

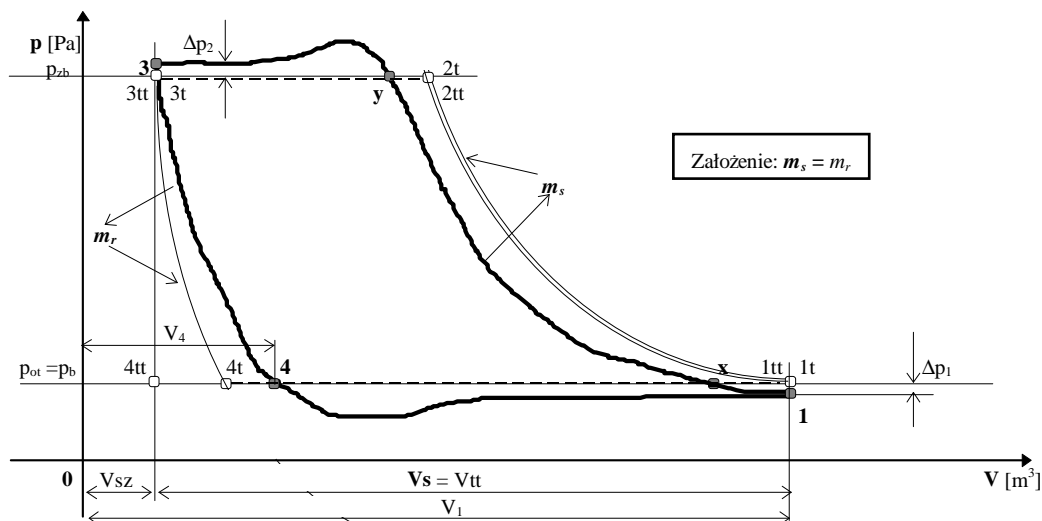
BADANIA SPRĘŻARKI TŁOKOWEJ

A. Wiadomości podstawowe i uzupełniające:

Proces sprężania - w zastosowaniach technicznych - wykorzystuje się do zwiększenia ciśnienia czynnika roboczego (np. w kompresorach, pompkach do roweru itp.), do zwiększenia jego temperatury (np. w suwach sprężania w tłokowych silnikach spalinowych) lub do jego zagęszczenia (np. w skraplarkach gazów). Zwykle w tych procesach czynnik zmniejsza swoją entropię i poprawia swoje parametry użytkowe (względem parametrów, jakie ma w otoczeniu).

Jednostopniowa sprężarka tłokowa jest najprostszą z maszyn cieplnych, która dzięki cyklicznej wymianie energii między otoczeniem a czynnikiem roboczym (zwykle gazem), powoduje zmianę jego parametrów. Cykl roboczy sprężarki składa się z przemian: *sprężania* i *rozprężania* oraz procesów wymiany ładunku: *zasysania* i *wytłaczania*. W tym cyklu czynnik zmienia swoją objętość V w zakresie równym objętości skokowej V_s . Objętość V_s jest jedną z podstawowych wielkości, charakteryzujących wszystkie maszyny tłokowe, w tym także sprężarkę.

Zbiór chwilowych wartości ciśnienia p i objętości V gazu, podczas wymiany energii między gazem i otoczeniem w pełnym cyklu roboczym, tworzy tzw. **wykres indykatorowy** (który często nazywa się *obiegiem rzeczywistym*). Z wykresu indykatorowego sprężarki rzeczywistej (rys. 1 - linie: **1-2-3-4**) widać, że zjawiska termodynamiczne w sprężarce mają dość złożony charakter, trudny do prostego opisu analitycznego. Między innymi, z tego powodu, do analizy pracy sprężarki wykorzystuje się **obieg teoretyczny**, tj.: *obieg sprężarki teoretycznej z przestrzenią szkodliwą* (rys. 1 - linie: 1t-2t-3t-4t) i *obieg sprężarki teoretycznej bez przestrzeni szkodliwej* (rys. 1 - linie: 1tt-2tt-3tt-4tt), nazywany często *obiegiem sprężarki teoretycznej* (najdoskonalszy obieg sprężarki tłokowej). Obiegi te składają się z wyidealizowanych procesów termodynamicznych, które pozwalają na uproszczoną analizę zasadniczych dla pracy sprężarki zjawisk energetycznych i termodynamicznych.



Rys. 1 **Obieg rzeczywisty** (1-2-3-4) sprężarki tłokowej z naniesionymi **obiegami teoretycznymi: z przestrzenią** (1t-2t-3t-4t) **i bez przestrzeni szkodliwej** (1tt-2tt-3tt-4tt)

Obiegi teoretyczne buduje się na konkretnym wykresie indykatorowym sprężarki; dlatego mają one (wszystkie trzy) wspólną:

- objętość skokową V_s ,
- *politropę sprężania* (jej wykładnik m wyznacza się z przemiany sprężania na wykresie indykatorowym).

Ponadto obiegi teoretyczne sprężarki (jednostopniowej) mają taki sam *spręż* $v_{tt} = v_t = v = p_{max} / p_{min}$, tzn.:

- ciśnienie minimalne p_{min} równe zwykle ciśnieniu otoczenia p_{ot} ,
- ciśnienie maksymalne p_{max} równe ciśnieniu gazu w zbiorniku p_{zb} .

Obieg rzeczywisty sprężarki ma taką samą wartość sprężu, jak obiegi teoretyczne.

Politropa sprężania ma podstawowe znaczenie dla funkcjonowania sprężarki. Decyduje ona m. in. o pracy włożonej w proces sprężania oraz o intensywności wymiany ciepła między gazem i otoczeniem; czynniki te decydują o konstrukcji i cechach eksploatacyjnych sprężarki (jako maszyny). Zwykle w sprężarkach tłokowych przemiana sprężania jest politropą o wykładniku m z przedziału:

$$(izoterma) 1 < m < k \text{ (izentropa)}.$$

(Wartości $m > k$ są charakterystyczne dla politrop sprężania gazu w sprężarkach wirnikowych).

W celu pełniejszego zrozumienia zjawisk towarzyszących sprężaniu politropowemu, należy przypomnieć, jakie relacje łączą wykładnik politropy m , pracę l_a i ciepło q wymieniane przez sprężany czynnik z otoczeniem. Wyobraźmy sobie pewną masę gazu doskonałego, zawartą pod tłokiem w cylindrze sprężarki. Niech na powierzchniach otaczających gaz będzie specjalna powłoka, która raz będzie doskonałym izolatorem, raz chłodnicą, a raz grzejnikiem (rys. 2). Początkowy stan gazu i równowagi mechanicznej opisuje punkt 1, tj. objętość V_1 , ciśnienie p_1 i siła równoważąca P_1 . Bardzo powolne działanie siłą P_1 na tłok, na drodze dx , oznacza wykonanie elementarnej pracy dl_a nad gazem, zgodnie z równaniem

$$dl_a = -P_1 \cdot dx = -p_1 \cdot F \cdot dx = -p_1 \cdot dV$$

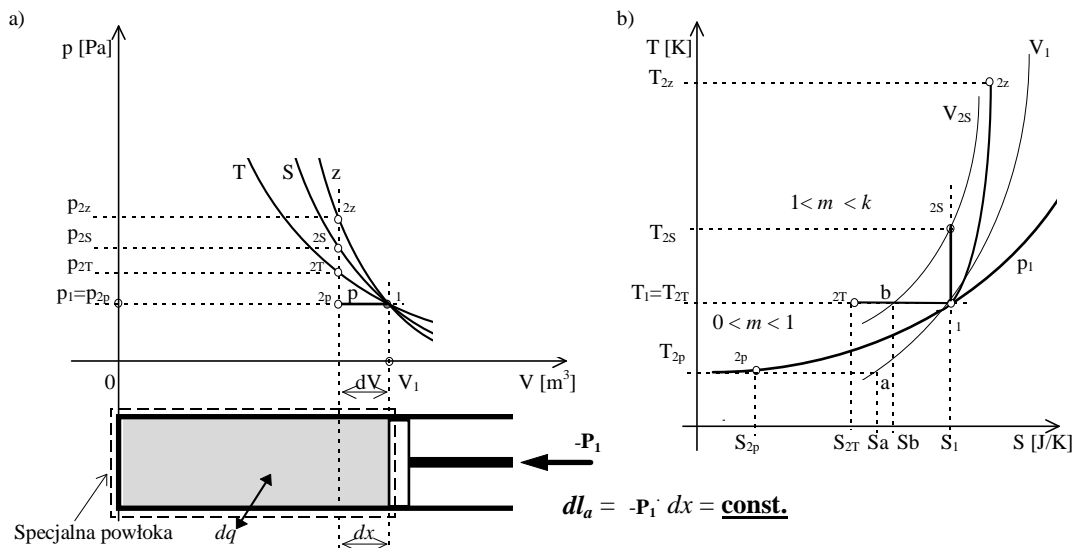
gdzie F jest powierzchnią tłoka, a $dV = F \cdot dx$ - zmianą objętości gazu. Przy sprężaniu objętość gazu maleje ($dV < 0$) kosztem pracy absolutnej $dl_a > 0$ włożonej w gaz (praca ta, zwana także pracą zmiany objętości jest dodatnia (wg. def. $dl_a = -\int p dV$), gdy powiększa się zasób energii gazu).

Pojawia się tu pytanie, jak po tym wkładzie pracy, zmieni się ciśnienie gazu? Co decyduje o tym, że może być ono stałe, może wzrosnąć lub zmniejszyć się? Wyjaśnienie podaje I Zasada Termodynamiki dla układów zamkniętych. Wiadomo, że zmianę energii wewnętrznej du gazu może spowodować wkład pracy absolutnej dl_a i (lub) ciepła dq , zgodnie z równaniem

$$du = dq + dl_a$$

Przeanalizujmy zmianę energii wewnętrznej du gazu, dla tego samego wkładu pracy absolutnej $dl_a = \text{const.}$, w zależności od tego czy cylinder jest:

- izolowany ($dq = 0$) brak wymiany ciepła między gazem i otoczeniem: $dl_a = du$, $m = k$,
- chłodzony ($dq < 0$) tak, że ma stałą temperaturę ($dT = 0$): $dl_a = -dq$, $m = 1$,
- chłodzony ($dq \ll 0$) tak intensywnie, że ma stałe ciśnienie ($dp = 0$), $dl_a = -dq + du$, $m = 0$,
- ogrzewany ($dq > 0$), $m > k > \infty$.



Rys. 2. Wpływ wymiany ciepła między gazem i otoczeniem, przy porównywalnym wkładzie pracy absolutnej sprężania $dl_a = \text{const}$, na końcowe parametry stanu gazu doskonałego.

Sprężanie (rys. 2a) jest w pierwszym przypadku izentropowe (adiabaticzne, przemiana s), w drugim - izotermiczne (przemiana T), w trzecim - izobaryczne (przemiana p) i wreszcie w czwartym - ponad izentropowe (przemiana z , sprężarki wirnikowe). W sprężarkach tłokowych mogą wystąpić jedynie trzy pierwsze przypadki. Ten sam wkład pracy absolutnej $dl_a = \text{const}$. (rys. 2b) w przemianie izentropowej zwiększy tylko energię wewnętrzną gazu (na wykresie T-S pole: $2S-b-S_b-S_1-2S \approx dl_a = du$), natomiast w przemianie izotermicznej zostanie wyprowadzony do otoczenia w postaci ciepła chłodzenia gazu (pole: $1-2T-S_{2T}-S_1-2T \approx dl_a = -dq$), nie powodując zmiany energii wewnętrznej gazu ($du = c_v \cdot dT = 0$). W przemianie izobarycznej konieczna jest intensyfikacja chłodzenia, powodująca dodatkowo ubytek energii wewnętrznej gazu (pole: $1-2p-S_{2p}-S_a-a-1 \approx dl_a = -dq + du$). Wynika stąd wniosek, że podczas politropowego sprężania, końcowe ciśnienie gazu p_2 zależy nie tylko od wkładu pracy absolutnej, ale także od ilości ciepła wymienianego z otoczeniem.

W większości sprężarek tłokowych politropa sprężania ma wykładnik zawarty w przedziale: (izoterma) $1 \leq m \leq k$ (izentropa), co oznacza występowanie mniej lub bardziej intensywnego chłodzenia gazu podczas sprężania (gaz nie chłodzony osiągałby zbyt wysoką temperaturę, niebezpieczną dla pracy sprężarki).

Różnice między obiegami (modelami) teoretycznymi i obiegiem rzeczywistym sprężarki wynikają z niedoskonałości mechanicznej maszyny i nieodwracalności przemian zachodzących w gazie rzeczywistym. Gdyby w sprężarce rzeczywistej przemiany sprężania i rozprężania były politropami, zasysanie gazu odbywało się bez spadku ciśnienia, a wytlaczanie gazu bez wzrostu jego ciśnienia, wówczas maszyna taka pracowałaby wg. *obiegu teoretycznego z przestrzenią szkodliwą*. Taki obieg można by zrealizować w sprężarce bardzo wolnobieźnej z klasycznym układem zaworowym (wówczas czas wymiany czynnika $\rightarrow \infty$) lub w hipotetycznej maszynie, która nie dławi czynnika podczas przepływu (np. sprężarka bez zaworów, zasysająca i wytlaczająca czynnik całym przekrojem cylindra).

Kompromis oznacza konieczność wprowadzenia do konstrukcji sprężarki rzeczywistej *zaworów: ssącego i tłocznego*. Skutki ich obecności są widoczne na wykresie indykatorowym (rys. 1 - podciśnienie zasysania Δp_1 względem p_{ot} i nadciśnienie wytlaczania Δp_2 względem p_{zb}). Pola: pod linią ciśnienia otoczenia i nad linią ciśnienia zbiornika oznaczają prace, które musi wykonać gaz, aby utrzymać zawory w położeniu otwartym. Podciśnienie zasysania Δp_1 (x powierzchnia zaworu) wywołuje siłę, która powoduje ugięcie sprężyny zaworu ssącego. Podobnie nadciśnienie wytlaczania Δp_2 utrzymuje w stanie otwarcia zawór tłoczny; do jego otwarcia potrzebne jest ciśnienie $p_3 = p_{zb} + \Delta p_2$. Wartości podciśnienia Δp_1 i nadciśnienia Δp_2 zależą m. in. od średniej prędkości tłoka (tzn. od prędkości obrotowej wału sprężarki) i przekroju szczeliny zaworowej.

W modelu teoretycznym sprężarki z przestrzenią szkodliwą (rys. 1, linia: 1t-2t-3t-4t-1t) występuje *przestrzeń szkodliwa* V_{sz} . Jest to niedoskonałość mechaniczna konstrukcji sprężarki, która ze wzrostem ciśnienia sprężania (wytlaczania) powoduje zmniejszenie wydajności maszyny. Gdyby tłok, pod koniec suwu wytlaczania, "dotknął" głowicy i usunął ostatnią cząstkę gazu, wówczas maszyna taka pracowałaby wg. *obiegu teoretycznego* (bez przestrzeni szkodliwej). W sprężarce teoretycznej z przestrzenią szkodliwą (i w sprężarce rzeczywistej), pod koniec wytlaczania, między tłokiem i głowicą występuje zawsze niewielka przestrzeń [celowo zadany luz dylatacyjny (cieplny) i mechaniczny (dynamiczne zmiany geometrii układu tłokowo-korbowego) oraz miejsca na zawory i ich gniazda], w której pozostaje pewna masa gazu pod ciśnieniem zbiornika p_{zb} . Podczas ruchu powrotnego tłoka gaz ten rozpręża się do ciśnienia otoczenia (objętość V_4 lub V_{4t}), zajmując część objętości skokowej V_s . Sprawia to, że świeży czynnik jest zasysany tylko do pozostałej części tej objętości. Im wyższe ciśnienie w zbiorniku, tym w objętości skokowej pozostaje mniej miejsca na świeży czynnik (objętość $V_4 \rightarrow V_1$). W skrajnym przypadku prowadzi to do zjawiska sprężu granicznego (objętość $V_4 = V_1$), przy którym wydatek masowy sprężarki wynosi 0.

Przy wartościach sprężu $v \rightarrow 1$ i dodatkowo przy wartościach parametru $a \rightarrow 0$ ($a = V_{sz}/V_s$), obieg sprężarki teoretycznej z przestrzenią szkodliwą staje się obiegiem sprężarki teoretycznej.

Obieg sprężarki teoretycznej (rys. 1, linia: 1tt-2tt-3tt-4tt-1tt) składa się z procesu zasysania

gazu (linia 4tt-1tt) przy ciśnieniu otoczenia, przemiany politropowego sprężania (1tt-2tt), procesu wytlaczania gazu (2tt-3tt) przy ciśnieniu zbiornika i hipotetycznego procesu 3tt-4tt. Podczas zasysania gaz wypełnia całą objętość skokową sprężarki. Do opisu tego modelu sprężarki wykorzystuje się proste zależności analityczne, właściwe dla przemian politropowych.

B. Uwagi do obliczeń modeli sprężarek (w sprawozdaniu):

Wykładnik politropy sprężania m_s wyznacza się z krzywej sprężania na wykresie indykatorowym (zakłada się, że ta krzywa ma przebieg zbliżony do politropy). Przyjmuje się, że krzywa rozprężania ma podobną wartość wykładnika $m_r = m_s = m$. Do odczytu współrzędnych p, V z krzywej sprężania i obliczenia wykładnika m (punkt 3S, S - odnosi się do sprawozdania) można wykorzystać co najwyżej odcinek **x-y**, a nie np. odcinek **1-y** (wyjaśnić dlaczego?).

Model sprężarki teoretycznej, odpowiadający analizowanej sprężarce rzeczywistej, jest obliczany w punkcie 4S sprawozdania. Praca sprężarki teoretycznej L_{tt} (wzór (1S)) jest równa pracy technicznej politropy sprężania (por. z definicją pracy technicznej politropy $L_{tech} = \int V dp$). Objętość skokowa V_s równa jest objętości całkowitej $V_I = V_{tt}$ gazu. Bez względu na wartość ciśnienia wytłaczania, do całej objętości V_s zawsze zasysany jest świeży ładunek o masie G_{tt} (wzór (2S)). Ten model maszyny zużywałby moc teoretyczną N_{tt} (wzór (4S)) i sprężałby gaz z wydajnością M_{tt} [kg/s] (wzór (3S)).

Model sprężarki teoretycznej z przestrzenią szkodliwą, odpowiadający analizowanej sprężarce rzeczywistej, jest obliczany w punkcie 5S sprawozdania. Praca tej sprężarki L_t (wzór (9S)) jest równa różnicy prac technicznych politrop sprężania i rozprężania o takich samych wykładnikach m . Gaz z poprzedniego cyklu (tzw. stary gaz) zajmuje objętość V_{4t} (wzór (7S)) podczas zasysania. Tłok zasysa objętość świeżego gazu równą $V_I - V_{4t}$. Miarą udziału świeżego gazu w objętości skokowej jest objętościowy współczynnik zasysania η_v (wzór (8S)). Przybliżoną masę świeżego gazu G_t zasysaną do cylindra określa wzór (10S). Wydatek masowy, moc tej sprężarki i średnie nadciśnienie gazu oblicza się wg. wzorów (11S, 12S, 13S), wykorzystywanych także w modelu sprężarki teoretycznej. W obydwu modelach teoretycznych, tzw. *praca jednostkowa*, obliczana odpowiednio ze wzorów (6S, 14S), ma taką samą wartość (wyjaśnić dlaczego?).

Sprężarka rzeczywista zasysa gaz o masie (wzór (15S)) proporcjonalnej do różnicy objętości $V_I - V_4$ i odwrotnie proporcjonalnie do skorygowanej temperatury gazu T_I (zakłada się, że gaz ogrzewa się od ciepłych ścianek kanałów i cylindra o ok. 3 K). Po splanimetrowaniu wykresu indykatorowego, obliczeniu *przelicznika pola pracy* k_L , oblicza się pole pracy indykowanej L_i wykonanej nad gazem podczas cyklu roboczego. Pozwala to obliczyć moc indykowaną sprężarki N_i ze wzoru (17S). Miarą różnicy między masą zasysaną w sprężarce teoretycznej i rzeczywistej jest współczynnik wydatku λ (wzór (22S)). Informacje o sprężu granicznym v_{gr} , przy którym zaniknie wydatek sprężarki, podaje wzór (20S).

Sprężarka, jako maszyna, napędzana jest trójfazowym silnikiem elektrycznym, który z sieci pobiera moc elektryczną N_{el} . Na wale silnika otrzymuje się moc pomniejszoną o straty elektryczne silnika (proporcjonalną do η_{el}) i moc strat tarcia w łożyskach silnika $N_{op} \approx 15$ W. Po uwzględnieniu strat przekładni pasowej (o sprawności η_p), uzyskuje się moc przekazaną na wał korbowy sprężarki N_{sp} . Miarą strat mechanicznych w sprężarce jest sprawność mechaniczna $\eta_m = N_i / N_{sp}$.

C. W sprawozdaniu należy:

1. powiększyć co najmniej 2-krotnie wykres indykatorowy i nanieść na nim, wg. wytycznych punktu 1S, osie wykresu p-V. Wykonać planimetrowanie pola pracy sprężarki metodą zliczania "kratek".
2. uzupełnić brakujące wielkości we wzorach i wykonać (bezpośrednio na formularzu sprawozdania) obliczenia wielkości charakterystycznych dla sprężarek teoretycznych i dla sprężarki rzeczywistej. We wzorach należy podstawić wartości odpowiednich wielkości (z mianami); następnie podać obliczony wynik końcowy.
3. nanieść na wykres p-V obiegi teoretyczne sprężarki: bez i z przestrzenią szkodliwą,
- 4*) wykonać wykres istotnych dla pracy sprężarek wielkości w funkcji, np. sprężu,
5. przeprowadzić analizę wyników obliczeń modeli sprężarek i podać wnioski końcowe.

^{*)}Wykres ten wykonują tylko studenci studiów dziennych, którzy w zespole laboratoryjnym wykonują tylko jedno sprawozdanie. Studenci pozostałych rodzajów studiów wykonują sprawozdanie indywidualnie i nie obowiązuje ich punkt 4.

Literatura pomocnicza:

1. Dowkontt J.: Teoria silników cieplnych. WKiŁ, Warszawa 1972

2. Wiśniewski S.: Termodynamika techniczna. WNT, Warszawa 1980 (lub wydania późniejsze)

3. Kotlewski F. i in.: Pomiary w technice cieplnej. WNT, Warszawa 1974 (09. 2001)