INVESTIGAÇÃO ACADÉMICA

O impacto da obstrução no desempenho do ventilador axial

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

As curvas de catálogo dos ventiladores são medidas com entrada livre e saída livre. As instalações reais obstruem ambos os lados — grelhas de proteção, anéis de parede, serpentinas, plenums, paredes com alhetas e painéis de revestimento — e um ventilador axial obstruído perde caudal exatamente na zona em que a classificação promete mais. Este guia apresenta o mecanismo, um método de cálculo em três linhas, as regras de folga medidas e valores resolvidos para o AS910A-E150A3-01, para que o projetista de sistemas possa corrigir uma curva de catálogo para uma instalação real em vez de descobrir a falta de caudal durante a colocação em serviço.

PONTOS-CHAVE

- Uma curva de catálogo pressupõe entrada livre e saída livre (AMCA 210 / ISO 5801, tipo de instalação A). Obstruir qualquer dos lados produz dois efeitos separados: acrescenta resistência ao sistema e degrada a própria curva do ventilador. Apenas o primeiro é previsível a partir de um manual.
- A obstrução prejudica sobretudo o extremo de caudal médio-alto da curva. Nos dados de bancada publicados, uma placa de obstrução colocada a 65-125 mm atrás de um ventilador axial de 150 mm degradou a curva com maior intensidade exatamente na zona de caudal para a qual o ventilador está classificado.
- A rotação da corrente à entrada custa sempre eficiência. A rotação no mesmo sentido do impulsor baixa a pressão, o caudal e a potência; a rotação em sentido oposto aumenta os três. A eficiência cai em ambos os casos.
- O anel de parede integrado é um componente de desempenho, não um acabamento. Enquanto bocal em forma de campânula, mantém a perda de entrada próxima de 1/20 da altura de velocidade de aproximação ($K \approx 0.05$), contra $K \approx 0.9$ para uma entrada reentrante de aresta viva. Num AS910A-E150A3-01 a 25,000 m^3/h isso corresponde a cerca de 3 Pa contra 62 Pa — uma variação de aproximadamente 20% do orçamento de 300 Pa de pressão estática.
- Quantifique a obstrução com $\Delta p_{se} = K_{se} \times \frac{1}{2}\rho V'^2$, em que $V' = Q / A_{free}$. Exemplo publicado: ventilador de 150 mm, 20% de área livre, 50 CFM (0.0235 m^3/s) → $V' = 6.65$ m/s, $K_{se} = 2.1$, $\Delta p_{se} \approx 56$ Pa.
- A área livre da grelha de proteção é uma variável de seleção de primeira linha, não um detalhe acessório. O AS910A-E150A3-01 enfrenta 10.7 m/s no plano do anel; uma grelha com 70% de área livre eleva a velocidade local para 15.3 m/s, e a perda cresce com o quadrado dessa velocidade.

Um catálogo de ventiladores é um contrato com um conjunto de pressupostos, e o mais frequentemente violado é também o menos visível: **entrada livre e saída livre**. No momento em que uma grelha de proteção,

uma serpentina de arrefecimento, uma parede de plenum ou um painel de revestimento entram no diâmetro do impulsor à frente ou atrás do ventilador, a curva P-Q publicada deixa de descrever a máquina que foi instalada. O caudal não cai simplesmente numa percentagem fixa que se possa subtrair à classificação — a forma da curva muda, e muda sobretudo no extremo de caudal para o qual o ventilador foi escolhido.

Isto é mais relevante nos ventiladores axiais do que nos centrífugos, porque um impulsor axial é sensível ao que o ar que chega já está a fazer quando o atinge. A obstrução por placa e a rotação da corrente à entrada atacam o mesmo mecanismo: a pá depara-se com um ângulo de ataque para o qual não foi concebida, o trabalho realizado por unidade de ar diminui, e o ventilador converte menos da sua potência de entrada em pressão estática útil. O que se segue é a versão de engenharia dessa história — mecanismo, cálculo, regras de folga e valores citáveis para os ventiladores axiais EC da série AS, usando o **AS910A-E150A3-01** (25,000 m³/h, 300 Pa, 380-480 V AC trifásico EC) como plataforma de trabalho.

Resposta rápida: o que a obstrução faz a uma curva de ventilador

A obstrução acrescenta **duas penalizações separadas**, e é a confusão entre elas que torna o caudal instalado tão difícil de prever:

1. **Resistência do sistema** — uma obstrução reduz a área aberta, pelo que o ar tem de circular mais depressa pelo espaço restante. Isto eleva a curva de resistência do sistema. É calculável, e todos os manuais a abordam.
2. **Degradação da curva do ventilador** — o campo de escoamento alterado à entrada e à saída (rotação da corrente, aproximação não uniforme, escoamento inverso junto ao cubo) reduz a pressão que o ventilador consegue gerar para um dado caudal. Este efeito **não** consta do catálogo, **não** consta do manual, e é a razão pela qual um sistema que parecia correto no papel fica aquém em obra.

A consequência prática: se corrigir apenas a curva do sistema para uma obstrução, irá sobrestimar o caudal fornecido, porque atribuirá ao ventilador uma pressão que ele já não consegue produzir. As medições de bancada publicadas num ventilador axial automóvel mostram a degradação concentrada em **caudal médio-alto** — precisamente a zona em que um ventilador da classe dos 25,000 m³/h se destaca.

Duas penalizações, não uma

Penalização	Causa física	Previsível a partir do catálogo?	Onde se faz sentir
Resistência do sistema	Área aberta reduzida → velocidade local mais elevada → maior perda por atrito e perda dinâmica	Sim. Cálculo normalizado de perdas em condutas e grelhas	Todos os caudais; escala com o quadrado da velocidade
Degradação da curva do ventilador	Campo de entrada/saída distorcido: rotação da corrente, veia contraída, recirculação no cubo, aproximação assimétrica	Não. Tem de ser medido ou calculado para a geometria	Caudal médio-alto — o extremo classificado da curva

A prática de projeto decorre da tabela. Reduza a primeira penalização por via da geometria e trate a segunda como uma margem de segurança para a qual é indispensável ter evidência física.

Mecanismo 1 — Geometria de entrada: bocal em campânula versus aresta viva

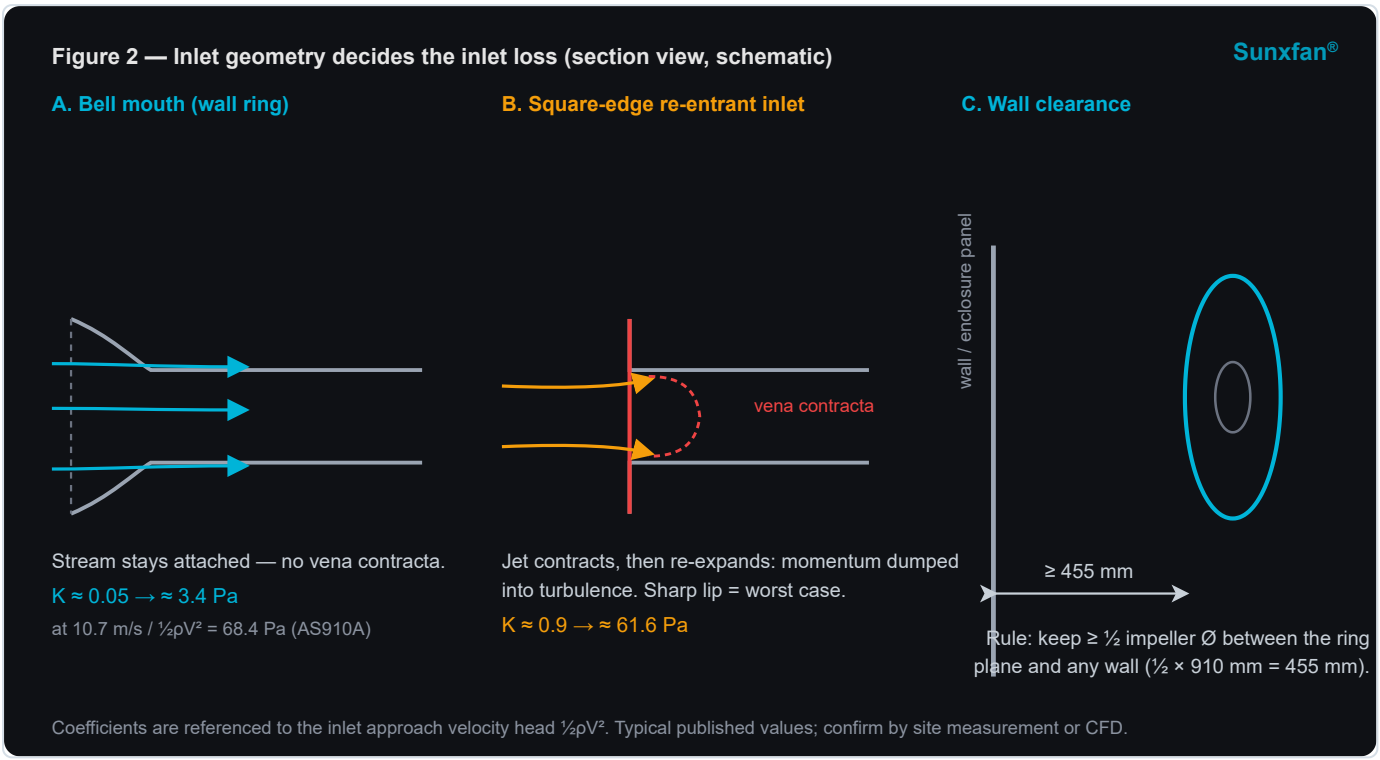


Figura 2 — O bordo de entrada determina se o escoamento de aproximação se mantém ligado. Um bocal em campânula mantém a perda próxima de 1/20 da altura de velocidade de aproximação; um bordo reentrante afiado dissipa cerca de 0.9 dessa altura em turbulência.

Uma entrada sem um bordo de aproximação arredondado obriga o escoamento a separar-se no bordo, a contrair-se para uma **veia contraída** menor que a abertura e a voltar a expandir-se, dissipando momento em turbulência pelo caminho. Valores normalizados, ambos referidos à altura de velocidade de aproximação à entrada $\frac{1}{2}\rho V^2$:

Tipo de entrada	Coeficiente de perda K	Perda a 10.7 m/s ($\frac{1}{2}\rho V^2$ = 68.4 Pa)
Bocal em campânula (o anel de parede da série AS)	≈ 0.05	≈ 3.4 Pa
Reentrante de aresta viva	≈ 0.9	≈ 61.6 Pa

No ponto de classificação do **AS910A-E150A3-01** a velocidade no plano do anel é 10.7 m/s, pelo que a altura de velocidade à entrada é 68.4 Pa com ρ = 1.2 kg/m³. A diferença entre as duas opções de geometria é, portanto, de cerca de **58 Pa — aproximadamente 19% de todo o orçamento de 300 Pa de pressão estática do ventilador**, gasta apenas na forma do bordo de entrada. É este o argumento quantitativo para adquirir o anel de parede integrado em vez de aparafusar uma placa simples à abertura.

A proximidade à parede é a outra metade da geometria de entrada. Mantenha pelo menos **meio diâmetro do impulsor** entre o plano do anel e qualquer parede, pavimento, teto ou painel — **455 mm para o AS910A de 910 mm**. Abaixo disso, a velocidade de aproximação é maior ao longo da base da abertura do que no topo, e o gradiente de velocidade resultante enrola-se numa rotação.

Mecanismo 2 — Rotação da corrente à entrada: o sentido decide o sinal, a eficiência cai em qualquer dos casos

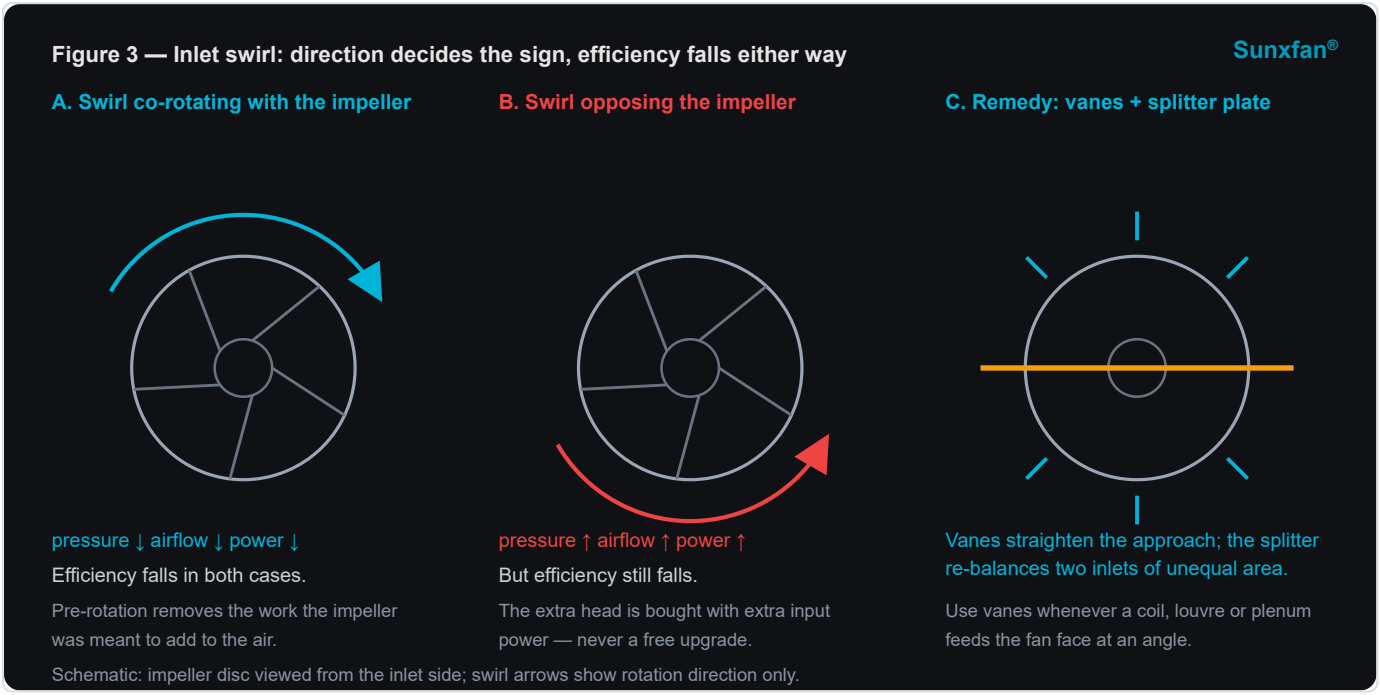


Figura 3 — O sentido da rotação define o sinal da variação de pressão, de caudal e de potência, mas a perda de eficiência é comum aos dois casos.

A rotação da corrente que chega a um impulsor axial nem sempre é má notícia para os números principais:

Condição de entrada	Pressão estática	Caudal	Potência	Eficiência
Rotação no mesmo sentido do impulsor	↓	↓	↓	↓
Rotação em sentido oposto ao do impulsor	↑	↑	↑	↓
Aproximação axial uniforme	referência	referência	referência	referência

O caso de rotação em sentido oposto é a armadilha. Pressão, caudal e potência sobem todos, o que parece uma melhoria gratuita, mas o denominador da eficiência sobe mais depressa do que o rendimento útil — o ventilador está agora a trabalhar o ar com mais intensidade por cada unidade de potência de entrada. O caso de rotação no mesmo sentido do impulsor é o mais comum na prática: a pré-rotação proveniente de uma bateria de serpentinas a montante, de uma alheta inclinada ou de um plenum assimétrico retira ao impulsor o trabalho que ele deveria acrescentar.

Duas soluções construtivas, ambas da mesma família de projeto do anel de parede:

- **Aletas diretoras** na conduta de aproximação endireitam o escoamento antes de este chegar às pás. Utilize-as sempre que uma serpentina, uma alheta ou um plenum alimentem a face do ventilador num ângulo.
- **Uma placa divisória** quebra a rotação que se forma quando duas entradas de área desigual alimentam a mesma face do ventilador. As aberturas desiguais criam o desequilíbrio de pressão, e o desequilíbrio cria a rotação.

Mecanismo 3 — Obstrução a jusante: grelhas de proteção, serpentinas e paredes de plenum

A obstrução à saída comporta-se de forma diferente da obstrução à entrada, e a evidência de bancada é inequívoca. Em medições controladas num ventilador axial automóvel — anemometria de fio quente mais velocimetria laser Doppler, com a placa de obstrução deslocada de 65 mm para 125 mm atrás do bordo de fuga e o plano de medição 3 mm atrás do bordo de fuga, com espaçamento radial de 15 mm — três resultados são relevantes para qualquer seleção de ventilador axial:

1. **A curva degrada-se, e degrada-se de forma seletiva.** Comparando as curvas obstruídas com a curva do ventilador livre, a perda é pequena a caudal baixo e cresce acentuadamente em toda a gama de caudal médio-alto. O ventilador obstruído ainda mantém a pressão a caudal baixo; não consegue manter o caudal a caudal elevado.
2. **Aparece escoamento inverso junto ao cubo.** Com obstrução, a velocidade axial junto ao cubo torna-se negativa — a parte interior do anel começa a recircular em vez de fornecer caudal.
3. **O escoamento desvia-se para o exterior.** A velocidade radial aumenta enquanto a velocidade axial diminui, o que é outra forma de dizer que o caudal volumétrico cai, ainda que o impulsor continue a rodar à mesma velocidade.

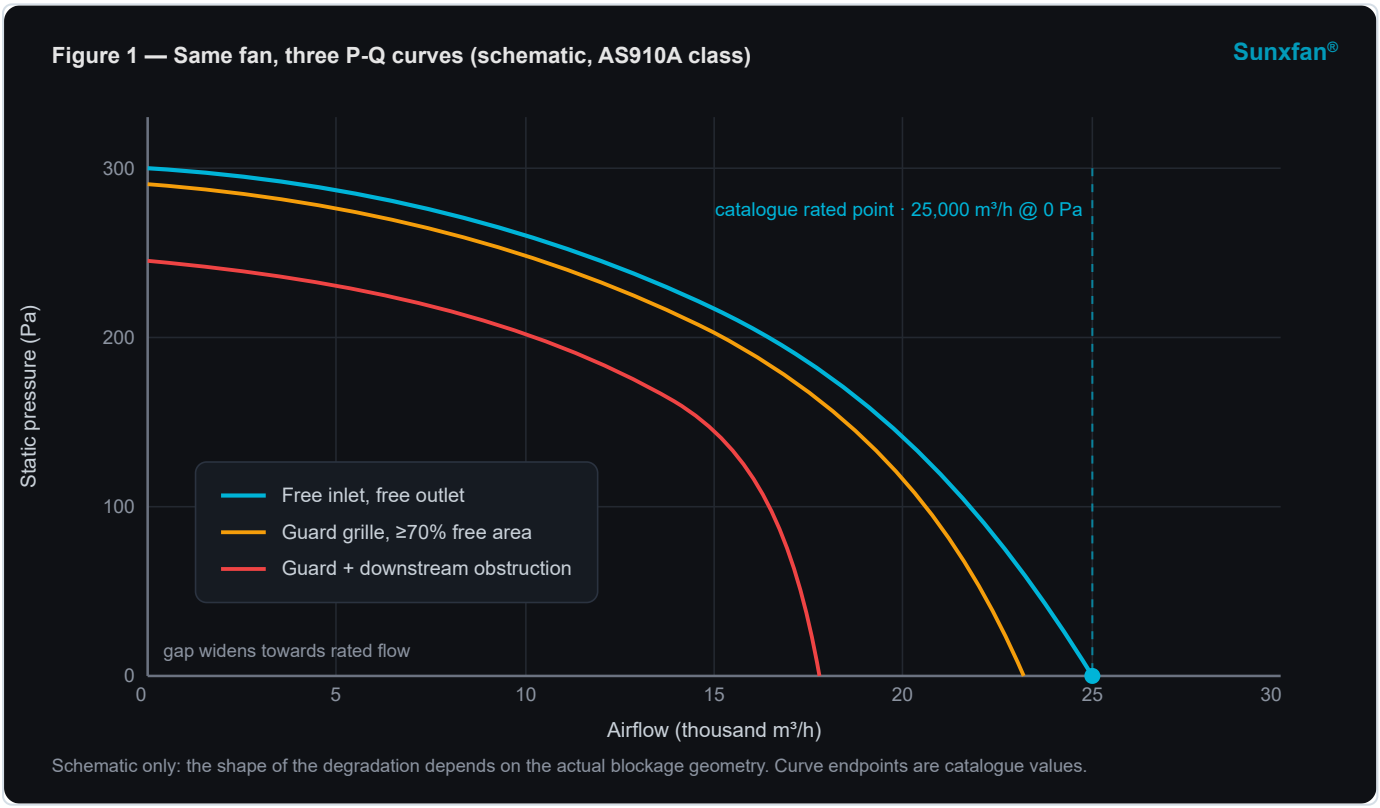


Figura 1 — O mesmo ventilador, três curvas. Catálogo (entrada e saída livres), uma grelha de proteção com área livre elevada, e uma grelha atrás de uma obstrução a jusante. A diferença alarga-se em direção ao caudal classificado — o setor com que o sistema foi dimensionado.

A consequência de engenharia é uma regra de projeto que não custa nada seguir: **é no cubo que a obstrução se faz sentir primeiro.** Não coloque um coletor de serpentina, uma viga estrutural, um degrau de plenum ou um painel de acesso diretamente em frente ao cubo do impulsor. Se a geometria não puder ser alterada, o ventilador tem de ser selecionado com margem explícita, e não com o valor do catálogo.

Na série AS, esta é a razão pela qual a proteção está **integrada no anel** em vez de afastada dele — na posição mais próxima possível, no plano do anel. Quando o afastamento é praticamente nulo, a variável determinante deixa de ser a distância e passa a ser a **área livre**, razão pela qual a proteção é especificada por área aberta e não por distância de afastamento.

Quantificar a obstrução: o método de três linhas

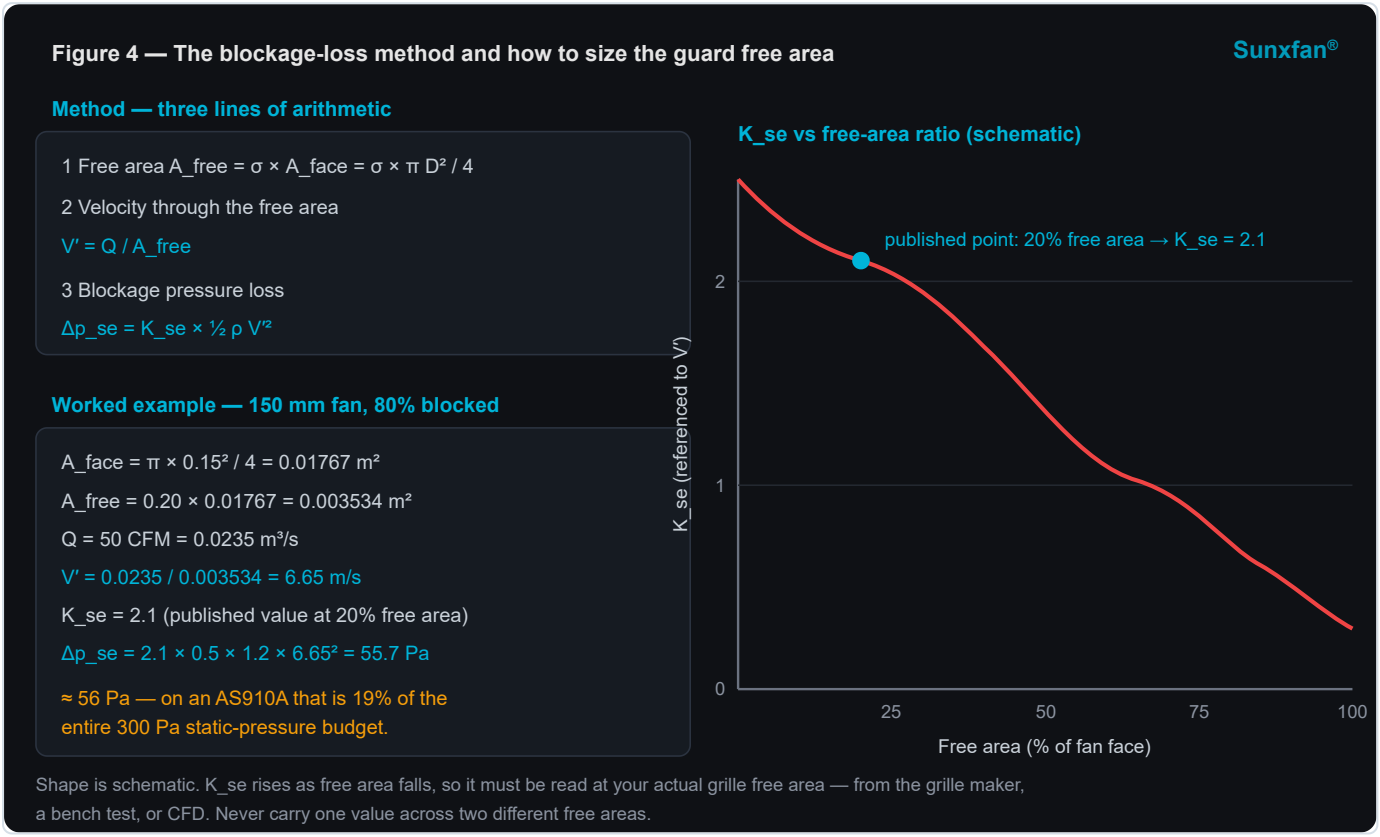


Figura 4 — O método completo em três linhas, o exemplo resolvido normalizado e uma recordação de que K_se é uma função da área livre e não uma constante.

A perda por obstrução pode ser quantificada com um único coeficiente, referido à velocidade através da área livre e não à face do ventilador:

Passo 1 — Área livre $A_{free} = \sigma \times A_{face} = \sigma \times \pi D^2 / 4$, em que σ é o rácio de área livre da proteção ou grelha.

Passo 2 — Velocidade através da área livre $V' = Q / A_{free}$

Passo 3 — Perda de pressão por obstrução $\Delta p_{se} = K_{se} \times \frac{1}{2} \rho V'^2$

Exemplo resolvido (dados publicados). Um ventilador de 150 mm com 80% da sua abertura obstruída, ou seja σ = 0.20, a debitar 50 CFM:

Grandeza	Valor
Área frontal	$A_{face} = \pi \times 0.15^2 / 4 = 0.01767\ m^2$
Área livre	$A_{free} = 0.20 \times 0.01767 = 0.003534\ m^2$
Caudal	$Q = 50\ CFM = 0.0235\ m^3/s$
Velocidade através da área livre	$V' = 0.0235 / 0.003534 =$ **6.65 m/s**
Coeficiente de perda a 20% de área livre	$K_{se} =$ **2.1**
Perda por obstrução a $\rho = 1.2\ kg/m^3$	$\Delta p_{se} = 2.1 \times 0.5 \times 1.2 \times 6.65^2 =$ **55.7 ≈ 56 Pa**

Confronte este número com o ventilador. 56 Pa é uma pressão real que tem de sair do orçamento do ventilador antes de se pagar qualquer conduta, serpentina ou filtro do sistema. Num **AS910A-E150A3-01** com 300 Pa de pressão estática, uma penalização de 56 Pa por obstrução consome **19% de todo o orçamento**:

Perda por obstrução	Fração do orçamento de 300 Pa de pressão estática do AS910A
10 Pa	3.3%
30 Pa	10%
56 Pa	18.7%
62 Pa (entrada reentrante de aresta viva)	20.7%

Uma ressalva determina se o método é fiável. **K_{se} não é uma constante.** Aumenta à medida que a área livre diminui — uma abertura totalmente obstruída corresponde a uma perda infinita —, pelo que um valor lido a 20% de área livre não deve ser transposto para uma grelha com 70% de área livre. Obtenha K_{se} para a área livre real junto do fabricante da grelha, num ensaio de bancada ou por CFD. O método acima converte-o então numa pressão que pode colocar diretamente na curva de resistência do sistema, nas mesmas unidades de qualquer outra perda.

A perspetiva adimensional: por que razão as curvas colapsam

As medições de um ventilador obstruído só são comparáveis a um catálogo quando ambas são expressas em coeficientes adimensionais, e não em m^3/h e Pa. Usando n para a velocidade de rotação (rev/s) e D para o diâmetro do impulsor (m):

- Coeficiente de caudal: $\boldsymbol{\varphi = Q / (n \cdot D^3)}$
- Coeficiente de pressão: $\boldsymbol{\psi = 2\,\Delta p_s / (\rho \cdot n^2 \cdot D^2)}$

Diferentes manuais colocam os fatores constantes (π^2, 2) de forma diferente, pelo que os valores absolutos variam — mas a forma não. Para o **AS910A-E150A3-01**, tomando como referência a velocidade de catálogo de 930 r/min (15.5 rev/s) e D = 0.91 m, os dois extremos do catálogo correspondem a:

Extremo do catálogo	φ	ψ
Fecho total (0 m^3/h a 300 Pa)	0	≈ 2.51
Descarga livre (25,000 m^3/h a 0 Pa)	≈ 0.59	0

Se representar qualquer medição de um ventilador obstruído nestes mesmos eixos, a obstrução revela-se no facto de os pontos caírem **abaixo** da curva de catálogo — e, como mostraram os dados de bancada, caírem mais longe a φ elevado. É esta a comparação que lhe diz se está perante um problema do ventilador ou um problema do sistema.

Dimensionar a série AS para uma instalação real



A série AS — ventiladores axiais EC de caudal elevado com anel de parede e proteção integrados no anel, 380-480 V AC trifásico, IP55, −40 °C a +65 °C.

Os quatro modelos partilham o mesmo teto de pressão e a mesma interface de controlo (0-10V/PWM e Modbus RTU sobre RS-485), pelo que o passo de seleção depende sobretudo do **encaixe, do ruído e da velocidade frontal** e não da pressão:

Modelo	Classe de impulsor	Caudal nominal	Velocidade	Potência	Ruído	Velocidade no plano do anel
AS760A-E137A3-01	760 mm	16,500 m^3/h	950 r/min	1,100 W	69 dB(A)	10.1 m/s
AS860A-E150A3-01	860 mm	24,000 m^3/h	920 r/min	1,800 W	72 dB(A)	11.5 m/s
AS910A-E150A3-01	910 mm	25,000 m^3/h	930 r/min	1,800 W	73 dB(A)	**10.7 m/s**
AS960A-E150B3-01	960 mm	29,000 m^3/h	915 r/min	3,200 W	75 dB(A)	11.1 m/s

Uma vez que a família se situa numa banda estreita de **10-11.5 m/s** no plano do anel, a mesma aritmética de obstrução aplica-se a toda ela. A velocidade frontal é o número a transportar para o cálculo da grelha, porque a grelha é a obstrução: cada ponto percentual de área livre que se perde eleva a velocidade local na grelha na mesma percentagem.

Área livre da grelha σ	V′ através da grelha, AS910A a 25,000 m^3/h	Consequência
100% (sem grelha)	10.7 m/s	Velocidade frontal de referência
90%	11.9 m/s	Irrelevante numa grelha bem conformada
80%	13.4 m/s	Ainda modesta — a banda de projeto confortável
70%	15.3 m/s	Limite inferior prático para uma grelha funcional
50%	21.4 m/s	Provoca perdas de pressão significativas; reverificar todo o sistema
20%	53.4 m/s	Ponto de referência do exemplo publicado — muito além da capacidade do ventilador deste tamanho

A banda entre 80% e 70% de área livre é onde uma grelha de proteção deve situar-se: suficientemente aberta para que a perda permaneça uma fração reduzida dos 300 Pa, e suficientemente fechada para cumprir a função de segurança para a qual foi instalada. Abaixo de 70%, a grelha deixa de ser um acessório — passa a ser um componente do sistema que tem de ser pago a partir do orçamento de pressão do ventilador e declarado na seleção.

Regras de folga na instalação

Estas são as regras que passam diretamente para o conjunto de desenhos. Todos os valores da coluna da direita se referem ao **AS910A-E150A3-01** (D = 910 mm).

Item	Regra	Valor para um ventilador de 910 mm
Entrada em relação a qualquer parede, pavimento, teto ou painel	≥ ½ diâmetro do impulsor	**≥ 455 mm**
Entrada canalizada na face do ventilador	Bocal em campânula (anel de parede) obrigatório; evitar uma entrada reentrante de aresta viva	K ≈ 0.05 versus 0.9
Primeira obstrução a jusante	~1 diâmetro do impulsor sempre que a conduta o permita; abaixo de ½ Ø é um defeito de projeto	**objetivo de ~910 mm, mínimo de 455 mm**
Área livre da grelha de proteção	≥ 70% da área do anel	V′ ≤ 15.3 m/s a 25,000 m³/h
Entrada alimentada por duas aberturas de área desigual	Acrescentar uma placa divisória	Evita a rotação que as áreas desiguais criam
Qualquer obstrução em frente ao cubo	Evitar. A obstrução induz escoamento inverso primeiro no cubo	Manter coletores de serpentinas, vigas e painéis de acesso afastados
Dois ventiladores lado a lado ou empilhados	Prever a folga à parede partilhada para ambas as unidades	A regra aplica-se por ventilador, não por grupo

Colocação em serviço: verificar o ponto de funcionamento, não o presumir

Um desenho de folgas acerta a instalação no papel; a colocação em serviço comprova-o na instalação. Três verificações fecham o ciclo:

1. **Meça a pressão estática através do ventilador** e a velocidade através da área livre da grelha. Uma leitura de pressão diferencial no ventilador, comparada com a curva de catálogo corrigida, indica imediatamente se a instalação está a fornecer o valor nominal.
2. **Se o caudal ficar aquém, aplique as leis do ventilador antes de aumentar a velocidade.** Q escala com a velocidade, a pressão estática com o seu quadrado e a potência ao veio com o seu cubo:

Velocidade	Caudal	Pressão estática	Potência ao veio
100%	100%	100%	100%
105%	105%	110%	116%
110%	110%	121%	133%
120%	120%	144%	173%

Para o **AS910A-E150A3-01** a 1,800 W, um aumento de 10% na velocidade exige cerca de **2,396 W** de potência ao veio. Se a falta de caudal foi causada por obstrução e não por subdimensionamento, aumentar a velocidade combate o sintoma com um custo desproporcionado de potência e ruído — e acaba por atingir o limite térmico do motor em vez de restabelecer o caudal.

3. **Leia o variador de volta através do Modbus RTU.** O mesmo par de fios RS-485 que serve a instalação transporta a referência de saída e devolve a velocidade, a corrente e o estado. Registar a corrente em função da referência de velocidade torna visível uma instalação obstruída ou suja antes que se transforme num evento térmico no equipamento que está a ser arrefecido: um ventilador que necessita de mais corrente do que na colocação em serviço, com a mesma referência, perdeu área livre para o pó ou ganhou uma obstrução a jusante. Isto converte também a manutenção de base calendarizada em manutenção baseada no estado.

Lista de verificação para a seleção

1. Fixe o débito: caudal com a resistência real do sistema, e não a 0 Pa.
2. Meça o envelope disponível à entrada. Se for inferior a meio diâmetro do impulsor em qualquer direção, altere a geometria ou selecione um ventilador mais pequeno.
3. Confirme que a entrada tem aproximação em bocal de campânula (anel de parede). Caso contrário, acrescente cerca de 58 Pa ao orçamento de perdas nesta classe de tamanho, ou instale um anel de parede.
4. Confirme que a aproximação é axial e uniforme. As baterias de serpentinas, as alhetas e as entradas duplas desiguais exigem todas aletas diretoras ou uma placa divisória.
5. Retire a área livre da grelha de proteção da grelha real, e não do símbolo do desenho. Dimensione para ≥ 70%.
6. Calcule $V' = Q / A_{free}$ e coloque $\Delta p_{se} = K_{se} \times \frac{1}{2}\rho V'^2$ na curva de resistência do sistema, a par dos filtros, serpentinas e alhetas.
7. Verifique a primeira obstrução a jusante em relação a um diâmetro do impulsor; tudo o que seja inferior a meio diâmetro constitui um defeito a corrigir no layout.
8. Volte a ler a curva P-Q corrigida para a resistência de sistema resultante. Se o ponto de funcionamento se afastou do valor nominal para além da tolerância do projeto, suba um modelo dentro da família AS em vez de aumentar a velocidade.
9. Dimensione para a obstrução que espera no fim de vida (filtros com pó acumulado, serpentinas sujas), e não para a instalação no primeiro dia.
10. Decida a estratégia de controlo: referência fixa, comandada por temperatura via Modbus, ou um regime horário. Os sistemas obstruídos são muito mais fáceis de gerir quando o ventilador reporta a sua própria corrente.

Conclusão final

Uma curva de catálogo de ventilador axial é uma curva de entrada livre e saída livre, e uma instalação real nunca é isso. Ocorrem então duas coisas em simultâneo: a resistência do sistema aumenta e o ventilador gera menos pressão a caudal elevado. A segunda é invisível em todos os manuais e é aí que desaparece o caudal instalado.

Para a série AS, quatro números resolvem a maior parte das discussões: **meio diâmetro do impulsor (455 mm) até qualquer parede à entrada, cerca de um diâmetro do impulsor (910 mm) até à primeira obstrução a jusante, ≥ 70% de área livre na grelha de proteção ($V' \leq 15.3$ m/s a 25,000 m^3/h), e um bordo de entrada que vale 3.4 Pa contra 61.6 Pa para uma aresta viva.** Gaste o pouco dinheiro que for necessário no anel e na proteção, coloque a perda na curva do sistema como $\Delta p_{se} = K_{se} \times \frac{1}{2}\rho V'^2$, e faça a colocação em serviço com uma leitura de pressão diferencial em vez de um pressuposto.

Para uma comparação modelo a modelo em toda a família, consulte a série AS Axial-Fan Integrated Guard Ring ou a página de produto do AS910A-E150A3-01. Se o seu débito for dominado pela pressão estática e não pelo caudal volumétrico, compare com o guia de seleção de ventiladores centrífugos antes de optar por um ventilador axial.

FAQ

Os fabricantes ensaiam os ventiladores com uma obstrução à entrada ou à saída?

Não. Os códigos normalizados de ensaio de ventiladores assentam em tipos de instalação definidos, e o mais comum para um ventilador axial com conduta é entrada livre com saída livre (AMCA 210 / ISO 5801, tipo de instalação A). A curva descreve, por isso, o ventilador sem nada num raio de cerca de um diâmetro do impulsor a montante ou a jusante. Qualquer grelha de proteção, serpentina, alheta, parede de plenum ou painel de revestimento dentro desse envelope invalida parte da curva publicada.

Qual é a folga de segurança entre um ventilador axial e uma parede?

Use meio diâmetro do impulsor como mínimo entre o plano do anel e qualquer parede, pavimento, teto ou painel. Para um ventilador de 910 mm isso dá 455 mm. Abaixo desse valor, o escoamento de aproximação torna-se assimétrico, a velocidade de entrada é maior em baixo do que em cima, e desenvolve-se uma rotação que baixa tanto a pressão como o caudal. Quando a conduta o permite, um diâmetro completo do impulsor é um objetivo melhor.

Como calculo a perda de pressão provocada por uma grelha de proteção?

Tome a área livre da grelha como uma fração σ da área frontal do ventilador, calcule a velocidade através dessa área livre como $V' = Q / A_{free}$ e aplique $\Delta p_{se} = K_{se} \times \frac{1}{2}\rho V'^2$. K_{se} não é uma constante — aumenta à medida que a área livre diminui —, por isso leia-o para a área livre real junto do fabricante da grelha, num ensaio de bancada ou por CFD. A 20% de área livre, o valor publicado é $K_{se} = 2.1$.

É melhor usar um ventilador axial grande ou vários mais pequenos?

Para o mesmo débito, um único ventilador ganha habitualmente em custo instalado, cablagem, manutenção e acústica: várias fontes iguais somam cerca de 10·log(N) dB, pelo que cinco ventiladores que partilham o mesmo débito são cerca de 7 dB(A) mais ruidosos do que um único ventilador com o mesmo caudal total. Vários ventiladores mais pequenos justificam-se quando a redundância é importante (N+1, de modo que uma falha custa apenas uma fração do caudal) ou quando a abertura não pode acomodar um único ventilador redondo de grande dimensão — por exemplo, numa parede de câmara baixa e comprida.

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