

作成日:2013年2月22日
改定日:2017年9月7日
改定日:2020年11月20日

省エネプログラム Ver.4.1

Energy Saving Program Software Ver.4.1

取扱説明書

目次

1. ソフトウェア使用許諾契約書.....	1
2. 機能構成.....	2
3. バージョンアップ項目.....	3
4. データベース登録機種.....	4
5. 用語集.....	5
6. 各計算項目の説明.....	6
6.1 単位換算.....	6
6.2 湿度換算.....	9
6.3 ドレン量の計算.....	10
6.4 空気の状態変化.....	11
6.5 流量とコンダクタンス.....	12
6.6 コンダクタンスの合成.....	14
6.7 タンクの充填・放出.....	16
6.8 機器の空気消費量.....	20
6.9 圧縮空気コスト.....	23
6.10 圧縮機の動力.....	24
6.11 エネルギー換算.....	25
6.12 メイン配管の圧力降下.....	26
6.13 メイン配管の最大推奨流量について.....	27
6.14 空気圧管路網.....	29
6.15 空気漏れ損失コスト.....	30
6.16 エアブローノズルの選定および特性計算.....	31
6.17 エアブロー上流配管系の選定・特性計算.....	35
6.18 ガス体・液体・飽和水蒸気の計算.....	39
6.19 クーラント回路.....	41
7. 計算例.....	43
7.1 圧力露点を大気圧露点に換算.....	44
7.2 相対湿度を大気圧露点に換算.....	45
7.3 空気を圧縮した場合に発生するドレン量の算出.....	46
7.4 空気を冷却した場合に発生するドレン量の算出.....	47
7.5 シリンダ（タンク）に充填された空気量の算出.....	48
7.6 冷却後の容器（シリンダ、タンク）内の圧力の算出.....	49
7.7 断熱で圧縮後の空気の温度の算出.....	50
7.8 断熱で放出圧縮後の空気の温度の算出.....	51
7.9 機器を通過する流量の算出.....	52
7.10 機器を通過する流量の算出(真空).....	53
7.11 流量を流すために必要な機器のサイズの算出.....	54
7.12 機器の下流側圧力の算出.....	55
7.13 機器の上流側圧力の算出.....	56
7.14 直列と並列で接続される機器の合成コンダクタンスの算出.....	57
7.15 タンクへの充填時間の計算.....	58

1. ソフトウェア使用許諾契約書

この使用許諾契約（以下、「本契約」といいます。）は、お客様がインストールされる省エネプログラム（以下、「本ソフトウェア」といいます。）の使用許諾に関する SMC 株式会社（以下、「SMC」といいます。）とお客様との間の契約です。

以下の本契約の各条項をよくお読みになり、お客様が本契約に同意する場合には、起動時のソフトウェア使用許諾画面の下部にある「使用許諾契約の条項に同意します」のボタンを選択しクリックして下さい。お客様が、クリックを行った時点で、お客様は、本契約に同意したものとみなされ、お客様と SMC との間に本契約が成立し、効力が発生します。お客様が本契約に同意しない場合は、「使用許諾契約の条項に同意しません」を選択しクリックして下さい。この場合、本ソフトウェアをインストール、使用及び複製することはできません。

第1条（許諾事項）

- 1 お客様は、本ソフトウェアを、お客様が適切な SMC 製品を選定すること、または、空気圧回路を確認する目的で、本契約の条項に従って、非独占的に使用することができます。
- 2 お客様は、前項の目的で使用する場合に限り、本ソフトウェアをコンピューター内に記録及び保存することができます。

第2条（禁止事項）

- 1 お客様は、第1条2項の場合を除き、本ソフトウェアを複製することはできません。
- 2 お客様は、第三者に、本ソフトウェアの一部または全部について、有償・無償を問わず、譲渡及び貸与することはできません。
- 3 お客様は、本ソフトウェアに対して、変更を加えること、翻案・翻訳を行うこと及びリバースエンジニアリングを行うことはできません。

第3条（注意事項）

- 1 本ソフトウェアによる機器選定・計算結果は実機を用いた場合と異なることがあります。
- 2 本ソフトウェアの登録製品をご使用になる場合は、必ず、当該商品の各カタログに記載されている「安全上のご注意」、「共通注意事項」、「製品個別注意事項」及び「製品の仕様」をお読み下さい。
- 3 SMC は、本ソフトウェアの内容及び登録製品の仕様を予告なしに変更する場合があります。

第4条（無保証）

SMCは、お客様に対し、本ソフトウェアの使用による機器選定・計算結果の正確性等、本ソフトウェアの品質について、一切保証いたしません。

第5条（免責）

本ソフトウェアの使用等に関して生じたいかなる損害に対しても SMC は一切責任を負いません。

第6条（契約の終了）

- 1 お客様が本契約に違反した場合及び SMC が契約終了が適切と判断した場合、本契約は当然に終了いたします。
- 2 本契約が終了した場合は、お客様は、本ソフトウェア及び複製物を破棄しなければなりません。

第7条（本ソフトウェアに関する権利）

本ソフトウェアの著作権その他一切の権利は SMC が有しており、著作権法等の法律及び国際条約により保護されています。

第8条（準拠法等）

- 1 本契約は、日本国法に準拠します。
- 2 本契約に関する一切の紛争につき、東京地方裁判所又は東京簡易裁判所を第一審の専属の管轄裁判所とします。

2. 機能構成

省エネプログラムの機能構成を図 1 に示します。

省エネプログラムは、空気圧基本計算、工場の省エネ計算に分かれています。ほとんどの計算項目は単独で利用しますが、一部、他の計算項目とリンクしています。

その他、単位換算、各種設定の機能があります。単位換算は、各種物理量の単位換算を行います。各種設定は、言語設定、地域適用製品設定、通貨設定できます。

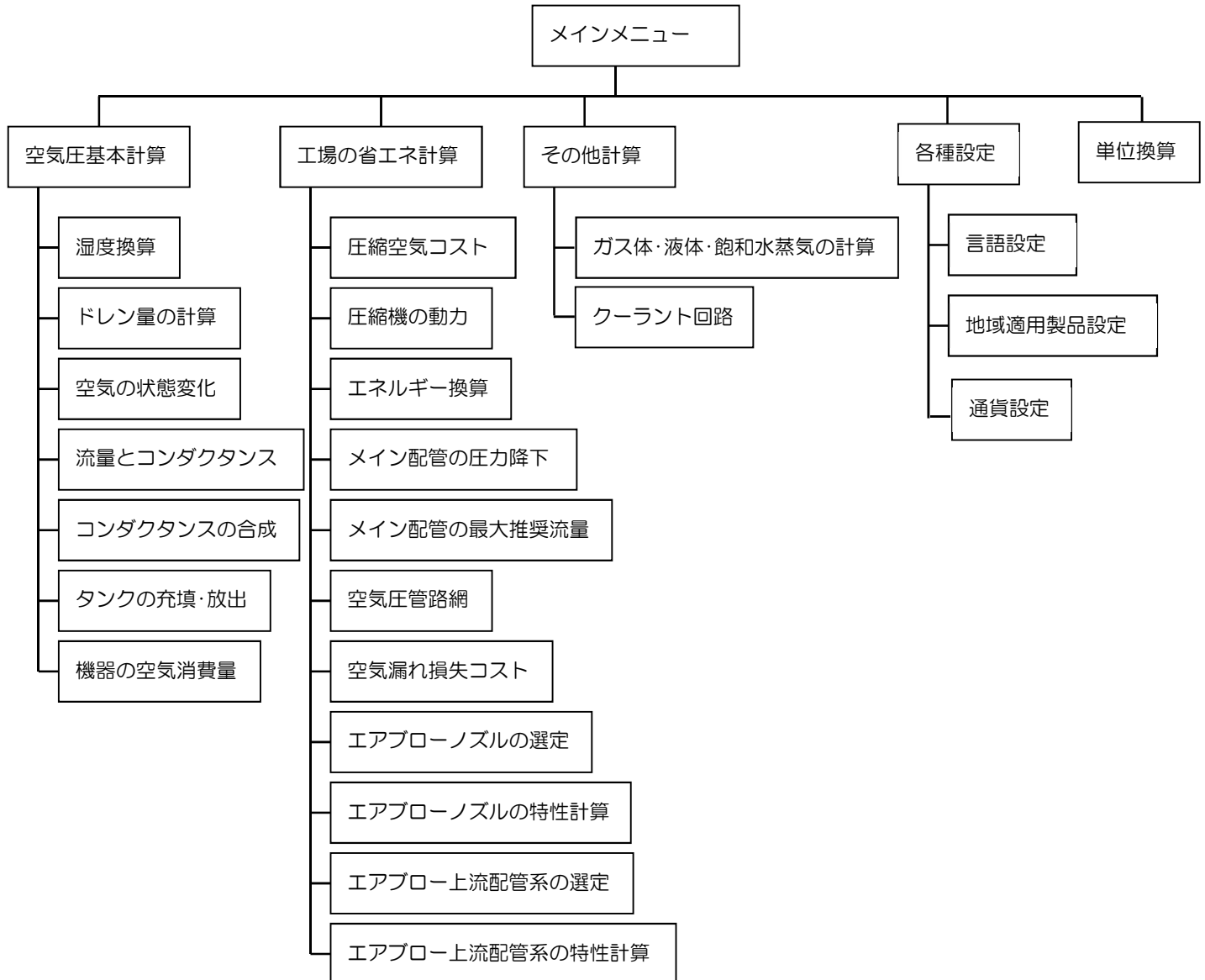


図 1 省エネプログラムの機能構成

3. バージョンアップ項目

省エネプログラム Ver.4.0 から 4.1 へは、下記のようなバージョンアップを行いました。

1. 機器選定の削除

SMC ホームページ <http://www.smcworld.com> に、WEB 版の機器選定ソフトを新しく公開しましたので、この機能を削除しました。WEB 版をご使用ください。

2. コンダクタンスの検索の削除

SMC ホームページに、WEB 版の計算ソフトを新しく公開しましたので、この機能は削除しました。最新版の機能が登録してありますので、WEB 版をご使用ください。

3. 機器検索機能の削除

流量とコンダクタンス、コンダクタンスの合成、タンクの充填・放出、および機器の空気消費量では、機器検索機能を削除しました。SMC ホームページに WEB 版の計算ソフトを公開していますのでそちらをご使用ください。

4. データベース登録機種

省エネプログラムのデータベースに登録してあります機種を計算項目ごとに示します。

メイン配管の圧力降下/メイン配管の最大推奨流量

配管
SGP

空気圧管路網

配管	
ゴム	鋼管
Rubber Hose	SGP

エアブロー上流配管系の選定

配管			電磁弁		減圧弁	
樹脂	ゴム	鋼管	2ポート			
T	TPS	Rubber Hose	SGP	VX21/22/23	VNB	AR10-60
TU	TIA			VXA	VQ20/30	AR425-925
TUS	TIUB			VXZ	VDW	AR20K-
TS	TRBU			VCA	VXF	AR60K
TRS	TUH			VXD	VXH	
TRB	TH			VXP		
TAU	TIH			VNA		
TAS	TUH					
TPH						

ガス体・液体・飽和水蒸気の計算

液体			飽和水蒸気	
電磁弁			電磁弁	
3ポート	2ポート		3ポート	2ポート
VX31/32/33	VCB	VXD	VX31/32/33	VCS
VDW200/300	VCL	VXP		VX21/22/23
VXA31/32/33	VCW	VXR		VND
VNH	VDW	VXH		
	VX21/22/23	VNA		
	VXA	VNB		
	VXZ	VNC		
		VNH		

クーラント回路

配管	
ゴム	鋼管
Rubber Hose	SGP OST

5. 用語集

用語	定義
標準状態	温度 20℃、絶対圧力 0.1MPa(=100kPa=1bar)、相対湿度 65%の空気の状態。空気量の単位の後に略号(ANR)をつけて表記する。準拠規格：ISO 8778:1990 Pneumatic fluid power - Standard reference atmosphere、JIS B 8393:2000:空気圧 - 標準参考空気
絶対湿度	乾き空気質量に対する水蒸気質量。
相対湿度	飽和水蒸気量に対する水蒸気質量。あるいは飽和水蒸気圧に対する水蒸気分圧率。
大気圧露点	湿り空気を大気圧下で冷却するとき、含まれている水蒸気が飽和し始める温度。
圧力露点	湿り空気のある圧力下で冷却するとき、含まれている水蒸気が飽和し始める温度。
コンダクタンス	音速コンダクタンスや有効断面積などの機器の流れ易さを表す総称。
コンダクタンスの合成	接続された複数の機器の総合能力をコンダクタンスで表す方法。
音速コンダクタンス	チョーク流れ状態の機器の通過質量流量を、上流絶対圧力と標準状態の密度の積で割った値。Cで表す。
臨界圧力比	この値より小さいとチョーク流れになる圧力比（下流絶対圧力/上流絶対圧力）。bで表す。
チョーク流れ	上流圧力が下流圧力に対して高く、機器のある部分で速度が音速に達している流れ。気体の質量流量は上流絶対圧力に比例し、下流圧力に依存しない。
亜音速流れ	臨界圧力比以上における流れ。
容量係数	ある圧力差である温度において機器を流れる流量を表す数値。A _v 、K _v 、C _v で表す（ただし、規格により異なる）
断熱変化	空気が外部から熱を受けず、または外部に熱を出さずに膨張および圧縮する変化。
等温変化	空気が外部との熱伝達が完全な場合の変化。
1 往復空気消費量	空気圧アクチュエータを 1 往復作動させるときに消費する空気量の標準状態への換算値。
圧縮空気コスト	標準状態に換算した単位体積あたりの圧縮空気を製造するために必要なコスト。
ノズル直前圧	ノズルの出口直前の圧力。
ワーク距離	ノズル先端から軸線中心上にワークまで伸ばした直線距離。
ワーク衝突圧	ワーク距離での噴流の軸線中心圧力。
単孔ノズル	供給管の断面積に対して1個の十分小さな断面積の穴をあけたノズル。
細管ノズル	銅管など同一断面積の管を切断して製作したノズル。
コンダクタンス比	エアブローシステムにおいて上流配管系の機器の総コンダクタンスをノズルの総コンダクタンスで除した数値。上流配管系の設計指標として使用される。

6. 各計算項目の説明

6.1 単位換算

単位換算で換算可能な物理量および単位を表 1 に示します。

ここで、重力加速度 $g=9.80665[m/s^2]$

標準大気圧 1013250[Pa]

標準状態(ANR):絶対圧力 100[kPa]、温度 20[°C]、相対湿度 65[%] ISO 8778

1[kcal]=4.18605[kJ] 計量法

表 1 物理量および単位

物理量	単位	読み	意味
圧力	MPa	メガパスカル	1Pa=1×10 ⁻⁶ MPa(=N/mm ²)。ゲージ圧(標準大気圧を0(ゼロ)とする。)
	kPa	キロパスカル	1Pa=1×10 ⁻³ kPa。ゲージ圧
	Pa	パスカル	1 平方メートル当たりの力 N(ニュートン)を示す。(=N/m ²)。SI 単位、ゲージ圧。
	kgf/cm ²	重量キログラム毎平方センチメートル	1 平方センチメートル当たりの重量 kg f を示す。日本の旧単位、ゲージ圧。
	bar	バール	1bar=0.1MPa。主に欧州で使用。ゲージ圧。
	atm	アトム	1atm は標準大気圧(=1013250Pa(絶対圧))。
	psi	ピーエスアイ	psi(pounds per square inch)ヤード・ポンド系単位。主にアメリカで使用。1 平方インチ当たりの力 lb(ポンド)を示す。ゲージ圧。
	mmHg	水銀柱ミリメートル	圧力を水銀柱の高さにより表示する。1mmHg は 1013250/760Pa。絶対真空は-760mmHg。ゲージ圧
	Torr	トル	絶対真空を 0(ゼロ)、標準大気圧を 760 とした単位。真空圧の表示に使用。
	MPa-abs	メガパスカル(絶対圧)	絶対真空を 0(ゼロ)として表示。1Pa の 100 万倍。標準大気は 0.101325MPa(絶対圧)。
	kPa-abs	キロパスカル(絶対圧)	絶対真空を 0(ゼロ)として表示。1Pa の 1000 倍。標準大気圧は 101.325kPa(絶対圧)。
	Pa-abs	メガパスカル(絶対圧)	絶対真空を 0(ゼロ)として表示。標準大気圧は 1013250Pa(絶対圧)。
	kgf/cm ² -abs	重量キログラム毎平方センチメートル(絶対圧)	絶対真空を 0(ゼロ)として表示。
	bar-abs	バール(絶対圧)	絶対真空を 0(ゼロ)として表示。
psi-abs	ピーエスアイ(絶対圧)	絶対真空を 0(ゼロ)として表示。	
mmHg-abs	水銀柱ミリメートル(絶対圧)	絶対真空を 0(ゼロ)として表示。	

物理量	単位	読み	意味
流量	m ³ /min(ANR)	立方メートル毎分	1 分間あたりに流れる標準状態(ANR)での体積 m ³ (立方メートル)を示す。
	dm ³ /min(ANR)	立方デシメートル毎分	1 分間あたりに流れる標準状態(ANR)での体積 dm ³ (立方デシメートル)を示す。ℓと同じ。
	ℓ/min(ANR)	リットル毎分	1 分間あたりに流れる標準状態(ANR)での体積 ℓ (リットル)を示す。dm ³ と同じ。
	m ³ /s(ANR)	立方メートル毎秒	1 秒間あたりに流れる標準状態(ANR)での体積 m ³ (立方メートル)を示す。
	m ³ /h(ANR)	立方メートル毎時	1 時間あたりに流れる標準状態(ANR)での体積 m ³ (立方メートル)を示す。
	scfm	エスシーエフエム	standard cubic foot per minute の略。ft ³ /min(ANR)と同単位。1 分間あたりに流れる標準状態(ANR)での体積 f t ³ (立方フット)を示す。
	scfh	エスシーエフエイチ	standard cubic foot per hour の略。ft ³ /h(ANR)と同単位。1 時間あたりに流れる標準状態(ANR)での体積 f t ³ (立方フット)を示す。
温度	K	ケルビン	極限温度(絶対零度)を 0(ゼロ)、0°Cを 273.15 として表したもの。
	degC	度	1atm での水の氷点を 0(ゼロ)、沸点を 100 として表したもの。摂氏(セ氏)、セルシウス温度とも呼ばれる。°Cを degC と表記。
	degF	カ氏度	1atm での水の氷点を 32、沸点を 212 として表したもの。華氏(カ氏)とも呼ばれる。° F を degF と表記。
	degR	ランキン度	極限温度(絶対零度)を 0(ゼロ)として華氏(カ氏)の目盛で表したもの。32° F は 459.67° R となる。
長さ	m	メートル	
	cm	センチメートル	
	mm	ミリメートル	
	km	キロメートル	
	in	インチ	
	ft	フット	
	yd	ヤード	
	mile	マイル	
質量	kg	キログラム	
	g	グラム	
	t	トン	
	lb	ポンド	
力	N	ニュートン	
	kgf	重量キログラム	
	lbf	重量ポンド	
	dyn	ダイン	
	pdl	パウンダル	
密度	kg/m ³	キログラム毎立方メートル	
	g/cm ³	グラム毎立方センチメートル	
	lb/in ³	ポンド毎立方インチ	
	lb/ft ³	ポンド毎立方フット	
面積	m ²	平方メートル	
	cm ²	平方センチメートル	
	mm ²	平方ミリメートル	
	in ²	平方インチ	
	ft ²	平方フット	
	yd ²	平方ヤード	
	ha	ヘクタール	
km ²	平方キロメートル		

物理量	単位	読み	意味
動力	W	ワット	
	kW	キロワット	
	PS	仏馬力	
	kgf・m/s	重量キログラム・メートル毎秒	
	ft・lbf/s	フート重量ポンド毎秒	
	kcal/s	キロカロリー毎秒	
エネルギー	J	ジュール	
	kgf・m	重量キログラムメートル	
	ft・lbf	フート重量ポンド	
	kWh	キロワット時	
	PSH	仏馬力時	
	kcal	キロカロリー	
体積	m ³	立方メートル	
	L	リットル	
	dm ³	立方デシメートル	
	cm ³	立方センチメートル	
	in ³	立方インチ	
	ft ³	立方フート	
	yd ³	立方ヤード	
速度	mm/s	ミリメートル毎秒	
	m/s	メートル毎秒	
	km/h	キロメートル毎時	
	in/s	インチ毎秒	
	ft/s	フート毎秒	
	mile/h	マイル毎時	
角速度	deg/s	度毎秒	
	rad/s	ラジアン毎秒	
	r.p.m	アールピーエム	
角度	deg	度	
	rad	ラジアン	
加速度	m/s ²	メートル毎秒毎秒	
	G	ジー	
	ft/s ²	フート毎秒毎秒	
	Gal	ガル	
トルク	N・m	ニュートンメートル	
	kgf・m	重量キログラムメートル	
	gf・cm	重量グラムセンチメートル	
	lbf・ft	重量ポンドフート	
	lbf・in	重量ポンドインチ	
動粘度	m ² /s	平方メートル毎秒	
	St	ストークス	
	cSt	センチストークス	
粘度	Pa・s	パスカル秒	
	P	ポアズ	
	cP	センチポワズ	
	kgf・s/cm ²	重量キログラム秒毎平方センチメートル	
	lbf・s/ft ²	重量ポンド秒毎平方フート	

6.2 湿度換算

湿度換算は、絶対湿度、相対湿度、大気圧露点および圧力露点の各湿度間の換算を行います。

○用語説明

名称	単位	解説
絶対湿度	kg/kg	乾き空気質量に対する水蒸気質量。
相対湿度	%	飽和水蒸気量に対する水蒸気質量。あるいは飽和水蒸気圧に対する水蒸気分圧率。
大気圧露点	℃	湿り空気を大気圧下で冷却するとき、含まれている水蒸気が飽和し始める温度。
圧力露点	℃	湿り空気をある圧力下で冷却するとき、含まれている水蒸気が飽和し始める温度。
露点	℃	特定の圧力下において水蒸気が凝縮始める温度
飽和水蒸気圧力	Pa	水蒸気と水が一定温度において平衡状態で共存できる圧力
水蒸気分圧	Pa	混合気体における水蒸気の絶対圧力

○湿度換算

相対湿度、大気圧露点および圧力露点から絶対湿度、絶対湿度から相対湿度への換算は次式で計算されます。

換算	換算式	変数名	変数	単位
相対湿度→絶対湿度	$x = \frac{0.622}{100 \cdot \frac{P+0.1}{\phi \cdot P_s(T)} - 1}$	絶対湿度	x	kg/kg
		圧力	P	MPa
		温度	T	℃
		相対湿度	ϕ	%
		飽和水蒸気圧力	P_s	MPa
大気圧露点→絶対湿度	$x = \frac{0.622}{\frac{0.1}{P_s(T_{da})} - 1}$	絶対湿度	x	kg/kg
		大気圧露点	T_{da}	℃
		飽和水蒸気圧力	P_s	MPa
圧力露点→絶対湿度	$x = \frac{0.622}{\frac{P+0.1}{P_s(T_{dp})} - 1}$	絶対湿度	x	kg/kg
		圧力	P	MPa
		圧力露点	T_{dp}	℃
		飽和水蒸気圧力	P_s	MPa
絶対湿度→相対湿度	$\phi = \frac{100 \cdot (P+0.1)}{P_s(T) \cdot \left(\frac{0.622}{x} + 1 \right)}$	相対湿度	ϕ	%
		圧力	P	MPa
		温度	T	℃
		絶対湿度	x	kg/kg
		飽和水蒸気圧力	P_s	MPa

省エネプログラムでは、飽和水蒸気圧力は次式で計算されます。

$$P_s(T) = 22.565 \cdot \exp \left\{ \left[7.21379 + \left(1.152 \times 10^{-5} - 4.787 \times 10^{-9} \times (T + 273) \right) \cdot ((T + 273) - 483.16)^2 \right] \cdot \left[1 - \left(\frac{6.4731 \times 10^2}{T + 273} \right) \right] \right\}$$

ここで、 P_s :飽和水蒸気圧[MPa]、 T :温度[℃]です。

6.3 ドレン量の計算

ドレンは、空気中の水蒸気が温度低下により飽和状態を超え、凝縮を起こした水分です。ドレン量は、空気の状態が変化した場合、変化前の状態 1 の空気に含まれる水蒸気量から変化後の状態 2 の空気を含むことのできる水蒸気量(飽和水蒸気量)を差し引いたものです。

○ドレン量の計算

ドレン量の計算は、表 1 に示す算出式を用いて単位体積あたりまたは単位時間あたりのドレン量を計算します。絶対湿度の算出式は、「湿度換算」をご参照ください。

表 1

	変数	単位	算出式	変数名称	変数	単位
単位体積 ドレン量	v_d	kg/m ³ (ANR)	$vd = (x_1 - x_2) \times \rho$	状態 1 の絶対湿度	x_1	kg/kg
				状態 2 の絶対湿度	x_2	kg/kg
単位時間 ドレン量	V_d	kg/min	$Vd = (x_1 - x_2) \times Q \times \rho$	流量	Q	m ³ /min(ANR)

6.4 空気の状態変化

空気の状態変化では、気体の圧縮や膨張による状態変化をボイル・シャルルの法則に基づき、算出します。算出できる状態変化は、等圧変化(圧力一定)、等容変化(比容積一定)、等温変化(温度一定)及び断熱的变化です。状態変化の計算式は、表1に示します。

表1 状態変化の計算式

状態変化		計算式	項目	変数	単位
圧力一定 (等圧変化)		$V_2 = V_1 \frac{T_2 + 273}{T_1 + 273}$	状態1 比容積	V_1	dm ³ /kg
			状態2 比容積	V_2	dm ³ /kg
		$T_2 = (T_1 + 273) \cdot \frac{V_2}{V_1} - 273$	状態1 温度	T_1	°C
			状態2 温度	T_2	°C
比容積一定 (等容変化)		$P_2 = (P_1 + 0.1) \cdot \frac{T_2 + 273}{T_1 + 273} - 0.1$	状態1 圧力	P_1	MPa
			状態2 圧力	P_2	MPa
		$T_2 = (T_1 + 273) \cdot \frac{P_2 + 0.1}{P_1 + 0.1} - 273$	状態1 温度	T_1	°C
			状態2 温度	T_2	°C
温度一定 (等温変化)		$V_2 = V_1 \cdot \frac{P_1 + 0.1}{P_2 + 0.1}$	状態1 比容積	V_1	dm ³ /kg
			状態2 比容積	V_2	dm ³ /kg
		$P_2 = (P_1 + 0.1) \cdot \frac{V_1}{V_2} - 0.1$	状態1 圧力	P_1	MPa
			状態2 圧力	P_2	MPa
断熱的变化	比体積-温度	$V_2 = V_1 \cdot \left(\frac{T_1 + 273}{T_2 + 273} \right)^{\frac{1}{n-1}}$	状態1 比容積	V_1	dm ³ /kg
			状態2 比容積	V_2	dm ³ /kg
			状態1 温度	T_1	°C
			状態2 温度	T_2	°C
		$T_2 = (T_1 + 273) \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{n-1} - 273$	比熱比	n	—
	圧力-比体積	$V_2 = V_1 \cdot \left(\frac{P_1 + 0.1}{P_2 + 0.1} \right)^{\frac{1}{n}}$	状態1 比容積	V_1	dm ³ /kg
			状態2 比容積	V_2	dm ³ /kg
			状態1 圧力	P_1	MPa
			状態2 圧力	P_2	MPa
		$P_2 = (P_1 + 0.1) \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n - 0.1$	比熱比	n	—
温度-圧力	$P_2 = (P_1 + 0.1) \left(\frac{T_2 + 273}{T_1 + 273} \right)^{\frac{n}{n-1}} - 0.1$	状態1 温度	T_1	°C	
		状態2 温度	T_2	°C	
		状態1 圧力	P_1	MPa	
		状態2 圧力	P_2	MPa	
	$T_2 = (T_1 + 273) \left(\frac{P_2 + 0.1}{P_1 + 0.1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 273$	比熱比	n	—	

6.5 流量とコンダクタンス

流量とコンダクタンスの計算は、下記の規格に準拠した流量特性表示法および流量計算式により計算しています。

○準拠規格

ISO 6358:1989: Pneumatic fluid power-Components using compressible fluids-Determination of flow-rate characteristics

JIS B 8390:2000:空気圧-圧縮性流体用機器-流量特性の試験方法

○流量計算式

流量の算出には次式を用いて計算します。

$$\frac{P_2 + 0.1}{P_1 + 0.1} \leq b \text{ のとき、チョーク流れ}$$

$$Q = 600 \times C(P_1 + 0.1) \sqrt{\frac{293}{273 + t}}$$

$$\frac{P_2 + 0.1}{P_1 + 0.1} > b \text{ のとき、亜音速流れ}$$

$$Q = 600 \times C(P_1 + 0.1) \sqrt{1 - \left[\frac{\frac{P_2 + 0.1}{P_1 + 0.1} - b}{1 - b} \right]^2} \sqrt{\frac{293}{273 + t}}$$

Q :流量[dm³/min(ANR)]、SI単位のdm³(立方デシメートル)は、ℓ(リットル)で表してもよいことになっています。1dm³=1ℓ。

C :音速コンダクタンス[dm³/(s・bar)]

b :臨界圧力比[-]

P_1 :上流側圧力[MPa]

P_2 :下流側圧力[MPa]

t :温度[°C]

ここで、有効断面積 S [mm²]による流量の算出は、 $C=S/5$ で換算し計算します。

この流量式は、低真空流域でも使用できます。

○機器の臨界圧力比

臨界圧力比は、構造、流路によって異なりますので、カタログの流量特性値をご使用ください。機器サイズを求める場合には、下記の臨界圧力比の分布例を参考に仮入力し、カタログの流量特性値で再計算ください。

バルブ ポペット弁：0.5 前後

スプール弁：0.2～0.4

チューブ(長さにより異なる)：0.1～0.7

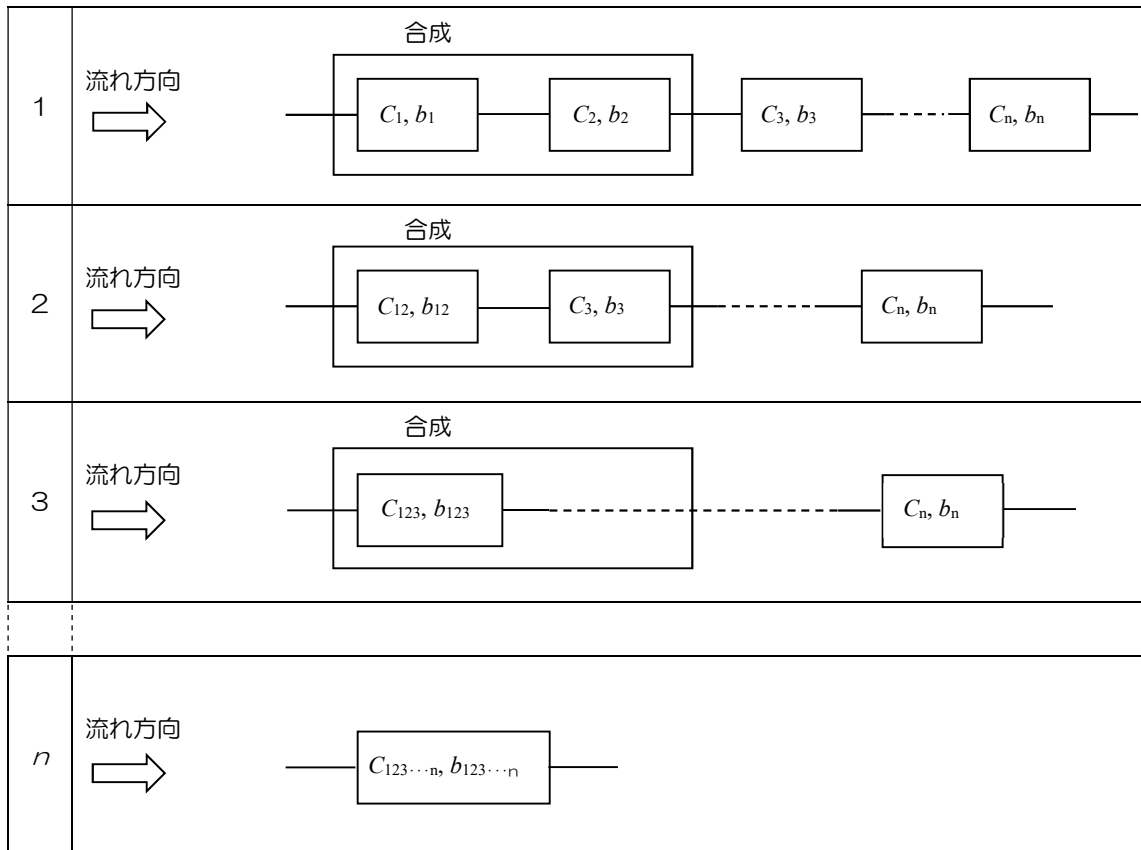
ブローノズル： 0.3～0.5

6.6 コンダクタンスの合成

コンダクタンスの合成は、空気圧システムにおいて接続された複数の機器の総合能力を合成値として把握するために用いられます。

コンダクタンスの合成では、逐次合成法を採用しています。逐次合成法は表 1 に示すように直列合成の場合、上流側にある機器から順次 2 個ずつ合成する方法です。

表 1 逐次合成法の直列合成例



○直列合成

機器 1 および機器 2 が直列に接続されている場合の合成計算式は表 2 に示します。複数の機器を合成する場合には、表 1 のように上流側の機器を 2 個合成し、合成した値と次に下流にある機器を合成していきます。

表 2 直列合成

図	順序		計算式
	1	判別係数 α	$\alpha = \frac{C_1}{C_2 \cdot b_1}$
	2	合成音速コンダクタンス C_{12}	$\alpha \leq 1$ $C_{12} = C_1$ $\alpha > 1$ $C_{12} = C_2 \cdot \alpha \cdot \frac{\alpha \cdot b_1 + (1 - b_1) \cdot \sqrt{\alpha^2 + \left(\frac{1 - b_1}{b_1}\right)^2} - 1}{\alpha^2 + \left(\frac{1 - b_1}{b_1}\right)^2}$
	3	合成臨界圧力比 b_{12}	$b_{12} = 1 - C_{12}^2 \cdot \left[\left(\frac{1 - b_1}{C_1^2} \right) + \left(\frac{1 - b_2}{C_2^2} \right) \right]$

○並列合成

機器 1 から機器 n が並列に接続されている場合の合成計算式を表 3 に示す

表 3 並列合成

図		計算式
	合成音速コンダクタンス C_s	$C_s = \sum_{i=1}^n C_i$
	合成臨界圧力比 b_s	$b_s = 1 - \left(\frac{C_s}{\sum_{i=1}^n \frac{C_i}{\sqrt{1 - b_i}}} \right)^2$

6.7 タンクの充填・放出

タンクの充填・放出の計算では、タンクへの充填、タンクからの放出、2タンク間の充填・放出、タンクへの充填・放出の4つの場合におけるタンク内の圧力応答の計算を行うことができます。

タンク内の圧力応答の基礎方程式を表1～4に示します。

表1 タンクへの充填

計算モデル		
基礎方程式		パラメータ
タンク	状態方程式 $\frac{dP}{dt} = \frac{1}{V} \left(\frac{PV}{T} \frac{dT}{dt} + RT \frac{dG}{dt} \right)$	タンク内絶対圧力 P
	エネルギー方程式 $\frac{dT}{dt} = \frac{1}{C_v} \frac{RT}{PV} \left[C_p T_1 \frac{dG}{dt} - C_v T \frac{dG}{dt} \right]$	タンク内絶対温度 T タンク内空気質量 G タンク容積 V 充填側絶対圧力 P_1 充填側空気絶対温度 T_1 音速コンダクタンス C_1
絞り	$\frac{P}{P_1} \leq b$: チョーク流れ $\frac{dG}{dt} = C \rho P_1 \sqrt{\frac{T_s}{T_1}}$	臨界圧力比 b_1 空気ガス定数 R 定積比熱 C_v 定圧比熱 C_p 時間 t 標準状態温度 T_s 密度 ρ
	$\frac{P}{P_1} > b$: 亜音速流れ $\frac{dG}{dt} = C \rho P_1 \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{P}{P_1} - b}{1 - b} \right)^2} \sqrt{\frac{T_s}{T_1}}$	

表2 タンクからの放出

計算モデル			
基礎方程式		パラメータ	
タンク	状態方程式	タンク内絶対圧力	P
	$\frac{dP}{dt} = \frac{1}{V} \left(\frac{PV}{T} \frac{dT}{dt} - RT \frac{dG}{dt} \right)$	タンク内絶対温度	T
	エネルギー方程式	タンク内空気質量	G
	$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{C_v} \frac{RT}{PV} \left(-RT \frac{dG}{dt} \right)$	タンク容積	V
		放出側絶対圧力	P_2
		音速コンダクタンス	C_2
		臨界圧力比	b_2
絞り	$\frac{P_2}{P} \leq b$: チョーク流れ	空気ガス定数	R
	$\frac{dG}{dt} = C_2 P \sqrt{\frac{T_s}{T}}$	定積比熱	C_v
	$\frac{P_2}{P} > b$: 亜音速流れ	定圧比熱	C_p
		時間	t
		標準状態温度	T_s
		密度	ρ
	$\frac{dG}{dt} = C_2 P \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{P_2}{P} - b}{1 - b} \right)^2} \sqrt{\frac{T_s}{T}}$		

表3 2タンク間の充填・放出

計算モデル				
基礎方程式		パラメータ		
タンク1	状態方程式	タンク1内絶対圧力	P_1	
		タンク1内絶対温度	T_1	
	エネルギー方程式	タンク1内空気質量	G_1	
		タンク1容積	V_1	
	タンク2内絶対圧力	P_2		
		タンク2内絶対温度	T_2	
タンク2内空気質量	G_2			
タンク2	状態方程式	タンク2容積	V_2	
		音速コンダクタンス	C	
	エネルギー方程式	臨界圧力比	b	
		空気ガス定数	R	
	定積比熱	C_v		
		定圧比熱	C_p	
	時間	t		
	標準状態温度	T_s		
	絞り	$\frac{P_2}{P_1} \leq b$: チョーク流れ	密度	ρ
$\frac{P_2}{P_1} > b$: 亜音速流れ				

表 4 タンクへの充填・放出

計算モデル		
基礎方程式		パラメータ
タンク	状態方程式	タンク内絶対圧力 P
	$\frac{dP}{dt} = \frac{1}{V} \left(\frac{PV}{T} \frac{dT}{dt} + RT \left(\frac{dG_1}{dt} - \frac{dG_2}{dt} \right) \right)$	タンク内絶対温度 T
		タンク内空気質量 G
	エネルギー方程式	タンク容積 V
	$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{C_v} \frac{RT}{PV} \left[C_p T_1 \frac{dG_1}{dt} + C_v T \frac{dG_1}{dt} - RT \frac{dG_2}{dt} \right]$	充填側絶対圧力 P_1
		充填側空気絶対温度 T_1
		絞り 1 音速コンダクタンス C_1
	絞り 1 臨界圧力比 b_1	
絞り 1	$\frac{P}{P_1} \leq b_1$: チョーク流れ $\frac{dG_1}{dt} = C_1 \rho P_1 \sqrt{\frac{T_s}{T_1}}$	放出側絶対圧力 P_2
		絞り 2 音速コンダクタンス C_2
	$\frac{P}{P_1} > b_1$: 亜音速流れ $\frac{dG_1}{dt} = C_1 \rho P_1 \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{P}{P_1} - b}{1 - b} \right)^2} \sqrt{\frac{T_s}{T_1}}$	絞り 2 臨界圧力比 b_2
		空気ガス定数 R
		定積比熱 C_v
		定圧比熱 C_p
		時間 t
		標準状態温度 T_s
		密度 ρ
	絞り 2	$\frac{P_2}{P} \leq b_2$: チョーク流れ $\frac{dG_2}{dt} = C_2 \rho P \sqrt{\frac{T_s}{T}}$
$\frac{P_2}{P} > b_2$: 亜音速流れ $\frac{dG_2}{dt} = C_2 \rho P \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{P_2}{P} - b}{1 - b} \right)^2} \sqrt{\frac{T_s}{T}}$		

6.8 機器の空気消費量

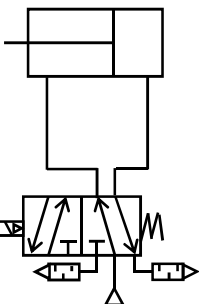
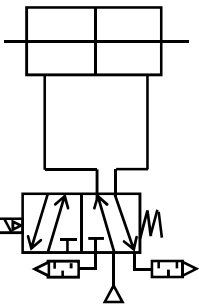
機器の空気消費量では、各機器の空気消費量を計算でき、設備ごとあるいはラインごとに積算し、総空気消費量を求めることが出来ます。また、圧縮空気コストを入力することにより、コスト算出を行うことができます。

空気消費量は、アクチュエータを 1 往復させるときに要する空気量の標準状態換算値であり、ボイル・シャルルの法則により求められます。アクチュエータと電磁弁を結ぶ配管の空気消費量も含まれます。エアブローの場合、消費流量にブロー時間を乗じたものが空気消費量となります。

装置全体の総空気消費量は、動作タイムチャートに従い、全アクチュエータについて積算して求めます。この総空気消費量はランニングコストを把握するための重要な指標であるとともに空気圧縮機の選定目安となります。

各機器の空気消費量の計算式を表 1 に示します。

表 1 各機器の空気消費量

機器名	タイプ	回路図	1 往復当り空気消費量[dm ³ (ANR)]	パラメータ		
				名称	変数	単位
シリンダ	複動片ロッド*		$q = \left\{ \left[\frac{\pi}{4} D_0^2 L_0 \frac{P_{s1} + 0.1}{0.1} + \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_0^2) L_0 \frac{P_{s2} + 0.1}{0.1} \right] + \left[\frac{\pi}{4} d_{p1}^2 L_{p1} \frac{P_{s1}}{0.1} + \frac{\pi}{4} d_{p2}^2 L_{p2} \frac{P_{s2}}{0.1} \right] \right\} \times \frac{293}{T + 273} \times 10^{-6}$	シリンダ内径	D_0	mm
				ロッド径	d_0	mm
				ストローク	L_0	mm
				ヘッド側配管内径	d_{p1}	mm
				ヘッド側配管長さ	L_{p1}	mm
				ロッド側配管内径	d_{p2}	mm
				ロッド側配管長さ	L_{p2}	mm
				ヘッド側供給圧力	P_{s1}	MPa
				ロッド側供給圧力	P_{s2}	MPa
				温度	T	°C
	複動両ロッド*		$q = \left\{ \left[\frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_0^2) L_c \left(\frac{P_{s1} + 0.1}{0.1} + \frac{P_{s2} + 0.1}{0.1} \right) \right] + \left[\frac{\pi}{4} d_{p1}^2 L_{p1} \frac{P_{s1}}{0.1} + \frac{\pi}{4} d_{p2}^2 L_{p2} \frac{P_{s2}}{0.1} \right] \right\} \times \frac{293}{T + 273} \times 10^{-6}$	シリンダ内径	D_0	mm
				ロッド径	d_0	mm
				ストローク	L_0	mm
				ヘッド側配管内径	d_{p1}	mm
				ヘッド側配管長さ	L_{p1}	mm
				ロッド側配管内径	d_{p2}	mm
				ロッド側配管長さ	L_{p2}	mm
				ヘッド側供給圧力	P_{s1}	MPa
				ロッド側供給圧力	P_{s2}	MPa
				温度	T	°C

機器名	タイプ	回路図	1 往復当り空気消費量[dm ³ (ANR)]	パラメータ		
				名称	変数	単位
シリンダ	単動押出		$q = \left(\frac{\pi}{4} D_0^2 L_0 \frac{P_{s1} + 0.1}{0.1} + \frac{\pi}{4} d_{p1}^2 L_{p1} \frac{P_{s1}}{0.1} \right) \times \frac{293}{T + 273} \times 10^{-6}$	シリンダ内径	D_0	mm
				ロッド内径	d_0	mm
				ストローク	L_0	mm
				ヘッド側配管内径	d_{p1}	mm
				ヘッド側配管長さ	L_{p1}	mm
				ヘッド側供給圧力	P_{s1}	MPa
	温度	T	°C			
	単動引込		$q = \left(\frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_0^2) L_0 \frac{P_{s2} + 0.1}{0.1} + \frac{\pi}{4} d_{p2}^2 L_{p2} \frac{P_{s2}}{0.1} \right) \times \frac{293}{T + 273} \times 10^{-6}$	シリンダ内径	D_0	mm
				ロッド径	d_0	mm
ストローク				L_0	mm	
ロッド側配管内径				d_{p2}	mm	
ロッド側配管長さ				L_{p2}	mm	
ロッド側供給圧力				P_{s2}	MPa	
温度	T	°C				
シリンダ	ロッドレス		$q = \left\{ \left[\frac{\pi}{4} D_0^2 L_0 \left(\frac{P_{s1} + 0.1}{0.1} + \frac{P_{s2} + 0.1}{0.1} \right) + \left[\frac{\pi}{4} d_{p1}^2 L_{p1} \frac{P_{s1}}{0.1} + \frac{\pi}{4} d_{p2}^2 L_{p2} \frac{P_{s2}}{0.1} \right] \right\} \times \frac{293}{T + 273} \times 10^{-6}$	シリンダ内径	D_0	mm
				ストローク	L_0	mm
				ヘッド側配管内径	d_{p1}	mm
				ヘッド側配管長さ	L_{p1}	mm
				ロッド側配管内径	d_{p2}	mm
				ロッド側配管長さ	L_{p2}	mm
				ヘッド側供給圧力	P_{s1}	MPa
				ロッド側供給圧力	P_{s2}	MPa
				温度	T	°C
ク-タリ アクチュエ-タ	ヘッド ラックピ-ニオン		$q = \left[\left(V_A \frac{P_{s1} + 0.1}{0.1} + V_B \frac{P_{s2} + 0.1}{0.1} \right) + \left(\frac{\pi}{4} d_{p1}^2 L_{p1} \frac{P_{s1}}{0.1} + \frac{\pi}{4} d_{p2}^2 L_{p2} \frac{P_{s2}}{0.1} \right) \right] \times \frac{293}{T + 273} \times 10^{-6}$	内容積 A	V_A	mm ³
				内容積 B	V_B	mm ³
				ヘッド側配管内径	d_{p1}	mm
				ヘッド側配管長さ	L_{p1}	mm
				ロッド側配管内径	d_{p2}	mm
				ロッド側配管長さ	L_{p2}	mm
				ヘッド側供給圧力	P_{s1}	MPa
				ロッド側供給圧力	P_{s2}	MPa
				温度	T	°C

機器名	タイプ	回路図	1 往復当り空気消費量[dm ³ (ANR)]	パラメータ		
				名称	変数	単位
エアチャック	複動形		$q = \left[\left(V_A \frac{P_{s1} + 0.1}{0.1} + V_B \frac{P_{s2} + 0.1}{0.1} \right) + \left(\frac{\pi}{4} d_{p1}^2 L_{p1} \frac{P_{s1}}{0.1} + \frac{\pi}{4} d_{p2}^2 L_{p2} \frac{P_{s2}}{0.1} \right) \right] \times \frac{293}{T + 273} \times 10^{-6}$	内容積 A	V_A	mm ³
				内容積 B	V_B	mm ³
				Λ側配管内径	d_{p1}	mm
				Λ側配管長さ	L_{p1}	mm
				〇側配管内径	d_{p2}	mm
				〇側配管長さ	L_{p2}	mm
				Λ側供給圧力	P_{s1}	MPa
				〇側供給圧力	P_{s2}	MPa
	温度	T	°C			
	単動常時開		$q = \left(V_A \frac{P_{s1} + 0.1}{0.1} + \frac{\pi}{4} d_{p1}^2 L_{p1} \frac{P_{s1}}{0.1} \right) \times \frac{293}{T + 273} \times 10^{-6}$	内容積 A	V_A	mm ³
				Λ側配管内径	d_{p1}	mm
				Λ側配管長さ	L_{p1}	mm
Λ側供給圧力				P_{s1}	MPa	
単動常時閉		$q = \left(V_B \frac{P_{s2} + 0.1}{0.1} + \frac{\pi}{4} d_{p2}^2 L_{p2} \frac{P_{s2}}{0.1} \right) \times \frac{293}{T + 273} \times 10^{-6}$	内容積 B	V_B	mm ³	
			〇側配管内径	d_{p2}	mm	
			〇側配管長さ	L_{p2}	mm	
			〇側供給圧力	P_{s2}	MPa	
I77 〇-		$\frac{0.1}{P_1 + 0.1} \leq 0.5 \quad \text{チョーク流れ}$ $q = 600 \cdot \frac{\pi}{20} \cdot 0.9 d_n^2 (P_1 + 0.1) \sqrt{\frac{293}{T + 273} \cdot \frac{t}{60}}$ $\frac{0.1}{P_1 + 0.1} > 0.5 \quad \text{亜音速流れ}$ $q = 600 \cdot \frac{\pi}{20} \cdot 0.9 d_n^2 (P_1 + 0.1) \sqrt{1 - \left(\frac{0.1}{P_1 + 0.1} - 0.5 \right)^2}$ $\times \sqrt{\frac{293}{T + 273} \cdot \frac{t}{60}}$	ノズル内径	d_n	mm	
			ノズル直前圧	P_1	MPa	
			温度	T	°C	
			ブロー時間	t	s	

6.9 圧縮空気コスト

圧縮空気コストは、空気圧機器のランニングコストを算出するため、または、エネルギーの変換効率の把握のために必要です。

圧縮空気コストは標準状態に換算した圧縮空気の体積吐出量あたりの価格[円/m³(ANR)]で表します。圧縮空気コストの算出式を表 1 に示します。

表 1 圧縮空気コストの計算

計算式			
$U = \frac{E_a + E_b + E_c + E_d}{q}$			
項目名	変数	単位	説明
圧縮空気コスト	U	円/m ³ (ANR)	標準状態での体積吐出量あたりの価格
運転時間	H	h/年	1 年間の圧縮機の運転時間
電力費	E_a	円	圧縮機および冷却水、ポンプ等の補機の電力使用料金
運転費	E_b	円	潤滑油や冷却水の使用料金
保全費	E_c	円	整備費用やオーバーホール費用
設備償却費	E_d	円	圧縮機および付帯設備の設備償却費
圧縮空気吐出量	q	m ³ (ANR)	流量計による実測値もしくは、 $q=60 \times H \times Q$ で算出された値
圧縮空気吐出流量	Q	m ³ /min(ANR)	圧縮機の定格吐出量

6.10 圧縮機の動力

圧縮機の動力では、空気を断熱圧縮するときに必要な理論空気動力および理論空気動力を効率で除した圧縮機出力を計算します。

この圧縮機の動力では、圧縮機の吐出圧力を下げることによる動力の削減量の算出また、圧縮機出力を用いた圧縮機のサイズ選定などに使用できます。

圧縮機の理論空気動力および出力の計算式を表 1 に示します。

表 1 圧縮機の動力

	変数	単位	算出式	入力項目	変数	単位
理論空気動力	L_a	kW	$L_a = \frac{m\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{0.1Q_s}{0.06} \times \left\{ \left[\frac{P_d + 0.1}{P_s + 0.1} \right]^{\frac{\kappa-1}{m\kappa}} - 1 \right\}$	比熱比(空気=1.4)	κ	—
				吸込状態の実空気量	Q_s	m ³ /min(ANR)
				吸込圧力	P_s	MPa
				吐出圧力	P_d	MPa
				圧縮段数	m	—
圧縮機出力	L_s	kW	$L_s = \frac{L_a}{\eta_a}$	理論空気動力	L_a	kW
				効率	η_a	—

6.11 エネルギー換算

エネルギー換算は圧縮空気量、または電力量、熱量、原油量、CO₂排出量に換算します。これらの換算は圧縮空気量または電力量が環境へ与える影響度の指標として用いられています。これらの換算係数は、契約している電気事業者や、年度により異なりますので、正確な係数は、電気事業者や環境省にお問い合わせください。

省エネプログラムのデフォルト値には表 1 に示す換算係数が設定されています。

表 1 換算係数

係数	単位	デフォルト値	引用
比動力	kW/[m ³ /min(ANR)]	6.5	
熱量換算係数	MJ/kWh	9.97	エネルギーの使用合理化に関する法律、熱関 係定期報告書(様式第 4)
原油換算係数	kL/kWh	2.54×10 ⁻⁴	環境省温室効果ガス排出方法検討会 平成 12 年 9 月
CO ₂ 換算係数	kg/kWh	0.324	東京電力 2009 年度実績

6.12 メイン配管の圧力降下

メイン配管の圧力降下では、工場内の各設備に圧縮空気を送る主送気管による圧力降下を計算します。この圧力降下では配管サイズの選定の目安になります。

圧力降下の計算式を表1に示します。この計算式は、圧力降下の大きくない亜音速流れ $\Delta P < 0.5(P_1 + 0.1)$ の範囲のみ使用可能です。計算対象配管は、SGPのみです。

圧力降下が大きく、チョーク流れになる可能性のある設備内にある配管は、流量とコンダクタンスの計算項目で、計算ください。

表1 メイン配管の圧力降下

計算式	入力項目	変数	単位
$\Delta P = \frac{2.466 \times 10^3 \cdot L}{d^{5.31} (P_1 + 0.1)} Q^2$	圧縮空気流量	Q	m ³ /min(ANR)
	上流側圧力	P_1	MPa
	下流側圧力	P_2	MPa
	圧力降下	$\Delta P (= P_1 - P_2)$	MPa
	配管内径	d	mm
	配管長さ	L	m

6.13 メイン配管の最大推奨流量について

米国 CAGI(Compressed Air Gas Institute)は、空気圧供給配管のサイズを決める指針として次のような推奨をしています。

- (1) 圧力降下の限界は上流入口圧力の 10%
- (2) 漏れによる流量損失を 10%見込む
- (3) 適当と思われる 2 種類の配管があった場合、大きいサイズを選ぶ

最大推奨流量は、SPG 鋼管について配管の長さ 30.5m(100%)あたりの圧力降下が入口の

10%・・・配管サイズ 1/8～1/2B(6A～15A)

5%・・・配管サイズ 3/4～2B(20A～50A)

となるときの圧縮空気流量として算出されます。

最大推奨流量の計算式を表 1 に示します。

表 1 最大推奨流量

計算式	入力項目	変数	単位
$6.5 \leq d \leq 16.1$ のとき $Q = \sqrt{\frac{d^{5.31} (P_1 + 0.1)^2 \times 0.1}{2.466 \times 10^3 \times 30.5}}$	圧縮空気流量	Q	m ³ /min(ANR)
	配管内径	d	mm
	供給圧力	P_1	MPa
$21.6 \leq d \leq 52.9$ のとき $Q = \sqrt{\frac{d^{5.31} (P_1 + 0.1)^2 \times 0.05}{2.466 \times 10^3 \times 30.5}}$			

6.14 空気圧管路網

空気圧管路網では、供給配管系の使用末端での圧力分布の算出を行います。この計算は、現状配管の圧力降下の把握、設備増設に伴う流量増加による圧力降下の予測、バイパス配管や配管サイズアップによる圧力降下緩和の効果予測などに利用できます。

○使用上の注意

この計算での使用上の注意事項は以下の通りです。

- ① 圧力降下は、配管壁面と流体による摩擦によるエネルギー損失を対象にしています。曲がり、拡大および縮小によるエネルギー損失は対象としていません。
- ② 回路上での曲がり、曲がりによる圧力降下として考慮されていません。曲がりによる圧力降下は、管継手の相当直管長さを配管長さに加えて計算してください。
- ③ 使用条件として、メイン配管を対象とし、圧力降下があまり大きくない亜音速流れです。機器末端などの流れがチョークする範囲では、大きな誤差が生じます。
- ④ 計算方式の特徴上、メイン配管の圧力降下の計算結果とは多少異なる場合があります。

○計算方法

空気圧管路網の計算方法は、電気回路網の解析で使用される Kirchhoff の第 1 法則、第 2 法則の概念を拡張し適用しています。これらの法則をすべて満たすまで繰り返し、接続点に圧力を代入して求めます。

第 1 法則

「接続点を出入りする流量 Q の和は 0 (ゼロ) である」

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 - Q_4 = 0$$

第 2 法則

「閉回路を一方向にたどるとき、存在する圧力降下の総和は 0 (ゼロ) である」

$$\Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 = 0$$

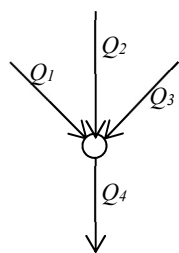


図 1 第 1 法則

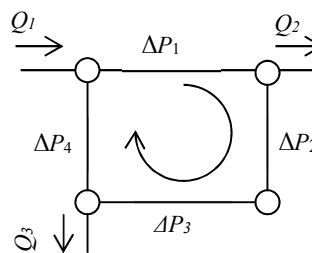


図 2 第 2 法則

○管継手および弁の取り扱い

ある配管区間に管継手および弁が設置されている場合、管継手および弁の相当直管長さの総和を配管長さに加え、計算します。管継手および弁の相当直管長さは、図3を参照してください。

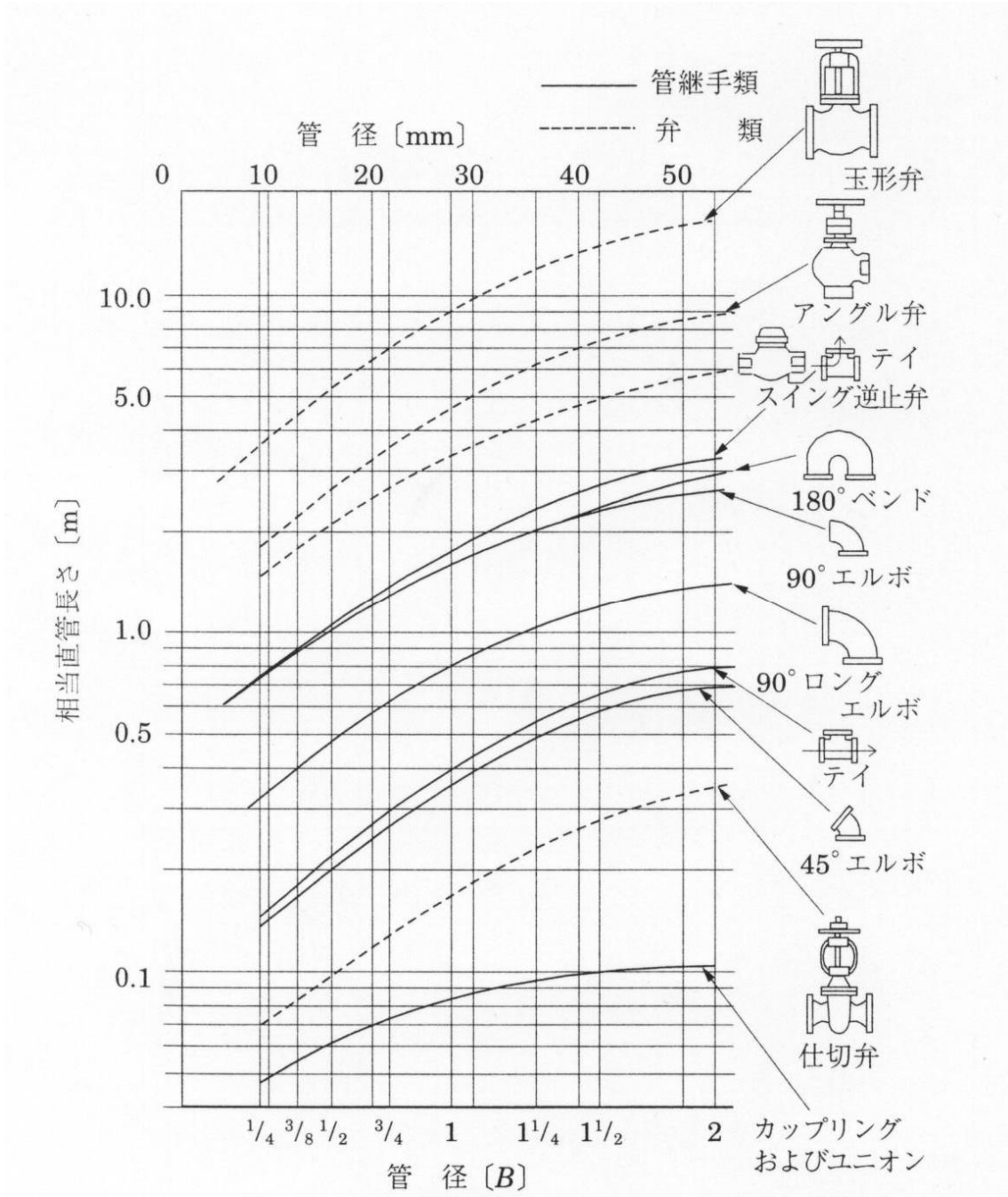


図3 管継手および弁の相当直管長さ

6.15 空気漏れ損失コスト

空気漏れ損失コストは、空気漏れによる損失を把握する為の計算です。計算結果には、1日あたり、1年あたりの漏れ量と損失コストを表示します。

漏れ量及び損失コストの計算式を表1に示します。

表1 漏れ量及び損失コストの計算

	計算式	項目	変数	単位
漏れ流量	$\frac{0.1}{P_1 + 0.1} \leq b$ $Q = 600 C (P_1 + 0.1) \cdot \sqrt{\frac{293}{273 + T}}$ $\frac{0.1}{P_1 + 0.1} > b$ $Q = 600 C (P_1 + 0.1) \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{0.1}{P_1 + 0.1} - b}{1 - b} \right)^2} \cdot \sqrt{\frac{293}{273 + T}}$	漏れ流量	Q	dm ³ /min(ANR)
		音速コエフィシエント	C	dm ³ /(s・bar)
		臨界圧力比	b	—
		供給圧力	P_1	MPa
		温度	T	℃
1日あたりの漏れ量	$q_d = \frac{60 \cdot Q \cdot T_d}{1000}$	1日あたりの漏れ量	q_d	m ³ (ANR)/day
		漏れ流量	Q	dm ³ /min(ANR)
		稼働時間	T_d	H/day
1年あたりの漏れ量	$q_y = \frac{60 \cdot Q \cdot T_d \cdot T_y}{1000}$	1年あたりの漏れ量	q_y	m ³ (ANR)/year
		漏れ流量	Q	dm ³ /min(ANR)
		稼働時間	T_d	H/day
		年間稼働日数	T_y	day/year
1日あたりの損失コスト	$Y_d = \frac{60 \cdot Q \cdot T_d \cdot e}{1000}$	1日あたりの損失コスト	Y_d	円/day
		漏れ流量	Q	dm ³ /min(ANR)
		稼働時間	T_d	H/day
		圧縮空気コスト	e	円/m ³ (ANR)
1年あたりの損失コスト	$Y_y = \frac{60 \cdot Q \cdot T_d \cdot T_y \cdot e}{1000}$	1年あたりの損失コスト	Y_y	円/year
		漏れ流量	Q	dm ³ /min(ANR)
		稼働時間	T_d	H/day
		年間稼働日数	T_y	day/year
		圧縮空気コスト	e	円/m ³ (ANR)

6.16 エアブローノズルの選定および特性計算

エアブローノズルの選定は、エアブローの未知パラメータおよび消費流量の算出を行い、その算出結果を登録、編集および削除することができます。エアブローノズルの特性計算は、噴流の圧力分布・流速分布、消費流量を求めることができます。

これらの計算は、実験により求めた単孔ノズルの噴流特性を使用しています。

○選定

選定では、ノズル径、ノズル直前圧、ワーク距離およびワーク衝突圧の4つのエアブローのパラメータの中で未知であるパラメータを1つ算出します。このとき、同時に消費流量が算出されます。また、入力条件および算出結果を登録することができ、消費流量がグラフで表示されます。各エアブロー条件による消費流量の比較、または、新規設計での条件決定を行うことができます。

○特性計算

特性計算では、ノズル径、ノズル直前圧およびワーク距離のエアブロー条件を入力すると、噴流の断面圧力分布、軸線上圧力分布、断面流速分布および軸線上圧力分布をグラフで表示します。さらに、入力したワーク距離の1/3および2/3での断面圧力分布および断面速度分布のグラフが表示されます。このようにエアブロー特性を詳細に把握することができますので、現状把握および新規設計でのエアブロー状態の予測が可能です。

○単孔ノズルの噴流特性

単孔ノズルから圧縮空気を大気に放出するときの自由噴流を図1に示す。ノズル出口からノズル内径の5倍までの距離の範囲は、ノズル出口の流速・動圧・運動エネルギーが保存されるポテンシャルコアを形成する。ポテンシャルコアの外側は周囲の空気が強く引かれる加速領域となる。

ポテンシャルコアの先は、ノズルからの放出運動量を保存しながら周囲の空気を巻き込み、約14度の角度で噴流の断面積を増しながら成長する発達領域(相似領域)となる。

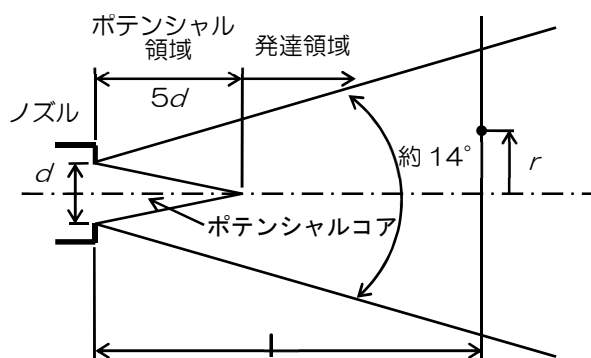


図1 ノズルからの噴流

①消費流量

ノズルから大気へ放出する場合の消費流量は、流量式から次式のように表わされる。

$P_0 \geq 0.1$ のとき、チョーク流れ

$$\begin{aligned} Q &= 600C(P_0 + 0.1)\sqrt{\frac{293}{273+t}} \\ &= 600\frac{\pi}{20}0.9d^2(P_0 + 0.1)\sqrt{\frac{293}{273+t}} \end{aligned}$$

$P_0 < 0.1$ のとき、亜音速流れ

$$\begin{aligned} Q &= 600C(P_0 + 0.1)\sqrt{1 - \left(\frac{\frac{0.1}{P_0 + 0.1} - 0.5}{1 - 0.5}\right)^2} \sqrt{\frac{293}{273+t}} \\ &= 600\frac{\pi}{10}0.9d^2\sqrt{0.1 \times P_0} \sqrt{\frac{293}{273+t}} \end{aligned}$$

ここで、 Q ：消費流量[dm³/min(ANR)]、 C ：音速コンダクタンス[dm³/(s・bar)]、 d ：ノズル内径[mm]、 P_0 ：ノズル直前圧[MPa]、 t ：温度[°C]である。ノズルの音速コンダクタンスは、実断面積に流出係数 0.9 を乗じた値を有効断面積 S とし、 $C=S/5$ で換算したものである。

②圧力分布

図 2 に自由噴流の断面の圧力分布を示す。横軸はノズル直前圧 P_0 で無次元化した噴流の圧力 P 、縦軸はノズル径 d で無次元化した噴流の軸線からの半径距離 r 、パラメータはノズル径 d で無次元化したノズル出口からの噴流軸線方向距離 L である。

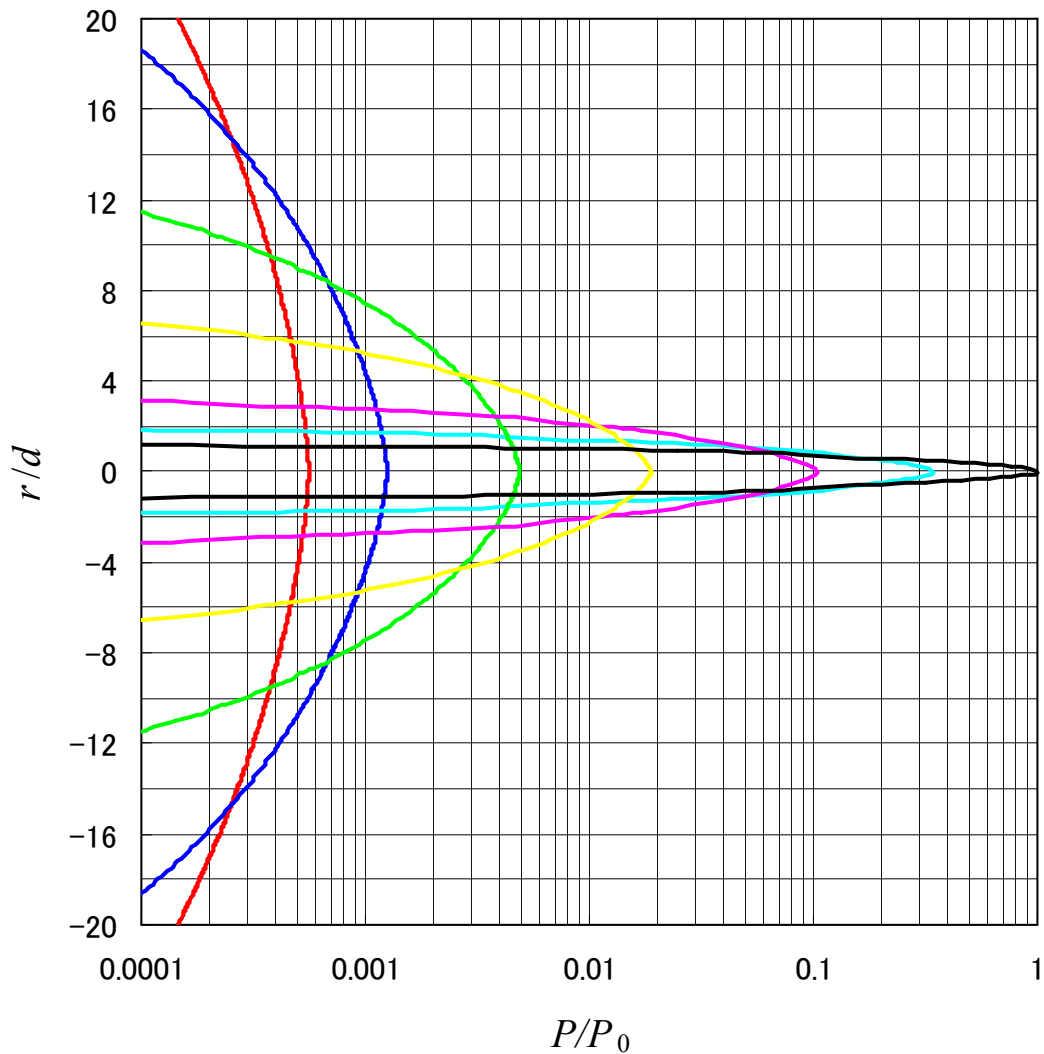


図 2 噴流の圧力分布

③流速分布

噴流の流速分布は次式により計算される。

ノズル出口における圧縮空気の流速 u_0 は、臨界圧力比 $b=0.5$ の場合、

$P_0 \geq 0.1$ のとき、チョーク流れ

$$u_0 = 331 \times \sqrt{\frac{273+t}{273}}$$

$P_0 < 0.1$ のとき、亜音速流れ

$$u_0 = 740 \times \sqrt{1 - \left(\frac{0.1}{P_0 + 0.1}\right)^{0.286}} \times \sqrt{\frac{273+t}{273}}$$

発達領域における自由噴流の速度は、次式に示すようになる。

$$u = u_0 \sqrt{\frac{P}{P_0}}$$

P/P_0 は、前述の②圧力分布より求めることができる。

ここで、 u_0 ：ノズル出口での流速[m/s]、 u ：発達領域での流速[m/s]、 P_0 ：ノズル直前圧[MPa]、 P ：噴流の圧力[MPa]、 t ：温度[°C]である。

6.17 エアブロー上流配管系の選定・特性計算

エアブロー上流配管系の選定は、減圧弁からノズルまでの上流配管系にある機器を対象にした選定および特性計算を行います。分岐回路に対応しましたのでより複雑な回路の選定および特性計算が可能になりました。

○選定

選定では、回路構成後、配管長さ、ノズル径、ノズル直前圧などの値と選定基準となるコンダクタンス比または圧力降下を入力します。機器ごとに希望のシリーズを選択し、選定結果として入力条件を満たす機器の品番を表示します。さらに、その回路の圧力分布グラフおよび特性値を表示します。

○特性計算

特性計算では、回路構成後、各部分の音速コンダクタンスおよび臨界圧力比を機器品番で参照し入力します。計算結果としてその回路の圧力分布および特性値を表示します。圧力分布および特性値から回路の診断、変更および改善を行うことができます。

○回路構成の説明

エアブロー上流配管系の選定および特性計算において、対象となる回路例を図 1 で示します。供給源、主配管、中間配管、末端配管およびノズルの部分に区分することができ、減圧弁の有無、電磁弁設置位置、分岐パターンおよび末端配管数およびノズル数の入力で回路構成図が切り換わります。

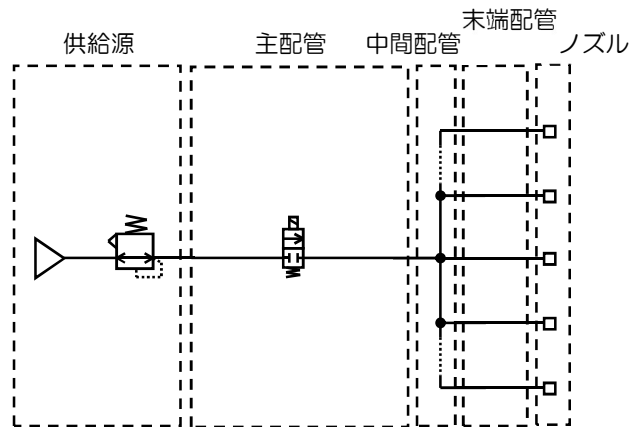


図 1 回路構成

①供給源

空気圧源および減圧弁を表わします。回路構成で減圧弁の有無の選択により回路図が切り換わります。

②主配管

供給源と中間配管までの配管を表わします。電磁弁設置位置(主配管または末端配管)の選択により回路図が切り換わります。

③中間配管

主配管と末端配管を接続する配管を表わします。入力画面では、末端配管の分岐間隔である中間配管の 1 区間のみの配管長さまたは、音速コンダクタンスおよび臨界圧力比を入力します。入力した値は、すべての区間に適用します。末端配管本数および分岐パターン(対称または非対称)の選択により回路図が切り換わります。

④末端配管

分岐点からノズルまでの配管を表わします。入力画面では、末端配管が複数本ある場合でも末端配管 1 本だけの配管長さまたは音速コンダクタンスおよび臨界圧力比を入力します。入力した値は、すべての末端配管に適用します。

⑤ノズル

回路の末端部分を表わします。入力画面では、末端配管が複数本ある場合でも末端配管 1 本あたりに接続してあるノズルのノズル個数、ノズル内径、ノズル直前圧およびワーク距離を入力します。入力した値は、すべての末端配管に接続してあるノズルに適用されます。

○圧力分布グラフ

圧力分布グラフは、回路の各部分での圧力を表示するもので、回路全体の圧力降下を把握することができます。

末端配管の2本以上の場合、分岐位置から最も近い位置にある末端配管と最も遠い位置にある末端配管では、配管形態が異なるため、それぞれの末端配管での入口圧力、ノズル直前圧およびワーク衝突圧が異なります。圧力分布グラフでは、この圧力違いをグラフおよび計算結果として表示しています。表示例を図2に示します。

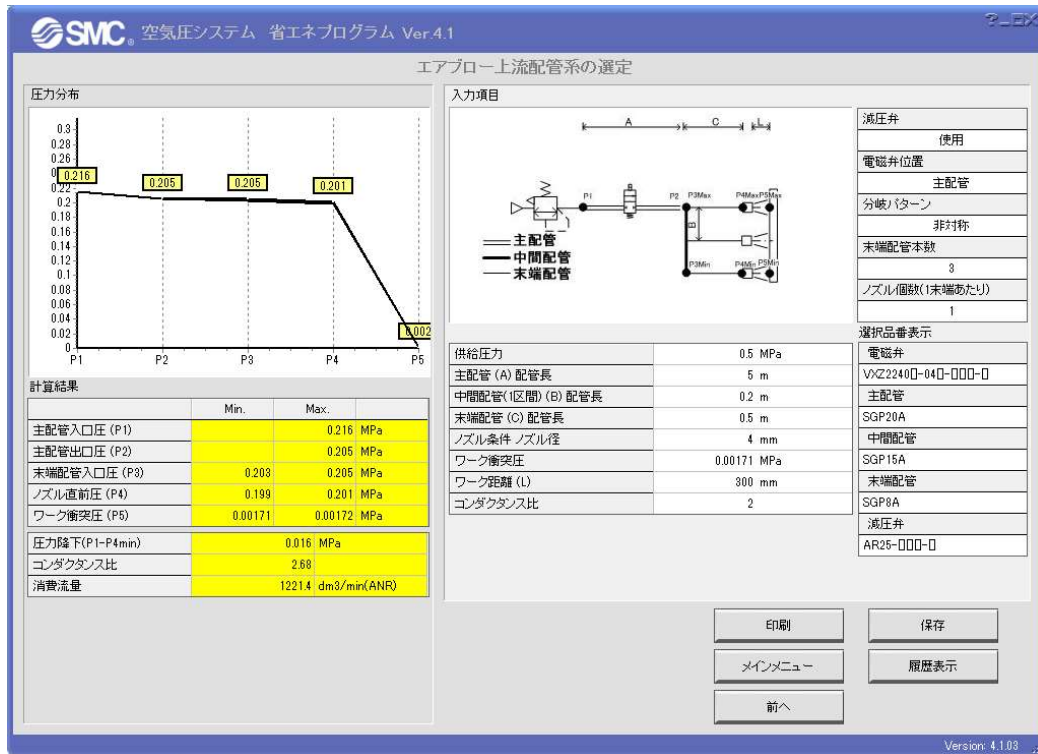


図2 圧力分布グラフの表示例

○圧力降下とコンダクタンス比

上流配管系の圧力降下が著しく大きい場合、ノズル直前圧が低くなりすぎ、数倍の流量を消費している場合があります。ノズルに適切な圧力を伝達するためには、上流配管系での圧力降下を適正にする必要があります。

上流配管系の圧力降下を適正にする機器サイズの選定基準の指標としてコンダクタンス比があります。コンダクタンス比と圧力比の関係を図3に示します。

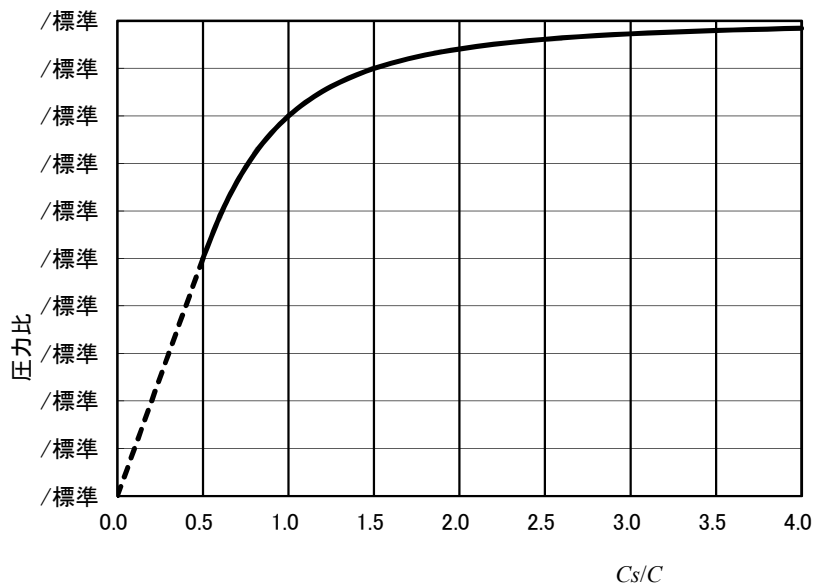


図3 コンダクタンス比と圧力比

コンダクタンス比は、圧力比が0.8で1、0.9で1.5、0.95で2.2です。すなわち、上流配管系のコンダクタンスをノズルのコンダクタンスの1.5倍にすると圧力降下の割合は10%、2倍にすると5%に納まります。

したがって、上流配管系の機器の合成コンダクタンスが、ノズルのコンダクタンスの約2倍を指標にしてサイズ選定をすることを推奨します。

エアブロー上流配管系の選定では、入力したコンダクタンス比を選定指標として、上流配管系の機器サイズを自動選定します。また、エアブロー上流配管系の特性計算では、入力した回路のコンダクタンス比を自動計算します。

6.18 ガス体・液体・飽和水蒸気の計算

ガス体・液体・飽和水蒸気の計算は、下記の規格に準拠した流量特性表示法および流量計算式により計算しています。

○準拠規格

IEC60534-2-3: 1997: Industrial-process control valves. Part2: Flow capacity, Section Three-Test procedures.

JIS B 2005: 1995: バルブの容量係数の試験方法

機器規格: JIS B 8471: 水用電磁弁

JIS B 8472: 蒸気用電磁弁

JIS B 8473: 燃料油用電磁弁

○ガス体の流量計算式

流量の算出には次式を用いて計算します。

$\frac{P_2 + 0.1}{P_1 + 0.1} \leq b$ のとき、チョーク流れ

$$Q = 600 \times \frac{C(P_1 + 0.1)}{\sqrt{G}} \sqrt{\frac{293}{273 + t}}$$

$\frac{P_2 + 0.1}{P_1 + 0.1} > b$ のとき、亜音速流れ

$$Q = 600 \times \frac{C(P_1 + 0.1)}{\sqrt{G}} \sqrt{1 - \left[\frac{\frac{P_2 + 0.1}{P_1 + 0.1} - b}{1 - b} \right]^2} \sqrt{\frac{293}{273 + t}}$$

Q : 流量[dm³/min(ANR)]、SI 単位の dm³(立方デシメートル)は、ℓ (リットル)で表してもよいことになっています。1dm³=1ℓ。

C : 音速コンダクタンス[dm³/(s・bar)]

b : 臨界圧力比[-]

P_1 : 上流側圧力[MPa]

P_2 : 下流側圧力[MPa]

t : 温度[°C]

G : 比重[空気=1]

ただし、有効断面積 S [mm²]による流量の算出は、 $C=S/5$ で換算し計算します。

○液体の流量計算式

流量の算出には次式を用いて計算します。

$$Q = 1.9 \times 10^6 A_v \sqrt{\frac{\Delta P}{G}}$$

Q : 流量[l/min]

A_v : 容量係数[m²]

ΔP : 圧力差[MPa]

G : 比重[水=1]

ただし、容量係数の換算は次式で行います。

$$A_v = 28 \times 10^{-6} K_v = 24 \times 10^{-6} C_v$$

○飽和水蒸気の流量計算式

流量の算出には次式を用いて計算します。

$$Q = 8.3 \times 10^6 A_v \sqrt{\Delta P (P_2 + 0.1)}$$

Q : 流量[kg/h]

A_v : 容量係数[m²]

ΔP_1 : 圧力差[MPa]: $\Delta P_1 = P_1 - P_2$

P_1 : 上流側圧力[MPa]

P_2 : 下流側圧力[MPa]

6.19 クーラント回路

クーラント回路では、供給配管の圧力分布の算出を行います。この計算は、現状配管の圧力降下の把握、流量増加による圧力降下の予測、配管サイズアップによる圧力降下緩和の効果予測などに利用できます。また、ポンプ特性図によりポンプのサイズ選定の目安になります。

○使用上の注意

この計算での使用上の注意事項は以下の通りです。

- ①圧力降下は、配管壁面と流体による摩擦によるエネルギー損失を対象としています。曲がり、拡大、縮小によるエネルギー損失は対象としていません。また、位置エネルギーによる圧力降下は考慮していません。
- ②回路上での曲がり、曲がりによる圧力降下として考慮されていません。曲がりによる圧力降下は、管継手の相当直管長さを配管長さに加えて計算してください。
- ③入力した吹出し圧力は、末端流量の計算で使用しますので、計算結果と吹出し圧力は一致しません。
- ④対象流体として物性値が水に近い流体を対象としています。密度、粘度などが水と異なる流体の場合は、実際と計算結果が、大きく異なる場合があります。

○計算方法

クーラント回路の計算方法は、電気回路網の解析で使用される Kirchhoff の第 1 法則、第 2 法則の概念を拡張し適用しています。これらの法則をすべて満たすまで繰り返し、接点に圧力を代入して求めます。

第 1 法則

「接続点を出入りする流量 Q の和は 0(ゼロ)である」

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 - Q_4 = 0$$

第 2 法則

「閉回路を一方向にたどるとき、存在する圧力降下の総和は 0(ゼロ)である」

$$\Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 = 0$$

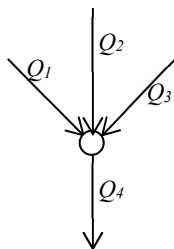


図 1 第 1 法則

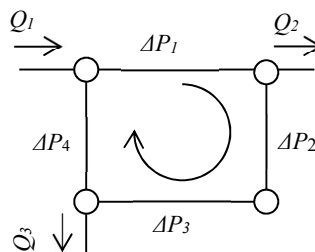


図 2 第 2 法則

○管継手および弁の取り扱い

ある配管区間に管継手および弁が設置されている場合、管継手および弁の相当直管長さの総和を配管長さに加え、計算します。管継手および弁の相当直管長さは、図3を参照してください。

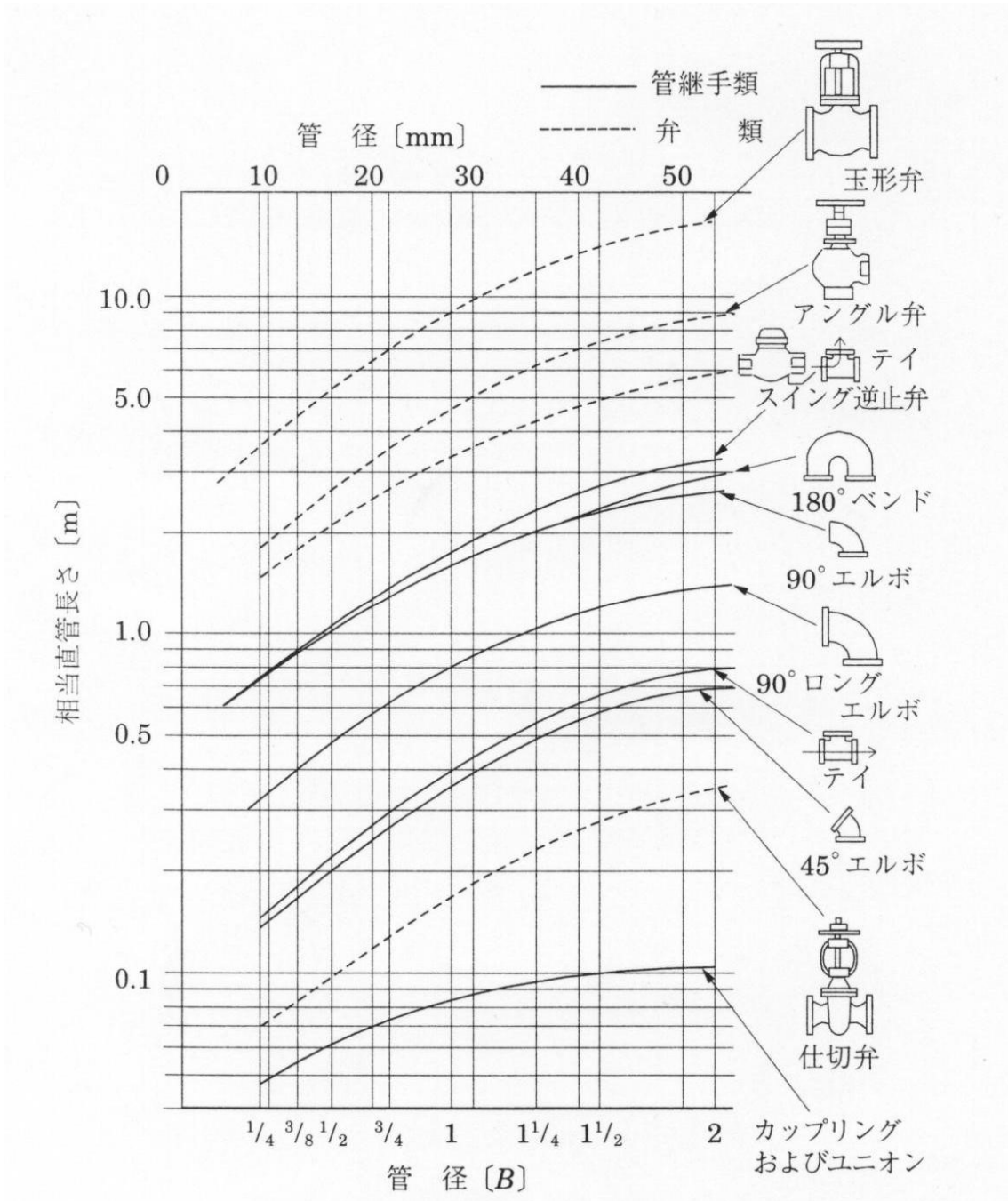


図3 管継手および弁の相当直管長さ

7. 計算例.

この章では、計算項目を使用した計算例を示します。

7.1 圧力露点を大気圧露点に換算

圧力 0.7MPa での圧力露点 10°Cを大気圧露点に換算します。

計算条件

圧力：0.7MPa
圧力露点：10°C

操作手順

①省エネプログラム—湿度換算を選ぶ

②圧力露点を選ぶ

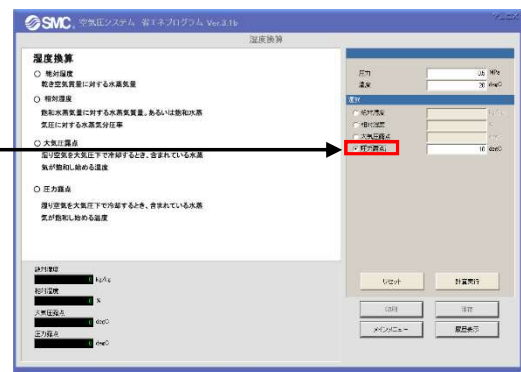
③条件入力

圧力：0.7MPa
圧力露点：10°C

*温度は、他の湿度を計算する必要があるため、入力可ですが、圧力露点と大気圧露点の換算では、不要の為、デフォルト値のままです。

④計算結果

大気圧露点：-17.6°C



結果：圧力 0.7MPa、圧力露点 10°Cの大気圧露点は-17.6°Cになります。

7.2 相対湿度を大気圧露点に換算

圧力 0.5MPa、温度 20°Cでの相対湿度 65%を大気圧露点に換算します。

計算条件

圧力：0.7MPa
温度：20°C
相対湿度：65%

操作手順

①省エネプログラム—湿度換算を選ぶ

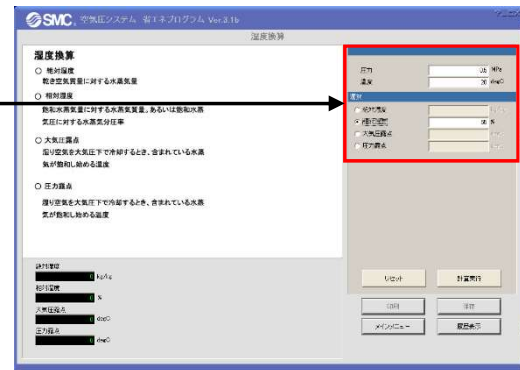


②圧力露点を選ぶ



③条件入力

圧力：0.7MPa
温度：20°C
相対湿度：65%



④計算結果

大気圧露点：-11.5°C



結果：圧力 0.5MPa、温度 20°C、相対湿度 65%の空気の大気圧露点は-11.5°Cになります。

7.3 空気を圧縮した場合に発生するドレン量の算出

温度 20℃、相対湿度 65%、大気(0MPa)の空気を 0.5MPa に圧縮し、温度が 40℃になった場合に発生するドレン量を算出します。

計算条件

状態 1
 圧力：0MPa
 温度：20℃
 相対湿度：65%

状態 2
 圧力：0.5MPa
 温度：40℃
 流量：1m³/min(ANR)

操作手順

①省エネプログラムードレンの計算を選ぶ

②単位時間ドレン量を選ぶ

③状態 1 の湿度で相対湿度を選ぶ

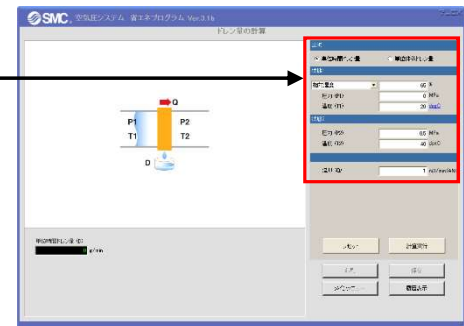
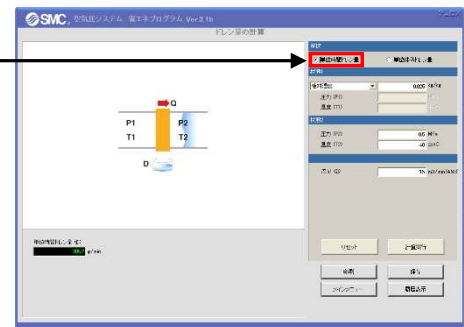
④条件入力

状態 1
 圧力：0MPa
 温度：20℃
 相対湿度：65%

状態 2
 圧力：0.5MPa
 温度：40℃
 流量：1m³/min(ANR)

⑤計算結果

単位時間ドレン量：2.2g/min



結果：相対湿度 65%、圧力 0MPa、温度 20℃の空気を 0.5MPa に圧縮し、温度 40℃になったときに発生するドレン量は 2.2g/min になります。

7.4 空気を冷却した場合に発生するドレン量の算出

圧力露点 40℃、圧力 0.5MPa の空気を 20℃に冷却した場合に発生するドレン量を算出します。

計算条件

状態 1
 圧力露点：40℃
 圧力：0.5MPa
 状態 2
 圧力：0.5MPa
 温度：20℃

操作手順

①省エネプログラムードレンの計算を選ぶ

②単位時間ドレン量を選ぶ

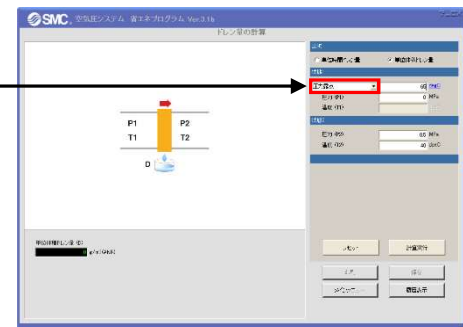
③状態 1 の湿度で圧力露点を選ぶ

④条件入力

状態 1
 圧力露点：40℃
 圧力：0.5MPa
 状態 2
 圧力：0.5MPa
 温度：20℃

⑤計算結果

単位体積ドレン量：6.4g/min(ANR)



結果：圧力露点 40℃、0.5MPa の空気を 20℃に冷却した場合、単位体積ドレン量は 6.4g/min(ANR) である。

7.5 シリンダ（タンク）に充填された空気量の算出

シリンダやタンクに 0.5MPa まで充填された圧縮空気 10dm³(\varnothing)の標準状態での空気量を算出します。

計算条件

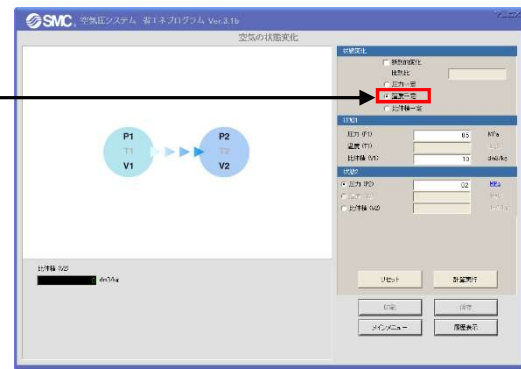
状態 1
 圧力：0.5MPa
 比体積：10dm³/kg
 状態 2
 圧力：0MPa

操作手順

①省エネプログラム—空気の状態変化を選ぶ

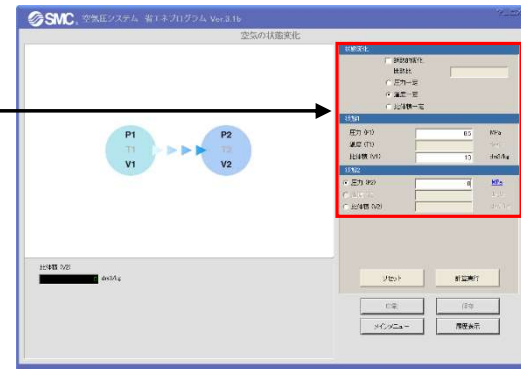


②温度一定を選ぶ



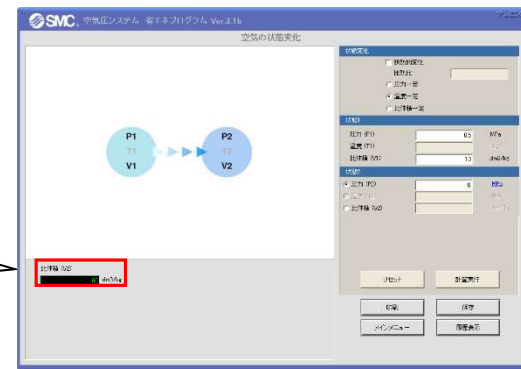
③条件入力

状態 1
 圧力：0.5MPa
 比体積：10dm³/kg
 状態 2
 圧力：0MPa



④計算結果

比体積：60dm³/kg



結果：10dm³の容器に圧力 0.5MPa で充填された圧縮空気の標準状態での空気量は 60dm³ になります。

7.6 冷却後の容器（シリンダ、タンク）内の圧力の算出

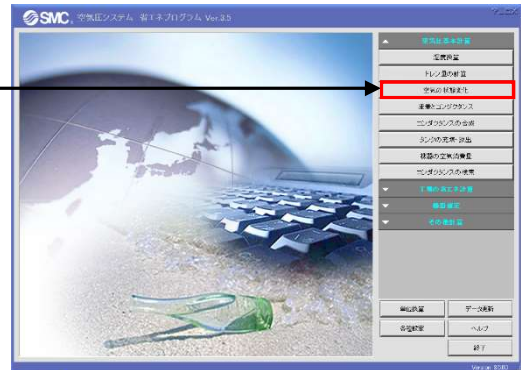
シリンダやタンクに圧力 0.5MPa、温度 40℃の圧縮空気を温度 20℃まで冷却した場合の圧力を算出します。

計算条件

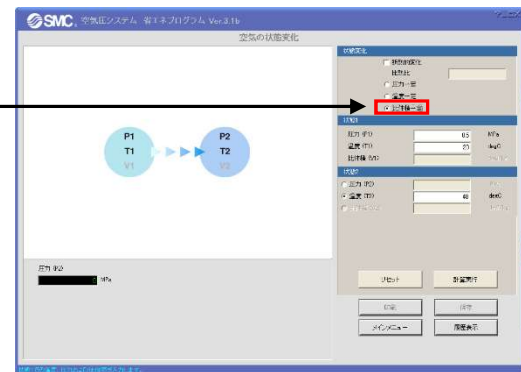
状態 1
 圧力：0.5MPa
 温度：40℃
 状態 2
 温度：20℃

操作手順

①省エネプログラム—空気の状態変化を選ぶ

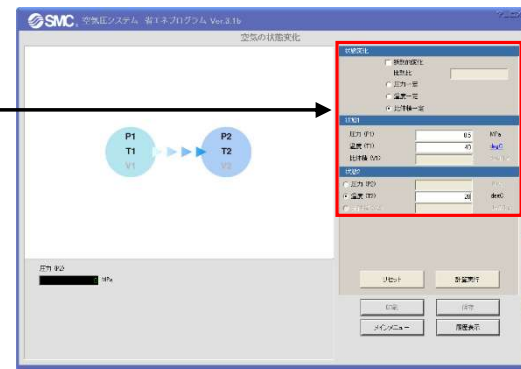


②比体積一定を選ぶ



③条件入力

状態 1
 圧力：0.5MPa
 温度：40℃
 状態 2
 温度：20℃



④計算結果

比体積：0.46166MPa



結果：容器に圧力 0.5MPa、温度 40℃充填された圧縮空気を温度 20℃まで冷却すると圧力は 0.462MPa になります。

7.7 断熱で圧縮後の空気の温度の算出

圧縮機等で大気を(0MPa,20℃)を断熱状態で圧力0.8MPaまで圧縮した後の温度を算出します。

計算条件

比熱比 1.4
 状態 1
 圧力：0MPa
 温度：20℃
 状態 2
 圧力：0.8MPa

操作手順

①省エネプログラム-空気の状態変化を選ぶ

②断熱的变化を選ぶ。比熱比に 1.4 を入力する

比熱比は、断熱変化は 1.4、等温変化は 1 であり、空気の状態変化は、1 から 1.4 の間にあります。状態変化が速い場合には、1.4 に近づき、遅い場合には、1 に近づきます。

③圧力-温度を選ぶ。状態 2 で圧力を選ぶ

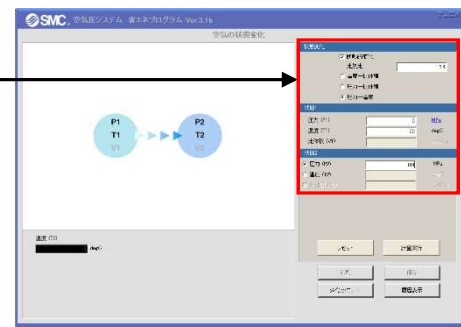
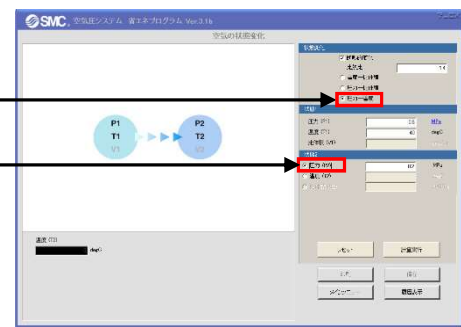
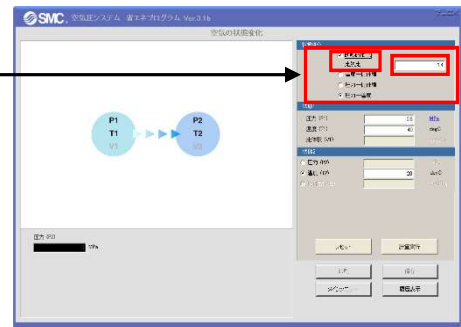
④条件入力

比熱比 1.4
 状態 1
 圧力：0MPa
 温度：20℃
 状態 2
 圧力：0.8MPa

⑤計算結果

温度: 275.9℃

結果：大気(0MPa,20℃)を断熱状態で圧力0.8MPaまで圧縮すると、温度は276℃です。



7.8 断熱で放出圧縮後の空気の温度の算出

タンクより圧力 0.5MPa、温度 20°Cの断熱状態で大気圧(0MPa)まで放出した後のタンク内の空気の温度を算出します。

計算条件

比熱比 1.4
 状態 1
 圧力：0.5MPa
 温度：20°C
 状態 2
 圧力：0MPa

操作手順

①省エネプログラム-空気の状態変化を選ぶ

②断熱的变化を選ぶ。比熱比に 1.4 を入力する

比熱比は、断熱変化は 1.4、等温変化は 1 であり、空気の状態変化は、1 から 1.4 の間にあります。状態変化が速い場合には、1.4 に近づき、遅い場合には、1 に近づきます。

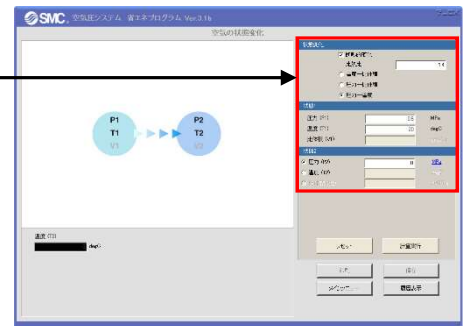
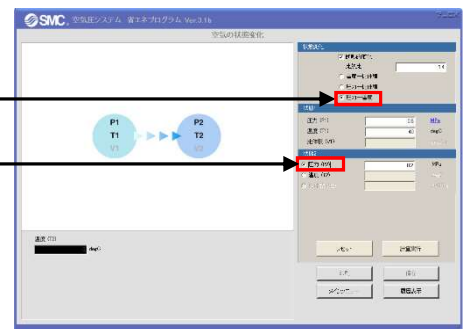
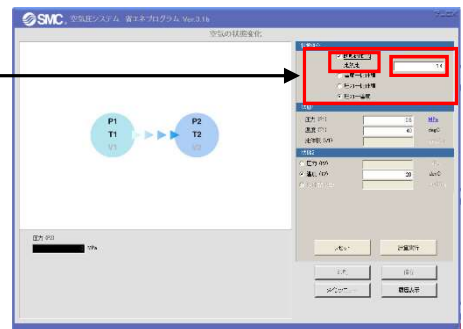
③圧力-温度を選ぶ。状態 2 で圧力を選ぶ

④条件入力

比熱比 1.4
 状態 1
 圧力：0.5MPa
 温度：20°C
 状態 2
 圧力：0MPa

⑤計算結果

温度: -97.4°C



結果：タンクより圧力 0.5MPa、温度 20°Cの圧縮空気と断熱状態で大気圧まで放出した後の温度は、-97.4°Cです。

7.9 機器を通過する流量の算出

上流側圧力 0.5MPa、下流側圧力 0.4MPa、温度 20°Cで音速コンダクタンス $1.2\text{dm}^3/(\text{s}\cdot\text{bar})$ 、臨界圧力比 0.32 の機器を流れる空気流量を算出します。

計算条件

求めるパラメータ：流量
 1次側圧力:0.5MPa
 2次側圧力:0.4MPa
 音速コンダクタンス: $1.2\text{dm}^3/(\text{s}\cdot\text{bar})$
 臨界圧力比:0.32
 温度:20°C

操作手順

①省エネプログラム—流量とコンダクタンスを選ぶ

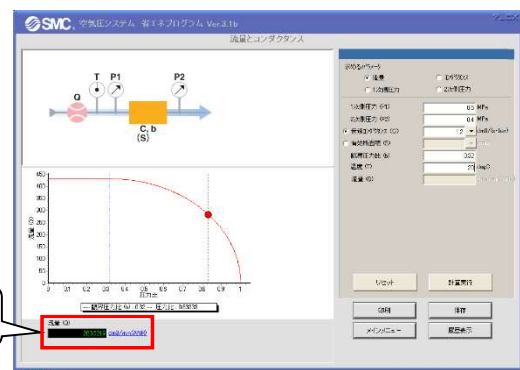
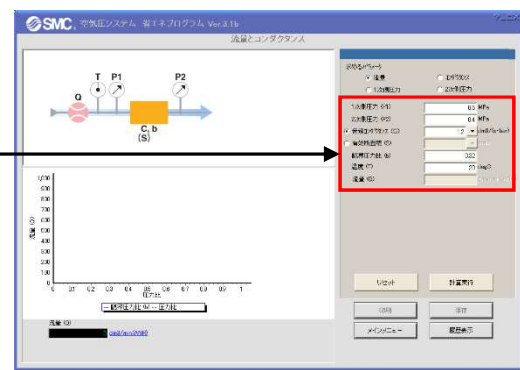
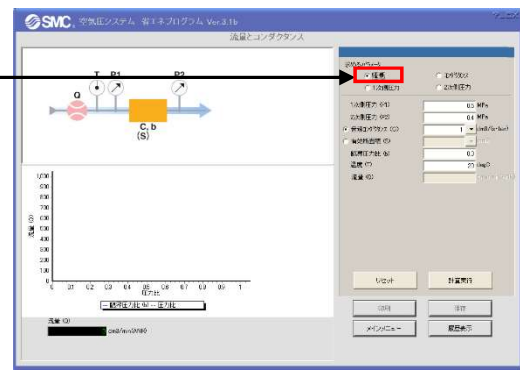
②求めるパラメータで流量を選ぶ

③条件入力

1次側圧力:0.5MPa
 2次側圧力:0.4MPa
 音速コンダクタンス: $1.2\text{dm}^3/(\text{s}\cdot\text{bar})$
 臨界圧力比:0.32
 温度:20°C

④計算結果

流量: $283\text{dm}^3/\text{min}$ (ANR)



結果：上流側圧力 0.5MPa、下流側圧力 0.4MPa、温度 20°Cで音速コンダクタンス $1.2\text{dm}^3/(\text{s}\cdot\text{bar})$ 、臨界圧力比 0.32 の機器を流れる空気流量は、 $283\text{dm}^3/\text{min}$ (ANR) です。

7.10 機器を通過する流量の算出(真空)

上流側圧力 0MPa、下流側圧力-0.099MPa、温度 20℃で音速コンダクタンス 2.3dm³/(s·bar)、臨界圧力比 0.4 の機器を流れる空気流量を算出します。

計算条件

求めるパラメータ：流量
 1 次側圧力:0MPa
 2 次側圧力:-0.099MPa
 音速コンダクタンス:2.3dm³/(s·bar)
 臨界圧力比:0.4
 温度:20℃

操作手順

①省エネプログラム—流量とコンダクタンスを選ぶ

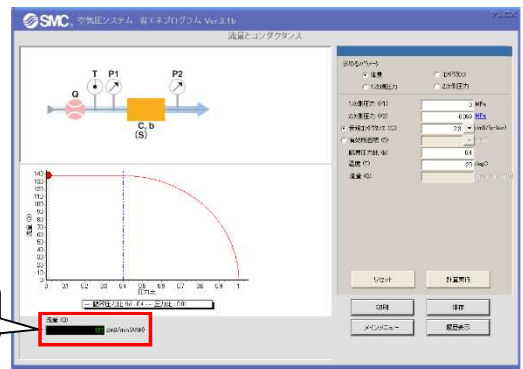
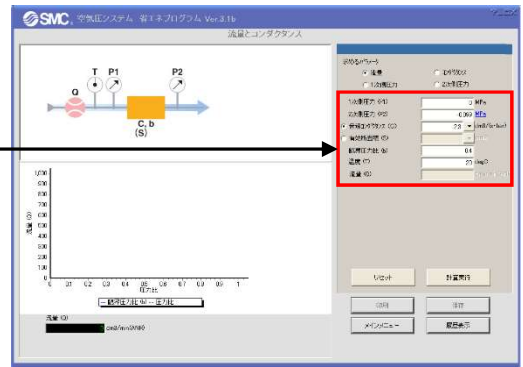
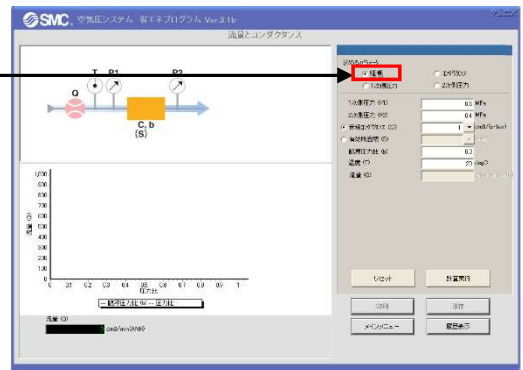
②求めるパラメータで流量を選ぶ

③条件入力

1 次側圧力:0MPa
 2 次側圧力:-0.099MPa
 音速コンダクタンス:2.3dm³/(s·bar)
 臨界圧力比:0.4
 温度:20℃

④計算結果

流量: 138dm³/min (ANR)



結果：上流側圧力 0MPa、下流側圧力-0.099MPa、温度 20℃で音速コンダクタンス 2.3dm³/(s·bar)、臨界圧力比 0.4 の機器を流れる空気流量は、138dm³/min(ANR)です。

7.11 流量を流すために必要な機器のサイズの算出

上流側圧力 0.4MPa、下流側圧力 0MPa、温度 20°C で空気流量 1200dm³/min(ANR) を流す為に必要な機器の音速コンダクタンスを算出します。臨界圧力比は 0.3 とします。

計算条件

求めるパラメータ：コンダクタンス
 1次側圧力:0.4MPa
 2次側圧力:0MPa
 臨界圧力比:0.3
 温度:20°C
 流量:1200dm³/min(ANR)

操作手順

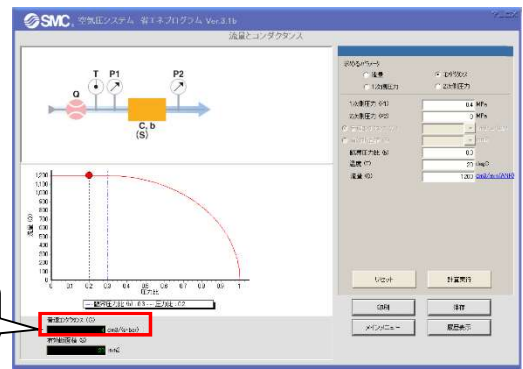
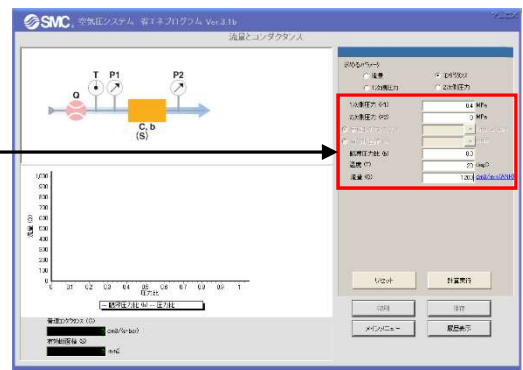
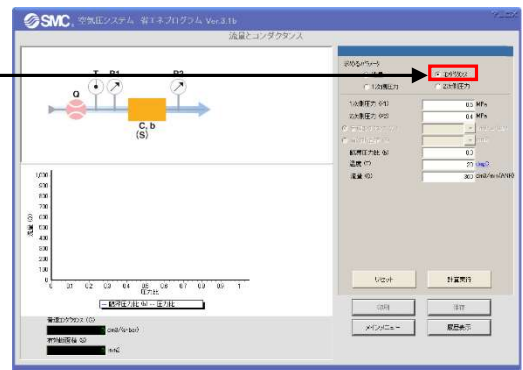
①省エネプログラム—流量とコンダクタンスを選ぶ

②求めるパラメータでコンダクタンスを選ぶ

③条件入力

1次側圧力:0.4MPa
 2次側圧力:0MPa
 臨界圧力比:0.3
 温度:20°C
 流量:1200dm³/min(ANR)

④計算結果



音速コンダクタンス: 4dm³/(s·bar)

結果：上流側圧力 0.4MPa、下流側圧力 0MPa、温度 20°C で臨界圧力比 0.3 に空気流量 1200dm³/min(ANR) を流す為に必要な機器の音速コンダクタンスは 4dm³/(s·bar) です。

7.12 機器の下流側圧力の算出

上流側圧力 0.5MPa、温度 20°Cで音速コンダクタンス 1.8dm³/(s·bar)、臨界圧力比 0.2 に空気流量 600dm³/min(ANR)を流すとき、下流側圧力を算出します。

計算条件

求めるパラメータ：2次側圧力
 1次側圧力:0.5MPa
 音速コンダクタンス:1.8dm³/(s·bar)
 臨界圧力比:0.2
 温度:20°C
 流量:600dm³/min(ANR)

操作手順

①省エネプログラム—流量とコンダクタンスを選ぶ

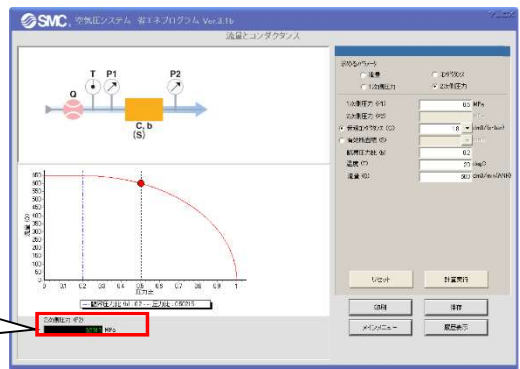
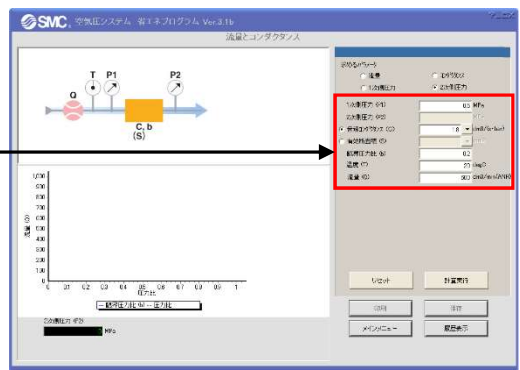
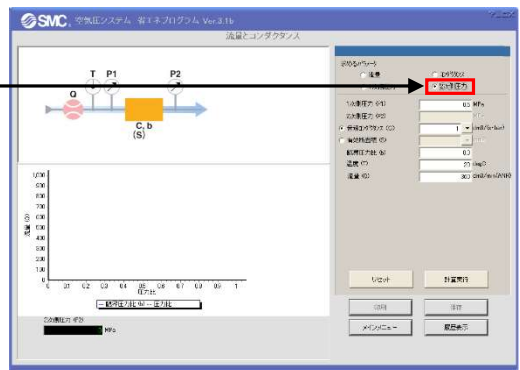
②求めるパラメータで2次側圧力を選ぶ

③条件入力

1次側圧力:0.5MPa
 音速コンダクタンス:1.8dm³/(s·bar)
 臨界圧力比:0.2
 温度:20°C
 流量:600dm³/min(ANR)

④計算結果

2次側圧力: 0.2MPa



結果：上流側圧力 0.5MPa、温度 20°Cで音速コンダクタンス 1.8dm³/(s·bar)、臨界圧力比 0.2 に空気流量 600dm³/min(ANR)を流すときの下流側圧力は 0.2MPa です。

7.13 機器の上流側圧力の算出

下流側圧力 0.2MPa、温度 20°Cで音速コンダクタンス 0.6dm³/(s·bar)、臨界圧力比 0.4 に空気流量 100dm³/min(ANR)を流すとき、上流側圧力を算出します。

計算条件

求めるパラメータ: 1 次側圧力
 2 次側圧力:0.2MPa
 音速コンダクタンス:0.6dm³/(s·bar)
 臨界圧力比:0.4
 温度:20°C
 流量:100dm³/min(ANR)

操作手順

①省エネプログラム—流量とコンダクタンスを選ぶ

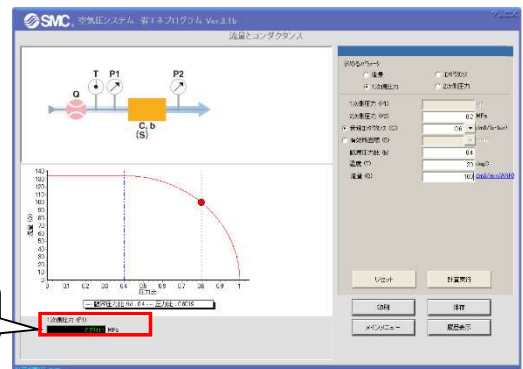
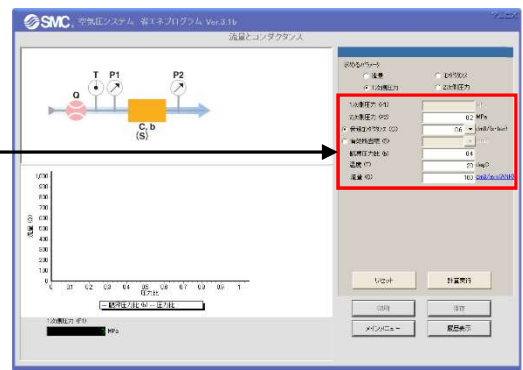
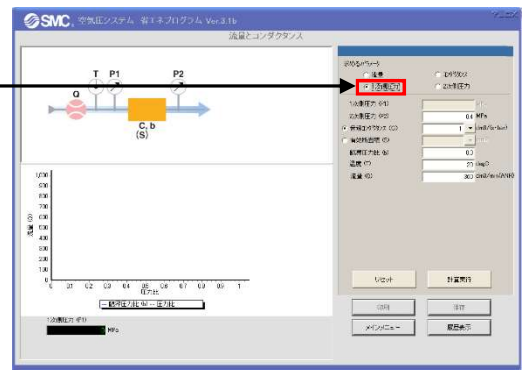
②求めるパラメータで 1 次側圧力を選ぶ

③条件入力

1 次側圧力:0.2MPa
 音速コンダクタンス:0.6dm³/(s·bar)
 臨界圧力比:0.4
 温度:20°C
 流量:100dm³/min(ANR)

④計算結果

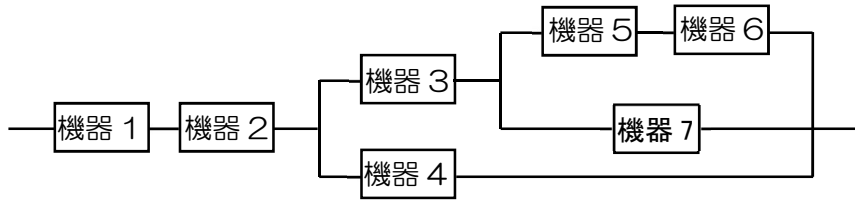
1 次側圧力: 0.274MPa



結果：下流側圧力 0.2MPa、温度 20°Cで音速コンダクタンス 0.6dm³/(s·bar)、臨界圧力比 0.4 に空気流量 100dm³/min(ANR)を流すときの upstream 側圧力は 0.274MPa です。

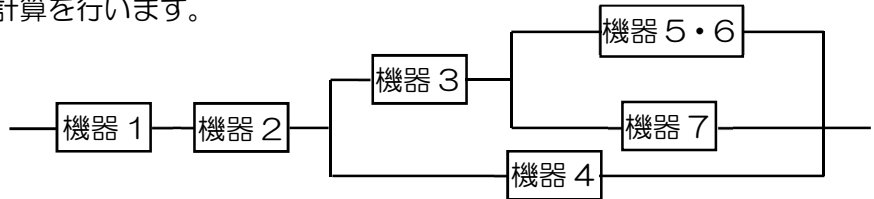
7.14 直列と並列で接続される機器の合成コンダクタンスの算出

下記のように接続される場合の合成音速コンダクタンスを算出します。

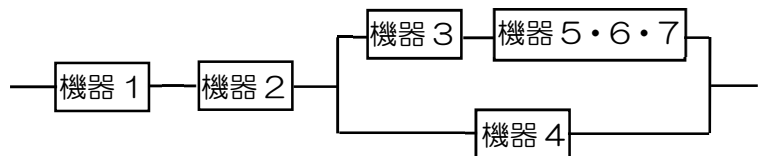


直列と並列がある回路の合成は下記の手順で行います。

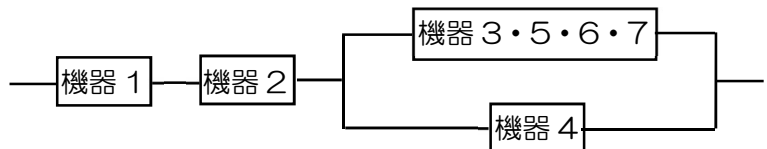
① 並列接続の中の直列接続合成計算を行います。



② 並列接続の中に直列接続がなくなった場合、並列の合成計算を行います。



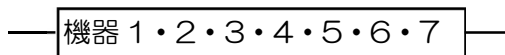
③ 並列接続の中の直列接続合成計算を行います。



④ 並列接続の中に直列接続がなくなった場合、並列の合成計算を行います。



⑤ 直列の合成計算を行います。



7.15 タンクへの充填時間の計算

容積 100dm³、大気圧の容器にバルブから 0.4MPa の圧縮空気を充填するとき、容器内圧力が 0.2MPa に充填されるときを求めます。バルブの音速コンダクタンスは、1.8 dm³/(s·bar)、臨界圧力比は、0.3、周囲温度は、20°C、充填過程は、空気は断熱変化とします。

計算条件

初期圧力：0MPa
 タンク容積：100dm³
 周囲温度：20°C
 充填側圧力：0.4MPa
 音速コンダクタンス：1.8dm³/(s·bar)
 臨界圧力比：0.3

操作手順

①省エネプログラム—タンクの充填・放出を選ぶ

②求めるパラメータで 2 次側圧力を選ぶ

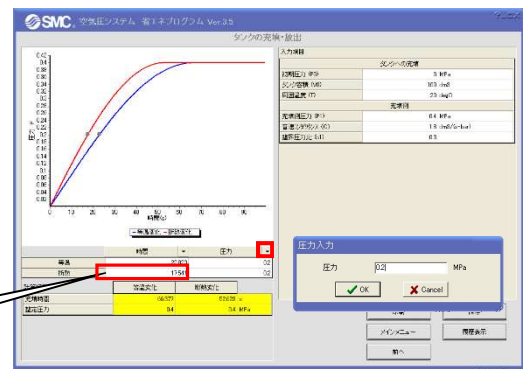
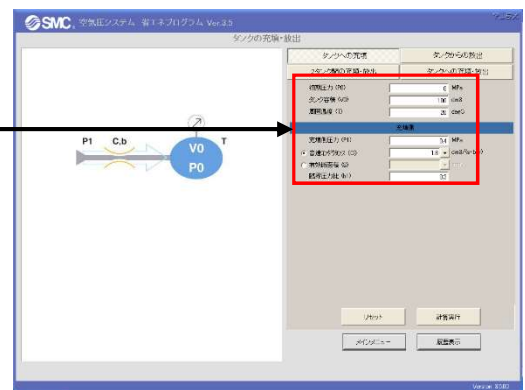
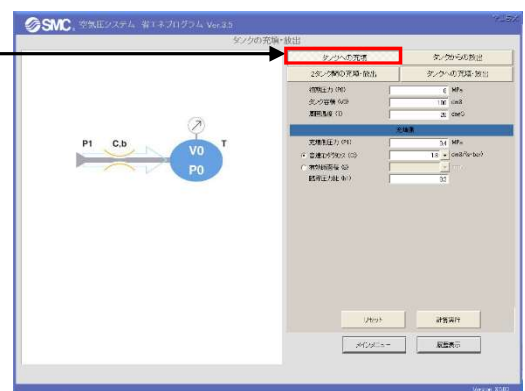
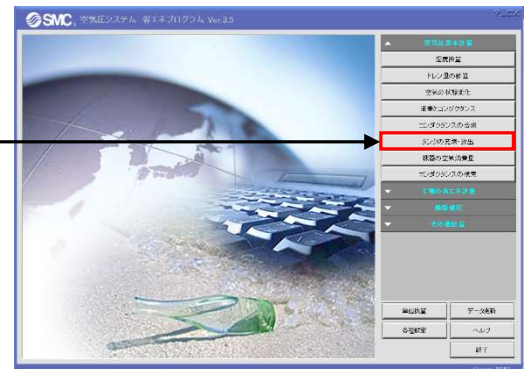
③条件入力

初期圧力：0MPa
 タンク容積：100dm³
 周囲温度：20°C
 充填側圧力：0.4MPa
 音速コンダクタンス：1.8dm³/(s·bar)
 臨界圧力比：0.3

④計算結果

圧力の項目の▼を選択し、入力画面に 0.2 を入力する。
 0.2MPa になるときの時間が表示されます。

充填時間: 17.5s



結果：容器に 0.4MPa の圧縮空気を充填するとき、0.2MPa まで充填される時間は、17.5s です。