

Wydział Nauk Technicznych

UNIVERSITY OF WARMIA AND MAZURY IN OLSZTYN  
The Faculty of Technical Sciences  
POLAND, 10-957 Olsztyn, M. Oczapowskiego 11  
tel.: (48)(89) 5-23-32-40, fax: (48)(89) 5-23-32-55  
URL: <http://www.uwm.edu.pl/edu/sobieski/> (in Polish)

---

# MECHANIKA PŁYNÓW

Transportowe maszyny robocze

Wojciech Sobieski

---

Olsztyn, 2013-2015

# Robocza maszyna transportowa

---

**Robocza maszyna transportowa** – maszyna służąca do zmiany położenia ciał stałych, cieczy i gazów. W przypadku płynów najważniejszymi grupami urządzeń transportowych są pompy, wentylatory i dmuchawy oraz strumienice.

---

UWAGA: w przypadku pomp, wentylatorów i dmuchaw wiele zagadnień jest bardzo podobnych (np. kwestie charakterystyk) – z tego względu nie są one za każdym razem omawiane dwukrotnie: część zagadnień przedstawiono przy okazji omawiania pomp, a część przy okazji omawiania wentylatorów i dmuchaw.

# Pompy

---

**Pompa** – maszyna przepływowa (prędkościowa) lub wyporowa (objętościowa) służąca do podnoszenia cieczy z poziomu niższego na poziom wyższy lub do przetłaczania cieczy z obszaru o ciśnieniu niższym do obszaru o ciśnieniu wyższym.



Przykład pompy wirowej z silnikiem



Symbol pompy

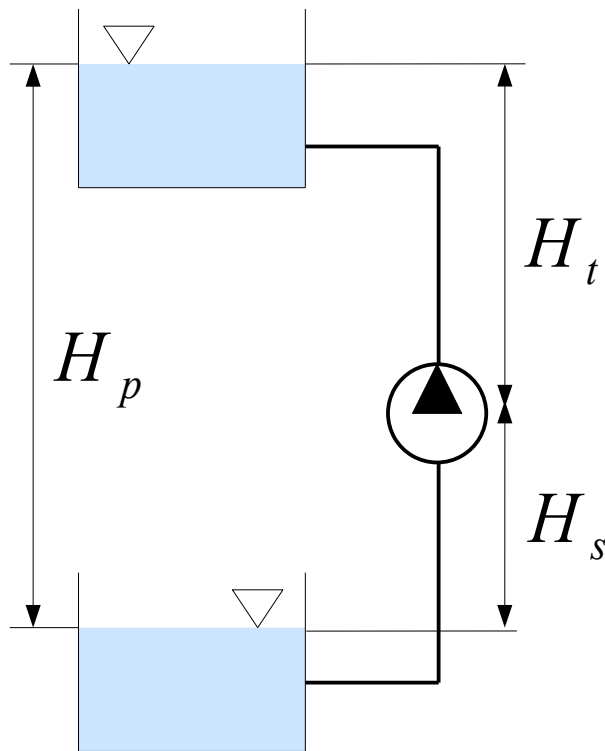


Pompa ręczna tłokowa

# Układy pompowe

---

**Układ pompowy** – układ złożony z przewodu ssawnego, pompy i przewodu tłocznego.



$$H_p = H_s + H_t$$

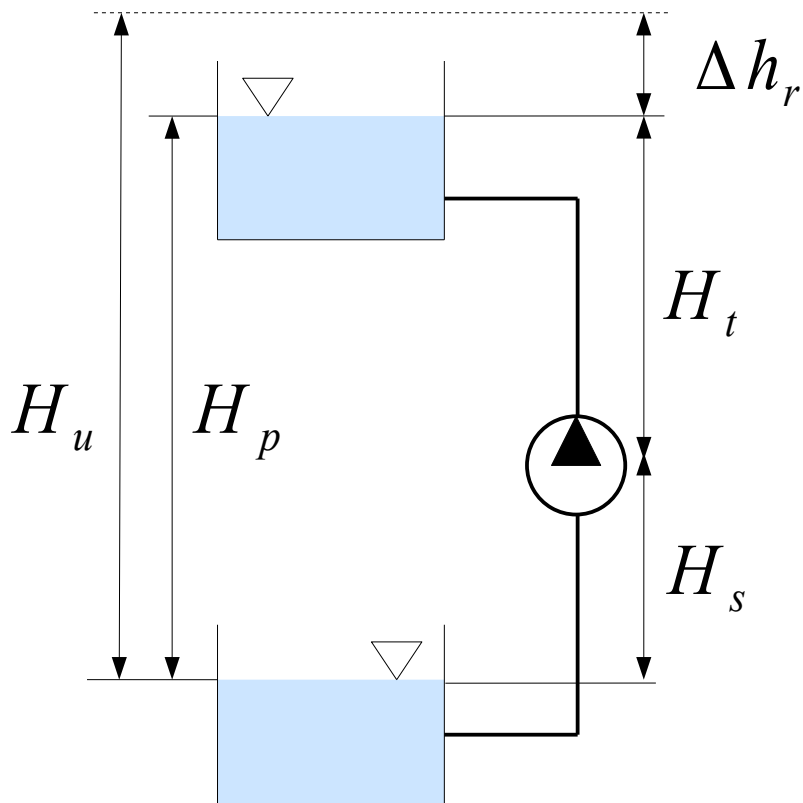
$H_p$  - geometryczna wysokość pompowania [m]

$H_s$  - geometryczna wysokość ssania [m]

$H_t$  - geometryczna wysokość tłoczenia [m]

# Układy pompowe

Ze względu na straty przepływu, wysokość pompowania pompy musi być większa niż wysokość geometryczna układu.



$$H_u = H_p + \sum h_s + \sum h_t$$

$$H_u = H_p + \Delta h_r$$

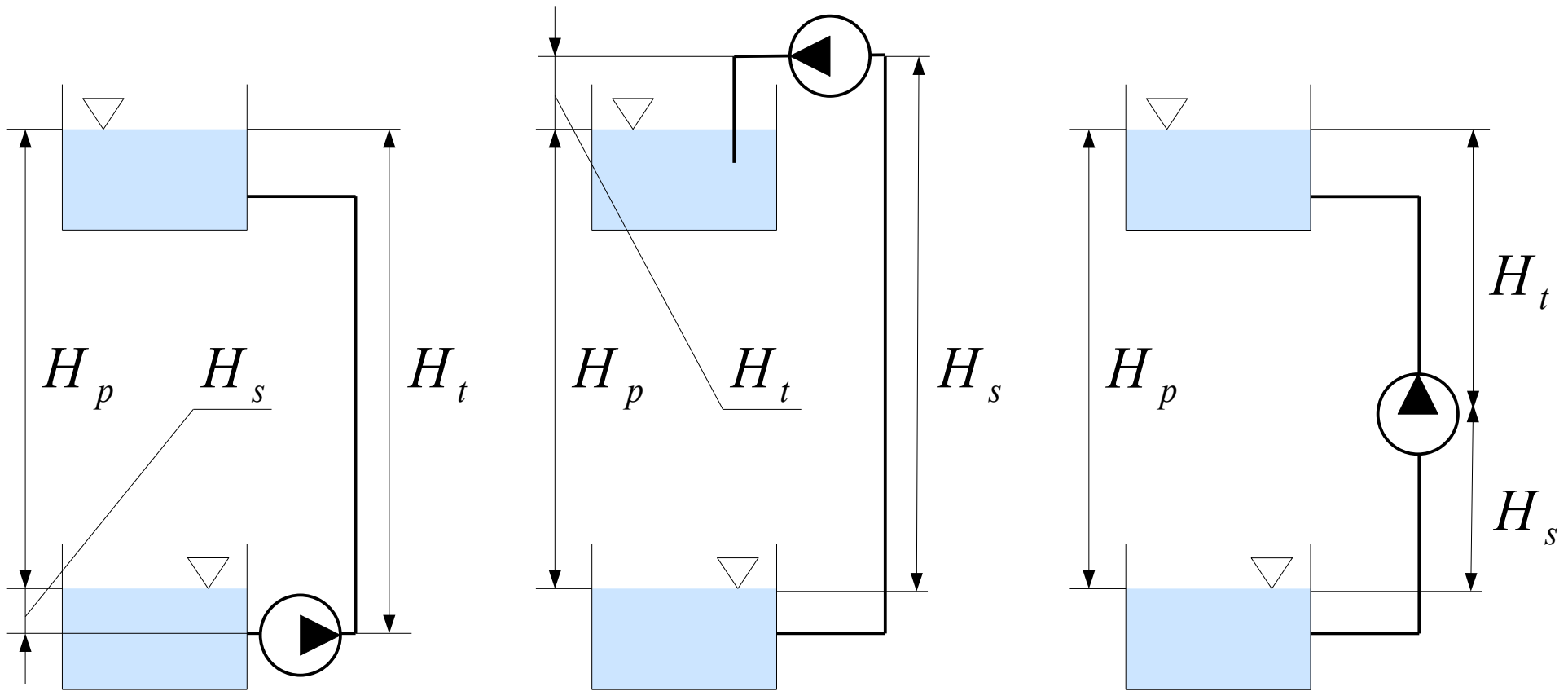
$H_u$  - użyteczna wysokość pompowania [m]

$\sum h_s$  - straty wysokości w układzie ssania [m]

$\sum h_t$  - strata wysokości w układzie tłoczenia [m]

$\Delta h_r$  - sumaryczna wysokość strat (oporów ruchu) [m]

# Rodzaje układów pompowych



Układ tłoczący

$$H_s < 0 \quad H_t > 0$$

Układ ssący

$$H_s > 0 \quad H_t < 0$$

Układ mieszany

$$H_s > 0 \quad H_t > 0$$

brak ssania

brak tłoczenia

# Wydajność rzeczywista i nominalna pompy

---

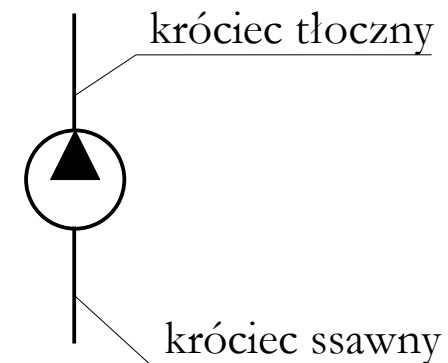
**Wydajność rzeczywista** – przeciętne natężenie przepływu przez przekrój króćca tłocznego pompy, zwiększone o natężenie wypływu cieczy niezbędne do chłodzenia łożysk i dławnic, jeżeli pobieranie cieczy do tego celu następuje przed króćcem tłocznym.

**Wydajność nominalna** – przeciętne natężenie przepływu przez pompę podnoszącą ciecz na wysokość nominalną przy nominalnej szybkości obrotowej wirnika pompy.

$\dot{V}_r$  - wydajność rzeczywista [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

$\dot{V}_n$  - wydajność nominalna [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

$n_n$  - obroty nominalne wirnika pompy [ $1/\text{s}$ ]



# Moc pobierana i moc użyteczna pompy

---

**Moc pobierana przez pompę** – moc pobierana na wale pompy; w przypadku bezpośredniego sprzężenia pompy z silnikiem elektrycznym:

$$N_w = N_{se} \cdot \eta_{se}$$

$N_w$  - moc pobierana na wale pompy [W]

$N_{se}$  - moc silnika elektrycznego [W]

$\eta_{se}$  - sprawność silnika elektrycznego [-]

**Moc użyteczna pompy** – moc pompy o wydajności rzeczywistej i użytecznej wysokości podnoszenia:

$$N_u = \frac{\rho \cdot g \cdot \dot{V}_r \cdot H_u}{\eta_{se}}$$

$N_u$  - moc użyteczna pompy [W]



# Sprawność całkowita pompy

---

**Sprawność całkowita pompy** – wynikowa sprawność pompy, będąca efektem różnych strat jednostkowych związanych z przekazywaniem energii pompowanej cieczy.

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_V \cdot \eta_m = \frac{N_u}{N_w} \cdot 100$$

$\eta$  - sprawność całkowita pompy

$\eta_h$  - sprawność hydrauliczna pompy  
(uwzględnienie tarcia i oporów miejscowych przy ruchu cieczy wewnątrz pompy)

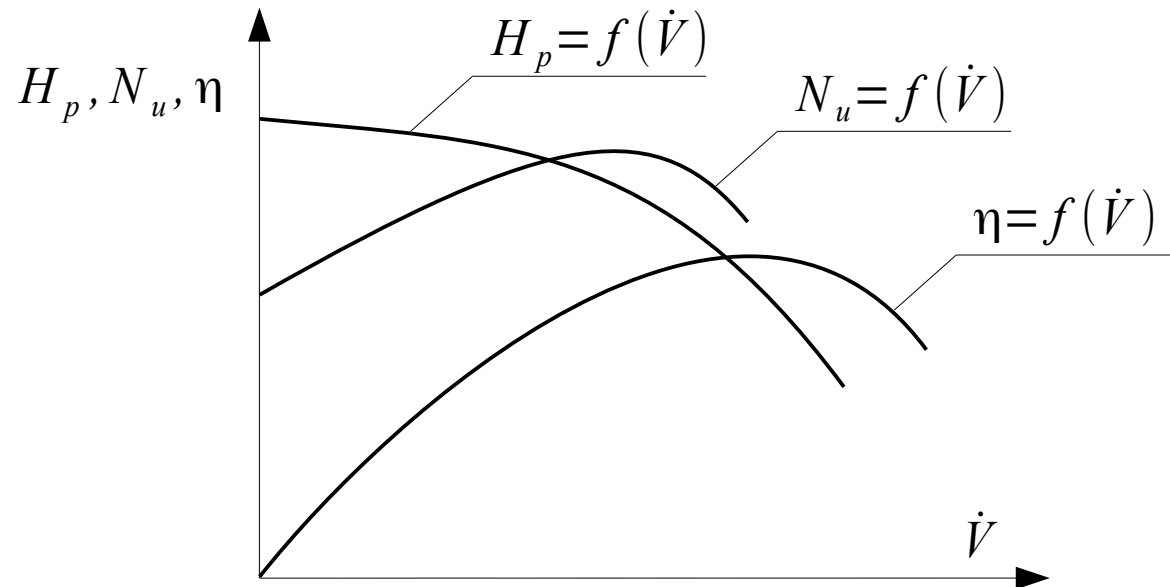
$\eta_V$  - sprawność objętościowa pompy  
(uwzględnienie wyciekania cieczy przez nieszczelności, dławiki, itp.)

$\eta_m$  - sprawność mechaniczna  
(uwzględnienie tarcia między powierzchnią wirnika a cieczą wypełniającą wnętrze pompy)

# Charakterystyki hydrauliczne pomp

---

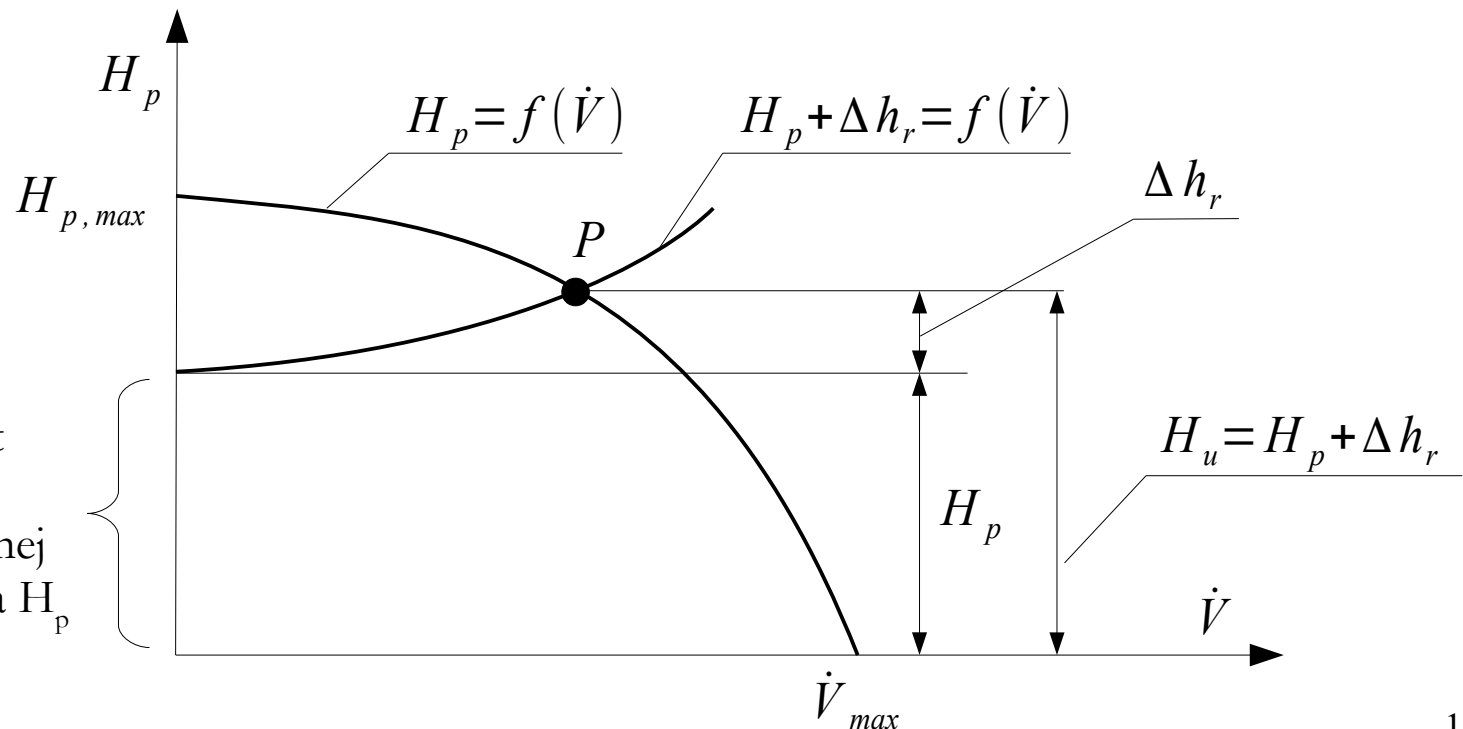
**Charakterystyka** – zależność między dwoma wielkościami podstawowymi.



Przykłady charakterystyk rzeczywistych odśrodkowej pompy wirowej.

# Punkt pracy pompy

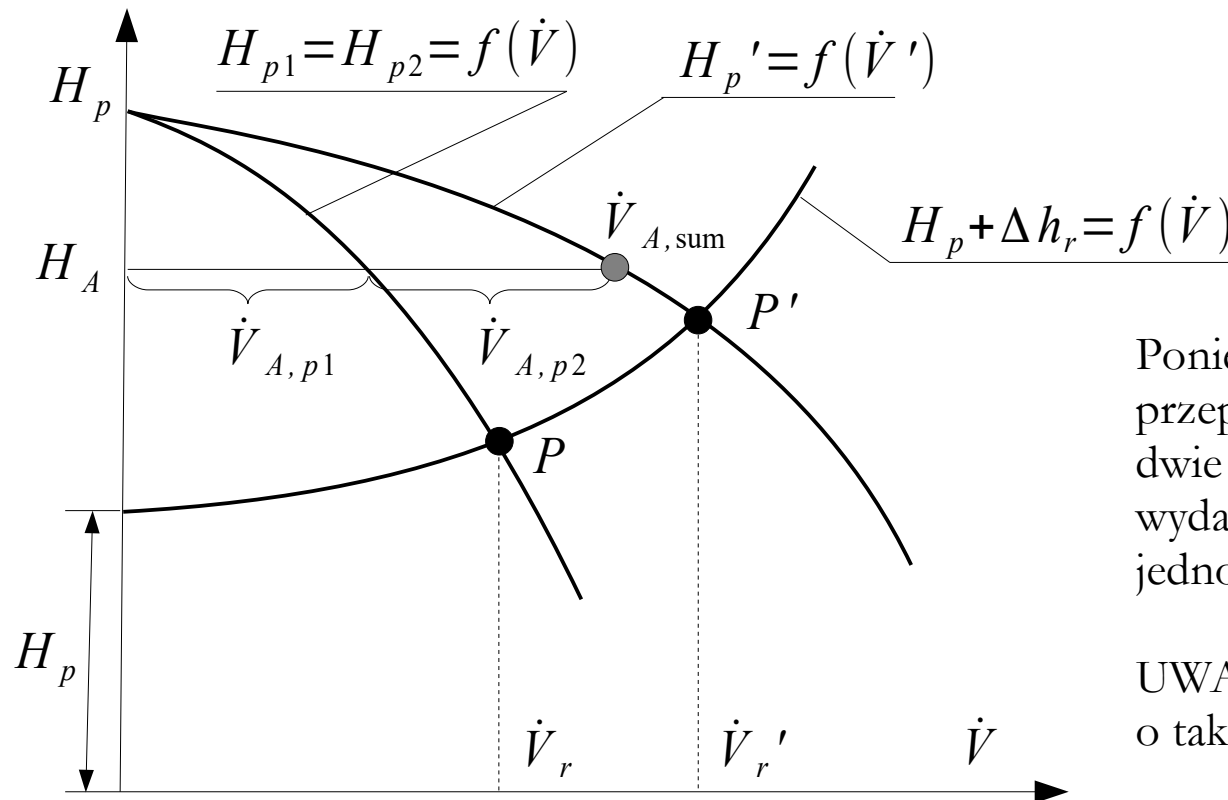
**Punkt pracy** – punkt przecięcia się charakterystyki przewodu z charakterystyką pompy. Punkt ten ustala się samoistnie w czasie pracy pompy, gdy pompa wytworzy przyrost ciśnienia (wysokości), równy oporowi instalacji, wymuszający w niej przepływ.



Ruch w przewodzie jest możliwy dopiero po osiągnięciu geometrycznej wysokości pompowania  $H_p$

# Równoległa współpraca pomp

W układzie równoległym pomp sumuje się ich natężenia przepływu. Natężenie wypadkowe dla dowolnej wysokości pompowania, np.  $H_A$ , jest równe sumie natężeń jednostkowych poszczególnych pomp.

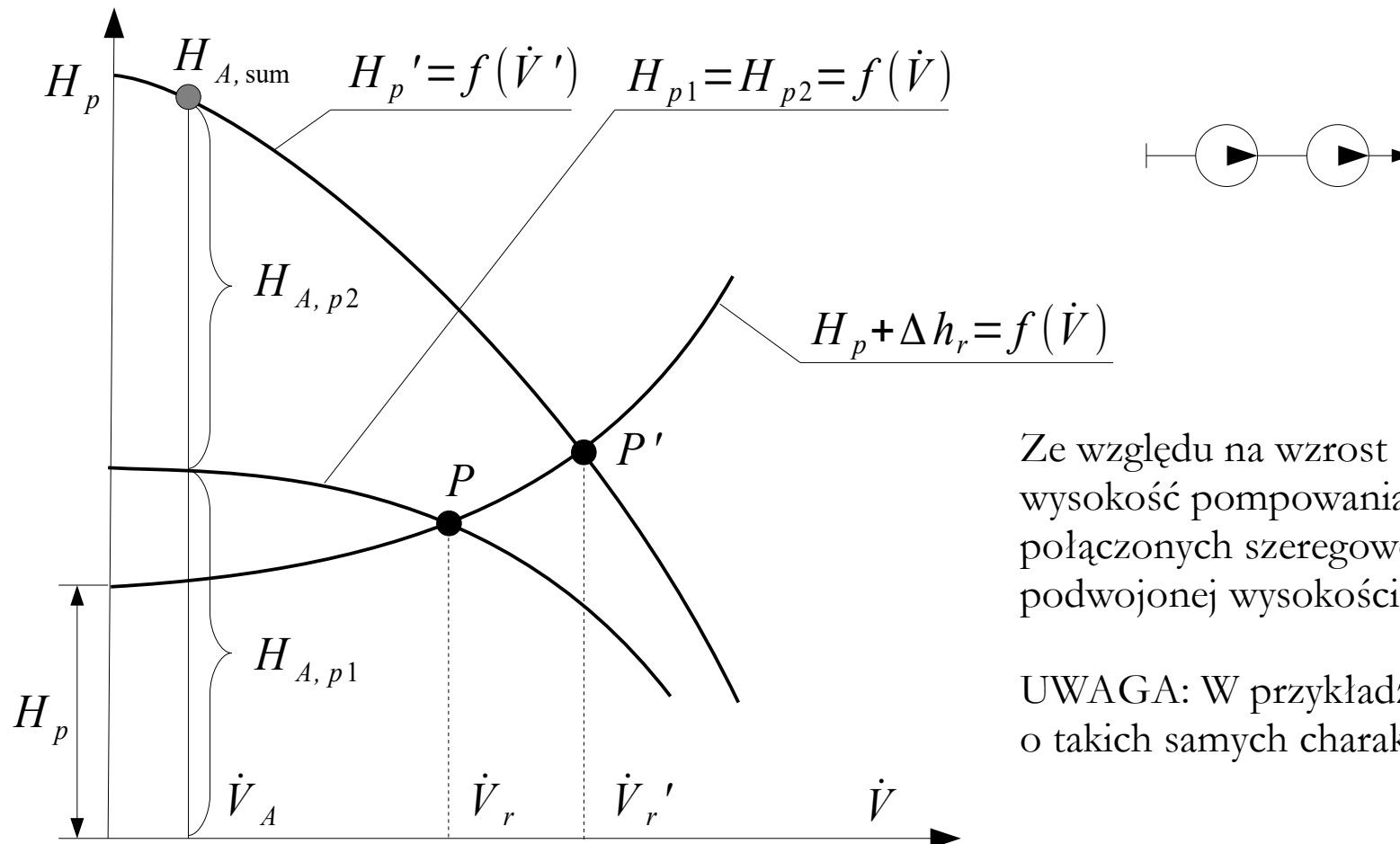


Ponieważ przy większym natężeniu przepływu straty również są większe, to dwie pompy mają łącznie mniejszą wydajność niż suma ich wydajności jednostkowych.

UWAGA: W przykładzie są dwie pompy o takich samych charakterystykach.

# Szeregowa współpraca pomp

W układzie szeregowym pomp sumuje się ich wysokości pompowania.

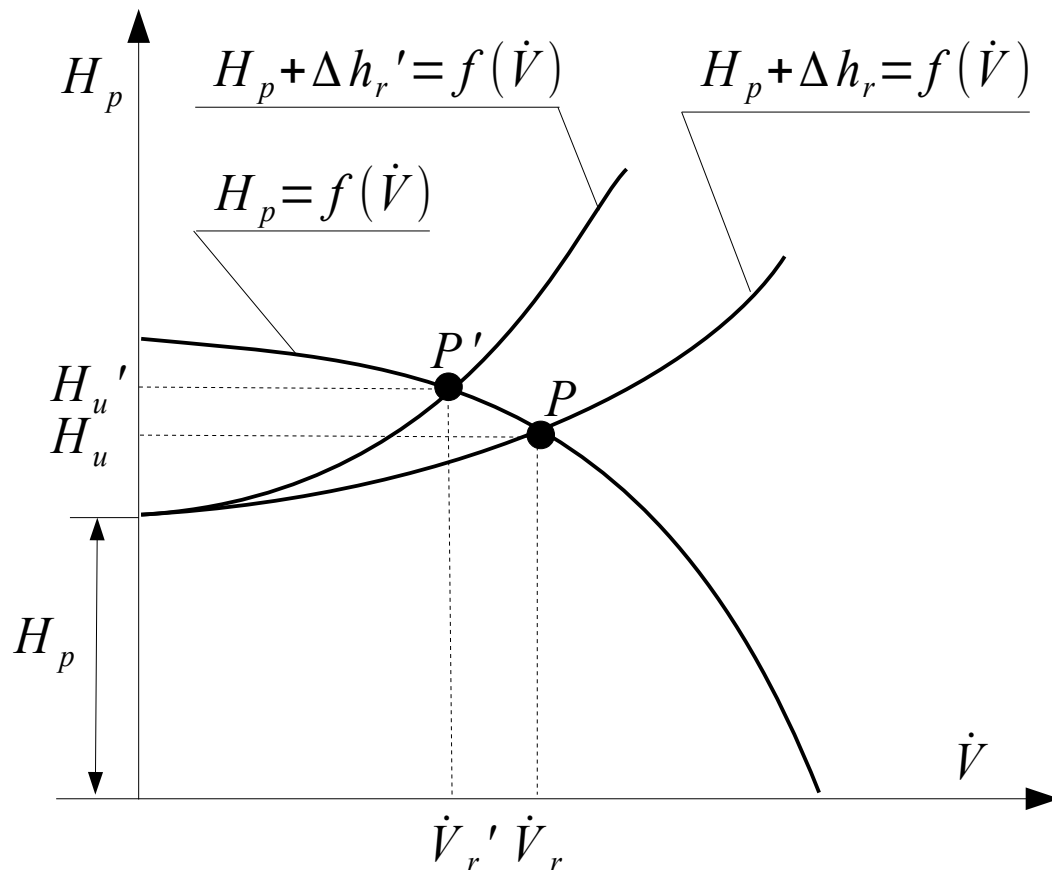


Ze względu na wzrost strat, sumaryczna wysokość pompowania pomp połączonych szeregowo jest mniejsza od podwojonej wysokości jednej pompy.

UWAGA: W przykładzie są dwie pompy o takich samych charakterystykach.

# Regulacja wydajności pompy

**Regulacja przy stałej liczbie obrotów** – zmiana wydajności pompy poprzez przemykanie lub otwieranie zaworu na przewodzie tłocznym (ewentualnie przez odprowadzanie części płynu przed króćcem ssawnym).

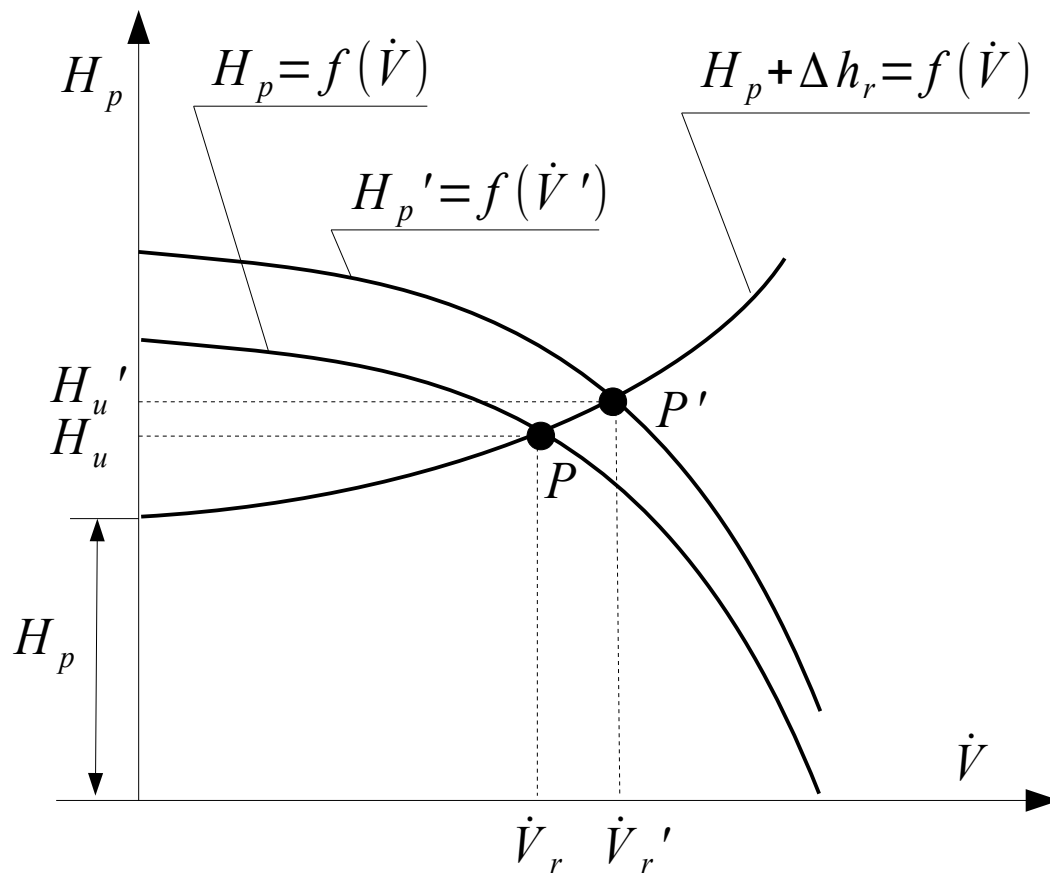


$$\Delta h_z = H_u' - H_u$$

Strata wysokości ciśnienia na zaworze [m] (zwiększa się w miarę przemykania zaworu; jest to najprostsza, ale najmniej ekonomiczna metoda regulacji wydajności pompy).

# Regulacja wydajności pompy

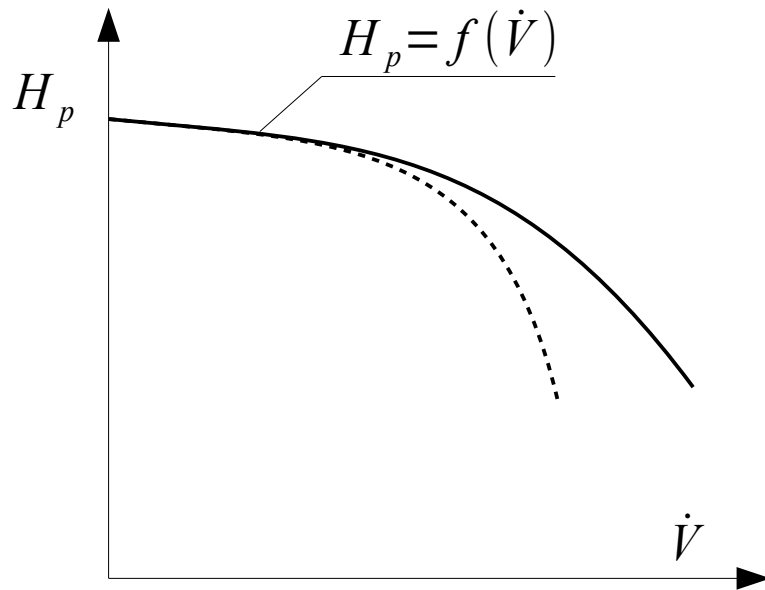
Regulacja przy zmiennej liczbie obrotów – zmiana wydajności pompy poprzez zmianę prędkości obrotowej wirnika (silnika napędowego).



Regulacja za pomocą zmiany obrotów wirnika jest znacznie bardziej ekonomiczna.

# Kawitacja w pompach

Pompy są urządzeniami szczególnie narażonymi na kawitację.



Zmiana charakterystyki jednostopniowej pompy odśrodkowej na skutek kawitacji.



Przykład erozji kawitacyjnej wirnika pompy.



# Wentylatory i dmuchawy

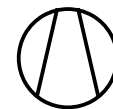
---

**Wentylator** – maszyna przepływowa służąca do przetłaczania gazów pomiędzy przestrzeniami, w których panuje zerowa lub niewielka różnica ciśnień. Rozróżnia się wentylatory niskoprężne (do 1 [kPa]), średnioprężne (1÷3 [kPa] ) oraz wysokoprężne (3÷13 [kPa]).

**Dmuchawa** – maszyna przepływowa służąca do przetłaczania gazów pomiędzy przestrzeniami, w których panuje większa różnica ciśnień niż w przypadku wentylatorów (od 13 do 200 [kPa]).

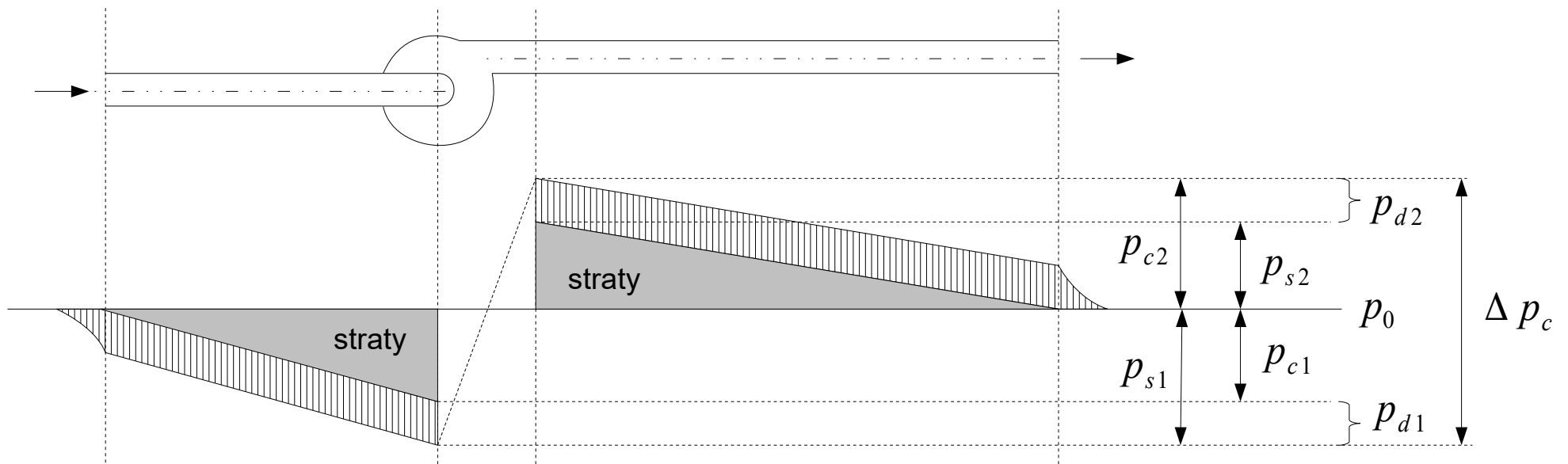


Przykład wentylatora



Symbol wentylatora

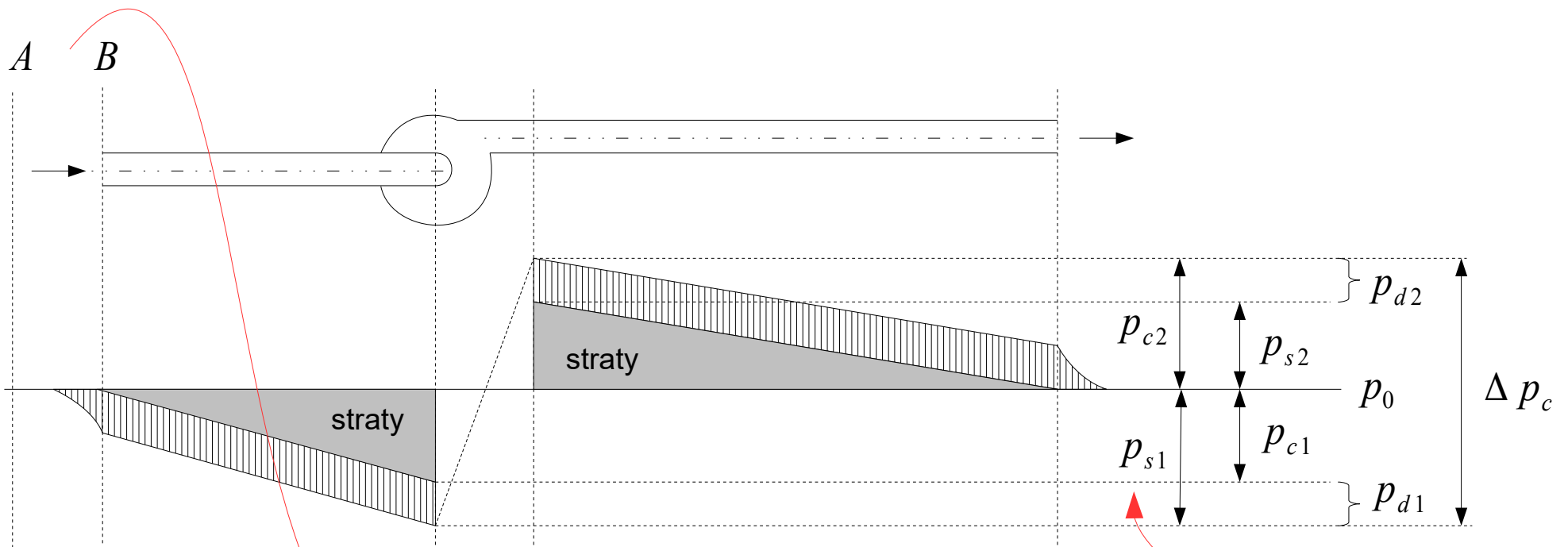
# Rozkład ciśnień w wentylatorze



$$\Delta p_c = p_{c2} - p_{c1} \quad \Delta p_c = \Delta p_s + \Delta p_d \quad \left\{ \begin{array}{l} \Delta p_s = p_{s2} - p_{s1} \\ \Delta p_d = p_{d2} - p_{d1} \end{array} \right.$$

$$p_d = \frac{\rho \cdot c^2}{2} \quad - \text{średnie ciśnienie dynamiczne obliczone na podstawie średniej prędkości}$$

# Rozkład ciśnień w wentylatorze



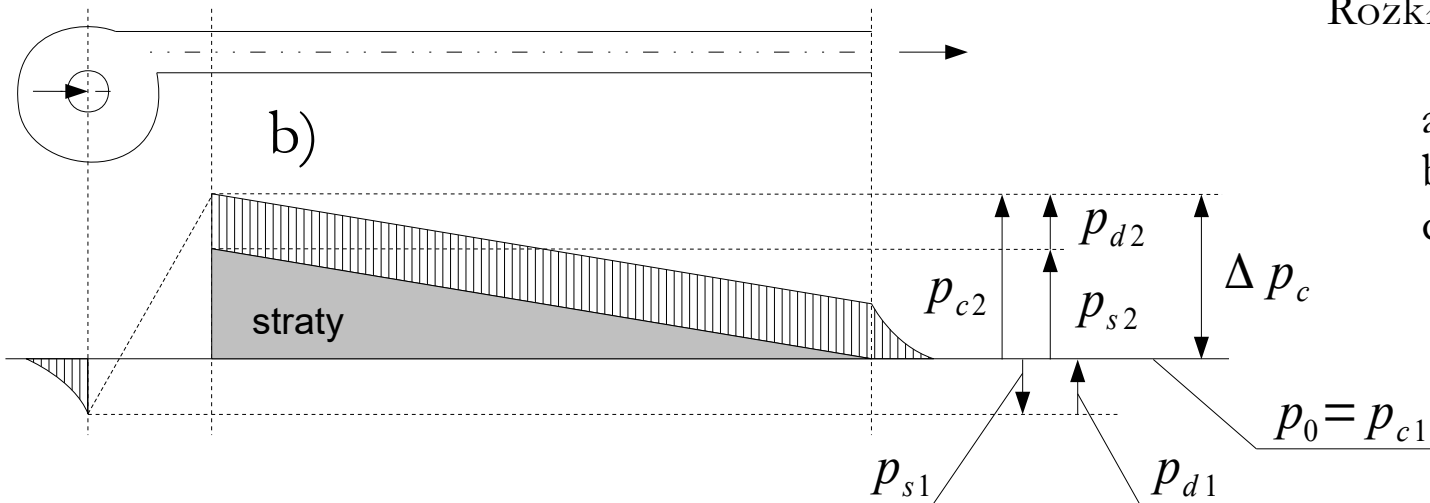
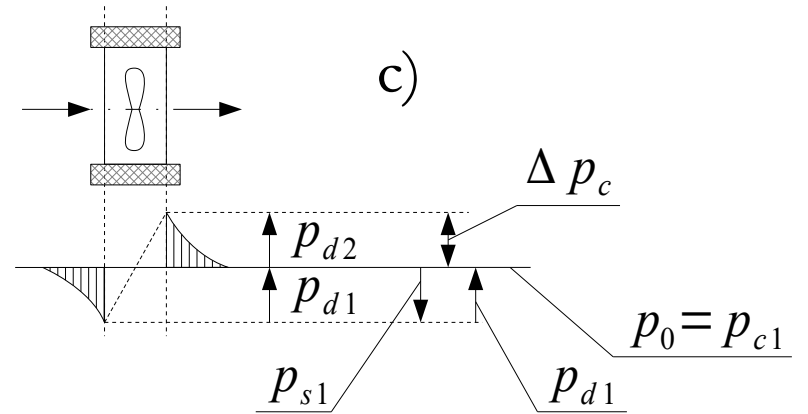
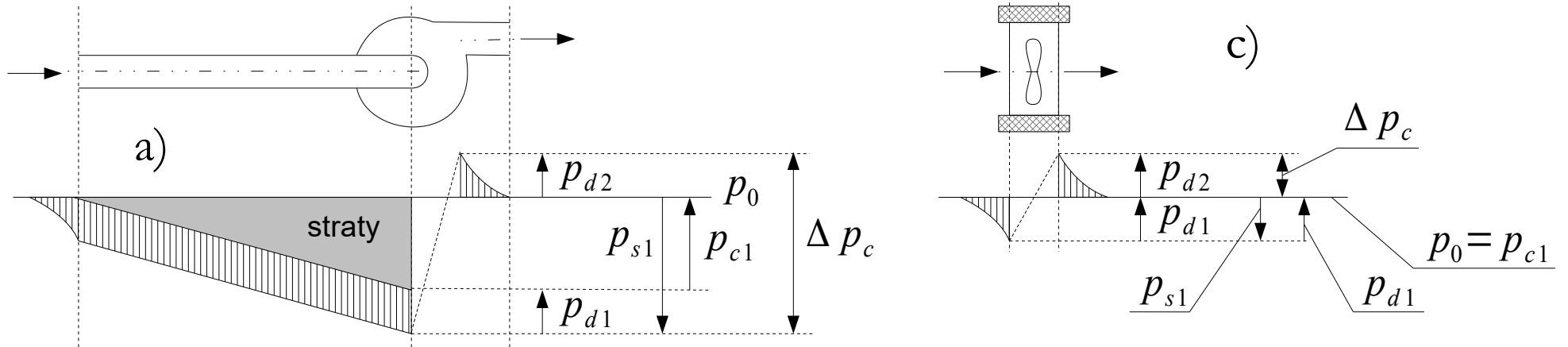
$$\begin{array}{ll}
 c_A = 0 & c_B \neq 0 \\
 p_A = p_0 & p_B = p_{s1} \\
 z_A = 0 & z_B = 0
 \end{array}$$

$$\frac{c_A^2}{2 \cdot g} + \frac{p_A}{\rho \cdot g} + z_A = \frac{c_B^2}{2 \cdot g} + \frac{p_B}{\rho \cdot g} + z_B$$

zawsze  $> 0$

$$\frac{p_0}{\rho \cdot g} = \frac{c_1^2}{2 \cdot g} + \frac{p_{s1}}{\rho \cdot g} \quad \rightarrow \quad p_0 = \frac{\rho c_1^2}{2} + p_{s1} \quad \rightarrow \quad p_{s1} = p_0 - \frac{\rho c_1^2}{2}$$

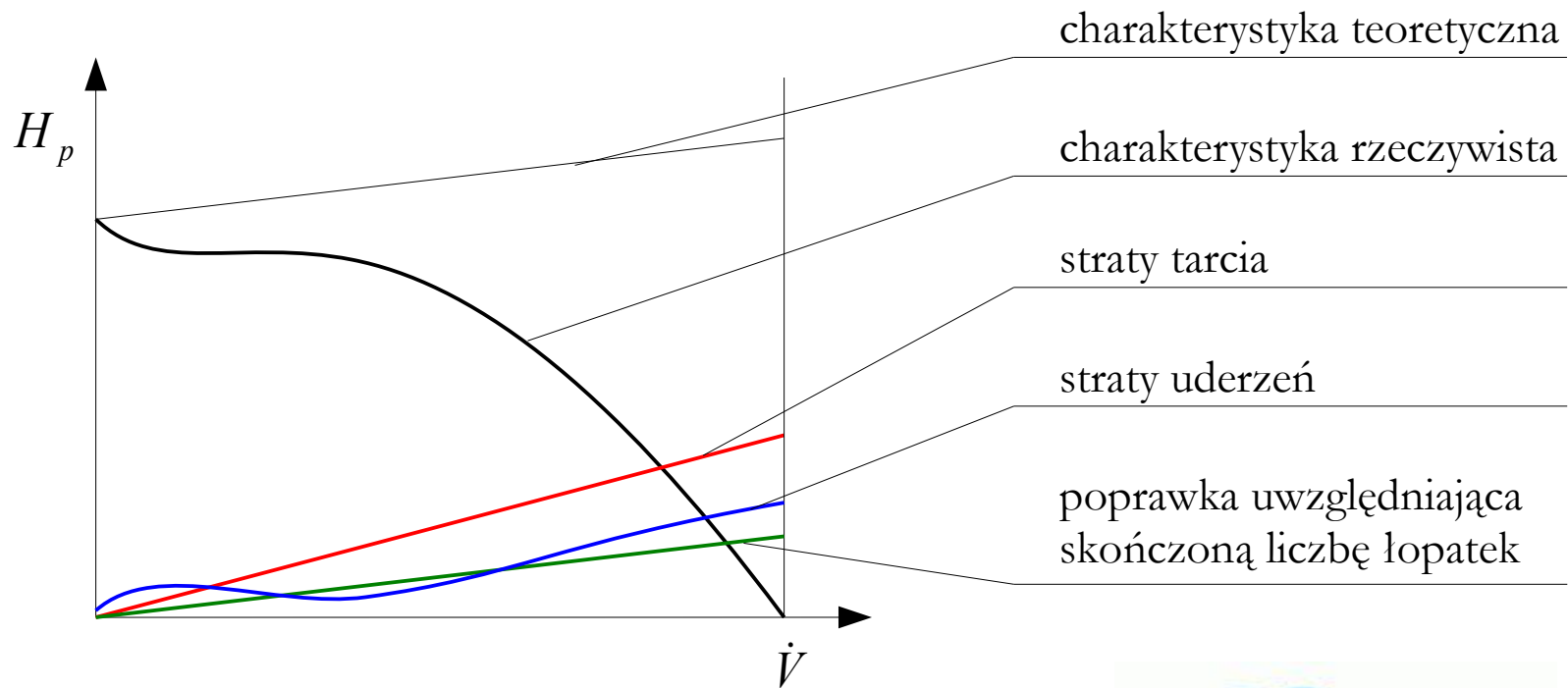
# Rozkład ciśnień w wentylatorze



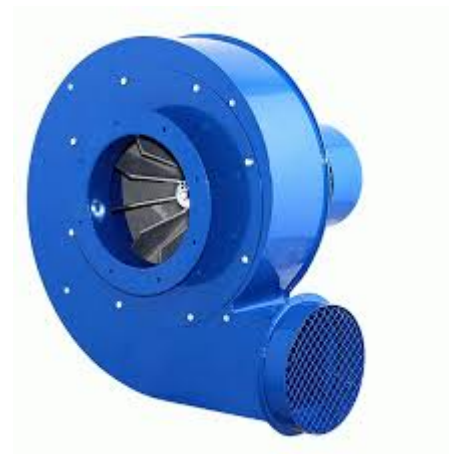
Rozkład ciśnień w wentylatorze:

- a) bez przewodu tłocznego
- b) bez przewodu ssawnego
- c) ściennym

# Straty ciśnienia w wentylatorze



Składowe strat wydajności wentylatora promieniowego.



# Praca sprężania

---

Jednostkową pracę sprężania (dla 1 [m<sup>3</sup>] gazu) wyprowadza się z równań charakterystycznych przemiany adiabatycznej (bez wymiany ciepła):

$$l_t = \Delta p \cdot \left[ 1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta p}{p_1} + \frac{1}{6} \cdot \frac{1}{\kappa} \cdot \left( 1 + \frac{1}{\kappa} \right) \cdot \left( \frac{\Delta p}{p_1} \right)^2 \pm \dots \right]$$

W przypadku powietrza o temperaturze 20 [°C] wykładnik adiabaty = 1.4 [-].

$$l_t = \Delta p \cdot f \qquad f = 1 - \frac{1}{2.8} \cdot \frac{\Delta p}{p_1} + \frac{1}{4.9} \cdot \left( \frac{\Delta p}{p_1} \right)^2$$

$p_1$  - absolutne ciśnienie gazu przed procesem sprężania [Pa]

$\Delta p$  - przyrost ciśnienia statycznego w procesie sprężania [Pa]

# Moc sprężania

---

**Moc sprężania** (użyteczna) – moc przekazana przez wentylator transportowanemu czynnikowi.

$$N_u = l_t \cdot \dot{V}_s = \Delta p_c \cdot f \cdot \dot{V}_s \quad f \approx 1$$

$N_u$  - użyteczna moc sprężania [W]

$l_t$  - jednostkowa praca sprężania (praca techniczna) [J/m<sup>3</sup>]

$\dot{V}_s$  - objętościowe natężenie gazu zasysanego przez wentylator [m<sup>3</sup>/s]

$\Delta p_c$  - przyrost ciśnienia całkowitego [Pa]

$f$  - współczynnik korekcyjny [-]  
(najczęściej pomijany przy obliczeniach mocy ze względu na bardzo małe różnice wyniku)

# Sprawność wentylatora

---

**Sprawność ogólna** (całkowita) – stosunek mocy użytecznej do mocy dostarczonej na wale.

$$\eta = \frac{N_u}{N_w}$$

Jeżeli wentylator zasilany jest silnikiem elektrycznym, to:

$$N_w = N_{se} \cdot \eta_{se}$$

$N_w$  - moc pobierana na wale pompy [W]

$N_{se}$  - moc silnika elektrycznego [W]

$\eta_{se}$  - sprawność silnika elektrycznego [-]



# Sprawność wentylatora

---

**Sprawność wewnętrzna** – stosunek mocy użytecznej do mocy dostarczonej na wale pomniejszonej o moc tarcia na łożyskach.

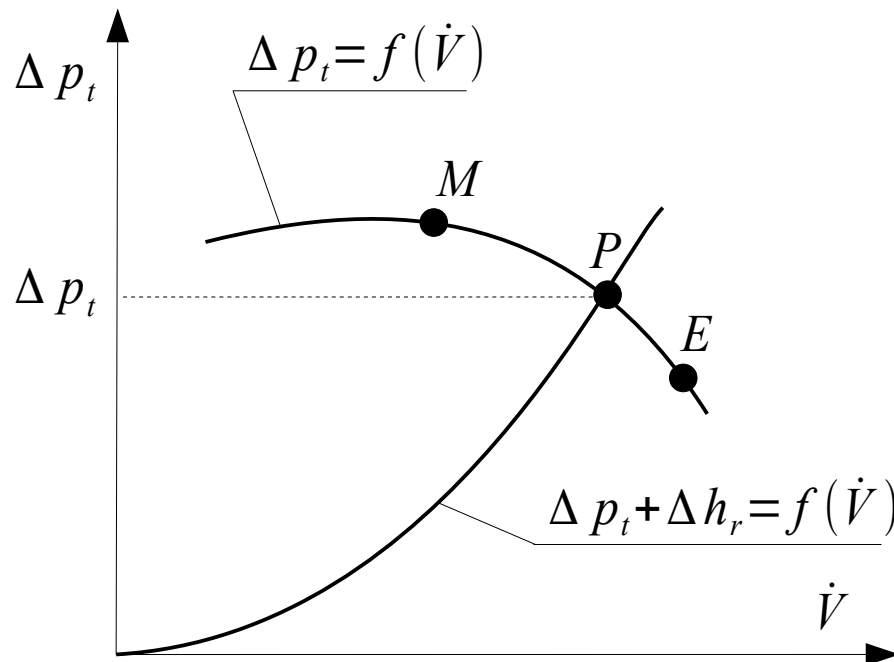
$$\eta_i = \frac{N_u}{N_w - N_t}$$

**Sprawność mechaniczna** – stosunek mocy dostarczonej na wale pomniejszonej o moc strat tarcia na łożyskach do mocy dostarczonej na wale.

$$\eta_m = \frac{N_w - N_t}{N_w}$$

# Punkt pracy wentylatora

Podobnie jak w przypadku pomp, punkt pracy wentylatora leży na przecięciu charakterystyki wentylatora z charakterystyką przewodu. Punkt ten ustala się samoistnie w czasie pracy wentylatora, gdy wentylator wytworzy przyrost ciśnienia, równy oporowi instalacji, wymuszający w niej przepływ.

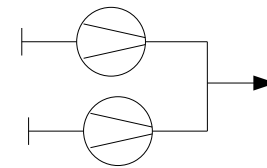
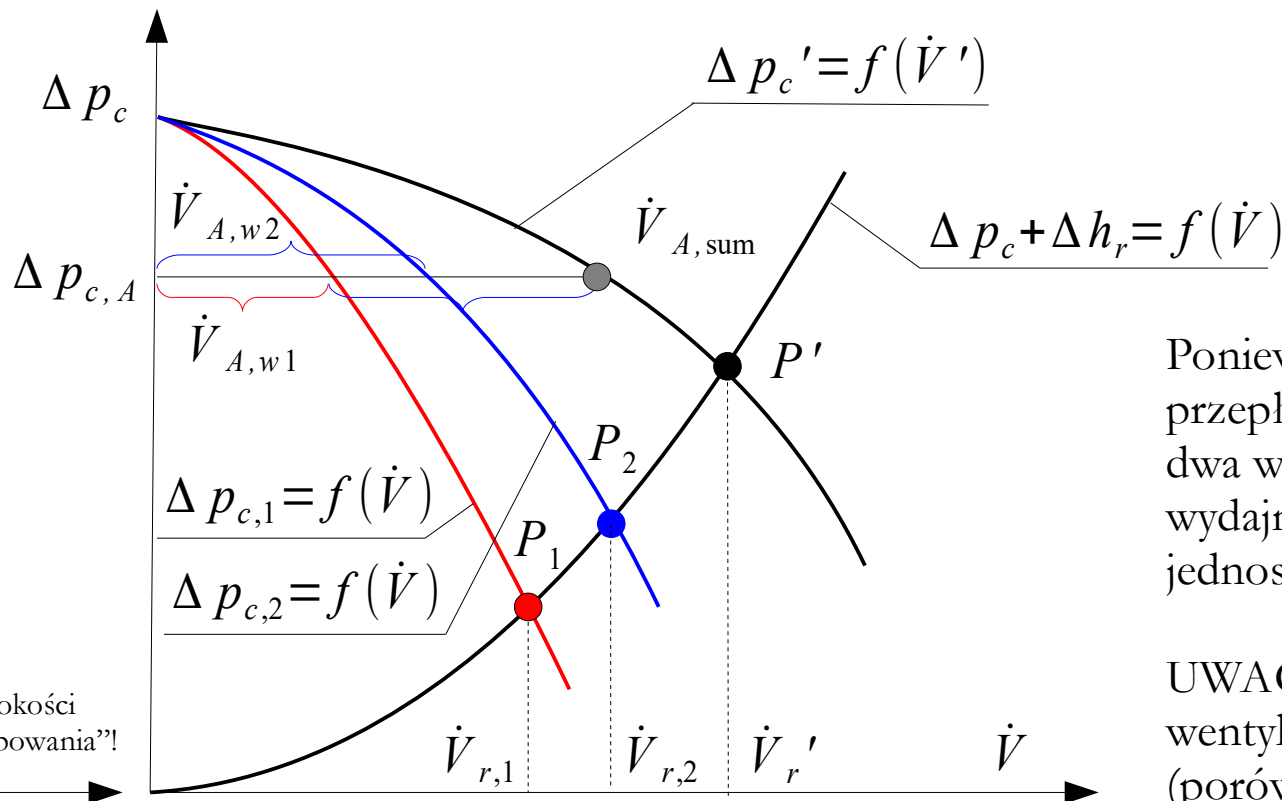


$P$  - punkt pracy wentylatora

$M - E$  - obszar eksploatacji wentylatora  
(poza tymi obszarami występuje nadmierny hałas, drgania oraz znaczny spadek sprawności)

# Równoległa współpraca wentylatorów

W układzie równoległym wentylatorów sumuje się ich natężenia przepływu. Natężenie wypadkowe dla dowolnego przyrostu ciśnienia, np.  $\Delta p_{c,A}$ , jest równe sumie natężeń jednostkowych poszczególnych wentylatorów.



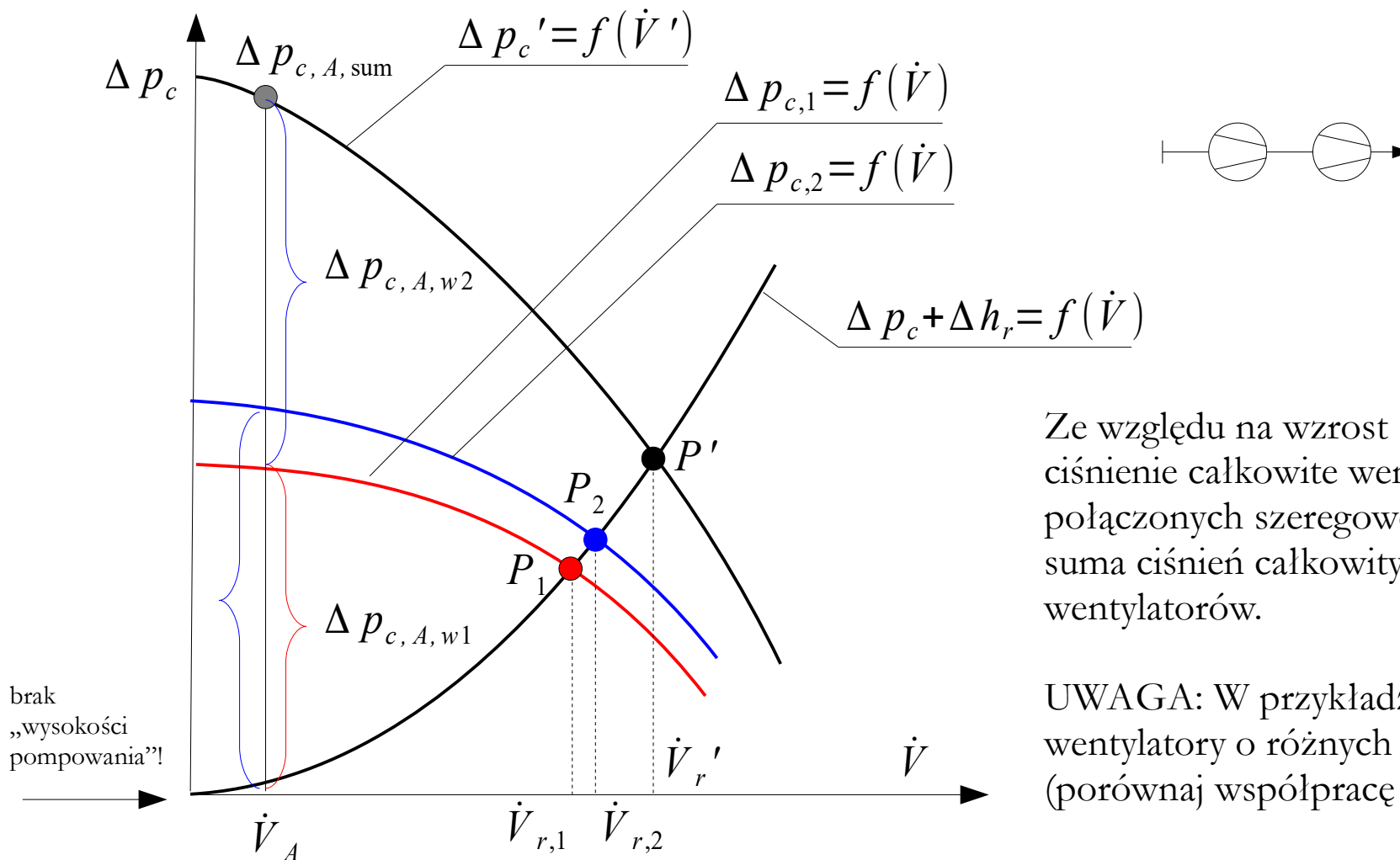
Ponieważ przy większym natężeniu przepływu straty również są większe, to dwa wentylatory mają łącznie mniejszą wydajność niż suma ich wydajności jednostkowych.

UWAGA: W przykładzie są dwa wentylatory o różnych charakterystykach (porównaj współpracę pomp).

brak „wysokości pompowania”!

# Szeregowa współpraca wentylatorów

W układzie szeregowym wentylatorów sumuje się ich ciśnienie całkowite.



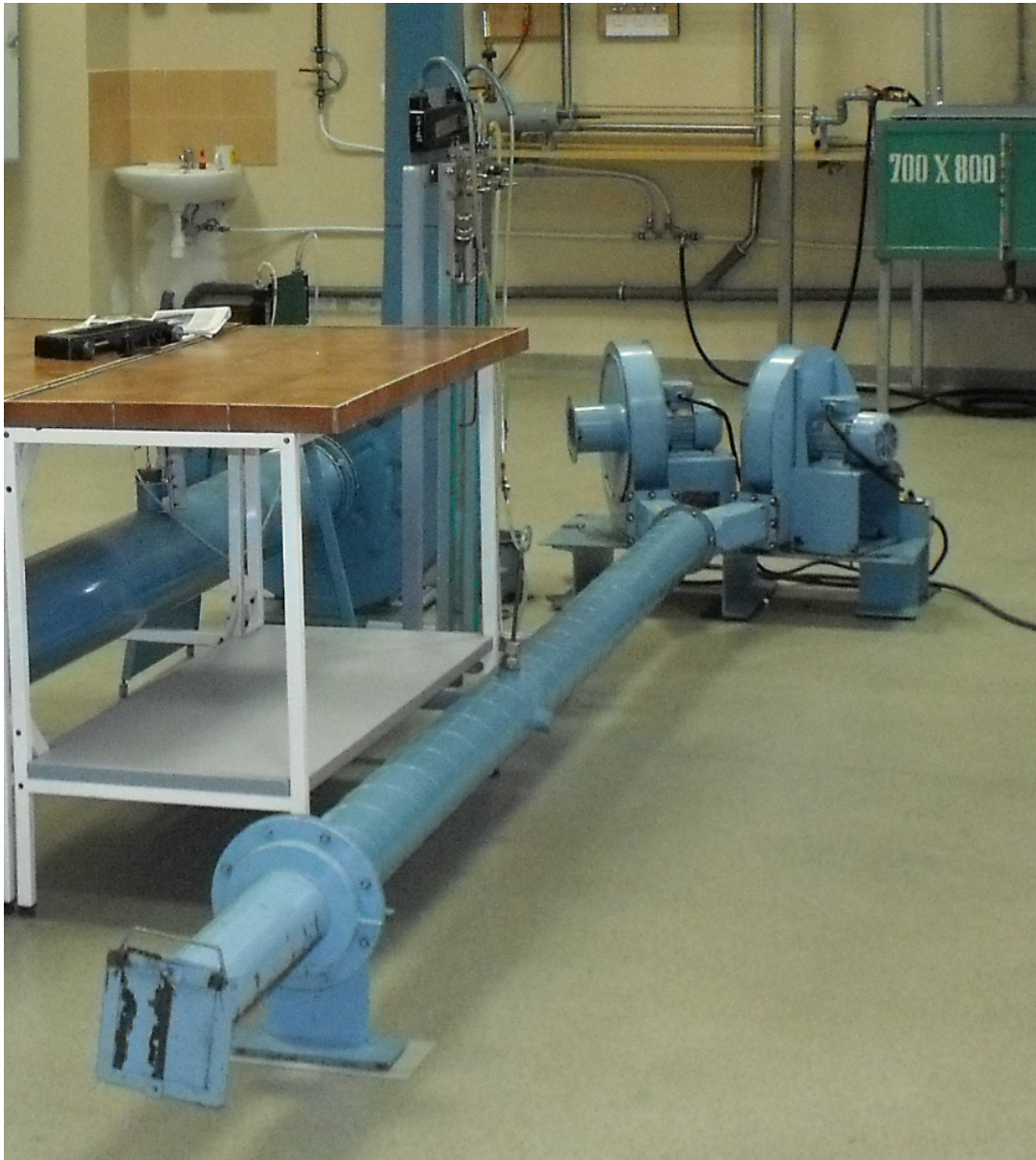
Ze względu na wzrost strat, sumaryczne ciśnienie całkowite wentylatorów połączonych szeregowo jest mniejsza niż suma ciśnień całkowitych pojedynczych wentylatorów.

UWAGA: W przykładzie są dwa wentylatory o różnych charakterystykach (porównaj współpracę pomp).

brak „wysokości pompowania”!

# Współpraca wentylatorów

---



Stanowisko do badania współpracy równoległej i szeregowej wentylatorów.

# Strumienice

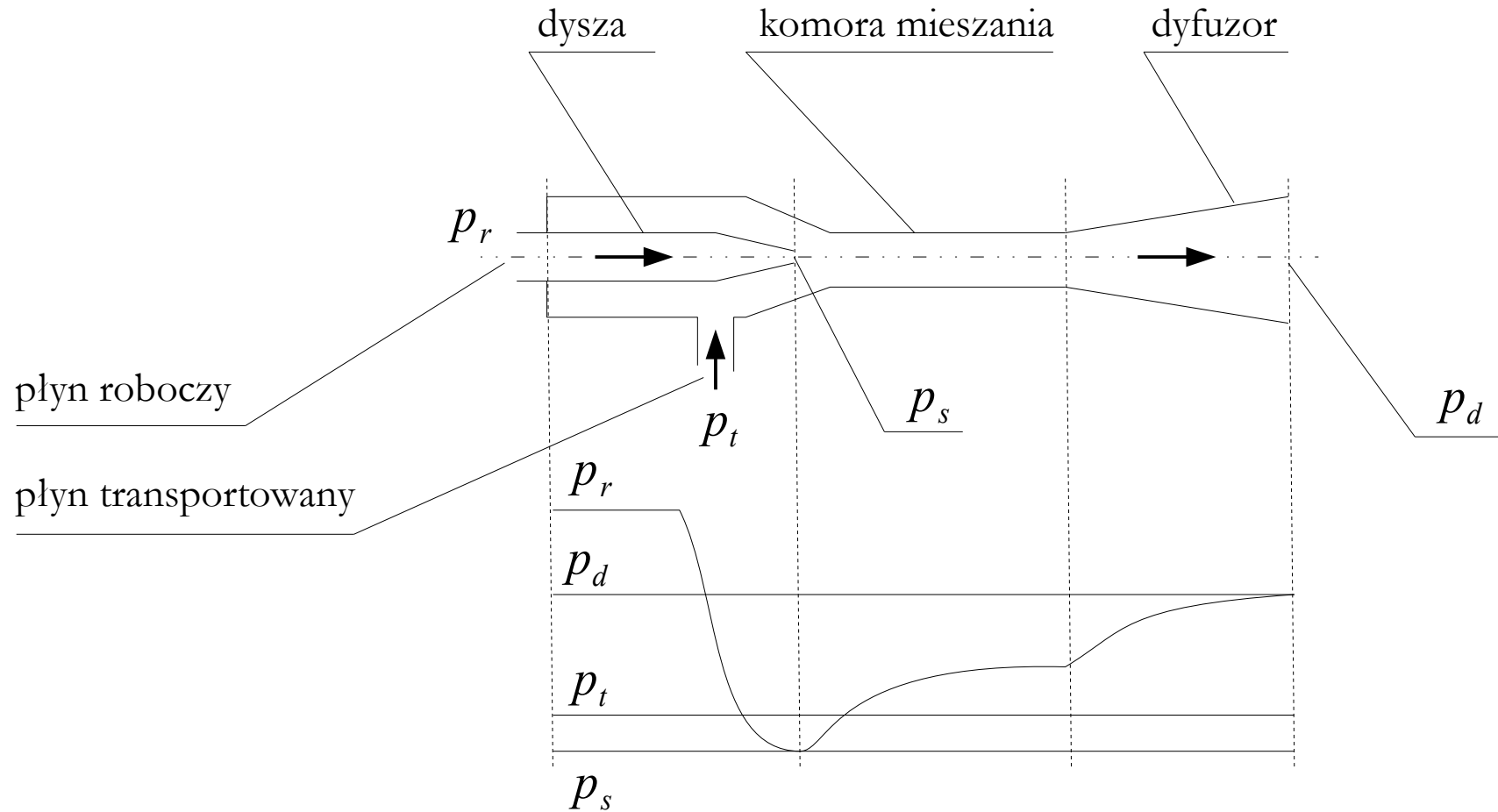
---

**Strumienica** (eżektor) – maszyna przepływowa, nie zawierająca elementów ruchomych, służące do przetłaczania gazów pomiędzy przestrzeniami o niewielkiej różnicy ciśnień. Innym zastosowaniem strumienic jest odsysanie zanieczyszczonych płynów, mieszanie składników mieszaniny lub wspomaganie reakcji chemicznych.



Przykład strumienicy.

# Rozkład ciśnień w strumienicy



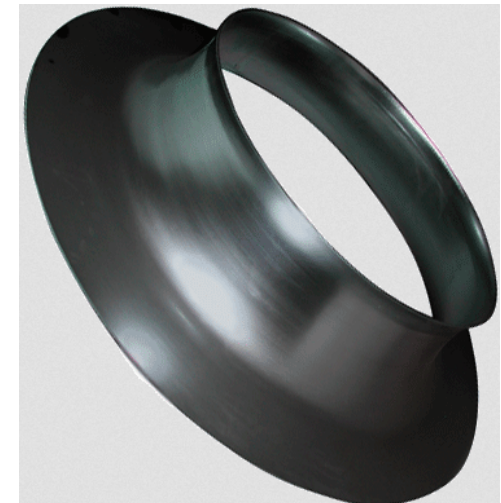
Rozkład ciśnień w strumienicy.

# Dyfuzor i konfuzor

---

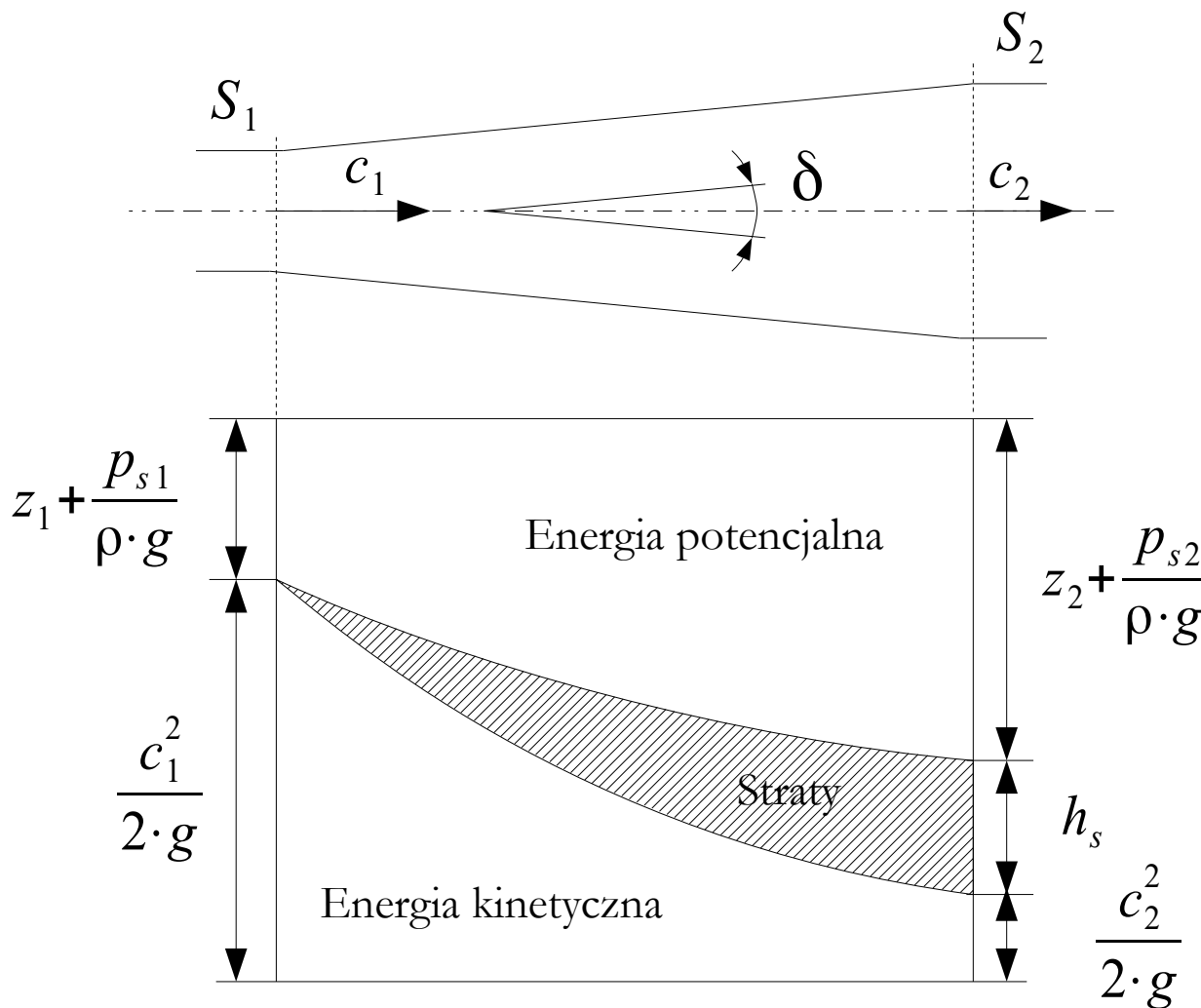
**Dyfuzor** – odcinek przewodu o zwiększającym się łagodnie przekroju w kierunku przepływu. W dyfuzorze dokonuje się zamiana energii kinetycznej w energię potencjalną.

**Konfuzor** – odcinek przewodu o zmniejszającym się łagodnie przekroju w kierunku przepływu. W konfuzorze dokonuje się zamiana energii potencjalnej w energię kinetyczną.





# Przebieg zmian energii w dyfuzorze



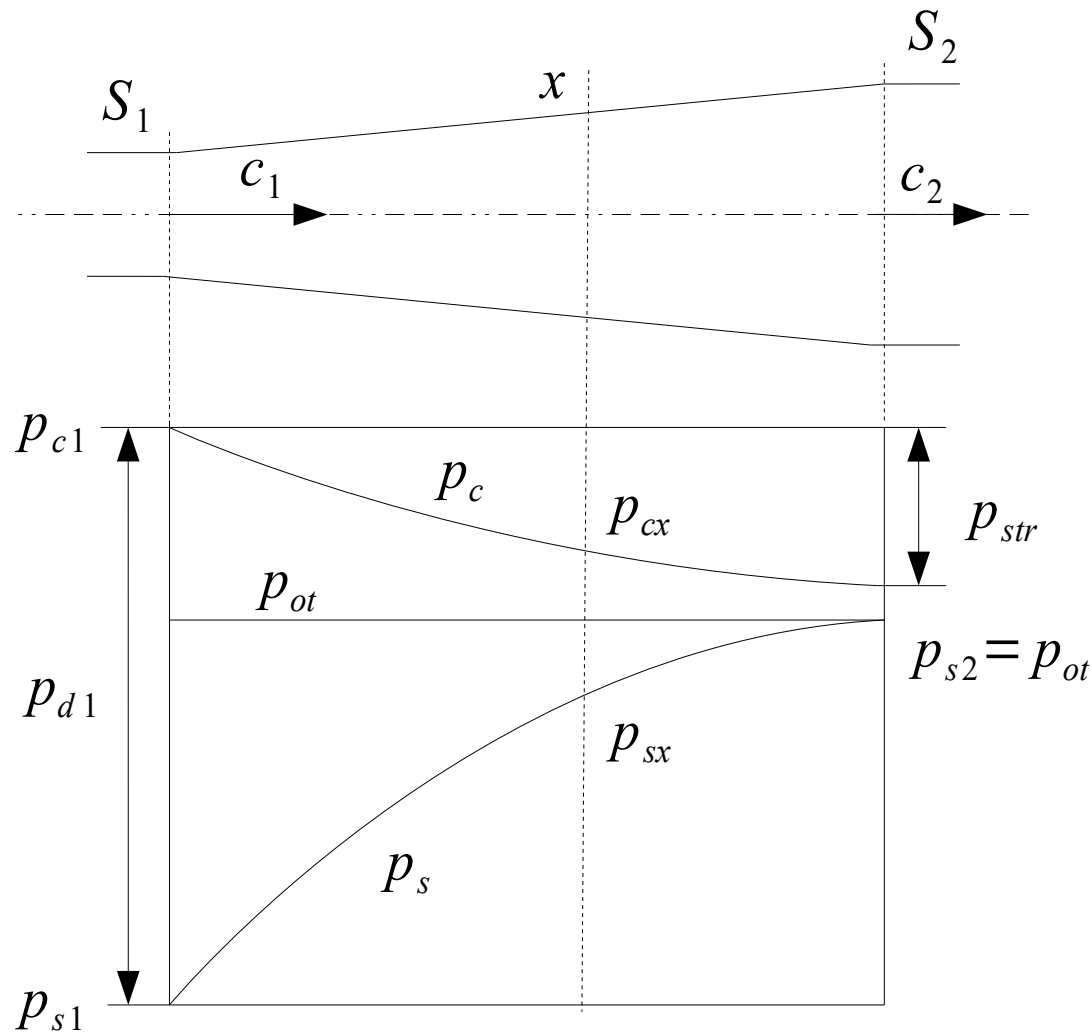
$c$  - prędkość średnia

$S$  - powierzchnia

$\delta$  - kąt rozwarcia dyfuzora

Przebieg zmian energii w dyfuzorze przepływowym: skoro zwiększa się pole przekroju strugi, to musi maleć prędkość ( $\dot{V} = const.$ ) - w konsekwencji spada ciśnienie dynamiczne.

# Przebieg zmian ciśnień w dyfuzorze



$p_s$  - ciśnienie statyczne

$p_d$  - ciśnienie dynamiczne

$p_c$  - ciśnienie całkowite

$p_o$  - ciśnienie otoczenia

$p_{str}$  - ciśnienie strat

Przebieg zmian ciśnień w dyfuzorze przepływowym.

# Maksymalny kąt rozwarcia dyfuzora

---

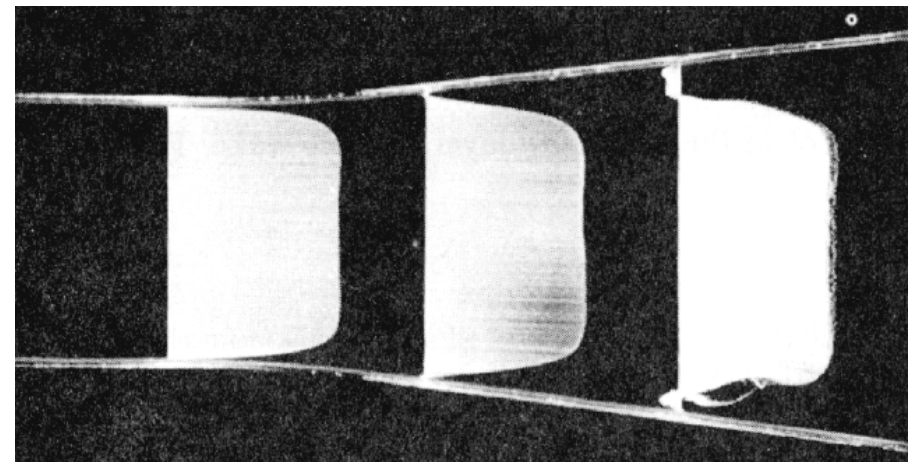
Straty w dyfuzorze są tym większe im większy jest kąt rozwarcia dyfuzora. Najlepsze wyniki energetyczne uzyskuje się w dyfuzorach o kącie rozwarcia od 7 (ścianki gładkie) do 9 stopni (ścianki chropowate).

$$\text{Re}=50000 \longrightarrow \delta_{max} = 10^\circ$$

$$\text{Re}=100000 \longrightarrow \delta_{max} = 8.5^\circ$$

$$\text{Re}=150000 \longrightarrow \delta_{max} = 7.5^\circ$$

$$\text{Re}=200000 \longrightarrow \delta_{max} = 6.5^\circ$$



Odrywanie się warstwy przyściennej w dyfuzorze

Zależność między liczbą Reynoldsa, a maksymalnym kątem rozwarcia (powyżej tego kąta może nastąpić oderwanie warstwy przyściennej).

# Sprawność dyfuzora

---

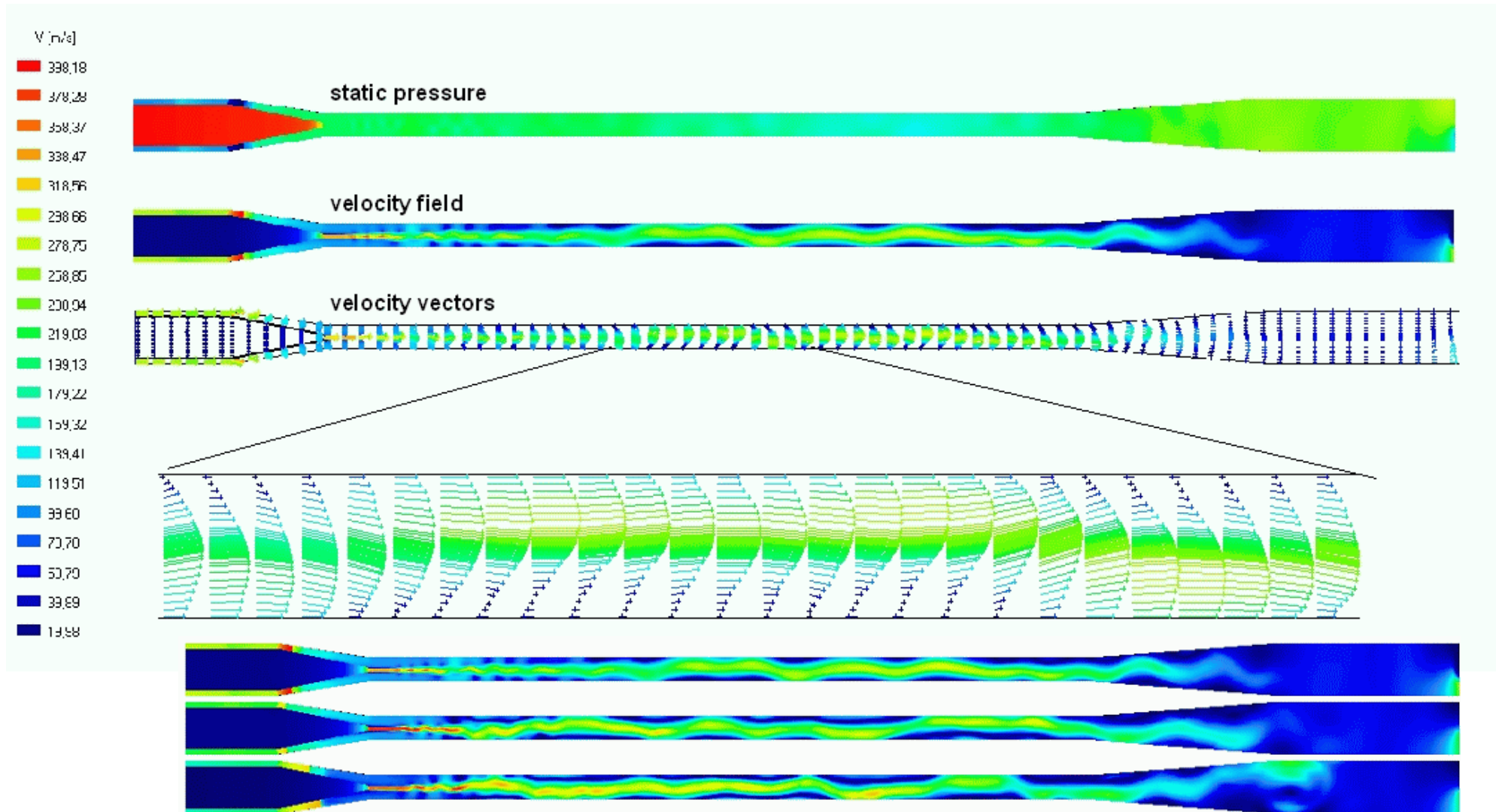
**Sprawność dyfuzora** – miara efektywności konwersji energii kinetycznej (ciśnienia dynamicznego) w potencjalną (ciśnienia statycznego).

$$\eta = \frac{\Delta \bar{p}_{s,12}}{\Delta \bar{p}_{d,12}} = \frac{\bar{p}_{s2} - \bar{p}_{s1}}{\bar{p}_{d1} - \bar{p}_{d2}} \quad \eta = \frac{\frac{1}{S_2} \int_{S_2} p_s dS_2 - \frac{1}{S_1} \int_{S_1} p_s dS_1}{\frac{1}{S_1} \int_{S_1} p_d dS_1 - \frac{1}{S_2} \int_{S_2} p_d dS_2}$$

$\Delta \bar{p}_{s,12}$  - średnia zmiana ciśnienia statycznego między przekrojami 1 i 2

$\Delta \bar{p}_{d,12}$  - średnia zmiana ciśnienia dynamicznego między przekrojami 1 i 2

# Numeryczne modelowanie strumienicy



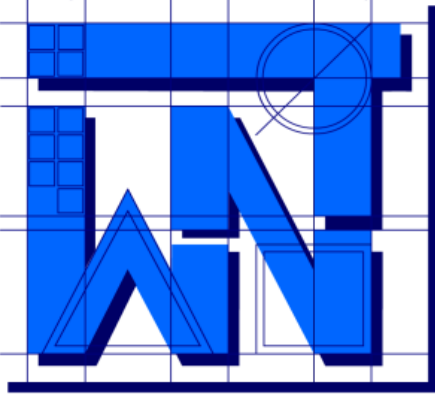
# Podsumowanie

---

## Zagadnienia:

Pompy, układy pompowe, wydajność rzeczywista i nominalna pompy, moc pobierana i moc użyteczna pompy, sprawność całkowita pompy, charakterystyki hydrauliczne pomp, punkt pracy pompy, równoległa i szeregową współpracę pomp, regulacja wydajności pompy, kawitacja w pompach, wentylatory i dmuchawy, rozkład ciśnień w wentylatorze, straty ciśnienia w wentylatorze, praca sprężania, moc sprężania, sprawność ogólna wentylatora, sprawność wewnętrzna i mechaniczna, punkt pracy wentylatora, równoległa i szeregową współpracę wentylatorów, strumienice, dyfuzor, konfuzor, przebieg zmian energii w dyfuzorze, przebieg zmian ciśnień w dyfuzorze, maksymalny kąt rozwarcia dyfuzora, sprawność dyfuzora.

Wydział Nauk Technicznych



UNIVERSITY OF WARMIA AND MAZURY IN OLSZTYN

The Faculty of Technical Sciences

POLAND, 10-957 Olsztyn, M. Oczapowskiego 11

tel.: (48)(89) 5-23-32-40, fax: (48)(89) 5-23-32-55

URL: <http://www.uwm.edu.pl/edu/sobieski/> (in Polish)

---

**Dziękuję za uwagę**

**Wojciech Sobieski**

---

Olsztyn, 2013-2015