

送風機の性能

1-1. 性能換算

●回転速度による性能変化

送風機の回転速度が、 N_1 から N_2 に変化した場合の性能換算式と性能曲線は、図1のようになります。

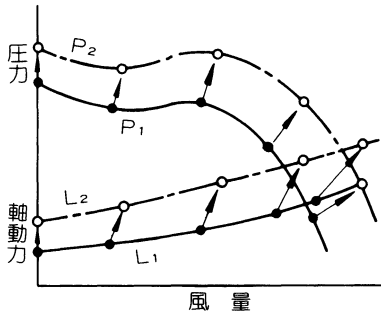


図1

風量

$$Q_2 = \frac{N_2}{N_1} \times Q_1 \quad \dots\dots\dots \text{m}^3/\text{min}$$

圧力

$$P_2 = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 \times P_1 \quad \dots\dots\dots \text{Pa}$$

軸動力

$$L_2 = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \times L_1 \quad \dots\dots\dots \text{kW}$$

実線： $N_1 \text{min}^{-1}$ における性能曲線
 点線： $N_2 \text{min}^{-1}$ に変化した時の性能曲線
 矢印：換算して変化した代表点の移動を示す

ただし圧力4900Pa程度までのもので、回転速度の変化が±20%を限度とし、これ以上のものは別途考慮を必要とします。

●温度による性能変化（吸い込む空気が20℃以外の場合）

気体の温度が、 t_1 から t_2 に変化した場合の性能換算式と性能曲線は、図2のようになります。

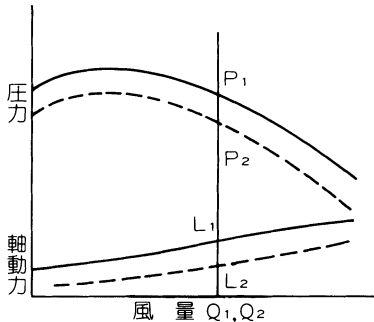


図2

風量

$$Q_2 = Q_1 \quad \dots\dots\dots \text{m}^3/\text{min}$$

圧力

$$P_2 = \frac{273+t_1}{273+t_2} \times P_1 \quad \dots\dots\dots \text{Pa}$$

軸動力

$$L_2 = \frac{273+t_1}{273+t_2} \times L_1 \quad \dots\dots\dots \text{kW}$$

実線： $t_1 \text{℃}$ における性能曲線
 点線： $t_2 \text{℃}$ に変化した時の性能曲線

このハンドブックの性能曲線は、すべて標準状態（温度20℃、絶対圧力 $1.01325 \times 10^5 \text{Pa}$ 、相対湿度65%の空気の状態）で表示してありますので、20℃以外のガスを取り扱う場合は、下記の計算から求めた圧力によりご選定ください。

〔例題〕

$P_2 = 2000 \text{Pa}$ 、 $t_2 = 100 \text{℃}$ のガスを取り扱う場合、ハンドブックの記載の性能曲線（ $t_1 = 20 \text{℃}$ ）での圧力はいくら必要か。また軸動力はどうか。

$$2000 = \frac{273+20}{273+100} \times P_1 \quad P_1 = 2000 \times \frac{273+100}{273+20} \approx 2550 \text{ (Pa)}$$

なお、性能曲線で、圧力2550Paを満足する運転点での軸動力 L_1 は、上式の関係により L_2 に減少します。

●比重量による性能変化（比重量が違うガスの場合）

標準空気（温度20℃、絶対圧力 $1.01325 \times 10^5 \text{Pa}$ 、相対湿度65%の湿り空気）以外の気体を取り扱う時は、次式により圧力・軸動力を換算する必要があります。

$$P = \frac{1.2}{\gamma_1} \times P_1$$

$$L = \frac{1.2}{\gamma_1} \times L_1$$

}

P : 標準空気の状態に換算した圧力 (Pa)

P_1 : 取り扱い気体の仕様圧力 (Pa)

L : 標準空気の状態に換算した軸動力 (kW)

L_1 : 取り扱い気体における軸動力 (kW)

1.2 : 標準空気の密度 (1.2kg/m^3)

γ_1 : 取り扱い気体の密度 (kg/m^3)

●風量の温度換算（ノルマル m^3 の温度換算）

吸込気体温度や圧力が低下しても、送風機の吸込風量は変化しません。ただし、送風機の仕様風量が0℃標準状態 (Normal) で与えられたときは、その風量を仕様温度の吸込風量に換算して容量表に適用します。

$$Q = Q(\text{Normal}) \times \frac{273+t}{273} \times \frac{P_o}{P_f}$$

}

Q : 吸込風量 (m^3/min)

$Q(\text{Normal})$: 0℃標準大気圧 ($1.01325 \times 10^5 \text{Pa}$) における風量

t : 仕様温度 (℃)

P_o : 標準大気圧 ($1.01325 \times 10^5 \text{Pa}$)

P_f : 送風機の吸込絶対圧力 (Pa)

(なお、通常の換気用途では、 $P_o = P_f$ としてOKです。)

1-2. 運転特性

●計画時の管路抵抗が実際と異った場合の運転状態

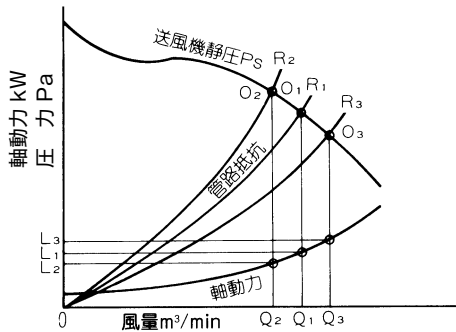


図3

計画時の管路抵抗が図3に示されるR₁で、その管路に流す風量がQ₁、この仕様に基づいて設計製作された送風機の静圧曲線がP_sであったとします。ところが、実際に運転した場合の管路の抵抗曲線がR₂であった場合には、この送風機の作動点は送風機静圧曲線と管路抵抗曲線の交点O₂となり、風量はQ₂の所まで減少し、送風量が不足します。また、逆に実際の管路抵抗曲線がR₃であった場合には、作動点はO₃に移動し、送風量はQ₃、軸動力はL₃となります。この場合、送風量不足の支障はありませんが、軸動力L₃が計画時のL₁より大きくなるため、過負荷となって電動機を焼損する危険があります。

●計画時の仕様と実際の作動点が異った場合の対策

計画時の仕様と実際の運転状態が異なり、風量の不足や過負荷運転となった場合には一般的には次の方法で解決されます。

①送風機の静圧曲線を変える方法

送風機の回転速度を変えることにより、静圧曲線、軸動力曲線を変更することができます。送風機性能曲線と回転速度の関係は、回転速度による性能変化（前頁）の項をご参照ください。

$$\text{風量 } Q_2 = \frac{N}{N_1} \times Q_1 \dots\dots \text{m}^3/\text{min}$$

$$\text{圧力 } P_2 = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 \times P_1 \dots\dots \text{Pa}$$

$$\text{軸動力 } L_2 = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \times L_1 \dots\dots \text{kW}$$

●N₁：最初の回転速度 ●N₂：変更後の回転速度

この法則にしたがって回転速度を変化させた場合の特性を図4に示します。

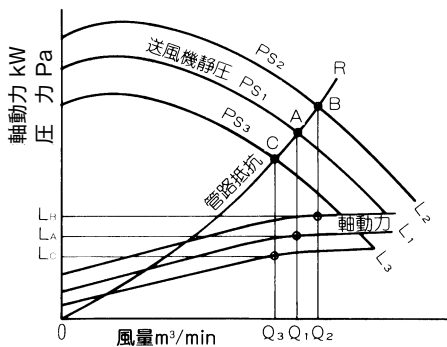


図4

管路抵抗曲線Rに対し、P_{s1}およびL₁の特性を持っている送風機の回転速度を上げれば、P_{s2}およびL₂の特性となり、作動点はAからBに移ります。なお、風量はQ₁からQ₂に増し軸動力はL_AからL_Bに変化します。逆に回転速度を下げれば、P_{s3}およびL₃の特性となり、作動点はAからCに移動し、風量はQ₁からQ₃に変わり、軸動力はL_AからL_Cに減少します。このようにして風量不足の場合は、電動機出力に余裕のある範囲で回転速度を上げ、また過負荷の場合は風量の減少が許される範囲内で回転速度を下げるにより、支障のない状態で送風機を運転させることができます。Vベルト掛けで駆動する場合は、Vプーリーを交換することにより、回転速度を容易に変更することができます。

②管路の抵抗曲線を変える方法

同じ送風機の性能曲線に対して、管路の抵抗曲線を変えれば、その作動点は変化します。

管路に、風量調整ダンパを設け、抵抗を大きくすれば、図3の示すように一つの送風機特性に対し管路抵抗曲線はR₁からR₂に変化し、送風量はQ₂、軸動力はL₂となります。

また、逆に管路中の抵抗となっているものを、装置に差支えない範囲で取り除き抵抗を少なくすれば、抵抗曲線はR₃、送風量Q₃、軸動力L₃と変化します。

● 作動状態の変化と安定性

送風機がある圧力、流量で運転されている時、なにかの原因で一時的に圧力、または流量に変化があっても、すぐもとの状態に戻るような場合には、その作動点は安定といえます。もちろん長時間にわたり変化を与えれば、その間特性は変化した状態で運転を続けます。種々異なった状態で運転される作動点は、次のような変化と安定性を示します。

① 右下り特性部における作動点の変化 (安定状態)

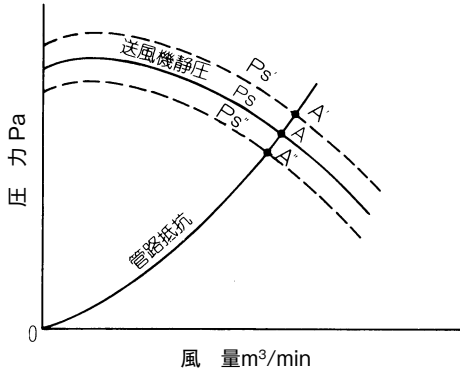


図5

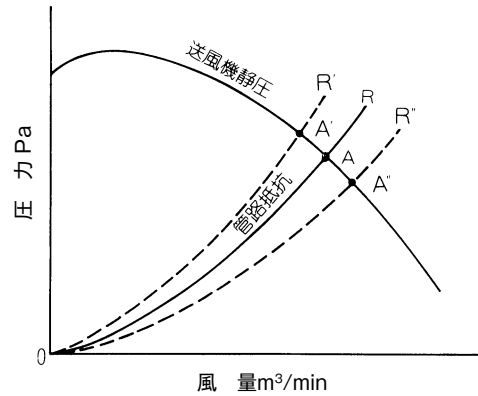


図6

図5に示すように、送風機が右下がり特性部A点で作動している時、何かの原因によって送風機静圧曲線がPsからPs'に変化すれば送風機の作動点は必ず管路抵抗曲線上を移動しますので、作動点AはA'またはA''に移ります。A'は送風機圧力が増加した場合で、A''は圧力が低下した場合を示します。また図6は、管系に何らかの変化が起こり管路抵抗が変わった場合を示すもので、送風機は変化した管路抵抗曲線R'またはR''と、送風機静圧曲線の交点A'またはA''において作動します。R'は管路抵抗が増大した場合で、R''は抵抗が減少した場合を示します。以上のように、送風機の右下がり特性部に作動点がある場合には、一応安定な作業状態が持続できます。

② 右上り特性部における作動点の変化 (不安定状態)

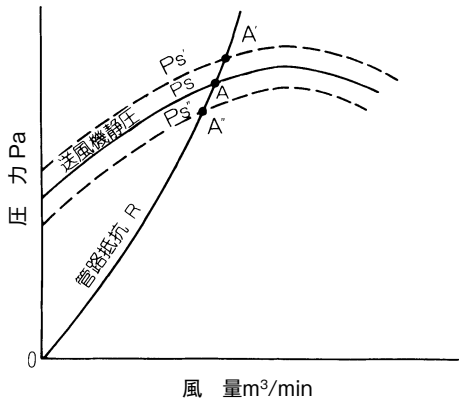


図7

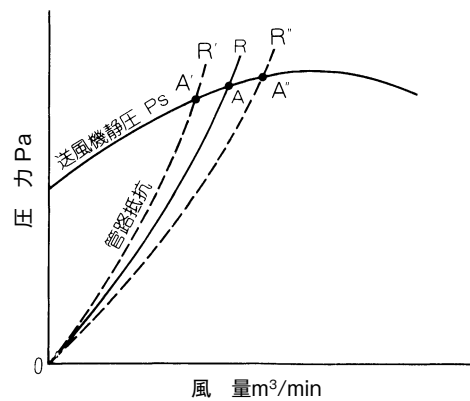


図8

図7に示すように、右上り特性部で作動している場合、何かの理由によって送風機圧力が変化するとその作動点はAはA'またはA''へ移ります。また図8は、同様に何かの理由によって管路抵抗が変化した場合を示します。どちらの場合もこれ以上の変化が起きなければ、新しい作動点で一応安定した運転を行うことができますが、右上り特性部では送風量の増加に対し、送風機圧力も増加の傾向がありますので、次頁のサージングを誘発する危険もあり、一般には安定した作動状態とはいえません。

●サージング

流量の増加とともに圧力が増加する右上り特性部のある点で、静かに運転していた送風機が、急に管路の圧力と流れに激しい振動と変動を起こし、運転が危険になることがあります。これをサージングといい、この現象は圧力が高く動力が大きいほど激しく、場合によっては羽根車や軸受の事故にもつながります。

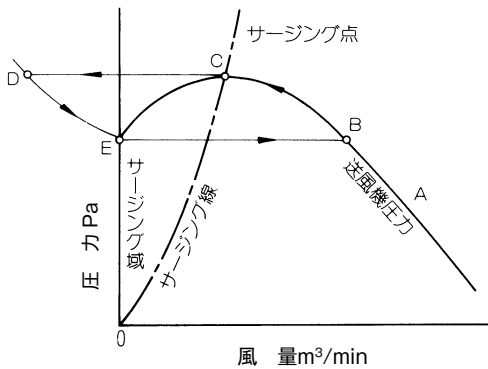


図9

図9は、サージングがどうして起こるかを示します。送風機圧力曲線上のC点が、サージングの起こりはじめの点（サージング点）で、ECの間がサージングを起こす範囲となります。EDは逆流性能で、送風機の羽根車が正回転していても、空気が吐出口から吸込口の方向に逆流する場合の性能曲線を示しています。今C点が作動点となり、運転中に何かの原因で抵抗が減少すると、流量は少なくてすみますが、C点から急にD点までとび移ります。これは、送風機の吐出圧が低下するために起こる流量の減少率よりも、抵抗の減少による流量の減少率のほうが小さくなるためです。D点にとび移ると、減少しすぎてしまいますのでD→E→B→Cと移動して元のC点に戻りますが、再びD→E→B→Cと作動点の変動して、不安定な状態が繰り返されます。

ECの間は、流量の増加とともに圧力も増加しますので、ばね振子にたとえれば、ばね振子の抵抗と運動とが同じ方向に働くことと考えられ、不安定領域となります。CAの間は流量の増加とともに圧力は減少しますので、ECの間とは反対に安定領域です。

●直列運転

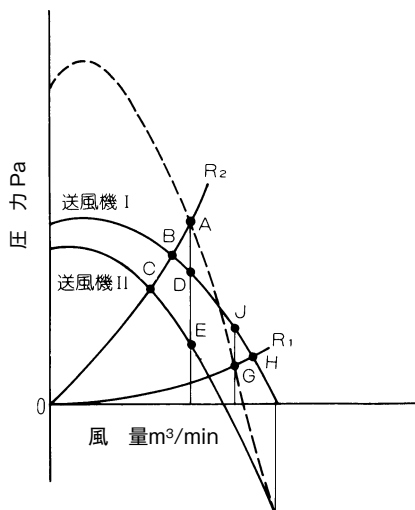


図10

1台の送風機では風圧が不足する時、送風機を直列運転して風圧を増大させることがあります。この時の総合特性は、流量一定の線で切った場合の風圧の和として得られます。図10に示すように一方の送風機Ⅱの容量が他の送風機Ⅰよりも小さい場合には、風量の大きい所で小さい送風機Ⅱに逆流が起きます。図10において、管路抵抗がR₂の場合総合作動点はAで、送風機ⅠはD、ⅡはEで作動し同一管路抵抗に対し単独運転した時の風圧BおよびCより小さくなります。

また管路抵抗がR₁の時には、総合作動点はGで、送風機ⅠはJで作動し、送風機Ⅱはかえって抵抗となり逆流を起こすこととなります。したがって、単独運転した時の送風機Ⅰの作動点Hよりかえって風圧は減少します。直列運転の場合は、2台の送風機の風量は同一でなければなりません。また、実際に直列運転を行なう場合、2台の送風機が接近して配置されますと、初めの送風機吐出口の乱入が、第2の送風機入口の流入状態に悪影響を及ぼすことがありますのでご注意ください。

●並列運転

①右下り特性部のみを持つ2台の送風機の並列運転

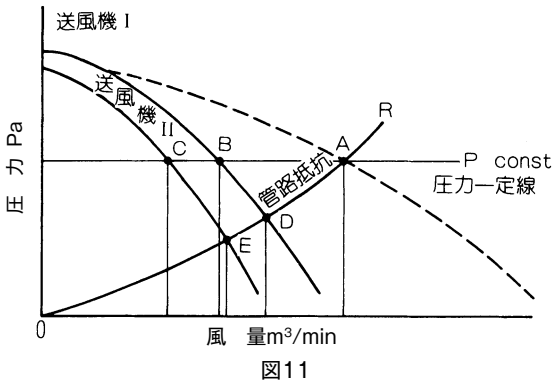


図11

圧力、流量特性曲線に頂点がない、右下り特性を持つ2台の送風機を並列運転した時の総合特性は、図11のように圧力一定線で切った場合の、各々の送風機の風量を加えることによって得ることができます。まったく特性が等しい2台の送風機の場合も同じことがいえます。
管路抵抗がRの時の総合作動点がA点となり、各送風機は同一の圧力の点で作動しますので、Iの送風機はB点、IIの送風機はC点で作動します。したがって、同一管系で単独運転した時のD、E点の風量より少なくなります。この傾向は、管路抵抗曲線の勾配の急なものほど大きく、抵抗が殆んど摩擦抵抗からなる非常に長い管路の場合には、並列運転による風量の増加は非常に小さくなります。

②圧力流量特性に極大点を持つ同一特性の2台の送風機の並列運転

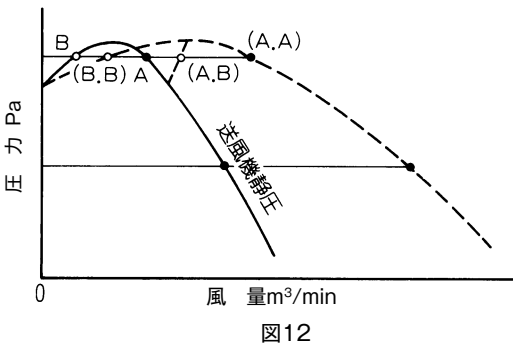


図12

特性曲線に頂点があって、図12のように左下り特性部を持つ特性がまったく等しい2台の送風機を並列運転する場合は、頂点付近で作動することが問題となります。2台ともA点で作動するときの総合特性は(A,A)となり同様B点で作動するときは(B,B)点となります。
ところが、1台の送風機がA点で、他のもう1台がB点で作動するときの総合特性は、頂点から枝が出た形の特性曲線となり、並列運転の効果は少なくなります。

③特性が非常に異なる大小2台の送風機の並列運転

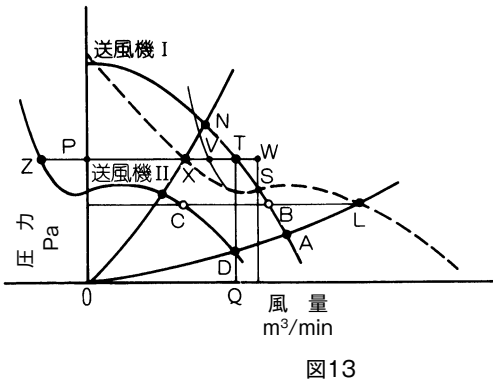


図13

大小2台の送風機 I、IIの特性が図13のように非常に異なる場合には、総合特性曲線のS点より流量が大きい所では、同一圧力に対する各送風機の風量の和で表わすことができますが、S点より流量が小さい所では、容量の大きい送風機の風圧が高くなりますので、容量の小さい送風機 IIは逆流を起こすこととなります。このようにして、総合特性は点線のようになります。したがって、管路抵抗がR₁の時の総合作動点はL、各々の送風機はBおよびC点で作動し、同一管系で単独運動させた場合に送風機 IはA、送風機 IIはD点で作動します。また管路抵抗がR₂のような場合には、総合作動点はXで、送風機 Iの単独運転時の風量Nより小さくなります。その時、送風機 IはTでIIはZで作動しZYが送風機 IIに逆流します。
以上のように、並列または直列運転する場合は、2台の特性が似ているものは比較的楽ですが、各々単独運転の場合の性能曲線と、管路の抵抗曲線の状態をよく検討され、並列または直列で運転する意味があるかどうか考える必要があります。さらに、作動点が安定していて効率が良いかなども、よく調査されることも大切です。

1-3. 風量制御

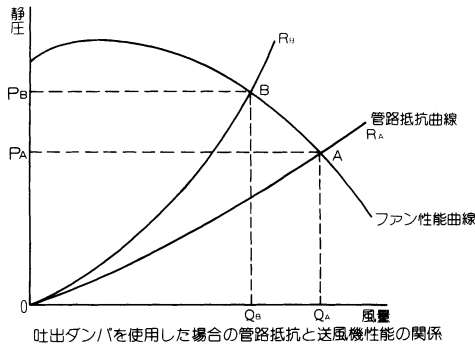


図14

●吐出ダンパ制御

風量制御の方法としては最も簡単で普及している方法です。制御の原理は図14の状態ようになります。送風機の性能曲線と管路抵抗曲線RAの交点をAとすると送風機は圧力PA、流量QAで作動します。吐出側ダンパを絞るとことは管路の抵抗をRAからRBに増加することであり、これによって送風機はB点で作動するため風圧はRB、風量はQBとなる。軸動力は風量の増大に伴って増大する場合と減少する場合があるため、流量減少に伴う軸動力の増減の状態は送風機によって異なるが、動力曲線上を移行する変化となる。効率は正規流量QAのとき最大となるように設計するので風量を絞るほど効率は低下する。

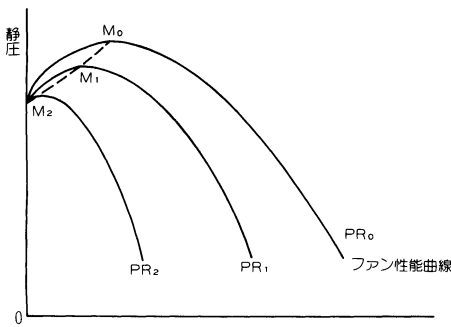


図15

●吸込ダンパ制御

吸込側で風量制御する方法はサージング領域が狭まって有利である点に最大の長があります。状態図としては複雑な解析となりますので結論的な説明を図15に示します。送風機性能自体がPR0からPR1に変化することによってサージングポイントがM0からM1に移動することによりサージング領域が狭まります。このような変化が顕れる原因としては、吸込ダンパを絞れば抵抗を与えることとなりますが、風量の2乗に比例して抵抗が増減することに由来しております。軸動力は吸い込むガスが少なくなった分だけ減少いたします。

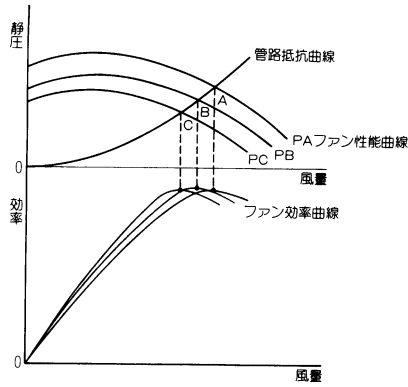


図16

●回転速度制御

この方法を説明する図としては左記のように性能曲線が相似的に変化して効率が移動点で等しくなります。

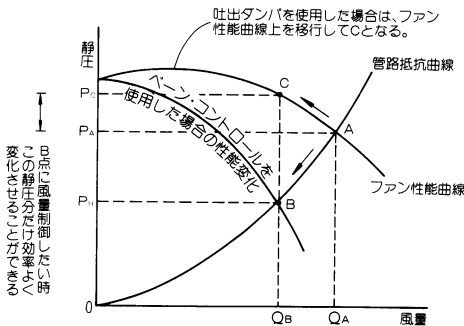


図17

●ベーンコントロール

この方法は羽根車入口の絶対速度の旋回量を変えることにより風量、風圧を加減いたします。その状態図は左図ようになります。図のように管路抵抗を一定として、A点の風量まで絞った場合、吐出ダンパではPC-PBの抵抗損失が発生していたものがベーンコントロールによればこの調節が効率よく行われることを示しています。