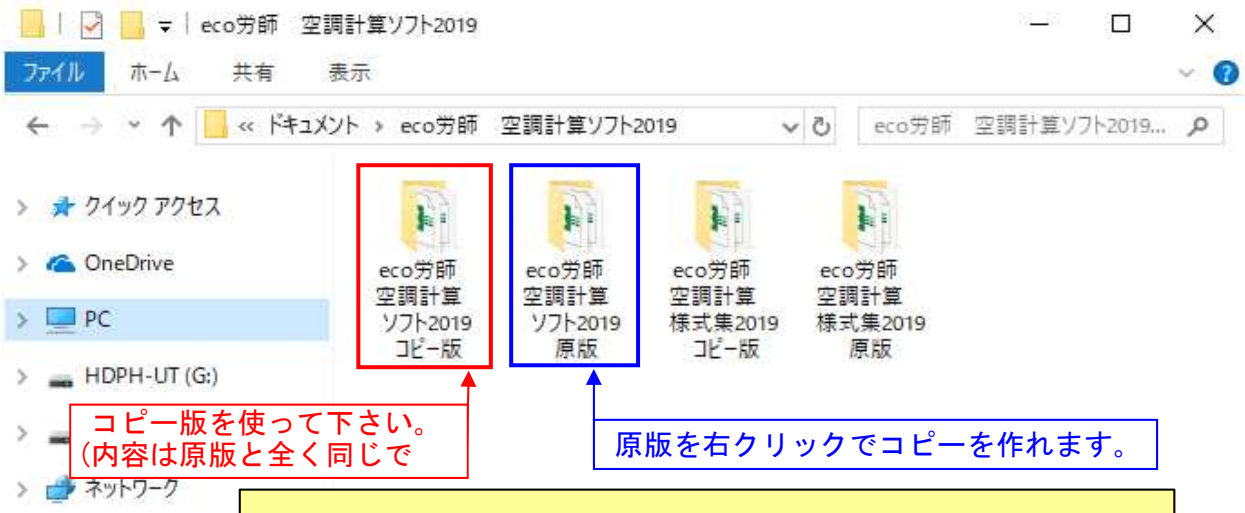
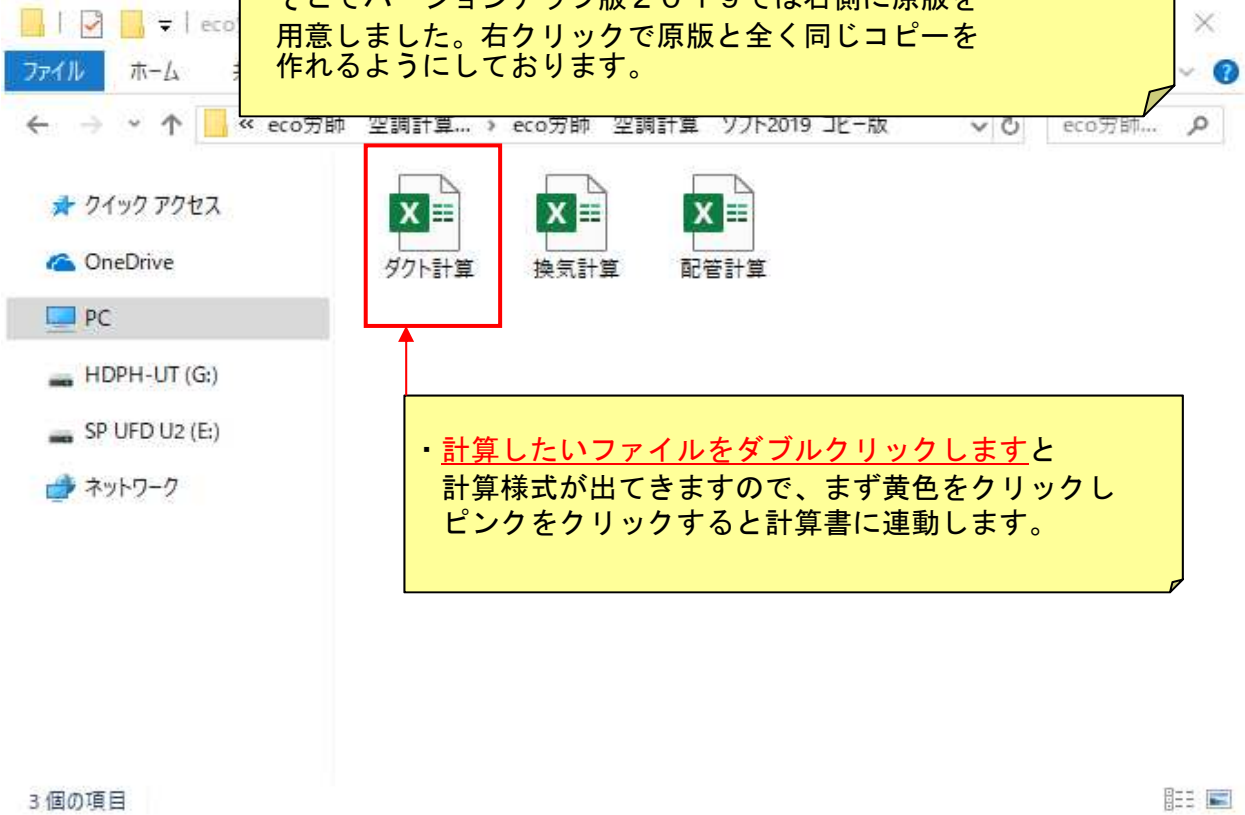


コピー版を使って下さい。
(内容は原版と全く同じで

原版を右クリックでコピーを作れます。

・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２０１９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。



・計算したいファイルをダブルクリックしますと
　計算様式が出てきますので、まず黄色をクリックし
　ピンクをクリックすると計算書に連動します。

Ｅｘｃｅｌのマクロを有効にする方法について

Excelを立ち上げる
⇩
ファイル釦
⇩
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
　使用するのがよいかと思います。
・マイクロソフト社もＷｉｎｄｏｗｓが
　６４ビット版を使用していても
　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
　ですので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。

※　Excel2000,2003は使えません。

はじめにお読み下さい。

（一社）日本設備設計事務所協会連合会は「労働時間の短縮」と「技術の平準化」を目的として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したが、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。

・1,000m^3/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が欲しい。

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３０年版）の様式 1～様式 69 迄全てエクセルで用意しております。入力例は計算書作成の手引と同じように入れております。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。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

ダクト材料の絶対粗度

ダクト材料	粗さの範囲〔mm〕	本ソフトの絶対粗度〔m〕
新しい炭素鋼鋼管	0.03	0.3×10^{-4}
塩ビ丸ダクト	0.09～0.043	0.43×10^{-4}
スパイラルダクト	0.09	0.9×10^{-4}
亜鉛鉄板（板状）	0.15	1.5×10^{-4}
フレキシブルダクト（金属）	1.2192～2.1336	21.34×10^{-4}
フレキシブルダクト（アルミ）	1.2192～2.1336	21.34×10^{-4}
フレキシブルダクト（ワイヤと繊維）	1.0668～4.572	45.72×10^{-4}
フレキシブルダクト（塩ビ）	1.0668～4.572	45.72×10^{-4}
コンクリートダクト	0.3048	30.48×10^{-4}
アルミダクト	0.03～0.061	0.61×10^{-4}

※ASHRAE Handbook 参照

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。ＳＩ単位以前はｍ当り 0.1mmAq を基準にしていましたが現在は 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って下さい。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な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います。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(抵抗基準)

ﾀﾞｸﾄ材料： ｽﾊﾟｲﾗﾙﾀﾞｸﾄ

絶対粗度 ε ＝ 0.90 $\times 10^{-4}$

空気の密度 P ＝ 1.20 [kg/m³]

摩擦抵抗損失の目標値： 1.0 [Pa/m]

風　量	算　定			決　定		
Q [m³/h]	ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	風速 v [m/s]	圧力損失 [Pa/m]	ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	風速 v [m/s]	圧力損失 [Pa/m]
1,000	0.300	3.93	0.62	0.275	4.68	0.95
2,000	0.350	5.77	1.05	0.350	5.77	1.05
3,000	0.450	5.24	0.64	0.400	6.63	1.15
5,000	0.600	4.91	0.40	0.500	7.07	0.99
10,000	0.700	7.22	0.68	0.650	8.37	0.98
20,000	0.900	8.73	0.72	0.850	9.79	0.96

ダクト径の単位は[m]です。注意して下さい。(以降共通です。)

計算式の説明

・ドロップダウンリストよりスパイラルダクトを選択してみました。絶対粗度が自動で表示されますがこの数値は材料によって異なります。粗度の値が大きい程空気が通る面が粗いということです。

・次に目標値を選択します。1.0でも1.5でも大風量以外は余り変わりません。風量を入力するとダクト径、風速、圧力損失が算定されます。

・このままでよければ自動算定された数値を参考にすればよいのですが、どうしても目標値に近づけたい場合は決定欄へダクト径で調整します。スパイラルダクトの場合はメーカーが標準で製作している径を入力します。亜鉛鉄板の場合は矩形ダクトに変換するためこの限りではありません。できるだけ目標圧損になるよう調整して下さい。

直管ﾀﾞｸﾄの圧力損失 ΔP_t [Pa/m]

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

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

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

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

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＝ ﾚｲﾉﾙｽﾞ数

ν ＝ 動粘性係数 [m²/s] (=1.50×10⁻⁵ (20℃))

μ ＝ 粘性係数 (=1.8×10⁻⁵ (20℃))

Q＝ 風量 [m³/h]

円形直管ダクトの算定(抵抗基準)

ﾀﾞｸﾄ材料： 塩ﾋﾞ丸ﾀﾞｸﾄ

絶対粗度 ε ＝ 0.43 $\times 10^{-4}$

空気の密度 P ＝ 1.20 [kg/m³]

摩擦抵抗損失の目標値： 1.5 [Pa/m]

風　量	算　定			決　定		
Q [m³/h]	ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	風速 v [m/s]	圧力損失 [Pa/m]	ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	風速 v [m/s]	圧力損失 [Pa/m]
1,000	0.300	3.93	0.59	0.250	5.66	1.44
2,000	0.350	5.77	0.99	0.320	6.91	1.53
3,000	0.400	6.63	1.08	0.375	7.55	1.49
5,000	0.500	7.07	0.93	0.450	8.73	1.56
10,000	0.600	9.82	1.37	0.590	10.16	1.49
20,000	0.800	11.05	1.21	0.770	11.93	1.46

計算式の説明

・塩ビ丸ダクトで選択すると絶対粗度はスパイラルダクトに比べて半分位になります。
　つまり内面がツルツルしているということです。
・塩ビ管の場合、メーカー標準品の径を決定欄に入力します。
・塩ビ管で0.32φ以降は現実にはありません。便宜上1.5〔Pa/m〕に近づけたいために
　入力してみました。亜鉛鉄板ダクトに内面塩ビコーティングしたダクトを使用する場合
　はダクト材を塩ビ丸ダクトで算定すればよろしいかと思います。

直管ﾀﾞｸﾄの圧力損失 ΔP_t [Pa/m]

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

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

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

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

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＝ ﾚｲﾉﾙｽﾞ数
ν ＝ 動粘性係数 [m²/s] (=1.50×10⁻⁵ (20℃))
μ ＝ 粘性係数 (=1.8×10⁻⁵ (20℃))
Q＝ 風量 [m³/h]

円形直管ダクトの算定(抵抗基準)

ﾀﾞｸﾄ材料： 亜鉛鉄板(板状)

絶対粗度 ε ＝ 1.50 $\times 10^{-4}$

空気の密度 P ＝ 1.20 [kg/m³]

摩擦抵抗損失の目標値： 1.0 [Pa/m]

風　量	算　定			決　定		
Q [m³/h]	ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	風速 v [m/s]	圧力損失 [Pa/m]	ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	風速 v [m/s]	圧力損失 [Pa/m]
1,000	0.300	3.93	0.65	0.275	4.68	1.00
2,000	0.350	5.77	1.11	0.355	5.61	1.03
3,000	0.450	5.24	0.68	0.410	6.31	1.08
5,000	0.600	4.91	0.42	0.500	7.07	1.05
10,000	0.700	7.22	0.72	0.650	8.37	1.05
20,000	0.900	8.73	0.77	0.850	9.79	1.02

計算式の説明

・現場で施工されるのが矩形ダクトの場合はダクト材料は亜鉛鉄板(板状)を選択します。
・決定欄でできるたけ目標圧損になるよう調整して下さい。但し、あまり神経質に合わす必要はありません。大まかで結構です。
・設計基準をはじめ専門書にあるダクト摩擦損失線図は亜鉛鉄板の場合を示しています。アルミダクト、建築のコンクリートを使用する場合があります。どのようなダクト材でも粗度さえわかれば自在に操れます。

直管ﾀﾞｸﾄの圧力損失 ΔP_t [Pa/m]

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

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

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

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

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＝ ﾚｲﾉﾙｽﾞ数
ν ＝ 動粘性係数 [m²/s] (=1.50×10⁻⁵ (20℃))
μ ＝ 粘性係数 (=1.8×10⁻⁵ (20℃))
Q＝ 風量 [m³/h]

円形直管ダクトの算定(風速基準)

ﾀﾞｸﾄ材料： ｽﾊﾟｲﾗﾙﾀﾞｸﾄ

絶対粗度 ε ＝ 0.90 $\times 10^{-4}$

空気の密度 P ＝ 1.20 [kg/m³]

ﾀﾞｸﾄ内風速の目標値： 20.0 [m/s]

風　量	算　定			決　定		
Q [m³/h]	ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	風速 v [m/s]	圧力損失 [Pa/m]	ﾀﾞｸﾄ径 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。

直管ﾀﾞｸﾄの圧力損失 ΔP_t [Pa/m]

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

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

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

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

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＝ ﾚｲﾉﾙｽﾞ数

ν ＝ 動粘性係数 [m²/s] (=1.50×10⁻⁵ (20℃))

μ ＝ 粘性係数 (=1.8×10⁻⁵ (20℃))

Q＝ 風量 [m³/h]

ダ ク ト の 換 算

円 形 か ら 長 方 形

円形ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	長 辺 a [m]	短 辺 b [m]	備 考	円形ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	長 辺 a [m]	短 辺 b [m]	備 考

計算式の説明
・下の公式はASHAE研究所の実験データから出来ています。
・長辺と短辺が決まれば円形ダクト径は正確に算出されます。
・現場では円形から長方形に変換はよく使いますが、長方形から円形は余り使いません。

長 方 形 か ら 円 形

長 辺 a [m]	短 辺 b [m]	円形ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	備 考	長 辺 a [m]	短 辺 b [m]	円形ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	備 考
0.40	0.20	0.300		1.00	0.30	0.570	
0.50	0.30	0.420		1.50	0.50	0.910	
0.60	0.40	0.530		2.00	0.80	1.350	

公式

$$d = 1.3\left[\frac{(a \cdot b)^5}{(a+b)^2}\right]^{1/8}$$

d：相当直径 [m]

a、b：長方形ﾀﾞｸﾄの長辺、短辺 [m]

ダ ク ト の 換 算

円 形 か ら 長 方 形

円形ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	長　辺 a [m]	短　辺 b [m]	備　考	円形ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	長　辺 a [m]	短　辺 b [m]	備　考
0.275	0.30	0.20					
0.355	0.40	0.25					
0.410	0.40	0.34					
0.500	0.50	0.42					
0.650	0.60	0.57					
0.850	1.20	0.52					
0.300	0.70	#N/A					

長 方 形 か ら 円 形

長　辺 a [m]	短　辺 b [m]	円形ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	備　考	長　辺 a [m]	短　辺 b [m]	円形ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	備　考

計算式の説明

・円形直管ダクトの算定シートでダクト径が決定されると矩形ダクトに変換する場合にこのシートを使います。

・長辺は必ずダクト径以上の数値を入力して下さい。(逆は不可です。)

・ダクト径0.3の場合、長辺0.7と入力すると計算されていません。一般的にアスペクト比は4:1までとするのが適当です。本ソフトは便宜上5:1まで算出できるようにしていますがそれ以上は計算しないようにしてあります。

・公式は長辺と短辺がわかれば円形ダクト径が算出できますが、逆は完全に正確な値は出来ません。出来なくてもダクトの換算(円形から長方形へ)のシートで修正できます。

公式

$$d = 1.3\left[\frac{(a \cdot b)^5}{(a+b)^2}\right]^{1/8}$$

d：相当直径 [m]

a、b：長方形ﾀﾞｸﾄの長辺、短辺 [m]

ダクトの換算（円形から長方形へ）

系統：						ﾀﾞｸﾄ材料：	亜鉛鉄板（板状）		
風　量	円形ﾀﾞｸﾄ径	長方形ﾀﾞｸﾄ算定		長方形ﾀﾞｸﾄ決定		決定ﾀﾞｸﾄを円形	圧力損失	風　速	備　　考
Q [m³/h]	d [m]	長辺 a [m]	短辺 b [m]	長辺 a [m]	短辺 b [m]	に換算 [m]	[Pa/m]	[m/s]	
1,000	0.275	0.400	0.160	0.400	0.150	0.260	1.33	5.23	
2,000	0.355	0.400	0.252	0.400	0.250	0.343	1.22	6.01	
3,000	0.410	0.500	0.280	0.500	0.300	0.420	0.95	6.01	
5,000	0.500	0.600	0.354	0.600	0.350	0.496	1.09	7.19	

このシートこそ「eco労師」の凄さです！

計算式の説明

・円形直管ダクトの算定（抵抗基準）で風量とダクト径を決定しましたので手入力します。
1,000〔m³/h〕でダクト径0.275と入力し、長辺を0.4とすると短辺は0.16と算定されました。

・設計する場合も現場で施工図を書く場合でも短辺0.16の中途半端な寸法のダクトは使いません。これまでは0.15か0.2としていました。これを正解としてきて誰もこれ以上のことは考えもしませんでした。

・しかし今までのこの方法ではせっかく圧損目標値を1.0〔Pa/m〕や1.5〔Pa/m〕として積み上げてきたのに、ここで正確でないものにしてしまっているのです。

・本ソフトは長方形決定ダクトをもう一度円形に換算して圧力損失と風速を算定するようにしております。これこそ本当の正確な値です。

※円形と矩形は断面積の比ではありません。断面積比であれば何のことはないのですがこの公式は電卓では絶対無理です！

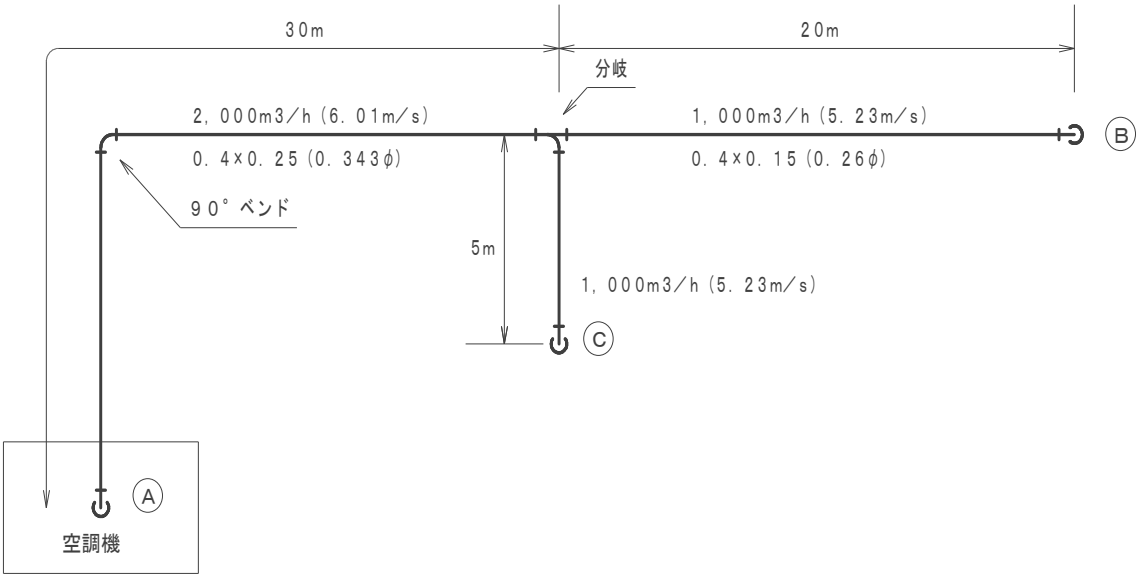
・長辺は必ずダクト径以上の数値を入力して下さい。（逆は不可です。）

長方形ﾀﾞｸﾄの抵抗は、これに等しい円形ﾀﾞｸﾄの抵抗より求める。

$$d = 1.3\left[\frac{(a \cdot b)^5}{(a+b)^2}\right]^{1/8}$$

d：相当直径 [m]

a、b：長方形ﾀﾞｸﾄの長辺、短辺 [m]



例題－1

・Ⓐから Ⓑ 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。

ダクトの算定

ダクト抵抗計算						計算方法	定圧法	系統		
区間	種類	風量 [m³/h]	風速 [m/s]	ダクト寸法[m] 円形	ダクト寸法[m] 矩形	圧力損失 [Pa/m・個]	管長 [m]	数量 [個]	抵抗計 [Pa]	備考
A ～ B	ﾀﾞｸﾄ	2,000	6.01	0.343	0.400× 0.250	1.22	30.0		36.60	
	ﾍﾞﾝﾄﾞ					5.20		1	5.20	
	分岐					1.65		1	1.65	
	ﾀﾞｸﾄ	1,000	5.23	0.260	0.400× 0.150	1.33	20.0		26.60	
								計	70.08	
計				$\Sigma \Delta P_t$	[Pa]	余裕係数：				
機器類圧力損失				ΣP_l	[Pa]					
送風機全圧				$P_t = \Sigma \Delta P_t + \Sigma P_l$	[Pa]					

計算式の説明

・ダクト部材はドロップダウンリストより選択します。無い部材は手入力可です。
・風量、風速、ダクト寸法、圧力損失はダクトの換算（円形から長方形へ）で求めた値を手入力しています。
・ベンド、分岐は局部抵抗の算定（A）から求めた値を手入力します。
・このように積み重ねていけば複雑なダクトの抵抗でも求めることができます。
・機器類圧力損失はカタログやメーカーに問合せた数値を参考に入力します。

※参考

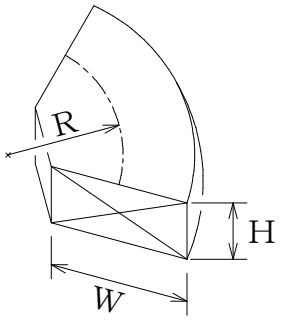
・分岐部からⒸ迄は5mと短いため20mと長いⒷ迄を算定すればよろしい。二重に計算してプラスする必要はありません。
・Ⓒ迄はⒷ迄に比べて抵抗は少ないためⒸの方へ多く流れてバランスが崩れます。現実にはⒷ、Ⓒ共に吹出口近くでダンパーを設けて調整します。
・ダンパーを設けずに風量を合わす方法があります。分岐からⒷ迄と分岐からⒸ迄の抵抗を同じにするのです。当然Ⓒ迄のダクトを細くして圧力損失を大きくする必要があります。理論上はそうなりますが分岐からⒷ迄の26.6Paと同等とするためにはm当り4倍の抵抗をつけることになります。この場合、風速が9m/sを超えるため騒音の発生が懸念され現実的ではありません。
・設計でも現場でも適当な場所にダンパーを設けて調整しているのが一般的です。

$$\Delta P_t = \zeta \cdot P_\upsilon = \zeta \cdot \frac{\upsilon^2}{2} \rho \quad [Pa]$$

ζ ：局部抵抗係数（表参照）
υ ：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℃ ＤＢ）の密度＝1.2Kg/m^3

（A） 長方形ダクト

（1） 長方形90° ベンド

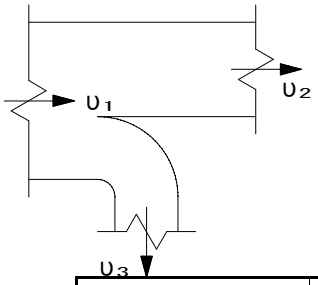


局部抵抗係数 ζ

ζ ＼ H/W	0.25	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0
R/W 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	υ ：風速 ［m/ｓ］	ρ ：空気の密度 ［kg/m3］	⊿P 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

υ2/υ1	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	υ ：風速 ［m/ｓ］	ρ ：空気の密度 ［kg/m3］	⊿P 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×Ｈ÷Δｔ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℃程度でしたが近年は 7℃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。

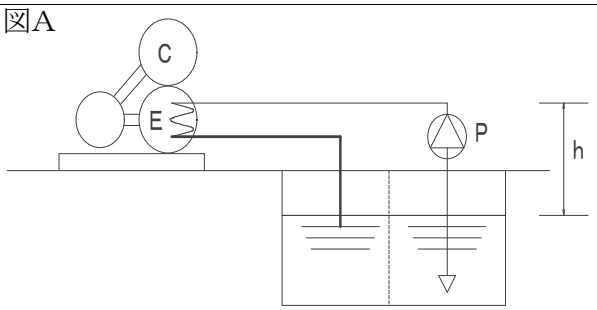
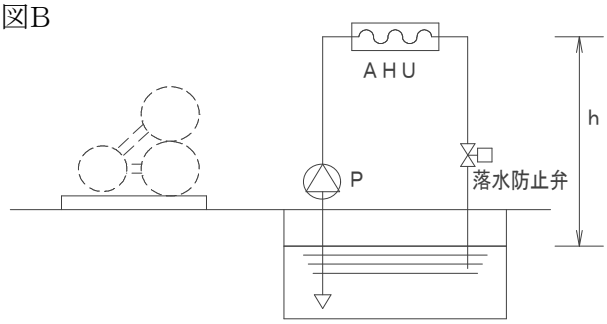
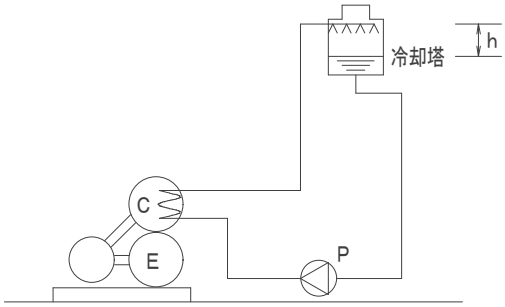
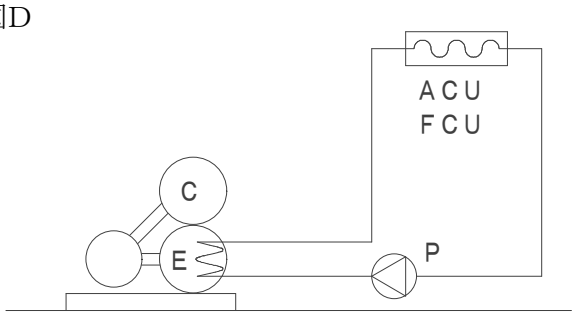
・大規模な建物では、この作業は膨大な手間が掛かり、絶対にこれが正しいというものがありません。選定したポンプ揚程に十分な余裕がある場合は配管サイズを小さく（但し、流速 2.0m/ｓ以下を基準とします。）、逆にもう少し抵抗を減らせば 1 ランク下のポンプが使えるといったことがよくあります。これらを調整できてこそ納得のいく配管設計が出来たということになります。

・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。

・「ｅｃｏ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	図A 	一次冷水ポンプ a.配管摩擦抵抗(直管) 曲部および弁類抵抗 b.実揚程(h) c.冷凍機蒸発器抵抗 a～cの合計
	図B 	二次冷水ポンプ a.配管摩擦抵抗(直管) 曲部および弁類抵抗 b.実揚程(h) c.空調機コイル抵抗 a～cの合計
	図C 	冷却水ポンプ a.配管摩擦抵抗(直管) 曲部および弁類抵抗 b.冷凍機凝縮器抵抗 c.冷却塔実揚程(h) a～cの合計
密閉サイクル	図D 	冷水ポンプ a.配管摩擦抵抗(直管) 曲部および弁類抵抗 b.冷凍機蒸発器抵抗 c.空調機コイル抵抗 a～cの合計
凡例	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 C:凝縮器　E　:蒸発器	

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)。

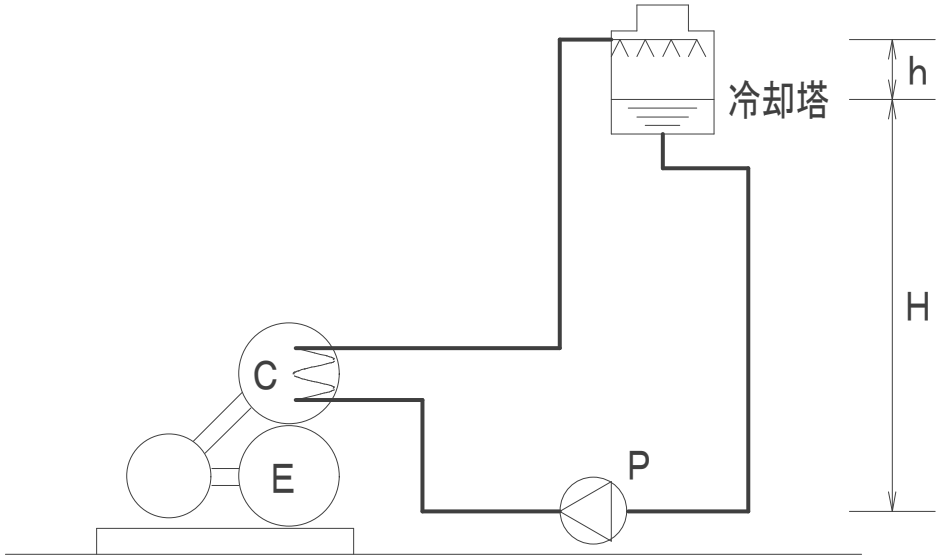
2)実揚程とは、水面からシステムの最上部までをいう(h部分)。

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ケ、バルブ2ケ、防振継手2ケとする。
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してみることが重要です。次に材料変更をしてみてどうなるかの検討をしてみることです。

配管摩擦抵抗の算定

摩擦抵抗の算定											系統：	冷却水配管
管種：	硬質塩化ビニルライニング鋼管											
区間	流量 [L/min]	口径 [mm]	実長 L [m]	局部抵抗の相当長 L'[m] 局部抵抗の種類	1個当りの相当長	数量 [個]	計 [m]	相当長 L又はL' [m]	単位摩擦抵抗 [kPa/m]	摩擦抵抗 [kPa]	流速 [m/S]	
A ～ B	500	100A	150.0					150.0	0.125	18.75	1.03	
				90° エルボ	4.20	10	42.00	42.0	0.125	5.25		
				仕切弁	0.81	2	1.62	1.6	0.125	0.20		
				防振継手	0.81	2	1.62	1.6	0.125	0.20		
										計	24.40	[kPa]
											2.5	[m]

計算式の説明

・管種はドロップダウンリストより選択します。
・区間は白枠にBと入れたらA～B、2と入れたら1～2と入りますが別に入れなくても構いません。
・流量に500を手入力すると設計基準の推奨流速を参考に100が自動入力されます。
　実長欄に150と入力します。
・附属品は実長から一行下に入力します。ドロップダウンリストより選択すると1個当りの相当長が入りますので
　個数を入力します。1個当りの相当長は設計基準から引用していますので確かです。
・流速は1.03m/sです。これで何ら問題はないのですが流速は2.0m/s迄は問題ありません。（次で説明します。）
・配管・附属品も含めての抵抗損失が算出されましたので、この数値を空調ポンプの算定シートに入力します。
　仕切弁を選定していますが流量調節機能をつけたい場合は玉形弁を選択して下さい。（玉形弁は仕切弁より
　抵抗損失は大きくなります。）

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 (=1.1～1.2)	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。

配管摩擦抵抗の算定

摩擦抵抗の算定											系統：	冷却水配管
管種：	硬質塩化ビニルライニング鋼管											
区間	流量 [L/min]	口径 [mm]	実長 L [m]	局部抵抗の相当長 L'[m] 局部抵抗の種類	1個当りの相当長	数量 [個]	計 [m]	相当長 L又はL' [m]	単位摩擦抵抗 [kPa/m]	摩擦抵抗 [kPa]	流速 [m/S]	
A ～ B	500	80A	150.0					150.0	0.485	72.75	1.80	
				90° エルボ	4.60	10	46.00	46.0	0.485	22.31		
				仕切弁	0.63	2	1.26	1.3	0.485	0.61		
				防振継手	0.63	2	1.26	1.3	0.485	0.61		
										計	96.28	[kPa]
											9.9	[m]

計算式の説明

・口径を80と小さくしてみた入力例です。
・前シートをコピーして100を80に入れ替えるだけで一瞬で算定します。
・抵抗損失は大きくなりましたが、ポンプがどうなるか次で検討します。
・流速は1.8m/sですので80でも問題ないことが確認できます。
　流速が2.0m/sを超えるようでしたら口径を小さくすることはやめましょう。
・ポンプが大きくならない場合は正しいVE案です。

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 (=1.1～1.2)	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。
カタログを見てみると口径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。

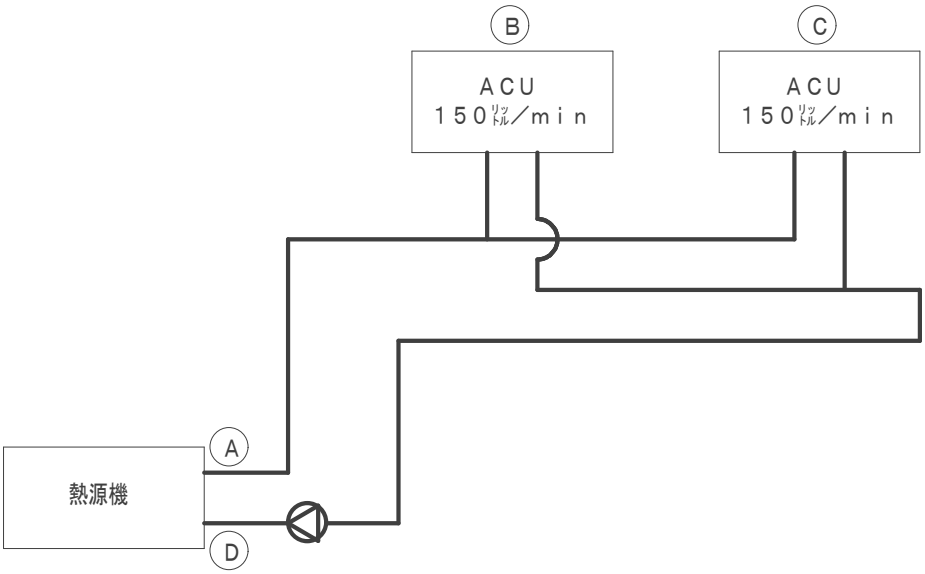
配管摩擦抵抗の算定

摩擦抵抗の算定											系統：	冷却水配管
管種：	耐衝撃性硬質塩化ビニル管											
区間	流量 [L/min]	口径 [mm]	実長 L [m]	局部抵抗の相当長 L'[m] 局部抵抗の種類	1個当りの相当長	数量 [個]	計 [m]	相当長 L又はL' [m]	単位摩擦抵抗 [kPa/m]	摩擦抵抗 [kPa]	流速 [m/S]	
A ～ B	500	75A	150.0					150.0	0.470	70.50	1.78	
				90° エルボ	1.50	10	15.00	15.0	0.470	7.05		
				仕切弁	0.63	2	1.26	1.3	0.470	0.59		
				防振継手	0.63	2	1.26	1.3	0.470	0.59		
									計	78.73	[kPa]	
										8.1	[m]	

計算式の説明

・よりコスト縮減を要求されました。冷却水配管なのだからHIVPに変更して欲しいと要求された場合の入力例です。
・前シートをコピーして使えば算定は一瞬です。管種をドロップダウンリストよりHIVPを選択します。
・試してみて下さい。ビックリすると思います。VLPで入力されていた数値が全部パリ(####)になります。
ソフトが壊れたのか？
・これは塩ビ管に80Aの口径がないからです。75に直してください。
この方法は新人教育になると思います。ないものはないとしなければ塩ビ管でも80Aがあるのかと勘違いすれば
大変です。32Aと30Aも同様です。

問題－２　冷温水配管の口径と摩擦損失抵抗を求めよ。



条件－１　・Ⓐ～Ⓑ 迄の実長　100m
・Ⓑ～Ⓒ 迄の実長　50m
・Ⓒ～Ⓓ 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 Ⓑ～ Ⓒ 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。

配管摩擦抵抗の算定

摩擦抵抗の算定											系統：	冷温水配管
管種：	配管用炭素鋼鋼管(白)											
区間	流量 [L/min]	口径 [mm]	実長 L [m]	局部抵抗の相当長 L' [m] 局部抵抗の種類	1個当りの相当長	数量 [個]	計 [m]	相当長 L又はL' [m]	単位摩擦抵抗 [kPa/m]	摩擦抵抗 [kPa]	流速 [m/S]	
A ～ B	300	80A	100.0					100.0	0.239	23.90	0.98	
				90° エルボ	3.00	5	15.00	15.0	0.239	3.59		
				90° T（分流）	4.50	1	4.50	4.5	0.239	1.08		
				玉形弁	24.00	1	24.00	24.0	0.239	5.74		
				防振継手	0.63	1	0.63	0.6	0.239	0.15		
B ～ C	150	50A	100.0					100.0	0.518	51.80	1.14	
				90° エルボ	2.10	5	10.50	10.5	0.518	5.44		
				ﾌﾚｷｼﾌﾞﾙｼﾞｮｲﾝﾄ	1.90	2	3.80	3.8	0.518	1.97		
C ～ D	300	80A	200.0					200.0	0.239	47.80	0.98	
				90° エルボ	3.00	10	30.00	30.0	0.239	7.17		
				90° T（分流）	4.50	1	4.50	4.5	0.239	1.08		
				玉形弁	24.00	1	24.00	24.0	0.239	5.74		
				防振継手	0.63	1	0.63	0.6	0.239	0.15		
										計	155.61	[kPa]
											15.9	[m]

計算式の説明

・エルボの数は施工図より拾ったものとして計上してみました。
・空調機の接続部にフレキシブル継手と熱源機との接続に防振継手を取付けるものとしました。
バルブは流量調節可能ができる玉形弁としています。
・流量を入力すると自動的に口径が算出されます。これは設計基準の推奨流速から算定されています。
この口径でなくてはならないといったことではありません。
・流速も適当ですが2.0m/s迄は問題ありませんので次の入力例で変更してみます。
・このように変更する場合はこのシートをコピーして、コピーしたシートで口径を変更すれば簡単に
出来ます。
・コピーの方法は最下段の算定シートで右クリックでコピーを作成すればできます。

配管摩擦抵抗の算定

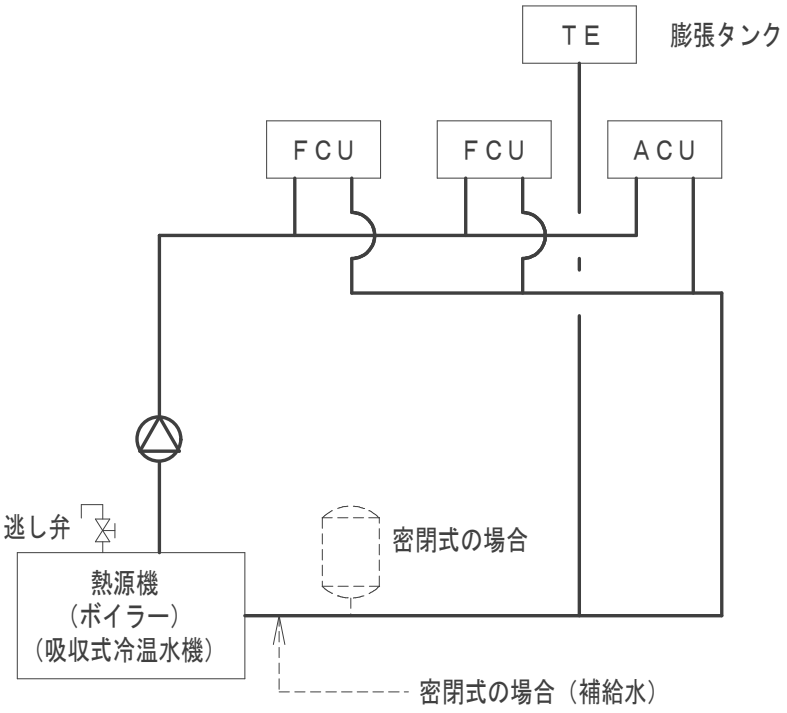
摩擦抵抗の算定											系統：	冷温水配管
管種：	配管用炭素鋼鋼管(白)											
区間	流量 [L/min]	口径 [mm]	実長 L [m]	局部抵抗の相当長 L' [m] 局部抵抗の種類	1個当りの相当長	数量 [個]	計 [m]	相当長 L又はL' [m]	単位摩擦抵抗 [kPa/m]	摩擦抵抗 [kPa]	流速 [m/S]	
A ～ B	300	65A	100.0					100.0	0.555	55.50	1.38	
				90° エルボ	2.40	5	12.00	12.0	0.555	6.66		
				90° T（分流）	3.60	1	3.60	3.6	0.555	2.00		
				玉形弁	19.50	1	19.50	19.5	0.555	10.82		
				防振継手	0.48	1	0.48	0.5	0.555	0.27		
B ～ C	150	40A	100.0					100.0	1.671	167.10	1.84	
				90° エルボ	1.50	5	7.50	7.5	1.671	12.53		
				ﾌﾚｷｼﾌﾞﾙｼﾞｮｲﾝﾄ	1.70	2	3.40	3.4	1.671	5.68		
C ～ D	300	65A	200.0					200.0	0.555	111.00	1.38	
				90° エルボ	2.40	10	24.00	24.0	0.555	13.32		
				90° T（分流）	3.60	1	3.60	3.6	0.555	2.00		
				玉形弁	19.50	1	19.50	19.5	0.555	10.82		
				防振継手	0.48	1	0.48	0.5	0.555	0.27		
										計	397.97	[kPa]
											40.6	[m]

計算式の説明

・前頁入力例より配管1サイズ小さくしてみました。
・流速は適当です。65Aを50Aにすると2.3m/sになり不可です。
・配管サイズを小さくすれば抵抗が大きくなります。冷却水ポンプの項で説明したようにポンプ全揚程と比較しながら検討することが重要です。
・例えばあと4m分下げられれば、1ランク小さいポンプでいけるとなれば Ⓐ ～ Ⓑ 間を80Aにするといった検討も1つの方法です。
・この算定シートを使えばいかに複雑な配管でも、ごく短時間で算定できます。ヘーゼンウィリアムの式と配管材による流速係数を組み合わせた公式で算定しております。
・設計基準の他いろんな本に配管摩擦抵抗線図の表があります。このソフトの数値は表から読み取ったものではありません。本ソフトで組んでいる公式が表になっているということです。これからの時代いちいち線図を読み取るなんて目を悪くするのと、悪戯に時間を食ってしまうだけで全くナンセンスなことです。

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]
ﾎﾞｲﾗｰ	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

開放式の場合　膨張タンクの算定

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℃：0.99999[kg/L])

ρ_2：湯の密度 [kg/L] (55℃：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)

密閉式の場合　膨張タンクの有効容積の算定

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] (=($\upsilon_2 - \upsilon_1$)・V)

V：装置内全水量 [L] ($V_1 + V_2$)

υ_1：水の比体積 [L/kg] (5℃≒1.0)

υ_2：湯の比体積 [L/kg] (55℃≒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×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]
$\upsilon_1 =$		
$\upsilon_2 =$		
$\Delta V =$		[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 [L]	台数 [台]	水量 [L]
ﾎﾞｲﾗｰ	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

開放式の場合

膨張タンクの算定

Q：タンク容量 [L]

$Q = Q_1$

計算式の説明
・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。

V：装置内全水量 [L] (V_1+V_2) $Q_2=$ [L]

$Q_2 = 0.05 \cdot V$ (簡便法) ∴ $Q=$ [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)

密閉式の場合

膨張タンクの有効容積の算定

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] (=($\upsilon_2 - \upsilon_1$)・V)	$V=$	3023.0	[L]
V：装置内全水量 [L] (V_1+V_2)	$\upsilon_1=$	1.0	
υ_1：水の比体積 [L/kg] (5℃≒1.0)	$\upsilon_2=$	1.0143	
υ_2：湯の比体積 [L/kg] (55℃≒1.0143)	$\Delta V=$	43.2	[L]
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	a=	300.0	[kPa]
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	b=	0.0	[kPa]
c： 大気圧力 [kPa] (=101.325)	c=	101.325	[kPa]
P_2：膨張タンクの最大使用圧力 [Kpa] (=$P_1+\Delta P$)	d=	490.0	[kPa]
ΔP： 膨張タンク内の許容圧力上昇 [kPa] (d − (e + f + g))	e=	49.0	[kPa]
d： 逃し弁セット圧力 [kPa]＝一般的に490kPa	f=	280.0	[kPa]
e： 逃し弁に対する余裕 [kPa] (=d×0.1)	g=	0.0	[kPa]
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]	∴ $V_T=$	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、大きなミスの要因になります。

・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、通常の人員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 20m^3/ｈ、設計基準では 30m^3/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 30m^3/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で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数値を採用する。

・人員密度の人員よりヒヤリングの人員が2割以上下回る場合はヒヤリングの数値を採用する。(ただし、建築基準法換気量＝20Af/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×30㎥/hとヒヤリングの人員×20 ㎥/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 [㎥]	人員 密度 [人/㎡]	人員 人員 [人]	人員 ①換気量 [m³/h] (30㎥/h・人)	人員(ヒヤリング)・通常 通常 [人]	人員(ヒヤリング)・通常 ②換気量 [m³/h] (30㎥/h・人)	人員(ヒヤリング)・最大 最大 [人]	人員(ヒヤリング)・最大 ③換気量 m³/h (30㎥/h・人)	人員(ヒヤリング)・最大 ④換気量 m³/h (20㎥/h・人)	換気方式 換気回数 [回/h]	換気方式 ⑤換気量 [㎥/h]	換気方式 換気種別	算定風量 算定根拠	算定風量 風量 [㎥/h]	基準法 20Af/N N= 10 [㎥/h]	24時間換気 室容積× 0.3 [㎥/h]	24時間換気 不要	決定風量 [㎥/h]	備考
1	管理部門	事務室	110.00	2.70	297.00	0.15	17	510	15	450	20	600	400			第１種	②	450	220	89		450	
		会議室	40.00	2.70	108.00	0.3	12	360	10	300	20	600	400			第１種	④	400	80	32		400	
		印刷室	12.00	2.55	30.60				1	30	2	60	40	10.0	310	第3種	⑤	310	30	9		310	
		倉庫	13.50	2.60	35.10									5.0	180	第3種	⑤	180	30		不要	180	
		便所	14.20	2.45	34.79									15.0	530	第3種	⑤	530	30		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。
・ヒア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にして下さい。
　備考欄にヒアリングの相手先や日付等を記入しておきましょう。
・換気回数も適当な数値を入力します。
・算定根拠はドロップダウンリストより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検討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プ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はじめてください。
　確かな根拠作りは設計の信頼性の向上、ミスの防止に役立ちます。
・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：0.3 回/h 以上

階	系統	室名	床面積 m²	平均天井高 h	気積 m³	換気種別	給気機による給気量（A） m³／h	排気機による排気量（B） m³／h	換気回数 n	備考
1	1	事務室	100.00	2.750	275.00					
		応接室	20.50	2.750	56.38					
	小計				331.38	第1種	150	150	0.45	
2		会議室	50.00	2.700	135.00	第1種	60	60	0.44	

計算式の説明

・換気回数はドロップダウンリストより選択します。住宅以外は0.3回転です。
・事務室、応接室を1台の換気扇で24時間換気を行う例としています。
　2室以上の場合は必ず系統に番号を入れて室の区切りにドロップダウンリストより小計を選択して下さい。
・入力例会議室のように単独室の場合は系統に入力する必要はありません。
・給気と排気で風量が異なる場合は大きな風量で換気回数を算定します。
・入力例の場合、換気回数が0.45回、0.44回を算定されておりますので基準法の要求する0.3回転を
　上回っているためOKとなります。

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：0.5 回/h 以上

階	系統	室名	床面積 m²	平均天井高 h	気積 m³	換気種別	給気機による給気量（A） m³／h	排気機による排気量（B） m³／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：0.3 回/h 以上

階	系統	室名	床面積 m²	平均天井高 h	気積 m³	換気種別	給気機による給気量（A） m³／h	排気機による排気量（B） m³／h	換気回数 n	備考
1	1	病室	21.05	2.600	54.73					
		トイレ	2.20	2.450	5.39					
	小計				60.12	第3種		80	1.33	

計算式の説明

・病室を例にしました。個室にベッド、ミニキッチン、トイレが附属し、トイレ天井ダクト扇の弱運転で24時間換気を行うとします。

・本当に大事なことは病室の換気です。病室の換気は臭気除去を目的とすると3回転は必要です。臭気が不快と感じる場合は強運転で180m³/hは欲しいとなります。

・弱運転でも基準法0.3回転の20m³/hにこだわるのでなく、常時1.5回転程度は欲しいとします。

・ここでカタログより強運転で180m³/h、弱運転80m³/hと設定し、設計図機器表に仕様を記入します。風量は180m³/h（強）、80m³/h（弱）と記入するのは簡単ですが圧損はいくらになるのか？はメーカーカタログの風量と静圧線図をみて決定しますが、その根拠となる計算式を求められた場合は非常に面倒です。

・次シートで算定していきます。

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]	ﾀﾞｸﾄ径 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	塩ﾋﾞ丸ﾀﾞｸﾄ	6.37	5.59	7.5			41.93	
		塩ﾋﾞ円形局部 R/d=1.0	6.37	5.59		1.5	1	8.39	
		塩ﾋﾞﾌﾚｷｼﾌﾞﾙﾀﾞｸﾄ	6.37	14.43	0.5			7.22	
		深型ﾌｰﾄﾞ		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るのか？を求めるための計算書ですので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) 直管ﾀﾞｸﾄの圧力損失 ⊿P_t [Pa/m]

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

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

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

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

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　塩ﾋﾞ)
P_v＝ 動圧 [Pa]
R_e＝ ﾚｲﾉﾙｽﾞ数
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) 丸ﾀﾞｸﾄ曲管(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

(3) 外風による圧力損失 ⊿ P_t [Pa]

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

備考： 付属品の圧損は製造者仕様値を入力

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]	ﾀﾞｸﾄ径 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
80	0.100	塩ﾋﾞ丸ﾀﾞｸﾄ	2.83	1.31	7.5			9.83	
		塩ﾋﾞ円形局部 R/d=1.0	2.83	1.31		1.5	1	1.97	
		塩ﾋﾞﾌﾚｷｼﾌﾞﾙﾀﾞｸﾄ	2.83	2.88	0.5			1.44	
		深型ﾌｰﾄﾞ		10.00			1	10.00	カタログ参照
		外風 2.0m/s						2.40	
							計	25.64	
							圧損修正値：	1.10	28

計算式の説明

・この入力例が建築確認に必要とする圧損計算書です。
・前頁と同じダクト扇で弱運転80m³/hで24時間換気に実際に対応できるかを算定した例です。
・圧損計は28Paと算定されましたので、これを満足するダクト扇のカタログコピーを添付して申請すればバッチリです！
・同じダクトでフードでも風量が小さくなると風速が遅くなり、圧損も小さいなることが容易に判断できます。
・これらの根拠とは？どこからきたものが曖昧ではソフトの信頼が全くなくなります。
答えは下記の式です。

(1) 直管ﾀﾞｸﾄの圧力損失 ΔP_t [Pa/m]

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

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

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

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

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　塩ﾋﾞ)
P_v＝ 動圧 [Pa]
R_e＝ ﾚｲﾉﾙｽﾞ数
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) 丸ﾀﾞｸﾄ曲管(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]

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