

Negativando

Por J. Fernando B. Britto
Abr/2025

Impedir a reversão dos gradientes de pressão entre salas sempre é algo desafiador, mesmo quando os ambientes permanecem com suas portas fechadas.

Os diferenciais de pressão entre salas limpas são decorrência dos diferenciais nos escoamentos mássicos de entrada (insuflação) e saída (retorno e/ou exaustão e escoamento pelas frestas do ambiente).

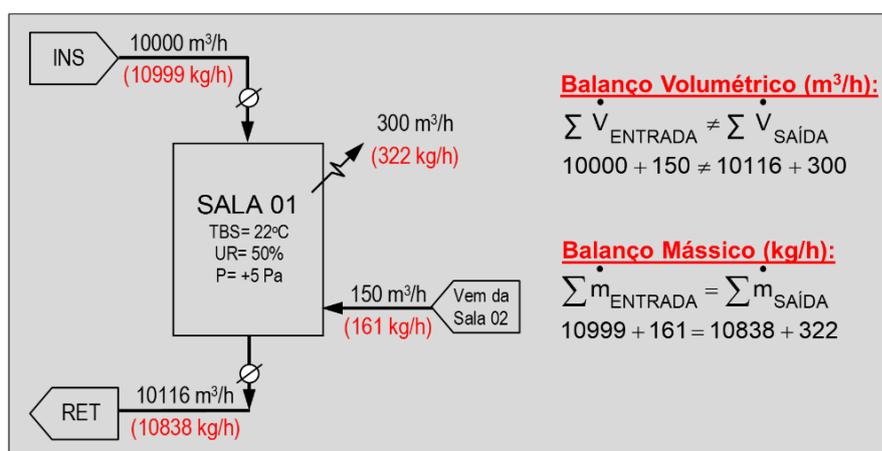


Figura 1 – Fluxograma de Engenharia para Fluidos Compressíveis

Se o diferencial do escoamento (em massa: $m_{entrada} - m_{saída}$) for positivo (como no exemplo da figura 1), a pressão será maior que a atmosférica. Se resultar negativo, a pressão será menor que a atmosférica.

O problema é que os cálculos de carga térmica usuais, consideram ar padrão ($\rho = 1,2047 \text{ kg/m}^3$) e, muitas vezes, a variação do volume específico do ar desde a insuflação ($\rho = 1,1095 \text{ kg/m}^3 @ 12^\circ\text{C}, 800\text{m}, 90\%\text{UR}$) até o retorno/ exaustão ($\rho = 1,0712 \text{ kg/m}^3 @ 22^\circ\text{C}, 800\text{m}, 50\%\text{UR}$) afeta o vazamento pelas frestas.

Outro ponto é que as dimensões reais das frestas entre as portas, o piso e os batentes não são conhecidas, o desgaste ao longo do tempo produz deformações e a falta de manutenção, acaba permitindo que as dimensões das frestas se alterem longo do tempo.

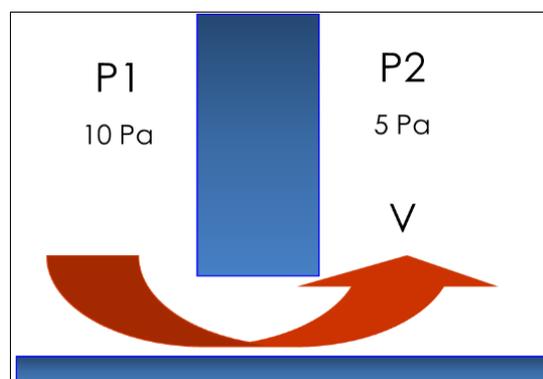


Figura 2 – Escoamento pelas frestas de uma porta

As vedações dos forros dos ambientes também recebem pouca manutenção, criando frestas ao redor das luminárias, difusores, grelhas, sprinklers etc., que introduzem vazamentos impossíveis de se quantificar durante o projeto.

E os gradientes de pressão entre os ambientes de ambos os lados das passagens de esteiras produzem enormes vazamentos de ar oriundo da sala de maior pressão e, ao longo do tempo, são introduzidas modificações em sua forma na tentativa de se obterem os gradientes desejados, conter migrações de partículas ou umidade e evitar a derrubada de frascos, sachês os blísteres.

Dito isto, a já difícil missão de se calcular as vazões de ar de insuflação e retorno (ou exaustão), se torna ainda mais complexa, impondo um processo em 3 etapas:

- Cálculo da vazão requerida para atender a carga térmica sensível interna.
Exemplo: $HSI = 1,5 \text{ kW}$; $t_{INS} = 12^\circ\text{C}$; $t_{AMB} = 22^\circ\text{C}$; $c_p = 1,0048 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$
 $m = 1,5 \text{ kW} / (1,0048 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C} * (22 - 12) ^\circ\text{C})$
 $m = 0,1357 \text{ kg/s}$ (489 kg/h ; $\rho = 1,1095 \text{ kg/m}^3 \Leftrightarrow V = 440 \text{ Am}^3/\text{h}$)

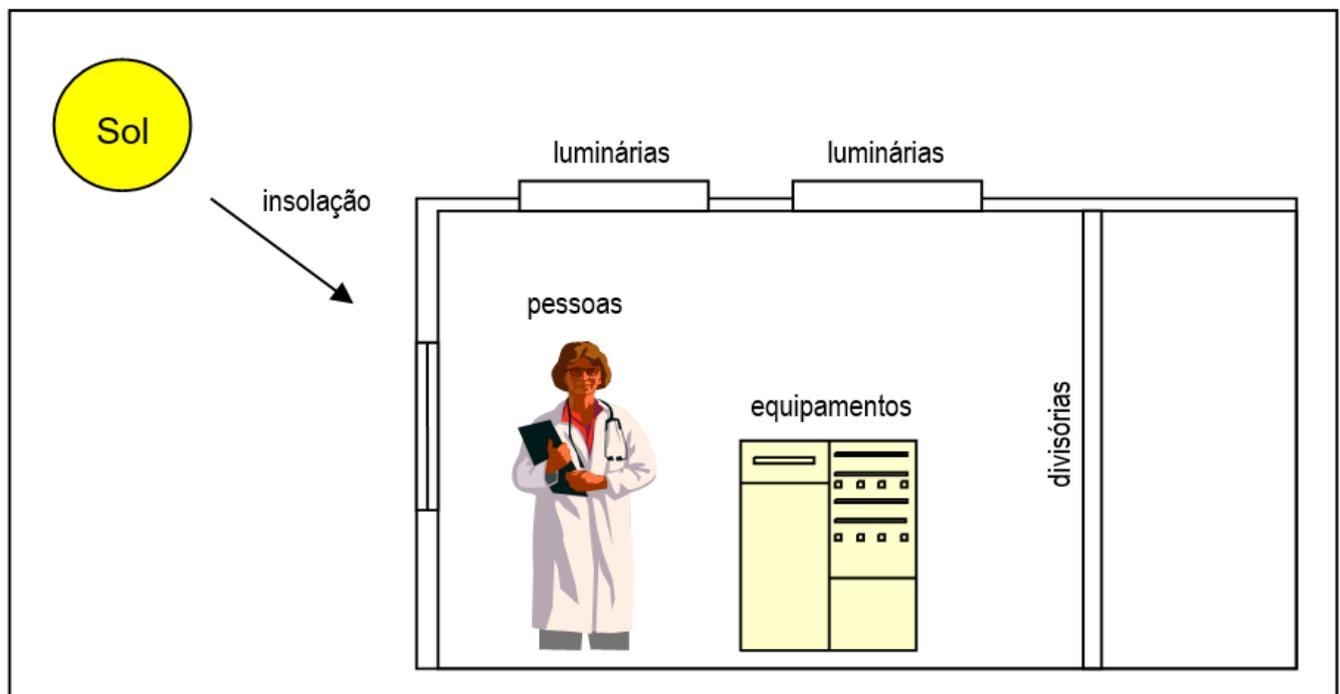


Figura 3 - Componentes da Carga Térmica

- Cálculo da vazão requerida para atender ao número mínimo de recirculações ou trocas. (Não é mais critério regulatório para salas BPF farmacêutica, mas continua exigido em áreas hospitalares).
Exemplo: sala $3,0 \text{ m} * 4,0 \text{ m} * 3,0 \text{ m} = 36 \text{ m}^3$; $ACPH_{MIN} = 20/\text{h}$; $\rho = 1,1095 \text{ kg/m}^3$
 $V_{MIN} = 36 \text{ m}^3 * 20/\text{h}$
 $V_{MIN} = 720 \text{ m}^3/\text{h}$ ($\rho = 1,1095 \text{ kg/m}^3 \Leftrightarrow m = 799 \text{ kg/h}$)
- Cálculo da vazão requerida para garantir a reposição do ar exaurido e os vazamentos / infiltrações através das frestas em ambientes de diferentes pressões^{OBS.1}.

Exemplo: 2 portas com vazamento de 110 Am³/h, exaustão de 500 Am³/h e passagem de esteira com vazamento de 800 Am³/h

$$V_{\text{MIN}} = (2 * 110 + 500 + 800) \text{ Am}^3/\text{h}$$

$$V_{\text{MIN}} = 1520 \text{ Am}^3/\text{h} (\rho = 1,0712 \text{ kg/m}^3 \Leftrightarrow m = 1686 \text{ kg/h})$$

Adota-se o maior valor dentre os três cálculos realizados, portanto, a vazão mínima de insuflação necessária no ambiente do exemplo anterior seria de 1686 kg/h.

OBS.1: Caso o maior valor seja devido à reposição de ar exaurido e vazamentos por frestas, recomenda-se jamais zerar a vazão de retorno/exaustão do ambiente, pois, sem a instalação de um ponto de captação de ar no ambiente, fica impossível ajustar sua pressão, ou seja, para permitir ajuste, recomenda-se que a vazão de insuflação seja aumentada em, ao menos 50% do vazamento de uma de suas portas: $110 \text{ Am}^3/\text{h} * 0,5 * 1,0712 \text{ kg/h} = 59 \text{ kg/h}$, passando para 1745 kg/h

E, sendo praticamente impossível conhecer o tamanho das frestas ao redor das luminárias, difusores, grelhas, sprinklers etc., instalados no forro, costumo adotar um coeficiente de vazamento (ou infiltração) de 2 kg/h.m², para estimar a vazão necessária para reposição desses vazamentos (ou infiltrações), acrescentando:

$$3,0 \text{ m} * 4,0 \text{ m} * 2 \text{ kg/h.m}^2 = 24 \text{ kg/h}$$

Totalizando: $1745 + 24 = 1769 \text{ kg/h}$

Como essa vazão é 3,62 vezes maior que a vazão requerida pela carga térmica, para se manter controle da temperatura e umidade relativa do ambiente, será necessário efetuar reaquecimento do ar, reduzindo a difusão (diferencial de temperatura entre o ambiente e a insuflação) proporcionalmente:

$$dt = (22 - 11) \text{ }^\circ\text{C} = 11 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$dt(V_{\text{MIN}}) = 11 \text{ }^\circ\text{C} * (489 \text{ kg/h} / 1769 \text{ kg/h}) = 3,0 \text{ }^\circ\text{C}$$

Então,

$$t_{\text{INS}} = (22 - 3,0) \text{ }^\circ\text{C} = 18 \text{ }^\circ\text{C} (\rho = 1,0859 \text{ kg/m}^3)$$

Portanto, a vazão volumétrica mínima de insuflação para atender a vazão mássica que garante a pressurização do ambiente, seria:

$$V_{\text{INS,MIN}} = 1769 \text{ kg/h} / 1,0859 \text{ kg/m}^3 = 1629 \text{ Am}^3/\text{h}$$

Durante o verão, para garantir a umidade relativa de projeto para o ambiente, a temperatura de saída da serpentina de resfriamento e desumidificação (SAG) precisará ser mantida a condição correspondente à temperatura de ponto de orvalho (TPO) requerida pela psicrometria e fator de calor sensível do ambiente, no caso:

$$\text{TPO}(11 \text{ }^\circ\text{C}; 90\% \text{UR}; 800\text{m}) = 9,1 \text{ }^\circ\text{C}$$

Sendo necessário reaquecer o ar de insuflação até 18°C no ponto de insuflação, requerendo potência de:

$$H_{\text{REQ}} = 1769 \text{ kg/h} * (1,0048 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C} * (18 - 12)^\circ\text{C} / 3600 \text{ s/h})$$

$$H_{\text{REQ}} = \sim 3,0 \text{ kW}$$

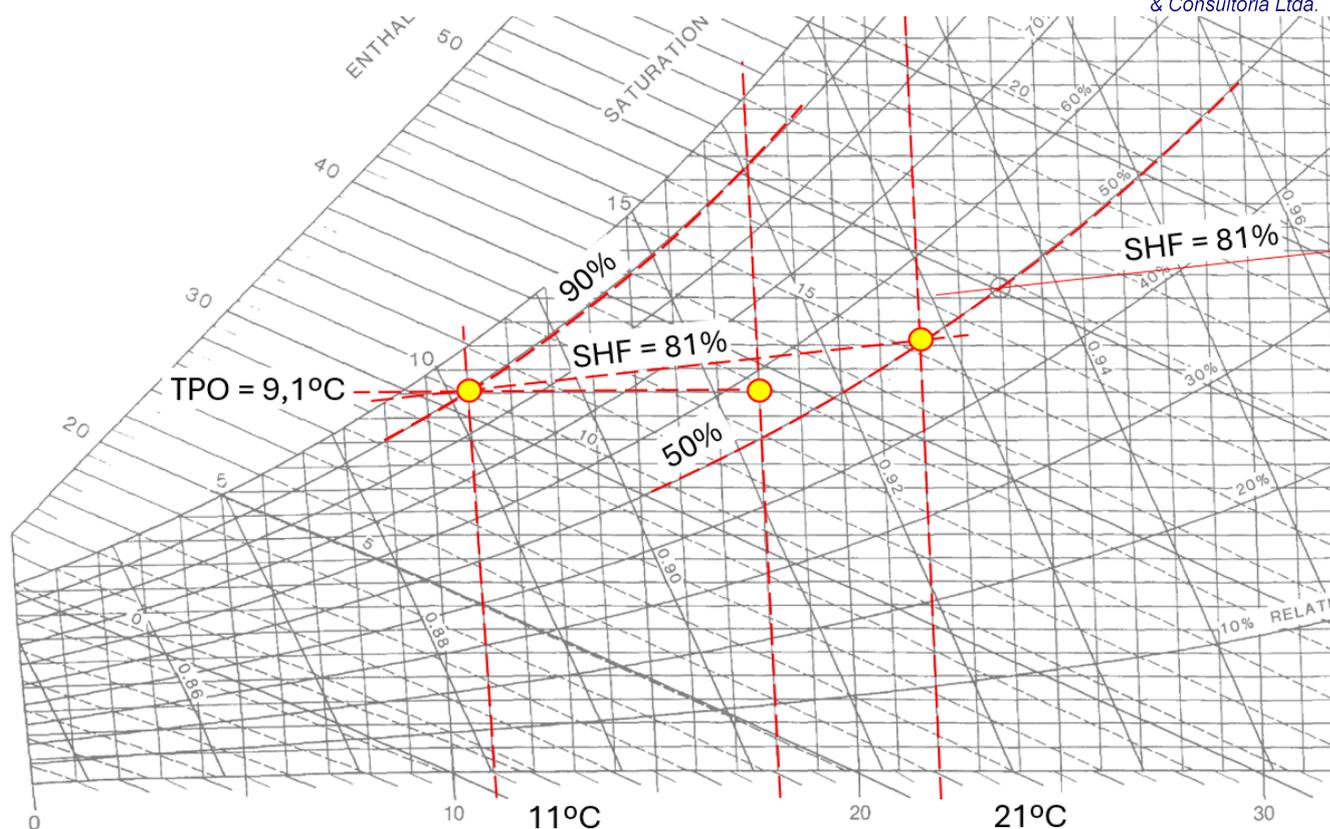


Figura 4 – Estudo Psicrométrico

Contudo, sabendo-se que ventiladores centrífugos são turbomáquinas de deslocamento volumétrico tido como constante, quando submetido à mesma pressão atmosférica, rotação e diferencial de pressão, então, variando a temperatura (consequentemente, também a densidade) do ar na sucção do ventilador, também variamos a vazão mássica disponibilizada na insuflação do sistema.

OBS.: Embora a variação da densidade também afete o diferencial de pressão fornecido pelo ventilador, a perda de carga do sistema será igualmente afetada por essa variação, neutralizando o efeito da redução da pressão oferecida ao sistema.

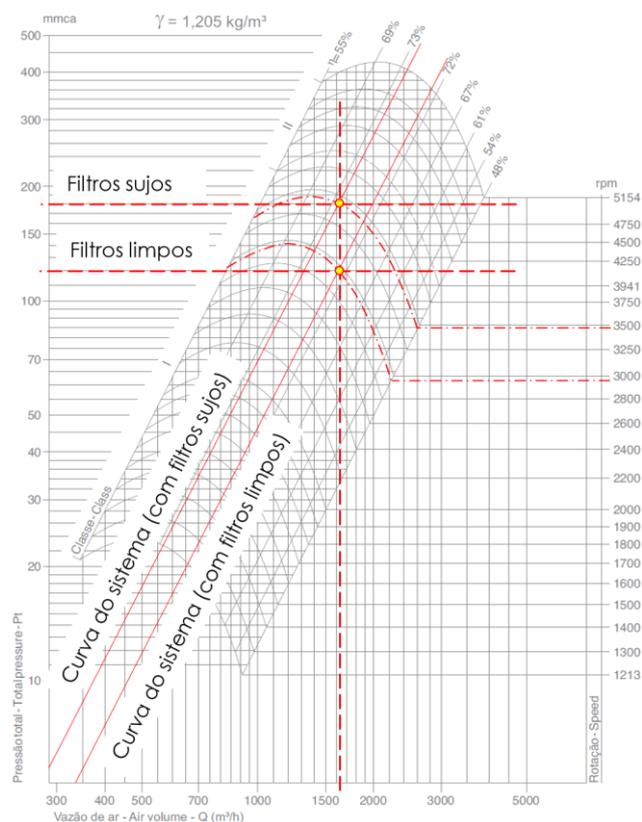


Figura 5 – Curva do ventilador
Fonte: catálogo Soler Palau® / Otam®

Deste modo, como as vazões e condições termoigrométricas da insuflação dos ambientes são calculadas para satisfazerem a condição de carga térmica de pico de verão, durante o inverno ou quando os equipamentos que dissipam calor no ambiente se encontram desligados, a temperatura de insuflação precisará aumentar ainda mais, podendo atingir temperaturas maiores que a do ambiente, para combater as perdas de calor por transmissão, caso não exista dissipação interna de calor suficiente.

Neste caso, como o sistema de controle irá manter a vazão volumétrica constante no ventilador de insuflação, caso o banco de reaquecimento esteja instalado a montante do mesmo, sua temperatura de admissão irá aumentar quando a carga térmica interna diminuir e a vazão mássica disponibilizada para o sistema também irá diminuir.

Supondo uma temperatura de insuflação de 23°C durante o inverno, a densidade do ar na insuflação cairá para 1,0676 kg/m³, resultando em:

$$m_{INS} = 1629 \text{ Am}^3/\text{h} * 1,0676 \text{ kg/m}^3 = 1739 \text{ kg/h}$$

Ocorrendo redução de 1769 – 1739 = 30 kg/h (1,7%) na vazão de insuflação do ambiente.

Parece algo pouco significativo, porém, em um ambiente de mesma dimensão, porém, com o dobro da vazão, sem passagem de esteira, na qual o vazamento de ar ocorresse apenas através das frestas de uma única porta, além do forro, ocorreria o seguinte:

$$v_{INS} = 2 * 1739 \text{ kg/h} = 3468 \text{ kg/h}$$

Variação devida à mudança da temperatura da sucção: 2 * 30 kg/h = 60 kg/h

$$v_{VAZ} = 110 \text{ Am}^3/\text{h} * 1,0712 \text{ kg/m}^3 + 24 \text{ kg/h} = 142 \text{ kg/h}$$

Redução na disponibilidade de massa para pressurização:

$$v'_{VAZ} = 142 - 60 \text{ kg/h} = 82 \text{ kg/h}$$

Como:

$$v_{VAZ} = 0,827 * A * dp^2$$

Então:

$$\frac{v'_{VAZ} = 0,827 * A * dp'^2}{v_{VAZ} = 0,827 * A * dp^2}$$

Portanto:

$$v'_{VAZ} / v_{VAZ} = (dp'/dp)^2$$

$$dp'/dp = (82 / 142)^{0,5}$$

$$dp'/dp = 0,76$$

Assumindo um diferencial de pressão inicial de 15 Pa, teríamos:

$$dp' = 0,76 * 15 \text{ Pa}$$

$$dp' = \sim 11 \text{ Pa}$$

Considerando a oscilação natural de pressão ocorrida em sistemas de AVAC e assumindo nível inferior de alarme de 10 Pa, o sistema poderá registrar excursões

frequentes e, caso a vazão do ambiente seja ligeiramente maior, poderá operar abaixo do limite inferior de alarme, requerendo rebalanceamento da cascata de pressões.

Em casos com vazões de insuflação ainda maiores (por volta de 6000 kg/h) e/ ou com gradientes de pressão relativamente pequenos (~ 5 Pa), poderá até ocorrer a inversão da cascata de pressão.

Por este motivo, é recomendado que o reaquecimento em sistemas que requeiram controle de gradiente de pressão entre ambientes, ocorra após o ventilador de insuflação, de forma a reduzir o impacto de variações na vazão mássica de insuflação do sistema, devidas à variação da temperatura de insuflação, evitando a redução do gradiente de pressões ou reversão de seu sentido.

Também cabe lembrar, que o padrão atual de construção dos dutos de ar condicionado (TDC) admite um certo nível de vazamento através de suas juntas longitudinais e transversais, sendo sugerido pela norma HVAC DW-143 a adoção de um valor estimado de vazamento em torno de 3% da vazão de projeto dos dutos, para dutos construídos para suportarem pressão média (até 750 Pa), adotando classe de selagem B, tipicamente utilizados nas redes de dutos de insuflação que suprem as salas limpas.



Figura 5 – Vazamento em dutos

Deste modo, após determinar as vazões de insuflação e retorno/exaustão de cada ambiente, cabe se acrescentarem os vazamentos previstos ao longo das redes de dutos.

Por simplificação, em sistemas com recirculação de ar, como a quantidade de ar infiltrada ao longo da rede de dutos de retorno não afetaria o cálculo total da mistura com ar de reposição na caixa de mistura, pois a vazão total de ar exterior seria a mesma, entrando pela tomada de ar exterior ou pelos dutos, é possível desprezar as infiltrações nos dutos de retorno.

Mas, em sistemas operando com 100% de ar exterior, a infiltração ao longo da rede de duto deve ser considerada no selecionamento dos exatores, sob pena de não prover vazão suficiente nas grelhas e *shafts* de exaustão dos ambientes, além do subdimensionamento dos dutos, ventiladores e eventuais filtros ao longo da rede de dutos de exaustão.

Considerações adicionais

Recomenda-se a adoção de frestas fixas e grandes sob as portas (10 a 15mm entre o piso e a porta), de forma a minimizar os efeitos de eventuais alterações na vedação

lateral e superior (empenamento e/ou perda de guarnições de borracha) sobre a transferência de ar pelo diferencial de pressões entre ambientes.

Deve ser preconizado no plano de manutenção do sistema de AVAC, um roteiro de inspeção e reparo de frestas dos forros e esquadrias, par se evitar que o tamanho das frestas aumente e dificulte a manutenção dos gradientes de pressão.

Em áreas críticas, é recomendado que o sistema de reaquecimento ocorra em posição terminal, preferencialmente de forma individualizada para cada ambiente crítico, sendo instalado logo antes dos pontos de insuflação de cada ambiente.

Em síntese, para sistemas operando em pressão negativa, deve-se garantir vazões mássicas de exaustão, maiores que as de insuflação, preconizando alguma folga nas transferências de ar pelas portas entre os ambientes, acrescentando as infiltrações nos forros e nos dutos, por fim, prevendo rotação mínima do ventilador, ao menos 10% maior que a requerida para a vazão de projeto do sistema, de forma a atender eventuais modificações durante a construção e danos ou redução de desempenho ao longo da vida útil da instalação.

Sistemas operando sem recirculação do ar (100% de ar exterior) possuem 2 ventiladores em série operando de forma independente e com vazões, pressões e, possivelmente, tipos de rotor diferentes, o que requer uma análise muito criteriosa das necessidades de insuflação e exaustão e da variação da densidade do ar ao longo do sistema, prevendo dispositivos capazes de compensar seus efeitos.