SMAROWANIE SPRĘŻAREK

TOTAL

8.1 Sprężarki

Sprężarki – zwane też kompresorami, są to maszyny zwiększające ciśnienie sprężanego czynnika (powietrza, gazu). Sprężarki charakteryzuje się stopniem sprężania (sprężem), oznaczanym symbolem Π, będącym stosunkiem ciśnienia tłoczenia $\mathbf{p_t}$ do ciśnienia ssania $\mathbf{p_s}$, wyrażonym wzorem (8.1):

$$\mathbf{\Pi} = \frac{\mathbf{p_t}}{\mathbf{p_s}} \qquad \textbf{(8.1)}$$

Inne parametry charakteryzujące sprężarki to:
V – wydajność,
N – zapotrzebowanie mocy,
Δ**p** – przyrost ciśnienia,
η – sprawność,
Ψ – wskaźnik spiętrzenia (sprężarki przepływowe).

Przebiegi zmian wielkości: **p, Δp, η, N, Ψ** zazwyczaj są przedstawiane w funkcji **V,** a prędkość obrotowa jest traktowana jako parametr. Ponadto w przypadku sprężarek przepływowych, często są stosowane charakterystyki bezwymiarowe, ułatwiające porównywanie różnych konstrukcji.

Obowiązującą jednostką ciśnienia (system SI) jest Pascal [Pa], przy czym [1 Pa = 1 N/m^2]. Pascal jest to bardzo mała jednostka i dlatego używa się jego wielokrotności hekto-Pascali [hPa = 100 Pa], w przypadku pomp próżniowych oraz kilo-Pascali [kPa = 1000 Pa] w przypadku sprężarek. Często również jest używany skrót „bar", przy czym [1 bar = 10^5 (100000) Pa lub 100 kPa]. Ponadto należy pamiętać, że [1 bar = 1,02 kG/cm^2] oraz, że [1 hPa = 1 mbar].

Sprężarki są klasyfikowane pod względem:
A) zastosowania na:
- sprężarki powietrza,
- sprężarki gazowe,
- sprężarki chłodnicze,
- pompy próżniowe;

B) realizację sposobu sprężania na:
- wyporowe,
- przepływowe;

C) konstrukcji mechanicznej:
- sprężarki tłokowe:
  - bezwodzikowe,
  - wodzikowe
  - i inne liczne konstrukcje,
- sprężarki rotacyjne:
  - jednowałowe: łopatkowe, z pierścieniem cieczowym, mimośrodowe,
  - dwuwałowe (wielowałowe): śrubowe, Rootsa, zębate,
  - przepływowe: odśrodkowe, osiowe.

W przypadkach, gdy jest niezbędne wysokie ciśnienie tłoczenia, sprężanie jest realizowane na dwóch lub więcej stopniach. Takie sprężarki są nazywane wielostopniowymi.

W sprężarkach wielostopniowych, sprężony gaz jest praktycznie zawsze schładzany między kolejnymi stopniami, w pośrednich chłodnicach powietrznych lub wodnych. Jest on również często chłodzony po ostatnim stopniu.

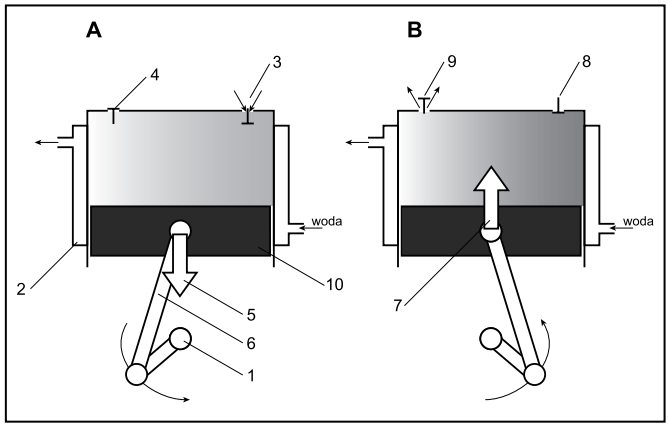
Ze względu na bogactwo konstrukcji, istnieje wiele różnych klasyfikacji sprężarek, biorących jako podstawę podziału różne cechy konstrukcyjne, spełniane funkcje, liczbę stopni sprężania, zastosowania itd.

8.2 Sprężarki powietrza

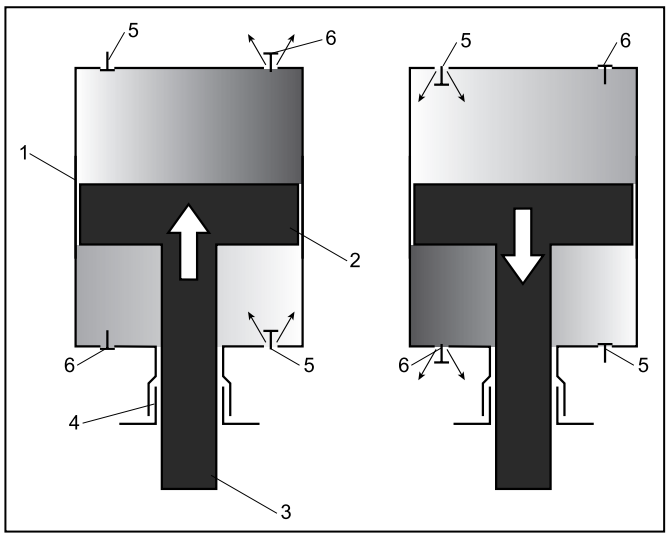
8.2.1 Sprężarki tłokowe

Sprężarki tłokowe są to sprężarki wyporowe o posuwisto-zwrotnym ruchu tłoka. Są one budowane w różnych układach konstrukcyjnych, różniących się liczbą i rozmieszczeniem cylindrów oraz typem mechanizmu korbowego, który może być bezwodzikowy (rys. 8.1) lub wodzikowy (rys. 8.2).

W sprężarkach, w odróżnieniu od silników tłokowych, zawory (lub zawory wzniosowe) wlotowe i wylotowe nie są sterowane, ale funkcjonują automatycznie. Ich otwarcie i zamknięcie jest powodowane różnicą ciśnienia gazu. Obecność sprężyny służy jedynie do amortyzacji uderzenia zaworu o kieł zderzaka podczas otwarcia i do przyspieszenia jego zamknięcia. Prędkość uderzeń zaworów



Rys. 8.1 Zasada działania jednocylindrowej sprężarki tłokowej, o jednostronnym działaniu, z tuleją suwakową i chłodnicą wodną
A – ssanie, B – tłoczenie, 1 – wał korbowy, 2 – chłodnica wodna, 3 – zawór wlotowy (ssania), otwarty, 4 – zawór wylotowy (tłoczenia), zamknięty, 5 – ssanie, zstępujący ruch tłoka, 6 – korbowód, 7 – sprężanie, wstępujący ruch tłoka, 8 – zawór ssania (zamknięty), 9 – zawór tłoczenia (otwarty), 10 – tłok



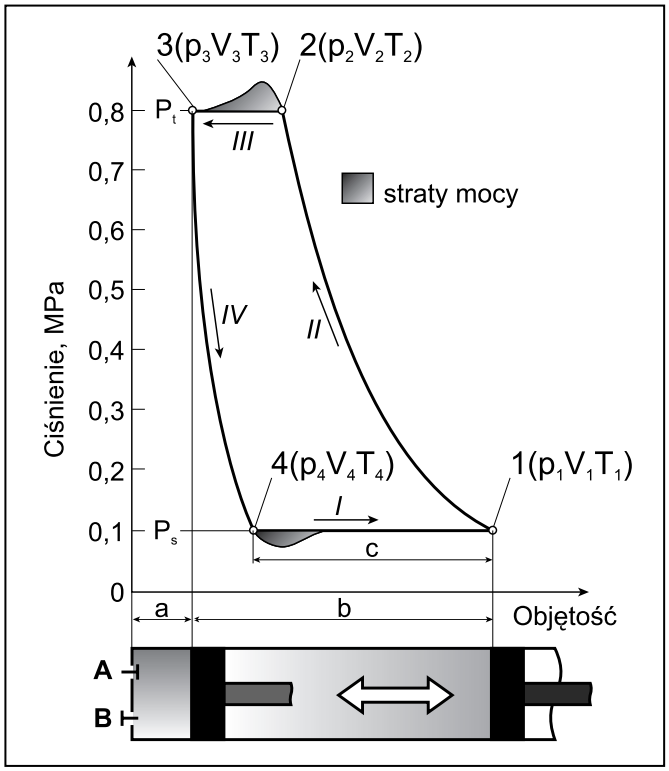
Rys. 8.2 Zasada działania jednocylindrowej sprężarki tłokowej, o dwustronnym działaniu, z wodzikiem
1 – tuleja, 2 – tłok, 3 – tłoczysko, 4 – wodzik, 5 – zawory wlotowe (ssania), 6 – zawory wylotowe (tłoczenia)

praktycznie ogranicza prędkość obrotową sprężarek tłokowych do 2000 obrotów/minutę.

Zasadę działania jednostopniowej sprężarki tłokowej przedstawiono na rys. 8.1. W sprężarkach tego typu wyróżnia się dwa suwy: ssania (rys. 8.1 A) i sprężania (rys. 8.1 B). W suwie ssania ruch tłoka powoduje zasysanie powietrza z obszaru ssania do przestrzeni roboczej cylindra. Wówczas jest otwarty zawór ssania i zamknięty zawór tłoczenia. W suwie tłoczenia ruch tłoka powoduje wytłaczanie powietrza z przestrzeni roboczej cylindra do obszaru tłoczenia. Zamyka się wówczas zawór ssania, a otwiera zawór tłoczenia.

Sprężarki wodzikowe mają dwie komory i odpowiednio usytuowane zawory. Suw ssania w jednej z komór jest połączony z suwem sprężania w drugiej, co ilustruje rys. 8.2.

Z termodynamicznego punktu widzenia, sprężarki tłokowe są



Rys. 8.3 Uproszczony, rzeczywisty obieg Carnota jednostopniowej sprężarki tłokowej
I – ssanie, II – sprężanie, III – tłoczenie, IV – rozprężanie, 1 – zamknięcie zaworu A, wlotowego ($p_1V_1T_1$), 2 – otwarcie zaworu B, wylotowego ($p_2V_2T_2$), 3 – zamknięcie zaworu B, wylotowego ($p_3V_3T_3$), 4 – otwarcie zaworu A, wlotowego ($p_4V_4T_4$), V_a – objętość przestrzeni martwej (szkodliwej), V_b – objętość wynikająca ze skoku tłoka, V_c – objętość zasysania, p_s – ciśnienie ssania, P_t – ciśnienie tłoczenia

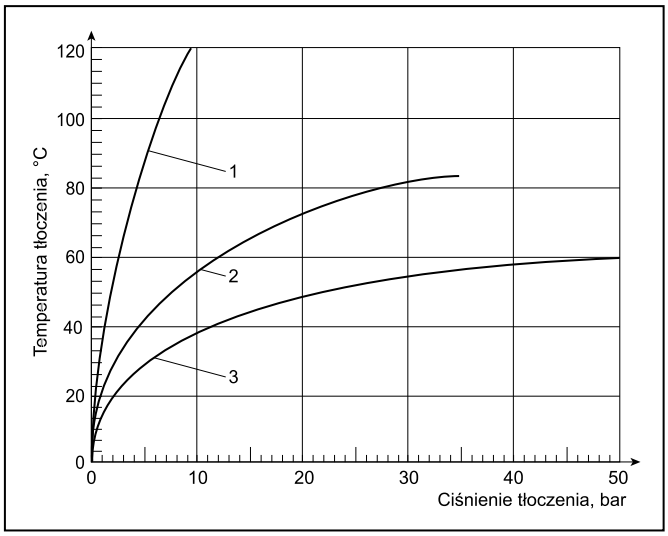
charakteryzowane tzw. obiegiem Carnota, który przedstawia zależność ciśnienia **p** sprężanego gazu od jego objętości **V**. Wyróżnia się tzw. obieg teoretyczny i rzeczywisty, przykładowo przedstawiony na rys. 8.3. Zmiennymi w obiegu Carnota są: ciśnienie **p**, objętość **V** i temperatura bezwzględna **T** gazu.

W obiegu Carnota wyróżnia się następujące cykle:

- ssanie (I), podczas którego: zawór wlotowy (A) jest otwarty, a zawór wylotowy (B) zamknięty, przy czym: $\mathbf{p_4 = p_1}$; $\mathbf{V_4 \nearrow V_1}$; $\mathbf{T_4 = T_1}$;
- sprężanie (II), podczas którego: zawory wlotowy (A) i wylotowy (B) są zamknięte, przy czym: $\mathbf{p_1 \nearrow p_2}$; $\mathbf{V_1 \searrow V_2}$; $\mathbf{T_1 \nearrow T_2}$;
- wytłaczanie (III), podczas którego: zawór wlotowy (A) jest zamknięty, a zawór wylotowy (B) otwarty, przy czym: $\mathbf{p_2 = p_3}$; $\mathbf{V_2 \searrow V_3}$; $\mathbf{T_2 = T_3}$;
- rozprężanie przestrzeni martwej (IV), podczas którego: zawór wlotowy (A) jest otwarty, a zawór 00 wylotowy (B) zamknięty, przy czym: $\mathbf{p_3 \searrow p_4}$ (rozprężanie przestrzeni martwej); $\mathbf{V_3 \nearrow V_4}$; $\mathbf{T_3 = T_4}$.

W praktyce eksploatacyjnej ważnym wnioskiem z obiegu Carnota jest wzrost temperatury z $\mathbf{T_1}$ do $\mathbf{T_2}$ podczas sprężania gazu od $\mathbf{p_1}$ do $\mathbf{p_2}$. Ten wzrost temperatury jest powodem ograniczenia sprężu, zarówno w przypadku sprężarek tłokowych, jak i rotacyjnych sprężarek śrubowych. Temperatura sprężanego gazu może osiągnąć bardzo duże wartości, jak to przedstawiono na rys. 8.4.

Wysokość osiąganej przez gaz temperatury ogranicza maksy-



Rys. 8.4 Przebieg zmian temperatury na wylocie, w zależności od ciśnienia na wylocie przy adiabatycznym sprężaniu powietrza o temperaturze 21°C
1 – sprężarka jednostopniowa, 2 – sprężarka dwustopniowa, 3 – sprężarka trójstopniowa

malne ciśnienie tłoczenia do około 8…10 bar, w przypadku sprężarek jednostopniowych. Aby ograniczyć temperatury tłoczenia, sprężarki tłokowe są schładzane wodą lub powietrzem, na poziomie cylindra lub głowicy cylindra. Wielkie jednostki są chłodzone przede wszystkim wodą, a w przypadku sprężarek powietrznych lub gazów wilgotnych, chłodzenie powietrzem przedstawia zaletę polegającą na ograniczaniu skraplania wody w układzie rozrządu.

Jednym z zasadniczych problemów spotykanych w tłokowych sprężarkach powietrznych, jest ryzyko pożaru, a nawet wybuchu mieszanki powietrzno-olejowej w momencie, gdy „trójkąt ognia" (tlen + paliwo + ciepło) skumuluje krytyczne warunki sprzyjające samozapaleniu. Jest to moment, w którym koncentracja par z zestarzonego oleju, a zwłaszcza mgły olejowej, w gorącym przetłoczonym powietrzu osiągnie krytyczny próg (dolna granica wybuchowości), który znajduje się pomiędzy 20 i 50 ml oleju na metr sześcienny powietrza w warunkach normalnych (23...30 g/m^3), a przypadkowe przegrzanie rozpoczyna spontaniczny proces palenia. Może się to zdarzyć z wielu powodów: gdy temperatura tłoczonego powietrza osiągnie (nawet jedynie miejscowo) temperaturę samozapłonu oleju w powietrzu lub gdy dopływ ciepła wskutek

tarcia, albo mechanicznego czy też termicznego zaiskrzenia, spowoduje zapalenie się. Splot takich okoliczności może spowodować detonację stwarzając poważne niebezpieczeństwo dla osób przebywających w pobliżu sprężarki i znaczne straty materialne.

W przypadkach, kiedy niezbędne jest wysokie ciśnienie tłoczenia, odpowiedni spręż uzyskuje się na dwóch lub więcej stopniach. Dzięki pośredniemu schładzaniu gazu obniża się jego temperatura (patrz rys. 8.4), poprawia się sprawność sprężarki, a w konsekwencji zmniejsza zużycie energii.

Działanie wielostopniowej sprężarki tłokowej polega na okresowym wprowadzaniu powietrza (gazu) do poszczególnych cylindrów, w których ulega sprężeniu wstępnemu i wytłoczeniu sprężonego powietrza do kolejnych stopni sprężarki. Z ostatniego stopnia sprężone powietrze jest podawane do kolektora tłocznego.

Najczęściej stosowanymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi sprężarek tłokowych są układy: rzędowy, widlasty, kątowy, leżący oraz bokser.

Wyróżnia się:

- **sprężarki małe** – są to sprężarki jedno lub dwustopniowe: dające ciśnienia poniżej 7 bar i o mocy poniżej 55 kW:
  - pionowe: zwykle smarowane obiegowo, przez zastosowanie typowego układu smarowania,
  - poziome, wówczas cylindry są zawsze smarowane poprzez widoczne mechaniczne smarownice przepływowe, a inne mechanizmy ruchome poprzez smarowanie rozbryzgowe lub obiegowe;
- **dużej i średniej mocy** – są one zawsze wielostopniowe (ciśnienie do 200 bar, a czasami do 400 bar).

Smarowanie: w sprężarkach tłokowych smarowaniu podlegają: części sprężające (cylinder – tłok – stożkowe pierścienie uszczelniające), części wlotowe i wylotowe (zawory) i części przekazujące ruch (łożyska wału korbowego lub mimośrodu, a w przypadku małych sprężarek, łożyska główki i stopy korbowodu).

W przypadku sprężarek wodzikowych, dochodzą problemy smarowania wodzika (tłok-prowadnica w cylindrze lub wodzik na prowadnicy) i części uszczelniających wzdłuż trzonu tłoka.

Intensywność smarowania sprężarek tłokowych jest ściśle związana z osiąganą temperaturą tłoczenia. Temperatura sprężanego gazu ogranicza współczynnik sprężania na każdym stopniu. W przypadku dużych sprężarek przemysłowych, jest ona rzędu 130...140°C, a dla większości małych sprężarek wynosi około 160...170°C, ale może osiągnąć 220...210°C, a nawet 250°C, w przypadku sprężarek powietrznych do butli tlenowych dla płetwonurków.

Należy rozróżniać dwa zespoły części przeznaczonych do smarowania:

- mechanizmy: łożyska wału korbowego i korbowodu, wodziki,
- cylindry: tłoki, pierścienie tłokowe uszczelniające, cylindry i zawory.

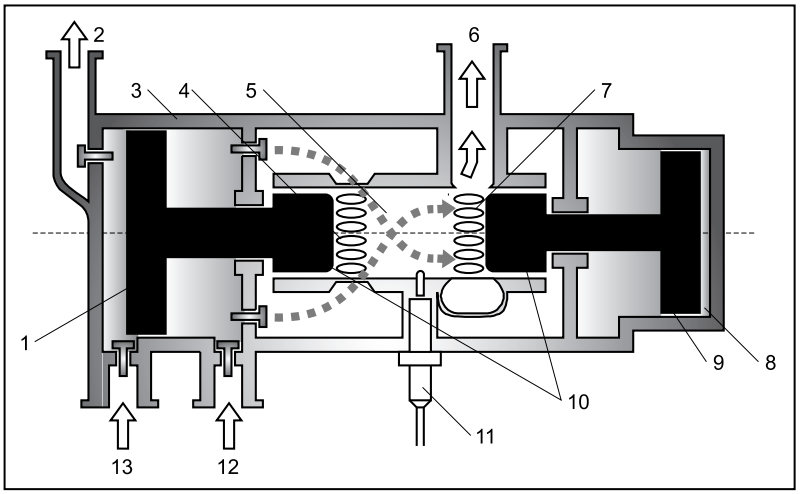
W dużych sprężarkach, na ogół wodzikowych, są dwa oddzielne układy smarowania, a środek smarny może zostać dobrany w zależności od wymogów dotyczących smarowania każdego z tego typu części. Do smarowania mechanizmów najczęściej jest używany olej turbinowy lub ciecz hydrauliczna (HL, HM lub HV) i specjalny olej do smarowania cylindrów sprężarek (naftenowy, parafinowy z inhibitorem utlenienia, alkilobenzen lub diester). W przypadku sprężarek powietrznych, aktualne przeważają tendencje do używania jednego tylko oleju (oleju do sprężarek), który chociaż droższy od oleju do smarowania mechanizmów, bardzo ułatwia czynności smarowania. Unika się w ten sposób zmieszania olejów, kiedy szczelność na poziomie trzonu tłoka nie jest doskonała. Sprężarki gazowe wymagają specjalnego oleju do smarowania cylindrów, dlatego są one zwykle smarowane dwoma różnymi olejami.

Mechanizmy sprężarek są smarowane obiegowo, smarownicami napędzanymi przez wał korbowy lub niezależny silnik elektryczny.

W przypadku sprężarek o dużej mocy często są one smarowane obiegowo pod ciśnieniem, z zastosowaniem pompy olejowej. Obieg smarowania zawiera filtry, zawór odciążający, czujnik temperatury, manometr kontrolujący ciśnienie, czujnik reagujący na spadek ciśnienia oraz chłodnicę oleju. Olej przez smarowniczki mechaniczne jest wtryskiwany bezpośrednio do cylindrów i ewentualnie przetłaczany do pierścieni uszczelniających trzony tłokowe. Jest on podawany pompami nurnikowymi o bardzo małej pojemności skokowej, napędzanymi przez wał rozrządu lub mimośrodowy, połączony sztywno ze sprężarką, co pozwala na automatyczne dozowanie oleju, proporcjonalne do prędkości obrotowej sprężarki. Najczęściej są stosowane pompy o zazębieniu zewnętrznym albo pompy krzywkowe. Punkty dozowania oleju do cylindrów są wyposażone w zawory zwrotne, aby uniknąć wstecznego tłoczenia oleju przez ciśnienie sprężanego powietrza lub gazu. Za każdym razem wydatek oleju przy rozruchu jest regulowany śrubą, która zmienia skok nurnika.

W małych sprężarkach, o tłokach z tuleją suwakową i chłodzeniem powietrzem, olej w skrzyni korbowej jest obowiązkowo olejem do sprężarek. Mechanizmy są smarowane rozbryzgowo, a cylindry przez natrysk. Do smarowania rozbryzgowego służą łopatki (łyżki) przedłużające stopę korbowodu i zagłębiające się raz przy każdym obrocie w łaźni olejowej albo w pojemniku skrzyni korbowej lub też w czarce (korytku) o stałym poziomie, zasilanych olejem przez małą pompę zębatą. Smarowanie rozbryzgowe jest bardziej efektywne; może zmniejszyć zużycie pierścienia umiejscowionego na końcu wału korbowego, który przetłacza olej i przesyła go poprzez natrysk do główki korbowodu oraz do cylindrów. Ten system smarowania nie pozwala na regulacje natężenia przepływu, szczególnie cylindrów. Nadmiar oleju powoduje szybsze zanieczyszczenie zaworów, a ponadto powoduje zawracanie do skrzyni korbowej części oleju, który smarował cylindry. Olej ten, zdegradowany termicznie i utleniony, zanieczyszcza miskę olejową, co powoduje konieczność jej opróżniania, co około 2000 godzin.

Silnikosprężarki są to połączone wspólnym korpusem sprężarka i silnik. Napędzane są silnikiem tłokowym: parowym lub spalinowym. Dzielą się one na: korbowe i bezkorbowe. Funkcjonuje wiele różnorodnych konstrukcji tego typu sprężarek. Sprężarki bezkorbowe z napędem parowym były powszechnie stosowane do zasilania pneumatycznych urządzeń hamulcowych w parowozach. Wśród silnikospężarek na uwagę zasługują sprężarki o swobodnych tłokach (rys. 8.5). W konstrukcjach tych, centralnie umieszczona komora spalania jest ograniczona dwoma tłokami. Napęd stanowi dwusuwowy silnik diesla. Ruch tłoków na zewnątrz jest powodo-



Rys. 8.5 Silnikosprężarka ze swobodnym tłokiem napędzana silnikiem dwusuwowym Diesla
1 – tłok sprężarki, 2 – wylot tłoczonego powietrza, 3 – cylinder sprężarki, 4 – szczeliny przemywania cylindra silnika, 5 – cylinder i komora spalania silnika Diesla, 6 – wylot gazów spalinowych i przemywającego powietrza, 7 – szczeliny wylotowe, 8 – powietrzna poduszka amortyzacyjna, 9 – tłok amortyzujący, 10 – tłoki silnika, 11 – wtryskiwacz oleju, 12 – wlot powietrza przedmuchującego, 13 – wlot powietrza zasysanego

wany przez ciśnienie gazów spalinowych, a ruch powrotny energią rozprężającego się gazu, sprężanego w specjalnych komorach.

Smarowanie: sprężarki współpracujące z silnikiem diesla o cyklu dwusuwowym, muszą być smarowane olejem, odpowiednim do silnika, bardzo odpornym na utlenianie i działanie wysokiej temperatury. Oleje te powinny zawierać detergent, o możliwie jak najmniejszej zawartości popiołu siarczanowego, aby zmniejszyć w ten sposób ilość osadów w szczelinach i na zaworach tłoczenia, w części sprężarkowej. W praktyce, silnikosprężarki tej grupy, o swobodnych tłokach, dobrze działają przy zastosowaniu klasycznych olejów do silników diesla.

8.2.2 Sprężarki rotacyjne, jednowałowe

Sprężarki rotacyjne są to sprężarki wyporowe, o obrotowym ruchu tłoka. Ze względu na kształt tłoków, wyróżnia się sprężarki rotacyjne: łopatkowe, z pierścieniem cieczowym i mimośrodowe.

Sprężarki rotacyjne, jednowałowe, łopatkowe są to sprężarki wyporowe, w których gaz (powietrze) jest sprężany przez ruchome łopatki, przesuwające się w gniazdach wirnika ruchem posuwistozwrotnym. Oś obrotu wirnika jest umieszczona mimośrodowo względem otworów w kadłubie. Schemat i zasadę działania rotacyjnej sprężarki łopatkowej przedstawia rys. 8.6.

Podczas obrotu wirnika objętość przestrzeni roboczej między łopatkami ulega zmianie. W położeniu A (rys. 8.6 A) objętość ta jest najmniejsza i w miarę obrotu wirnika do położenia B zwiększa się do maksimum – odpowiada to suwowi ssania w sprężarce tłokowej. Dalszy obrót wirnika (rys. 8.6 B) od położenia B do C powoduje zmniejszenie objętości oraz wzrost temperatury i ciśnienia – odpowiada to suwowi sprężania. Pod koniec suwu sprężania, przesunięcie łopatki otwiera otwór wylotowy i sprężony gaz przepływa do kolektora. W tego typu sprężarkach prędkość obrotowa wirnika jest ograniczana, z jednej strony – minimalną siłą odśrodkową niezbędną do wysunięcia łopatek z wirnika, z drugiej – naciskiem łopatek na powierzchnię korpusu sprężarki.

Chłodzenie, smarowanie i uszczelnienie między łopatkami a korpusem pompy jest realizowane poprzez wtrysk oleju do powietrza po stronie ssącej.

Smarowanie. W sprężarkach łopatkowych środek smarujący, poza funkcją zasadniczą, spełnia funkcję chłodzenia sprężanego gazu. Wymaga się, aby środek smarny:

- zapewniał dobry poślizg łopatek w gniazdach, mimo przerywania warstewki oleju pod wpływem ugięcia tychże łopatek,
- zmniejszał tarcie i zużycie między końcówkami łopatek, a wewnętrzną powierzchnią korpusu,
- polepszał szczelność poszczególnych komór, tworząc uszczelnienie między łopatkami a wewnętrzną powierzchnią korpusu,
- zapewniał smarowanie łożysk (łożyska: ślizgowe, kulkowe lub wałeczkowe),
- chronił powierzchnie przed rdzą i korozją.

Istnieją dwa rozwiązania systemu smarowania tego typu sprężarek:

Metoda bezzwrotnego smarowania pod ciśnieniem, jest stosowana w przypadku wielkich sprężarek stacjonarnych, na ogół wielostopniowych i chłodzonych wodą, z pośrednimi chłodnicami sprężanego gazu. Mechaniczne smarowniczki mają wydajność od 7 do 20 gramów oleju na metr sześcienny zasysanego gazu w czasie 1 godziny. Kanały boczne dostarczają olej niezbędny do smarowania łożysk, na przykład w ilości 3 do 4 kropel na minutę.

W przypadku, gdy łopatki są wykonane z metalu, zalecanym środkiem smarującym jest olej silnikowy z detergentem i dodatkiem przeciwzużyciowym, aby z jednej strony – uniknąć nagromadzenia się osadów w gniazdach wirnika, z drugiej – przeciwdziałać zużyciu i zakleszczaniu się łopatek.

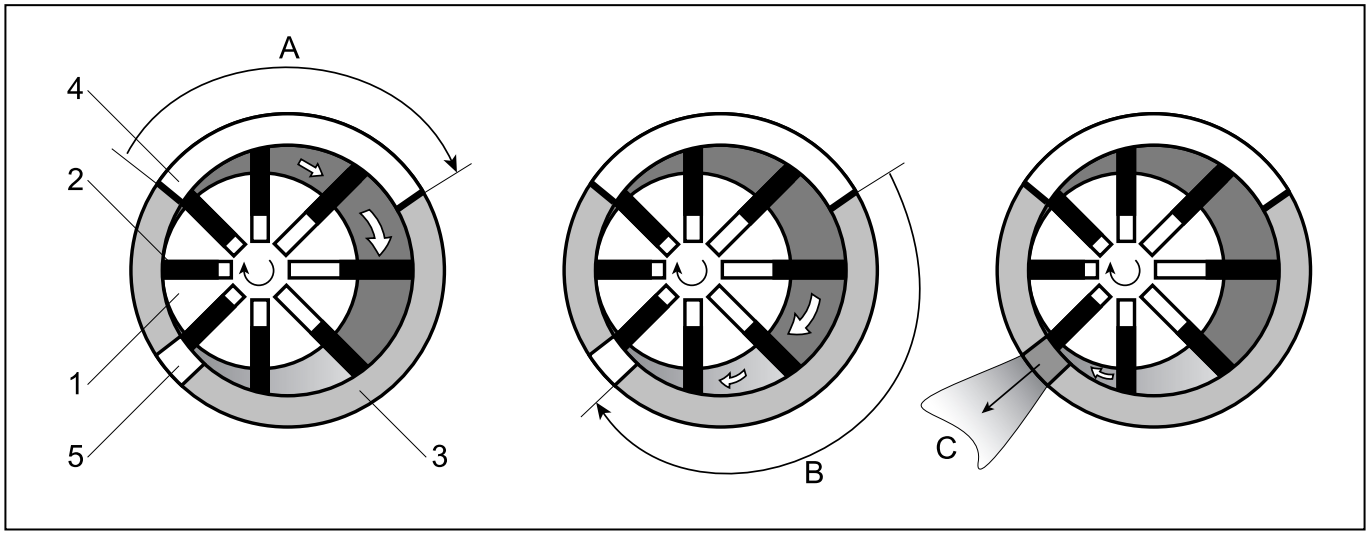
W przypadku sprężarek jednostopniowych zalecane są klasy lepkości SAE 30 lub 40. W przypadku sprężarek dwustopniowych, tłoczących powietrze w temperaturze równej lub wyższej od 160°C zalecane są nawet lepkości SAE 50.

W przypadku, gdy łopatki są wykonane z tworzywa sztucznego, są zalecane oleje nie zawierające detergentów o lepkości porównywalnej z lepkością olejów silnikowych, to znaczy zawartą w zakresie ISO VG 100 do 220. Niektórzy konstruktorzy zalecają nawet oleje klasy lepkościowej rzędu ISO VG 320, zarówno do sprężarek powietrznych jak i sprężarek gazowych. Stosowane oleje, nie zawierające detergentów, są albo klasycznymi olejami do sprężarek powietrznych typu mineralnego, parafinowanego, z antyutleniaczem (DAB lub DAA), lub olejami maszynowymi, albo też, w przypadku najniższych klas lepkości olejami hydraulicznymi klasy HL.

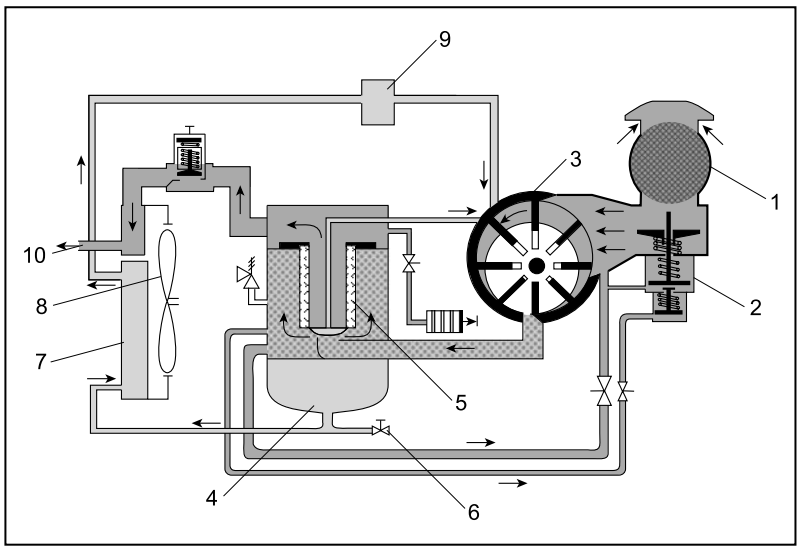
Metoda wtrysku oleju do powietrza (lub do gazu) na początku fazy sprężania. Metoda ta jest stosowana w przypadku małych jednostek stacjonarnych i sprężarek budowlanych. Na ogół, olej jest wstrzykiwany pod ciśnieniem nieco większym od różnicy ciśnienia na wlocie i wylocie, a zbiornik oleju jest utrzymywany pod ciśnieniem większym niż ciśnienie tłoczenia. W ten sposób wstrzyknięty olej przyczynia się do schładzania sprężonego gazu.

Olej jest oddzielany od sprężonego gazu w separatorze: cyklonowym, labiryntowym lub zderzeniowym. Urządzenia te usuwają około 98% oleju. Sprężany gaz jest podawany na filtr wykonany ze sprasowanych włókien mineralnych (najczęściej z włókien szklanych) lub spieków ceramicznych, po przejściu którego gaz zawiera mniej niż 5 ppm oleju.

Schemat układu sprężania i smarowania jednowałowej sprężarki łopatkowej przedstawiono na rys. 8.7. W układzie takim powietrze jest zasysane przez filtr powietrza wlotowego *1*, a ilość



Rys. 8.6 Schemat i zasada działania rotacyjnej, jednowałowej sprężarki łopatkowej
A – ssanie, B – sprężanie, C – tłoczenie, 1 – wirnik, 2 – łopatka, 3 – stojan, 4 – wlot, 5 – wylot



Rys. 8.7 Schemat układu smarowania łopatkowej sprężarki powietrza
1 – filtr powietrza wlotowego, 2 – regulator przepływu powietrza, 3 – sprężarka, 4 – zbiornik oleju, 5 – separator powietrzno-olejowy, 6 – zawór spustowy oleju, 7 – chłodnica oleju, 8 – wentylator chłodzący, 9 – filtr olejowy, 10 – sprężone powietrze

podawanego powietrza jest regulowana układem zaworów regulatora przepływu powietrza *2*. Sprężone powietrze jest podawane do separatora powietrzno–olejowego *4,* stanowiącego jednocześnie zbiornik oleju *5*. Wydzielony w separatorze olej spływa bezpośrednio do zbiornika, skąd jego ewentualny nadmiar może być usunięty z układu poprzez zawór spustowy *6*. Olej ze zbiornika *5* pod wpływem wytwarzanego ciśnienia jest tłoczony do chłodnicy *7*, chłodzonej wentylatorem *8* i przez filtr olejowy *9* jest podawany do powietrza na wlocie sprężarki *3*. Sprężone i odolejone powietrze *10* jest podawane układem przewodów do zastosowań.

Maszyny tego typu są również stosowane jako pompy próżniowe, przy odwrotnym ruchu wirnika.

Stosowany olej ma na ogół mniejszą lepkość od oleju używanego do smarowania sprężarek o bezzwrotnym smarowaniu, ale istnieją także inne zalecenia konstruktorów.

Niektóre sprężarki łopatkowe są smarowane olejem mineralnym z inhibitorem rdzewienia i utleniania, np.: olej turbinowy lub olej hydrauliczny klasy jakościowej HL, o klasie lepkości ISO VG 32 do 46.

W pewnych przypadkach, konstruktorzy zalecają olej zawierający dodatki przeciwzużyciowe, aby przeciwdziałać nadmiernemu zużywaniu łopatek i gładzi cylindra, np. olej hydrauliczny klasy HM. Jest również możliwe używanie płynu typu ATF[1], mimo że te płyny o bardzo dużym wskaźniku lepkości rzędu 150 do 200 zawierają polimery, rzadko zalecane w tego typu sprężarkach z powodu ich szybkiego mechanicznego ścinania się na łopatkach i relatywnie słabej odporności na rozkład termiczny. W rzeczywistości, ta ostatnia wada może spowodować zamulenie separatorów powietrze-olej produktami polimerowymi, pochodzącymi z rozkładu dodatku lepkościowego (wiskozatora) w przypadku, gdy sprężarka tłoczy gaz o wysokiej temperaturze. Niektóre, starszego typu budowlane sprężarki powietrzne napędzane silnikiem diesla, w trosce o racjonalizację w dziedzinie smarowania, były smarowane jednosezonowym olejem silnikowym bez dodatków polimerowych i detergentów. Zwiększenie zawartości dodatków polarnych i polimerowych, dość często pociąga za sobą poważne problemy pienienia i emulgowania z wodą (pochodzącą ze skraplania) oraz odkładanie się osadów na filtrze koalescera.

Aktualnie, często są zalecane oleje syntetyczne na bazie diesterów o klasach lepkościowych ISO VG 32 lub 46, a także oleje na bazie polialfaolefin (PAO), rekomendowane głównie do sprężarek śrubowych.

[1] Płyny ATF (*Automatic Transmission Fluid*) – płyny (oleje) do automatycznych przekładni samochodowych .

Tarcie pomiędzy końcówkami łopatek i cylindrem może być znacznie zmniejszone, albo przez nachylenie krawędzi łopatek, formujących hydrodynamiczny klin olejowy; albo poprzez montaż pierścieni równoważących. Częstym problemem w sprężarkach łopatkowych jest blokada promieniowa łopatek wskutek wypełnienia szczelin nagarem i lakami. Powstają one w wyniku utleniania i rozkładu termicznego oleju.

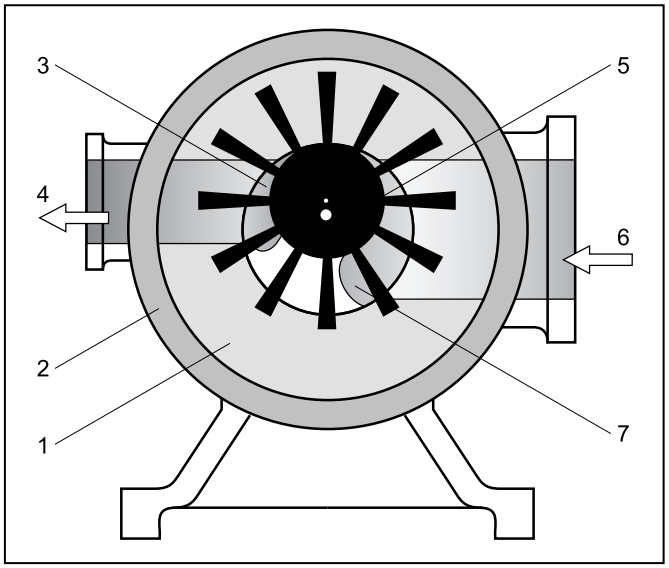
Do sprężarek rotacyjnych łopatkowych są także zaliczane tzw. **sprężarki rotacyjne jednowałowe z pierścieniem cieczowym.** Istnieją dwie podstawowe wersje takich sprężarek. W pierwszej (rys. 8.8), wirnik wyposażony w stałe łopatki promieniste obraca się w cylindrycznym, nie centrycznym korpusie, zawierającym pewną ilość cieczy, na ogół roztworu wody i glikolu. Pod wpływem obrotów wirnika, pod działaniem siły odśrodkowej ciecz jest przemieszczana na ściankę statora, kształtując tzw. „pierścień cieczowy", współśrodkowy w stosunku do cylindra korpusu. Przestrzeń w kształcie sierpa, ograniczona przez pierścień cieczowy i wirnik, jest podzielona przez łopatki wirnika na szereg komór sprężania, o zmiennej objętości, zwiększającej się w obszarze zasysania i zmniejszającej w obszarze sprężania i tłoczenia.

W drugim rodzaju wirnik, wyposażony w proste lub skrzywione łopatki, jest usytuowany w korpusie o kształcie owalnym. Pierścień cieczowy o eliptycznym kształcie, ogranicza wraz z wirnikiem dwie przestrzenie sprężania w kształcie naprzemiennie położonych sierpów. Sprężarki tego typu są stosowane zarówno do sprężania powietrza, jak i mocno nasyconej pary wodnej, a także do korozyjnych gazów.

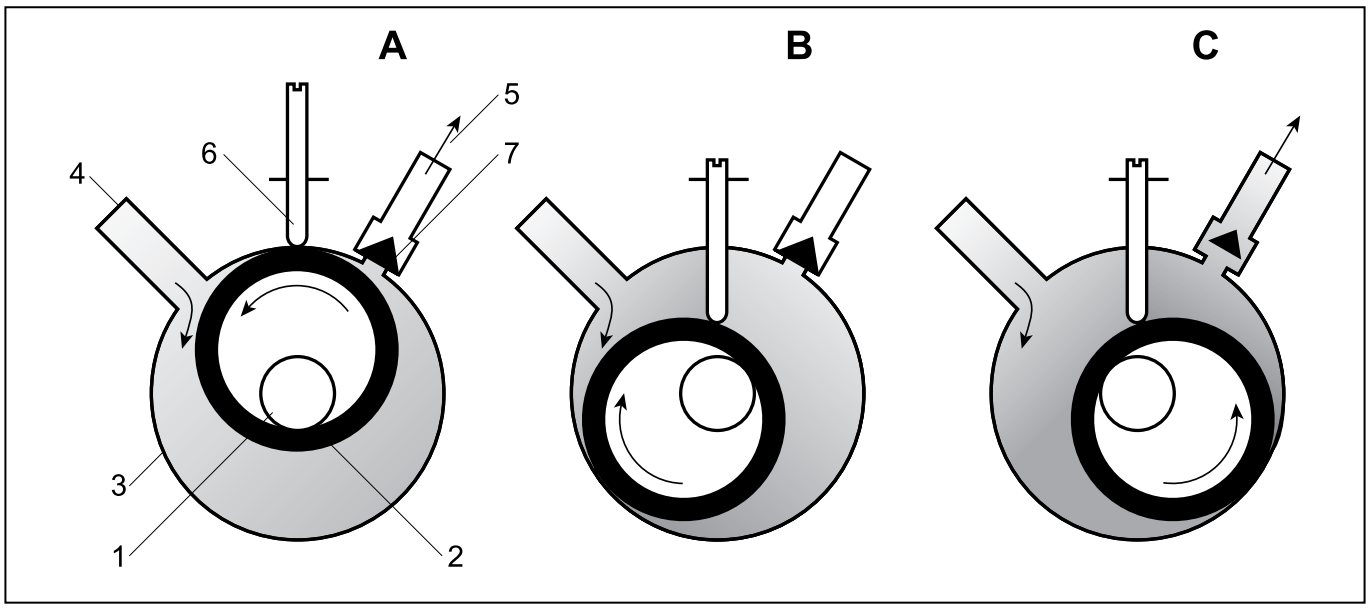
Zaletą tego typu sprężarek jest brak zaworów i tarcia mechanicznego w statorze, gdyż występuje jedynie wewnętrzne tarcie cieczy. Z tego powodu nie występuje zużycie powierzchni trących, za wyjątkiem ryzyka korozji (rdzy), erozji w wyniku kawitacji i erozji ściernej, jeśli gaz jest zanieczyszczony pyłami.

Największą niedogodnością jest fakt, że powietrze (lub gaz) nasyca się wilgocią i porywa za sobą część wody z pierścienia cieczowego, w postaci małych kropelek. Wymaga to stałego doprowadzania wody oraz osuszania gazu, w bardzo skutecznych separatorach wody. W zamian woda intensywnie chłodzi tłoczone powietrze.

Smarowanie: jedynymi smarowanymi częściami są łożyska wirnika, które są zamontowane na zewnątrz statora (wraz z uszczelnieniem dla cieczy), na poziomie wyjścia wałka na obrzeże korpusu. Są



Rys. 8.8 Schematyczny przekrój rotacyjnej, jednowałowej sprężarki z pierścieniem cieczowym i nie centrycznym wirnikiem
1 – pierścień cieczowy, 2 – cylindryczny stator, 3 – otwór tłoczenia, 4 – wylot, 5 – nie centryczny wirnik, 6 – wlot, 7 – otwór ssący



Rys. 8.9 Zasada działania rotacyjnej, jednowałowej sprężarki z tłokiem wirującym
A – ssanie, B – sprężanie, C – tłoczenie, 1 – wał, 2 – wirujący tłok, 3 – korpus, 4 – wlot powietrza, 5 – wylot, 6 – łopatka - przegroda, 7 – zawór wylotowy

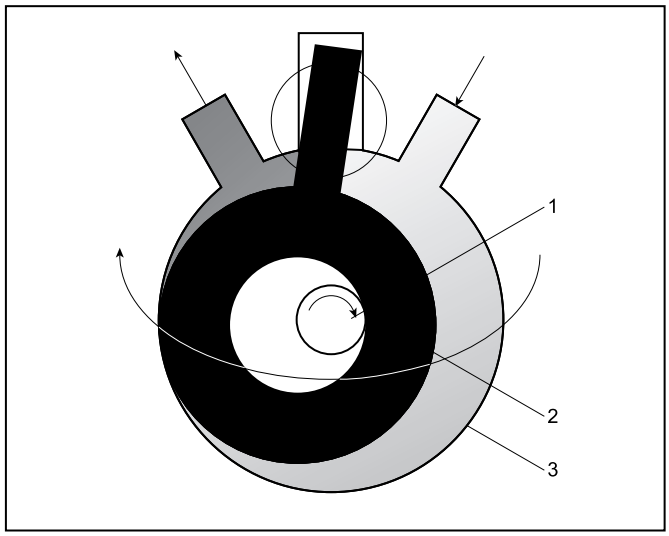
to na ogół łożyska kulkowe lub wałeczkowe, które smaruje się albo smarem plastycznym do łożysk, klasy NLGI 2, albo przez zanurzenie w łaźni olejowej, wypełnionej olejem turbinowym klasy lepkościowej rzędu ISO VG 32 do 68.

Kiedy sprężarka ma nie pracować przez dłuższy czas, zaleca się opróżnienie jej z cieczy, osuszenie i wlanie do cylindra małej ilości oleju – najlepiej konserwacyjnego, aby zapobiec rdzewieniu.

Sprężarki rotacyjne mimośrodowe, są to sprężarki wyporowe o obiegowym ruchu mimośrodowego tłoka osadzonego na wale, którego oś obrotu pokrywa się z osią wewnętrznej powierzchni korpusu sprężarki. Wyróżnia się dwa podstawowe typy takich sprężarek: rotacyjne mimośrodowe z tłokiem wirującym oraz, sprężarki rotacyjne mimośrodowe z tłokiem oscylującym.

Sprężarki rotacyjne mimośrodowe z tłokiem wirującym, których zasada działania jest przedstawiona na rys. 8.9. Tłok (wirnik) obracający się odśrodkowo w stosunku do skrzyni korbowej cylindra, zapewnia kolejno: zasysanie, sprężanie i tłoczenie gazu. Łopatka jest zainstalowana w szczelinie skrzyni korbowej. Przemienne przemieszczanie sterowane przez mimośrodowy wirnik i przez sprężynę cofającą zapewnia oddzielenie obszaru zasysania od obszaru tłoczenia.

Podobnie pracują **sprężarki rotacyjne mimośrodowe z tłokiem oscylującym,** których zasadę działania ilustruje rys. 8.10.



Rys. 8.10 Zasada działania rotacyjnej, mimośrodowej sprężarki z tłokiem oscylującym
1 – wał, 2 – oscylujący tłok, 3 – korpus

Smarowanie: środki smarne stosowane w tego typu sprężarkach są analogiczne jak w przypadku sprężarek łopatkowych. Olej jest wtryskiwany w początkowym okresie fazy sprężania. Zapewnia on smarowanie skojarzenia trącego łopatka-wirnik oraz łopatka-prowadnica łopatki, a także chłodzenie sprężanego gazu.

8.2.3 Sprężarki rotacyjne, dwuwałowe

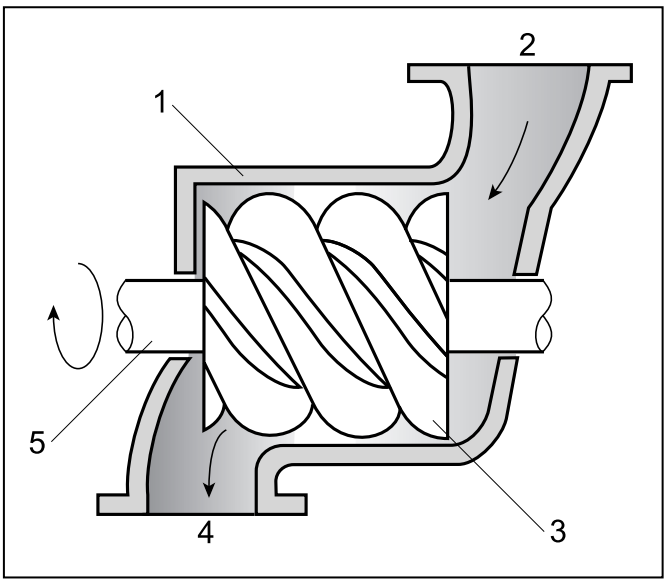
Sprężarki rotacyjne śrubowe są to sprężarki wyporowe o obrotowym ruchu tłoka, w których elementem roboczym, spełniającym rolę tłoka, są zwoje dwóch wirników śrubowych, a rolę przestrzeni roboczych spełniają międzyzwojowe komory tych wirników.

Proces sprężania polega na zmniejszeniu objętości komór przez śrubowe zwoje wirników, obracających się w przeciwnych kierunkach. Rotacja wirnika wspomagającego jest powodowana bezpośrednio przez śrubę napędzaną silnikiem głównym, a chłodzenie i smarowanie jest wykonywane poprzez wtrysk oleju po stronie ssącej. Rotacja śrub może być również synchronizowana poprzez zespół przekładni zębatych, w tym przypadku wtrysku oleju nie stosuje się.

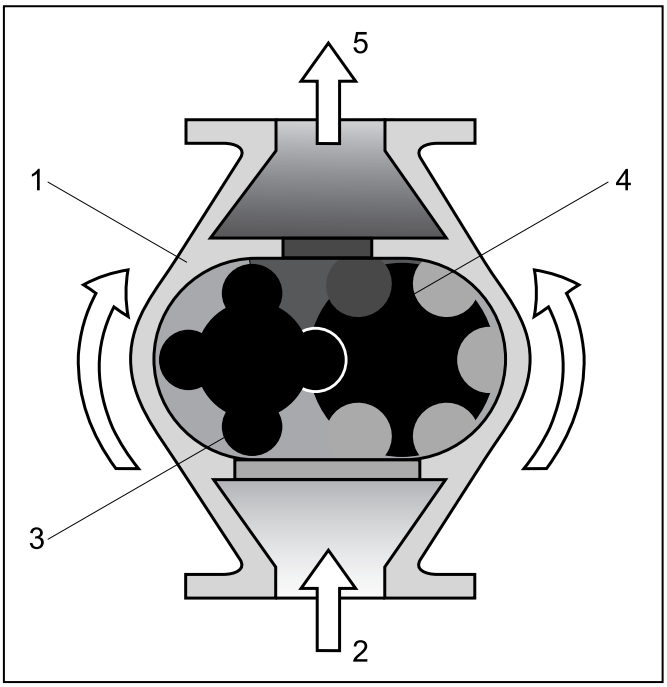
Sprężanie ma miejsce w przestrzeni zmiennej w trakcie rotacji, zawartej pomiędzy zarysem spiralnym nawiniętym śrubowo dookoła dwóch wirników o równoległych osiach: grubym wewnętrznym (męskim), posiadającym cztery zwoje gwintowe w kształcie płatków lub liści. Zazębia się on, stykając się lub nie, z wirnikiem zewnętrznym (żeńskim) mającym sześć sprzężonych zwojów. Wirnik żeński obraca się z prędkością równą 2/3 prędkości wirnika męskiego. Istnieją również, występujące o wiele rzadziej sprężarki śrubowe, których wirniki posiadają odpowiednio 3 i 4 zęby. Przekrój sprężarki śrubowej z uwidocznionym wirnikiem wewnętrznym przedstawia rys. 8.11, a jej przekrój poprzeczny rys. 8.12.

Obydwa wirniki mogą być napędzane bez styku pomiędzy nimi, przez synchronizującą przekładnię zębatą, lub jeden z wirników może napędzać drugi, poprzez styk. W tym drugim przypadku, to właśnie męski wirnik napędza wirnik żeński, ale istnieją także sprężarki śrubowe, gdzie wałek silnika jest wałkiem wirnika żeńskiego.

W tym systemie, natężenie przepływu sprężonego gazu jest stałe i nie zawiera resztkowego, nie przetłoczonego gazu, tak jak to ma miejsce w przypadku sprężarek postępowo-zwrotnych (tłokowych). Inną zaletą jest brak zaworów zasysania i tłoczenia. Sprężarka jest wyposażona w prosty zawór wzniosowy, na ogół sterowany hydraulicznie, który reguluje natężenie przepływu, zamykając mniej lub bardziej przewód ssania i zawór bezpieczeństwa ustawiany na minimalne ciśnienie rzędu 3 do 4 bar. Ten zawór, za-



Rys. 8.11 Schemat sprężarki śrubowej (przekrój wzdłuż wału napędzającego)
1 – korpus, 2 – wlot, 3 – śruba, 4 – wylot, 5 – wał napędowy



Rys. 8.12 Schemat sprężarki śrubowej (przekrój poprzeczny)
1 – korpus, 2 – wlot, 3 – wirnik „męski", 4 – wirnik „żeński", 5 – wylot

montowany na przetłaczaniu, na ogół za separatorem oleju, jednocześnie odgrywa rolę zaworu zwrotnego. Wykorzystując ciśnienie tłoczenia zapewnia odpowiednie natężenie przepływu w sprężarce i utrzymuje w ten sposób korzystne warunki dobrego oddzielania powietrza od oleju.

Istnieją dwa podstawowe typy sprężarek śrubowych: „suche" i „wilgotne".

W sprężarkach „suchych", dwa wirniki są napędzane bez kontaktu pomiędzy nimi, poprzez synchronizującą przekładnię zębatą. Śruby nie są smarowane, co pozwala na przetłaczanie gazu całkowicie pozbawionego wszelkich śladów oleju. Ta cecha jest ceniona w pewnych zastosowaniach: uzyskanie próżni, sprężanie gazów niekompatybilnych z konwencjonalnymi środkami smarnymi. W tym typie sprężarek, brak styku metal–metal eliminuje wszelkie ryzyko awarii przez zmęczenie lub zatarcie. Ta konstrukcja wymaga, aby luzy pomiędzy zarysami śrub i pomiędzy śrubą a skrzynią korbową były bardzo małe, natomiast prędkość obrotów duża, w celu zapewnienia wystarczającej szczelności, dużego współczynnika sprężania oraz zadowalającej wydajności.

W pewnych przypadkach śruby są pokryte warstwami samosmarującymi (miękkie metale, specjalne farby, warstewki polimerowe, lakiery poślizgowe itd.), poprawiającymi szczelność i smarowanie, przy luzach zmierzających do zera.

Smarowanie: sprężarek „suchych" ogranicza się do smarowania łożysk i zsynchronizowanych przekładni zębatych. Ze względu na dużą prędkość obrotów tego typu maszyn, do smarowania jest zalecany olej maszynowy o stosunkowo małej lepkości (ISO VG 32 lub VG 22), oleje hydrauliczne HM lub HV, ewentualnie oleje silnikowe SAE 10W, lub nawet płyny ATF.

Sprężarki z wtryskiem oleju lub sprężarki „wilgotne" nie mają synchronizowanej przekładni zębatej. Silnik jest sprzężony albo bezpośrednio albo najczęściej pośrednio z wirnikiem męskim, poprzez parę przekładni zębatych lub zespół koła pasowe - pasy napędowe pracujące jako multiplikator prędkości, który napędza przez styk wirnik żeński (lub odwrotnie). Ruch odpowiadający profilom sprzężonym dwóch śrub, charakteryzuje się słabym współczynnikiem poślizgu w stosunku do łożysk, co ogranicza przegrzanie wskutek tarcia i pozwala na dobrą sprawność mechaniczną sprężarki.

Smarowanie – aby zmniejszyć tarcie i przeciwdziałać zużyciu, styk śrub musi być smarowany. Ponieważ w przypadku tego typu sprężarek nie ma wielu możliwości zewnętrznego chłodzenia przez komorę wodną lub przez łopatki (tak jak ma to miejsce w sprężarkach tłokowych), chłodzenie zapewnia wtrysk znacznej ilości oleju do powietrza lub do gazu. Olej jest wtryskiwany pomiędzy śruby mniej więcej w połowie długości wirników, bezpośrednio do gazu już w trakcie sprężania. Temperatura oleju wynosi zwykle 45 do 55°C, a jego natężenie przepływu jest dobrane tak, aby przetłaczane powietrze miało temperaturę od 80 do 100°C. Taki dobór parametrów powoduje, że para wodna zawarta w powietrzu nie skrapla się w sprężarce.

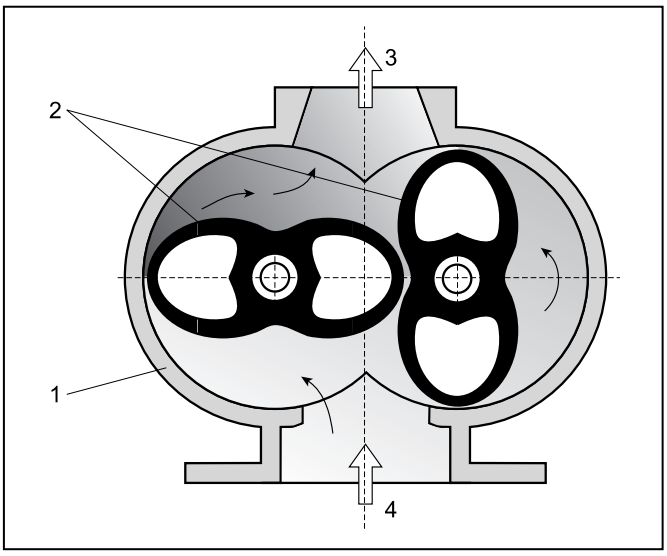
Dzięki dużej prędkości obrotu śrub, wtryskiwany olej tworzy mgłę olejową. Ta mgła zapewnia chłodzenie sprężonego gazu oraz smarowanie powierzchni trących śrub. Stanowi to także zabezpieczenie przeciwkorozyjne, jak również gwarantuje szczelność pomiędzy dwoma śrubami i pomiędzy śrubami a skrzynią korbową.

Łożyska, które muszą przenosić lekki napór osiowy do tyłu (przeciwna strona napędu) są łożyskami kulkowymi lub wałeczkowymi. Są one smarowane, tak jak i koła przekładni zębatych jeśli taka istnieje, poprzez przewody głównego obiegu podającego olej. Przepływ oleju jest zapewniony dzięki ciśnieniu tłoczenia wytworzonemu w zespole zbiornik-separator.

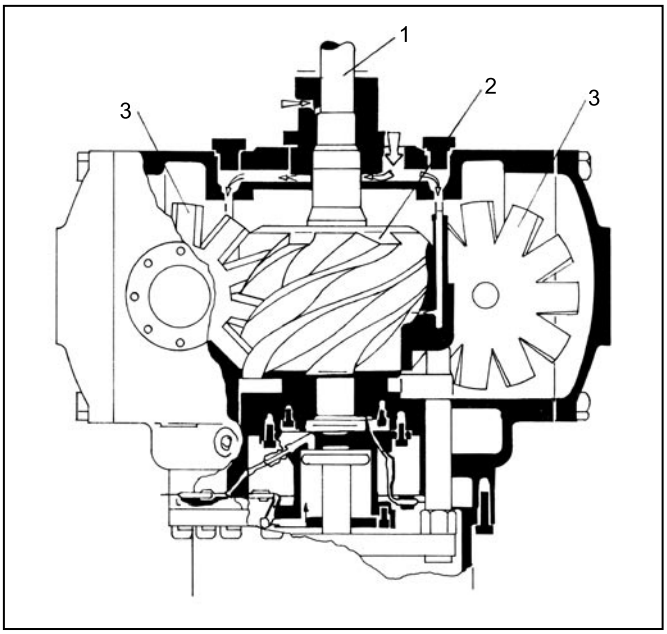
Przy doborze środka smarnego, poza wymogami ogólnymi dotyczącymi smarowania mechanizmów (łożyska, przekładnie zębate, prędkości), należy brać również pod uwagę zdolność oleju do szybkiego wydzielenia powietrza (odpowietrzanie, odporność na pienienie); zdolność do łatwego oddzielenia skroplonej wody (zdolność do deemulgacji), właściwości ochronne metali żelaznych przed rdzewieniem i nie żelaznych przed korozją, a przede wszystkim dobrą odporność na utlenianie ze względu na wysokie temperatury, mogące występować przy przetłaczaniu (czasami ponad 110°C, a nawet 120°C) oraz na dokładne zmieszanie powietrza z mgłą olejową. Największą niedogodnością są skutki utleniania składników oleju, co powoduje konieczność jego okresowej wymiany. Po dłuższej pracy olej staje się zbyt lepki, nie stanowi już właściwej ochrony przed korozją, a także zawiera substancje powierzchniowoczynne, co powoduje że jest bardziej podatny na pienienie, napowietrzanie i emulgowanie wody. Obserwuje się również tworzenie nierozpuszczalnych osadów, mogących szybko zatkać filtr separatora oleju.

Ponadto, składniki oleju muszą mieć dobrą odporność na hydrolizę, aby uniknąć korozji i powstawania osadów. W środowisku wilgotnym nie są zalecane oleje na bazie estrów, podlegających hydrolizie lub oleje zawierające alkiloditiofosforany cynku (patrz p. 2.5.3).

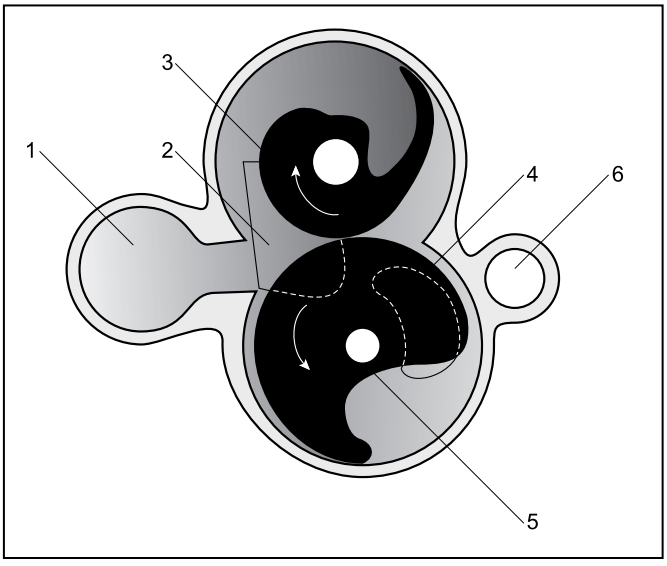
Właściwości oleju chroniące przed zużyciem są również wymagane przy niektórych rozwiązaniach, mających parę podwymia-



Rys. 8.13 Przekrój poprzeczny sprężarki typu Roots
1 – korpus, 2 – wirnik, 3 – wylot, 4 – wlot



Rys. 8.14 Przekrój sprężarki rotacyjnej typu Zimmern
1 – wał napędowy, 2 – wirnik w kształcie ślimaka globoidalnego, 3 – satelitarne koła zębate



Rys. 8.15 Schemat dwuwałowej sprężarki hakowej
1 – przewód doprowadzający powietrze, 2 – otwór wlotowy, 3 – wirnik halowy (I stopień), 4 – otwór tłoczenia, 5 – wirnik halowy (II stopień), 6 – przewód wyprowadzający powietrze

rowych przekładni zębatych lub napęd poprzez wirnik żeński, co tłumaczy się bardziej intensywnymi warunkami zazębiania śrub (poślizg). Z tego powodu, w stosunku do oleju jest często wymagany odpowiedni poziom zdolności do przenoszenia obciążeń, odpowiadający FZG ≥ 10 lub spełniający wymagania testu pompy łopatkowej Vickers V 104C, dla olejów hydraulicznych.

Do smarowania powietrznych sprężarek śrubowych są stosowane następujące rodzaje olejów:

- typowe oleje sprężarkowe, spełniające wymagania ISO 6743-3A lub DIN 51 506 lub PN-91/C-96073,
- oleje turbinowe, klasy lepkościowej ISO VG 32, 46, 68, odpowiadające poziomowi DAG klasyfikacji ISO 6743-3A,
- oleje hydrauliczne HL, HM, HV, klasy lepkościowej ISO VG 22...68,
- oleje silnikowe (w sprężarkach napędzanych silnikami diesla), klasy lepkościowej SAE 10W, 20W - 20,
- płyny ATF,
- nowoczesne sprężarkowe oleje syntetyczne na bazie PAO, poliglikoli oraz estrów.

Sprężarki rotacyjne dwuwałowe typu Rootsa, nie są sprężarkami w tradycyjnym tego słowa znaczeniu. Składają się ze skrzyni korbowej, o dwóch otworach cylindrycznych, w których obracają się z równą prędkością, ale w odwrotną stronę, dwa wirniki mające kształt przekładni zębatej prostej, o 2 lub 3 zębach lub płatkach (rys. 8.13). Oba wirniki są ułożone w łuskę, przemieszczają się bez styku między sobą i bez kontaktu z korpusem. Zewnętrzna przekładnia zębata (cylindryczna o zębach prostych lub helikoidalnych) zapewnia synchronizację wirników. Nie ma smarowania wewnętrznego, w konsekwencji - szczelność jest związana z luzem roboczym. Sprężanie jest ograniczone przeciekami przez luzy, wzdłuż profilu płatków. Natężenia przepływu gazu są pulsujące i mogą różnić się w szerokich granicach (od 1 do 850 m^3/min.), w zależności od zastosowania. Sprężarki typu Rootsa są stosowane do: napowietrzania pomieszczeń, suszenia, doładowania silników benzynowych do pojazdów sportowych lub wielkich morskich dwusuwowych silników diesla, a także w przenośnikach pneumatycznych.

Sprężarki rotacyjne typu Zimmern. W tego typu sprężarkach rotacyjnych (rys. 8.14), wirnik w kształcie ślimaka globoidalnego (na ogół z brązu) zazębia się z dwoma satelitarnymi kołami zębatymi, wykonanymi z żywic fenolowych wzmocnionych włóknami. Z tego względu są one czasami nazywane sprężarkami trójwałowymi.

Smarowanie tego typu sprężarek dotyczy łożysk ślizgowych lub tocznych oraz zsynchronizowanych przekładni zębatych. Smarowane są one rozbryzgowo lub obiegowo pod ciśnieniem, w zależności od rozmiaru sprężarki.

Do smarowania są stosowane oleje zalecane do smarowania innych typów sprężarek śrubowych: turbinowe, do przekładni przemysłowych, hydrauliczne o klasie lepkości od ISO VG 32 do ISO VG 68 oraz oleje sprężarkowe klas: DAG, DAH lub DAJ o klasie lepkości ISO VG 32 lub 46.

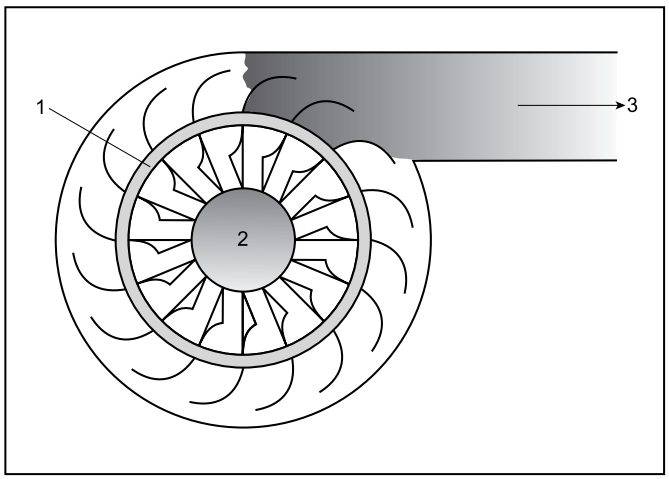
W niektórych sprężarkach, łożyska umiejscowione po przeciwnej stronie zsynchronizowanych przekładni zębatych są, z racji uproszczenia, smarowane klasycznymi smarami plastycznymi do łożysk, klasy konsystencji NLGI 2. Najczęściej są to smary plastyczne na bazie kompleksowych mydeł litowych.

Sprężarki rotacyjne dwuwałowe, hakowe. Ostatnio wprowadzono na rynek gamę sprężarek powietrznych nie smarowanych olejami, zasysających od 6 do 12 m^3/min powietrza i tłoczących pod ciśnieniem 7 do 8,5 bar. Są to rotacyjne sprężarki tłokowe o dwóch wałkach, których dwa wirniki o obrotach zsynchronizowanych i obracające się w przeciwną stronę, posiadają każdy jeden lub dwa zęby w kształcie haczyka (rys. 8.15) lub dzioba.

Wirniki, bez styku między nimi lub z otworami w skrzyni korbowej, są połączone przez zsynchronizowaną przekładnię zębatą. W trakcie rotacji, zamykają lub otwierają pozbawione zaworu otwory ssące i tłoczenia. Na każdy obrót przypada jeden lub dwa cykle sprężanie-tłoczenie.

Sprężarki tego typu są chłodzone powietrzem lub wodą. Tłoczone powietrze jest zupełnie pozbawione oleju dzięki bardzo efektywnym uszczelnieniom, umiejscowionym pomiędzy blokami sprężania a obudowami łożysk i przekładni zębatych. Są to pierścienie samoustawne, oddzielone otworami drenażu i uszczelnieniami typu labiryntowego, połączonymi z atmosferą.

Smarowaniu w tego typu sprężarek podlegają łożyska wałeczkowe (od strony napędu) i proste łożyska kulkowe lub stożkowe (od strony przeciwnej napędowi) oraz dwie pary przekładni zębatych, o prostych lub helikoidalnych zębach. Smarowanie jest zapewniane przez wtrysk oleju przy użyciu pompy napędzanej przez wał napędowy sprężarki. Do smarowania są stosowane oleje klasy lepkościowej ISO VG 32...68, w zależności od warunków pracy sprężarki, zgodnie z regułą: im wyższa temperatura, tym olej o większej lepkości. Stosowane są mineralne oleje hydrauliczne (HL lub HM), oleje turbinowe, oleje maszynowe, o poprawionych właściwościach smarnych i przeciwzużyciowych oraz oleje syntetyczne na bazie PAO.



Rys. 8.17 Schemat turbodmuchawy
1 – wirnik (wentylator), 2 – wlot, 3 – wylot

8.2.4 Sprężarki przepływowe

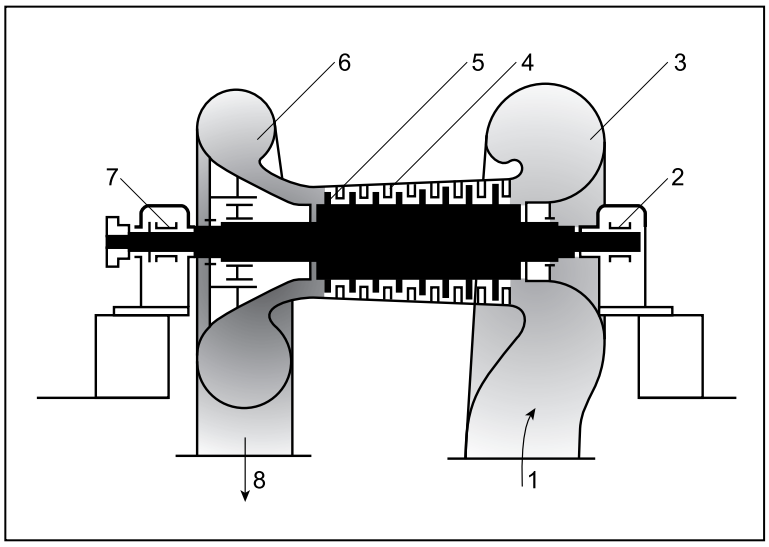
Sprężarki przepływowe (rotodynamiczne, turbosprężarki) są to sprężarki wirnikowe, w których sprężanie powietrza odbywa się w sposób ciągły przez łopatki wieńców wirnika. Zależnie od kierunku wypływu powietrza opuszczającego wirnik, sprężarki przepływowe dzielą się na odśrodkowe (promieniowe) i osiowe.

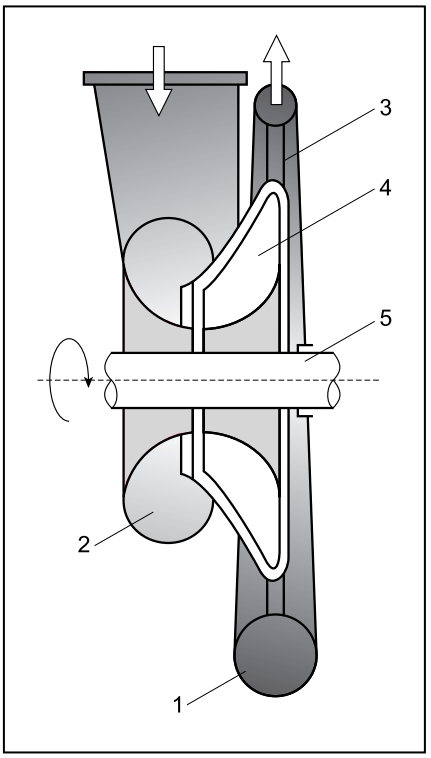
Sprężarki odśrodkowe (rys. 8.16) są to sprężarki wyporowe, w których elementem roboczym są wieńce łopatkowe wirnika. W tego typu sprężarkach sprężanie odbywa się w sposób ciągły.

W sprężarkach odśrodkowych, nadanie prędkości (wzrost energii kinetycznej) gazu następuje zawsze na jednym lub wielu kołach łopatkowych, ale kierunek przepływu gazu idzie ze środka w stronę obrzeża koła, to znaczy promieniście, zależnie od kierunku wypływu gazu opuszczającego wirnik.

W przypadku sprężarki osiowej elementy stałe, złożone z dyfuzora (rury ssącej) i kanałów rozprowadzających, przekształcają energię kinetyczną gazu we wzrost ciśnienia, odrzucając powietrze lub gaz na obrzeża ruchomego koła łopatkowego i przenosząc je do środka następnego koła, jeśli sprężarka zawiera kilka stopni.

Rys. 8.18 Schemat sprężarki osiowej
1 – wlot, 2 – łożysko podpory przedniej, 3 – kadłub komory ssania, 4 – łopatki kierownicy, 5 – łopatki wirnika, 6 – kadłub komory tłoczenia, 7 – łożysko podpory tylnej, 8 – wylot, 9 – wirnik





Rys. 8.16 Schemat jednostopniowej, wirnikowej sprężarki odśrodkowej
1 – obudowa spiralna,
2 – komora wlotowa,
3 – dyfuzor,
4 – wirnik,
5 – wał napędowy

Sprężarka odśrodkowa jest dużo bardziej rozpowszechniona w przemyśle niż sprężarka osiowa i istnieje jej wiele typów:

- jednostopniowa ze wspornikowym kołem łopatkowym lub podtrzymywana pomiędzy dwoma łożyskami,
- wielostopniowa,
- z jednym lub podwójnym przepływem,
- bez chłodzenia lub z chłodzeniem wewnętrznym lub zewnętrznym,
- bez multiplikatora prędkości z przekładnią zębatą,
- ze skrzynią korbową, z poziomym lub pionowym układem połączeń typu „beczka".

Sprężarki te są dostosowane szczególnie do sprężania dużych ilości powietrza (lub gazu). Natężenia przepływu w tego typu sprężarkach zawierają się między 100 a 1 200 000 m^3/h, w zależności od rozmiarów kół. Kiedy ciśnienie tłoczenia jest niższe od 2,5 bar, sprężarka odśrodkowa jest nazywana „turbodmuchawą" (rys. 8.17).

Sprężarki osiowe (turbosprężarki) (rys. 8.18) są na ogół wielostopniowe; przepływ gazu jest tu osiowy, a przekształcenie w ciśnienie energii przekazanej do gazu przez łopatki wirnika następuje poprzez układ łopatek kierujących (lub rozpraszających) zamocowanych na statorze.

Wzrost ciśnienia pomiędzy stopniami jest niewielki, co wymaga znacznej ilości stopni (aż do 20) w celu otrzymania ciśnienia tłoczenia, które na ogół nie przekracza 6 do 7 bar na jednym korpusie.

Spręż wynosi zwykle między 2 a 5. Wyższe ciśnienia tłoczenia, do 35 bar, mogą zostać osiągnięte w sprężarkach osiowych wielokorpusowych.

Zazwyczaj, przemysłowe sprężarki osiowe o prędkości obrotowej od 1500 do 10 000 obr/min., napędzane silnikiem elektrycznym, turbiną parową lub turbiną gazową, są używane w przemyśle chemicznym lub hutniczym, do wytwarzania bardzo dużych natężeń przepływu powietrza lub gazu, od 40 000 do 2 600 000 m^3/h, przy umiarkowanych poziomach ciśnienia na wylocie.

Sprężarki osiowe są również używane do sprężania powietrza i gazów przemysłowych oraz w turbinowych silnikach lotniczych: odrzutowych, śmigłowych i śmigłowcowych.

Smarowanie turbosprężarek, osiowych lub odśrodkowych nie stanowi poważnego problemu, gdyż olej nie ma kontaktu ze sprężonym powietrzem lub gazem. Ilość oleju w układzie smarowania jest znaczna. Smarowane są: łożyska (łożyska kół), łożyska wałów multiplikatora i łożysko oporowe (wzdłużne), przeznaczone do kompensowania nacisku osiowego, mało obciążone i szybkoobrotowe przekładnie zębate, zwiększające prędkość oraz sprzęgła. Z uwagi na to, że nie ma styku pomiędzy wirnikiem a statorem, części w układzie sprężania nie wymagają smarowania; jeśli szczelność pomiędzy łożyskami i sprężonym gazem jest dobra, tłoczone powietrze lub gaz nie zawierają śladów oleju.

W przypadku typowych sprężarek powietrznych, złącza łożysk typu labiryntowego mogą być powodem niewielkiego wycieku oleju. Jeśli to niewielkie zanieczyszczenie olejem jest niepożądane, co ma miejsce w przypadku sprężarek gazowych stosowanych w przemyśle chemicznym, sprężarek gazów korozyjnych, toksycznych lub wybuchowych, które z różnych względów muszą pozostać czyste, stosuje się bardziej precyzyjne uszczelnienia oraz podwójne uszczelnienia labiryntowe przez uszczelki ślizgowe z grafitu lub z PTFE lub uszczelnienia hydrodynamiczne, w których szczelność jest zapewniona przez warstewkę oleju.

Wymagane właściwości środka smarnego są takie jak wymagania dla olejów turbinowych i są one, następujące:

- doskonała odporność chemiczna (odporność na utlenianie i hydrolizę) i termiczna, ze względu na znaczny czas użytkowania od kilku tysięcy godzin do kilku dziesiątek tysięcy godzin,
- mała skłonność do pienienia,
- łatwe uwalnianie powietrza, ponieważ czas przebywania oleju w zbiorniku jest często dość krótki,
- dobre zabezpieczenie części stalowych przeciw rdzewieniu i antykorozyjne w stosunku do miedzi i jej stopów (stopów panewek łożysk, brązu, itp.),
- kompatybilność z materiałami, z których są wykonane uszczelnienia,
- dobre właściwości przeciwzużyciowe.

Do smarowania tego typu sprężarek są zalecane następujące środki smarne:

- oleje turbinowe – typu ISO-L-TSA, klasy lepkościowej rzędu ISO VG 32, do normalnej pracy i ISO VG 46 przy wysokich temperaturach, w przypadku sprężarek z napędem bezpośrednim. Są to oleje na bazie mineralnej, parafinowej, głęboko rafinowane, o dobrych właściwościach przeciwutleniających i przeciwrdzewnych,
- oleje turbinowe – typu ISO-L-TSA, o lepkości VG 68, w przypadku sprężarek, które są zasilane przez multiplikator prędkości, relatywnie słabo obciążony,
- oleje turbinowe – typu ISO-L-TSE, o lepkości VG od 32 do 68, do sprężarek z intensywnym i złożonym multiplikatorem prędkości,
- oleje do turbin gazowych – typu ISO-L-TGB (na bazach mineralnych) lub TGC (na bazach syntetycznych: PAO lub estrów).

W przypadku sprężarek napędzanych turbiną gazową, ze wspólnym obiegiem do smarowania, najczęściej są stosowane oleje o lepkości ISO VG 32.

Różnorodność stosowanych rozwiązań konstrukcyjnych przepływowych sprężarek powietrza nie pozwala na omówienie wszystkich ich typów i odmian. Stosowane są różne rozwiązania układów smarowania, a konstruktorzy zalecają stosowanie różnych środków smarnych. W przypadku nowoczesnych sprężarek na ogół są zalecane oleje turbinowe, o określonej przez konstruktora lepkości według klasyfikacji ISO VG. Ze względu na trwałość i niezawodność, należy bezwzględnie przestrzegać zaleceń producentów, dotyczących stosowania środków smarnych, okresu ich wymiany, filtracji, konserwacji podczas długotrwałych postojów itp. Ze względów bezpieczeństwa należy stosować tylko oleje renomowanych firm, gwarantujących jakość swoich wyrobów.

W przypadkach sprężarek starszego typu, dla których często były zalecane oleje określonych marek, często dawno już niedostępnych na rynku, dobór środków smarnych dobrze jest powierzyć specjalistom lub zasięgnąć informacji od producenta, jeżeli jeszcze istnieje.

8.3 Pompy próżniowe

Pompy próżniowe są to maszyny, stosowane do wytwarzania ciśnienia niższego niż ciśnienie atmosferyczne (podciśnienia). Pompy próżniowe można traktować jako sprężarki podłączone częścią ssącą do komory, gdzie ma być uzyskane podciśnienie. Ogólnie są to pompy rotacyjne, łopatkowe. W zależności od zakresu ciśnień, z którymi pracuje pompa próżniowa wyróżnia się pompy do próżni: wstępnej, pośredniej i głębokiej. W rozwiązaniach technicznych jako pompy próżniowe znalazły zastosowanie pompy:

- wyporowe tłokowe, jedno- lub wielostopniowe,
- wyporowe rotacyjne, olejowe, jednostopniowe lub dwustopniowe,
- strumieniowe, jedno- lub wielostopniowe,
- Rootsa,
- dyfuzyjne,
- molekularne.

Do smarowania pomp próżniowych w przypadku, gdy próżnia nie jest głęboka, stosuje się oleje do sprężarek powietrza. W przypadku głębokiej próżni są stosowane specjalne oleje, o niskiej prężności par. Oleje do pomp próżniowych są klasyfikowane w ISO 6743-3A[2)] w klasach DVA...DVF, w zależności od warunków pracy, co zostało omówione dalej.

8.4 Układy smarowania sprężarek

Układy smarowania sprężarek są zróżnicowane, podobnie jak ich konstrukcje. Niezależnie od budowy układu smarowania, cele smarowania sprężarek pozostają niezmienne, tak jak dla innych maszyn. Należą do nich:

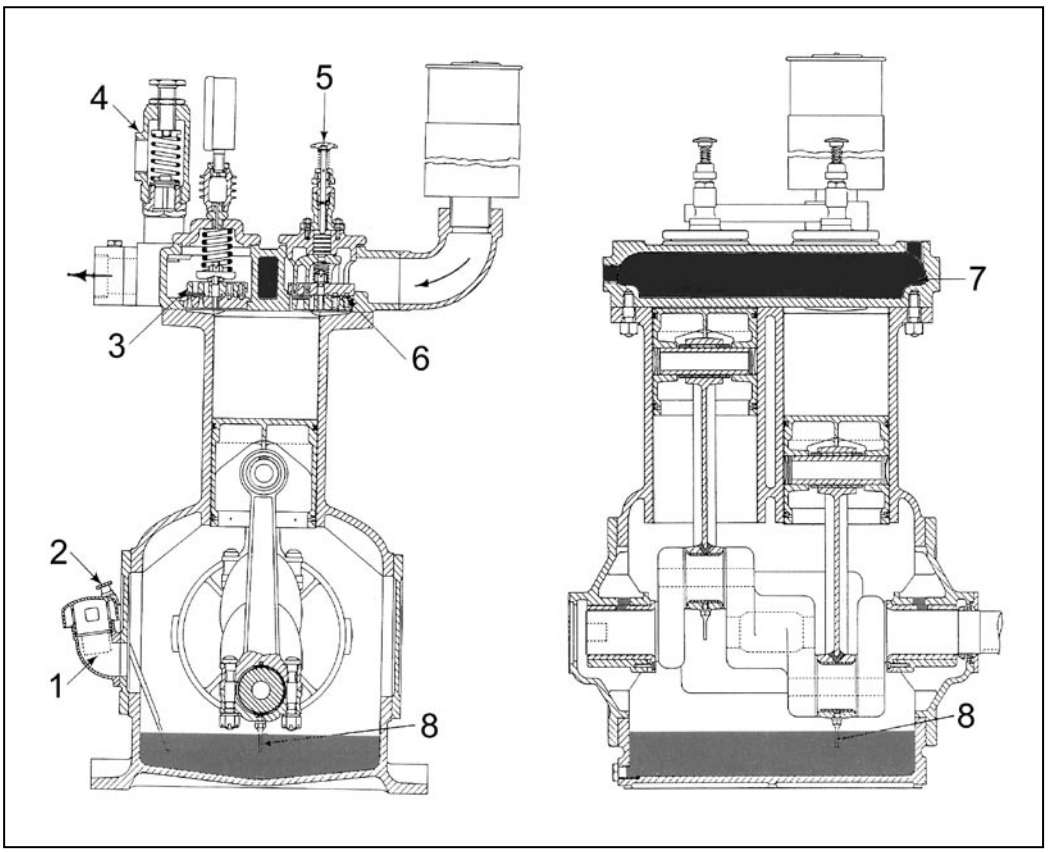
- zmniejszenie tarcia,
- zmniejszenie zużycia współpracujących części,
- odprowadzenie ciepła, powstającego zarówno w wyniku tarcia jak i w wyniku sprężania gazu,
- odprowadzenie produktów zużycia i innych zanieczyszczeń stałych z obszaru styku współpracujących części,
- ochrona przed korozją smarowanych części,
- uszczelnianie.

W sprężarkach znajdują zastosowanie praktycznie wszystkie techniki smarowania hydrostatycznego i hydrodynamicznego, a do smarowania sprężarek są stosowane wszystkie rodzaje środków smarnych. Doprowadzenia środka smarnego do skojarzenia trącego jest realizowane zarówno układami pod ciśnieniem jak i bezciśnieniowo.

W przypadku smarowania bezciśnieniowego, są stosowane niemal wszystkie dostępne techniki doprowadzenia środka smarującego, a w szczególności smarowanie:

- rozbryzgowe,
- grawitacyjne,

[2] Aktualnie w opracowaniu norma ISO obejmująca wszystkie typy olejów sprężarkowych: ISO/DIS 6743-3:2001 Lubricants, industrial oils and related products (class L) - Classification –Part 3: Family D (Compressors).



Rys. 8.19 Rozbryzgowy układ smarowania łożysk i cylindra sprężarki tłokowej
1 – odpowietrznik skrzyni korbowej, 2 – wskaźnik poziomu oleju, 3 – zawór tłoczny,
4 – zawór nadmiarowy, 5 – zawór upustowy, 6 – zawór wlotowy, 7 – płaszcz wodny,
8 – smarownica panewki

- kapilarne,
- zanurzeniowe i wiele innych.

W systemach ciśnieniowych, doprowadzenie środka smarnego jest uzyskiwane na wiele sposobów. W szczególności jest stosowane zarówno smarowanie przelotowe jak i obiegowe. Wyróżnia się dwa zespoły części przeznaczonych do smarowania:

– **mechanizmy:** łożyska wału korbowego i korbowodu, wodziki,
– **cylindry:** tłoki, pierścienie tłokowe uszczelniające, cylindry i zawory.

Przykłady rozwiązań konstrukcyjnych sprężarek tłokowych przedstawiono na rys. 8.19...8.21. Na rysunkach tych układ olejowy został zaznaczony kolorem czarnym, a układ chłodzenia wodą, kolorem szarym.

W małych sprężarkach, olej ze skrzyni korbowej smaruje mechanizmy rozbryzgowo, a cylindry przez natrysk. Przykład takiego systemu smarowania przedstawiono na rys. 8.19.

Smarowanie rozbryzgowe może zmniejszyć zużycie pierścienia, umiejscowionego na końcu wału korbowego, który wywołuje przepływ oleju na skutek rotacji i przemieszcza go, poprzez natryskiwanie, do główki korbowodu i do cylindrów. Ten system smarowania nie pozwala na regulację natężenia przepływu oleju, szczególnie na poziomie cylindrów. Nadmiar oleju wywołuje szybsze zanieczyszczenie zaworów.

W niektórych konstrukcjach małych sprężarek powietrznych bywa stosowany ciśnieniowy układ dostarczania środka smarnego do skojarzeń trących. Przykład takiego systemu smarowania przedstawiono na rys. 8.20.

W dużych sprężarkach, niekiedy są dwa oddzielne układy smarowania, a środek smarny jest dobrany w zależności od wymogów dotyczących smarowania każdego z zespołów. Jednak, jeśli chodzi o sprężarki powietrzne, aktualne są tendencje użycia jednego tylko oleju. Jest on droższy od oleju do mechanizmów, ale bardzo ułatwia czynności smarowania i unika się w ten sposób niezamierzonego zmieszania różnych olejów. Sprężarki gazowe, wymagające specjalnego oleju do cylindrów, na ogół są smarowane dwoma różnymi olejami.

Olej, przez smarowniczki mechaniczne jest wtryskiwany bezpośrednio do cylindrów i przetłaczany ewentualnie do pierścieni uszczelniających trzony tłokowe w wielu punktach. Są to wielosekcyjne pompy nurnikowe o bardzo małej pojemności skokowej, napędzane przez wał rozrządu lub system mimośrodowy połączony sztywno ze sprężarką, co pozwala na zapewnienie automatycznej i proporcjonalnej do prędkości obrotowej sprężarki dystrybucji oleju. Punkty dolotowe oleju do cylindrów są wyposażone w zawory zwrotne, aby uniknąć zwrotnego tłoczenia oleju przez ciśnienie sprężanego gazu. Typowe rozwiązanie konstrukcyjne układu smarowania dużej, wielostopniowej sprężarki tłokowej przedstawia rys. 8.21.

8.5 Oleje sprężarkowe

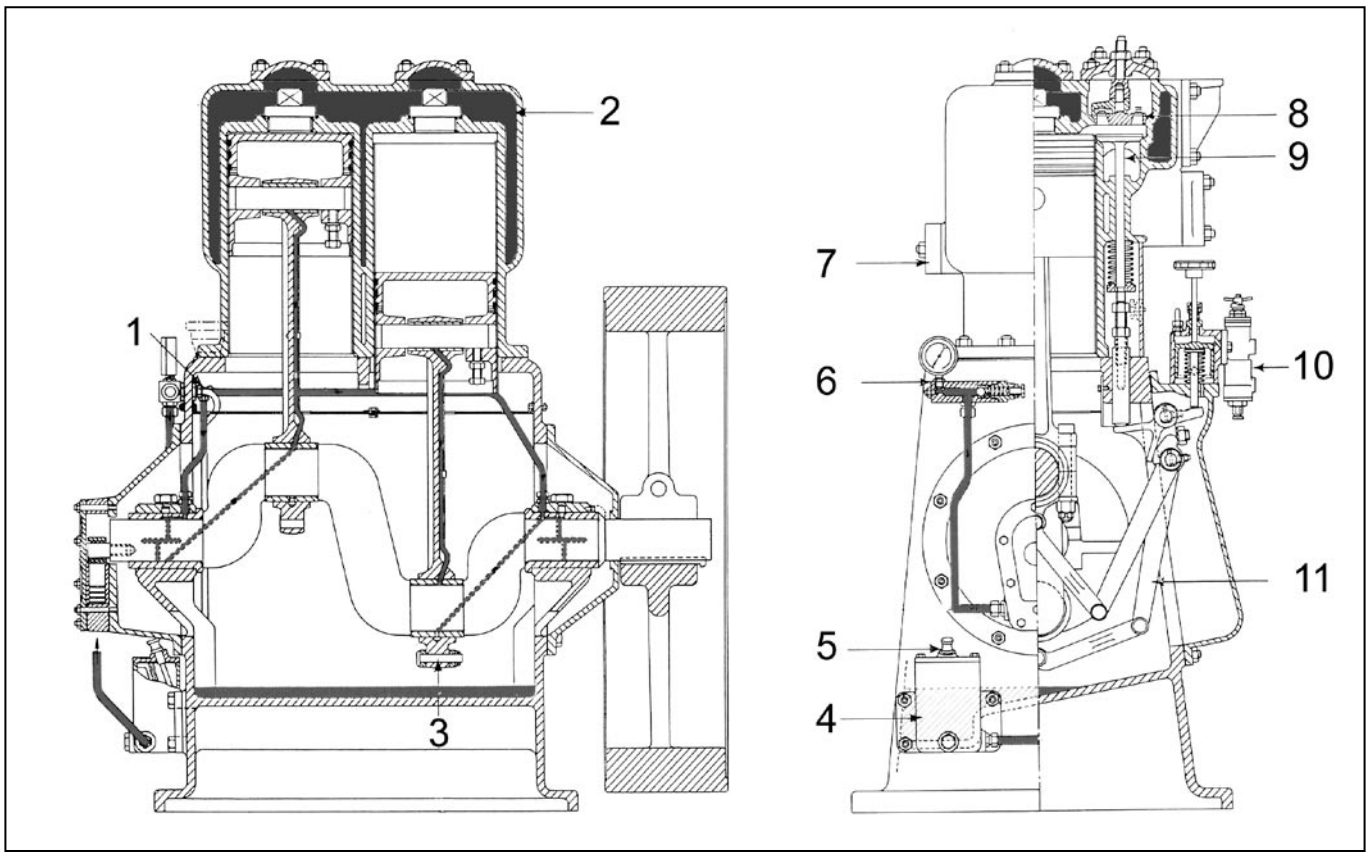
8.5.1 Wymagania ogólne

Oleje sprężarkowe, ze względu na specyfikę warunków pracy i wynikające z nich wymagania, stanowią wyodrębnioną grupę środków smarnych, w ogólnych klasyfikacjach zaliczaną do olejów przemysłowych. Wymagania dla olejów sprężarkowych są związane z:

- temperaturą powietrza na końcowym stopniu sprężania,
- ciśnieniem sprężanego gazu,
- wymaganą czystością sprężanego gazu,
- konstrukcją układu smarowania.

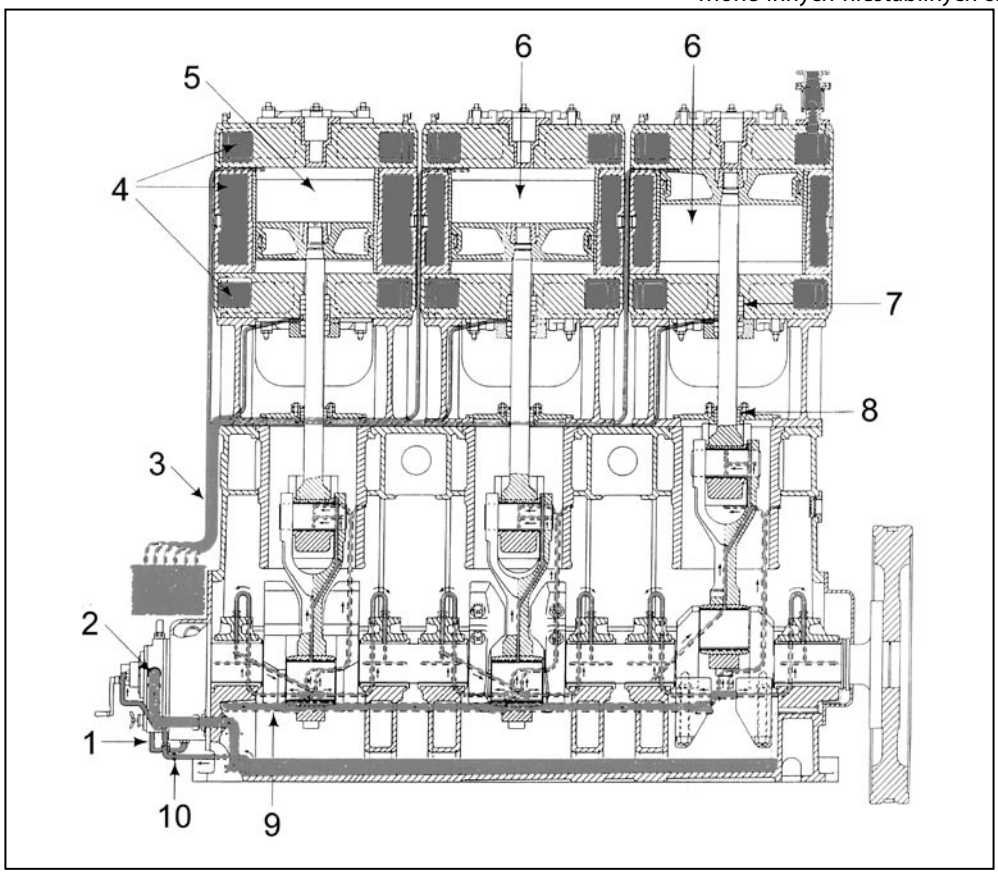
Na olej w sprężarce oddziałowuje wysoka temperatura sprężanego gazu, a w przypadku sprężarek powietrza obecność tlenu. Dlatego od olejów sprężarkowych jest wymagana wysoka termiczna stabilność i odporność na utlenianie, a także brak skłonności do koksowania i wydzielania osadów. Wymaga się, aby obłok mgły olejowej szybko osiadał na ściankach cylindrów. W przeciwnym przypadku rozgrzany koks, osadzony na ściankach układu wylotowego może zapalić mieszaninę powietrza i mgły olejowej, co może prowadzić do wybuchu sprężarki (patrz p. 8.2.1). Powstający z oleju koks powinien być miękki i łatwo usuwalny z powierzchni strumieniem gazu.

Olej sprężarkowy nie powinien zawierać lotnych składników. Temperatura zapłonu olejów sprężarkowych powinna być wyższa o 40...50°C od najwyższej temperatury, występującej w układzie.



Rys. 8.20 Układ smarowania sprężarki tłokowej z wymuszonym obiegiem oleju 1 – regulator przepływu oleju, 2 – płaszcz wodny, 3 – sworzeń cięgła regulatora, 4 – filtr olejowy, 5 – wskaźnik poziomu oleju, 6 – regulator ciśnienia oleju i manometr, 7 – wlot wody chłodzącej, 8 – zawór upustowy, 9 – zawór wlotowy

Rys. 8.21 Układ smarowania dużej, dwustopniowej, wodzikowej sprężarki tłokowej 1 – siatka filtracyjna, 2 – pompa olejowa, 3 – układ przewodów doprowadzających olej do tłoków, 4 – płaszcz wodny, 5 – cylinder drugiego stopnia sprężania, 6 – cylindry pierwszego stopnia sprężania, 7 – uszczelnienie wodzika, 8 – zbieracz oleju, 9 – podgrzewacz oleju, 10 – przewód do zalewania pompy olejowej



Lepkość oleju powinna być na tyle duża, by właściwie smarował on pierścienie tłokowe i tuleje cylindrowe w najwyższych temperaturach pracy sprężarki, a z drugiej strony na tyle mała, by olej został szybko dostarczony do wszystkich smarowanych skojarzeń trących podczas rozruchu.

Oleje sprężarkowe najczęściej są otrzymywane z ropy naftenowej. Jako bazy są stosowane wąskie frakcje próżniowe, bardzo dokładnie odasfaltowane (mała pozostałość po koksowaniu) i pozbawione innych niestabilnych składników. Oleje klas L-DAA i L-DAB najczęściej nie zawierają dodatków. Oleje wyższych klas jakościowych mogą zawierać dodatki: przeciw-utleniające, przeciwkorozyjne, myjące, przeciwpienne. Nie powinny zawierać polimerowych dodatków poprawiających właściwości niskotemperaturowe i reologiczne, ze względu na ich skłonność do koksowania.

Jako bazy olejów sprężarkowych również są stosowane oleje syntetyczne, głownie polialfaolefiny (PAO) oraz estry poliolowe.

Oleje do pomp próżniowych powinny się charakteryzować niską prężnością par, właściwie dobraną do uzyskiwanej próżni, dobrą stabilnością chemiczną i termiczną. Jako oleje do pomp próżniowych są stosowane oleje bazowe, otrzymywane w procesie destylacji próżniowej głęboko rafinowanych olejów mineralnych. W niektórych zastosowaniach do otrzymywania bardzo niskiej próżni są stosowane specjalne oleje syntetyczne, o bardzo niskiej prężności par.

8.5.2 Klasyfikacje olejów sprężarkowych

Aktualnie najczęściej stosowaną klasyfikacją olejów sprężarkowych jest klasyfikacja wg ISO 6743-3A. Dotyczy ona środków smarnych do tłokowych i rotacyjnych sprężarek powietrza, jak również przeznaczonych do smarowania mechanicznych pomp próżniowych (grupa D wg klasyfikacji olejów przemysłowych wg ISO 6743). Środki smarne do sprężarek gazowych i chłodniczych zostały sklasyfikowane odrębną normą ISO 6743-3B.

Klasyfikacje te obejmują podgrupy:

- A (A - air) – oleje do sprężarek powietrza,
- V (V – vacuum) – oleje do pomp próżniowych,
- G (G – gas) – oleje do sprężarek gazów,
- R (R – refrigerator) – oleje do sprężarek chłodniczych.

Tabela 8.1, przedstawia fragment klasyfikacji wg ISO 6743-3A, bez uwzględnienia zmian proponowanych w ISO/DIS 6743-3: 2001. Należy odnotować, że klasyfikacja środków smarnych do sprężarek „suchych" i do turbosprężarek nie jest jeszcze sprecyzowana.

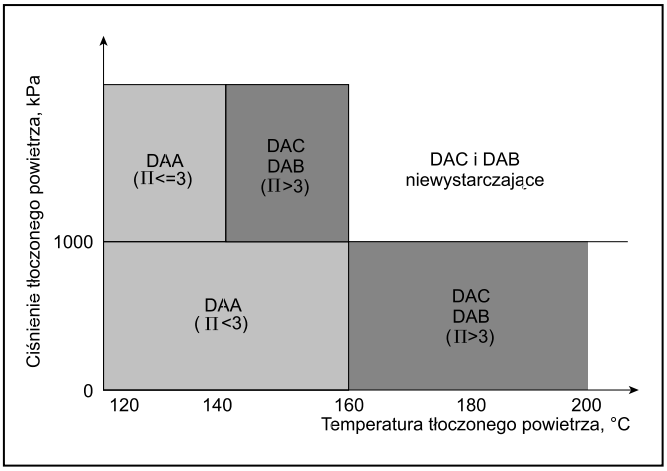
Norma ISO 6743-3A podaje również, jako wskazówki, graniczne wartości ciśnienia wylotowego i temperatury na wylocie, również stopień sprężania, co może być pomocne użytkownikom

TABELA 8.1 Klasyfikacja olejów przemysłowych wg: ISO 6743/3A: 1987 Rodzina D (sprężarki) ISO 6743/3B: 1988 Rodzina D (sprężarki chłodnicze i gazowe)

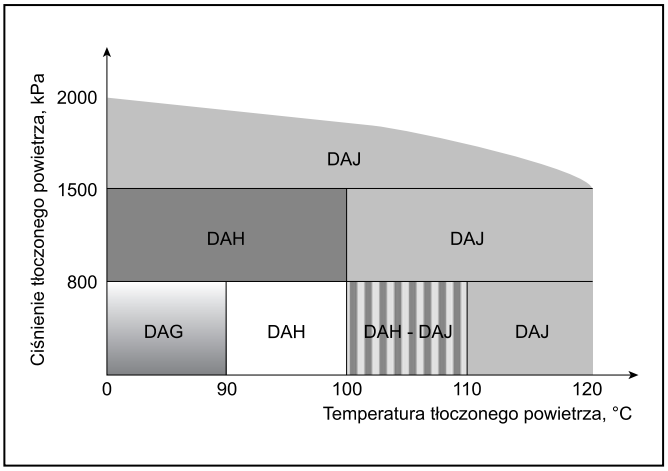
Symbol ISO	Skład i właściwości	Zastosowania
Sprężarki powietrza (ISO 6743-3A)		
DAA	Oleje mineralne z dodatkami uszlachetniającymi.	Sprężarki tłokowe lub rotacyjne do powietrza do lekkich warunków pracy.
DAB	Oleje mineralne z dodatkami uszlachetniającymi.	Sprężarki tłokowe lub rotacyjne do powietrza do średnich warunków pracy.
DAC	Oleje mineralne z dodatkami uszlachetniającymi.	Sprężarki tłokowe lub rotacyjne do powietrza do ciężkich warunków pracy.
DAG	Oleje mineralne z dodatkami uszlachetniającymi.	Sprężarki rotacyjne łopatkowe i śrubowe do powietrza do lekkich warunków pracy.
DAH	Oleje mineralne z dodatkami uszlachetniającymi.	Sprężarki rotacyjne łopatkowe i śrubowe do powietrza do średnich warunków pracy.
DAJ	Oleje mineralne z dodatkami uszlachetniającymi.	Sprężarki rotacyjne łopatkowe i śrubowe do powietrza do ciężkich warunków pracy.
Pompy próżniowe (ISO 6743-3A)		
DVA	Oleje mineralne i syntetyczne, wąskie frakcje o małej prężności par.	Pompy próżniowe tłokowe i rotacyjne, smarowane kropelkowo do niskiej próżni do nieagresywnych gazów.
DVB		Pompy próżniowe tłokowe i rotacyjne, smarowane kropelkowo do niskiej próżni do agresywnych gazów.
DVC		Pompy z wirującym tłokiem cieczowym do średniej próżni do nieagresywnych gazów.
DVD		Pompy z wirującym tłokiem cieczowym do średniej próżni do agresywnych gazów.
DVE		Pompy z wirującym tłokiem cieczowym do wysokiej próżni do nieagresywnych gazów.
DVF		Pompy z wirującym tłokiem cieczowym do wysokiej próżni do nieagresywnych gazów.
Sprężarki do gazów (ISO 6743-3B)		
DGA	Głęboko rafinowane oleje mineralne do gazów, które nie reagują z olejami mineralnymi lub nie obniżają lepkości olejów mineralnych do stopnia uniemożliwiającego ich stosowanie .	Sprężarki wyporowe tłokowe i rotacyjne do gazów: N_2, H_2, NH_3, Ar, CO_2, He, SO_2, H_2S, CO.
DGB	Specjalne oleje mineralne do gazów zawierających wilgoć i kondensat.	Sprężarki wyporowe tłokowe i rotacyjne.
DGC	Oleje najczęściej syntetyczne do gazów o dużej rozpuszczalności w olejach mineralnych.	Sprężarki wyporowe tłokowe i rotacyjne (węglowodory, NH_3, CO_2 – duże ciśnienia).
DGD	Zwykle oleje syntetyczne do gazów które reagują chemicznie z olejem mineralnym.	Sprężarki wyporowe tłokowe i rotacyjne (HCl, Cl_2, O_2, tlen z powietrzem, CO).
DGE	Zwykle oleje syntetyczne do gazów redukujących, bardzo suchych (punkt rosy –40°C).	Sprężarki wyporowe tłokowe i rotacyjne (N_2, H_2, Ar – duże ciśnienia).
Sprężarki chłodnicze (ISO 6743-B)		
DRA	Oleje mineralne naftenowe, parafinowe lub syntetyczne.	Sprężarki tłokowe i rotacyjne w konfiguracji hermetycznej, półhermetycznej lub otwartej, do amoniaku i chlorowęglowodorów do temperatur odparowalnika powyżej –40°C.
DRB	Syntetyczne oleje węglowodorowe.	Sprężarki j.w. wyposażone w instalacje z suchymi parownikami, temperatury parownika poniżej –40°C, do amoniaku i chlorowcowęglowodorów.
DRC	Głęboko rafinowane oleje mineralne lub syntetyczne węglowodory.	Sprężarki j.w. do temperatur parowalnika powyżej 0°C, do chlorowcowęglowodorów.
DRD	Syntetyczne oleje, które są nie mieszalne z czynnikiem chłodniczym mineralne oleje lub syntetyczne węglowodory.	Sprężarki j.w. typu otwartego, do zastosowań, gdzie olej i czynnik chłodniczy nie mogą się mieszać i muszą szybko się separow.
DRE	Oleje syntetyczne typu estrów mieszalne z czynnikiem chłodniczym.	Do zastosowań stosujących czynniki chłodnicze przyjazne dla środowiska np. HFC 134a.

TABELA 8.2 Kryteria określania typu pracy dla sprężarek powietrznych postepowo-zwrotnych ze smarowanymi cylindrami (fragment aneksu do normy ISO 6743-3A)

Praca	Symbol oleju	Warunki pracy	
Lekka	DAA	Praca okresowa	Wystarczający czas, aby pozwolić na schłodzenie miedzy okresami pracy • albo poprzez zatrzymanie sprężarki, • albo poprzez zmniejszenie obciążenia
		Praca ciągła	a) ciśnienie na wylocie ≤1 000 kPa (10 bar), temperatura na wylocie ≤160°C, stopień sprężania <3 : 1, lub b) ciśnienie na wylocie >1 000 kPa (10 bar), temperatura na wylocie ≤140°C, stopień sprężania < 3 : 1.
Średnia	DAB	Praca okresowa	Wystarczający czas, aby pozwolić na schłodzenie miedzy okresami pracy
		Praca ciągła	a) ciśnienie na wylocie ≤1 000 kPa (10 bar), temperatura na wylocie ≤160°C, lub b) ciśnienie na wylocie ≤1 000 kPa (10 bar), temperatura na wylocie >140°C ale ≤160°C, lub c) stopień sprężania >3 : 1.
Intensywna	DAC	Praca okresowa lub ciągła	Tak samo przy średniociężkich warunkach pracy, jeśli wyżej wymienione warunki, określone w punktach a), b) lub c) są spełnione i jeśli można obawiać się powstania nagaru w układzie wylotowym, przy intensywnej pracy, według wyników otrzymanych poprzednio z olejem do warunków średnich.



Rys. 8.22 Obszary warunków pracy charakteryzujące intensywność pracy sprężarek powietrznych



Rys. 8.23 Obszary warunków pracy charakteryzujące intensywność pracy rotacyjnych sprężarek powietrznych, z wtryskiem oleju

TABELA 8.3 Kryteria określania typu pracy powietrznych sprężarek rotacyjnych z wtryskiem oleju (fragment aneksu do normy ISO 6743-3A)

Praca	Symbol oleju	Warunki pracy
Lekka	DAG	Temperatura na wylocie powietrza przy wyjściu z bloku sprężarki <90°C Ciśnienie <800 kPa (<8 bar)
Średnia	DAH	Temperatura na wylocie powietrza przy wyjściu z bloku sprężarki <100°C Ciśnienie na wylocie od 800 do 1 500 kPa (8 do 15 bar) lub Temperatura na wylocie powietrza przy wyjściu z bloku sprężarki między 100 a 110°C Ciśnienie na wylocie <800 kPa (8 bar)
Intensywna	DAJ	Temperatura na wylocie powietrza przy wyjściu z bloku sprężarki >100°C Ciśnienie na wylocie <800 kPa (<8 bar) lub Temperatura na wylocie powietrza przy wyjściu z bloku sprężarki ≥100°C Ciśnienie na wylocie od 800 do 1 500 kPa (od 8 do 15 bar) lub Ciśnienie na wylocie >1 500 kPa (>15 bar)
Przy korzystnych warunkach, olej do średniej pracy może być używany przy ciśnieniach na wylocie wyższych od 800 kPa (8 bar).		

przy ustalaniu różnic pomiędzy: pracą lekką, średnią i intensywną. Odpowiednie dane przytoczono w tabeli 8.2 i zilustrowano rys. 8.22. Analogiczne dane dla sprężarek rotacyjnych przytoczono w tabeli 8.3 i zilustrowano rys. 8.23.

W Polsce jeszcze często jest stosowana klasyfikacja wg niemieckiej normy DIN 51506:1985. Norma ta składa się z części klasyfikacji i części specyfikacji (omówionej dalej) Stosuje się ona do czystych olejów mineralnych (kategorie VB i VC) jak również do olejów zawierających dodatki przeciwutleniające i przeciwkorozyjne (kategorie VB-L, VC-L i VD-L), przeznaczonych do smarowania sprężarek powietrznych tłokowych i rotacyjnych, smarowanych kropelkowo. Może ona również mieć zastosowanie

TABELA 8.4 Kryteria klasyfikacji olejów bezpiecznych do sprężarek, według DIN 5506

Klasa oleju	Dla przenośnych sprężarek powietrznych i wspomagających hamowanie, sprężarek sygnalizatorów i regulatorów w pojazdach, w których temperatura na wylocie wynosi:	Dla stacjonarnych sprężarek powietrznych ze zbiornikiem sprężonego powietrza lub z siecią kanałów, w których temperatura na wylocie wynosi:
VD-L	do 220°C	do 220°C
VC VC-L	do 220°C	do 160°C
VB VB-L	do 140°C	do 140°C

Tabela 8.5 Przejście z wcześniejszych polskich klasyfikacji olejów sprężarkowych na współczesne wg ISO

Norma wcześniejsza	Symbol oleju	Symbol oleju wg PN-91/C-96073	Klasa jakościowa wg ISO 6743-3A	Klasa lepkościowa wg ISO 3448
PN-75/C-96073	SP-6	L-DAA 46	L-DAA	VG 46
	SP-10	L-DAA 100	L-DAA	VG 100
ZN-84/MPChiL/NF-169	SPU-6	L- DAB 46	L-DAB	VG 46
	SPU-10	L-DAB 100	L-DAB	VG 100

TABELA 8.6 Przejście z środków smarnych do sprężarek i pomp próżniowych wg GOST na oleje sprężarkowe wg klasyfikacji ISO

Gatunek oleju	Norma rosyjska	Klasa wg ISO 6743-3A	Klasa lepkościowa wg ISO 3448	Zastosowanie
Oleje sprężarkowe				
Kp-8	TU 38401641	L-DAB L-DAH	VG 68	Sprężarki tłokowe i turbosprężarki
K-12	GOST 1861	L-DAB L-DAH	VG 100	Sprężarki tłokowe jedno i wielostopniowe o średnim i wysokim stopniu sprężania (2,5 ... 14,0 MPa, pracujące w zakresie temperatury otoczenia –25 ... 40^{0}C
K-19	GOST 1861	L- DAB L-DAC	VG 220	Sprężarki tłokowe jedno i wielostopniowe o stopniu sprężania do 10 MPa, pracujące w zakresie temperatury otoczenia –10 ... 40^{0}C
KS-19	GOST 9243	L- DAB L-DAC	VG 220	Turbosprężarki o stopniu sprężania do 20 MPa, pracujące w zakresie temperatury otoczenia –5 ... 50^{0}C
K-4-20	GOST 9243	L-DAG	VG 320	Turbosprężarki o stopniu sprężania do 20 MPa, pracujące w zakresie temperatury otoczenia –5 ... 50^{0}C
K-28	TU 381-6-68	L-DAC	VG-460	Sprężarki o wysokim stopniu sprężania, pracujące w zakresie temperatury otoczenia –5 ... 50^{0}C
Oleje do pomp próżniowych				
WPN	GOST 23013	L-DVA	VG	Pompy dyfuzyjne wspomagające
WM-1		L-DVE	VG 100	Pompy dyfuzyjne z końcowym ciśnieniem (1,33 x 10^{-1} ...1,33 x 10^{-7} Pa
WM-3		L-DVC	VG 15	Pompy dyfuzyjne z końcowym ciśnieniem (1,33 ... 6,66) x 10^{-2} Pa
WM-4		L-DVA	VG 68 VG 100	Pompy specjalne z końcowym ciśnieniem do 1,33 Pa
WM-5		L-DVE	VG 150	Pompy dyfuzyjne z końcowym ciśnieniem (1,33 x 10^{-1} ...1,33 x 10^{-7} Pa
WM-6		L-DVC	VG 68	Pompy tłokowe z końcowym ciśnieniem do 1,33 Pa

w przypadku smarowania mechanicznych pomp próżniowych. Kryteria klasyfikacji olejów dla sprężarek według DIN 51506 przedstawiono w tabeli 8.4.

Aktualnie obowiązująca Polska Norma – PN-91/C-96073, klasyfikuje tylko oleje do tłokowych sprężarek powietrza L-DAA i L-DAB oraz wymagania na te oleje, ustalając klasy lepkościowe analogiczne do ISO VG: 32, 46, 68, 100, 150. PN-91/C-96073 należy uznać za technicznie przestarzałą, wymagającą gruntownej nowelizacji.

W polskiej dokumentacji technicznej z lat wcześniejszych, często występują symbole olejów do tłokowych sprężarek powietrza, o stosowanych w tym czasie symbolach. W informacjach dodatkowych do PN-91/C-96073 podano przejście z tych symboli na stosowane współcześnie. Przytoczono je w tabeli 8.5.

Użytkownicy sprężarek i pomp próżniowych często sygnalizują problemy doboru zamienników środków smarujących do maszyn importowanych z byłego ZSRR. Przejście z systemu klasyfikacji stosowanego w byłym ZSRR na systemy klasyfikacji stosowane aktualnie, podano w tabeli 8.6.

8.6 Metody oceny jakości

8.6.1 Metody badań

Ocena jakości i badania olejów sprężarkowych są wykonywane metodami, stosowanymi również do innych olejów smarnych. Ponadto są stosowane testy specyficzne często modelujące warunki pracy olejów do sprężarek i pomp próżniowych, obejmujące:

- odporność ma utlenianie,
- właściwości smarne i przeciwzużyciowe,
- właściwości ochronne przed rdzewieniem,
- zdolność do uwalniania powietrza,
- zawartość substancji lotnych,
- oddziaływanie na elastomery i pokrycia lakiernicze,
- prężność par.

Za wyjątkiem odporności na utlenianie, metody te są analogiczne do stosowanych przy ocenie olejów hydraulicznych.

W przypadku biodegradowalnych syntetycznych olejów estrowych, kontrolowane są również parametry charakteryzujące bazę olejową:

- stabilność hydrolityczna,
- zawartość wolnych grup hydroksylowych,

a także parametry charakteryzujące oddziaływanie na środowisko naturalne, np. biodegradowalność wg CEC L-33 A-93 i inne.

Najbardziej newralgiczną właściwością oceny olejów sprężarkowych jest odporność na utlenianie. Jest ona ocenia następującymi metodami:

Test utleniania wg ISO 6617-Part 1, równoważny badaniu według DIN 51352/1 modeluje warunki pracy olejów sprężarkowych klasy DAA, a według DIN 51 506 dla olejów klas VB, VBL, VC, VCL. W teście tym, 40 ml oleju, ogrzane do temperatury 200°C, jest utleniane bez katalizatora w strumieniu powietrza 15 l/h, w czasie dwóch 6 godzinnych okresów utleniania, przedzielonych przerwą od 12 do 18 godzin. Wyniki są wyrażone przez ubytek masy oleju w wyniku odparowania, jak również przez pozostałość po koksowaniu wg Conradsona.

Test utleniania wg ISO 6617-Part 2, równoważny badaniu według DIN 51352/2, zwany również testem POT *(PNEUROP Oxidation Test),* jest przewidziany do olejów sprężarkowych klasy DAB, a czasami DAC. W teście tym 40 ml oleju ogrzanego

do temperatury 200°C jest utleniane w obecności katalizatora (Fe_2O_3) w strumieniu powietrza 15 l/h, w czasie dwóch 6 godzinnych okresów utleniania przedzielonych przerwą od 12 do 18 godzin. Wyniki są wyrażane przez: ubytek masy oleju w wyniku odparowania, zmianę liczby kwasowej, przyrost lepkości kinematycznej w temperaturze 40°C, jak również poprzez pozostałość po koksowaniu, wg Conradsona, z poprawką POT, uwzględniającą zawartość katalizatora.

Test utleniania olejów do sprężarek rotacyjnych – RCOT *(Rotary Compressor Oxidation Test)* wg ISO 6521-3 (zmodyfikowana próba wg DIN 51 352-1 i 2) jest przeznaczony do oceny jakości olejów klas L-DAG (praca lekka) i L-DAH (praca średnia). W teście tym standardowy czas utleniania wynosi 168 godzin, ale może być skrócony lub wydłużony w zależności od warunków pracy oleju. Podobnie temperatura ustalona na 120°C może być podwyższona do 150°C. Jako kryteria oceny oleju są stosowane: straty na odparowanie, zmiana liczby kwasowej, zmiana lepkości kinematycznej w temperaturze 40°C oraz ilość wydzielonych osadów.

Długotrwały test utleniania olejów turbinowych – TOST *(Turbine Oxidation Stability Test)* jest wykonywany według metody ISO 4263-2, odpowiadającej ASTM D 943. Test polega na utlenianiu próbki oleju w temperaturze 95°C, w obecności wody oraz miedzi i żelaza jako katalizatorów. Proces utleniania jest prowadzony do osiągnięcia przez olej liczby kwasowej 2,0 mg KOH/g. Dla olejów o dobrej jakości czas utleniania na ogół zawiera się w granicach 1 000...3 000 godzin.

Uniwersalny test utleniania olejów – UOT *(Universal Oil Test)* jest oparty na metodzie TOST wg ISO 4263-2, odpowiadającej ASTM D 943. Polega on na utlenianiu próbki oleju powietrzem w temperaturze 150 lub 155°C, wobec katalizatorów (miedź i żelazo), w czasie 168 godzin. Czas badania może być wydłużony nawet do 312 godzin, w przypadku olejów odpornych na utlenianie. Jako kryteria ocenowe oleju są stosowane: zawartość osadów na sączku membranowym o nominalnej średnicy porów 1,2 mikrometra oraz zmiana liczby kwasowej.

Destylacja pod zmniejszonym ciśnieniem według metody ISO 6616 równoważnej z metodą DIN 51 356 lub z metodą ASTM D 1160, jest wykonywana dla klas DAA i DAB. Polega ona na destylacji oleju pod ciśnieniem, w granicach 1 ...50 mm słupa Hg (0,133 ...6,65 kPa), najczęściej 10 mm Hg, w znormalizowanym specjalnym aparacie. Po oddestylowaniu 20, 50 lub 80% oleju, jest wykonywany pomiar lepkości kinematycznej w temperaturze 40°C, pozostałość po koksowaniu wg Conradsona, a niekiedy pozostałość po spopieleniu. Warunki testu odpowiadają warunkom odparowania olejów klasy DAB oraz olejów do pomp próżniowych.

8.6.2 Ocena jakości olejów sprężarkowych podczas eksploatacji

Kontrola jakości oleju, eksploatowanego w małych sprężarkach, nie jest prowadzona. Olej jest wymieniany okresowo zgodnie z instrukcją obsługi. W dużych, przemysłowych sprężarkach kontrola jakości oleju jest niezbędna. Na jej podstawie wnioskuje się o terminie wymiany oleju, a także o stanie technicznym sprężarki i poprawności jej eksploatacji. Najczęściej kontrolowanymi parametrami są:

- barwa oleju,
- lepkość kinematyczna,
- zawartość wody,
- zawartość osadów,
- odporność pienienie.

W tabeli 8.7 (patrz też tabela 22.11) podano najczęściej występujące przyczyny niekorzystnych zmian tych właściwości oraz sposoby przeciwdziałania, w przypadku dużych powietrznych sprężarek przemysłowych.

8.7 Wymagania dla olejów sprężarkowych

Podstawowe wymagania dla olejów sprężarkowych podano w tabelach 8.8, 8.9, 8.10.

8.8 Dobór i pielęgnacja olejów do sprężarek

W przypadku zaistnienia konieczności doboru środków smarnych do sprężarek powietrznych należy kierować się zasadami podanymi w p. 8.2.2 oraz wymaganiami odpowiednich norm ISO i DIN.

Niekiedy producent sprężarki zaleca stosowanie środków smarnych, innych rodzajów niż oleje sprężarkowe. Często oleje wymagane instrukcją obsługi nie są już produkowane lub są niedostępne. W takim przypadku, jako materiał pomocniczy można zastosować dane zawarte w tabeli 8.11.

Przy doborze środka smarnego do sprężarki, istotnym czynnikiem, który musi być brany pod uwagę, jest kompatybilność oleju i materiałów konstrukcyjnych, a w szczególności materiałów uszczelnień. Szczególną ostrożność należy zachować w przypadku przejścia z oleju mineralnego na syntetyczny, zwłaszcza estrowy. Informacji dotyczących odporności uszczelnień na oleje powinni udzielić producenci olejów i uszczelnień.

Oleje pracujące w sprężarkach są narażone na specyficzne wymuszenia:

– wysoką temperaturę w części sprężającej i na wylocie gazu,

TABELA 8.7 Przyczyny zmian jakości olejów sprężarkowych oraz sposoby przeciwdziałania

Właściwość oleju	Najczęściej występujące przyczyny	Sposoby przeciwdziałania lub zalecane działania
Nienaturalnie szybkie pociemnienie oleju	Procesy utleniania.	Stosować olej o lepszej jakości.
Lepkość kinematyczna - zmniejszenie	Rozkład termiczny oleju lub zastosowano olej z dodatkami polimerowymi. Do układu dolano olej o zbyt małej lepkości .	Dodać olej o większej lepkości, wymaganej klasy jakościowej. Podczas wymiany zastosować inny olej nie zawierający dodatków polimerowych
- zwiększenie	Utlenianie oleju. Do układu wprowadzono dodatek oleju o zbyt dużej lepkości.	Stosować olej o lepszej odporności na utlenianie. Uszczelnić układ od powietrza. Częściej wymieniać olej. Dodać olej o mniejszej lepkości, wymaganej klasy jakościowej.
Obecność wody, mleczne zabarwienie oleju	Przecieki wody z układu chłodzenia do oleju lub kondensacja pary wodnej.	Usunąć przecieki wody z układu chłodzenia. Zastosować bardziej efektywny filtr odwadniający. Stosować olej skuteczniej dyspergujący wodę.
Obecność osadów	Utlenianie (koksowanie) oleju w wyniku zbyt wysokiej temperatury na wylocie powietrza ze sprężarki.	Wyczyścić układ z nagarów. Stosować olej lepszej jakości.
Pienienie oleju	Do oleju przedostały się substancje powierzchniowoczynne.	Rozważyć wymianę oleju.

TABELA 8.8 Projekt specyfikacji ISO/DIS 6521 dla środków smarnych na bazie olejów mineralnych do sprężarek powietrznych – klasy jakościowe L- DAA i L- DAB

Właściwości	L-DAA					L-DAB				
Klasa lepkości ISO VG	32	46	68	100	150	32	46	68	100	150
Lepkość kinematyczna, m^2/s, – w temperaturze 100°C	wartość do ustalenia z dostawcą oleju					wartość do ustalenia z dostawcą oleju				
– w temperaturze 40°C	32	46	68	100	150	32	46	68	100	150
Temperatura płynięcia , °C	<–9					<–9				
Działanie korodujące na miedź, (3h, 100°C) – numer wzorca	< 1 b					< 1 b				
Odporność na emulgowanie z wodą < 3 ml emulsji, po czasie: – w temperaturze badania	brak wymagań					<30 min.				< 60 min
						54°C			82°C	
Właściwości przeciwrdzewne (24 godz. z destylowaną wodą)	brak wymagań					brak rdzy				
Odporność na utlenianie, test TOST: – straty na odparowanie, % (m/m)	15					nie dotyczy				
– zwiększenie pozostałości po koksowaniu wg Conradsona, %	<1,5			<2,0						
Odporność na utlenianie, test PNEUROP: – straty na odparowanie, % (m/m)	nie dotyczy					<20				
– zwiększenie pozostałości po koksowaniu wg Conradsona, %						2,5		3,0		
Destylacja oleju pod zmniejszonym ciśnieniem (20 % objętości) – pozostałość po koksowaniu wg Conradsona, %	nie dotyczy					0,3				0,6
– stosunek lepkości kinematycznej w temp. 40 °C oleju po badaniu do lepkości świeżego oleju						<5				

TABELA 8.9 Wstępny projekt specyfikacji ISO/DP 6521-3 dla olejów do sprężarek powietrznych, na bazie olejów mineralnych – klasy jakościowe L-DAG i L-DAH

Właściwości	L-DAG					L-DAH				
Klasa lepkości ISO VG	32	46	68	100	150	32	46	68	100	150
Lepkość kinematyczna w 40 °C, mm^2/s ± 10 %	32	46	68	100	150	32	46	68	100	150
Wskaźnik lepkości (VI)	90					90				
Temperatura płynięcia, °C	< -9					< -9				
Odporność na utlenianie, test TOST: czas do osiągnięcia TAN = 2 mg KOH/g, h	>1 000					–				
Odporność na utlenianie, test PNEUROP: – straty na odparowanie, % (m/m) – zwiększenie lepkości w 100 °C – zwiększenie liczby kwasowej (TAN), mg KOH/g – zawartość osadu, % (m/m)	wymagania jeszcze nie określone					wymagania jeszcze nie określone				
Odporność na emulgowanie z wodą w temp. 54 °C < 3 ml emulsji, po czasie:	do zdefiniowania przez dostawcę					do zdefiniowania przez dostawcę				
Właściwości przeciwrdzewne (24 h, z wodą destylowaną)	brak rdzy					brak rdzy				
Działanie korodujące na miedź (3 h, 100 °C), – numer wzorca	≤1 b					≤1 b				
Skłonność do pienienia: (sekwencja 1 w temp. 24 °C), ml – objętość piany po 5 min. – stabilność piany po 10 min	< 300 brak piany					< 300 brak piany				

TABELA 8.10 Propozycja specyfikacji ISO dla olejów syntetycznych L-DAC i L-DAJ do intensywnej pracy, dla powietrznych sprężarek tłokowych (DAC) i rotacyjnych (DAJ).

Właściwości	L-DAC					L-DAJ				
Klasa lepkości ISO VG	32	46	68	100	150	32	46	68	100	150
Lepkość kinematyczna w 40 °C, mm^2/s ± 10%	32	46	68	100	150	32	46	68	100	150
Lepkość kinematyczna w 100°C, mm^2/s	do zdefiniowania przez dostawcę					do zdefiniowania przez dostawcę				
Temperatura płynięcia, °C	<–9					<–9				
Odporność na utlenianie: – metoda A - metoda B	do zdefiniowania					do zdefiniowania				
Odporność na emulgowanie z wodą – w temperaturze badania	54°C				82°C	54°C				82°C
< 3 ml emulsji, po czasie wynoszącym, minuty:	<30					<30				
Właściwości przeciwrdzewne (24 h z destylowaną wodą)	brak rdzy					brak rdzy				
Działanie korodujące na miedź (3 h, 100°C), – numer wzorca	1 b					1 b				
Skłonność do pienienia (sekwencja 1 w temp. 24 °C), ml	–					<300/0 po 10 min				

Tabela 8.11 Zastosowanie olejów do sprężarek powietrznych i pomp próżniowych
A - bardzo częste, B – dość częste, C- mniej częste, D – rzadkie lub pojedyncze przypadki

Typ oleju	Warunki pracy, typ sprężarki	Klasa lepkościowa oleju wg ISO VG									Uwagi
		15	22	32	46	68	100	150	220	320	
Oleje mineralne bez dodatków	Praca lekka, sprężarki tłokowe starszej produkcji	D	D		C	C	B	B	C	D	Mała pozostałość po koksowaniu i mały wskaźnik lepkość
Oleje sezonowe do silników diesla	Małe sprężarki tłokowe, budowlane			B (a)	B (b)		B (c)	B (d)			Klasa jakościowa API: CC lub CD. Klasa lepkościowa SAE: (a) 10W i 10W-20 (b) 20W-20, (c) 30, (d) 40
	Scalone zespoły silnikosprężarek										
	Sprężarki ze swobodnymi tłokami										
	Sprężarki łopatkowe										
	Sprężarki śrubowe i typu Zimmeren										
Wielosezonowe oleje silnikowe do silników diesla i z zapłonem iskrowym	Praca lekka, zastosowanie w przypadku małych sprężarek tłokowych						A (a)	A (b)			Klasa jakościowa API CC/SE (a) SAE 15W-40, 20W-40 (b) SAE 20W-50 Zastosowanie odradzane ze względu na zawartość wiskozatora
Płyny ATF typu Dexron i Dexron ID	Praca lekka do średniej, w przypadku sprężarek łopatkowych i śrubowych z wtryskiem oleju			A	A						Zastosowanie odradzane ze względu na zawartość wiskozator
Oleje maszynowe lub oleje hydrauliczne klasy HL	Praca lekka, Sprężarki tłokowe (ISO VG 100 i 150) Sprężarki rotacyjne mało wysilone (ISO VG 32 i 46)		B	A	B	A	B	B	C	C	Zastosowanie odradzane, lepiej stosować oleje do sprężarek typu L-DAA lub L-DA
Oleje hydrauliczne HM z dodatkami przeciwzużyciowymi	Praca lekka. Sprężarki tłokowe (ISO VG 100 i 150) Sprężarki rotacyjne mało wysilone (ISO VG 32 i 46)	C	B	A	A	A	B	C	D	D	Płyn hydrauliczny HM może zawierać ditiofosforan cynku
Oleje turbinowe	Stałe sprężarki tłokowe, praca lekka do średniej			A	A	A	B	D			Zalecane oleje sprężarkowe L-DAA lub L-DAG
	Sprężarki rotacyjne, śrubowe lub łopatkowe, praca lekka do średniej										
	Łożyska turbosprężarek										
	Sprężarki membranowe i z pierścieniem cieczowym										
Oleje mineralne kompoundowane	Sprężarki tłokowe, praca lekka ($t<140^0C$), wilgotne powietrze					C	C	B	C	C	Zalecane oleje sprężarkowe L-DAA
Oleje mineralne, z inhibitorem utlenienia	Sprężarki tłokowe, praca średnia					A	A	B	D		Zalecane oleje sprężarkowe L-DAA lub L-DAB. W niektórych przypadkach jest niezbędne stosowanie olejów L-DAJ
	Sprężarki rotacyjne z wtryskiem oleju			B	D	D		C			Zalecane oleje sprężarkowe L-DAH lub L-DAJ
Oleje na bazie alkilobenzenów	Sprężarki tłokowe i łopatkowe z łożyskami ślizgowymi					D	B	C	D		Zalecane oleje sprężarkowe L-DAB lub L-DAC
Oleje na bazie mieszanin alkilobenzenów z bazami mineralnymi	Sprężarki tłokowe, praca średnia						D				Zalecane oleje sprężarkowe L-DAB
Oleje na bazie diestrów	Praca intensywna, sprężarki tłokowe	D	D	C	D	B	D	C	D		Oleje sprężarkowe L-DAC. mogą sprawiać problemy w eksploatacji ze względu na hydrolizę i niekompatybilność z uszczelnieniami
Oleje na bazach poliolowych	Sprężarki rotacyjne z wtryskiem oleju		D	B	D	D	C				Zalecane oleje sprężarkowe L-DAJ.
Polialfaolefiny + dodatek estru	Sprężarki tłokowe, praca intensywna		D	C	B	C	D	D			Zalecane oleje sprężarkowe L-DAC lub L-DAJ
Etery polialkilenoglikolowe	Sprężarki tłokowe i rotacyjne, praca średnia do intensywnej			D		D	D		D		Zalecane oleje sprężarkowe L-DAC lub L-DAJ
Estry fosforanowe	Sprężarki tłokowe, praca intensywna, lokalizacja w miejscach o dużym stopniu ryzyka (np. kopalnie)				C	D	D				Zalecane oleje sprężarkowe L-DAC

– działanie tlenu z powietrza, w przypadku sprężarek powietrznych,
– duże naciski mechaniczne,
– oddziaływanie wilgoci,
– oddziaływanie produktów zużycia i korozji smarowanych powierzchni,
– oddziaływanie zanieczyszczeń stałych, pochodzących z zasysanego powietrza,
– odparowywanie bardziej lotnych frakcji.

Czynniki te powodują zmiany właściwości fizykochemicznych i eksploatacyjnych oleju, aż do stopnia uniemożliwiającego dalsze jego użytkowanie. Wówczas olej powinien zostać wymieniony na nowy. Jednocześnie olej jest częściowo uzupełniany w postaci dolewek, kompensujących ubytki, co wydłuża jego czas pracy w sprężarce.

W okresie użytkowania oleju należy okresowo dokonywać prze-

glądu filtrów, separatorów i przewodów powietrznych. W przypadku zaobserwowania nagarów i osadów, należy je usunąć mechanicznie lub przemyć olejem świeżym.

Wymiana oleju. Zazwyczaj instrukcje obsługi sprężarek podają zalecaną procedurę wymiany oleju. W przypadku sprężarek tłokowych jest ona następująca:

1. Zlać olej poprzez zawór spustowy.
2. Usunąć zanieczyszczenia i osady ze skrzyni korbowej.
3. Zdjąć głowice cylindrów i pokrywy boczne korpusu sprężarki. Ocenić stan cylindrów, tłoków i zaworów. Usunąć odłożone osady i nagary.
4. Usunąć zanieczyszczenia z przewodów powietrznych.
5. Przedmuchać przewody powietrzne.
6. Przedmuchać przewody olejowe.
7. Oczyścić filtry i separatory.
8. Napełnić układ nowym olejem.

W przypadku sprężarek rotacyjnych, zalecana procedura wymiany oleju jest następująca:

1. Zlać olej w momencie, gdy jest jeszcze ciepły.
2. Otworzyć zawór odwadniający i spuścić odstoje zebrane w zbiorniku separatora.
3. Podstawić naczynie (tacę) pod dno zbiornika oleju i usunąć zaślepkę. Pozwolić wypłynąć całej zawartości zbiornika.
4. Usunąć zaślepkę z dna chłodnicy (wymiennika ciepła) oleju i pozwolić wypłynąć całej zawartości zbiornika.
5. Wyczyścić filtr oleju lub wymienić filtr albo wkład filtracyjny.
6. Odłączyć przewody możliwe do odłączenia i oczyścić je lub przepłukać.
7. Napełnić układ nowym olejem.

W przypadku przejścia z eksploatacji sprężarki na oleju mineralnym na syntetyczny, jest niezbędne dokładne opróżnienie a następnie przemycie całego układu olejem syntetycznym. Pozostawienie w układzie więcej niż 2% oleju mineralnego, może niekorzystnie wpłynąć na jakość oleju syntetycznego.

Należy mieć na względzie, że oleje na bazie polialkilenoglikolowej (PAG) nie mogą być mieszane z innymi olejami, w tym z innymi olejami syntetycznymi.

8.9 Sprężarki gazowe

8.9.1 Relacja olej – sprężany gaz

Sprężarki gazowe są to maszyny zwiększające ciśnienie sprężanego gazu, na ogół innego niż powietrze. Z technicznego punktu widzenia, sprężarki gazowe są podobne do sprężarek powietrza i działają na analogicznych zasadach. Również rozwiązania konstrukcyjne sprężarek gazowych są analogiczne do rozwiązań konstrukcyjnych sprężarek powietrza. Jednak podczas ich eksploatacji są napotykane pewne odmienne problemy smarowania, zależnie od właściwości sprężanego gazu.

Wyróżnia się:

- **gazy obojętne,** tj. takie, które nie mają wpływu na olej, do których zalicza się: wodór, hel, azot. Do sprężarek tych gazów są używane podobne środki smarne, jak do sprężarek powietrza, za wyjątkiem hiperkompresorów, w których ciśnienie na wyjściu wynosi ponad 600 bar. W tych przypadkach są stosowane oleje mineralne o dużej lepkości, kompatybilne z danym gazem. Do smarowania układu cylinder-tłok i innych mechanizmów są stosowane oddzielne układy.
- **gazy aktywne** np.: metan, etan, gaz ziemny i inne gazy węglowodorowe, o dużej rozpuszczalności w olejach mineralnych, powodujące zmniejszenie lepkości oleju (rozpuszczanie i spływanie filmu olejowego). W tych przypadkach do sprężarek i hiperkompresorów są stosowane:
  - oleje syntetyczne typu poliglikoli, które nie mieszają się z olejami węglowodorowymi,
  - kompozycje olejów mineralnych, o podwyższonej lepkości, również te, które stosuje się do sprężarek powietrza.

Wyróżnić przy tym należy problemy ze smarowaniem samonapędzających się sprężarek do gazów węglowodorowych. Paliwem w tego typu silnikach jest sprężany gaz. Cylindry silnika mają kontrolowany zapłon i zazwyczaj są superdoładowane, jak większość współczesnych silników dużej mocy (ponad 100 kW na cylinder). Cylindry sprężarki są wielostopniowe, jedno– lub dwusuwowe. Silnik jest smarowany olejami silnikowymi, o małej pozostałości po spopieleniu i odpornymi na nitrowanie. Sprężarka może nie być smarowana, a jeśli jest smarowana, to tym samym olejem co silnik. Wówczas lepkość oleju jest dostosowana do ciśnienia na wylocie gazu ze sprężarki.

8.9.2 Klasyfikacja olejów do sprężarek gazowych

Klasyfikacja olejów do sprężarek gazowych ISO 6743-3, przedstawiona w tabeli 8.1, jest stosowana w ograniczonym zakresie. Powodem jest jej ogólny charakter oraz złożoność problemów smarowniczych, jakie występują w przypadku tego typu maszyn. Wynikają one z wzajemnego oddziaływania środka smarnego i sprężanego gazu oraz konieczności uwzględnienia jeszcze wielu innych czynników.

W tej sytuacji producenci sprężarek gazowych, z reguły przyjmują zasadę zalecania środków smarnych, które uzyskały u nich certyfikaty. Na ogół uzyskanie certyfikatu wiąże się z koniecznością przeprowadzenia kosztownych badań laboratoryjnych, stanowiskowych, a często i eksploatacyjnych. Tylko niewiele firm, producentów małych sprężarek, decyduje się na podanie w instrukcji obsługi oleju smarnego, poprzez podanie jego klasy jakościowej oraz klasy lepkościowej wg ISO 3448.

Z tych względów, aktualnie znaczenie klasyfikacji olejów do sprężarek gazowych jest ograniczone i w większości przypadków stanowi ogólną wytyczną dla producenta. Przy doborze oleju do sprężarki gazowej, należy kierować się wytycznymi producenta sprężarki, podanymi w dokumentacji technicznej, a w przypadku niedostępności gatunków olejów powołanych w tych instrukcjach należy brać pod uwagę oleje renomowanych firm lub zasięgać opinii specjalisty.

8.9.3 Wymagania dla olejów do sprężarek gazowych

Dotychczas wymagania dla olejów do sprężarek gazowych, nie zostały ustalone normami międzynarodowymi. Wynika to ze złożoności problemów, jakie występują w tym przypadku, związanych z różnorodnością: składu chemicznego gazu, składu chemicznego oleju, a także budowy sprężarki. W tej sytuacji do oceny jakości olejów do sprężarek gazowych są ustanawiane wymagania producentów sprężarek, a producenci olejów podają właściwości swoich olejów według własnych kryteriów jakościowych, często w porozumieniu z producentami sprężarek.

8.10 Urządzenia chłodnicze

Urządzenia chłodnicze są to maszyny służące do schładzania do wymaganej temperatury, niższej niż temperatura otoczenia. Działanie urządzeń chłodniczych polega na odbieraniu ciepła przez krążący w układzie czynnik chłodniczy, z ośrodka zimniejszego i oddawaniu tego ciepła ośrodkowi cieplejszemu. Aby obieg taki mógł funkcjonować, niezbędne jest dostarczanie energii z zewnątrz.

W zależności od sposobu dostarczania energii, urządzenia chłodnicze są dzielone na:

- mechaniczne, w tym sprężarkowe, które są przedmiotem dalszych rozważań,

- absorpcyjne,
- strumienicowe,
- termoelektryczne.

W urządzeniach chłodniczych sprężarkowych, generowanie zimna jest oparte na procesie odparowania ciekłych gazów. Odparowywanie ciekłego gazu powoduje pochłanianie ciepła z otoczenia. Teoretyczny układ chłodniczy (rys. 8.24) składa się z następujących podstawowych elementów:

- sprężarki, która spręża gaz, zwany czynnikiem chłodniczym; w wyniku sprężania gaz podgrzewa się,
- chłodnicy (kondensatora), w której otaczające powietrze lub cyrkulująca woda chłodzi gorący sprężony gaz, aż do temperatury, w której przejdzie on w stan ciekły (skropli się),
- zaworu redukującego ciśnienie, który kontroluje przepływ ciekłego czynnika chłodniczego, ze strony wysokiego ciśnienia na stronę niskiego ciśnienia,
- parowalnika, w którym ciekły gaz odparowuje absorbując ciepło z otoczenia, które w wyniku tego ulega ochłodzeniu.

Cykl przemian termodynamicznych w układzie chłodniczym jest opisywany obiegiem idealnym (Carnota) lub obiegiem rzeczywistym. W obiegu idealnym, przedstawionym na rys. 8.25, czynnik chłodniczy podlega następującym przemianom:

- izotermicznemu odbieraniu ciepła **(Q_p)** od ośrodka zimniejszego **(I)**, w wyniku odparowania czynnika chłodniczego,
- izentropowemu sprężaniu **(II)**, wymuszonemu energią dostarczaną z zewnątrz (sprężarka); w przemianie tej temperatura czynnika chłodniczego wzrasta od temperatury **(T_1)** ośrodka zimniejszego do temperatury **(T_2)** ośrodka cieplejszego,
- izotermicznemu oddawaniu ciepła **(Q_o)** ośrodkowi cieplejszemu **(III)**, w wyniku kondensacji,
- izentropowemu rozprężaniu **(IV)** od ciśnienia **(p_4)**, odpowiadającego temperaturze ośrodka cieplejszego **(T_2)** do ciśnienia **(p_1)**, odpowiadającemu temperaturze ośrodka zimniejszego **(T_1)**.

Podstawowym parametrem, charakteryzującym obieg chłodniczy, jest tzw. teoretyczny współczynnik wydajności chłodniczej **(K)** opisywany wzorem (8.2):

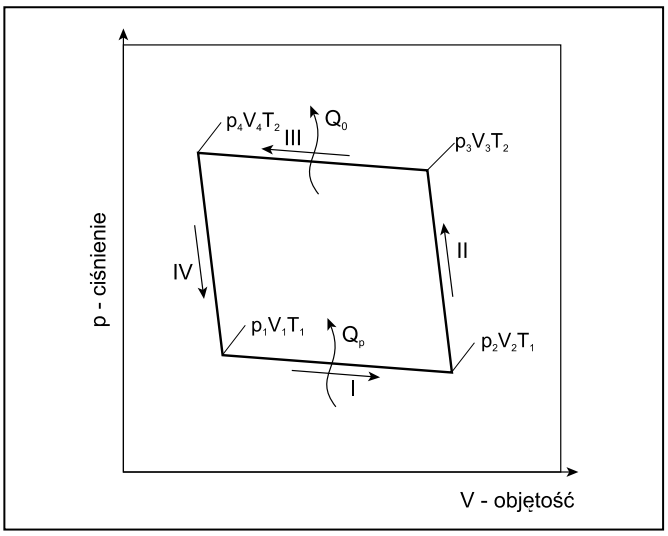
$$K = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \qquad (8.2)$$

gdzie:

T_1 – temperatura bezwzględna ośrodka zimniejszego, K,

T_2 – temperatura bezwzględna ośrodka cieplejszego, K.

Jak wynika z wzoru (8.2), teoretyczny współczynnik wydajności chłodniczej dla urządzenia chłodniczego zależy tylko od temperatury ośrodka cieplejszego i zimniejszego. Idealny obieg chłodniczy (obieg Carnota) praktycznie jest nie do zrealizowania, z tego względu do oceny wydajności dowolnego obiegu chłodniczego są stosowane tzw. obiegi chłodnicze porównawcze.



Rys. 8.25 Uproszczony obieg Carnota dla układu chłodniczego
I – odparowanie izotermiczne, II – sprężanie izentropowe, III – kondensacja izotermiczna, IV – rozprężanie izentropowe, Q_o – ciepło oddawane przez układ do otoczenia, Q_p – ciepło pobierane przez układ z otoczenia

W praktyce, obieg chłodniczy rzeczywisty, ze względu na to, że wymiana ciepła pomiędzy czynnikiem chłodniczym a źródłami ciepła nie przebiega izotermicznie, jak w obiegu idealnym, lecz izobarycznie, jest powodem, że współczynnik wydajności chłodniczej jest dużo mniejszy od teoretycznego.

Parametrem, charakteryzującym urządzenie chłodnicze jest wydajność chłodnicza – jest to ilość ciepła odbierana w jednostce czasu przez urządzenie chłodnicze, jego określony zespół (np.: sprężarkę, parownik, chłodnicę) lub czynnik chłodniczy.

Urządzenia chłodnicze są charakteryzowane praktycznym współczynnikiem wydajności chłodniczej. Jest to stosunek wydajności chłodniczej do wielkości pracy, niezbędnej do jej uzyskania. Jest on miarą sprawności układu chłodniczego.

Zespół wszystkich elementów urządzenia chłodniczego jest nazywany układem chłodniczym. Schemat prostego, przemysłowego układu chłodniczego, przedstawia rys.k 8.26. Wyróżnia się w nim dwie podstawowe części:

- niskiego ciśnienia,
- wysokiego ciśnienia.

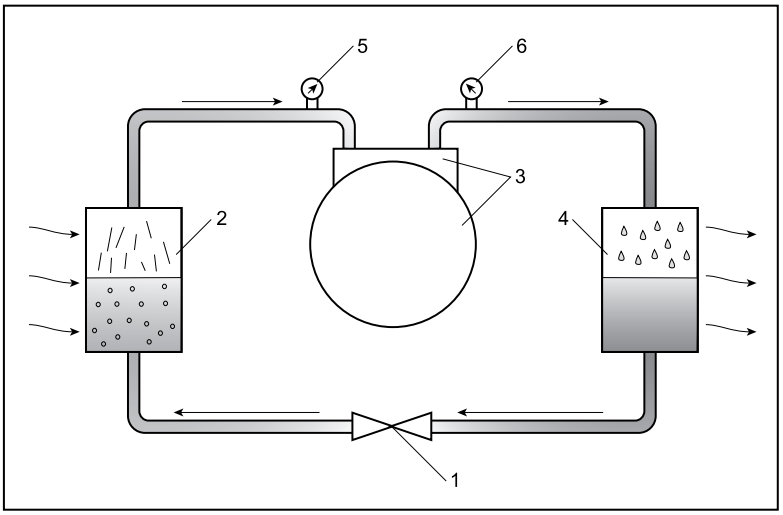
W części niskiego ciśnienia panuje ciśnienie parowania czynnika chłodniczego. W części wysokiego ciśnienia panuje ciśnienie par skraplania. Ciśnienie parowania i skraplania zależy od zastosowanego czynnika chłodniczego.

Odbieranie ciepła z ośrodka zimniejszego zazwyczaj ma na celu:

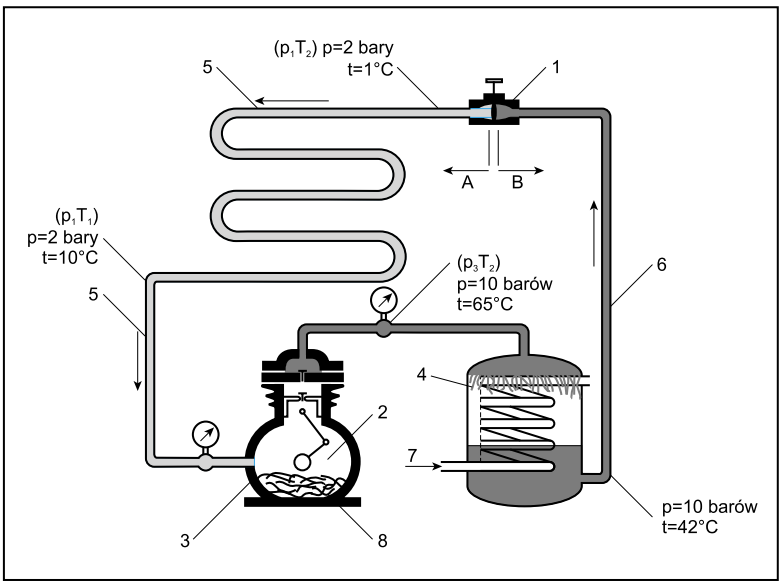
- obniżenie temperatury ośrodka do temperatury wymaganej,
- utrzymanie temperatury ośrodka na stałym, założonym poziomie,
- inne jak: skroplenie gazów, zestalenie cieczy, krystalizację z roztworów, itp.

W zależności od przeznaczenia, układy chłodnicze są budowane w bardzo wielu odmianach i o różnej wydajności, od kilku kcal/h do kilkunastu milionów kcal/h. Układ chłodniczy może być jednostopniowy lub wielostopniowy.

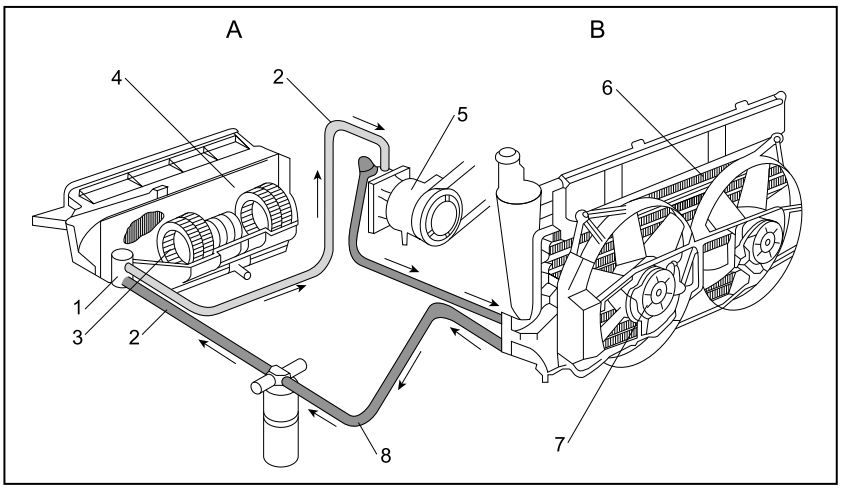
W większości konstrukcji, miejscem w którym panuje niska temperatura jest komora chłodnicza, z której czynnik chłodniczy odbiera ciepło, a ośrodkiem cieplejszym, w układach małych, jest powietrze atmosferyczne o temperaturze 10...40°C, a w układach dużych woda o temperaturze 10...30°C.



Rys. 8.24 Schemat teoretyczny układu chłodniczego
1 – zawór regulacyjny, 2 – parowalnik, 3 – sprężarka i silnik, 4 – skraplacz, 5 – manometr po stronie niskiego ciśnienia, 6 – manometr po stronie wysokiego ciśnienia, A – strona wysokiego ciśnienia, B – strona niskiego ciśnienia



Rys. 8.26 Schemat funkcjonalny jednostopniowego, przemysłowego układu chłodniczego ze sprężarką tłokową i chłodnicą wodną. Podane parametry układu są dla czynnika chłodniczego 134a i oleju do sprężarek chłodniczych
1 – zawór regulacyjny, 2 – parowalnik, 3 – sprężarka, 4 – skraplacz, 5 – przewody niskiego ciśnienia, 6 – przewody wysokiego ciśnienia, 7 – dopływ wody chłodzącej, 8 – olej smarowy z ciekłym czynnikiem chłodniczym, A – strona wysokiego ciśnienia, B – strona niskiego ciśnienia



Rys. 8.27 Widok ogólny urządzenia klimatyzacyjnego
1 – zawór regulacyjny, 2 – przewody niskiego ciśnienia, 3 – wentylator chłodnicy powietrza, 4 – parowalnik, 5 – sprężarka, 6 – skraplacz, 7 – wentylator skraplania, 8 – przewody wysokiego ciśnienia, A – strona wysokiego ciśnienia, B – strona niskiego ciśnienia

Działanie sprężarkowego układu chłodniczego polega na zassaniu z parowalnika przez sprężarkę par czynnika chłodniczego, o ciśnieniu $\mathbf{p_0}$ i temperaturze $\mathbf{T_0}$. Pary przepływają przez osuszacz i są sprężane do ciśnienia pk, z jednoczesnym wzrostem temperatury do $\mathbf{T_0}$. Sprężona para jest kierowana do odolejacza, gdzie następuje oddzielenie oleju od par czynnika chłodniczego, a następnie do skraplacza, w którym zostaje skroplona, przy stałym ciśnieniu i temperaturze $\mathbf{T_0}$, w wyniku chłodzenia wodą lub powietrzem. Skroplony czynnik chłodzący przepływa (często przez dochładzacz) do zaworu dławiącego, po przejściu którego następuje rozprężenie do ciśnienia po, a następnie dopływa do parowalnika, gdzie odparowuje przy stałym ciśnieniu $\mathbf{p_0}$ i temperaturze $\mathbf{T_0}$. W parowalniku następuje odebranie ciepła od chłodzonego ośrodka.

Układy chłodnicze są budowane jako:

- jednostopniowe, w których niezbędny wzrost temperatury czynnika chłodniczego jest uzyskiwany na jednym stopniu sprężania,
- wielostopniowe, w których niezbędny wzrost temperatury czynnika chłodniczego jest uzyskiwany w wyniku sprężania na dwóch lub więcej stopniach,
- kaskadowe, składające się z dwóch lub więcej stopni kaskady, połączonych szeregowo w taki sposób, że parowalnik najwyższego stopnia ochładza skraplacz stopnia niższego. Chłodziarki kaskadowe są stosowane w takich przypadkach, gdy niezbędnej temperatury nie można uzyskać przy zastosowaniu urządzeń wielostopniowych – z jednym czynnikiem chłodniczym. Układy chłodnicze mają bardzo rozległe zastosowania: od chłodziarek i zamrażarek domowych, szaf chłodniczych do wielkich chłodni przemysłowych, lodowisk i innych urządzeń, w których, z różnych względów, powinna panować temperatura niższa niż temperatura otoczenia. Przykładem urządzenia chłodniczego jest urządzenie klimatyzacyjne, którego uproszczony schemat przedstawia rys. 8.27.

Ze względu na występujące w tym przypadku procesy smarowania, dalej zostały omówione jedynie urządzenia chłodnicze sprężarkowe, tj. takie, do którego energia, niezbędna do wywołania obiegu czynnika chłodniczego, jest dostarczana w postaci pracy sprężarki chłodniczej.

8.11 Czynnik chłodniczy

Czynnikiem chłodniczym jest nazywana substancja, stosowana w urządzeniach chłodniczych, której podstawowym zadaniem jest odbieranie ciepła od ośrodka zimniejszego (chłodzonego) i oddawanie tego ciepła do ośrodka cieplejszego (chłodnicy wodnej, powietrznej lub czynnikowi chłodniczemu kaskady niższego stopnia) w skraplaczu.

Jako czynniki chłodnicze są stosowane:

- amoniak NH_3 (R717),
- dwutlenek siarki SO_2,
- dwutlenek węgla CO_2,
- gazowe węglowodory: metan (CH_4 – R50), etan (C_2H_6 – R170), propan (C_3H_8 – R290), butany (C_4H_{10} – R311),
- freony,
- azeotropowe mieszaniny freonów i gazowych węglowodorów.

Pod pojęciem freonów rozumie się różne związki chemiczne, węglowodory, w których niektóre lub wszystkie atomy wodoru zostały zastąpione fluorem (F) lub chlorem (Cl), o ogólnym wzorze (8.3):

$$\mathbf{C_mH_xF_yCl_z} \qquad \textbf{(8.3)}$$

Na podstawie tego wzoru jest budowany międzynarodowy symbol węglowodorowego czynnika chłodzącego, oznaczanego literą **R** (od Refrigerant), (dawniej **F** oraz **X**) z 3 cyfrowym wyróżnikiem, w którym poszczególne liczby oznaczają:

- pierwsza – liczbę atomów węgla w cząsteczce związku minus jeden **(m-1)**,
- druga – liczbę atomów wodoru plus jeden **(x+1)**,
- trzecia – liczbę atomów fluoru.

Liczba atomów chloru w cząsteczce, w tym symbolu nie jest oznaczana.

Przykładowo, związek CF_2Cl_2 jest oznaczany symbolem R12, a związek $C_2F_3Cl_2$ symbolem R113.

W przypadku, gdy w cząsteczce związku jest atom bromu, oznacza się to dodając do symbolu literę B i cyfrę, oznaczającą liczbę atomów bromu, np. związek $CHBrF_2$ ma oznakowanie R13B1.

Często są stosowane mieszaniny azeotropowe freonów. Są to mieszaniny o takim składzie, że skład pary jest identyczny ze składem cieczy. Ich temperatura wrzenia jest stała. Są one oznakowywane symbolami: R500, R501, R502, np.:

TABELA 8.12 System oznakowań literowych freonowych czynników chłodzących

Grupa związków	Oznakowanie	Oznakowanie	Przykłady
Chloro-fluoro-carbone	CFC	–	R11, R12, R114, R115
Hydro-chloro-flluoro-carbone	HCFC	HFA – hydro-fluoro-alcane	R 22, R123, R124, R141, R 142
Hydro-fluoro-carbone	HFC		R23, R134, R125

$$CHClF_2 + C_2ClF_5 - R502 \text{ (mieszanina R22 + R115)} \quad (8.4)$$

Obok oznakowań przedstawionych powyżej, w niektórych krajach są ponadto stosowane literowe oznakowania określonych grup freonów. System ten przedstawiono w tabeli 8.12.

Wybrane właściwości substancji najczęściej stosowanych jako czynnik chłodniczy, przedstawiono w tabeli 8.13.

Ważnym parametrem eksploatacyjnym, charakteryzującym czynnik chłodniczy jest zależność jego prężności par od temperatury. Parametr ten decyduje o zakresie temperatury jaka może być osiągnięta w ośrodku zimniejszym, przy zastosowaniu tego czynnika, a praktycznie o jego zastosowaniu w konkretnym urządzeniu. Zależność prężności par od temperatury, dla wybranych czynników chłodniczych przedstawia rys. 8.28, a wynikające stąd zastosowania tabela 8.14.

Freonowe czynniki chłodnicze wykazują określone zalety i wady. Do zalet zalicza się:

- niepalność i brak wybuchowości w kontakcie z powietrzem,
- nieszkodliwość dla ludzi,
- brak agresywności korozyjnej,
- inne technologiczne.

Za wady uznaje się:

- oddziaływanie na ozon, w górnych warstwach atmosfery oraz niekorzystny wpływ na efekt cieplarniany,
- tworzenie bardzo trującego fosgenu w kontakcie z ogniem,
- małą wydajność chłodniczą,
- duże straty przy dławieniu,
- przenikliwość przez odlewy żeliwne,
- rozpuszczalność w olejach.

Syntetyczną ocenę oddziaływania na środowisko najczęściej stosowanych czynników chłodniczych, przedstawia tabela 8.15.

Niekorzystny wpływ niektórych, aktualnie stosowanych freonowych czynników chłodniczych na środowisko, głównie z powodu wywoływania efektu cieplarnianego i dziury ozonowej, jest powodem intensywnych prac badawczych, zmierzających do zastąpienia dotychczas powszechnie stosowanych czynników chłodniczych typu CFC oraz HCFC, czynnikami chłodzącymi typu HFC. Podstawowym problemem jest zastąpienie freonowych czynników chłodniczych, zawierających chlor, bezchlorowymi. Perspektywy w tym zakresie przedstawiono w tabeli 8.16.

8.12 Oleje do sprężarek chłodniczych

8.12.1 Podstawowe właściwości

Smarowanie sprężarki chłodniczej jest podobne do smarowania sprężarki powietrza. Podstawowym problemem jest zastosowanie takiego oleju, który nie skrzepnie w parowalniku lub w innej zimnej części układu.

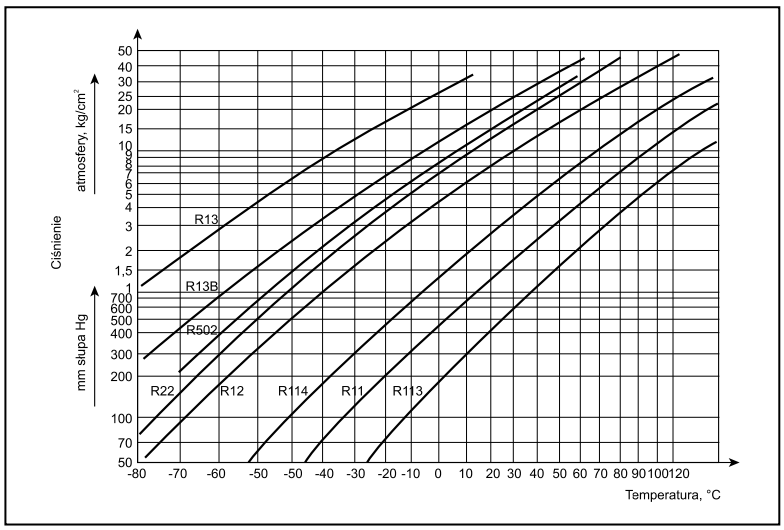
Stosowane oleje muszą być odporne na utlenianie, nie mogą powodować odkładania nagarów lub szlamu, które mogą spowodować zużycie lub obniżenie wydajności sprężarki. Z tego względu, są stosowane oleje mineralne lub syntetyczne o odpowiedniej lepkości, o niskich temperaturach płynięcia. Zapewnia to, że olej wróci do sprężarki bez części oleju odłożonego w parowalniku, w postaci stałej. Do bardzo niskich temperatur oraz tam, gdzie występuje problem mieszalności olejów mineralnych z czynnikami chłodniczymi, są zalecane specjalne oleje syntetyczne.

TABELA 8.14 Przykładowe zastosowanie wybranych czynników chłodniczych

Czynnik chłodniczy	Zakres temperatur chłodzenia, °C	Zastosowanie
R11	+5/0	Systemy klimatyzacji.
R12	–30/–40	Klasyczne, przemysłowe instalacje chłodnicze, takie jak: • chłodziarki gospodarcze, • chłodnie przemysłowe, • systemy klimatyzacji, budynki, pojazdy, • lodowiska, • chłodnie okrętowe.
R500	–30/–40	Jak R12.
R22	–30/–60	Chłodnie przemysłowe.
R502	–40/–60	Chłodnie handlowe, magazynowe.
R13B1	–80	Liofilizacja, zamrażanie żywności, produkcja lodów.
R13	–100	>–100 °C.

TABELA 8.13 Właściwości fizykochemiczne czynników chłodniczych

Właściwości	Amoniak R717	Freony - chlorowcowęglowodory							
		R11	R114	R12	R500	R22	R502	R13B1	R13
Ciężar cząsteczkowy	17	137,39	170,91	120,92	–	86,48	–		
Temperatura wrzenia, °C	–33,75	23,8	3,6	–29,8	–33,5	–40,8	–45,6	–57,8	–81,4
Utajone ciepło parowania w temperaturze wrzenia, kcal/kg	326,5	43,5	32,8	39,5	48,1	55,9	42,5	28,4	35,5
Objętość właściwa w temp. – 3°C, m³/kg	0,96	1,53	0,52	O,16	0,16	0,14	0,09	0,04	0,02
Objętościowa wydajność chłodnicza, kcal/m³	270	23	42	165	194	273	268	385	
Teoretyczna temperatura tłoczenia, °C	150	65	35	55	50	80	55	55	45 (–30 ...+25)
Współczynnik ściśliwości, -30/+30 °C	10	14	11	7,5	7,5	7,5	6,5	5,5	4 (–30 ...+25)
Temperatura krytyczna, °C	132,4	198	146	112	105,5	96	82	67	28,9
Ciśnienie krytyczne, kg/cm²	116	43	32	41	44,3	49	42	40	39
Gęstość cieczy, w temperaturze 30°C, kg/dm³	0,59	1,46	1,44	1,29	1,14	1,18	1,22	1,5	1,30 (t =–30)
Temperatura krzepnięcia, °C	–77,74	–111,0	+3,5	–29,8	–	-40,8	–	–	–



Rys. 8.28 Zależność prężności par od temperatury dla różnych czynników chłodniczych typu freonów

8.12.2 Klasyfikacje olejów do sprężarek chłodniczych

Oleje do sprężarek chłodniczych są ujęte klasyfikacją wg ISO 6743-3B. Klasyfikacja ta została zmodyfikowana i aktualnie jest ankietowana próbna wersja normy ISO/DIS 6743-3:1994. Wyciąg z tej klasyfikacji przedstawiono w tabeli 8.17.

W niektórych środowiskach technicznych funkcjonuje klasyfikacja według nieaktualnej już normy DIN 51 503. Wyróżnia ona dwie grupy olejów do sprężarek chłodniczych:

- KA – do sprężarek amoniakalnych,
- KC – do sprężarek z halogenowymi i azeotropowymi czynnikami chłodniczymi.

Klasyfikacja olejów do sprężarek chłodniczych wg PN-74/C-96072 obejmuje oleje gatunków:

- do sprężarek amoniakalnych: WZ, TZ-13,
- do sprężarek z obiegowym systemem smarowania: TZ-19, TZ-28,
- do sprężarek z freonowym czynnikiem chłodniczym: Freol 16 i Freol 27.

Mimo, że klasyfikacja jest nieaktualna, niektórzy producenci w dalszym ciągu wytwarzają oleje do sprężarek chłodniczych tych gatunków.

8.12.3 Metody badań olejów do sprężarek chłodniczych

Ocena jakości i badania olejów sprężarkowych są wykonywane metodami stosowanymi również do innych grup olejów przemysłowych.

Ponadto do kontroli jakości olejów sprężarkowych są stosowane testy modelujące warunki pracy olejów do sprężarek i pomp próżniowych.

8.12.4 Specyficzne metody badań

Obok metod standardowych, stosowanych również do oceny jakości innych olejów smarnych, w kontroli jakości olejów sprężarkowych są stosowane niektóre metody, specyficzne tylko dla tej grupy olejów. Metody te najczęściej dotyczą:

- stabilności chemicznej:
  - odporności termicznej i termooksydacyjnej,
  - kompatybilności z czynnikiem chłodzącym;
- mieszalności z czynnikiem chłodzącym:
  - w temperaturach niskich (parowalnik),
  - w temperaturach wysokich (skraplacz);

TABELA 8.15 Ocena oddziaływania na środowisko czynników chłodniczych

Czynnik chłodniczy	Oddziaływanie na ozon (ODP)	Wpływ na efekt cieplarniany (HGWP)	Toksyczność	Zapalność
CFC R11, R12, R502	Złe	Zły	Dobra	Dobra
HCFC R22, FX10	Średnie	Średni	Dobra	Dobra
FC R134a R404a	Dobre	Średni	Dobra	Dobra
Amoniak R717	Dobre	Dobry	Zła	Zła
Węglowodory	Dobre	Dobry	Zła	Zła

ODP – Ozone Depletion Potential, **HGWP** – Halocarbon Global Warming Potential

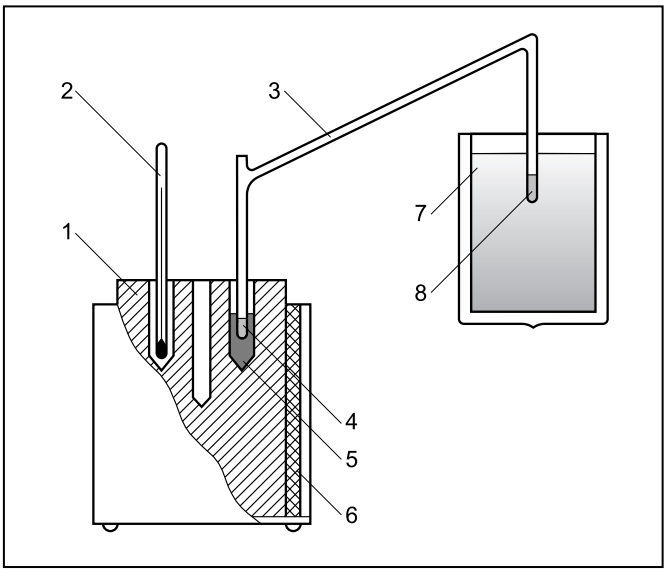
TABELA 8.16 Zalecane zastosowania czynników chłodzących typu freonów, aktualne, przejściowe i perspektywiczne

Podstawowe zastosowania	Czynnik chłodniczy typu CFC/HCFC	Czynnik chłodniczy w okresie przejściowym typu HCFC	Alternatywny przyszłościowy czynnik chłodzący typu HFC (bezchlorowy)
t^0 = 0°C do + 20 °C Chłodnie cieczowe do klimatyzacji budynków	R11	R123	Żadnego jeszcze nie znaleziono, ewentualnie R134a
t^0 = 0°C do + 15°C Klimatyzacja, chłodzenie wody, pompy grzewcze	R22	R22	R134a sprężarki duże R407C sprężarki średnie R410A sprężarki małe
t^0 = -40°C do + 10°C Instalacje chłodni przemysłowych, pompy grzewcze, układy klimatyzacji samochodów, zamrażarki, klimatyzacja domowa	R12 R500 R115	R409A R401A	R134a
t^0 = -50°C do + 10°C Chłodnie handlowe, chłodnie przemysłowe, budynki, lodowiska, chłodnie okrętowe	R22 R502	R22 R402A, R408A	R134a sprężarki małe R404A sprężarki duże R404A, R507
t^0 = -80°C do -40°C Instalacje chłodnicze dwustopniowe, liofilizacja, krystalizacja	R13B1	–	W opracowaniu
t^0 = -100°C do -60°C Zamrażarki wielostopniowe (kaskadowe), kriostaty, liofilizacja	R13	–	R23
t^0 = -110°C do -70°C Zamrażarki wielostopniowe (kaskadowe) do aparatury laboratoryjnej i zastosowań specjalnych	R503	–	R508 R508b

TABELA 8.17 Fragment klasyfikacji środków smarowych do sprężarek chłodniczych - kod D, wg ISO/DIS 6743-3,

Przeznaczenie ogólne	Bardziej specyficzne zastosowanie, temperatura pracy, typ czynnika chłodniczego	Typ oleju	Symbol ISO-L	Typowe zastosowania	Uwagi
Sprężarki tłokowe i rotacyjne z układem hermetycznym, półhermetycznym lub otwartym.	Temperatura parowalnika powyżej – 40°C. Amoniak, CFC, HCFC i/lub jego mieszaniny z HCFC zasadniczo nie zalecane.	Głęboko rafinowane mineralne oleje (naftenowe, parafinowe i białe) i syntetyczne oleje węglowodorowe.	DRA	Układy chłodzenia. Układy klimatyzacyjne.	
	Temperatura parowalnika i skraplacza poniżej –40°C. Amoniak, CFC, HCFC i/lub jego mieszaniny z HCFC zasadniczo nie zalecane.	Syntetyczne oleje węglowodorowe z uwzględnieniem kontroli mieszalności węglowodór/czynnik chłodniczy. Syntetyczne węglowodory powinny wykazywać mieszalność z innymi olejam	DRB	Układy chłodzenia.	W instalacjach, z suchymi parowalnikami, w niektórych przypadkach mogą być zastosowane głęboko rafinowane oleje mineralne (z uwzględnieniem mieszalności i właściwości niskotemperaturowych).
	Temperatura parowalnika i skraplacza powyżej 0°C i/lub przy dużych różnicach temperatury i ciśnienia. Halogeny.	Głęboko rafinowane oleje mineralne. Syntetyczne oleje węglowodorowe o dobrej stabilności termicznej i chemicznej.	DRC	Pompy grzewcze. Urządzenia klimatyzacyjne. Układy chłodzenia.	Syntetyczne oleje węglowodorowe przy zapewnieniu kontroli nad mieszalnością: węglowodór/czynnik chłodniczy lub węglowodór/ olej mineralny.
	Wszystkie temperatury parowalnika.	Syntetyczne środki smarowe nie mieszalne z czynnikiem chłodniczym, oleje mineralne i syntetyczne węglowodory.	DRD	Środek smarowy i czynnik chłodniczy powinny być nie mieszalne i dobrze się rozdzielające	Sprężarki wszystkich rodzajów.
Sprężarki zamknięte hermetyczne) i otwarte.	Systemy stosujące wysoko polarne czynniki chłodnicze typu HFC, np. HFC 134a, wszystkie temperatury. Węglowodory.	Ciecze polarne, zawierające tlen wykazujące dobrą mieszalność z czynnikiem chłodniczym	DRE	Systemy klimatyzacyjne samochodowe, budynków mieszkalnych i innych. Transport chłodniczy. Stacjonarne systemy przemysłowe i komercyjne.	Do zastosowań w systemach stosujących czynnik chłodniczy akceptowany przez ochronę środowiska, posiadający ODP na poziomie zero.

- właściwości smarnych i przeciwzużyciowych, oznaczanych metodami:
  - test Plint–Cameron,
  - test Falex,
  - test na maszynie czterokulowej;
- oddziaływania z wodą, w zakresie:
  - higroskopijności,
  - właściwości elektroizolacyjnych,
  - stabilności hydrolitycznej,
  - działania korodującego;



Rys. 8.29 Schemat aparatu Phillipa do badania kompatybilności oleju z czynnikiem chłodniczym
1 – blok aluminiowy, 2 – termometr, 3 – rurka do badania, 4 – mieszanina badanego oleju i czynnika chłodniczego, 5 – nisko krzepnący stop metali (np. stop Wooda lub stop Lipowitza), 6 – płaszcz grzejny, 7 – mieszanina oziębiająca lub ciekły azot w naczyniu Dewara, 8 – kondensat czynnika chłodniczego

- oddziaływania na materiały elastomerów;
- testy eksploatacyjne.

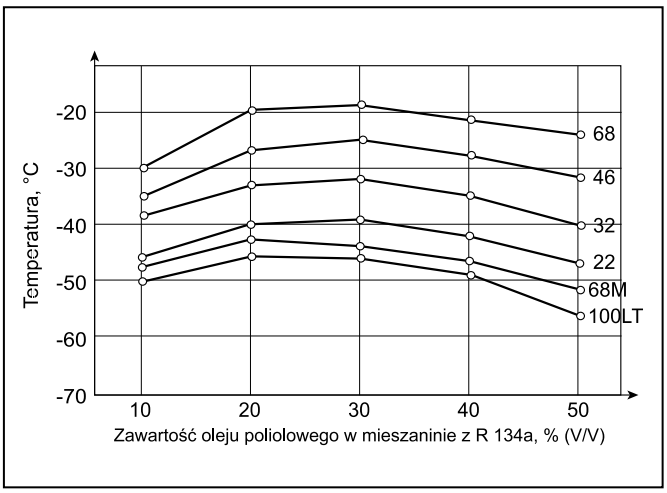
Stabilność chemiczna i odporność na utlenianie olejów do sprężarek chłodniczych jest badana metodami właściwymi dla innych typów sprężarek, przedstawionymi wcześniej (patrz p. 8.6). Ważnym parametrem oceny jakości tej grupy olejów jest kompatybilność chemiczna układu olej - czynnik chłodniczy. Decyduje ona o możliwości stosowania takiego układu.

Kompatybilność oleju z czynnikiem chłodniczym typu freonów, jest oceniana metodą Philipaa. Metoda ta pozwala na ocenę, czy czynnik chłodzący nie wchodzi w reakcję chemiczną ze składnikami oleju, w wyniku czego powstawałyby agresywne związki korozyjne, pogarszające inne eksploatacyjne właściwości oleju.

Do badań jest stosowany aparat, którego schemat przedstawiony na rys. 8.29. Składa się on z bloku aluminiowego z systemem termostatowania, umożliwiającego ogrzewanie próbki w rurce do badań oraz chłodnicy w postaci łaźni wodnej, utrzymującej temperaturę 40°C lub w przypadku badania lotnych czynników chłodniczych, takich jak R22 łaźni oziębiającej z ciekłym azotem lub mieszaniną stałego dwutlenku węgla z alkoholem etylowym.

Zasada metody polega na działaniu par czynnika chłodzącego na olej, w temperaturze 250°C, przez okres 96 lub więcej godzin i ocenie ewentualnej obecności osadu chlorku srebra, wypadającego z roztworu azotanu srebra, przez który przechodzą opary oraz stwierdzenia obecności kondensatu chlorowodoru (HCl) lub fluorowodoru (HF), skraplającego się na ściankach środkowej części rurki aparatu.

Mieszalność oleju z czynnikiem chłodniczym jest oceniana metodą polegającą na pomiarze najwyższej temperatury, w której mieszanina oleju i czynnika chłodniczego rozwarstwia się. Pole-



Rys. 8.30 Zależność temperatury rozdziału faz od składu mieszaniny - czynnik chłodniczy R134a i oleju

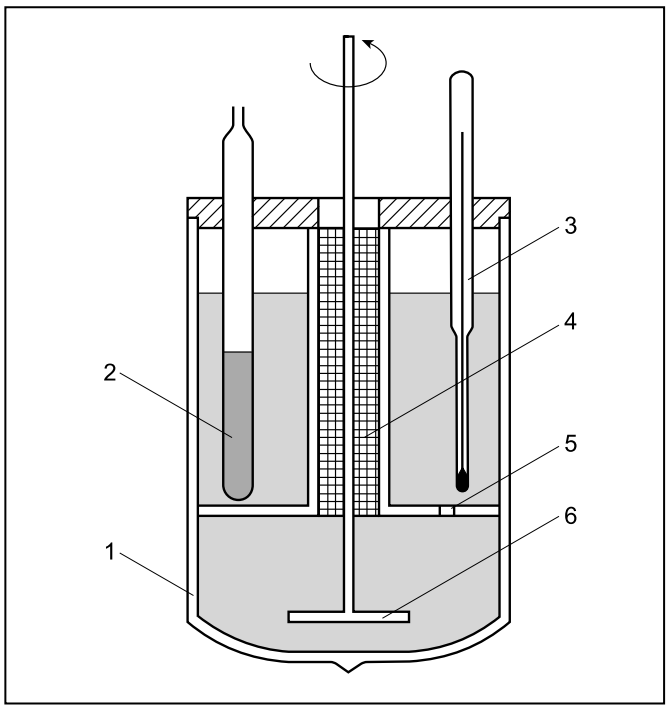
ga ona na oziębianiu mieszaniny oleju i czynnika chłodniczego w specjalnym pojemniku, aż do temperatury, w której nastąpi rozwarstwienie obu składników. Temperatura ta jest zależna od składu oleju, właściwości (rodzaju) czynnika chłodniczego, a także udziału obu składników w mieszaninie. Przykładowe zależności temperatury rozdziału faz od składu mieszaniny olejów i czynnika chłodniczego R134a, przedstawia rys. 8.30. Temperatura rozdziału faz jest parametrem określającym najniższą temperaturę stosowania układu olej – czynnik chłodniczy.

Mieszalność olejów do sprężarek chłodniczych i czynnika chłodniczego jest także oceniana poprzez pomiar parametru, specyficznego dla tych olejów - temperatury flokulacji, nazywanej również temperaturą kłaczkowania.

Temperatura flokulacji jest to najwyższa temperatura, przy której z jednorodnej mieszaniny oleju i czynnika chłodniczego, w stosunku 1 : 9 (V/V), w czasie oziębiania w warunkach znormalizowanych, wydzielą się pierwsze kryształki parafiny lub powstanie zmętnienie.

Temperatura flokulacji określa najniższą temperaturę, w jakiej olej może pracować w sprężarce chłodniczej, z danym czynnikiem chłodzącym. Poniżej tej temperatury, krystalizujące z oleju parafiny mogą spowodować zatkanie przewodów.

Temperatura flokulacji jest oznaczana przy użyciu aparatu, którego schemat przedstawia rys. 8.31. Zasada metody badania polega na oziębianiu, z określoną szybkością mieszaniny oleju i czynnika chłodniczego, umieszczonej w specjalnej ampułce i odczycie temperatury, przy której pojawią się pierwsze kryształki parafiny lub nastąpi zmętnienie.



Rys. 8.31 Schemat aparatu do oznaczania temperatury flokulacji
1 – naczynie Dewara z mieszaniną oziębiającą, 2 – ampułka z mieszaniną (badany olej – czynnik chłodniczy), 3 – termometr, 4 – rurka z siatki metalowej, do pomieszczenia stałego dwutlenku węgla, 5 – podstawka dla ampułki, 6 – mieszadło

Test Falex oraz **testy przy użyciu maszyny czterokulowej,** których zasadę przedstawiono w p. 4.7.

Pozytywne rezultaty wszystkich trzech testów smarnościowych, pozwalają na zakwalifikowanie oleju do stosowania. Znaczenie testów smarnościowych do oceny tego typu oleju, wynika z faktu, że małe sprężarki chłodnicze, praktycznie są smarowane „na całe życie".

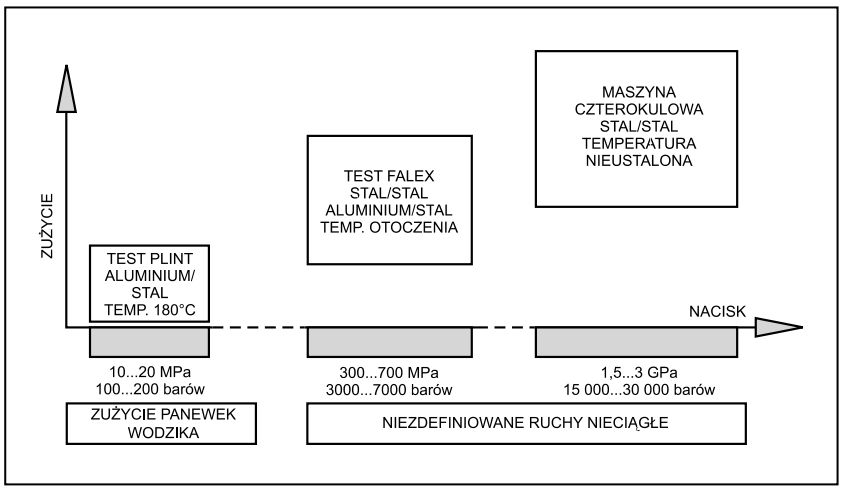
Oddziaływanie z wodą jest oceniane w celu stwierdzenia czy olej nie wykazuje właściwości higroskopijnych (skłonność do pochłaniania wody) lub czy składniki jego nie podlegają rozkładowi (hydrolizie) pod wpływem wody. Skłonności takie wykazują niektóre, niewłaściwie skomponowane oleje na bazie estrów. Reakcja wówczas zachodzi według schematu:

$$\underset{\text{Ester}}{R1{-}COO{-}R_2} + \underset{+\text{ woda}}{H_2O} \rightleftharpoons \underset{\text{kwas}}{R_1{-}COOH} + \underset{+\text{ alkohol}}{R_2OH} \qquad \textbf{(8.4)}$$

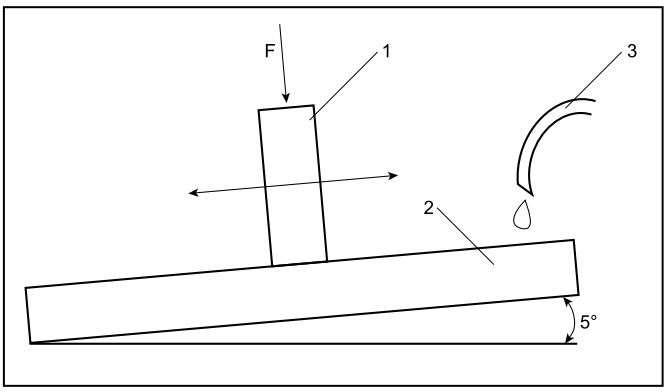
W wyniku tej reakcji mogą powstawać substancje agresywne korozyjnie względem materiałów konstrukcyjnych skojarzeń trących, smarowanych olejem. W rezultacie wystąpić może wypadanie osadów, a także pogorszenie niektórych innych właściwości

Właściwości smarne i przeciwzużyciowe są oceniane trzema metodami scharakteryzowanymi na rys. 8.32.

Test Plint-Cameron jest wykonywany przy użyciu tribometru, którego zasadę pokazuje rys. 8.33. Test modeluje skojarzenie trące stal – aluminium (tłok - cylinder), pracujące przy niewielkich naciskach. W teście tym, aluminiowa igła ze sferycznym zakończeniem, dociskana do płytki z siłą 0...250 N, jest przesuwana z częstotliwością 50 Hz i amplitudą 1...15 mm, po smarowanej kropelkowo stalowej płytce, nachylonej pod kątem 50 stopni. Mierzone są: współczynnik tarcia, zużycie czoła igły oraz oporność elektryczna kontaktu igła – płytka. W tym przypadku, wielkość oporności elektrycznej informuje o grubości filmu smarującego.



Rys. 8.32 Metodyka oceny właściwości smarnych i przeciwzużyciowych olejów do sprężarek chłodniczych – modelowanie warunków pracy oleju



Rys. 8.33 Schemat skojarzenia trącego maszyny tarciowej Plint-Cameron 1 – aluminiowa igła z półkolistym zakończeniem, 2 – stalowa płytka, 3 – smarowanie kropelkowe

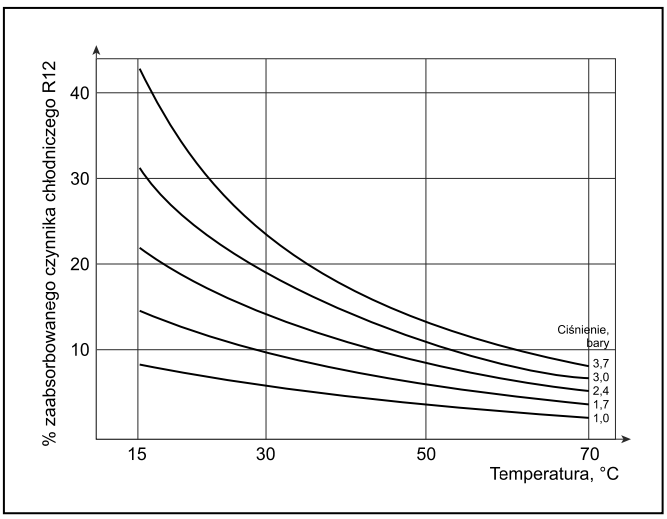
eksploatacyjnych oleju, jak skłonność do platerowania miedzią, przenoszoną ze stopów zawierających miedź na części wykonane ze stali lub żeliwa. Zjawisko to zwane selektywnym przenoszeniem, w przypadku sprężarek chłodniczych jest uznawane jako szkodliwe, ponieważ w jego wyniku następuje zmiana tolerancji między współpracującymi częściami.

W wyniku hydrolizy składników oleju, pogorszeniu ulegają również właściwości elektroizolacyjne oleju, co może wywoływać przebicie elektryczne z układu silnika elektrycznego, napędzającego sprężarkę. Właściwości elektroizolacyjne olejów do sprężarek chłodniczych są oceniane w teście na przebicie elektryczne (patrz p. 13.3). Mierzone jest napięcie elektryczne, wyrażane w kilowoltach (kV), przy którym na elektrodach zanurzonych całkowicie w oleju, następuje przebicie.

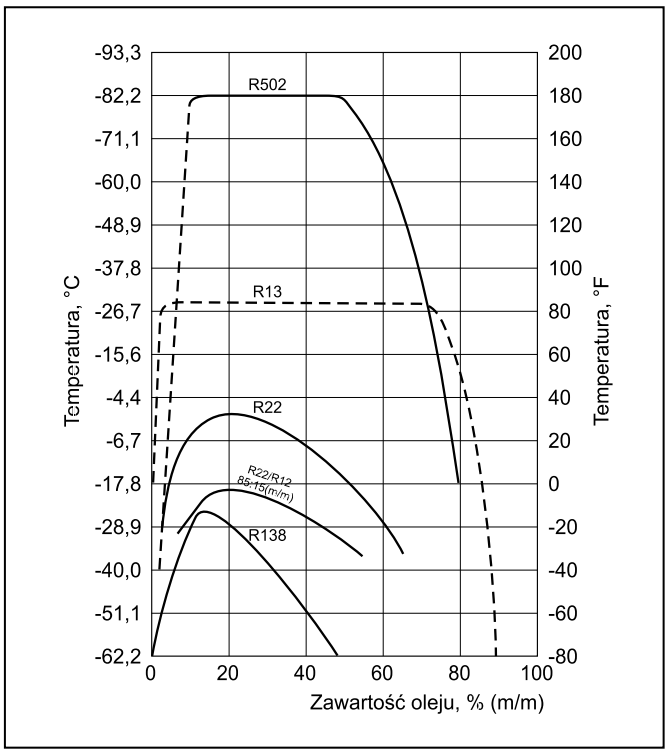
Odporność na hydrolizę olejów do sprężarek chłodniczych jest oceniana metodą według ASTM D 2619 zwaną testem „Coca-Cola". W teście tym próbkę oleju (75g) i wody destylowanej (25g) umieszcza się wraz z płytką miedzianą w szczelnie zamkniętej butelce typu Coca-Cola (stąd nazwa testu). Butelka wraz z próbką jest poddawana powolnej rotacji, w ciągu 48 godzin, w temperaturze 96°C. Po zakończeniu badania jest oceniana zmiana masy płytki, liczba kwasowa fazy wodnej, a także ilość wydzielonych osadów.

W celu przeciwdziałania tym niekorzystnym właściwościom olejów estrowych, których użytkowanie jest korzystne z innych względów, stosuje się wiele środków zaradczych, do których można zaliczyć:

- stosowanie stabilnych estrów, nie podlegających łatwo utlenieniu i hydrolizie (tzw. estrów zablokowanych),
- skuteczne odwadnianie olejów, do poziomu <50 ppm zawartości wody,



Rys. 8.34 Zależność ilości zaabsorbowanego czynnika chłodniczego R12 w oleju mineralnym, od temperatury i ciśnienia



Rys. 8.35 Skład jednofazowej mieszaniny wybranych czynników chłodniczych typu freonów i oleju typu naftenowego, w zależności od temperatury

- wprowadzanie do składu oleju specjalnych dodatków zapobiegających utlenianiu i hydrolizie,
- stosowanie rozwiązań konstrukcyjnych gwarantujących szczelność układu,
- pasywację metali mających kontakt z olejem.

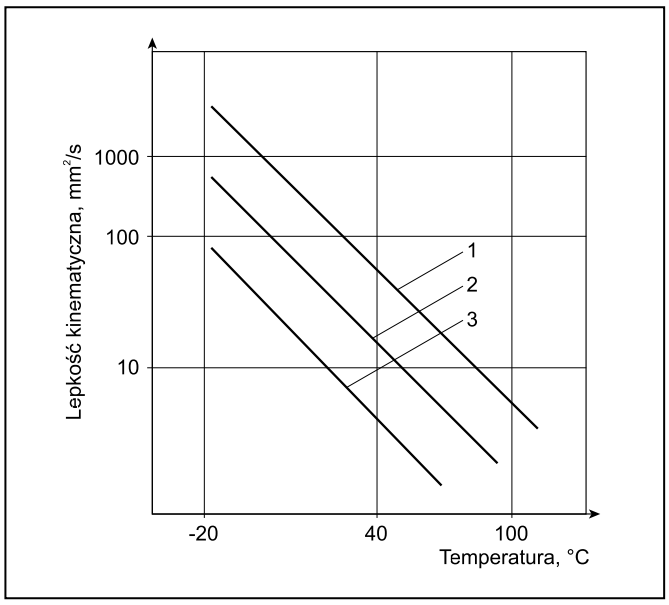
Oddziaływanie na elastomery jest oceniane standardowymi metodami (p. 2.7.2), polegającymi na badaniu, czy elastomer zanurzony w oleju, w maksymalnej temperaturze pracy, nie wykazuje nadmiernego pęcznienia lub skurczu. Producenci olejów do sprężarek chłodniczych, zazwyczaj podają wykaz elastomerów odpornych (lub nieodpornych) na działanie oferowanego oleju.

Testy eksploatacyjne są wykonywane, w przypadkach nowych kompozycji olejów, nowych czynników chłodniczych lub zastosowania niestosowanych dotychczas rozwiązań konstrukcyjnych sprężarek lub układów chłodzenia.

8.13 Układ olej – czynnik chłodniczy

Układ olej-czynnik chłodniczy charakteryzuje się złożonymi zależnościami, wynikającymi z wzajemnej, ograniczonej rozpuszczalności. Nawet w przypadku, gdy zostaną przekroczone parametry (skład mieszaniny, temperatura, ciśnienie) wzajemnej mieszalności olej – czynnik chłodniczy, zawsze pewna ilość czynnika chłodniczego jest zaabsorbowana przez olej. Przykładową zależność, charakteryzującą absorpcję czynnika chłodniczego R12 w oleju mineralnym, przedstawia rys. 8.34. Wynika z niego, że w miarę wzrostu temperatury oleju, ilość zaabsorbowanego czynnika chłodniczego maleje. Zwiększa się ona natomiast w miarę wzrostu ciśnienia w układzie.

Relacja olej czynnik chłodniczy zależy również od rodzaju bazy oleju, co ilustruje rys. 8.35, na którym, jako przykład przedstawiono zależność rozpuszczalności czynnika chłodniczego R22 w olejach sporządzonych z różnych baz olejowych. Wynika z niego, że w pewnych warunkach, zależnie od składu mieszaniny i temperatury mieszanina ta może być jednofazowa (pełna rozpuszczalność) lub dwufazowa (ograniczona rozpuszczalność). Procesy schładzania muszą być tak zaprojektowane, aby w układzie nie nastąpiło rozwarstwienie mieszanki. Może to spowodować zmycie oleju ze smarowanych powierzchni, a tym samym przyśpieszyć procesy zu-

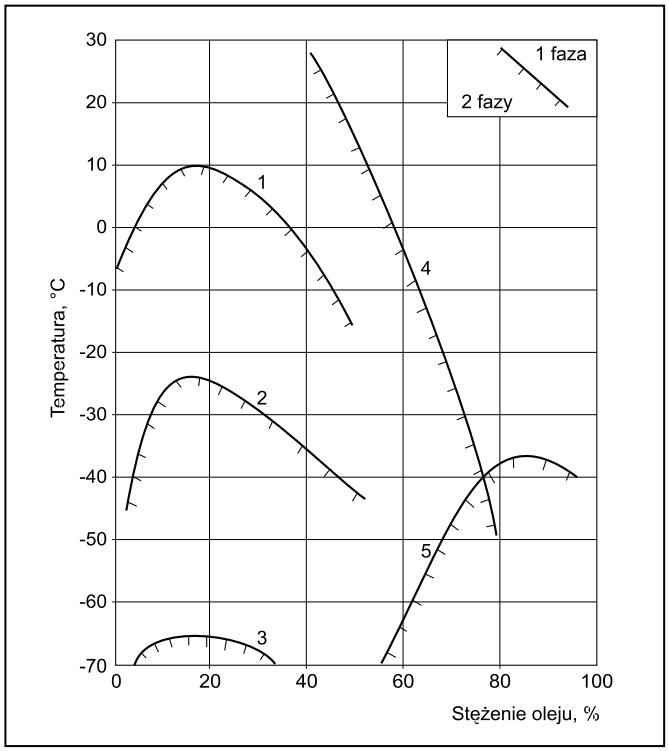


Rys. 8.36 Zależność lepkości kinematycznej mieszaniny oleju mineralnego i czynnika chłodniczego R22 od składu mieszaniny i temperatury
1 – 100 % oleju, 2 – 90 % oleju, 3 – 80 % oleju

żywania części lub nawet zatarcie. Oczywiście w przypadku innych czynników chłodniczych, zależności te mają inny przebieg, co musi być uwzględnione przy doborze oleju do układu chłodzenia.

Podczas doboru oleju do układu chłodzenia musi być również uwzględniona rozpuszczalność oleju w czynniku chłodniczym. Zależy ona od rodzaju czynnika chłodniczego i rodzaju bazy oleju. Zależność taką, dla oleju typu naftenowego i różnych czynników chłodniczych, przedstawia rys. 8.36. Wynika z niego, że dla pewnego składu mieszaniny rozpuszczalność oleju w czynniku chłodniczym jest najmniejsza (maksimum na krzywej). Dla tego składu, olej „wytrąca" się z mieszaniny przy najwyższej temperaturze.

Skomplikowane zależności, jakie mają miejsce w przypadku mieszaniny olej – czynnik chłodniczy, rzutują na procesy smarowania sprężarek chłodniczych poprzez zmianę istotnych właściwości



Rys. 8.37 Obszary istnienia jednej lub dwóch faz oleju w mieszaninie z czynnikiem chłodniczym R22, w zależności od temperatury, dla różnych rodzajów olejów
1 – oleje typu naftenowego, 2 – oleje stanowiące mieszaninę naftenów i alkilobenzenów, 3 – alkilobenzeny, 4 – polialfaolefiny (PAO), 5 – poliglikole

substancji smarnej. W stosunku do oleju czystego, jego mieszaniny z czynnikiem chłodniczym mają znacznie gorsze właściwości smarne i przeciwzużyciowe. Jest to kompensowane zwiększoną zawartością w oleju dodatków przeciwzużyciowych (AW) i przeciwzatarciowych (EP).

Rozcieńczanie oleju czynnikiem chłodniczym, którego lepkość jest znacznie mniejsza niż oleju, jest przyczyną obniżenia lepkości. Ilustruje to rys. 8.37. Zjawisko obniżenia lepkości, jest kompensowane przez stosowanie oleju o zwiększonej lepkości w stosunku do oleju stosowanego w sprężarkach powietrza, o analogicznej konstrukcji.

8.14 Wymagania dla olejów do sprężarek chłodniczych

Dotychczas wymagania dla olejów do sprężarek chłodniczych nie zostały ustalone normami międzynarodowymi. Wynika to ze złożoności problemów, jakie występują w tym przypadku. Wynikają one z różnorodności: czynników chłodniczych, składu olejów, a przede wszystkim budowy układów chłodzenia. W niektórych krajach, podejmowano próby znormalizowania wymagań na tego typu olejów (DIN 503, PN-74/C-96072, BS 2526, GOST 5646 i inne), ale nie znalazły one akceptacji wśród producentów układów chłodzenia i sprężarek chłodniczych. W tej sytuacji, do oceny jakości olejów do sprężarek chłodniczych są ustanawiane wymagania producentów sprężarek lub czynników chłodniczych, a producenci olejów podają właściwości swoich olejów według własnych kryteriów jakościowych i zabiegają o aprobatę producentów układów chłodniczych i czynników chłodniczych.

8.15 Pielęgnacja olejów do sprężarek chłodniczych

W przypadku małych sprężarek chłodniczych, smarowanych „raz na całe życie", kontrola jakości oleju nie jest prowadzona. W przypadku dużych, przemysłowych układów chłodzenia, jakość oleju powinna być kontrolowana. Ocenie powinny podlegać takie parametry jak:

- barwa oleju,
- liczba kwasowa; zwłaszcza w przypadku olejów estrowych,
- zawartość wody i zanieczyszczeń stałych,
- inne parametry, wymagane przez producenta oleju lub układu chłodniczego.

W przypadku niektórych układów chłodniczych, okres wymiany oleju jest podawany w instrukcjach obsługi. Powinien on być bezwzględnie przestrzegany.

NOTATKI