面熱伝達率 [W/(m²·K)] (=9)

l : 構造体構成材料の厚さ [m]

λ : 構造体構成材料の熱伝導率 [W/(m·K)] (表参照)

γ_a : 中間空気層の熱抵抗 [m²·K/W]

非密閉中間層 $\gamma_a = 0.07$
 密閉中間層 $\gamma_a = 0.15$

材料の熱伝導率表

材料名	熱伝導率 λ [W/(m·K)]	材料名	熱伝導率 λ [W/(m·K)]
鋼	45	アスファルト類	0.11
土壌(粘土質)	1.5	防湿紙類	0.21
土壌(砂質)	0.9	盤	0.15
土壌(ローム質)	1.0	合成畳	0.07
土壌(火山灰質)	0.5	カーペット類	0.08
砂利	0.62	木材(重量)	0.19
PCコンクリート	1.5	木材(中量)	0.17
普通コンクリート	1.4	木材(軽量)	0.14
軽量コンクリート	0.78	合板	0.19
コンクリートブロック(重量)	1.1	グラスウール(24K)	0.042
コンクリートブロック(軽量)	0.53	グラスウール(32K)	0.040
モルタル	1.5	ロックウール保温材	0.042
プラスタ	0.79	ロックウール吹付け	0.051
石膏板・ラスボード	0.17	ロックウール吸音板	0.064
ガラス	1.0	ポリエチレンフォーム(ビーズ)	0.047
タイル	1.3	ポリエチレンフォーム(押出)	0.037
合成樹脂・リゾウム	0.19		

空気調和設備

熱負荷計算 (土壤に接する構造体)

(様式 機-6)

熱通過率 $K = \left(\frac{1}{\alpha_i} + \sum \frac{l}{\lambda} + \frac{\ell_e}{\lambda_e} \right)^{-1}$										
外表面熱伝達率	記号	種類	材質	風速 [m/s]	α_o [W/(m ² ·K)]	内表面熱伝達率	記号	種類	熱流の方向	α_i [W/(m ² ·K)]
	α_{o1}						α_{i1}			
	α_{o2}						α_{i2}			
	α_{o3}						α_{i3}			
階	記号	構造		番号	材料	厚さ ℓ [m]	熱伝導率 λ [W/(m·K)]	ℓ/λ γ_a [m ² ·K/W]	熱通過率 K [W/(m ² ·K)]	備考

土壤に接する構造体の熱通過率 K_e [W/(m²·K)]

$$K_e = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum \frac{\ell}{\lambda} + \frac{\ell_e}{\lambda_e}}$$

α_i : 室内表面熱伝達率 [W/(m²·K)] (=9)

ℓ : 構造体構成材料の厚さ [m]

λ_e : 土壤の熱伝導率 [W/(m·K)] (表参照)

ℓ_e : 土壤の厚さ [m] ($\ell_e \approx 1\text{m}$ とする。)

材料の熱定数表

材料名	熱伝導率 λ [W/(m·K)]	材料名	熱伝導率 λ [W/(m·K)]
鋼	45	アスファルト類	0.11
土壤(粘土質)	1.5	防湿紙類	0.21
土壤(砂質)	0.9	盤	0.15
土壤(ローム質)	1.0	合成畳	0.07
土壤(火山灰質)	0.5	カーペット類	0.08
砂利	0.62	木材(重量)	0.19
PCコンクリート	1.5	木材(中量)	0.17
普通コンクリート	1.4	木材(軽量)	0.14
軽集コンクリート	0.78	合板	0.19
コンクリートブロック(重量)	1.1	グラスウール(24K)	0.042
コンクリートブロック(軽量)	0.53	グラスウール(32K)	0.040
モルタル	1.5	ロックウール保温材	0.042
プラスチック	0.79	ロックウール吹付付	0.051
右こう板・プラスチックボード	0.17	ロックウール吸音板	0.064
ガラス	1.0	ポリエチレンフォーム(ビーズ)	0.047
タイル	1.3	ポリエチレンフォーム(押出)	0.037
合成樹脂・リノリウム	0.19		

空気調和設備

熱負荷計算

(様式 機-7)

室内負荷				ゾーン名	階	室名	設計用屋内条件				夏期	冬期						
室面積	階高	天井高	室容積															
構造体負荷・ガラス面通過熱負荷	外皮	方位	構造体の種類	寸法 [m×m]	窓面積 [㎡]	面積 A [㎡]	熱通過率 K [W/(㎡・K)]	KA [W/K]	夏 期				冬 期					
				9時	12時		14時		16時		Δt	方位	暖房負荷					
		温度差 [°C]	間欠運転係数	冷房負荷 [W]	温度差 [°C]	冷房負荷 [W]	温度差 [°C]	冷房負荷 [W]	温度差 [°C]	冷房負荷 [W]	[°C]	係数 δ	[W]					
	構造体等負荷 (外皮) 小計 S1																	
	内部																	
構造体等負荷 (内部) 小計 I1																		
ガラス面日射負荷	外皮	方位	ガラスの種類	幅・高さ [m×m]	面積 [㎡]	/		単位負荷 [W/㎡]	冷房負荷 [W]	/								
		ガラス面日射負荷 (外皮) 小計 S2																
	内部																	
		ガラス面日射負荷 (内部) 小計 I2																
照明負荷	内部	照明負荷 q ₀ [W]				/		SH [W]										
人体負荷	内部	人体負荷 q _{HL} , q _{HS} [W]				LH [W]		SH [W]										
		LH [W]	SH [W]															
その他の負荷	内部	その他の内部発熱負荷 q _{in} [W]				/		SH [W]										
照明・人体・その他の負荷 (内部) 小計 I3																		
すきま風負荷	外皮	夏期		冬期		LH [W]		SH [W]				LH [W]	SH [W]					
		LH[W]	SH[W]	LH[W]	SH[W]													
集計	外皮	S3		/														
		I4																
計	補正係数	余裕係数(1.0~1.1)				/												
		夏期:送風機負荷係数(1.05)																
		冬期:間欠運転係数(1.0~1.1)																
	余裕係数×送風機負荷(間欠運転)係数 (1)																	
	外皮負荷小計 (SH・LH 別)																	
	SH=S1+S2+S3 LH=S3 (2)																	
内部負荷小計 (SH・LH 別)																		
SH=I1+I2+I3+I4 LH=I3+I4 (3)																		
室内負荷合計 (SH・LH別) 補正前 (4)=(2)+(3)																		
室内負荷合計 (SH・LH別) 補正後 (5)=(4)×(1)																		
室内全熱負荷 (SH・LH合計) (6)																		
㎡当たりの室内全熱負荷 (6)/室面積																		
備 考																		

設計計算書

平成 年 月

確認印					
-----	--	--	--	--	--

空気調和設備
冷熱源機器の算定

(様式 機-14)

冷熱源機器		種別	記号	台数									
冷凍能力 H_{RC} [kW]	$H_{RC} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot q_m / 1,000$ K_1, K_2, K_3 : ポンプ・配管損失・装置 負荷係数 (=1.00~1.05) K_4 : 経年係数 (=1.05) K_5 : 能力補償係数 (=1.05) q_m : 建物時刻別冷房負荷集計の最大値 [W]	$K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 =$	設計仕様										
		$K_4 =$	形	式									
		$K_5 =$	冷	凍	能	力	[kW]						
		$q_m =$	加	熱	能	力	[kW]						
		$H_{RC} \div$	冷	媒									
		加熱能力 H_{Rh} [kW]	$H_{Rh} = K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot q_h / 1,000$ K_2 : 配管損失係数 (=1.00~1.05) K_3 : 装置負荷係数 (=1.00~1.10) K_4 : 経年係数 (=1.05) K_5 : 能力補償係数 (=1.05) q_h : 暖房負荷の集計値 [W]	$K_2 =$	冷	水	水	量	[L/min]				
$K_3 =$	出			口			温	度	[°C]				
$K_4 =$	入			口			温	度	[°C]				
$K_5 =$	$q_h =$			温	水	損	失	水	頭	[kPa]			
$H_{Rh} \div$	水					量	[L/min]						
	出					口	温	度	[°C]				
冷水量 L_c [L/min]	$L_c = \frac{14.3 \cdot H_{RC}}{t_{wc1} - t_{wc2}}$ t_{wc1} : 冷水入口温度 [°C] t_{wc2} : 冷水出口温度 [°C]	$t_{wc1} =$	冷	却	水	水	量	[L/min]					
		$t_{wc2} =$				出	口	温	度	[°C]			
		$L_c \div$				入	口	温	度	[°C]			
						損	失	水	頭	[kPa]			
温水量 L_w [L/min]	$L_w = \frac{14.3 \cdot H_{Rh}}{t_{wh1} - t_{wh2}}$ t_{wh1} : 温水入口温度 [°C] t_{wh2} : 温水出口温度 [°C] ($L_w = L_c$ とした場合 $t_{wh1} = t_{wh2} - \frac{14.3 \cdot H_{Rh}}{L_c}$)	$t_{wh1} =$	電	源	主	電	源	・	相	[相, V, Hz]			
		$t_{wh2} =$			操	作	電	源	・	相	[相, V, Hz]		
		$L_w = L_c$	電	動	機	圧	縮	機	ほ	か	[kW]		
						パ	ー	ナ	ー	[kW]			
						電	動	機	遮	断	容	量	[kA]
						形	式						
冷却水量 L_{ct} [L/min]		$L_{ct} =$	パ	ー	ナ	燃	焼	量	[m ³ (N)/h]				
						制	御	方	式				
						種	類						
			燃	料	低	位	発	熱	量	[kJ/m ³ (N)]			
製	造	者	名										
記	号	・	形	番									
冷	凍	能	力	[kW]									
加	熱	能	力	[kW]									
冷	媒												
冷	却	水	出	口	温	度	[°C]						
冷	却	水	入	口	温	度	[°C]						
冷	却	水	量	[L/min]									
損失水頭	冷	水	[kPa]										
	温	水	[kPa]										
	冷	却	水	[kPa]									
圧縮機 パーナー	定	格	出	力	[kW]								
	燃	焼	量	[m ³ (N)/h], [L/h]									
	制	御	方	式									
蒸	気	流	量	[kg/h]									
蒸	気	圧	力	[kPa(G)]									
高	温	水	流	量	[L/min]								
高	温	水	温	度	[°C]								
電	気	容	量	[kW]									
法	定	冷	凍	能	力	[RT]							
必	要	保	有	水	量	[L]							
運	転	質	量	[kg]									
寸	法	[m]											

空 気 調 和 設 備

冷 却 塔 の 算 定

(様式 機-16)

冷 却 塔				記 号	系 統		
冷熱源機器	種 類			時間平均補給水量 [L/h]	(参考) $Q_{ch} = 60 K_3 \cdot q_c \cdot H_{RC}$ $=$ $=$ K_3 : 補給水係数 Q_{ch} q_c : 1kW当りの冷却水量 [L/(min·kW)]		
	冷凍能力 H_{RC} [kW]						
冷却能力及び冷却水量の計算							
冷却能力 H_{ct} [kW]	$H_{ct} = K_6 \cdot H_{RC}$ [圧縮式冷凍機の場合] $=$ K_6 : 冷却定数 (=1.3)						
	$H_{ct} = K_7 \cdot H_{RC}$ [吸収式冷凍機の場合] $=$ K_7 : 冷却係数 H_{ct}						
	H_{ct}						
						設 計 仕 様	
						形 式	
						冷 却 能 力	[kW]
						冷 却 水 量	[L/min]
				冷却水温度	入 口	[°C]	
					出 口	[°C]	
				外 気 湿 球 温 度	[°C]		
冷却水量 L_{ct} [L/min]	$L_{ct} = \frac{14.3 \cdot H_{ct}}{\Delta t}$ $=$ Δt : 冷却水出入口温度差			電 動 機	電 源	[相, V, Hz]	
					定 格 出 力	[kW]	
					塔 内 圧 力 損 失	[kPa]	
					騒 音 値	[dB(A)]	
				機 種	補 給 水 量	[L/min]	
				入口	出口		
圧縮式冷凍機			37°C	32°C	凍 結 防 止 ヒ ー タ ー	[kW]	
一重効用吸収冷凍機			40°C	32°C	台 数	[台]	
二重効用吸収冷凍機、吸収冷温水機			37.5°C	32°C	運 転 質 量	[kg]	
製 造 者 名							
記 号 ・ 形 番							
冷 却 能 力 [kW]							
冷 却 水 量 [L/min]							
電 動 機	定 格 出 力 [kW]						
	台 数						
塔 内 圧 力 損 失 [kPa]							
騒 音 値 [dB(A)]							
運 転 質 量 [kg]							
寸 法 [m]							

空 気 調 和 設 備

温 熱 源 機 器 の 算 定

(様式 機-17)

温 熱 源 機 器			種 類	記 号	
暖房用熱交換器 (様式 機-19 熱源付機器(2)より)					
厨房貯湯タンク (様式 機-64 貯湯タンク 蒸気消費量より)					
負 荷 集 計	熱 交 換 器 な し	負荷の種類	暖房負荷(空調機負荷) q_1	給湯負荷等 q_2	$C = \frac{3,600 \cdot H}{\eta_B \cdot H_1 \cdot \rho_o}$ $H =$ $\eta_B =$ $H_1 =$ $\rho_o =$ <p>C: 標準燃焼量 [L/h, m³(N)/h] H: 温熱源機器定格出力 [kW] η_B: 温熱源機器効率 [-] (鑄鉄製ボイラーは0.86) H_1: 燃料の低位発熱量 [kJ/kg, kJ/m³(N)] ρ_o: 燃料の密度 [kg/L] (ガスの場合は不要)</p>
計					
[kW]	熱 交 換 器 有 り	負荷の種類	熱交換器の交換熱量 H_E	熱交換器を除く負荷 q_3	パ ー ナ ー の 標 準 燃 焼 量 設 計 仕 様 形 式 種 類 最 高 使 用 圧 力 [Mpa] 使 用 圧 力 [Mpa] 温 水 出 口 温 度 [°C] 形 式 燃 焼 量 [m ³ (N)/h] 制 御 方 式 電 動 機 [kW] 電 源 [相、V、Hz] 燃 料 種 類 低 位 発 熱 量 [kJ/m ³ (N)] 台 数 台
		計			
温 熱 源 機 器 定 格 出 力	熱 交 換 器 な し	$H = K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 (q_1 + q_2)$		$q_1 =$	設 計 仕 様 形 式 種 類 最 高 使 用 圧 力 [Mpa] 使 用 圧 力 [Mpa] 温 水 出 口 温 度 [°C]
		K_2 : 配管損失係数(=1~1.05(温水)、1~1.1(蒸気))	K_3 : 装置負荷係数(=1~1.1(温水)、1~1.15(蒸気))	$q_2 =$	
H	熱 交 換 器 有 り	$H = (H_E + K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot q_3) \cdot K_5$		$q_3 =$	形 式 燃 焼 量 [m ³ (N)/h] 制 御 方 式 電 動 機 [kW] 電 源 [相、V、Hz] 燃 料 種 類 低 位 発 熱 量 [kJ/m ³ (N)] 台 数 台
		K_2 : 配管損失係数(=1~1.05(温水)、1~1.1(蒸気))	K_3 : 装置負荷係数(=1~1.1(温水)、1~1.15(蒸気))	$H_E =$	
[kW]	熱 交 換 器 有 り	K_4 : 経年係数(=1.05)	K_5 : 能力補償係数(=1.05)	$K_4 =$	形 式 燃 焼 量 [m ³ (N)/h] 制 御 方 式 電 動 機 [kW] 電 源 [相、V、Hz] 燃 料 種 類 低 位 発 熱 量 [kJ/m ³ (N)] 台 数 台
				$K_5 =$	
				$H =$	
製 造 者 名					
記 号					
定 格 出 力 [kW]					
最 高 使 用 圧 力 [MPa]					
パ ー ナ ー	形 式				
	燃焼量[L/h],[m ³ (N)/h]				
	制 御 方 式				
伝 熱 面 積 [㎡]					
安 全 弁・逃 し 管 [mm]					
煙 道 接 続 径 [mm]					
缶 水 容 量 [L]					
効 率 [%]					
運 転 質 量 [kg]					
外 形 寸 法 [m]					

空気調和設備
熱源付属機器の算定

(様式 機-18)

熱源付属機器 (1)					系統	
記号	機種名	計 算 式	計 算	仕 様	備 考	
	オイルサービスタンク	タンク容量 [L] : $V_s = C \cdot t_1$ C : 熱源機器燃焼量 [L/h] t_1 : 貯蔵時間(1~1.5) [h]	$V_s =$ \approx	TOS- 100	$C =$ $t_1 =$	
	地下オイルタンク	タンク容量 [L] : $V_o = C \cdot t_2 \cdot d$ C : 熱源機器燃焼量 [L/h] t_2 : 運転時間(=6,標準) [h/d] d : 貯蔵日数(=7,標準) [d]	$V_o =$ \approx	TO- 3	$C =$ $t_2 =$ $d =$	
	オイルポンプ	揚油量 [L/min] : $Q_o = K_9 \cdot C / 60$ 揚程 [m] : $h = K_{10}(h_1 + h_2)$ C : 熱源機器燃焼量 [L/h] K_9 : 余裕係数(=2.0) K_{10} : 余裕係数(=1.2) h_1 : 実揚程 [m] h_2 : 配管摩擦抵抗 [m]	$Q_o =$ $=$ $h =$ $=$	口径 [mm] 揚油量 [L/min] 揚程 [m] 電動機 [kW] 台数 [台]	$C =$ $K_9 =$ $K_{10} =$ $h_1 =$ $h_2 =$	
	還水タンク	タンク容量 [L] : $V_R = K_{11} \cdot Q_v$ K_{11} : 余裕係数(1.5~2.0) Q_v : 最大蒸発量 [L/h] (=1.60×ボイラー定格出力) H : ボイラー定格出力 [kW]	$V_R =$ \approx	寸法及び板厚	$K_{11} =$ $H =$ $Q_v =$	
	真空給水ポンプユニット	(ボイラーに給水する場合) EDR : 相当放熱面積 [m ²] $= \frac{860 \cdot H}{650}$ H : ボイラー定格出力 [kW]	$EDR =$ \approx	形式 給水量 [L/min] 揚程 [m] 電動機 [kW]	$H =$	
		(還水タンクに給水する場合) $EDR = K_{14} \frac{860 \cdot q_5}{650}$ K_{14} : 余裕係数(1.5~2.0) q_5 : 放熱器, 熱交換器などの相当放熱量 [kW]	$EDR =$ \approx	形式 給水量 [L/min] 揚程 [m] 電動機 [kW] EDR [m ²]	$K_{14} =$ $q_5 =$ + =	(様式 機-19 熱交換器+様式 機-64 厨房貯湯タンク)

空気調和設備
熱源付属機器の算定

(様式 機-19)

熱源付属機器(2)					系統	
記号	機種名	計 算 式	計 算	仕 様	備 考	
	ボイラー 給水 ポンプ	給水量 [L/min]: $Q = K_{12} \cdot 1.60 \cdot H / 60$ 揚程 [m]: $h = K_{13} \cdot (h_1 + h_2 + h_3)$ H : ボイラー定格出力 [kW] K_{12} : 余裕係数(=1.5~2.0) K_{13} : 余裕係数(=1.1~1.2) h_1 : ボイラーの最高使用 圧力に相当する水頭 [m] h_2 : 配管損失水頭 [m] h_3 : ボイラー水面と還水タンク水面 との高低差による水頭 [m]	$Q =$ <input type="text"/> $=$ <input type="text"/> $h =$ <input type="text"/> $=$ <input type="text"/>	形 式 口 径 [mm] 給 水 量 [L/min] 揚 程 [m] 電 動 機 [kW] 液体温度 [°C]	$H =$ $K_{12} =$ $K_{13} =$ $h_1 =$ $h_2 =$ $h_3 =$	
	熱交換器	交換熱量 [kW]: $H_E = K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot q_4$ K_2 : 配管損失係数 K_3 : 装置負荷係数 K_4 : 経年係数(=1.05) q_4 : 加熱負荷 [kW] 設計凝縮水量 [kg/h]: $G = 1.6 \cdot H_E$	$H_E =$ <input type="text"/> $=$ <input type="text"/> $G =$ <input type="text"/> $=$ <input type="text"/> トラップ能力 $Q = G \times 3$ $=$ <input type="text"/> $=$ <input type="text"/>	形 式 交換熱量 [kW] 温 水 量 [L/min] 入口温度 [°C] 出口温度 [°C] 最高使用水頭 [kPa] 損失水頭 [kPa] 蒸気圧力 [Mpa] 蒸 気 量 [kg/h] トラップ形式 トラップ能力 [kg/h] トラップ口径 [mm] コイル形式	$K_2 =$ $K_3 =$ $K_4 =$ $q_4 =$	

空気調和設備

水蓄熱システムの算定

(様式 機-20)

水蓄熱システム		記号	系統	
日熱負荷 Q_d [kW・h/日]	$Q_d = \sum q_i$ [kW・h/日] q_i : 時刻 <i>i</i> の空調熱負荷 [kW] ただし、空調時間が9時から17時までで、予冷・予熱時間が1時間の場合は次式で求めてもよい。 夏期: $Q_{ds} = 2.87q_{9時} + 2.50q_{12時} + 2.00q_{14時} + 1.50q_{16時}$ 冬期: $Q_{dw} = 9q_{暖房負荷} \times \alpha$ α : 日負荷係数	$q_i =$	設計仕様	
		$q_{9時} =$	形式	
		$q_{12時} =$	熱源機器種類	
		$q_{14時} =$	[空冷/水冷、HP/冷専、冷媒]	
		$q_{16時} =$	日量冷却能力 [kW・h/日]	
		$Q_{ds} =$	日量加熱能力 [kW・h/日]	
		$q_{暖房負荷} =$	機器冷却能力 [kW/台]	
		$\alpha =$	機器加熱能力 [kW/台]	
		$Q_{dw} =$	冷房蓄熱量 [kW・h]	
		$Q_d =$	暖房蓄熱量 [kW・h]	
熱源機器容量 H_R [kW]	$H_R = \frac{K_6 \cdot K_7 \cdot K_8 \cdot Q_d}{n_1 + n_2}$ K_6 : 配管、蓄熱槽等の熱損失係数(=1.1) K_7 : K_7 : 経年係数(=1.05) K_8 : 能力補償係数(=1.05) n_1 : 熱源機器蓄熱運転時間数[h](=3~10) n_2 : 熱源機器追いつけ運転時間数 [h]	$n_1 =$	冷水温度	
		$n_2 =$	出口 [°C]	
		$K_6 =$	温水温度	
		$K_7 =$	入口 [°C]	
		$K_8 =$	出口 [°C]	
		$H_R =$	冷温水量 [L/min・台]	
		$\sum q_n =$	圧縮機 [相]	
		$n_1 =$	(製造者値) [V]	
$\Delta t =$	[kW/台]			
水蓄熱槽容量 V [m³]	$V = \frac{1,000 \cdot n_1 \cdot H_R - \sum q_n}{c_w \cdot \rho_w \cdot \Delta t \cdot \eta_s}$ q_n : 蓄熱運転時間内に発生する時刻 <i>n</i> の空調熱負荷 [kW] Δt : 蓄熱槽利用温度差(=8°C) η_s : 蓄熱槽効率 c_w : 水の比熱 [W・h/(kg・k)] (=1.163) ρ_w : 水の密度 [kg/m³](=1,000)	$\eta_s =$	台数 [台]	
		$c_w =$		備考
		$\rho_w =$		
		$V =$		
		$\eta_d =$		
		$\eta_y =$		
		$\eta_d =$		
年間熱負荷夜間移行率 η_y [%]	$\eta_d = \frac{V \cdot c_w \cdot \rho_w \cdot \Delta t \cdot \eta_s}{1,000 \cdot Q_d}$ η_d : ピーク日の熱負荷夜間移行率 [%]	$\eta_y =$		
		$\eta_y =$		
製造者名				
製造者記号				
形式				
機器冷却能力 [kW/台]				
機器加熱能力 [kW/台]				
冷房蓄熱量 [kW・h]				
暖房蓄熱量 [kW・h]				
冷水温度	入口 [°C]			
	出口 [°C]			
温水温度	入口 [°C]			
	出口 [°C]			
冷温水量 [L/min・台]				
冷却水温度	入口 [°C]			
	出口 [°C]			
冷却水量 [L/min・台]				
圧縮機	[相]			
	[V]			
	[kW/台]			
損失水頭	冷水 [kPa]			
	温水 [kPa]			
	冷却水 [kPa]			
法定冷凍能力 [RT]				
運転質量 [kg]				
寸法 [m]				
備考				

空 気 調 和 設 備

現場施工形氷蓄熱システムの算定

(様式 機-21)

現 場 施 工 形 氷 蓄 熱 シ ス テ ム		記 号	系 統	様
日熱負荷 Q_d [kW・h/日]	$Q_d = \sum q_i$ [kW・h/日]	$q_i =$	設 計	仕 様
	q_i : 時刻 <i>i</i> の空調熱負荷 [kW]	$q_{9時} =$	形 式	
	ただし、空調時間が9時から17時までで、予冷・予熱時間が1時間の場合は次式で求めてもよい。	$q_{12時} =$	熱源機器種類	
		$q_{14時} =$	[空冷/水冷、HP/冷専、冷媒]	
		$q_{16時} =$	日量冷却能力	[kW・h/日]
	夏期: $Q_{ds} = 2.87q_{9時} + 2.50q_{12時} + 2.00q_{14時} + 1.5q_{16時}$	$Q_{ds} =$	日量加熱能力	[kW・h/日]
	冬期: 冬期: $Q_{dw} = 9q_{暖房負荷} \times \alpha$	$q_{暖房負荷} =$	機器冷却能力(蓄熱時)	[kW/台]
	α : 日負荷係数	$\alpha =$	機器冷却能力(追いかいけ時)	[kW/台]
		$Q_{dw} =$	機器加熱能力	[kW/台]
		$Q_d =$	冷房蓄熱量	[kW・h]
熱源機器 容量 H_R [kW]	$H_R = \frac{K_6 \cdot K_7 \cdot K_8 \cdot Q_d}{n_1 \cdot K_9 + n_2}$	$K_6 =$	暖房蓄熱量	[kW・h]
	K_6 : 配管、蓄熱槽等の熱損失係数(=1.1)	$K_7 =$	圧縮機	[相]
	K_7 : 経年係数(=1.05)	$K_8 =$	(製造者値)	[V]
	K_8 : 能力補償係数(=1.05)	$K_9 =$		[kW/台]
	K_9 : 製氷時の熱源能力係数	$n_1 =$	冷媒ポンプ	[相]
	スタティック外融式(=0.67)	$n_2 =$	(製造者値)	[V]
	スタティック内融式(=0.72)	$H_R =$		[kW/台]
	ダイナミック式(=0.77)		台数	[台]
	n_1 : 熱源機器蓄熱運転時間数 [h]		備考	
	n_2 : 熱源機器追いかいけ運転時間数 [h]			
氷蓄熱槽 容量 V_i [m ³]	$V_i = \frac{1,000 \cdot n_i \cdot H_R - \sum q_n}{c_w \cdot \rho_w \cdot \Delta t \cdot \eta + IPF \cdot c_i \cdot \rho_i}$	$\sum q_n =$		
	q_n : 蓄熱運転時間内に発生する時刻 <i>n</i> の空調熱負荷 [kW]	$n_i =$		
	Δt : 蓄熱槽利用温度差(=0~6) [°C]	$\Delta t =$		
	IPF: 氷充填率	IPF =		
	スタティック外融式(=0.1~0.45)	$c_w =$		
	スタティック内融式(=0.5~0.9)	$c_i =$		
	ダイナミック式(=0.2~0.4)	$\rho_w =$		
	c_w : 水の比熱 [W・h/(kg・K)] (=1.163)	$\rho_i =$		
	c_i : 氷の融解潜熱 [W・h/(kg・K)] (=93)	$\eta =$		
	ρ_w : 水の密度 [kg/m ³] (=1000)	$V_i =$		
年間熱負荷 夜間移行率 η_y [%]	$\eta_d = \frac{V_i \cdot (c_w \cdot \rho_w \cdot \Delta t \cdot \eta + IPF \cdot c_i \cdot \rho_i)}{1,000 \cdot Q_d}$	$\eta_d =$		
	η_y : ピーク日の熱負荷夜間移行率 [%]	$\eta_y =$		
製 造 者 名				
製 造 者 記 号				
形 式				
日量冷却能力 [kW・h/日]				
日量加熱能力 [kW・h/日]				
機器冷却能力(蓄熱時) [kW/台]				
機器冷却能力(追いかいけ時) [kW/台]				
機器加熱能力(蓄熱時) [kW/台]				
機器加熱能力(追いかいけ時) [kW/台]				
冷房蓄熱量 [kW・h]				
暖房蓄熱量 [kW・h]				
冷媒種別				
冷媒流量 [L/min・台]				
冷媒温度	入口 [°C]			
	出口 [°C]			
圧縮機	[相]			
	[V]			
	[kW/台]			
冷媒ポンプ	[相]			
	[V]			
	[kW/台]			
法定冷凍能力 [RT]				
運 転 質 量 [kg]				
寸 法 [m]				
備考				

設 計 計 算 書

平成 年 月

確 認 印					
-------	--	--	--	--	--

空気調和設備

空気調和機の算定

(様式 機-22)

		記号			系統					
冷却量、加熱量及び風量は、様式-9より										
能力	① 冷却能力 H_C	$H_C = \frac{Q_s \cdot \rho (h_{3c} - h_{4c}) \cdot K_4}{3.6} = K_4 \frac{Q_s \Delta h_c}{3} = K_4 \times \text{コイルの冷却量} = \dots$ $H_C = \frac{H_c}{1,000} \approx \dots$					[W] コイル冷却量 = $H_C =$			
	② 加熱能力 H_H	$H_H = \frac{Q_s \cdot \rho (h_{4h} - h_{3h}) \cdot K_4}{3.6} = K_4 \frac{Q_s \Delta h_h}{3} = K_4 \times \text{コイルの加熱量} = \dots$ $H_H = \frac{H_h}{1,000} \approx \dots$					[W] コイル加熱量 = $H_H =$			
算定	H_C : 冷却能力 [W] H_H : 加熱能力 [W] Q_s : 送風量 [m ³ /h] ρ : 空気密度 [kg/m ³] (≒1.2) K_4 は経年係数(1.05) h_{3c}, h_{4c} : 冷却コイル入口、出口空気の比エンタルピー [kJ/kg(DA)] h_{3h}, h_{4h} : 加熱コイル入口、出口空気の比エンタルピー [kJ/kg(DA)]									
	冷温水量 L_{cw} [L/min]	$L_{cw} = \frac{14.3 \cdot H_c}{\Delta t_{wc}} = \dots$ Δt_{wc} : 冷水出口温度差					$H_C =$ $\Delta t_{wc} =$ $L_{cw} =$			
風量 [m ³ /h]	送風量		入口 空気温度 [°C]	冷房 WB		冷水入口温度 [°C]				
	外気量			暖房 DB		温水入口温度 [°C]				
空気 調和 機 の 選 定	形番選定(仮)		機器風量 [m ³ /h]	コイル列数		③ 冷却能力 [kW]				
	風量比による補正值	$\text{風量比} = \frac{\text{送風量}}{\text{機器風量}} = \dots$				冷温水量 [L/min]	④ 加熱能力 [kW]			
機 の 選 定	入口空気温度による補正值	⊖ 冷却		計算式	冷却能力 = ③ × ① × ⊖ =	計算				
		⊕ 加熱			加熱能力 = ④ × ② × ⊕ =					
判定		有効加湿量 G_s [kg/h]		噴霧量 G_T [kg/h]	$G_T = \frac{G_s}{\eta} = \dots$	加湿効率 η :				
設 計 仕 様	形式	風量 [m ³ /h]			コイル			フィルター種類	ろ材通過風速 [m/s]	
		送風量	外気量	還気量	列数	面風速 [m/s]	冷温水量 [L/min]			損失水頭 [kPa]
	区分	空気温度 [°C]						能力 [kW]		備考
		冷却			加熱			冷房	暖房	
		入口	出口	再熱出口	入口	出口	加湿出口	① 冷却	再熱	
	DB									
WB										
加湿形式	有効加湿量 G_s [kg/h]	噴霧量 G_T [kg/h]	蒸気量 [kg/h]		送風機			電動機 [kW]		
			加熱	再熱	抵抗 [Pa]					
					機外全圧	動圧	機外静圧			
備考										

空気調和設備

空気調和機の算定

(様式 機-23)

顕熱潜熱分離(ダブルコイル)形空気調和機				記号	系統						
冷却量、加熱量及び風量は、様式-10より											
能力算定	顕熱コイル	冷却能力 H_{CR}	$H_{cr} = \frac{(Q_s - Q_0) C_p \rho (t_{1c} - t_{3c}) \cdot K_4}{3.6} = K_4 \frac{(Q_s - Q_0) C_p \Delta t_{cr}}{3} =$		[W]	コイル冷却量 =					
			$H_{CR} = \frac{H_c}{1,000} \approx$		[kW]	$H_{CR} =$					
		加熱能力 H_{HR}	$H_{hr} = \frac{(Q_s - Q_0) C_p \rho (t_{3h} - t_{1h}) \cdot K_4}{3.6} = K_4 \frac{(Q_s - Q_0) C_p \Delta t_{hr}}{3} =$		[W]	コイル加熱量 =					
		$H_{HR} = \frac{H_{hr}}{1,000} \approx$		[kW]	$H_{HR} =$						
	冷温水量 L_{cwr} [L/min]	$L_{cwr} = \frac{14.3 \cdot H_{CR}}{\Delta t_{wcr}} =$			$\Delta t_{wcr} =$		$L_{cwr} =$				
能力算定	潜熱コイル	冷却能力 H_{CO}	$H_{co} = \frac{Q_0 \rho (h_{2c} - h_{4c}) \cdot K_4}{3.6} = K_4 \frac{Q_0 \Delta h_{co}}{3} =$		[W]	コイル冷却量 =					
			$H_{CO} = \frac{H_{co}}{1,000} \approx$		[kW]	$H_{CO} =$					
		加熱能力 H_{HO}	$H_{ho} = \frac{Q_0 \rho (h_{4h} - h_{2h}) \cdot K_4}{3.6} = K_4 \frac{Q_0 \Delta h_{ho}}{3} =$		[W]	コイル加熱量 =					
		$H_{HO} = \frac{H_{ho}}{1,000} \approx$		[kW]	$H_{HO} =$						
冷温水量 L_{cwo} [L/min]	$L_{cwo} = \frac{14.3 \cdot H_{CO}}{\Delta t_{wco}} =$			$\Delta t_{wco} =$		$L_{cwo} =$					
加湿量 G_s (様式-11より) [kg/h]	$G_s = 1.2 Q_0 (x_{1h} - x_{2h})$ = [kg/h]	噴霧量 G_T [kg/h]	$G_T = \frac{G_s}{\eta} =$ = [kg/h]	加湿効率 η : 1.0(蒸気加湿) 0.4(気化式、水加 圧噴霧)	$G_s =$			$G_T =$			
H_{cr} : 顕熱冷却能力 [W]		H_{hr} : 顕熱加熱能力 [W]		H_{co} : 潜熱冷却能力 [W]		H_{ho} : 潜熱加熱能力 [W]					
$Q_s - Q_0$: 還気量 [m ³ /h]		Q_0 : 外気量 [m ³ /h]		ρ : 空気の密度 [kg/m ³] (≈ 1.2)		K_4 : 経年係数(1.05)					
t_{1c}, t_{3c} : 顕熱冷却コイル入口、 出口空気の温度 [°C]		t_{1h}, t_{3h} : 顕熱加熱コイル入口、 出口空気の温度 [°C]		h_{2c}, h_{4c} : 潜熱冷却コイル入口、 出口空気の比エンタルピー [kJ/kg(DA)]		h_{2h}, h_{4h} : 潜熱加熱コイル入口、 出口空気の比エンタルピー [kJ/kg(DA)]					
Δt_{wcr} : 顕熱コイル冷水 出入口温度差 [°C]		L_{cwr} : 顕熱コイル冷温水量 [L/min]		Δt_{wco} : 潜熱コイル冷水 出入口温度差 [°C]		L_{cwo} : 潜熱コイル冷温水量 [L/min]					
G_s : 加湿量 [kg/h]		x_{1h}, x_{2h} : 室内空気、設計外気の 絶対湿度[kJ/kg(DA)]		G_T : 噴霧量 [kg/h]							
設計仕様	形式	横形		用途	送風機	用途	送風量 [m ³ /h]	機外全圧 [Pa]	動圧 [Pa]	機外静圧 [Pa]	台数
						顕熱空調用					
						潜熱空調用					
	コイル	用途	列数 [列]	面風速 [m/s]	冷温水量 [L/min]	損失水頭 [kPa]	温度 条件 [°C]	空気側条件			
								夏季		冬季	
		顕熱コイル						入口	DB	WB	DB
潜熱コイル						出口					
						入口					
						出口					
加湿器		形式	有効加湿量[kg/h]	噴霧量[kg/h]	蒸気量[kg/h]						
エアフィルター		形式	通過風速[m/s]								
備考											

空気調和設備

空気調和機の算定

(様式 機-24)

顕熱潜熱分離(デシカント)形空気調和機				記号		系統				
冷却量、加熱量及び風量は、様式-11より										
能力算定	冷温水コイル (予冷・予熱)	冷却能力 H_C	$H_C = \frac{Q_0 \rho (h_{2c} - h_{3c}) \cdot K_4}{3.6} = K_4 \frac{Q_0 \Delta h_c}{3} = K_4 \times \text{コイルの冷却量} = \text{ } [W]$				コイル冷却量 =			
			$H_{CR} = \frac{H_C}{1,000} \approx \text{ } [kW]$				$H_C = \text{ } [W]$			
		加熱能力 H_H	$H_H = \frac{0.8 Q_0 \rho (h_{3h} - h_{2h}) \cdot K_4}{3.6} = K_4 \frac{0.8 Q_0 \Delta h_h}{3} = K_4 \times \text{コイルの加熱量} = \text{ } [W]$				コイル加熱量 =			
		$H_H = \frac{H_H}{1,000} \approx \text{ } [kW]$				$H_H = \text{ } [W]$				
	冷温水量 L_{cw} [L/min]	$L_{cw} = \frac{14.3 \cdot H_C}{\Delta t_{wc}} = \text{ } [L/min]$				$\Delta t_{wc} = \text{ } [^\circ C]$				
						$L_{cw} = \text{ } [L/min]$				
温水コイル (再生熱)	加熱能力 H_{CR}	$H_{cr} = \frac{0.8 Q_0 \rho (h_{6c} - h_{1h}) \cdot K_4}{3.6} = K_4 \frac{0.8 Q_0 \Delta h_{cr}}{3} = K_4 \times \text{コイルの加熱量} = \text{ } [W]$				コイル冷却量 =				
		$H_{CR} = \frac{H_{cr}}{1,000} \approx \text{ } [kW]$				$H_{co} = \text{ } [W]$				
	温水量 L_W [L/min]	$L_W = \frac{14.3 \cdot H_{CR}}{\Delta t_{wh}} = \text{ } [L/min]$				$\Delta t_{wcr} = \text{ } [^\circ C]$				
					$L_{cw} = \text{ } [L/min]$					
加湿器	加湿量 G_S (様式-11より) [kg/h]	$G_S = 1.2 Q_0 (x_{1h} - x_{2h})$	噴霧量 G_T [kg/h]	$G_T = \frac{G_S}{\eta} = \text{ } [kg/h]$	加湿効率 η : 1.0(蒸気加湿) 0.4(気化式、水加 圧噴霧)	$G_S = \text{ } [kg/h]$				
		= $\text{ } [kg/h]$		= $\text{ } [kg/h]$		$G_T = \text{ } [kg/h]$				
H_C : 予冷冷却能力 [W]		H_H : 予熱加熱能力 [W]		H_{cr} : 再熱加熱能力 [W]		Q_0 : 外気量 [m^3/h]				
ρ : 空気密度 [kg/m^3] (≈ 1.2)		K_4 : 経年係数(1.05)		h_{2c}, h_{3c} : 予冷コイル入口、出口 空気の比エンタルピー [kJ/kg(DA)]		h_{2h}, h_{3h} : 予熱コイル入口、出口 空気の比エンタルピー [kJ/kg(DA)]				
h_{1c}, h_{6c} : 再生コイル入口、出口 空気の比エンタルピー [kJ/kg(DA)]		Δt_{wc} : 予冷コイル冷水出入口 温度差 [$^\circ C$]		L_{cw} : 予冷コイル冷温水量 [L/min]		Δt_{wh} : 再生コイル温水出入口 温度差 [$^\circ C$]				
L_w : 再生コイル温水量 [L/min]		G_S : 加湿量 [kg/h]		x_{1h}, x_{2h} : 室内空気、設計外気の 絶対湿度[kJ/kg(DA)]		G_T : 噴霧量 [kg/h]				
設計仕様	形式	送風機		形式	送風量 [m^3/h]	機外全圧 [Pa]	動圧 [Pa]	機外静圧 [Pa]	台数	
					18,480					
	コイル	用途	列数 [列]	面風速 [m/s]	冷温水量 [L/min]	損失水頭 [kPa]	空気側条件			
		冷温水コイル (予冷・予熱)					夏季		冬季	
							DB	WB	DB	WB
		温水コイル (再生熱)						入口		
出口										
デシカントローター	形式	通過風速 [m/s]	除湿能力 [kg/h]	圧力損失 [Pa]	エアフィルター					
					種類					
加湿器	形式	加湿量 G_S [kg/h]	噴霧量 G_T [kg/h]	蒸気量 [kg/h]	ろ材通過風速 [m/s]					
備考										

空気調和設備

空気熱源ヒートポンプパッケージ形空気調和機の算定

(様式 機-26)

空気熱源ヒートポンプパッケージ形空気調和機			記号	系統			
冷房・暖房能力	冷房能力[kW]: $H_c = \frac{K_4 \cdot K_5 \cdot q_m}{1,000} =$					$q_m =$	
						$H_c =$	
	暖房能力[kW]: $H_h = \frac{K_4 \cdot K_5 \cdot q_h}{1,000} =$					$q_h =$	
						$H_h =$	
K_4 : 経年係数(=1.05) K_5 : 能力補償係数(=1.05) H_c : 冷房能力 [kW] H_h : 暖房能力 [kW] q_m : 時刻別冷房全熱負荷の集計値の最大値 [W] q_h : 暖房負荷の集計値 [W]							
補正値算出	補正値算定用諸元値						補正値
	外気温度による補正値 ①	外気温度 [°C]	冷房	DB		WB	①冷房=
			暖房	WB		湿度 [%]	①暖房=
	室内吸込空気温度による補正値 ②	室内吸込空気温度 [°C]	冷房	DB		WB	②冷房=
暖房			DB		WB	②暖房=	
冷媒管長さ及び高低差による補正値 ③	圧縮機	屋内型	冷媒相当配管長(片道) [m]		高低差 [m]	③冷房= ③暖房=	
能力補正	冷房能力[kW]: $H_{C} = \frac{H_c}{①冷房 \times ②冷房 \times ③冷房} =$					$H_c =$	
						$H_C =$	
	暖房能力[kW]: $H_{H} = \frac{H_h}{①暖房 \times ②暖房 \times ③暖房} =$					$H_h =$	
						$H_H =$	
加湿	有効加湿量 G_s [kg/h]: $G_s = 1.2 Q_o (x_1 - x_2) =$					$Q_o =$	
						$x_1 =$	
	Q_o : 外気量 [m³/h]					$x_2 =$	
	x_1 : 室内空気の絶対湿度 [kg/kg(DA)] x_2 : 設計用外気の絶対湿度 [kg/kg(DA)]					$G_s =$	
選定	形式		形番選定				
	電源周波数 [Hz]		圧縮機				
	定格冷房能力 [kW]		定格暖房能力 [kW]				
	圧縮機出力 [kW]		圧縮機の使用可能冷媒相当配管長(片道)限界 [m]				
補助電気ヒーターの有無及び容量		[kW]	圧縮機の高さ限界 [m]				
製造者名							
製造者記号							
形式							
冷房能力 [kW]							
圧縮機	電動機出力 [kW]						
	容量制御						
	圧縮機位置						
送風機	屋内	電動機出力 [kW]					
		送風量 [m³/h]					
		機外静圧 [Pa]					
屋外電動機出力 [kW]							
暖房能力 [kW]							
ヒーター	ヒーター種類						
	加熱能力 [kW]						
	温水入口温度 [°C]						
	温水流量 [L/min]						
	蒸気量 [kg/h]						
電気容量 [kW]							
加湿器	形式						
	有効加湿量 [kg/h]						
	消費電力 [kW]						
備考							

空気調和設備

マルチパッケージ形空気調和機の算定

(様式 機-27)

マルチパッケージ形空気調和機(室内機)		記号	系統			
冷房・暖房能力	冷房能力[kW]: $H_{ci} = \frac{K_4 \cdot K_5 \cdot q_{ci}}{1,000} =$				$q_{ci} =$	
					$H_{ci} =$	
	暖房能力[kW]: $H_{hi} = \frac{K_4 \cdot K_5 \cdot q_{hi}}{1,000} =$				$q_{hi} =$	
					$H_{hi} =$	
K_4 : 経年係数(=1.05) K_5 : 能力補償係数(=1.05) H_{ci} : 冷房能力[kW] H_{hi} : 暖房能力[kW] q_{ci} : 時刻別冷房全熱負荷の集計値の最大値[W] q_{hi} : 暖房負荷の集計値[W]						
補正值算出	補正值算定用諸元値					補正值
	室内吸込空気温度による補正值 ①	室内吸込空気温度 [°C]	冷房	DB	WB	①冷房=
			暖房	DB	WB	①暖房=
能力補正	冷房能力[kW]: $H_{ci1} = \frac{H_{ci}}{\text{①冷房}} =$				$H_{ci} =$	
					$H_{ci1} =$	
	暖房能力[kW]: $H_{hi1} = \frac{H_{hi}}{\text{①暖房}} =$				$H_{hi} =$	
					$H_{hi1} =$	
加湿	有効加湿量 G_s [kg/h]: $G_s = 1.2 Q_o (x_1 - x_2) =$				$Q_o =$	
					$x_1 =$	
	Q_o : 外気量 [m ³ /h]				$x_2 =$	
	x_1 : 室内空気の絶対湿度 [kg/kg(DA)] x_2 : 設計用外気の絶対湿度 [kg/kg(DA)]				$G_s =$	
選定	形式	形番選定				
	電源周波数 [Hz]	圧縮機駆動方式				
	定格冷房能力 (H_{ci2}) [kW]	定格暖房能力 (H_{hi2}) [kW]				
製造者名						
製造者記号						
形式						
冷房能力 [kW]						
送風機	屋内	電動機出力 [kW]				
		送風量 [m ³ /h]				
		機外静圧 [Pa]				
暖房能力 [kW]						
加湿器	形式					
	有効加湿量 [kg/h]					
	消費電力 [kW]					
備考						

空気調和設備

マルチパッケージ形空気調和機の算定

(様式 機-28)

マルチパッケージ形空気調和機(屋外機)		記号	系統					
冷房・暖房能力	冷房能力[kW]: $H_{co} = \frac{K_4 \cdot K_5 \cdot q_{co}}{1,000} =$					$q_{co} =$		
						$H_{co} =$		
	暖房能力[kW]: $H_{ho} = \frac{K_4 \cdot K_5 \cdot q_{ho}}{1,000} =$					$q_{ho} =$		
						$H_{ho} =$		
K_4 : 経年係数(=1.05) K_5 : 能力補償係数(=1.05) H_{co} : 冷房能力 [kW] H_{ho} : 暖房能力 [kW] q_{co} : 時刻別冷房全熱負荷の集計値の最大値 [W] q_{ho} : 暖房負荷の集計値 [W]								
補正值算出	補正值算定用諸元値					補正值		
	外気温度による補正值 ①	外気温度 [°C]	冷房	DB		WB		①冷房=
			暖房	WB		湿度 [%]		①暖房=
	冷媒管長さ及び高低差による補正值 ②	冷媒相当配管長 (片道) [m]				高低差 [m]		②冷房=
							②暖房=	
能力補正	冷房能力[kW]: $H_{co1} = \frac{H_{co}}{\text{①冷房} \times \text{②冷房}} =$						$H_{co} =$	
							$H_{co1} =$	
	暖房能力[kW]: $H_{ho1} = \frac{H_{ho}}{\text{①暖房} \times \text{②暖房}} =$						$H_{ho} =$	
							$H_{ho1} =$	
選定	形番選定		ガス種別					
	電源周波数 [Hz]		圧縮機駆動方式					
	定格冷房能力(H_{co2}) [kW]		定格暖房能力 (H_{ho2}) [kW]					
製造者名								
製造者記号								
冷房能力 [kW]								
電動機等	機器入力 [kW]							
	ガス消費量 [kW]							
	ガス種別							
暖房能力 [kW]								
備考								

空気調和設備

マルチパッケージ形空気調和機の算定

(様式 機-29)

室内機と屋外機の組合せの確認				記号	系統		
室内機出力	冷房	室内機記号	① 定格能力 [kW] (冷房 H_{ci2} 、暖房 H_{hi2})	② 室内吸込空気温度による補正值	③ 室内機出力 (① × ②) [kW] (冷房 H_{ci3} 、暖房 H_{hi3})		
						(合計) ④ H_{ci4} =	
	暖房						
					(合計) ⑤ H_{hi4} =		
屋外機冷暖房出力	屋外機記号						
	⑥ 定格能力 [kW]	⑦ 外気温度による補正值	⑧ 冷媒管長及び高低差による補正值	屋外機出力 (⑥ × ⑦ × ⑧) [kW]			
	冷房 H_{co2} =			⑨ H_{co3} =			
暖房 H_{ho2} =			⑩ H_{ho3} =				
確認							
各室内機に配分される冷暖房出力の確認 (⑨ < ④ 又は ⑩ < ⑤ となる場合)							
出力配分	冷房	室内機記号	③ 室内機出力 (① × ②) [kW] (冷房 H_{ci3} 、暖房 H_{hi3})	出力配分計算式	室内機に配分される出力 [kW] (冷房 H_{ci5} 、暖房 H_{hi5})	確認	室内機の必要出力 [kW] (冷房 H_{ci1} 、暖房 H_{hi1})
				$H_{ci5} = \frac{③}{④} \times ⑨$ $= \frac{H_{ci3}}{H_{ci4}} \times H_{co3}$			
	暖房			$H_{hi5} = \frac{③}{⑤} \times ⑩$ $= \frac{H_{hi3}}{H_{hi4}} \times H_{ho3}$			

設計計算書

平成 年 月

確認印					
-----	--	--	--	--	--

空気調和設備

開放式膨張タンクの算定

(様式 機-32)

配管内水量 V_1														
直径	管 長 [m]										単位内容積 [L/m]	水量 [L]		
	計 算					計								
合計														
機器内水量 V_2														
機器名	計 算										台数	水量 [L]		
合計														
開放式膨張タンクの算定														
配管内水量 V_1	[L]											比体積 [L/kg]	水温 [°C]	
機器内水量 V_2	[L]													
装置内全水量 $V=V_1+V_2$	[L]											最低使用温度時 v_1		
膨 張 量 $\Delta V=(v_2-v_1)V$	[L]											最高使用温度時 v_2		
膨張タンクの容量	$V_T=K \cdot \Delta V= 1.5 \times$										記号			
備 考	各種管径における単位内容積													
管 径	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300
単位内容積 [L/m]	0.20	0.37	0.60	1.00	1.36	2.20	3.62	5.12	8.71	13.44	18.92	32.91	50.75	72.92
水の比体積	水温 [°C]	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50		
	比体積 [L/kg]	1.0001	1.0000	1.0003	1.0009	1.0017	1.0029	1.0043	1.0058	1.0077	1.0098	1.0120		
	水温 [°C]	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100			
	比体積 [L/kg]	1.0143	1.0169	1.0196	1.0226	1.0257	1.0289	1.0322	1.0357	1.0393	1.0431			

空気調和設備

密閉形隔膜式膨張タンクの算定

(様式 機-33)

配管内水量 V_1				
管 径	管 長 [m]		単位内容積 [L/m]	水 量 [L]
	計 算	計		
合 計				
機 器 内 水 量 V_2				
機 器 名	計 算		台 数	水 量 [L]
合 計				
密 閉 形 隔 膜 式 膨 張 タ ン ク の 算 定				
配管内水量 V_1 [L]		比体積		水 温
機器内水量 V_2 [L]		[L/kg]		[°C]
装置内全水量 $V=V_1+V_2$ [L]		最低使用温度時	v_1	
膨 張 量 $\Delta V=(v_2-v_1)V$ [L]		最高使用温度時	v_2	
膨張タンクの最低使用圧力 P_1 (=a+b+c) [kPa(絶対圧力)] (膨張タンク空気室初期充てん圧力)		a: 膨張タンクに加えられる補給水圧力(=(接続位置補給水圧力)-(補給水接続位置から膨張タンク設置位置までの損失圧力)) [kPa] b: 循環ポンプにより膨張タンクに加えられる圧力 [kPa] c: 大気圧力(=101.325) [kPa]		
$P_{1(A)}=a+b+c =$ <input type="text"/> $P_{1(B)}=a+b+c =$ <input type="text"/>				
膨張タンク内の圧力が P_1 の状態から水の膨張による圧力上昇として許容できる幅 $\Delta P (=d-(e+f+g))$ [kPa]		d: 逃し弁セット圧力 [kPa] e: 逃し弁に対する余裕(=d×0.1) [kPa] f: 逃し弁に加えられる補給水圧力(=(接続位置補給水圧力)-(補給水接続位置からの逃し弁接続位置までの損失圧力)) [kPa] g: 循環ポンプにより逃し弁に加えられる圧力(=(循環ポンプの吐出揚程)-(循環ポンプから逃し弁接続位置までの損失圧力)) [kPa]		
$\Delta P_{(A)}=d-(e+f+g) =$ <input type="text"/> $\Delta P_{(B)}=d-(e+f+g) =$ <input type="text"/>				
膨張タンクの最高使用圧力 P_2 (= $P_1+\Delta P$) [kPa(絶対圧力)]		密閉形隔膜式膨張タンクの最小有効容積 V_T [L]	$V_{T(A)}$	$V_{T(B)}$
$P_{2(A)}=P_{1(A)}+\Delta P_{(A)} =$ <input type="text"/> $P_{2(B)}=P_{1(B)}+\Delta P_{(B)} =$ <input type="text"/>		$V_T = \frac{\Delta V}{1 - \frac{P_1}{P_2}}$	$=$ <input type="text"/>	$=$ <input type="text"/>

設計計算書

平成 年 月

確認印					
-----	--	--	--	--	--

空気調和設備
換気量の算定

(様式 機-44)

熱源機械室・電気室等の換気(1)					
系統名	室名	換気種別	計 算 式	計 算	備 考
熱源 機械室	ボイラー室等 (吸収冷温水機 設置室)	1	イ) 給気量 Q_1 [m ³ /h] $Q_1 = \frac{1,000(H_1+H_2)}{0.33(t_1-t_2)} + V \cdot q$ H_1 : 機器本体からの放熱量 [kW] H_2 : 煙道からの放熱量 [kW] $H_2 = A \cdot K(t_3-t_1)/1,000$ A : 煙道表面積 [m ²] K : 煙道(断熱材及び外装材を含む)の熱通過率 [W/(m ² ·K)] t_1 : ボイラー室等許容最高温度 (=40℃) t_2 : 設計外気温度 [℃] t_3 : 煙道内温度(機器排ガス温度) [℃] V : ボイラー等の消費熱量 [kW] q : 1kW当たりの必要空気量 (=1.204m ³ /kW·h) ρ : 燃料密度(ガスの場合は不要)	$H_1 =$ [] + [] $H_2 =$ [] $V = \frac{C \cdot H}{3,600}$ (液体燃料の場合) $\left(\frac{C \cdot \rho_o \cdot H_o}{3,600} \right)$ $Q_1 =$ [] $Q_2 =$ [] $Q_2 \div$ []	バーナー燃焼量 $C =$ ρ_o (ガスの場合は不要) $=$ H (ガス燃料) $=$ H_o (液体燃料) $=$ $A =$ $K =$ $t_1 =$ $t_2 =$ $t_3 =$ $V =$ $q =$
			ロ) 排気量 Q_2 [m ³ /h] $Q_2 = Q_1 - V \cdot q$		
(仮定)	コージェネレーションシステムの 機器設置室	1	イ) 給気量 Q_1 [m ³ /h] $Q_1 = V_1 + V_2$ V_1 : 室温上昇を抑えるために必要な空気量 [m ³ /h] $V_1 = \frac{G \cdot H \cdot f + P \cdot \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \cdot 3,600}{1.2(t_1 - t_2)}$ G : 燃料ガス消費量 [m ³ (N)/h] H : 燃料ガス低位発熱量 [kJ/m ³ (N)] f : 機関の放散損失率 (=0.03) P : 発電機の定格出力 [kW] η : 発電機効率 (=0.916~0.918) t_1 : コージェネレーション設置室許容最高温度 (=40℃) t_2 : 夏期設計外気温度 [℃] V_2 : 燃焼に必要な空気量 [m ³ /h] $V_2 = a \cdot G \cdot \varepsilon \cdot \frac{273+t_2}{273}$ a : 完全燃焼理論空気量 ε : 空気過剰率	$V_1 =$ [] $V_2 =$ [] $Q_1 =$ [] $Q_2 =$ []	$G =$ $H =$ $f =$ $P =$ $\eta =$ $t_1 =$ $t_2 =$ $a =$ $\varepsilon =$
			ロ) 排気量 Q_2 [m ³ /h] $Q_2 = V_1$		

空気調和設備

換気量の算定

(様式 機-45)

熱源機械室・電気室等の換気(2)						
系統名	室名	換気種別	計 算 式		計 算	備 考
(仮定)	冷凍機室	1	法定冷凍トン 20~100 未満の場合	$Q_1 = 0.4 \times 60 T$ [m ³ /h] T : 法定冷凍トン	$Q_1 =$ _____ \approx _____	$T =$
			法定冷凍トン 100 以上の場合	$Q_1 = 2 \times 60 T^{0.65}$ [m ³ /h]	$Q_1 =$ _____ \approx _____	$T =$
			室容積による 場 合	$Q_2 = A_v \cdot n$ [m ³ /h] A_v : 室容積 [m ³] n : 換気回数(=5回/h)	$Q_2 =$ _____ $=$ _____	$A_v =$ $n =$
			$Q = Q_1$ 又は Q_2 ($Q_1 > Q_2$ の場合: Q_1) ($Q_1 < Q_2$ の場合: Q_2)	$Q =$ _____ [m ³ /h]		
(仮定)	電気室	1	$Q = \frac{1,000H}{0.33(t_1 - t_2)}$ [m ³ /h] H : 変圧器の発熱量 [kW] t_1 : 電気室許容最高温度 (=40°C) t_2 : 夏期設計外気温度 [°C] 冷房設備を併設する場合は 中間期外気温度 (夏期設計外気温度×0.8)	$Q =$ _____ \approx _____	$H =$ $t_1 =$ $t_2 =$	
(仮定)	エレベーター機械室	3	$Q = \frac{1,000H_E}{0.33(t_1 - t_2)}$ [m ³ /h] $H_E = 0.00116 L \cdot V \cdot F \cdot N$ (ロ-プ式の場合) H_E : エレベーター機器の発熱量 [kW] t_1 : エレベーター機械室許容最高温度(=40°C) t_2 : 夏期設計外気温度 [°C] (冷房設備を併設する場合は、 中間期外気温度 (夏期設計外気温度×0.8)) L : 1台当りの積載量 [kg/台] V : 定格速度 [m/min] F : 起動頻度係数 N : 台数 [台]	$H_E =$ _____ \approx _____ $Q =$ _____ \approx _____	$t_1 =$ $t_2 =$ $L =$ $V =$ $F =$ _____ $N =$	

空気調和設備

換気量の算定

(様式 機-46)

CO2 濃度を基準とした算定					
系統名	室名	換気種別	計算式	備考	
(仮定)	〇〇室		$Q = \frac{M}{K - K_0} A \cdot n \quad [\text{m}^3/\text{h}]$ <p> M: 1人当りCO₂発生量 [m³/(h・人)] K: 定常状態における室内CO₂許容濃度 [m³/m³] K_0: 外気中のCO₂濃度 [m³/m³] A: 居室の床面積 [m²] n: 居室の人員密度 [人/m²] </p>	$Q =$ <input type="text"/> $=$ <input type="text"/>	$M =$ $K =$ $K_0 =$ $A =$ $n =$
温湿度制御を目的とした算定					
系統名	室名	換気種別	計算式	備考	
(仮定)	〇〇室		温度制御の場合 $Q = \frac{1,000 H_s}{0.33(t_r - t_o)} \quad [\text{m}^3/\text{h}]$ <p> H_s: 室内発生顕熱 [kW] t_r: 室内許容温度 [°C] t_o: 導入外気温度 [°C] </p>	$Q =$ <input type="text"/> $=$ <input type="text"/> m ³ /h	$H_s =$ $t_r =$ $t_o =$
(仮定)	〇〇室		湿度制御の場合 $Q = \frac{W}{1.2(x_i - x_o)} \quad [\text{m}^3/\text{h}]$ <p> W: 室内水蒸気発生量 [kg/h] x_i: 室内許容絶対湿度 [kg/kg(DA)] x_o: 導入外気絶対湿度 [kg/kg(DA)] </p>	$W =$ <input type="text"/> $=$ <input type="text"/> $Q =$ <input type="text"/> $=$ <input type="text"/> m ³ /h	$LH =$ (室内潜熱負荷) $x_i =$ $x_o =$
ホルムアルデヒドの発散を基準とした算定					
系統名	室名	換気種別	計算式	備考	
(仮定)	〇〇室		$Q = \frac{E_m}{C_i} S_m \quad [\text{m}^3/\text{h}]$ <p> E_m: C_iに対する材料のホルムアルデヒド発散速度 [μg/(m²・h)] C_i: ホルムアルデヒド基準濃度 [μg/m³] S_m: 材料の面積 [m²] </p>	$Q =$ <input type="text"/> $=$ <input type="text"/> m ³ /h	$E_m =$ $C_i =$ $S_m =$

空気調和設備

換気量の算定

(様式 機-47)

喫煙室の換気					
ア 喫煙臭を基準とした必要換気量					
系統名	室名	換気種別	計算式	計算	備考
(仮定)	喫煙室		$Q = \frac{W}{S} \quad [\text{m}^3/\text{h}]$ $W = n \cdot A \cdot L \cdot N$ <p> W: 喫煙量 $[\text{mg}/\text{h}]$ S: 喫煙臭を軽度につため のたばこ燃焼量/換気量 $[\text{mg}/\text{m}^3]$ n: 人員密度 $[\text{人}/\text{m}^2]$ A: 喫煙スペースの床面積 $[\text{m}^2]$ L: たばこ1本当たりの燃焼量 $[\text{mg}/\text{本}]$ N: 喫煙者1人換算時の1時間 当たりの喫煙本数 $[\text{本}/(\text{h} \cdot \text{人})]$ </p>	$Q =$ $=$ $W =$ $=$	$S =$ $n =$ $A =$ $L =$ $N =$
イ 空気清浄装置の循環風量					
系統名	室名	換気種別	計算式	計算	備考
(仮定)	喫煙室		$Q_r' = \frac{M_1 - (C - C_o) \cdot Q}{C \cdot \eta'}$ $M_1 = n \cdot A \cdot L_2 \cdot N$ <p> Q_r': 室内設置形空気清浄装置の 循環風量 $[\text{m}^3/\text{h}]$ M_1: 浮遊粉じん発生量 $[\text{mg}/\text{h}]$ C: 設計用室内粉じん濃度 $[\text{mg}/\text{m}^3]$ C_o: 設計用外気粉じん濃度 $[\text{mg}/\text{m}^3]$ η': 室内設置形空気清浄装置の 粒子捕集率 $[\%]$ L_2: たばこ1本当たりの浮遊粉じん 発じん量 $[\text{mg}/\text{本}]$ </p>	$Q_r' =$ $=$ $M_1 =$ $=$	$C =$ $C_o =$ $Q =$ $\eta' =$ $n =$ $A =$ $L_2 =$ $N =$
冷媒が漏えいした場合の部屋の限界濃度					
系統名	室名	換気種別	計算式	計算	備考
(仮定)	〇〇室		$L_d \geq \frac{R}{V} \quad [\text{kg}/\text{m}^3]$ $L_d (=0.3(\text{R407C}), =0.42(\text{R410A}))$ <p> R: 冷媒系統の全冷媒充てん量 $[\text{kg}]$ V: 冷媒を内蔵した機器を設置した 部屋の最小室内容積 $[\text{m}^3]$ </p>	$\frac{R}{V} =$ \approx $0.31 \geq$ (R407C) $0.42 \geq$ (R410A)	$R =$ $V =$

空気調和設備

室内防音計算

(様式 機-48)

室内防音計算										
階	系統	室名	[m ²]				許容騒音 (NC値)			
機 器			吹 出 口 等				備 考			
機 器 名			形 式							
形 式			風 量 Q [m ³ /h]							
風 量 Q [m ³ /h]			気 流 速 度 [m/s]							
静 圧 P [Pa]			実効吹出口数(個数2以上は2)							
種 別		計 算						備 考		
分岐による減音量 R [dB] (各周波数共通)	Q_M : 分岐前風量 [m ³ /h]		Q_B : 分岐後風量 [m ³ /h]							
	Q_{M1}	Q_{B1}	Q_{M2}	Q_{B2}	Q_{M3}	Q_{B3}	Q_{M4}	Q_{B4}		
	風量: Q_M Q_B									
	$R=10 \log_{10}(Q_M/Q_B)$									
合 計										
消音チャ バ ー の 減 音 量 R_c [dB]	消音チャン バ ー の 諸 元	W_w, L_w, H_w : チャンバー内側寸法 [m] S_w : チャンバー内側の表面積 [m ²] W_e, L_e : チャンバー出口寸法 [m] S_e : 出口断面積 [m ²]								
		W_w	L_w	H_w	S_w	W_e	L_e	S_e	吸音材	
		消音チャン バ ー								
		消音ボク ス								
	内張り吸音材の 吸音率 d	中心周波数 [Hz]								
		材質	63	125	250	500	1,000	2,000	4,000	
		GW25t	0.02	0.03	0.22	0.69	0.91	0.96	0.99	
	各消音チャン バ ー の 各 減 音 量 $R_c = 10 \log_{10}(\frac{A}{S_e})$ $A = S_w d$	消音チャン バ ー								
		消音ボク ス								
		合 計								
実効吹出数による効果 NR [dB]		$NR = 10 \log_{10} N_e$		$10 \log_{10} =$				$N_e =$		
指向性による 効果 K_r [dB]	D : 方向係数 r : 吹出口から計算点までの距離 [m] R : 室定数 [m] A : 室内面の表面積 [m ²] α : 室内平均吸音率									
	$K_r = 10 \log_{10}(\frac{D}{4\pi r^2} + \frac{4}{R})$								$D =$ $r =$ $A =$ $\alpha =$	
		ここに、 $R = \frac{A \alpha}{1 - \alpha}$								
		中心周波数 [Hz]								
		63	125	250	500	1,000	2,000	4,000	備 考	
1	相対バンドパワーレベル K_B									
	発生騒音パワーレベル $PWL_B = K_B + 10 \log_{10}(Q/3,600) + 20 \log_{10} P + C$									
2	減 音 要 素	消音チャン バ ー R_c								
		直角エルボ								
		分岐による減音 R								
		その他								
3	ダクト内騒音 PWL_d									
4	許容騒音 (NC値)									
5	実効吹出数による効果 NR									
	指向性による効果 K_r									
吹出口発生騒音による許容値の修正										
6	修正許容騒音 PWL_{dd}									
7	必要減音量 $WL_d - PWL_{dd}$ (0以下なら減音措置は不要)		0以下は-と表記							

空 気 調 和 設 備

煙 突 ・ 煙 道 の 算 定

(様式 機-49)

煙 突 ・ 煙 道 (排 ガ ス 量) の 算 定			系 統	
標準燃焼量				
燃料種類		低位発熱量	$H_1 =$	
		計 算 式	計 算	備 考
燃料消費量		$Q = C$ [m ³ (N)/h] C : 標準燃焼量 [m ³ (N)/h]	$Q =$	C =
		$Q = C \rho_o$ [kg/h] C : 標準燃焼量 [L/h] ρ_o : 液体燃料の密度 [kg/L]	$Q =$	C = $\rho_o =$
機器出口排ガス温度		$t_b =$ [°C]		
煙突入口排ガス温度		$t_{g1} = t_b - L \cdot \Delta t$ [°C] L : 煙道長さ [m] Δt : 煙道内の温度降下 [°C/m]	$t_{g1} =$ =	L = $\Delta t =$
煙突出口排ガス温度		$t_{g2} = t_{g1} - H_c \cdot \Delta t$ [°C] H_c : 煙突高さ [m] Δt : 煙突内の温度降下 [°C/m]	$t_{g2} =$ =	$H_c =$ $\Delta t =$
煙道内排ガス平均温度		$t_f = (t_b + t_{g1}) / 2$ [°C]	$t_f =$ =	
煙突内排ガス平均温度		$t_g = t_{g1} - 0.6(t_{g1} - t_{g2})$ [°C]	$t_g =$ =	
外 気 の 密 度		$\rho_a = 353 / (273 + t_a)$ [kg/m ³] t_a : 外気温度 [°C]	$\rho_a =$ =	$t_a =$
排ガスの平均密度		煙道内 ρ_{g1} [kg/m ³] $\rho_{g1} = 358 / (273 + t_f)$	$\rho_{g1} =$ =	$t_f =$
		煙突内 ρ_{g2} [kg/m ³] $\rho_{g2} = 358 / (273 + t_g)$	$\rho_{g2} =$ =	$t_g =$
		煙道内 ρ_{g1} [kg/m ³] $\rho_{g1} = 342 / (273 + t_f)$	$\rho_{g1} =$ =	$t_f =$
		煙突内 ρ_{g2} [kg/m ³] $\rho_{g2} = 342 / (273 + t_g)$	$\rho_{g2} =$ =	$t_g =$
理論空気量		$L_o =$		
理論排ガス量		$G_o =$		
標準単位排ガス量		$G_N = G_o + (m-1)L_o$ [m ³ (N)/kg] m : 空気比	$G_N =$ =	m =
単位排ガス量	煙道内 G_{tf}	$G_{tf} = G_N (273 + t_f) / 273$ [m ³ /kg] t_f : 煙道内排ガス平均温度 [°C]	$G_{tf} =$ =	$t_f =$
	煙突内 G_{tg}	$G_{tg} = G_N (273 + t_g) / 273$ [m ³ /kg] t_g : 煙突内排ガス平均温度 [°C]	$G_{tg} =$ =	$t_g =$
排ガス量	煙道内 G_f	$G_f = G_{tf} \cdot Q$ [m ³ /h]	$G_f =$ =	Q = $G_f =$
	煙突内 G_c	$G_c = G_{tg} \cdot Q$ [m ³ /h]	$G_c =$ =	Q = $G_c =$

空気調和設備
煙突・煙道の算定

(様式 機-50)

煙突・煙道（煙突高さ、煙突断面積）の算定										
煙道内排ガス平均流速 V_f [m/s]、煙突内排ガス平均流速 V_c [m/s] を風速(3~5) [m/s] の範囲で仮定する。										
ここでは、 $V_f =$ <input type="text"/> [m/s] $V_c =$ <input type="text"/> [m/s] と仮定する										
排ガス量		煙道内 G_f [m ³ /h]								
		煙突内 G_c [m ³ /h]								
断面積	煙道部 A_f	$A_f = G_f / (3,600 \cdot V_f)$ [m ²]			$A_f =$					$V_f =$
	煙突部 A_c	$A_c = G_c / (3,600 \cdot V_c)$ [m ²]			$A_c =$					$V_c =$
直径 (等価直径)	煙道部 $D_f (D_{f0})$	$D_f = 1.13 \sqrt{A_f}$ 、 $D_{f0} = 4A_f / P_f$ P_f : 煙道内面の周長 [m]			$D_f =$					$A_f =$
	煙突部 $D_c (D_{c0})$	$D_c = 1.13 \sqrt{A_c}$ 、 $D_{c0} = 4A_c / P_c$ P_c : 煙突内面の周長 [m]			$D_c =$					$A_c =$
煙突の高さと H_c [m]、煙道の断面積 $D_f (D_{f0})$ 、 $D_c (D_{c0})$ [mm] を仮定し、 $Z > h_z$ となるまで計算を繰り返す。										
上記の計算と、図面よりここでは $H_c =$ <input type="text"/> $D_f =$ <input type="text"/> $D_c =$ <input type="text"/> と仮定する。										
すると、煙道内排ガス平均流速 V_f [m/s]、煙突内排ガス平均流速 V_c [m/s] は										
$V_f = 1.27 \times G_f / ((D_f)^2 \cdot 3,600) =$ <input type="text"/> [m/s]										
$V_c = 1.27 \times G_c / ((D_c)^2 \cdot 3,600) =$ <input type="text"/> [m/s] と再計算される。										
この値を用いて、通風力 (Z) が通風抵抗 (h_z) より大きいことを確認する。										
		計 算 式				計 算			備 考	
煙道の通風力		$Z_1 = H_f \cdot g (\rho_a - \rho_{g1})$ H_f : 煙道の通風高さ(図面より) [m] ρ_a : 外気の密度 [kg/m ³] ρ_{g1} : 煙道内排ガスの平均密度 [kg/m ³] g : 重力加速度 (=9.81)				$Z_1 =$ <input type="text"/> = <input type="text"/>			$H_f =$ $\rho_a =$ $\rho_{g1} =$	
煙突の通風力		$Z_2 = H_c \cdot g (\rho_a - \rho_{g2})$ H_c : 煙突高さ [m] ρ_a : 外気の密度 [kg/m ³] ρ_{g2} : 煙突内排ガスの平均密度 [kg/m ³] g : 重力加速度 (=9.81)				$Z_2 =$ <input type="text"/> = <input type="text"/>			$H_c =$ $\rho_a =$ $\rho_{g2} =$	
送風機による強制通風力						$Z_3 =$				
通風力の合計		$Z = Z_1 + Z_2 + Z_3$ [Pa]				$Z =$ <input type="text"/>				
		計 算 式				備 考				
摩擦抵抗	煙道部 h_{f1}	$h_{f1} = \lambda \cdot \frac{L}{D_f} \cdot \frac{V_f^2}{2} \cdot \rho_{g1}$ [Pa]				λ : 摩擦抵抗係数 (金属板0.03 RC その他0.06) ζ : 抵抗係数 L : 煙道の長さ(図面より) <input type="text"/> m H_c : 煙突の高さ <input type="text"/> m D_f : 煙道直径 <input type="text"/> m D_c : 煙突直径 <input type="text"/> m V_f : 煙道内排ガス平均流速 <input type="text"/> m/s V_c : 煙突内排ガス平均流速 <input type="text"/> m/s ρ_{g1} : 煙道内排ガスの平均密度 <input type="text"/> kg/m ³ ρ_{g2} : 煙突内排ガスの平均密度 <input type="text"/> kg/m ³ $D_c = \frac{4A}{P}$ D_c : 等価直径 <input type="text"/> m A : 断面積 <input type="text"/> m ² P : 内面の周長 <input type="text"/> m				
	煙突部 h_{c1}	$h_{c1} = \lambda \cdot \frac{H_c}{D_c} \cdot \frac{V_c^2}{2} \cdot \rho_{g2}$ [Pa]								
局部抵抗	煙道部 h_{f2}	$h_{f2} = \zeta \cdot \frac{V_f^2}{2} \cdot \rho_{g1}$ [Pa]								
	煙突部 h_{c2}	$h_{c2} = \zeta \cdot \frac{V_c^2}{2} \cdot \rho_{g2}$ [Pa]								
煙突排出部の通風抵抗 h_d		$h_d = \frac{V_c^2}{2} \cdot \rho_{g2}$ [Pa]								
機器内抵抗 h_b		$h_b =$ [Pa]								
通風抵抗の合計 h_z		$h_z = h_{f1} + h_{c1} + h_{f2} + h_{c2} + h_d + h_b$								
種 類	排ガス量 [m ³ /h]	平均密度 [kg/m ³]	排ガス流速 [m/s]	煙路寸法 (直径)[m]	動 圧 [Pa]	長 さ [m]	摩擦抵抗 係数 λ	抵 抗 係 数 ζ	抵 抗 [Pa]	抵 抗 計 [Pa]
確 認 $Z > h_z$		Z 値		h _z 値		寸 法 煙 道 煙突 ϕ [m] × H _z [m]				

