学術研究

軸流ファン性能に及ぼす閉塞の影響

SUNXFAN Engineering Team · 2026-10-19 · https://en.sunxfan.com/ja/guides/axial-fan-blockage-installation-clearance-selection-guide-ja/

カタログのファン曲線は、吸込側と吐出側がともに開放された状態で測定されています。しかし実際の設置では両側が閉塞されます — 保護グリル、壁面リング、コイル、プレナム、ルーバー壁、筐体 パネルなど — そして閉塞した軸流ファンは、まさに定格が最も大きな風量を約束する領域で風量を 失います。本ガイドでは、そのメカニズム、3行で表せる計算方法、実測に基づくクリアランス規則、 そしてAS910A-E150A3-01の計算例を示します。目的は、システム設計者が試運転の段階で不足を 発見するのではなく、カタログ曲線を実際の設置条件に合わせて補正できるようにすることです。

重要ポイント

- カタログのファン曲線は、吸込側と吐出側が開放されている（AMCA 210 / ISO 5801 設置タイプA）ことを前提としています。どちらか片側を閉塞すると、2つの別々のことが起こります：系統抵抗が増加すること、そしてファン曲線そのものが劣化することです。ハンドブックから予測できるのは、このうち前者だけです。
- 閉塞は、曲線のうち中〜高風量側を最も大きく損ないます。公開された試験装置のデータでは、150 mmの軸流ファンの後方65-125 mmに閉塞板を置くと、ファンが定格される風量領域でちょうど曲線が最も強く劣化しました。
- 吸込側の旋回は必ず効率を損ないます。羽根車と同方向の旋回は圧力・風量・動力のすべてを低下させ、逆方向の旋回は3つすべてを押し上げます。どちらの向きでも効率は低下します。
- 一体型の壁面リングは、付属品ではなく性能部品です。ベルマウスとして機能するため、吸込損失を吸込接近速度ヘッドの約1/20（K ≈ 0.05）に抑えますが、直角エッジの再入型吸込口では K ≈ 0.9 になります。25,000 m³/h の AS910A-E150A3-01 では、これがおよそ3 Pa対62 Paとなり、300 Paの静圧予算の約20%に相当する差になります。
- 閉塞は $\Delta p_{se} = K_{se} \times \frac{1}{2}\rho V'^2$ で定量化します。ここで $V' = Q / A_{free}$ です。公開例：150 mmファン、有効面積20%、50 CFM（0.0235 m³/s）→ V′ = 6.65 m/s、K_{se} = 2.1、Δp_{se} ≈ 56 Pa。
- 保護グリルの有効面積は、付随的な細部ではなく選定における一級の変数です。AS910A-E150A3-01 はリング面で 10.7 m/s に直面します。有効面積70%のグリルでは局所速度が 15.3 m/s まで上がり、損失はその速度の2乗で増大します。

ファンのカタログは、いくつかの前提条件との契約です。そして最も頻繁に破られる前提が、最も目に見えにくいものでもあります：**吸込開放・吐出開放**です。保護グリル、冷却コイル、プレナム壁、筐体パネルのいずれかが、ファンの前方または後方の羽根車直径内に入り込んだ瞬間、公開されているP-Q曲線は、あなたが設置した機械を表さなくなります。風量は、定格から単純に引ける固定の割合だけ低下するのではありません — 曲線の形状そのものが変わり、しかもファンを選定した風量側で最も大きく変わります。

このことは、遠心ファンよりも軸流ファンでより重要になります。軸流ファンの羽根車は、流入する空気が到達時点でどのような挙動をしているかに敏感だからです。板による閉塞と吸込旋回は、いずれも同じメカニズ

ムを攻撃します：翼は設計で想定していない迎角を受け、空気単位あたりの仕事が低下し、ファンは入力動力のうちより少ない割合しか有効な静圧に変換できません。以下ではこの話をエンジニアリングの形で示します — メカニズム、計算、クリアランス規則、そしてASシリーズEC軸流ファンについて引用可能な数値です。計算のプラットフォームには **AS910A-E150A3-01**（25,000 m³/h、300 Pa、380-480 V AC 三相EC）を用います。

要点：閉塞がファン曲線に及ぼす影響

閉塞は**2つの別個のペナルティ**を加えます。この2つを混同することが、実際に設置された状態の風量を予測しにくくしている原因です：

1. **系統抵抗** — 障害物が有効面積を減らすため、空気は残った隙間をより速く通過しなければなりません。これにより系統抵抗曲線が上昇します。これは計算可能で、どのハンドブックにも記載されています。
2. **ファン曲線の劣化** — 吸込・吐出の流れ場の変化（旋回、不均一な接近流、ハブ部での逆流）により、ある風量に対してファンが発生できる圧力が低下します。これはカタログには**なく**、ハンドブックにも**なく**、紙の上では成立していた系統が現場で不足する理由です。

実務上の帰結はこうです：閉塞に対して系統曲線だけを補正すると、実際に得られる風量を過大に予測することになります。もはや発生できない全圧をファンに与えてしまっているからです。自動車用軸流ファンについて公開された試験装置の測定では、劣化は**中〜高風量**に集中しています — まさに 25,000 m³/h 級のファンがその存在価値を発揮する領域です。

ペナルティは1つではなく2つ

ペナルティ	物理的原因	カタログから予測できるか	影響が最も出る領域
系統抵抗	有効面積の減少 → 局所速度の上昇 → 摩擦損失と動圧損失の増加	可能。標準的なダクトおよびグリルの損失計算	すべての風量域。速度の2乗に比例
ファン曲線の劣化	吸込・吐出流れ場の乱れ：旋回、ベナコンタクタ、ハブ部の再循環、非対称な接近流	不可能。その形状について測定または計算が必要	中〜高風量 — 曲線の定格側

設計の実務はこの表から導かれます。第一のペナルティは形状によって減らし、第二のペナルティは、物理的な証拠を伴う安全マージンとして扱ってください。

メカニズム1 — 吸込形状：ベルマウスと直角エッジ

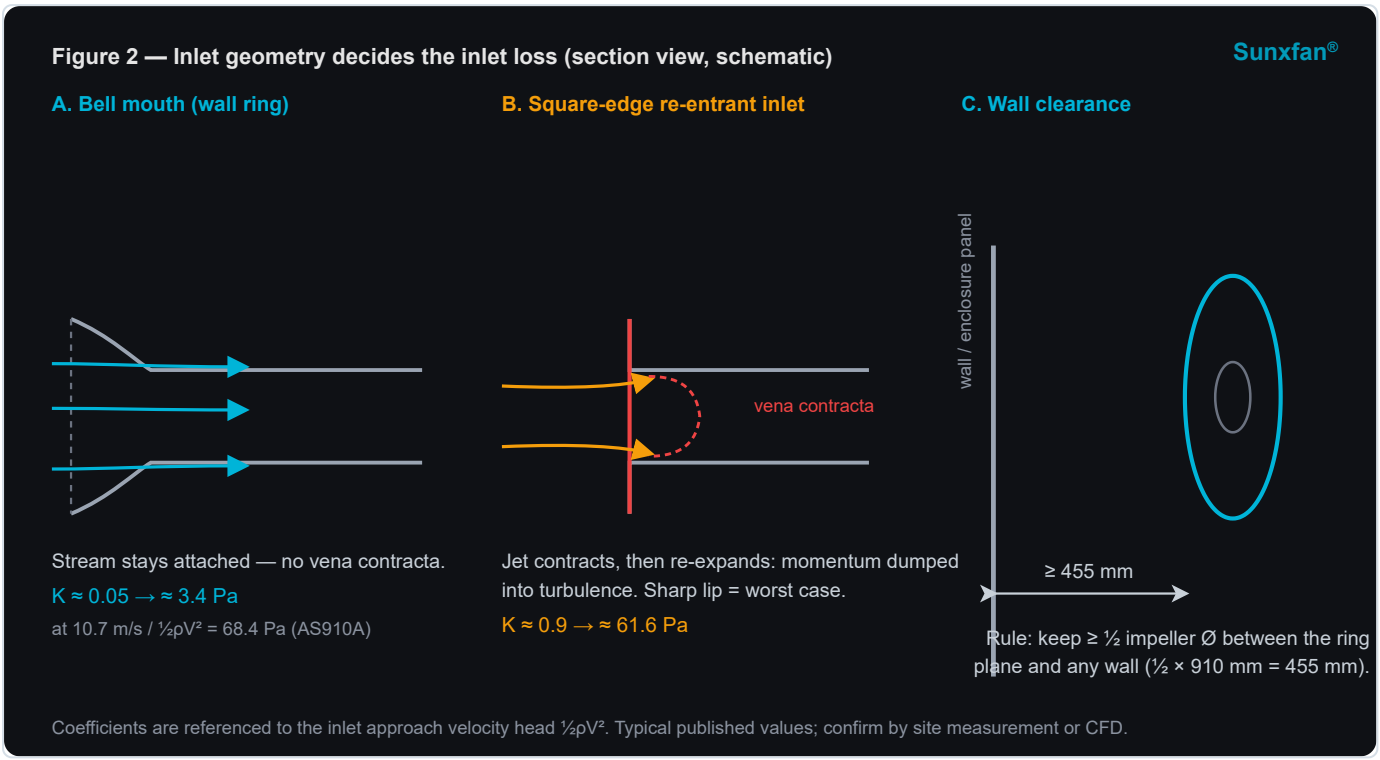


図2 — 吸込リップは、接近流がはく離せずに付着を保てるかを決めます。ベルマウスは損失を接近速度ヘッドの約1/20に抑え、鋭い再入エッジはそのヘッドの約0.9を乱流として散逸させます。

丸みのある接近リップを持たない吸込口では、流れはエッジで必ずはく離し、開口部より小さな**ベナコンタクタ（縮流部）**へ収縮し、その後再膨張します — その過程で運動量を乱流として放出します。標準値は次のとおりで、いずれも吸込接近速度ヘッド ½ρV² を基準としています：

吸込タイプ	損失係数 K	10.7 m/s での損失（½ρV² = 68.4 Pa）
ベルマウス（ASシリーズの壁面リング）	≈ 0.05	≈ 3.4 Pa
直角エッジの再入型	≈ 0.9	≈ 61.6 Pa

AS910A-E150A3-01 の定格点では、リング面の速度は 10.7 m/s であり、ρ = 1.2 kg/m³ のもとで吸込速度ヘッドは 68.4 Pa になります。したがって2つの形状の差は約 **58 Pa — ファンの 300 Pa という静圧予算全体のおよそ19%** に達し、これが吸込リップの形状だけに費やされることになります。これが、開口部に平板をボルト留めするのではなく、一体型の壁面リングを採用すべき定量的な根拠です。

壁との近接は、吸込形状のもう半分です。リング面と壁、床、天井、パネルとの間には、少なくとも**羽根車直径の半分**を確保してください — **910 mm の AS910A では 455 mm** です。これより近いと、接近速度は開口部の上部より下部で高くなり、生じた速度勾配が巻き上がって旋回になります。

メカニズム2 — 吸込旋回：向きが符号を決め、効率はどちらでも低下する

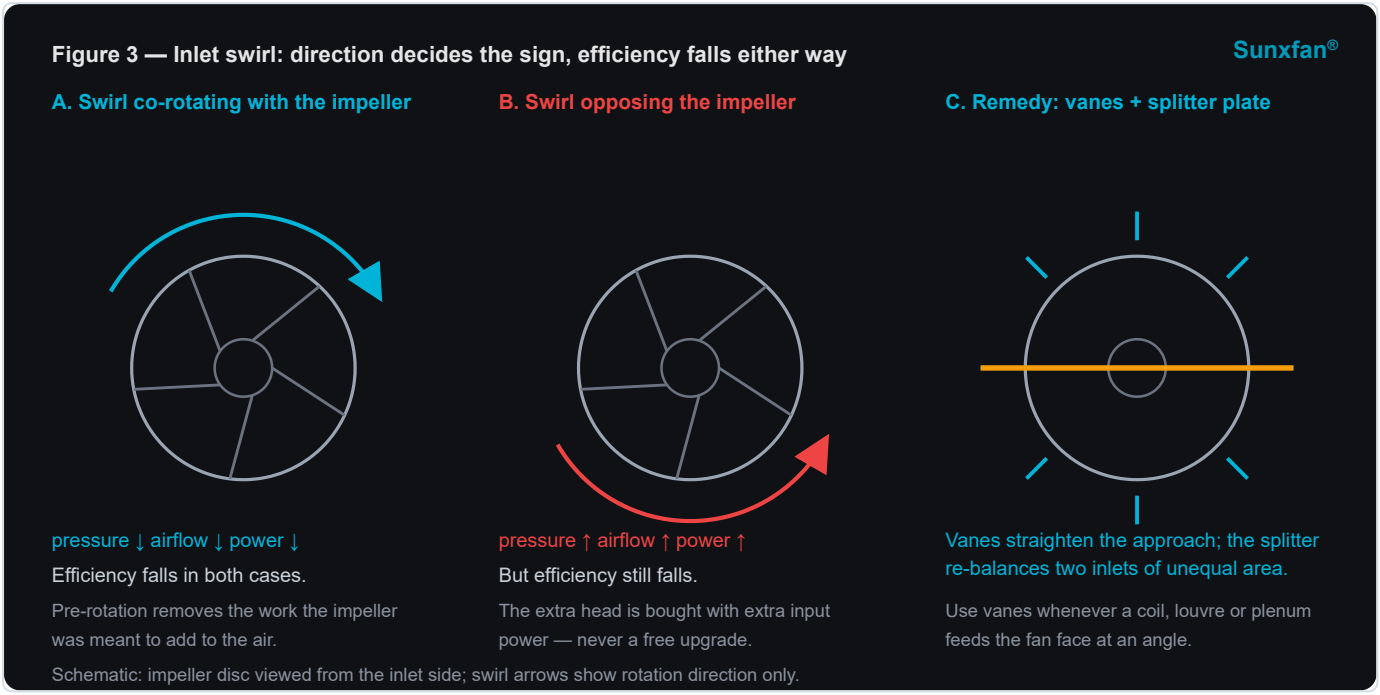


図3 — 旋回の向きが圧力・風量・動力の変化の符号を決めますが、効率の低下はどちらの場合にも共通です。

軸流羽根車に到達する旋回は、主要な数値にとって必ずしも悪い知らせとは限りません：

吸込条件	静圧	風量	動力	効率
羽根車と同方向の旋回	↓	↓	↓	↓
羽根車と逆方向の旋回	↑	↑	↑	↓
均一な軸方向の接近流	基準	基準	基準	基準

逆方向の旋回は罠です。圧力・風量・動力はいずれも上昇し、無償のアップグレードに見えますが、効率の分母は有効出力より速く増加します — ファンは入力単位あたり、より激しく空気を扱うことになるのです。実際に遭遇するのは通常、同方向の旋回のほうです：上流のコイル列、傾斜したルーバー、非対称なプレナムなどによる予旋回は、羽根車が本来加えるべき仕事を奪います。

建設的な対策は2つあり、いずれも壁面リングと同じ設計の系列に属します：

- **案内羽根（ガイドベーン）**を接近ダクト内に設けると、流れは翼に到達する前に整流されます。コイル、ルーバー、プレナムが角度を持ってファン面に流入する場合は、常に使用してください。
- **分流板（スプリッタプレート）**は、面積の異なる2つの吸込口が同じファン面に流入するときに生じる旋回を断ち切ります。等しくない開口が圧力の不均衡を生み、その不均衡が回転を生みます。

メカニズム3 — 下流側の閉塞：保護グリル、コイル、プレナム壁

吐出側の閉塞は吸込側の閉塞とは挙動が異なり、試験装置による証拠は明確です。自動車用軸流ファンについての管理された測定 — 熱線風速計とレーザードップラー流速計を用い、閉塞板を後縁の後方 65 mm から 125 mm まで移動させ、測定面は後縁の 3 mm 後方で半径方向に 15 mm 間隔 — から、軸流ファンの選定に関わる3つの知見が得られています：

1. **曲線は劣化し、しかも選択的に劣化する。** 閉塞時の曲線を開放時のファン曲線と比較すると、損失は低風量では小さく、中〜高風量域にかけて急激に増大します。閉塞したファンは低風量ではなお圧力を維持できますが、高風量では風量を維持できません。
2. **ハブ部に逆流が現れる。** 閉塞時にはハブ近傍の軸方向速度が負に転じ、環状流路の内側部分が送風ではなく再循環を始めます。
3. **流れが外向きに転じる。** 半径方向速度が増加し、軸方向速度が減少します。これは、羽根車が同じ回転数で回り続けているにもかかわらず体積流量が低下する、ということを別の言い方で表したものです。

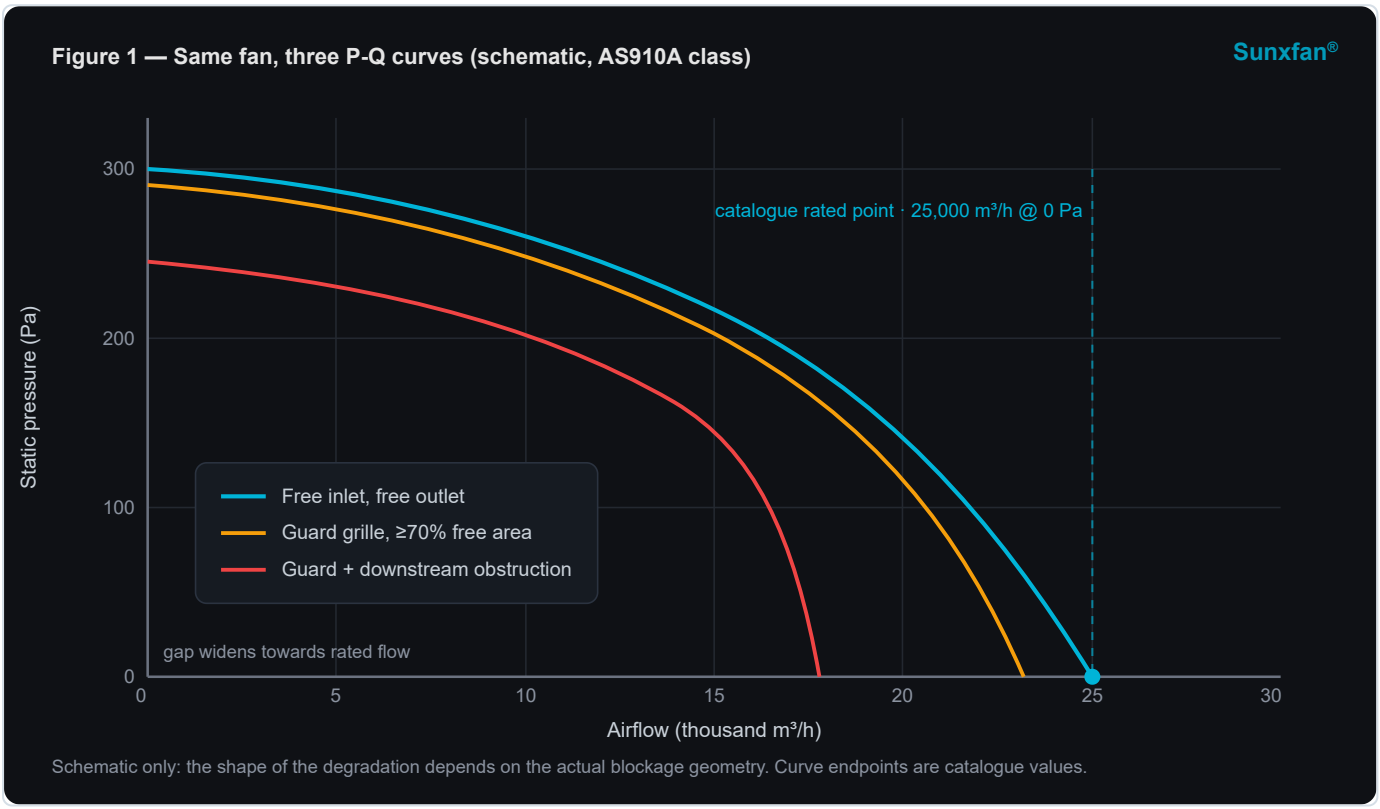


図1 — 同じファン、3本の曲線。カタログ（吸込開放・吐出開放）、有効面積の大きい保護グリル、そして下流側の障害物の背後にある保護グリル。差は定格風量に向かって広がります — 系統が設計上の基準とした領域です。

エンジニアリング上の帰結は、守るのに何のコストもかからない設計原則です：**閉塞が最初に影響を及ぼすのはハブ部です。** コイルのヘッダー、構造梁、プレナムの段差、点検パネルを、羽根車のハブの真向かいに置いてはいけません。形状を変更できない場合は、カタログの数値ではなく、明示的なマージンをとってファンを選定する必要があります。

ASシリーズで保護グリルがリングから離して設けられるのではなく**リングに一体化**されているのは、まさにこの理由からです — リング面内という、可能な限り近い位置になります。離隔距離が実質ゼロになると、支配的な変数は距離ではなく**有効面積**になります。そのため、保護グリルは離隔距離ではなく開口面積で規定されています。

閉塞の定量化：3行の計算方法

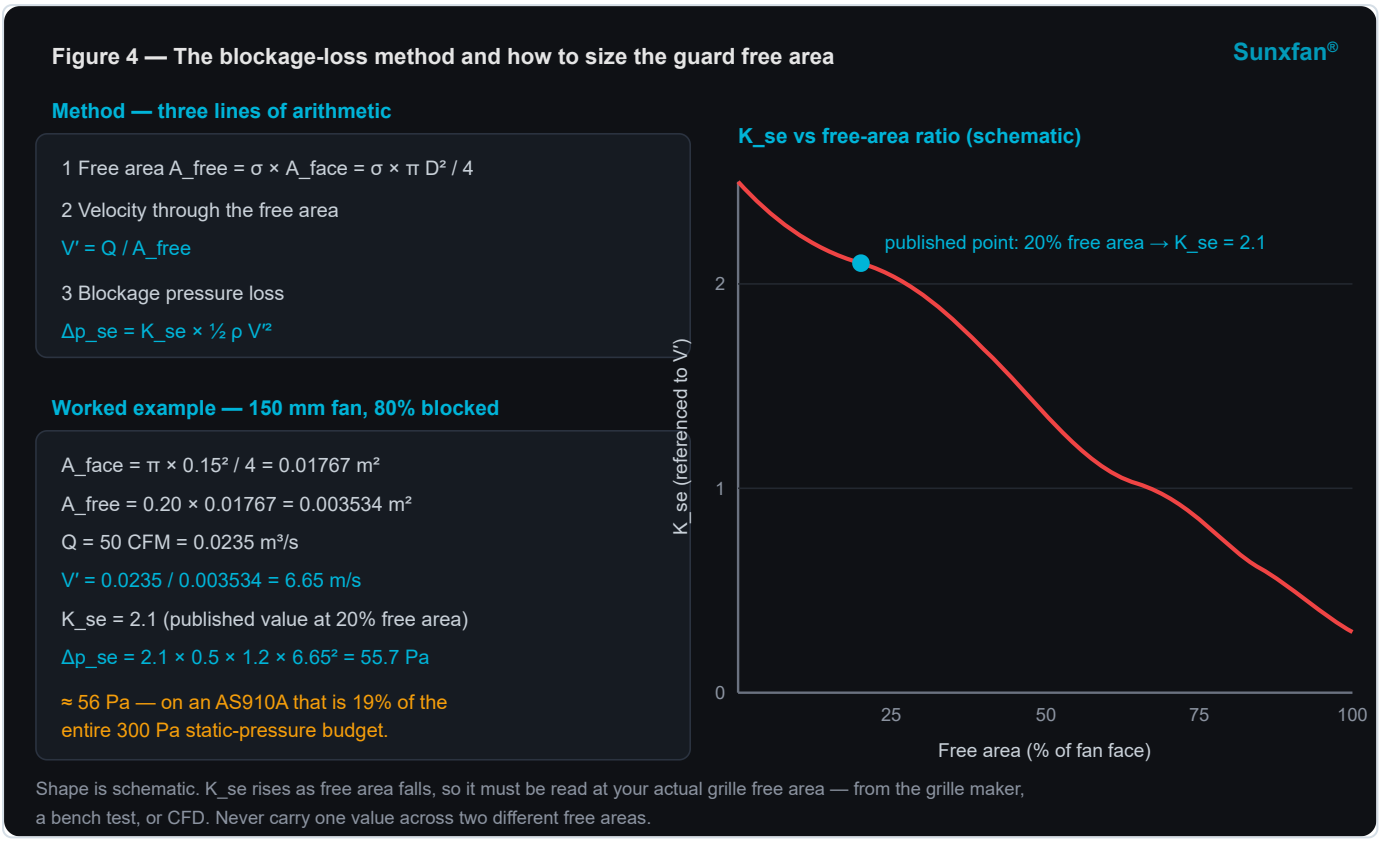


図4 — 3行にまとめた計算方法全体、標準的な計算例、そして K_se が定数ではなく有効面積の関数であるという注意。

閉塞損失は、ファン前面ではなく有効面積を通過する速度を基準とした、単一の係数で定量化できます：

ステップ1 — 有効面積 $A_{free} = \sigma \times A_{face} = \sigma \times \pi D^2 / 4$。ここで σ は保護グリルまたはグリルの有効面積比です。

ステップ2 — 有効面積を通過する速度 $V' = Q / A_{free}$

ステップ3 — 閉塞による圧力損失 $\Delta p_{se} = K_{se} \times \tfrac{1}{2} \rho V'^2$

計算例（公開データ）。 開口部の80%が閉塞された 150 mm ファン、すなわち σ = 0.20、風量 50 CFM の場合：

量	値
前面面積	$A_{face} = \pi \times 0.15^2 / 4 = 0.01767\ m^2$
有効面積	$A_{free} = 0.20 \times 0.01767 = 0.003534\ m^2$
風量	$Q = 50\ CFM = 0.0235\ m^3/s$
有効面積での速度	$V' = 0.0235 / 0.003534 =$ **6.65 m/s**
有効面積20%での損失係数	$K_{se} =$ **2.1**
$\rho = 1.2\ kg/m^3$ での閉塞損失	$\Delta p_{se} = 2.1 \times 0.5 \times 1.2 \times 6.65^2 =$ **55.7 ≈ 56 Pa**

この数値をファンと照らし合わせて読んでください。 56 Pa は、系統のダクト、コイル、フィルターに支払う前に、ファンの予算から差し引かねばならない実際の圧力です。300 Pa の静圧をもつ **AS910A-E150A3-01** では、56 Pa の閉塞ペナルティが**予算全体の19%**を消費します：

閉塞損失	AS910A の 300 Pa 静圧予算に占める割合
10 Pa	3.3%
30 Pa	10%
56 Pa	18.7%
62 Pa（直角エッジの再入型吸込口）	20.7%

この方法が信頼できるかどうかを決める注意点が1つあります。**K_se は定数ではありません。** 有効面積が小さくなるほど大きくなり — 完全に閉塞した開口は無限の損失です — したがって有効面積20%で求めた値を、そのまま有効面積70%のグリルに適用してはいけません。実際の有効面積に対応する K_se は、グリルメーカー、ベンチ試験、またはCFDから入手してください。そうすれば上記の方法が、他のあらゆる損失と同じ単位で、そのまま系統抵抗曲線上に置ける圧力に変換してくれます。

無次元の視点：なぜ曲線はそろうのか

閉塞したファンの測定値は、双方を m^3/h や Pa ではなく無次元係数で表したときに初めて、カタログと比較できます。回転数を n（回転/秒）、羽根車直径を D（m）とすると：

- 流量係数：$\varphi = Q / (n \cdot D^3)$
- 圧力係数：$\psi = 2\,\Delta p_s / (\rho \cdot n^2 \cdot D^2)$

教科書によって定数（π^2、2）の入れ方が異なるため絶対値は変わりますが、形状は変わりません。**AS910A-E150A3-01** について、カタログの回転数 930 r/min（15.5 rev/s）と D = 0.91 m を基準とすると、カタログの2つの端点は次のように対応します：

カタログの端点	φ	ψ
締切（300 Pa で 0 m^3/h）	0	≈ 2.51
自由吐出（0 Pa で 25,000 m^3/h）	≈ 0.59	0

閉塞時の測定値を同じ座標上にプロットすると、閉塞は点がカタログ曲線の**下側**に落ちる形で現れます — そして試験装置のデータが示すように、高い φ で最も大きく落ちます。今見ているのがファンの問題なのか系統の問題なのかを教えてくれるのは、まさにこの比較です。

実際の設置条件に向けたASシリーズの選定



ASシリーズ — 壁面リングと、リングに一体化した保護グリルを備えた高風量EC軸流ファン。380-480 V AC 三相、IP55、−40 °C ～ +65 °C。

4機種はすべて同じ圧力上限と同じ制御インターフェース（0-10V/PWM および RS-485 上の Modbus RTU）を共有しているため、選定の段階では圧力よりもむしろ**寸法の適合、騒音、面風速**が中心になります：

モデル	羽根車クラス	定格風量	回転数	動力	騒音	リング面での面風速
AS760A-E137A3-01	760 mm	16,500 m³/h	950 r/min	1,100 W	69 dB(A)	10.1 m/s
AS860A-E150A3-01	860 mm	24,000 m³/h	920 r/min	1,800 W	72 dB(A)	11.5 m/s
AS910A-E150A3-01	910 mm	25,000 m³/h	930 r/min	1,800 W	73 dB(A)	**10.7 m/s**
AS960A-E150B3-01	960 mm	29,000 m³/h	915 r/min	3,200 W	75 dB(A)	11.1 m/s

このシリーズはリング面で狭い **10-11.5 m/s** の帯に収まっているため、同じ閉塞の計算が全機種に適用できます。保護グリルの計算に持ち込むべき数値は面風速です。保護グリルこそが閉塞だからです：有効面積を1パーセントポイント犠牲にするごとに、グリルでの局所速度が同じ割合だけ上昇します。

保護グリルの有効面積 σ	**グリルを通過する V′／AS910A、25,000 m³/h**	**影響**
100%（グリルなし）	10.7 m/s	基準となる面風速
90%	11.9 m/s	形状の良いグリルでは無視できる
80%	13.4 m/s	依然として小さく — 余裕のある設計帯
70%	15.3 m/s	実用的なグリルの下限
50%	21.4 m/s	無視できない圧力を漏らす。系統全体を再確認
20%	53.4 m/s	公開例の基準点 — このサイズのファン能力をはるかに超える

有効面積80%から70%の帯が、保護グリルのあるべき範囲です：損失が 300 Pa のごく一部にとどまる程度に開いており、取り付けた目的である安全の役割を果たせる程度に閉じています。70%を下回ると、グリルはもはや付属品ではありません — ファンの圧力予算から支出し、選定時に明示しなければならない系統の構成部品になります。

設置クリアランスの規則

以下は、そのまま図面一式に反映できる規則です。右側の列の数値はすべて **AS910A-E150A3-01**（D = 910 mm）に対するものです。

項目	**規則**	**910 mmファンでの値**
吸込口から壁、床、天井、パネルまで	羽根車直径の½以上	**≥ 455 mm**
ファン面でダクト接続する吸込口	ベルマウス（壁面リング）を必須とする。直角エッジの再入型は避ける	K ≈ 0.05 対 0.9
下流側の最初の障害物	ダクトが許す範囲で羽根車直径の約1倍。½ Ø未満は設計上の欠陥	**目標 ~910 mm、下限 455 mm**
保護グリルの有効面積	リング面積の70%以上	25,000 m³/h で V′ ≤ 15.3 m/s
面積の異なる2つの開口から給気される吸込口	分流板を追加する	等しくない面積が生む旋回を防ぐ
ハブの向かい側にある障害物	避ける。閉塞はまずハブ部に逆流を引き起こす	コイルのヘッダー、梁、点検パネルを離して配置
隣接または積層する2台のファン	両方のユニットについて、共有する壁までのクリアランスを確保する	規則はファン1台ごとに適用され、群単位ではない

試運転：動作点は仮定せず、検証する

クリアランス図面は設置を紙の上で正しくしますが、それを実際のプラントで証明するのが試運転です。3つの確認がループを閉じます：

1. **ファンの前後の静圧**と、保護グリル有効面積を通過する速度を測定します。ファンでの差圧の読み値を、補正後のカタログ曲線と比較すれば、設置が定格どおりの性能を出しているかどうかが直ちに分かります。
2. **風量が不足している場合は、回転数を上げる前にファン法則を適用します。** Q は回転数に、静圧はその2乗に、軸動力はその3乗に比例します：

回転数	風量	静圧	軸動力
100%	100%	100%	100%
105%	105%	110%	116%
110%	110%	121%	133%
120%	120%	144%	173%

1,800 W の **AS910A-E150A3-01** では、回転数を10%上げると約 **2,396 W** の軸動力を要求します。不足がサイズ不足ではなく閉塞に起因する場合、回転数を上げることは、釣り合わない動力と騒音のコストで症状に対抗することになり — やがて風量を回復させる代わりにモーターの熱限界に達します。

3. **Modbus RTU でドライブからデータを読み戻します。** プラントを動かしている同じ2線式 RS-485 が、設定値の送出と、回転数・電流・状態の返送を担います。回転数指令に対する電流を記録しておけば、閉塞や汚れが、冷却対象設備の熱的イベントになる前に可視化できます：同じ設定値で試運転時より多くの電流を要するファンは、粉塵によって有効面積を失っているか、下流側に障害物が加わっています。これはまた、保守をカレンダー基準から状態基準へ移行させます。

選定チェックリスト

1. 負荷条件を確定する：0 Pa ではなく、実際の系統抵抗における風量で考える。
2. 確保できる吸込空間を測る。どの方向でも羽根車直径の半分未満なら、形状を変更するか、より小型のファンを選び直す。
3. 吸込口がベルマウス形状（壁面リング）であることを確認する。そうでなければ、このサイズクラスでは損失予算に約 58 Pa を加えるか、壁面リングを取り付ける。
4. 接近流が軸方向で均一であることを確認する。コイル列、ルーバー、面積の異なる2つの吸込口は、いずれも案内羽根または分流板を必要とする。
5. 保護グリルの有効面積は、図面記号ではなく実際のグリルから取得する。70%以上を目標に設計する。
6. $V' = Q / A_{free}$ を計算し、$\Delta p_{se} = K_{se} \times ½\rho V'^2$ を、フィルター、コイル、ルーバーと並べて系統抵抗曲線上に置く。
7. 下流側の最初の障害物を羽根車直径1倍と照合する。直径の半分未満は、レイアウト上で修正すべき欠陥である。
8. 得られた系統抵抗において、補正後のP-Q曲線を読み直す。動作点が定格をプロジェクトの許容範囲以上に下回っている場合は、回転数を上げるのではなく、ASファミリー内で1つ上のモデルに上げる。
9. 初日の設置状態ではなく、寿命末期に予想される閉塞（粉塵で目詰まりしたフィルター、汚れたコイル）を見込んで選定する。

10. 制御戦略を決める：固定設定値、Modbus による温度連動、またはスケジュール運転。ファンが自身の電流を報告するシステムは、閉塞の管理がはるかに容易になる。

結論

軸流ファンのカタログ曲線は吸込開放・吐出開放の曲線であり、実際の設置がそのとおりになることは決してありません。すると2つのことが同時に起こります：系統抵抗が上昇し、ファンは高風量で発生する圧力が低下します。後者はどのハンドブックにも見えず、設置後の風量が失われるのはそこです。

ASシリーズでは、4つの数値がほとんどの議論を決着させます：**吸込口の壁までの羽根車直径の半分（455 mm）、下流側の最初の障害物までの羽根車直径の約1倍（910 mm）、保護グリルの有効面積70%以上（25,000 m³/h で V′ ≤ 15.3 m/s）、そして直角エッジの 61.6 Pa に対する 3.4 Pa の吸込リップ。** リングとグリルにわずかな投資を行い、損失を $\Delta p_{se} = K_{se} \times \tfrac{1}{2}\rho V'^2$ として系統曲線上に置き、仮定ではなく差圧の読み値で試運転してください。

シリーズ全体を機種ごとに比較するには、AS軸流ファン一体型ガードリングシリーズ または AS910A-E150A3-01 製品ページ をご覧ください。負荷が風量よりも静圧に支配されている場合は、軸流ファンを採用する前に遠心ファンの選定ガイドと比較してください。

FAQ

メーカーはファンの前に障害物を置いた状態で試験を行うのでしょうか？

いいえ。標準的なファン試験コードは、規定された設置タイプを前提に構成されており、ダクト接続の 軸流ファンで一般的なのは、吸込開放・吐出開放（AMCA 210 / ISO 5801、設置タイプA）です。 したがってこの曲線は、羽根車直径のおよそ1倍以内の上流側・下流側に何も存在しない状態の ファンを表しています。その範囲内に保護グリル、コイル、ルーバー、プレナム壁、筐体パネルの いずれかがあると、公開曲線の一部は無効になります。

軸流ファンと壁との間の安全なクリアランスはどのくらいでしょうか？

リング面から壁、床、天井、パネルまでの最小距離として、羽根車直径の半分をとってください。 910 mmのファンでは455 mmです。これを下回ると接近流が非対称になり、吸込速度は上部より 下部で高くなり、圧力と風量の双方を低下させる旋回が発生します。ダクトが許す範囲では、 羽根車直径の1倍を目標とするのがより適切です。

保護グリルによる圧力損失はどのように計算すればよいでしょうか？

保護グリルの有効面積をファン前面面積に対する比率σとしてとらえ、その有効面積を通過する 速度を $V' = Q / A_{free}$ で計算し、$\Delta p_{se} = K_{se} \times \tfrac{1}{2}\rho V'^2$ を適用します。K_{se} は定数では ありません — 有効面積が小さくなるほど増大します — したがって実際の有効面積に対応する値を、 グリルメーカー、ベンチ試験、またはCFDから入手してください。有効面積20%では、公開値は $K_{se} = 2.1$ です。

大きな軸流ファンを1台使うのと、小さなファンを複数使うのでは、どちらが良いでしょうか？

同じ負荷条件であれば、通常は1台のファンが据付コスト、配線、保守、騒音の面で有利です： 同一の音源が複数あると約 $10 \cdot \log(N)$ dB が加算されるため、同じ負荷を5台で分担すると、 同じ総出力の1台のファンよりおよそ 7 dB(A) 騒音が大きくなります。複数の小型ファンが適する のは、冗長性が重要な場合（N+1構成で、1台の故障による風量低下を一部にとどめられる）や、 開口部に大型の円形ファン1台を収められない場合 — たとえば低く長い筐体壁などです。

© 2026 Foshan Sunwind Electric Co., Ltd. (SUNXFAN) · https://en.sunxfan.com/ja/guides/axial-fan-blockage-installation-clearance-selection-guide-ja/