

ENGINEERING
TOMORROW

Instalacje chłodnicze – Podręcznik

Chłodnictwo przemysłowe
Instalacje amoniakalne i na CO_2

Październik 2020

ir.danfoss.pl

Spis treści **Strona**

1. Wprowadzenie....7
1.1 Czynniki chłodnicze....8
1.2 Zasilanie parownika czynnikiem chłodniczym....9
1.3 Układy jednostopniowe....10
1.4 Układy dwustopniowe i wielostopniowe....10
1.5 Urządzenia kaskadowe....12
1.6 Układy transkrytyczne....13
2. Regulacja pracy sprężarki....17
2.1 Wsteczny przepływ czynnika....18
2.2 Regulacja ciśnienia ssania....18
2.3 Regulacja wydajności sprężarki....19
2.4 Regulacja temperatury tłoczenia za pomocą wtrysku cieczy....22
2.5 Układ tłumiący ekonomizera....23
2.6 Podsumowanie....24
3. Regulacja pracy skraplacza....25
3.1 Zasilanie zaworem pływakowym wysokiego ciśnienia....25
3.2 Zasilanie zaworem pływakowym niskiego ciśnienia....25
3.3 Skraplacze chłodzone powietrzem....26
3.4 Skraplacze natryskowo-wyparne....29
3.5 Skraplacze chłodzone wodą....31
3.6 Podsumowanie....33
4. Regulacja poziomu cieczy....34
4.1 Układ regulacji poziomu cieczy po stronie wysokociśnieniowej (HP)....35
4.2 Układ regulacji poziomu cieczy po stronie niskociśnieniowej (LP)....39
4.3 Podsumowanie....43
5. Regulacja pracy parownika....44
5.1 Regulacja temperatury....44

5.2 Regulacja zasilania czynnikiem chłodniczym 47
5.3 Zasilanie za pomocą zaworu elektromagnetycznego (EVRA).....51
5.4 Zasilanie za pomocą zaworu AKV(A) z modulacją szerokości impulsu ...51
5.5 Pionowe rurociągi powrotne pary mokrej 53
5.6 Metody odszraniania 57
5.7 Podsumowanie.....69
6. Układy olejowe 70
6.1 Regulacja układu chłodzenia oleju 70
6.2 Regulatory różnicy ciśnienia oleju.....73
6.3 Układ powrotu oleju.....75
6.4 Podsumowanie.....78
7. Układy zabezpieczające.....79
7.1 Zwory bezpieczeństwa 79
7.2 Ograniczniki ciśnienia i temperatury 81
7.3 Wyłączniki poziomu cieczy.....81
7.4 Wykrywanie czynnika chłodniczego.....82
8. Regulacja pracy pomp czynnika chłodniczego 85
8.1 Zabezpieczenie pompy za pomocą presostatu różnicowego 85
8.2 Upustowa regulacja wydajności pompy 87
8.3 Regulacja ciśnienia za pompą 87
8.4 Podsumowanie.....89
9. Inne 90
9.1 Filtry odwadniacze w układach z czynnikami fluorowanymi 90
9.2 Usuwanie wilgoci z układów z CO_2 91
9.3 Usuwanie wilgoci z układów amoniakalnych 92
9.4 Odpowietrzanie 94
9.5 Układy odzysku ciepła 98
10. Wykorzystanie CO_2 w układach chłodniczych 98

© Danfoss | 2020.10

10.1 CO_2 jako czynnik chłodniczy 99
10.2 Porównanie rozmiarów rurociągów w układach z CO_2 100
10.3 Podkrytyczne układy chłodnicze z CO_2 103
10.4 Specjalne względy dotyczące układów chłodniczych z CO_2 107
10.5 Wnioski 111
10.6 Bezpieczeństwo i wykrywanie czynnika 111
10.7 Wykrywanie CO_2 111
10.8 Regulacja ciśnienia w układach z CO_2 112
10.9 Regulacja pracy urządzenia kaskadowego 113
10.10 Metody regulacji procesu odszraniania gorącą parą 114
10.11 Olej w układach z CO_2 119
10.12 Woda w układach z CO_2 121
11. Transkrytyczne układy z CO_2 124
11.1 Zasada działania obiegu transkrytycznego 124
11.2 Typowe rozwiązania transkrytycznych układów z CO_2 127
11.3 CO_2 w chłodnictwie przemysłowym 131
11.4 Przemysłowe transkrytyczne układy z CO_2 133
11.5 Odszranianie w przemysłowych pompowych układach transkrytycznych 144
11.6 Gospodarka olejem 146
11.7 Powrót oleju 146
11.8 Odzysk ciepła 150
11.9 Dopuszczalne ciśnienie robocze i bezpieczeństwo 153
12. Wymienniki ciepła 154
12.1 Podstawy wymiany ciepła 158
12.2 Płytowe wymienniki ciepła 163
12.3 Instalowanie wymienników ciepła 165

Przedmowa

Niektóre z przedstawionych tutaj rozwiązań mogą być obwarowane specjalnymi wymaganiami w lokalnych normach i przepisach, czego firma Danfoss nie weryfikowała i wyraźnie oświadcza, że nie deklaruje zgodności z nimi. W celu zapewnienia zgodności z obowiązującymi w danym regionie przepisami i normami, w toku projektowania, produkcji, eksploatacji bądź sprzedaży jakiegokolwiek urządzenia zawsze trzeba skonsultować się z licencjonowanym i wykwalifikowanym specjalistą.

Układy chłodnicze i sposoby ich eksploatacji mogą stanowić własność intelektualną chronioną przez niektóre przepisy. Dla zapewnienia swobody postępowania w toku projektowania, produkcji, eksploatacji bądź sprzedaży takiego układu należy każdorazowo zasięgnąć opinii u licencjonowanego prawnika.

Firma Danfoss nie ponosi żadnej odpowiedzialności ani nie ma obowiązku zabezpieczania ani zwalniania z odpowiedzialności za jakiekolwiek roszczenia, postępowania prawne, straty, działania, szkody, pozwy, wyroki, zobowiązania i wydatki, w tym honoraria prawników, związane z jakimikolwiek informacjami podanymi w niniejszym dokumencie lub wynikające z modyfikacji lub połączenia jakiegokolwiek produktu lub układu Danfoss ze sprzętem, materiałami lub własnością intelektualną stron trzecich.

Wszystkie schematy i rysunki obrazują istotę poszczególnych rozwiązań i zamieszczono je wyłącznie tym celu. Wszelkie produkty firmy Danfoss oraz rurociągi itp. trzeba zwymiarować zgodnie z rzeczywistą wydajnością i zakresem temperatury, w którym mają pracować.

Wszelkie informacje dotyczące między innymi doboru produktu, jego zastosowania lub sposobu wykorzystania, konstrukcji, masy, wymiarów, wydajności czy innych danych technicznych zawartych w niniejszym dokumencie należy uważać za poglądowe. Są one wiążące tylko wtedy i w takim zakresie, w jakim znajdą wyraźne odniesienie w wycenie lub potwierdzeniu zamówienia ze strony firmy Danfoss. Danfoss zastrzega sobie prawo do dokonywania zmian w swoich wyrobach bez powiadomienia.

Sam ten dokument, cały tekst, schematy. rysunki i wszystkie znaki towarowe w niniejszym materiale są własnością firmy Danfoss A/S lub spółek grupy Danfoss. Danfoss i logo Danfoss są znakami towarowymi Danfoss A/S. Wszelkie prawa zastrzeżone.

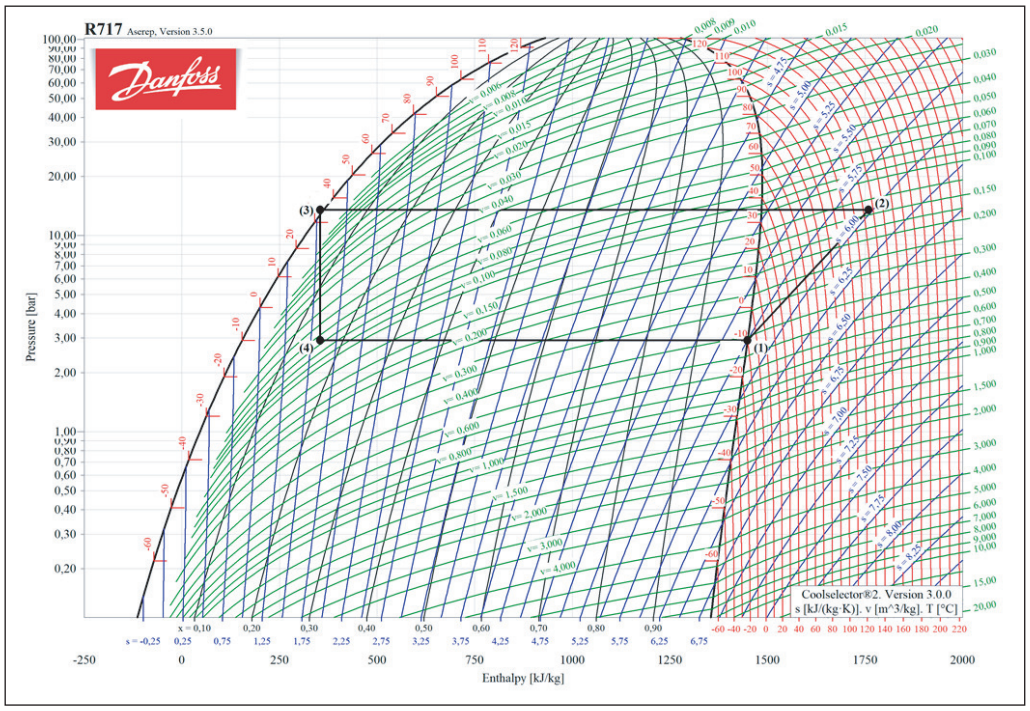
1. Wprowadzenie

Wszystkie urządzenia i instalacje chłodnicze opisane w tym podręczniku są parowymi sprężarkowymi układami chłodniczymi.

Do pobierania bądź oddawania ciepła wykorzystuje się w nich zjawisko zmiany fazy czynników chłodniczych – mówi się wtedy o cieple utajonym. Temperatura wrzenia zmienia się wraz z ciśnieniem czynnika.

Ciśnienie parowania musi się różnić od ciśnienia skraplania, aby czynnik chłodniczy mógł odbierać ciepło z dolnego źródła (komory chłodniczej) i oddawać je do górnego źródła ciepła (otoczenia). Z tego punktu widzenia czynnik pełni rolę płynu transportującego ciepło. Paruje on pobierając ciepło z ośrodka, który ma być chłodzony i po odparowaniu ulega sprężeniu do takiego ciśnienia, dla którego temperatura nasycenia jest wyższa od temperatury otoczenia. Wtedy skraplający się czynnik chłodniczy oddaje ciepło, a po całkowitym skropleniu zostaje zdławiony do ciśnienia parowania odpowiadającego temperaturze nasycenia na tyle niskiej, aby czynnik mógł odbierać ciepło ze środowiska chłodzonego. Zachodzące wtedy wrzenie zamyka obieg chłodniczy.

Odwzorowanie tego obiegu na wykresie log(p)-h pokazano na rysunku 1.1. Wykres przedstawia własności termodynamiczne czynnika chłodniczego i służy do zobrazowania obiegów chłodniczych przez odwzorowanie położenia charakterystycznych punktów obiegu, a także do odczytywania wartości charakterystycznych wielkości fizycznych w tych punktach. Prezentowany wykres log(p)-h utworzono przy pomocy oprogramowania obliczeniowego Coolselector2 firmy Danfoss.



Rysunek 1.1: Jednostopniowy obieg amoniakalny na wykresie log(p)-h

Na powyższym wykresie log(p)-h pokazano prosty jednostopniowy obieg chłodniczy amoniaku. W tym przykładzie temperatura parowania wynosi – 10°C, zaś temperatura skraplania 35°C. Krzywe graniczne (przypominające na wykresie kształt dzwonu) zakreślają obszar dwufazowy, zaś linie poziome to izobary ciśnienia parowania (od punktu 4 do 1) i ciśnienia skraplania (od 2 do 3). Na lewo znajduje się obszar cieczy, zaś na prawo obszar pary/gazu. Ciśnienie pary zwiększa się od stanu 1 do 2 – jest to sprężanie pary. Natomiast ciecz o stanie 3 ulega zdławieniu do punktu 4 o ciśnieniu parowania.

1.1 Czynniki chłodnicze

Czynnik chłodniczy stanowi medium transportujące energię od parownika do skraplacza. Różne czynniki cechują się odmiennymi własnościami termodynamicznymi, takimi jak ciepło parowania, gęstość, parametry punktu krytycznego itd. Wymagają też zróżnicowanych środków bezpieczeństwa, wywierają różny wpływ na środowisko naturalne i podlegają specyficznym przepisom dotyczącym projektowania układów chłodniczych.

Najpopularniejsze czynniki chłodnicze wykorzystywane w instalacjach przemysłowych to:
- amoniak – R717
- dwutlenek węgla (CO_2) – R744
- syntetyczne substancje pochodne węglowodorów z grup CFC, HCFC i HFC
- węglowodory (HC)

Zabezpieczenia, takie jak zawory bezpieczeństwa i wykrywacze czynnika opisano w rozdziale 7.

1.1.1 Amoniak – R717
Amoniak jest naturalnym czynnikiem chłodniczym o wzorze chemicznym NH3. Jest niedrogi, łatwy w produkcji i odznacza się bardzo dużym ciepłem parowania, dzięki czemu znalazł powszechne zastosowanie w chłodnictwie przemysłowym. W warunkach otoczenia (20°C i 1 bar) amoniak jest lżejszy od powietrza. W dodatku charakteryzuje się zerowym potencjałem zubażania warstwy ozonowej (ODP) i zerowym współczynnikiem globalnego ocieplenia (GWP).

Zakres zastosowania amoniaku w roli czynnika chłodniczego rozciąga się powyżej temperatury parowania – 40°C. Jest agresywny wobec miedzi, toteż amoniakalne instalacje chłodnicze wykonuje się ze stali.

Amoniak jest substancją trującą i palną (w określonym przedziale stężenia), toteż podczas posługiwania się dużymi ilościami tego czynnika trzeba przedsięwziąć odpowiednie środki bezpieczeństwa.

1.1.2 Dwutlenek węgla (CO_2) – R744
CO_2 jest substancją nietrującą (w małym stężeniu) i niepalną, obecną w ziemskiej atmosferze. Wobec wycofania czynników CFC, w ostatnich latach zyskał na popularności, szczególnie w mniejszych układach chłodniczych, a także w instalacjach komercyjnych w roli płynu pośredniczącego.

W przypadku CO_2 wyzwanie stanowi wysokie ciśnienie w skraplaczu/chłodnicy oraz niska temperatura punktu krytycznego, wymuszająca pracę w obiegu transkrytycznym w przypadku wysokiej temperatury otoczenia. Dwutlenek węgla może stwarzać zagrożenie podczas wycieku i nie ostrzega o swojej obecności jak amoniak. W większym stężeniu może wywoływać zawroty głowy, a w skrajnych przypadkach powodować śmierć. Wysokie ciśnienie robocze CO_2 przekłada się wszakże na tę zaletę, że pracuje on bardzo efektywnie w niskich temperaturach, a więc jest dobrym czynnikiem chłodniczym dla urządzeń zamrażalniczych. Jednakże dolną granicę stosowalności wyznaczają tu parametry punktu potrójnego, czyli – 56,6°C i 5,1 bar.

1.1.3 Syntetyczne pochodne węglowodorów – CFC, HCFC i HFC
Syntetyczne czynniki chłodnicze powstają w efekcie zastąpienia w cząsteczce metanu bądź etanu jednego lub więcej atomów wodoru przez fluorowce.

Istnieją trzy grupy tych związków chemicznych: CFC (chlorofluorowęgle), HCFC (chlorofluorowęglowodory) oraz HFC (fluorowęglowodory). Wyróżniają się następującymi cechami:

CFC: Wszystkie atomy wodoru są zastąpione atomami chloru lub fluoru, np. R11. Są to związki bardzo stabilne, o dużej trwałości. Te czynniki chłodnicze są nietrujące i niepalne. Zostały jednakże wycofane z powodu destrukcyjnego wpływu na ziemską warstwę ozonową, jaki wywierają po uwolnieniu do atmosfery.

HCFC: W cząsteczce występuje przynajmniej jeden atom wodoru, np. R22 będący zamiennikiem R12. Te związki są mniej stabilne i cechują się mniejszą trwałością, toteż są mniej szkodliwe dla warstwy ozonowej i w mniejszym stopniu pogłębiają efekt cieplarniany. W niektórych krajach czynniki HCFC są wycofywane.

HFC: Te pochodne węglowodorów nie zawierają chloru ani bromu, np. R134a. Z tego powodu nie zubażają warstwy ozonowej. Jednakże współczynnik globalnego ocieplenia GWP jest wciąż wysoki i dlatego ogranicza się stosowanie tych czynników. Własności R134a są podobne, jak w przypadku R12, toteż R134a może wprost być zamiennikiem R12 w nowych i istniejących układach. Obecnie na rynku pojawia się wiele nowych mieszanin, jednak ze względu na stosunkowo wysoki współczynnik GWP (w porównaniu do czynników naturalnych) istnieje ryzyko ich wycofywania w przyszłości.

1.1.4 Węglowodory – HC
Węglowodory rozpowszechniły się w domowych

© Danfoss | 2020.10

urządzeniach chłodniczych. Są palne i wybuchowe, jednak w małych układach ich ilość zwykle jest zbyt niska, żeby mogły stanowić zagrożenie – tym bardziej, że zazwyczaj są to urządzenia hermetyczne. Izobutan – R600a to węglowodorowy czynnik chłodniczy wykorzystywany w chłodziarkach domowych. R290 – propan – występuje w niektórych większych agregatach chłodniczych, ale też ma zastosowanie do dużych instalacji przemysłowych.

1.2 Zasilanie parownika czynnikiem chłodniczym

Istnieją dwa typowe sposoby doprowadzania czynnika do parownika w parowym, sprężarkowym układzie chłodniczym. Opisano je w kolejnych punktach.

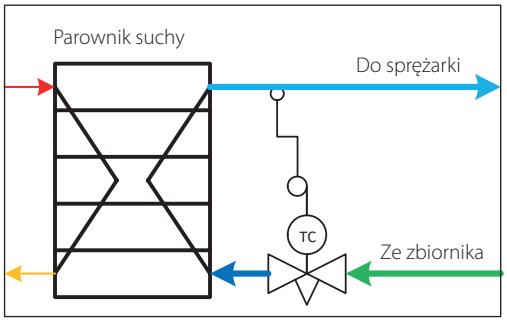
1.2.1 Zasilanie ciśnieniowe (DX – direct expansion)
Po zdławieniu czynnik chłodniczy w postaci mieszaniny cieczowo-parowej dopływa bezpośrednio do parownika. W nim dochodzi do całkowitego odparowania i na wylocie z parownika występuje już tylko faza lotna. Aby wyeliminować obecność cieczy w rurociągu ssawnym, para czynnika chłodniczego ulega przegrzaniu (temperatura wzrasta powyżej temperatury nasycenia) zanim opuści parownik i popłynie do sprężarki.

Przegrzanie jest utrzymywane przez element rozprężny. Może to być zawór termostatyczny bądź sterowany elektronicznie.

Utrzymując na stałym poziomie przegrzanie na wylocie z parownika, zawór rozprężny dozuje odpowiednią ilość czynnika chłodniczego do tego wymiennika ciepła, zgodnie z bieżącym obciążeniem cieplnym.

Utrzymywanie pewnego przegrzania daje pewność, że na ssanie sprężarki trafia tylko para czynnika chłodniczego. Krople cieczy groziłyby sprężarce uderzeniem hydraulicznym.

Rysunek 1.2: Ciśnieniowe zasilanie parownika



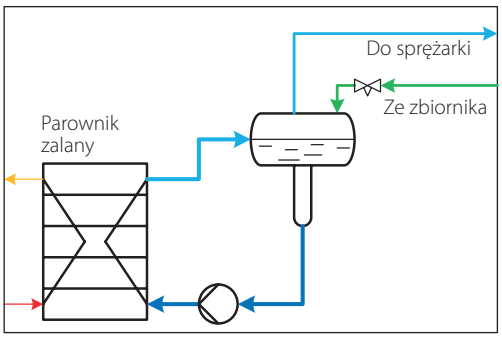
UWAGA:
Termostatyczny zawór rozprężny utrzymuje stałe przegrzanie, a nie temperaturę parowania.

Schemat ciśnieniowego zasilania parownika przedstawia rysunek 1.2. W roli parownika występuje płytowy wymiennik ciepła, przez który po lewej stronie płynie schładzane medium, zaś po prawej czynnik chłodniczy. Działanie termostatycznego zaworu rozprężnego (TC) jest uzależnione od przegrzania mierzonego przezeń na ssaniu (w rurociągu prowadzącym do sprężarki).

1.2.2 Zasilanie pompowe i grawitacyjne (parownik zalany)
W układach pompowego zasilania parownika, powstała podczas dławienia czynnika chłodniczego mieszanina cieczy i pary ulega rozdzieleniu w osuszaczu (oddzielaczu cieczy). Ciecz nasycona pod działaniem pompy bądź siły grawitacji dopływa do parownika i tam częściowo odparowuje, tak że z tego wymiennika również wypływa mieszanina cieczy i pary. Z oddzielacza cieczy do sprężarki trafia tylko para nasycona sucha, zaś ciecz nasycona spływa do parownika.

Wobec tego, że nie ma potrzeby przegrzewania pary w parowniku, cała jego powierzchnia zajęta jest przez proces wrzenia, co czyni wymianę ciepła w parownikach zalanych bardziej intensywną. Co więcej, przegrzewanie pary w wymiennikach zasilanych ciśnieniowo wymaga większej różnicy temperatury względem środowiska chłodzonego, toteż temperatura parowania w parowniku zalanym może być bliższa temperaturze chłodzonego medium, co sprzyja większej efektywności działania układu chłodniczego.

Rysunek 1.3: Pompowe zasilanie parownika



Z tego względu układ z zasilaniem pompowym bądź grawitacyjnym ma wyższą efektywność niż porównywalny obieg z ciśnieniowym zasilaniem parownika.

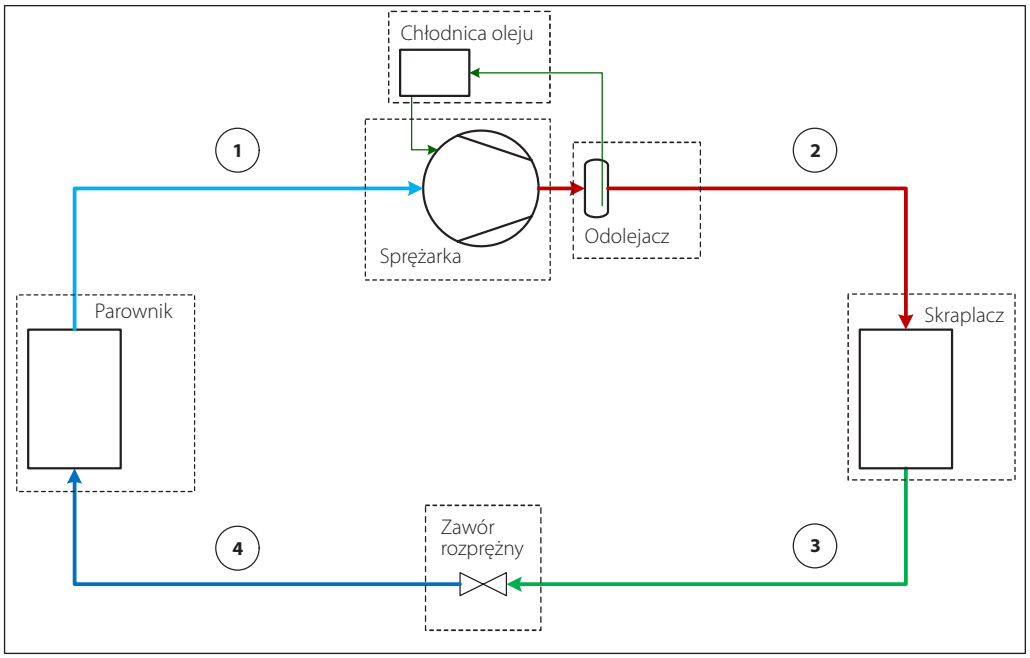
Schemat pompowego zasilania parownika czynnikiem chłodniczym zamieszczono na rysunku 1.3. Wymiennik ciepła jest tego samego rodzaju, co na rysunku 1.2. Przed parownikiem zalanym umieszczono pompę, jednak w przypadku zasilania grawitacyjnego nie jest ona potrzebna.

1.3 Układy jednostopniowe

Jednostopniowy układ chłodniczy to taki, w którym sprężanie czynnika od niskiego do wysokiego ciśnienia odbywa się w jednym stopniu. W najprostszej wersji układ taki pokazano na rysunku 1.4.

Zarówno parownik jak i skraplacz zaznaczono ideowo, bez precyzowania typu. Oba te wymienniki mogą posiadać różną konstrukcję, a ich pracę można regulować na różne sposoby. Interpretację przemian w obiegu jednostopniowym na wykresie log(p)-h przedstawia rysunek 1.1. Oznaczenia punktów charakterystycznych na rysunku 1.4 odpowiadają tym na wykresie log(p)-h.

Rysunek 1.4: Schemat ideowy jednostopniowego układu chłodniczego



1.4 Układy dwustopniowe i wielostopniowe

Dwu bądź wielostopniowe układy chłodnicze odznaczają się dwoma lub więcej stopniami sprężania pary.

Przemysłowe dwustopniowe układy chłodnicze są zwykle wyposażone w chłodnicę międzystopniową zainstalowaną pomiędzy stopniami sprężania w celu chłodzenia pary wytłaczanej z pierwszego stopnia.

Dzięki temu chłodzeniu, zapobiega się osiąganiu zbyt wysokiej temperatury przez parę wytłaczaną ze stopnia wysokociśnieniowego. Chłodnicę międzystopniową zasila strumień ciekłego czynnika chłodniczego pobrany zza skraplacza i zdławiony do ciśnienia międzystopniowego. W procesie chłodzenia pary wytłaczanej ze sprężarki niskiego stopnia, czynnik ten odparowuje i wraz ze schłodzoną parą oraz z parą powstałą na skutek dławienia trafia do sprężarki wysokiego stopnia.

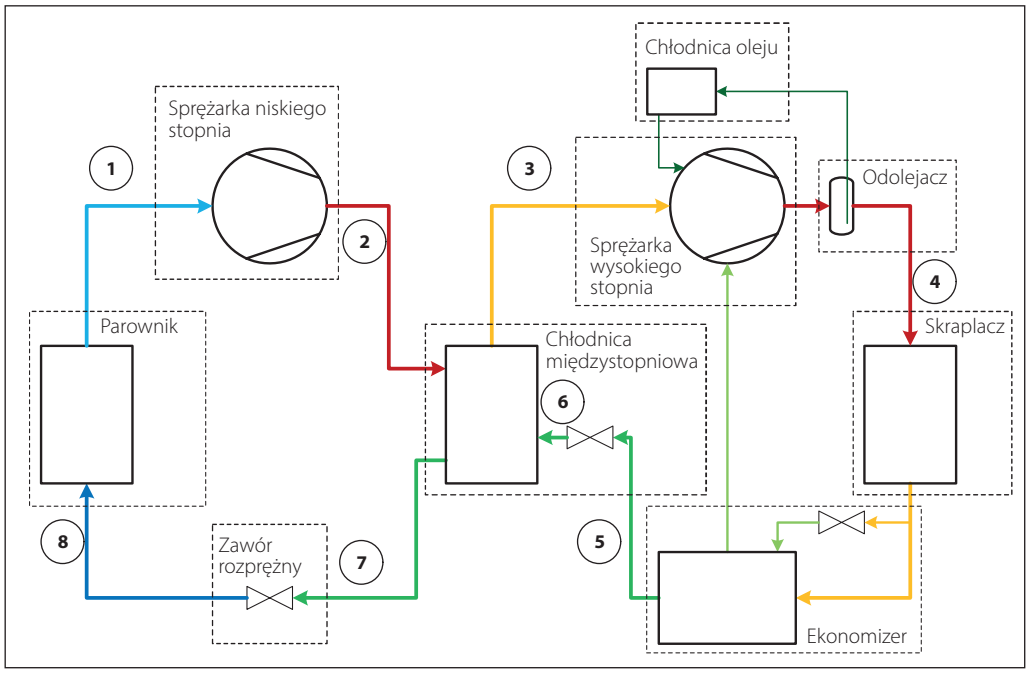
Dwa lub więcej stopni sprężania stosuje się w przypadku dużej różnicy między temperaturą skraplania i parowania, która dla obiegu jednostopniowego zwykle skutkuje zbyt wysokim sprężem i innymi niepożądanymi parametrami roboczymi. Dodatkowo za wykorzystaniem układu dwustopniowego może przemawiać zapotrzebowanie na dodatkowy poziom temperatury parowania czy względy efektywnościowe.

Dwa lub więcej stopni sprężania pozwala uzyskać optymalne wartości sprężu i utrzymać parametry robocze sprężarek w dozwolonych granicach.

Schemat ideowy dwustopniowego układu chłodniczego zamieszczono na rysunku 1.5. Wyposażony jest on w chłodnicę międzystopniową i ekonomizer. Tego rodzaju ekonomizer służy do dochładzania czynnika chłodniczego wypływającego ze skraplacza za pomocą samego płynu roboczego. Ten poboczny strumień czynnika zostaje zdławiony, odparowany w ekonomizerze i doprowadzony do pośredniego króćca sprężarki wysokociśnieniowej. W ten sposób można podnieść wydajność lub efektywność całego układu. W podobny ekonomizer, można też wyposażyć sprężarkę niskiego stopnia, czego jednak nie uwzględniono na prezentowanym rysunku.

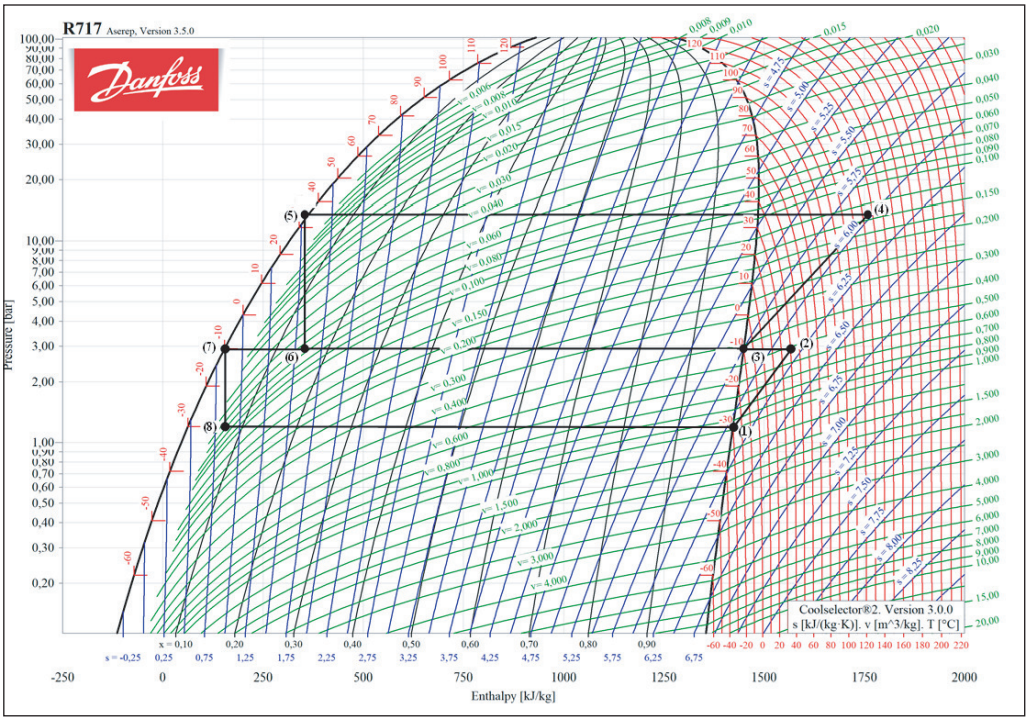
© Danfoss | 2020.10

Rysunek 1.5: Schemat ideowy układu dwustopniowego



Rysunek 1.6 przedstawia dwustopniowy obieg chłodniczy na wykresie log(p)-h. Numeracja punktów charakterystycznych odpowiada tej z rysunku 1.5. Należy zauważyć, że temperatura parowania wynosi tu -30°C, zaś temperatura skraplania 35°C – jak poprzednio dla układu jednostopniowego z temperaturą parowania – 10°C. Można zaobserwować, jak zastosowanie chłodnicy międzystopniowej pozwala obniżyć temperaturę tłoczenia w wysokim stopniu sprężania. Bez chłodzenia międzystopniowego linia sprężania 1-2 biegłaby dalej wzwyż do poziomu ciśnienia skraplania jak dla punktu 4, który jednak przesunąłby się znacznie w prawo, dając temperaturę tłoczenia rzędu 160°C, co jest nieakceptowalne (głównie ze względu na olej).

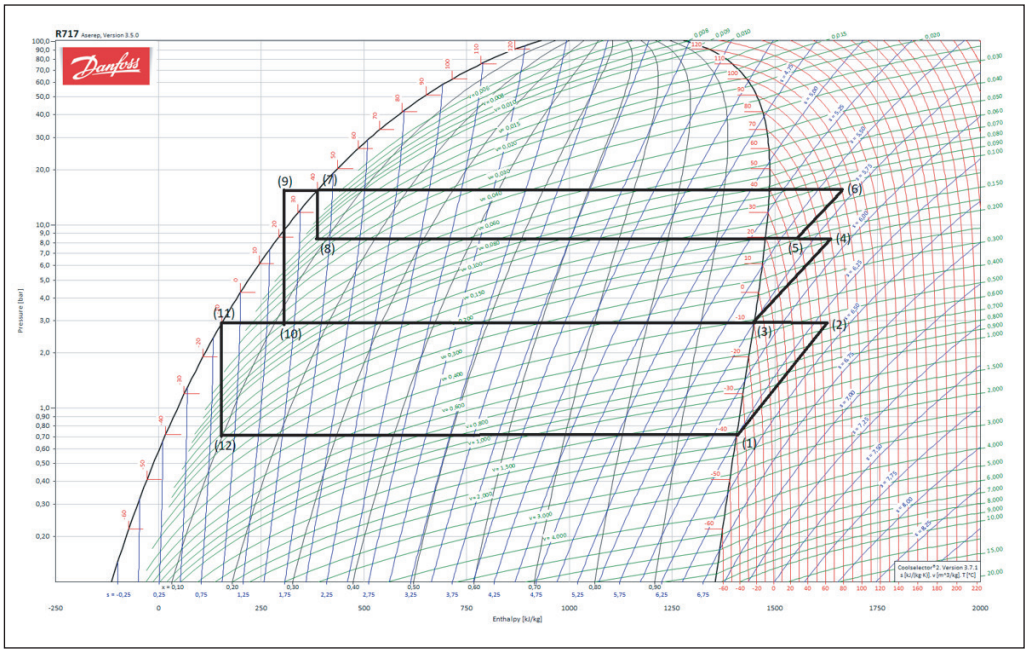
Rysunek 1.6: Dwustopniowy obieg amoniaku na wykresie log(p)-h



Na powyższym wykresie nie uwzględniono ekonomizera. Króciec pośredni w sprężarce śrubowej umożliwia dostęp do komory sprężania po zamknięciu okna ssawnego. Można tamtędy doprowadzić dodatkową ilość czynnika chłodniczego pod odpowiednio wysokim ciśnieniem, bez ingerencji w strumień zasysanej pary.

Króciec pośredni współpracuje z ekonomizerem, czyli wymiennikiem ciepła dochładzającym ciekły czynnik za skraplaczem. W tym celu bezpośrednio zza skraplacza pobiera się część strumienia cieczy i dławi do niższego ciśnienia i temperatury, a następnie doprowadza do ekonomizera, aby podczas wrzenia czynnik ten chłodził zasadniczy strumień płynu roboczego. Obraz przemian na wykresie log(p)-h nieco się zmienia:

Rysunek 1.7: Dwustopniowy obieg amoniaku z ekonomizerem w wysokim stopniu sprężania



Sprężanie w niskim stopniu od punktu 1 do 2, chłodzenie pary od 2 do 3 oraz początek sprężania w stopniu wysokim od 3 do 4 – przebiegają tak samo, jak w układzie bez ekonomizera. Para wytłaczana ze sprężarki wysokiego stopnia w punkcie 6 trafia do skraplacza i skrapla się do punktu 7, jak uprzednio. Niewielka ilość czynnika chłodniczego o tym stanie ulega zdławieniu do niższej temperatury w punkcie 8 i po odparowaniu dopływa do częściowo sprężonej pary w sprężarce wysokiego stopnia. Powstała w ten sposób mieszanina o stanie 5 jest dalej sprężana do końcowego stanu 6 na tłoczeniu. Wydajność chłodnicza ekonomizera służy dochładzaniu głównego strumienia cieczy od stanu 7 do 9. Warto zauważyć, że punkt charakteryzujący stan czynnika chłodniczego zdławionego następnie do temperatury międzystopniowej leży bardziej na lewo niż w obiegu bez ekonomizera. Zatem powiększa się różnica entalpii jednostkowej między punktami 3 i 10, dzięki czemu wzrasta wydajność chłodnicza sprężarki. Rośnie także pobór mocy, gdyż sprężarka musi przetłoczyć dodatkowy strumień masy, jednak w rezultacie – zależnie od warunków roboczych – otrzymuje się wyższą wydajność chłodniczą układu i zazwyczaj wyższy współczynnik wydajności chłodniczej COP.

1.5 Urządzenia kaskadowe

Urządzenie kaskadowe składa z dwóch oddzielnych obiegów chłodniczych, posiadających jednak wspólny wymiennik ciepła, który w dolnym stopniu pełni rolę skraplacza, zaś w górnym parownika.

Czynniki chłodnicze w poszczególnych obiegach mogą być różne i dobrane optymalnie do poszczególnych stopni urządzenia kaskadowego. Przykładowo, stopień górny może być napełnionym amoniakiem, podczas gdy w stopniu dolnym może się znajdować CO_2.

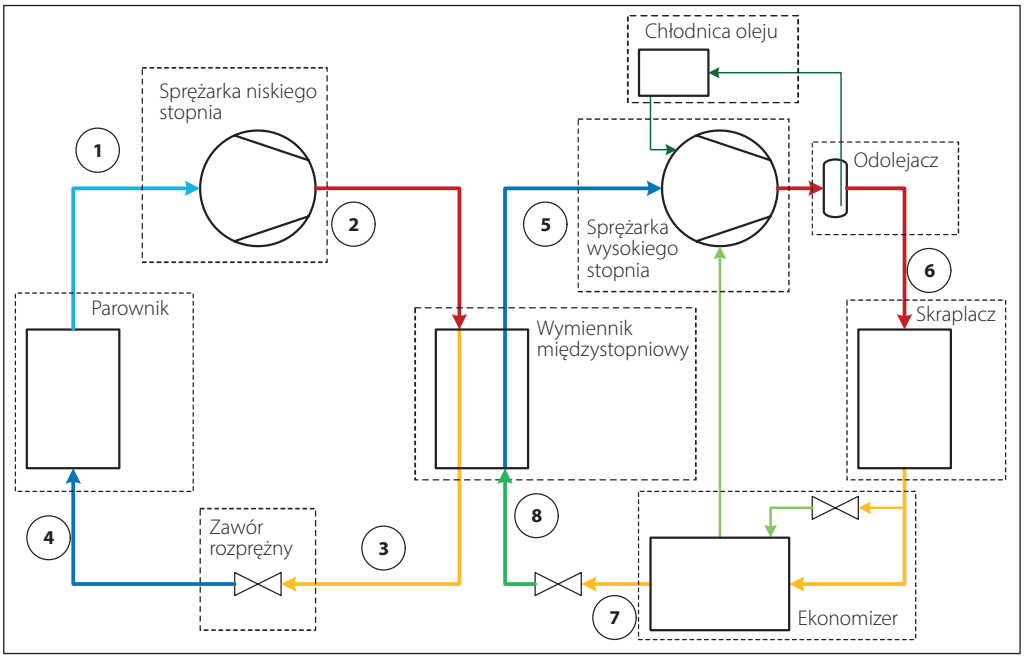
Urządzenie kaskadowe z CO_2 i amoniakiem wymaga mniejszego napełnienia amoniakiem i okazuje się bardziej efektywnym urządzeniem niskotemperaturowym niż porównywalny dwustopniowy układ amoniakalny.

Schemat ideowy urządzenia kaskadowego przedstawia rysunek 1.8. Przypomina on nieco układ dwustopniowy, z tym że zamiast chłodnicy międzystopniowej występuje tu międzystopniowy wymiennik ciepła i układ obejmuje dwa zamknięte obiegi. Urządzenie kaskadowe jest zwykle bardziej skomplikowane niż układ dwustopniowy, posiada jednak kilka zalet. CO_2 pracuje bardzo efektywnie w zakresie niskich temperatur parowania, w których efektywność amoniaku spada. Z kolei amoniak skrapla się

© Danfoss | 2020.10

pod stosunkowo niskim ciśnieniem nawet przy wysokiej temperaturze otoczenia, przy jakiej dwutlenek węgla musi pracować w obiegu transkrytycznym o niższej efektywności. Zatem zastosowanie CO_2 w dolnym stopniu kaskady, a amoniaku w górnym pozwala wykorzystać zalety obu tych czynników chłodniczych.

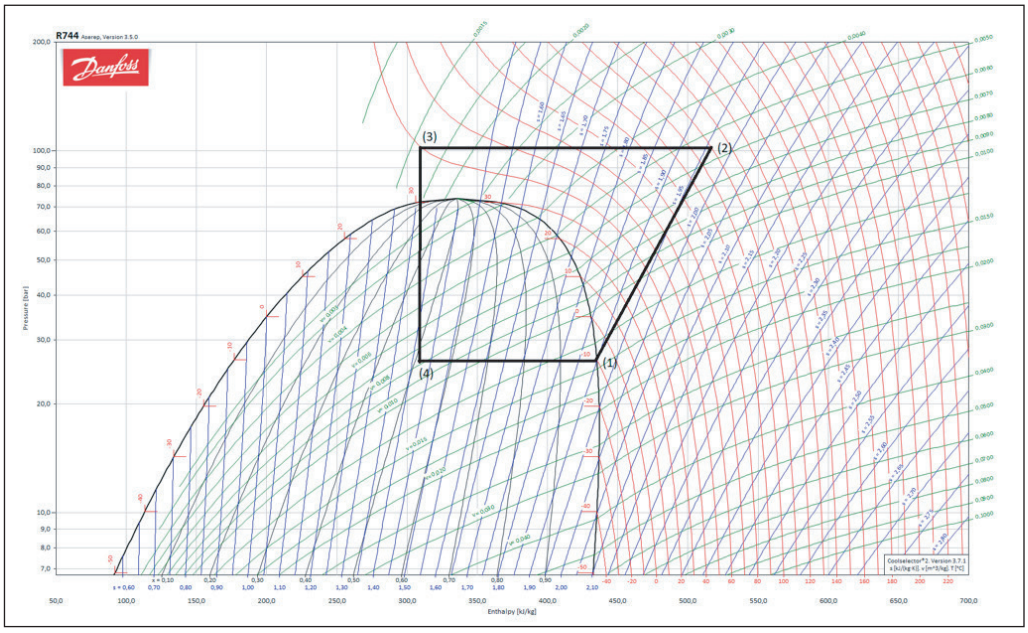
Rysunek 1.8: Schemat ideowy urządzenia kaskadowego



1.6 Układy transkrytyczne

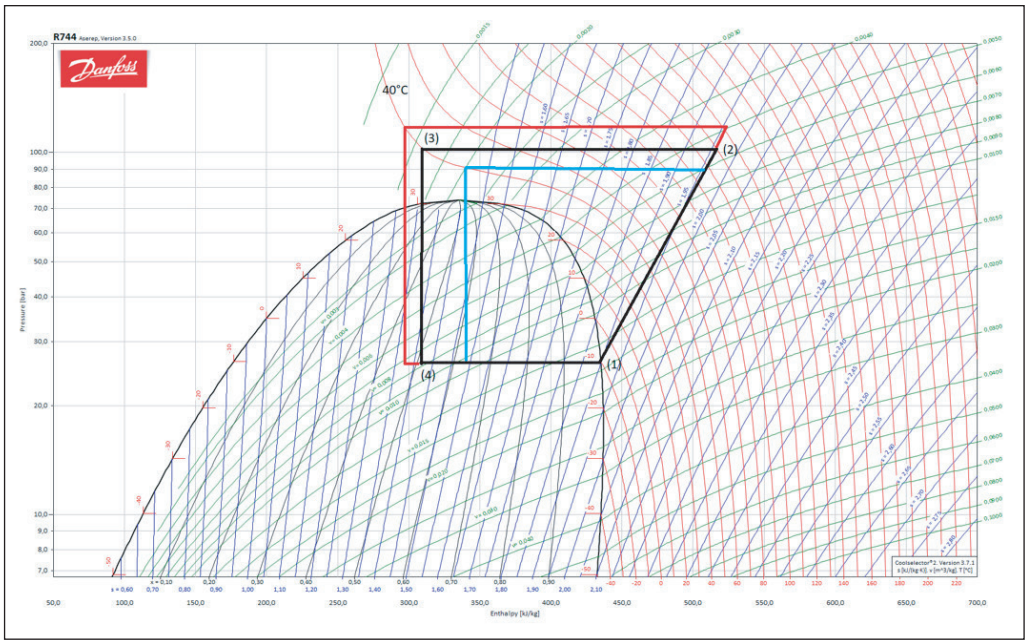
Własności dwutlenku węgla wymuszają inne podejście do układu. Punkt krytyczny – wierzchołek łączący krzywe graniczne – ma parametry 31°C i 72,8 bar. W warunkach niskiej temperatury, otoczenia możliwe jest skraplanie CO_2 poniżej temperatury punktu krytycznego i wtedy obieg w zasadzie jest taki sam, jak dla innych czynników chłodniczych (chociaż przy innych wartościach ciśnienia i entalpii). Jednakże przy stosunkowo wysokiej temperaturze otoczenia, tradycyjne skraplanie staje się już niemożliwe. Stan powyżej punktu krytycznego nazywa się płynem transkrytycznym (nadkrytycznym). Czynnik się wtedy nie skrapla, ale w miarę oddawania ciepła raczej doznaje stopniowej zmiany gęstości. W trady-

Rysunek 1.9: Transkrytyczny obieg CO_2 na wykresie log(p)-h



cyjnej przemianie skraplania temperatura tego procesu jednoznacznie określa ciśnienie, natomiast dla gazu transkrytycznego nie ma takiej zależności. Dlatego zachodzi potrzeba regulacji ciśnienia podczas chłodzenia gazu (ciśnienia tłoczenia sprężarki).

Między punktami 4 i 1 ma miejsce parowanie, zaś między 1 i 2 sprężanie, jak w innych układach chłodniczych. Od punktu 2 do 3 zamiast skraplania zachodzi chłodzenie gazu. Położenie punktu 3 wynika z temperatury na wylocie chłodnicy gazu – tutaj jest to 40°C – oraz ciśnienia regulowanego zaworem rozprężnym, dławiącym dwutlenek węgla do punktu 4. Wartość ciśnienia w chłodnicy gazu utrzymywana jest na poziomie wynikającym z analizy pracy całego obiegu. Należy rozważyć przypadki różnego ciśnienia przy tej samej temperaturze na wylocie z chłodnicy gazu, wynoszącej 40°C, które zobrazowano poniżej:



Rysunek 1.10: Wykres log(p)-h z transkrytycznymi obiegami CO_2 dla różnego ciśnienia w chłodnicy gazu

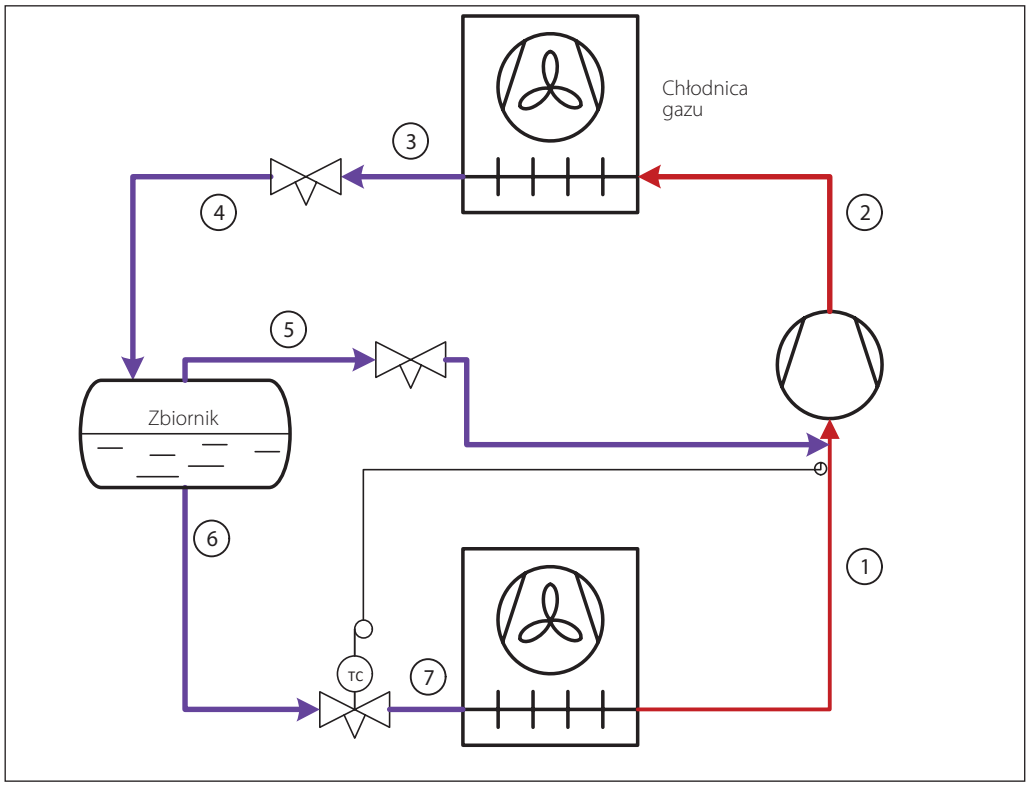
Wydajność chłodnicza układu równa się różnicy entalpii jednostkowej między punktami 1 i 4 pomnożonej przez masowe natężenie przepływu czynnika. Z kolei moc potrzebną do sprężania wyrazić można jako iloczyn różnicy entalpii jednostkowej w punktach 2 i 1 oraz masowego natężenia przepływu. Stąd współczynnik wydajności chłodniczej COP określa wzór (h1-h4)/(h2-h1), ważny dla dowolnego strumienia masy. Można zauważyć, że podniesienie (obieg czerwony) bądź obniżenie (obieg niebieski) ciśnienia powoduje zmianę zarówno wydajności chłodniczej jak i mocy napędowej. Obliczeniowo można wykazać, że COP osiąga wartość maksymalną dla pewnego konkretnego ciśnienia, które dla temperatury za chłodnicą gazu równej 40°C wynosi 102,4 bar. Dokonując takich samych obliczeń dla różnej temperatury wylotu z chłodnicy wykreślono zależność optymalnego ciśnienia od tej temperatury. Funkcję tę zastosowano w sterowniku EKC 326 marki Danfoss.

Regulowanie ciśnienia w chłodnicy gazu za pomocą zaworu rozprężnego powoduje jednak pewien problem. Niskociśnieniowa strona układu wymaga zasilania odpowiednią ilością ciekłego czynnika chłodniczego – szczególnie w przypadku ciśnieniowego zasilania parowników niskociśnieniowych – i nie jest możliwe spełnienie obu tych wymagań przez zawór rozprężny.

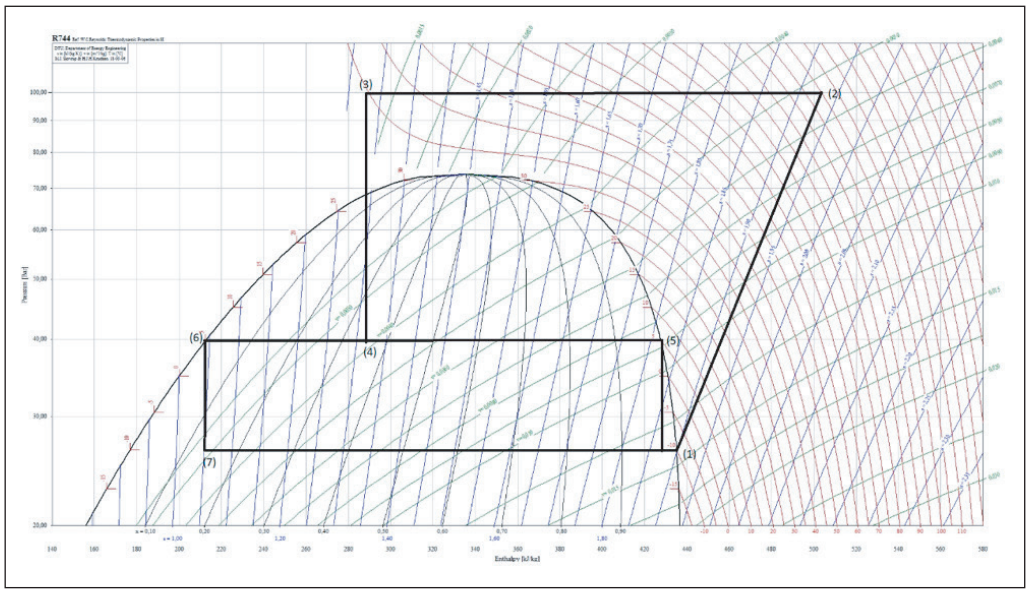
Rozwiązaniem jest dodanie zbiornika średniociśnieniowego. Płyn transkrytyczny wypływający z chłodnicy gazu zostaje zdławiony w wysokociśnieniowym zaworze regulacyjnym i trafia do wspomnianego zbiornika. Tam następuje oddzielenie fazy lotnej i ciekłej. Ciecz wykorzystuje się do zasilania parowników, podczas gdy para trafia do rurociągu ssawnego sprężarki, po zdławieniu w zworze regulującym ciśnienie w zbiorniku.

© Danfoss | 2020.10

Rysunek 1.11: Transkrytyczny układ na CO_2 ze zbiornikiem średniociśnieniowym

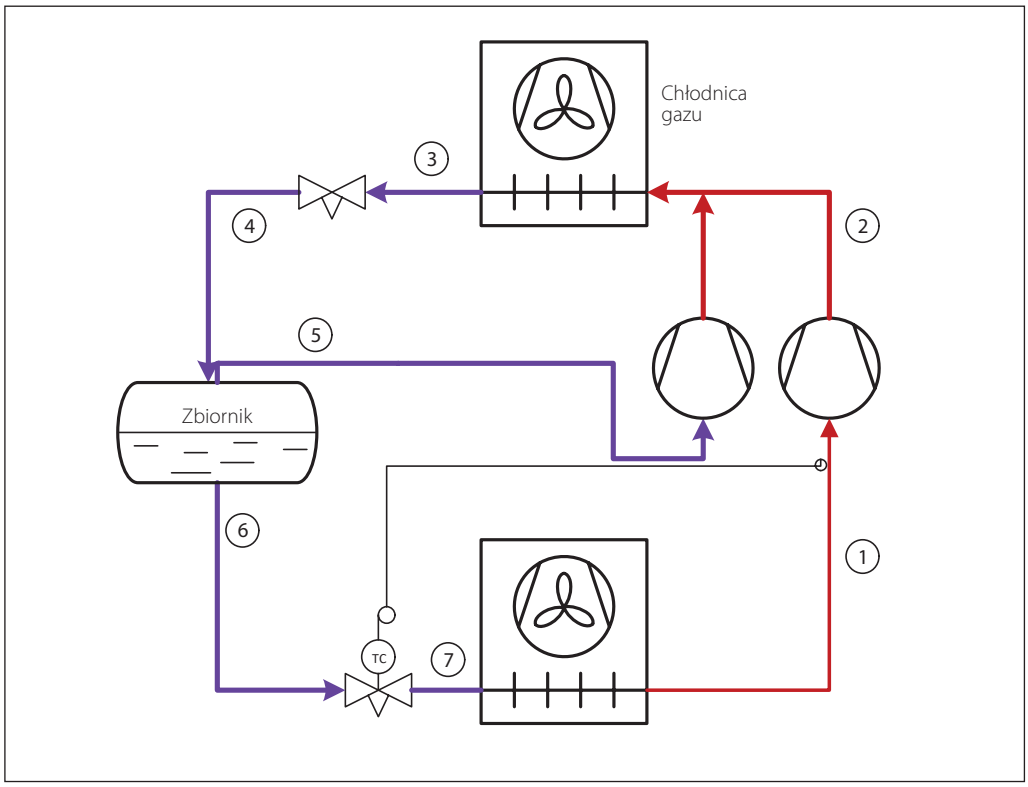


Rysunek 1.12: Wykres log(p)-h z transkrytycznym obiegiem CO_2 ze zbiornikiem średniociśnieniowym

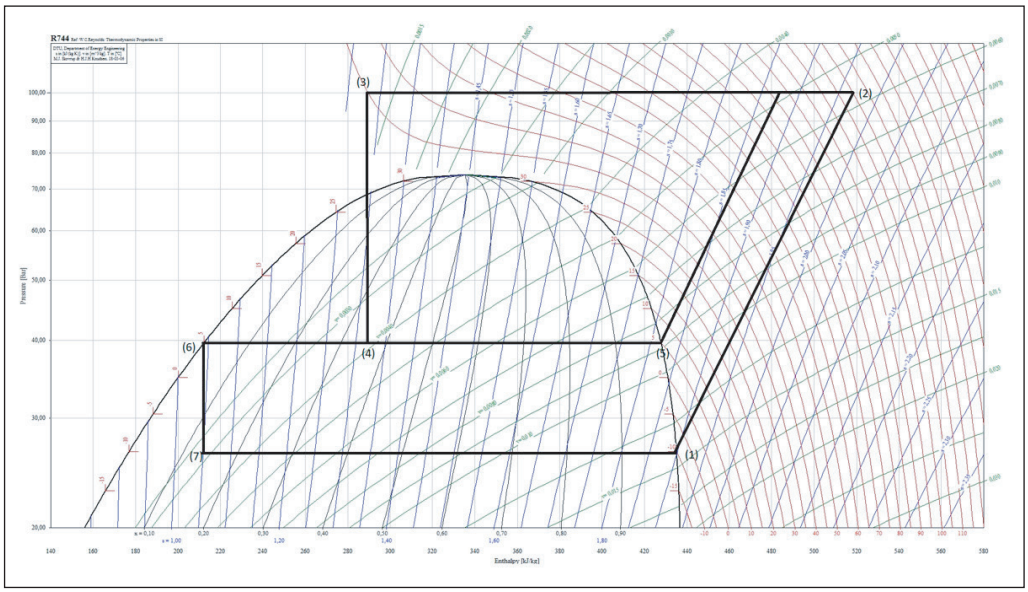


Proces ten można zoptymalizować. Parę z parownika można zdławić i skierować na ssanie sprężarki, ale można też wykorzystać fakt, że ma ona wyższe ciśnienie i zastosować dodatkową sprężarkę podnoszącą ciśnienie tej pary do poziomu panującego w chłodnicy gazu. Dzięki sprężaniu do wyższego ciśnienia poprawia się efektywność układu. Rozwiązanie to nazywa się sprężaniem równoległym.

Rysunek 1.13: Transkrytyczny układ na CO_2 ze sprężaniem równoległym



Rysunek 1.14: Wykres log(p)-h z transkrytycznym obiegiem CO_2 ze sprężaniem równoległym

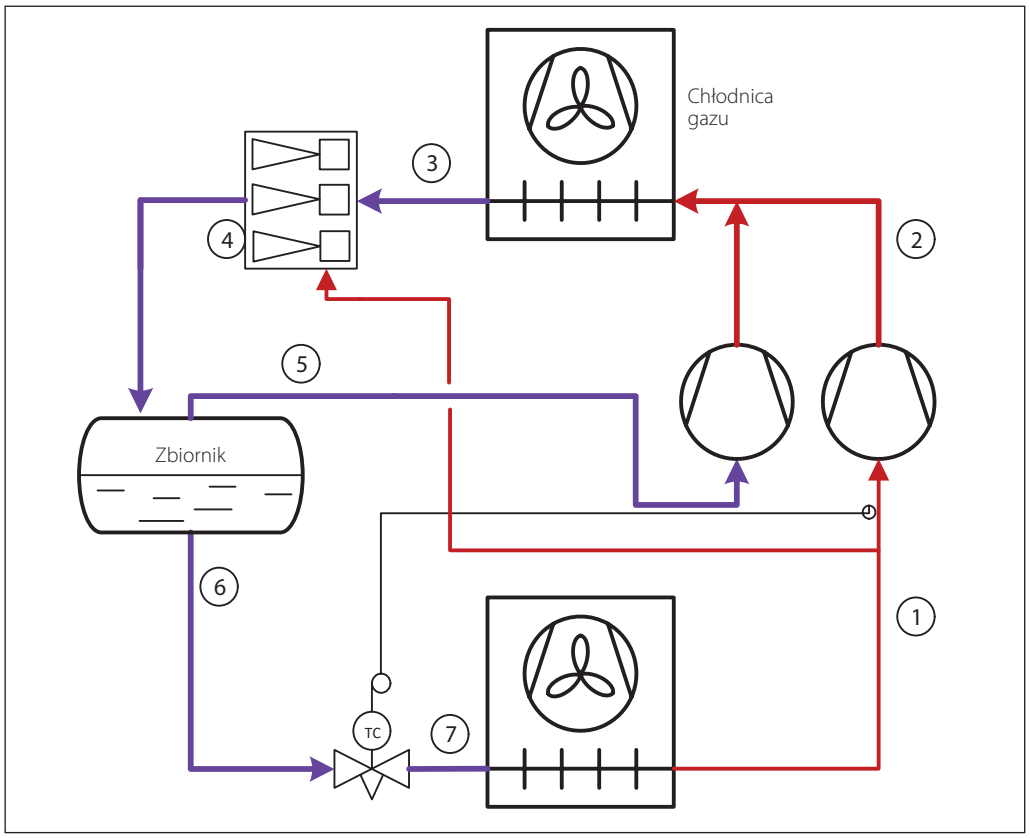


Kolejnym zabiegiem optymalizacyjnym jest wyposażenie transkrytycznego układu z CO_2 w ejektory. Wykorzystują one energię rozprężania gazu od ciśnienia panującego w chłodnicy do podnoszenia ciśnienia strumienia pary.

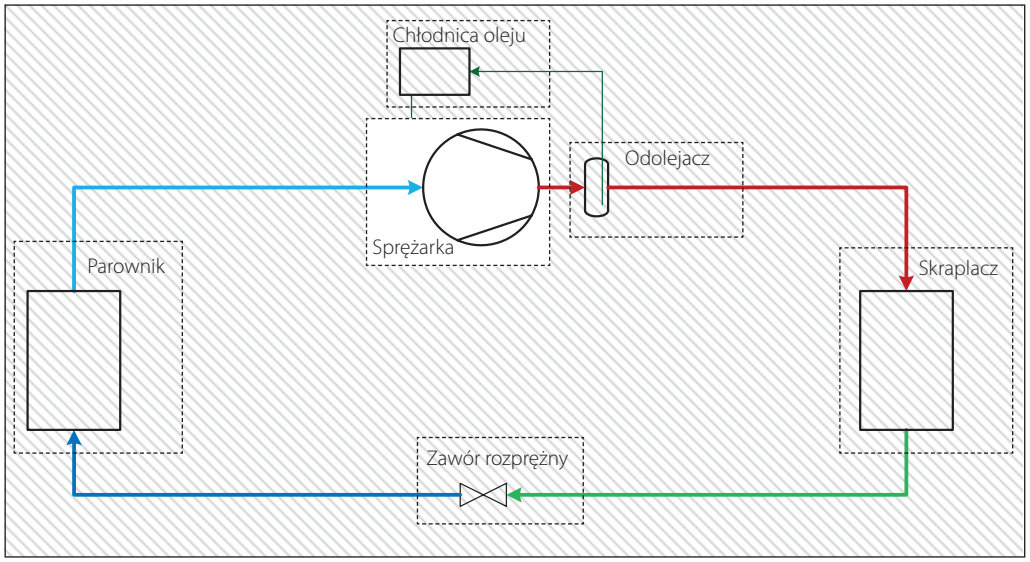
Jednym z możliwych tu zastosowań ejektorów jest odprowadzanie części strumienia pary ze ssania sprężarki niskiego stopnia na ssanie sprężarki równoległej, skutkujące dalszą poprawą efektywności.

© Danfoss | 2020.10

Rysunek 1.15: Transkrytyczny układ na CO_2 ze sprężaniem równoległym i eżektorami parowymi



2. Regulacja pracy sprężarki



Sprężarka jest „sercem" układu chłodniczego. Spełnia dwa podstawowe zadania:

1) Utrzymuje w parowniku takie ciśnienie, aby ciekły czynnik chłodniczy mógł wrzeć w żądanej temperaturze.
2) Spręża czynnik tak, aby się skraplał w wyższej temperaturze.

Podstawowym celem regulacji pracy sprężarki jest więc dopasowanie wydajności do aktualnego zapotrzebowania układu chłodniczego i w efekcie utrzymanie wymaganej temperatury parowania.

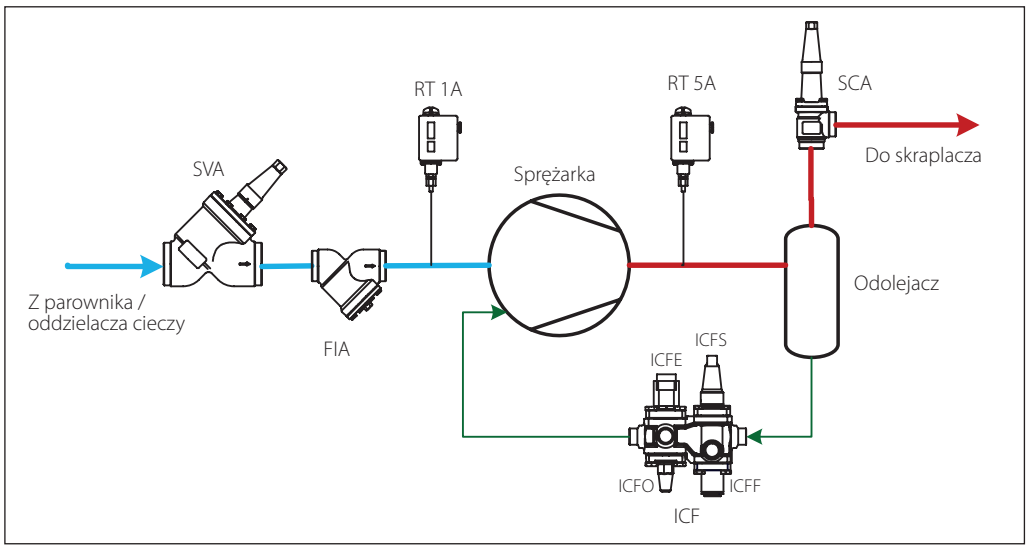
Jeśli wydajność sprężarki przewyższa zapotrzebowanie, ciśnienie parowania i temperatura parowania będą niższe od wymaganych i odwrotnie.

W dodatku, ze względu na bezpieczeństwo mechaniczne samej sprężarki oraz bezpieczeństwo pracy całego układu, sprężarka nie powinna pracować przy parametrach wykraczających poza dozwolony zakres.

2.1 Wsteczny przepływ czynnika

Zawsze trzeba zapobiegać wstecznemu przepływowi czynnika chłodniczego ze skraplacza do odolejacza i sprężarki podczas postoju. Grozi to skraplaniem się czynnika w tych elementach i w efekcie uderzeniami hydraulicznymi w przypadku sprężarki tłokowej bądź wstecznymi obrotami wirników sprężarki śrubowej i uszkodzeniem łożysk. Aby zapobiec wstecznemu przepływowi czynnika, na wylocie z odolejacza trzeba zainstalować zawór zwrotny.

Zabezpieczenie przed wstecznym przepływem czynnika



Zawór zwrotno-odcinający SCA pełni funkcję zaworu zwrotnego w trybie normalnej pracy układu i może też posłużyć do zamknięcia rurociągu tłocznego na potrzeby serwisu. Ten dwufunkcyjny zawór jest łatwiejszy do zainstalowania oraz stawia mniejszy opór przepływu, w porównaniu do zwykłego zaworu odcinającego z dodanym oddzielnym zaworem zwrotnym.

Dla właściwego doboru zaworu zwrotno-odcinającego ważne jest to, że:

Zawór należy dobierać według wydajności, a nie średnicy króćców.

Trzeba wziąć pod uwagę zarówno nominalne warunki robocze, jak i pracę pod częściowym obciążeniem. Prędkość przepływu czynnika przy obciążeniu nominalnym powinna być bliska wartości zalecanej, podczas gdy pod obciążeniem częściowym nie powinna spadać poniżej zalecanej prędkości minimalnej.

Na ssaniu i tłoczeniu zainstalowano presostaty RT 1A i RT 5A. Pełnią one ważną rolę włączania i wyłączania sprężarki, gdy ciśnienie w króćcu ssawnym lub tłocznym wykracza poza zakres roboczy. Nie wszystkie dostarczane od oferenta sprężarki posiadają komplet zainstalowanych regulatorów i zabezpieczeń, dlatego pokazano tu presostaty RT 1A i RT 5A, chociaż często występują one w standardowym wyposażeniu sprężarek. Nie są one zaznaczone na wszystkich dalszych przykładach, ale zawsze muszą być obecne w układzie.

Szczegółowe informacje na temat doboru zaworów można znaleźć w katalogach produktów. Doboru zaworu do wydajności układu można też dokonać za pomocą oprogramowania Coolselector2 firmy Danfoss.

2.2 Regulacja ciśnienia ssania

Podczas rozruchu bądź po odszranianiu zachodzi potrzeba regulacji ciśnienia ssania, aby zbyt wysoka jego wartość nie doprowadziła do przeciążenia silnika sprężarki.

Przeciążenie to może spowodować uszkodzenie silnika elektrycznego sprężarki.

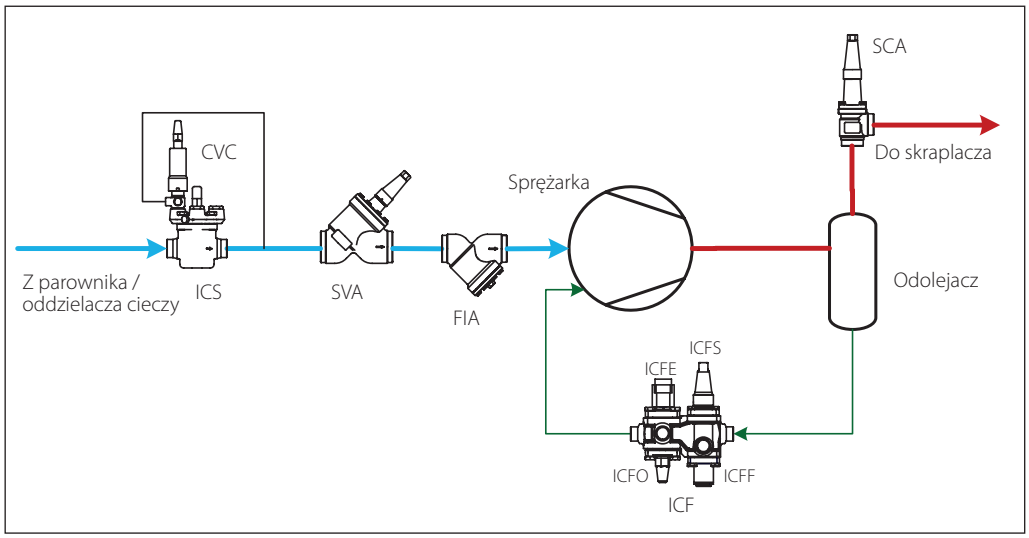
Istnieją dwa sposoby rozwiązania tego problemu:

Rozruch sprężarki pod częściowym obciążeniem. Znajdują tu zastosowanie metody regulacji wydajności sprężarki, np. wyłączanie z pracy części cylindrów w tłokowych sprężarkach wielocylindrowych, upust części pary za pomocą suwaka sprężarki śrubowej itd.

Regulacja ciśnienia ssania sprężarki tłokowej za pomocą zainstalowanego na ssaniu zaworu stałego ciśnienia utrzymującego zadane ciśnienie po zaworze. Otwiera się on dopiero wtedy, gdy ciśnienie w rurociągu ssawnym spada poniżej nastawy. W ten sposób ciśnienie ssania można utrzymać poniżej określonej wartości.

© Danfoss | 2020.10

Przykład instalacji 2.2.1: Regulacja ciśnienia ssania



W celu regulacji ciśnienia ssania podczas rozruchu, po odszranianiu czy w innych sytuacjach, w których ciśnienie to może zanadto wzrastać – w rurociągu ssawnym zainstalowano zawór serwotłokowy (ICS) z zaworem pilotowym (CVC), regulującym ciśnienie za zaworem. Zawór ICS otworzy się dopiero wtedy, gdy ciśnienie czynnika chłodniczego za nim spadnie poniżej nastawy zaworu pilotowego (CVC). W ten sposób wysokociśnieniowa para z rurociągu ssawnego dostaje się do sprężarki stopniowo, co daje akceptowalne obciążenie silnika sprężarki.

2.3 Regulacja wydajności sprężarki

Sprężarkę dobiera się do układu chłodniczego zwykle tak, aby sprostała najwyższemu przewidywalnemu obciążeniu. Jednakże w trakcie normalnej eksploatacji obciążenie cieplne jest zwykle niższe od obliczeniowego. Oznacza to ciągłą konieczność regulacji wydajności sprężarki, czyli dostosowywania jej do bieżącego obciążenia cieplnego. Istnieje kilka popularnych sposobów regulacji wydajności sprężarki:

2.3.1 Regulacja stopniowa
Metoda ta polega na wyłączaniu z pracy poszczególnych cylindrów w tłokowych sprężarkach wielocylindrowych, na otwieraniu i zamykaniu okien ssawnych sprężarek śrubowych, albo na zatrzymywaniu i uruchamianiu niektórych sprężarek w układach wielosprężarkowych. Jest to sposób prosty i wygodny. Co więcej, w miarę zmniejszania wydajności w kolejnych stopniach regulacji efektywność układu pogarsza się niewiele, chociaż jest to metoda ze swej natury bardziej zgrubna niż inne sposoby. Szczególnie nadaje się do układów wyposażonych w kilka wielocylindrowych sprężarek tłokowych.

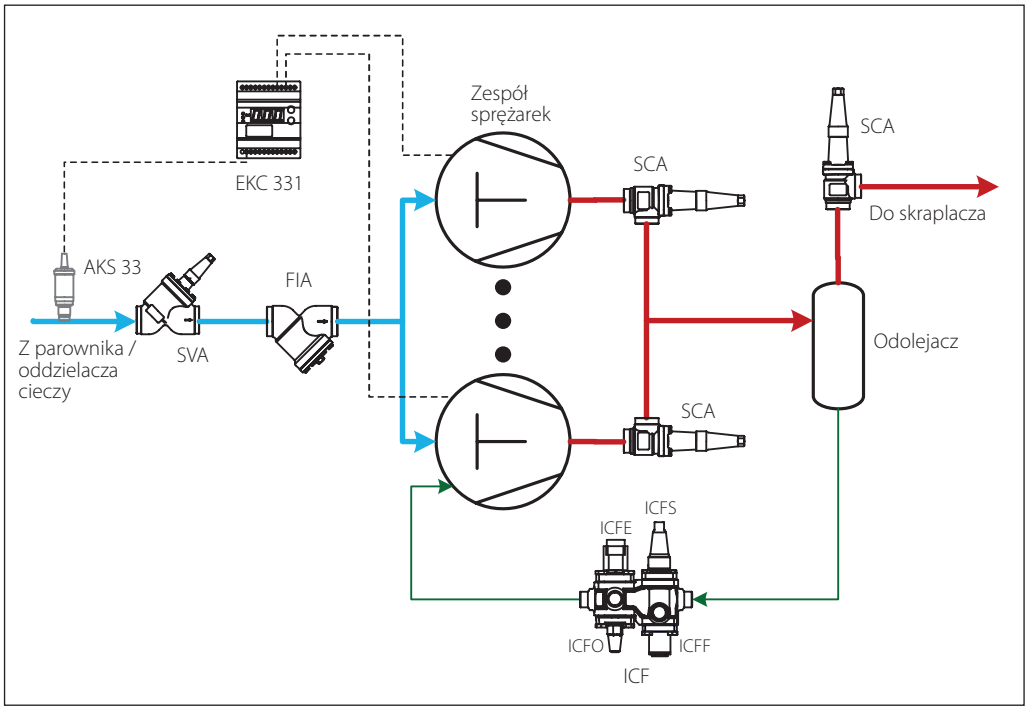
2.3.2 Regulacja upustowa za pomocą suwaka
Najbardziej popularnym sposobem regulacji wydajności sprężarek śrubowych jest zastosowanie suwaka. Ta odrębna część w korpusie, poruszana ciśnieniem oleju umożliwia zmianę efektywnej długości śruby w procesie sprężania zasysanej pary. Regulacja wydajności za pomocą suwaka jest płynna i ciągła, a odbywa się w zakresie od 10% do 100%, przy czym podczas częściowego obciążenia spada efektywność, zwykle dosyć znacznie.

2.3.3 Zmiana prędkości obrotowej
Ta metoda regulacji nadaje się dla wszystkich rodzajów sprężarek i jest efektywna. Do zmiany prędkości obrotowej wału sprężarki można wykorzystać dwubiegowy silnik elektryczny lub przetwornicę częstotliwości. Silnik dwubiegowy pracuje na wysokich obrotach, kiedy obciążenie cieplne jest duże (np. podczas wychładzania towaru), zaś na niskich obrotach przy obciążeniu małym (np. podczas przechowywania schłodzonych produktów). Natomiast przetwornica częstotliwości zmienia obroty sprężarki w sposób ciągły, dopasowując je do bieżącego zapotrzebowania. Napotyka jednak ograniczenia co do minimalnej i maksymalnej prędkości obrotowej, regulacji temperatury i ciśnienia, ochrony silnika sprężarki oraz wartości prądu i momentu obrotowego. Przetwornice częstotliwości umożliwiają uzyskiwanie małego prądu rozruchowego. Regulacja wydajności przez zmianę obrotów ma zwykle niewielki wpływ na efektywność, toteż stała się bardzo popularną metodą. W pewnych przypadkach dopuszczalny zakres prędkości obrotowej wału sprężarki nie jest wystarczająco szeroki, aby zapewnić regulację wydajności w pożądanym zakresie i dlatego zmianę obrotów często łączy się z regulacją stopniową.

2.3.4 Upust gorącej pary

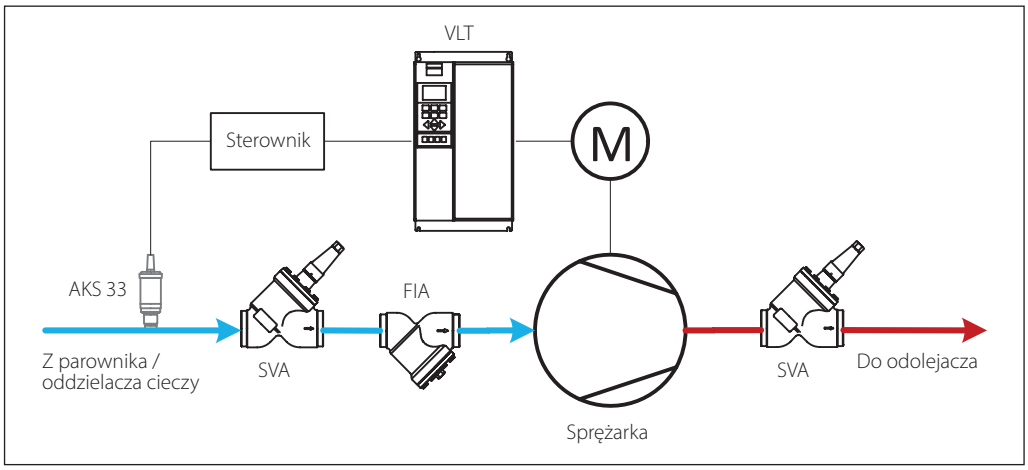
Ta metoda nadaje się dla sprężarek o stałej wydajności i jest bardziej typowa dla chłodnictwa komercyjnego. W przemysłowych układach chłodniczych znajduje zastosowanie w roli zabezpieczenia przed zbyt niskim ciśnieniem ssania w przypadku nagłego spadku obciążenia cieplnego. Regulacja wydajności chłodniczej polega na upuszczaniu części strumienia gorącej pary z tłoczenia sprężarki na stronę niskociśnieniową. Jest to szybka odpowiedź na nagły spadek obciążenia cieplnego, polegająca na sztucznym jego zwiększeniu, gdy ciśnienie na ssaniu sprężarki zaczyna gwałtownie spadać. Zabieg ten generalnie pogarsza efektywność układu.

Przykład instalacji 2.3.1: Stopniowa regulacja wydajności sprężarki



Stopniową regulację wydajności można zrealizować z pomocą odpowiedniego sterownika, np. EKC 331 marki Danfoss. Jest to regulator czterostopniowy, wyposażony w cztery wyjścia przekaźnikowe. Steruje włączaniem i wyłączaniem z pracy poszczególnych cylindrów lub silników sprężarek, w zależności od sygnału z przetwornika ciśnienia ssania, np. AKS 33 marki Danfoss. Regulator ze strefą neutralną typu EKC 331 może sterować pracą maksymalnie czterech jednakowych stopni wydajności, albo dwóch sprężarek z regulowaną wydajnością (obie z jednym zaworem odciążającym).

Przykład instalacji 2.3.2: Regulacja prędkości obrotowej

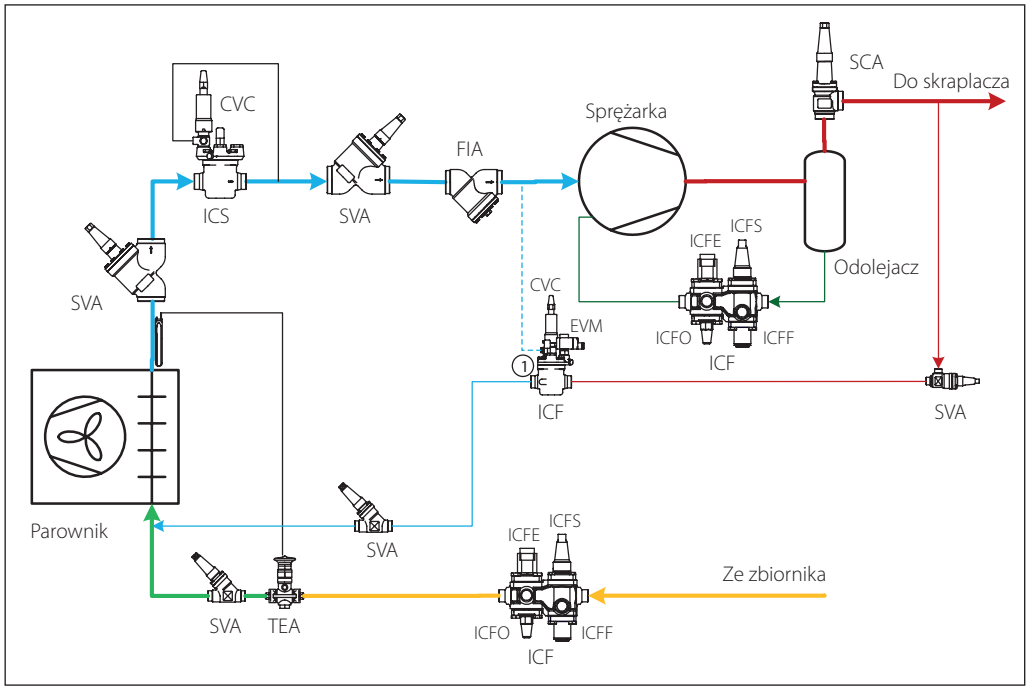


© Danfoss | 2020.10

Do przetwornicy częstotliwości VLT dociera sygnał ze sterownika, zależny z kolei od jego sygnału wejściowego pochodzącego z przetwornika ciśnienia, np. AKS 33. Może to być regulator typu Danfoss AK-CC, albo komercyjny sterownik programowalny. Przetwornica częstotliwości VLT może też pracować bez pośrednictwa sterownika, otrzymując sygnał wprost z przetwornika ciśnienia.

Regulacja z wykorzystaniem przetwornicy częstotliwości daje następujące korzyści:
- Oszczędność energii
- Lepsza jakość regulacji i produktu
- Zmniejszenie głośności pracy
- Dłuższa żywotność
- Uproszczona instalacja
- Łatwy w użyciu, kompletny układ regulacji

Przykład instalacji 2.3.3: Upust gorącej pary



W pewnych przypadkach za pomocą upustu gorącej pary można skompensować nagły spadek obciążenia cieplnego. W przemysłowych instalacjach chłodniczych sprężarki mają zwykle zmienną prędkość obrotową wału bądź stopniową regulację wydajności. Ich reakcja na nagły spadek obciążenia może być jednak zbyt wolna. Spadek ten początkowo sprawia, że sprężarka obniża ciśnienie ssania, co grozi osiągnięciem zbyt niskiej wartości. Przeciwdziałać temu w szybki sposób można upuszczając gorącą parę do parownika, dopasowując obciążenie do wydajności.

Upust gorącej pary jest zabiegiem energetycznie nieefektywnym i nie należy go wykorzystywać w pierwszej kolejności do regulacji wydajności sprężarki, ale trzeba go raczej traktować jako zabezpieczenie przed zbyt niskim ciśnieniem ssania.

Do sterowania upustem gorącej pary w zależności od ciśnienia w rurociągu ssawnym służy serwotłokowy zawór ICS (1) wyposażony w zawór pilotowy CVC. Jest to zawór pilotowy, ograniczający wzrost ciśnienia, który otwiera zawór ICS (1) i zwiększa przepływ gorącej pary, gdy ciśnienie ssania spada poniżej nastawionej wartości.
W ten sposób ciśnienie przed sprężarką utrzymywane jest na stałym poziomie i wydajność chłodnicza odpowiada bieżącemu obciążeniu cieplnemu.

2.4 Regulacja temperatury tłoczenia za pomocą wtrysku cieczy

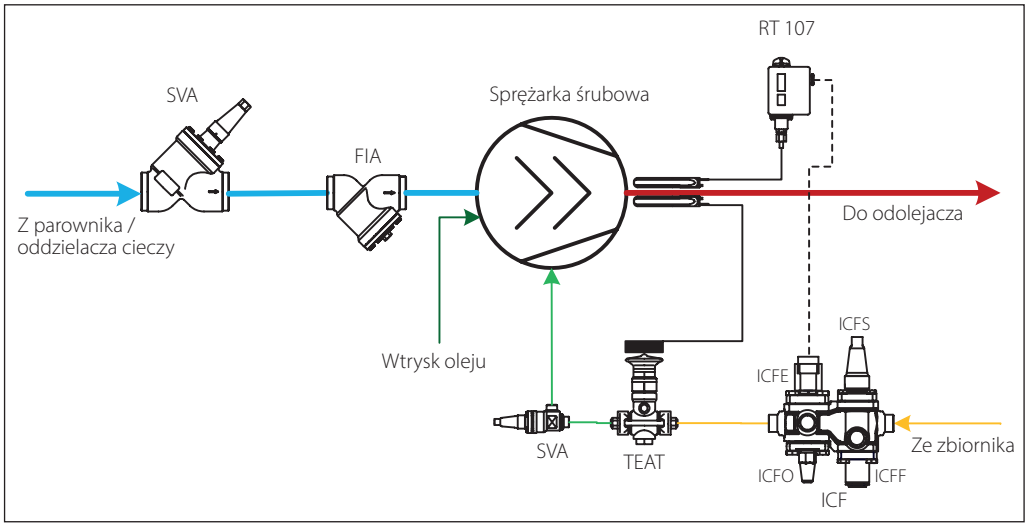
Producenci sprężarek zalecają ograniczanie temperatury tłoczenia poniżej pewnej wartości, aby nie dopuszczać do przegrzewania się sprężarki i jej elementów, przedłużając w ten sposób ich żywotność oraz zapobiegając termicznej degradacji oleju.

Analizując obieg na wykresie log(p)-h pokazany w rozdziale 1 można dostrzec, że temperatura tłoczenia może osiągać wysoką wartość, kiedy:

- sprężarka pracuje z dużą różnicą ciśnień,
- do sprężarki dopływa para o wysokim przegrzaniu,
- regulacja wydajności sprężarki odbywa się przez upust gorącej pary.

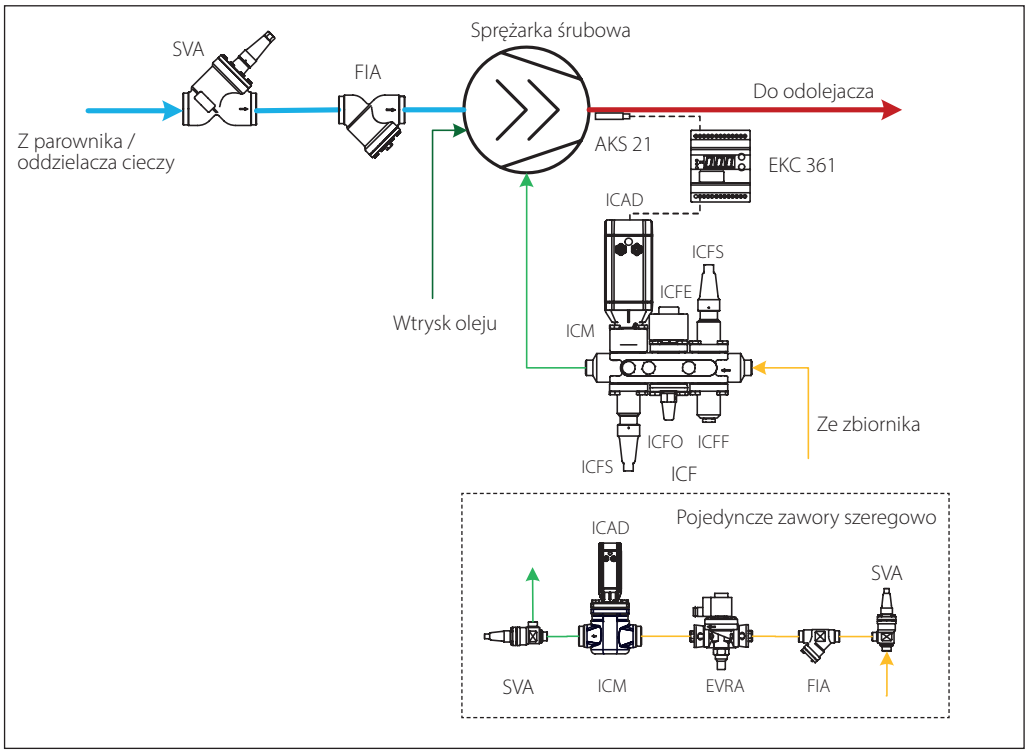
Istnieje kilka sposobów obniżenia temperatury tłoczenia. Jednym z nich jest wodne chłodzenie głowic cylindrowych w sprężarkach tłokowych. Innymi metodami są: wtrysk cieczy z skraplacza lub zbiornika do rurociągu ssawnego, chłodzenie międzystopniowe czy doładowanie sprężarek śrubowych z króćcem pośrednim.

Przykład instalacji 2.4.1: Wtrysk cieczy za pomocą termostatycznego zaworu wtryskowego



Po wzroście temperatury tłoczenia powyżej nastawionego poziomu, termostat RT 107 otwiera zawór elektromagnetyczny ICFE, umożliwiając wtryskiwanie cieczy do sprężarki śrubowej przez jej króciec pośredni. Przepływ ilości wtryskiwanej cieczy reguluje termostatyczny zawór wtryskowy (TEAT) w zależności od temperatury tłoczenia, zapobiegając w ten sposób dalszemu jej wzrostowi.

Przykład instalacji 2.4.2: Wtrysk cieczy za pomocą zaworu silnikowego



© Danfoss | 2020.10

Elektroniczny układ regulacji wtrysku cieczy może korzystać z zaworu silnikowego ICM. Czujnik AKS 21 mierzy temperaturę tłoczenia i przekazuje sygnał do regulatora temperatury EKC 361.

EKC 361 steruje pracą silnika krokowego ICAD, który dopasowuje stopień otwarcia zaworu ICM tak, aby ograniczyć i utrzymać temperaturę tłoczenia na wymaganym poziomie.

2.5 Układ tłumiący ekonomizera

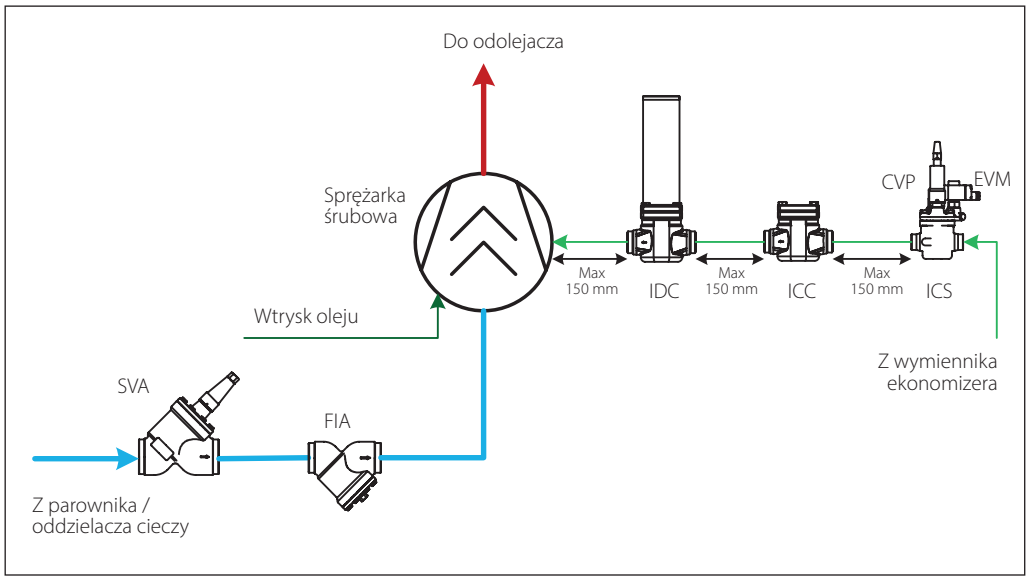
Ekonomizer służy do zwiększenia wydajności i efektywności układu.

Jednakże pulsacje ciśnienia ze sprężarki przenoszą się do rurociągu ekonomizera, co prowadzi do uszkodzenia elementów i wywołuje stukanie zaworów. Jeśli się nie przeciwdziała tym pulsacjom, wtedy rosną koszty eksploatacji i wydłuża się czas przestojów serwisowych.

Zatem aby chronić podzespoły przed uszkodzeniem, pulsacje ciśnienia należy tłumić.

Niezbędnym warunkiem jest poprawne dobranie rurociągów w układzie ekonomizera. Ponadto, firma Danfoss oferuje rozwiązanie o nazwie Eco-Damper, które łączy trzy elementy składowe w jeden układ o wysokiej skuteczności tłumienia pulsacji, zapewniając niezawodność działania dzięki solidnej konstrukcji. Układ Eco-Damper opracowano w oparciu o rodzinę zaworów ICV marki Danfoss.

Przykład instalacji 2.5.1: Układ tłumienia pulsacji w rurociągu ekonomizera



Układ Eco-Damper firmy Danfoss obejmuje trzy elementy: tłumik ICD, specjalny zawór zwrotny ICC oraz typowy zawór regulacyjny – np. zawór serwotłokowy ICS z zaworem pilotowym stałego ciśnienia CVP i zaworem pilotowym, elektromagnetycznym EVM. Rozwiązanie pokazane na przykładzie tłumi pulsacje nawet w 80% i zapobiega przedwczesnym uszkodzeniom elementów ekonomizera, co skraca wynikające z nich przestoje. Układ Eco-Damper cechuje się unikalnym, szeroko zakresowym efektem tłumienia pulsacji od 100 do 500 Hz.

Dla wygaszania pulsacji i wynikających z nich drgań kluczowe jest odpowiednie podparcie rurociągów. Dlatego każdy odcinek rurociągu między elementami układu Eco-Damper należy umocować na wspornikach tłumiących drgania. Tak samo należy umocować rurę tłumika ICD.

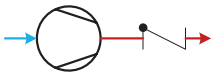
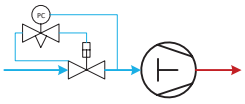
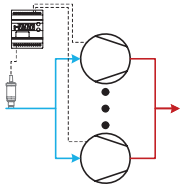
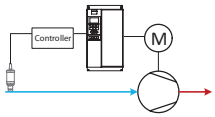
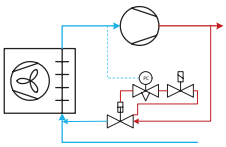
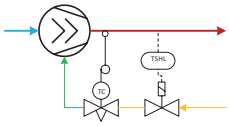
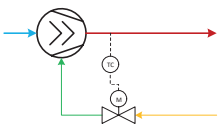
Tłumik ICD posiada wbudowany filtr i nadaje się do układów amoniakalnych oraz na czynniki R134a i R407C.

Zawór zwrotny ICC cechuje się solidną konstrukcją i pełnym otwarciem przy małej różnicy ciśnienia, co zapobiega oscylacjom. Nadaje się do układów amoniakalnych, do CO_2 oraz do czynników HFC.

W układach o mniejszych bądź okazjonalnie występujących pulsacjach można zastosować tylko zawór zwrotny ICC i zawór regulacyjny, bez tłumika ICD. **Uwaga!** W tym przypadku nie ulegają tłumieniu pulsacje ciśnienia z króćca pośredniego sprężarki.

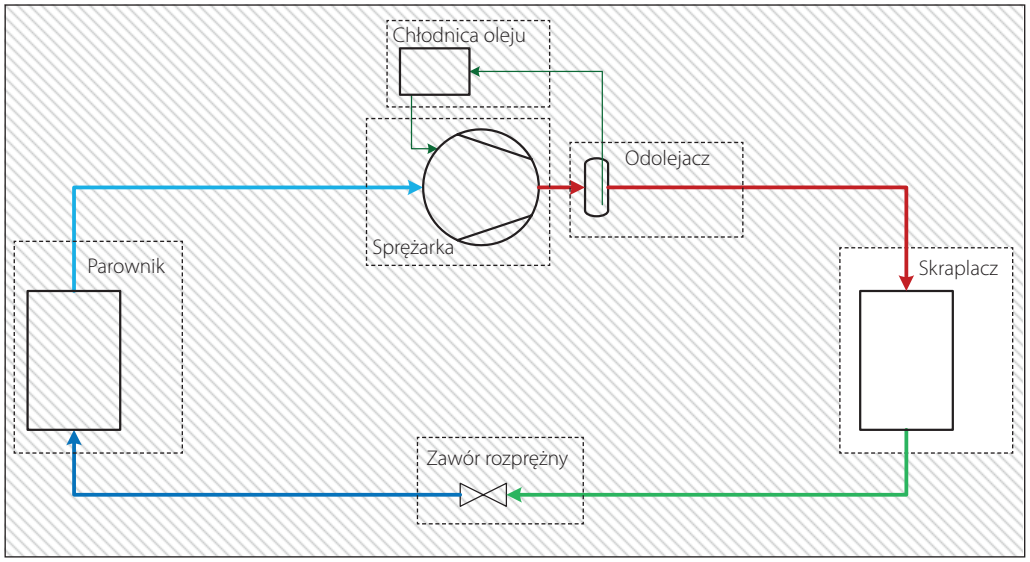
Zaleca się maksymalną długość 150 mm dla odcinków rur łączących poszczególne elementy oraz między tłumikiem ICD i króćcem pośrednim sprężarki.

2.6 Podsumowanie

Zagadnienie		Zastosowanie	Zalety	Ograniczenia
Eliminacja wstecznego przepływu czynnika – punkt 2.1				
Eliminacja przepływu wstecznego za pomocą SCA		Do wszystkich instalacji chłodniczych.	Prostota. Łatwość instalacji. Mały opór przepływu.	Spadek ciśnienia w rurociągu tłocznym.
Regulacja ciśnienia ssania (ciśnienia w skrzyni korbowej) – punkt 2.2				
Regulacja ciśnienia ssania za pomocą ICS i CVC		Do sprężarek tłokowych, typowo dla małych i średnich układów.	Prostota i niezawodność. Efektywna ochrona sprężarek tłokowych podczas rozruchu i po odszranianiu gorącą parą.	Spadek ciśnienia w rurociągu ssawnym.
Regulacja wydajności sprężarki – punkt 2.3				
Stopniowa regulacja wydajności za pomocą EKC 331 i AKS 33		Do sprężarek wielocylindrowych, sprężarek śrubowych z kilkoma oknami ssawnymi i do układów z kilkoma sprężarkami pracującymi równolegle.	Prostota. Efektywność pod częściowym obciążeniem niemal taka, jak przy obciążeniu pełnym.	Regulacja nieciągła, szczególnie w przypadku niewielu stopni. Wahania ciśnienia ssania.
Zmiana prędkości obrotowej wału sprężarki		Do wszelkich sprężarek mogących pracować ze zmniejszonymi obrotami.	Niski prąd rozruchowy. Oszczędność energii. Cichsza praca. Dłuższa żywotność. Uproszczona instalacja.	Sprężarka musi być dostosowana do pracy przy zredukowanych obrotach.
Upust gorącej pary za pomocą ICS i CVC		Do sprężarek o stałej wydajności. Wykorzystywane jako zabezpieczenie przed zbyt niskim ciśnieniem ssania.	Szybka reakcja na nagłe spadki obciążenia cieplnego. Gorąca para pomaga w powrocie oleju z parownika.	Nie należy stosować jako główną metodę regulacji wydajności sprężarki. Rozwiązanie nieefektywne energetycznie.
Regulacja temperatury tłoczenia przez wtrysk cieczy – punkt 2.4				
Wtrysk cieczy za pomocą mechanicznych elementów TEAT, EVRA(T) i RT		Do układów zagrożonych nadmiernie wysoką temperaturą tłoczenia.	Prostota i efektywność.	Wtrysk ciekłego czynnika może zagrażać sprężarce. Efektywność gorsza niż w przypadku chłodzenia międzystopniowego.
Wtrysk cieczy za pomocą elektronicznego układu z EKC 361 i ICM/ICF		Do układów zagrożonych nadmiernie wysoką temperaturą tłoczenia.	Elastyczność i zwarta budowa. Możliwość nadzoru i sterowania zdalnego.	Nie nadaje się do czynników palnych. Wtrysk cieczy może zagrażać sprężarce. Efektywność gorsza niż w przypadku chłodzenia międzystopniowego.

© Danfoss | 2020.10

3. Regulacja pracy skraplacza



W regionach ulegających znacznym wahaniom temperatury otoczenia, jak również przy dużych zmianach obciążenia cieplnego zachodzi konieczność regulowania ciśnienia skraplania, aby nie spadło do zbyt niskiej wartości. Zbyt niskie ciśnienie skraplania oznacza niewystarczającą różnicę ciśnienia w zaworze rozprężnym, co grozi niedostatecznym zasilaniem parownika czynnikiem chłodniczym. Oznacza to, że regulację wydajności skraplacza prowadzi się głównie w strefach umiarkowanego klimatu oraz w mniejszym stopniu w strefach subtropikalnej i tropikalnej.

Podstawową ideą jest tu taka regulacja wydajności skraplacza, aby przy niskiej temperaturze otoczenia utrzymywać ciśnienie skraplania powyżej minimalnej dopuszczalnej wartości, a jednocześnie na poziomie możliwie niskim, sprzyjającym optymalnej efektywności pracy układu. Osiąga się to albo przez regulację przepływu powietrza czy wody chłodzącej skraplacz, albo przez ograniczanie pola powierzchni efektywnej wymiany ciepła w tym elemencie.

Konkretne rozwiązanie zależy od tego, czy skraplacz jest:
- chłodzony powietrzem,
- natryskowo-wyparny,
- chłodzony wodą.

Instalacja skraplacza zależy od sposobu regulacji wtrysku czynnika do niskociśnieniowej strony układu. Termin „zasilanie zaworem pływakowym wysokiego ciśnienia" i „zasilanie zaworem pływakowym niskiego ciśnienia" odnosi się do metody regulacji, a niekoniecznie do zastosowania samego zaworu pływakowego. Oba sposoby zasilania można zrealizować z wykorzystaniem wyłączników bądź przekaźników poziomu cieczy oraz normalnego zaworu rozprężnego.

3.1 Zasilanie zaworem pływakowym wysokiego ciśnienia

Zasilanie za pomocą zaworu pływakowego wysokiego ciśnienia odbywa się bezpośrednio po skraplaczu. Jakiekolwiek, dostosowywanie ilości czynnika do zmieniającej się wydajności musi następować po stronie niskiego ciśnienia, np. w oddzielaczu cieczy. Ponieważ przepływ za zaworem rozprężnym jest dwufazowy, to nie nadaje się do rozdzielania na kilka strumieni i dlatego rozwiązanie to spotyka się przede wszystkim w układach wyposażonych tylko w jeden niskociśnieniowy oddzielacz cieczy, jak w przypadku agregatu do chłodzenia wody.

Zawory pływakowe wysokiego ciśnienia instaluje się zwykle zaraz po skraplaczu i jako takie nie stwarzają żadnych problemów z instalacją tego wymiennika ciepła.

3.2 Zasilanie zaworem pływakowym niskiego ciśnienia

Zawór pływakowy niskiego ciśnienia tak reguluje ilość dławionej cieczy, aby utrzymać zadany jej poziom w jednym lub kilku niskociśnieniowych oddzielaczach cieczy. Zatem dostosowywanie ilości czynnika do zmieniającej się wydajności musi następować po stronie wysokiego ciśnienia, np. w zbiorniku cieczy.

Dla zapewnienia właściwego funkcjonowania skraplacza z zaworem pływakowym niskiego ciśnienia, trzeba go prawidłowo zainstalować.

3.3 Skraplacze chłodzone powietrzem

Skraplacz powietrzny składa się z rurek umieszczonych w bloku lamelowym. Może być wymiennikiem ciepła poziomym, pionowym bądź w układzie V. Otaczające powietrze przetłaczane jest przez wymiennik wentylatorami osiowymi lub promieniowymi.

Skraplacze powietrzne znajdują zastosowanie w przemysłowych instalacjach chłodniczych pracujących w warunkach wysokiej wilgotności względnej otaczającego powietrza. Zamieszczone poniżej przykłady instalacji ze skraplaczem chłodzonym powietrzem uwzględniają zastosowanie zaworu pływakowego niskiego ciśnienia.

Regulację ciśnienia skraplania w skraplaczach powietrznych można prowadzić następującymi sposobami:

3.3.1 Stopniowa regulacja wydajności skraplaczy powietrznych
Metoda korzysta ze sterownika o kilku stopniach regulacji, który zmienia przepływ powietrza przez skraplacz włączając i wyłączając poszczególne wentylatory w zależności od mierzonej wartości ciśnienia skraplania.

Ciśnienie skraplania mierzy przetwornik ciśnienia, np. AKS 33 marki Danfoss, i wysyła sygnał do regulatora, np. EKC 331 firmy Danfoss, który z kolei steruje pracą wentylatorów w zależności od wartości tego sygnału.

3.3.2 Regulacja prędkości obrotowej wentylatorów skraplaczy powietrznych
Tę metodę wykorzystuje się głównie tam, gdzie ze względów środowiskowych wymaga się ograniczenia głośności pracy wentylatorów skraplaczy powietrznych.

Znaleźć tu może zastosowanie przetwornica częstotliwości VLT marki Danfoss.

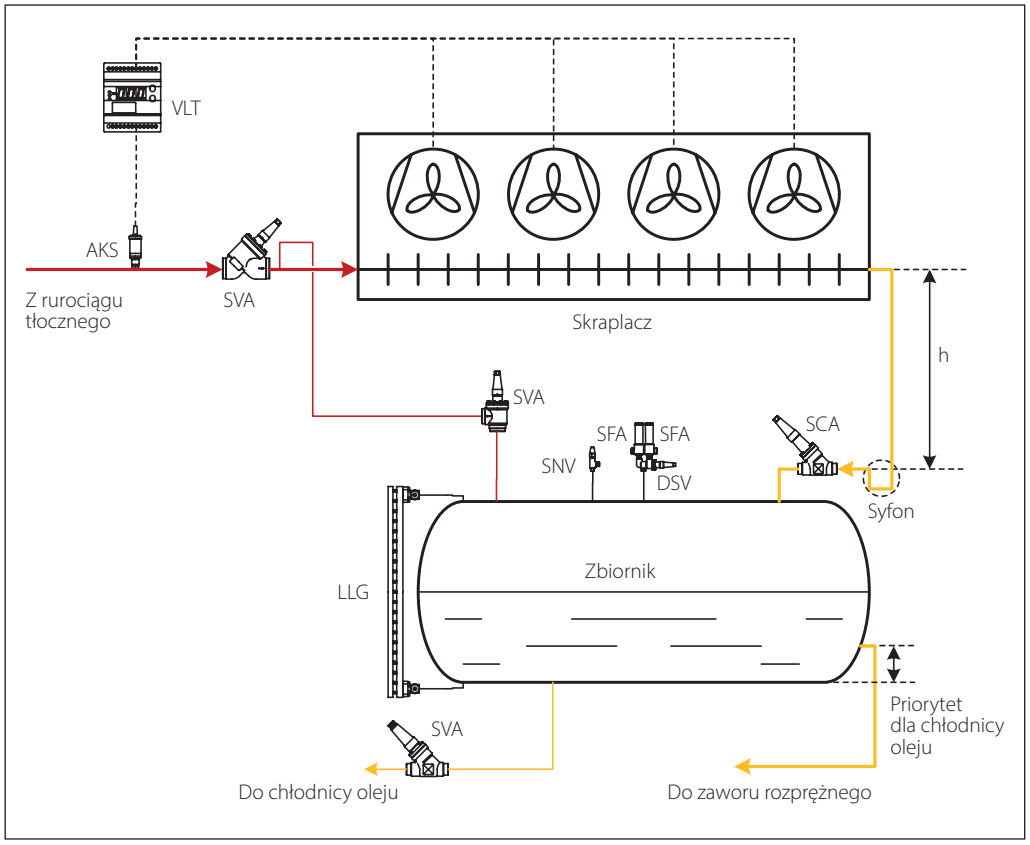
3.3.3 Zmiana pola powierzchni wymiany ciepła w skraplaczu powietrznym
W tej metodzie regulacji potrzebny jest zbiornik cieczy. Musi on mieć pojemność wystarczającą do skompensowania zmian ilości czynnika chłodniczego w skraplaczu.

Istnieją dwa sposoby realizacji tej metody:
Zawór główny ICS z zaworem pilotowym stałego ciśnienia CVP-H (wysokociśnieniowym) zainstalowany w rurociągu tłocznym na dopływie do skraplacza oraz zawór ICS z pilotem stałej różnicy ciśnienia CVPP zamontowany w rurociągu wyrównującym ciśnienie między tłoczeniem i zbiornikiem. W rurociągu łączącym skraplacz ze zbiornikiem występuje zawór zwrotno-odcinający SCA, zapobiegający przemieszczaniu się cieczy ze zbiornika do skraplacza.

Zawór główny ICS z pilotem stałego ciśnienia CVP-H zamontowany w rurociągu między skraplaczem i zbiornikiem oraz zawór ICS wyposażony w zawór pilotowy stałej różnicy ciśnienia CVPP zainstalowany w rurociągu wyrównania ciśnienia między tłoczeniem i zbiornikiem. Ta konfiguracja występuje głównie w chłodnictwie komercyjnym.

© Danfoss | 2020.10

Przykład instalacji 3.3.1: Stopniowa regulacja przepływu powietrza przez skraplacz za pomocą sterownika EKC 331



Wyposażony w cztery wyjścia przekaźnikowe sterownik EKC 331 może obsługiwać do czterech stopni regulacji wydajności skraplacza. Steruje on załączaniem wentylatorów w zależności od ciśnienia skraplania mierzonego przetwornikiem AKS 33.

Sterownik ze strefą neutralną EKC 331 tak reguluje wydajność skraplacza, że ciśnienie w tym wymienniku utrzymuje się powyżej wymaganego minimum.

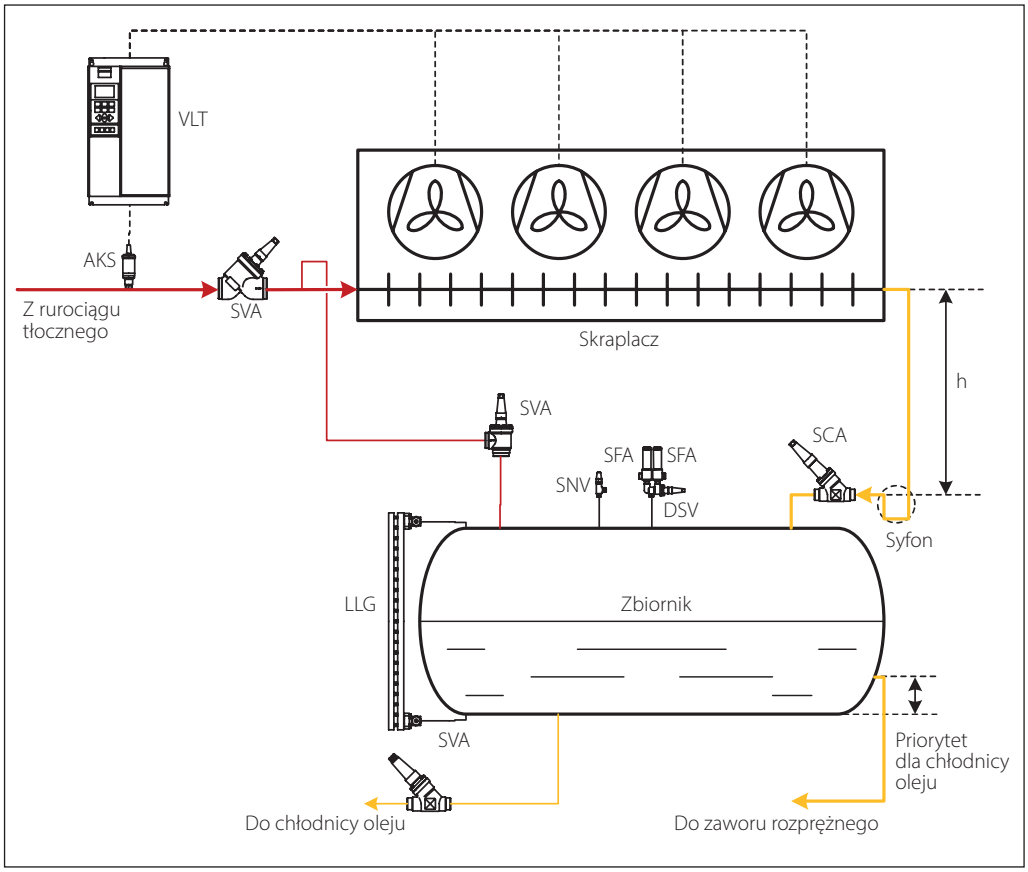
Rurociąg obejściowy (cienka czerwona linia) z zaworem SVA to rurociąg wyrównujący ciśnienie w zbiorniku i na dopływie do skraplacza, aby ciekły czynnik chłodniczy swobodnie spływał ze skraplacza do zbiornika.

W toku projektowania rurociągu łączącego skraplacz ze zbiornikiem trzeba uwzględnić spadek ciśnienia w tym wymienniku ciepła. Ciśnienie na wylocie ze skraplacza może być niższe niż w zbiorniku, utrudniając spływ cieczy.

Wykonanie syfonu (pułapki cieczowej) u dołu rurociągu opadowego biegnącego ze skraplacza do zbiornika pozwala zbudować słup cieczy w tym rurociągu, wywierający ciśnienie hydrostatyczne kompensujące spadek ciśnienia w skraplaczu. Wysokość rurociągu opadowego musi przewyższać spadek ciśnienia w skraplaczu wyrażony w metrach ciekłego czynnika. W niektórych układach zastosowanie znajduje sterownik EKC 331T. W tym przypadku sygnał wejściowy może pochodzić z czujnika temperatury PT1000, np. typu AKS 21. Czujnik ten zwykle instaluje się na wylocie ze skraplacza.

Uwaga! Zespół sterownika EKC 331T i czujnika temperatury PT1000 ma gorszą dokładność niż EKC 331 z podłączonym przetwornikiem ciśnienia, gdyż temperatura na wylocie ze skraplacza nie musi dokładnie odpowiadać bieżącemu ciśnieniu skraplania, z uwagi na ewentualne dochłodzenie cieczy bądź obecność gazów nieskraplających się w układzie chłodniczym. Zaś przy zbyt niskim dochłodzeniu, po włączeniu wentylatorów pojawić się mogą pęcherzyki pary.

Przykład instalacji 3.3.2: Regulacja prędkości obrotowej wentylatorów skraplacza powietrznego



Przetwornica częstotliwości VLT otrzymuje sygnał sterujący z przetwornika ciśnienia, np. AKS 33 marki Danfoss, mierzącego ciśnienie skraplania w rurociągu tłocznym. Zmienia ona prędkość obrotową wentylatorów skraplacza w zależności od tego ciśnienia.

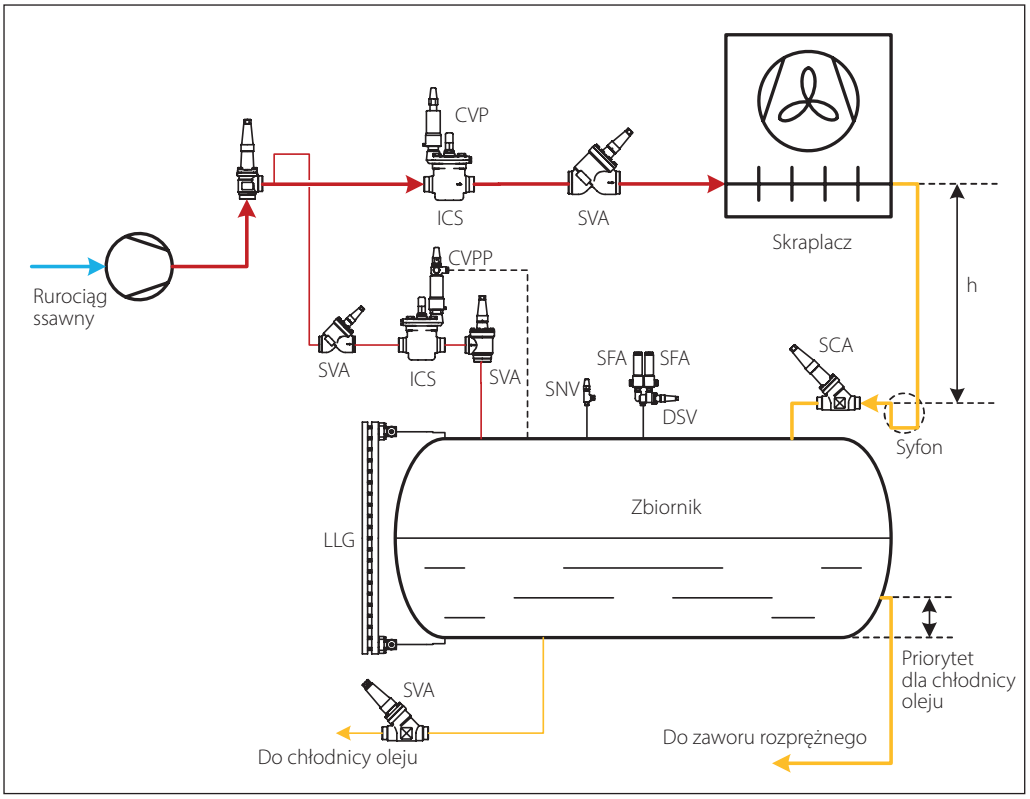
Regulacja za pomocą przetwornicy częstotliwości ma następujące zalety:

- Oszczędność energii
- Lepsza jakość regulacji i produktów
- Mniejsza głośność pracy
- Dłuższa żywotność
- Uproszczona instalacja
- Łatwa w użyciu kompleksowa regulacja układu

W toku projektowania rurociągu łączącego skraplacz ze zbiornikiem trzeba uwzględnić spadek ciśnienia w tym wymienniku ciepła. Ciśnienie na wylocie ze skraplacza może być niższe niż w zbiorniku, utrudniając spływ cieczy. Wykonanie syfonu (pułapki cieczowej) u dołu rurociągu opadowego biegnącego ze skraplacza do zbiornika pozwala zbudować słup cieczy w tym rurociągu, wywierający ciśnienie hydrostatyczne kompensujące spadek ciśnienia w skraplaczu. Wysokość rurociągu opadowego musi przewyższać spadek ciśnienia w skraplaczu wyrażony w metrach ciekłego czynnika.

© Danfoss | 2020.10

Przykład instalacji 3.3.3: Zmiana pola powierzchni wymiany ciepła skraplacza powietrznego (dla stref zimnych)



Ten układ regulacji utrzymuje ciśnienie w zbiorniku cieczy na wystarczająco wysokim poziomie przy niskiej temperaturze otoczenia.

Serwotłokowy zawór ICS w rurociągu tłocznym otwiera się przy wzroście ciśnienia tłoczenia do wartości nastawionej na zaworze pilotowym CVP, a zamyka się przy jego spadku poniżej tej nastawy.

Zawór serwotłokowy ICS z pilotem stałej różnicy ciśnienia CVPP zainstalowany w rurociągu wyrównawczym (cienka czerwona linia) utrzymuje wystarczająco wysokie ciśnienie w zbiorniku. Zawór zwrotno-odcinający SCA zapewnia podwyższone ciśnienie w skraplaczu wynikające z zatrzymywania w nim cieczy. Zapobiega ponadto wstecznemu przepływowi cieczy ze zbiornika do zimniejszego podczas postoju sprężarki skraplacza.

W toku projektowania rurociągu łączącego skraplacz ze zbiornikiem trzeba uwzględnić spadek ciśnienia w tym wymienniku ciepła. Ciśnienie na wylocie ze skraplacza może być niższe niż w zbiorniku, utrudniając spływ cieczy. Wykonanie syfonu (pułapki cieczowej) u dołu rurociągu opadowego biegnącego ze skraplacza do zbiornika pozwala zbudować słup cieczy w tym rurociągu, wywierający ciśnienie hydrostatyczne kompensujące spadek ciśnienia w skraplaczu. Wysokość rurociągu opadowego musi przewyższać spadek ciśnienia w skraplaczu wyrażony w metrach słupa ciekłego czynnika.

3.4 Skraplacze natryskowo-wyparne

Skraplacz natryskowo-wyparny chłodzony jest powietrzem atmosferycznym oraz wodą rozpylaną z dysz przeciwprądowo do przepływu powietrza. Krople wody odparowują, a związany z tym efekt cieplny znacznie powiększa wydajność skraplacza, gdyż powietrze schładza się do temperatury termometru mokrego.

Współczesne skraplacze natryskowo-wyparne posiadają obudowę wykonaną ze stali bądź tworzywa sztucznego, z osiowymi lub promieniowymi wentylatorami zamontowanymi u dołu albo u góry skraplacza.

Powierzchnię wymiany ciepła w strumieniu zraszanego powietrza tworzą stalowe rurki.

Powyżej dysz wodnych (w strumieniu powietrza nienasyconego) znajduje się zwykle odcinek schładzania pary przegrzanej wykonany w postaci stalowych, ożebrowanych rur. Ma on za zadanie ochłodzenie pary poniżej temperatury tłoczenia, zanim osiągnie ona strefę wymiennika kontaktującą się ze zraszanym powietrzem. Dzięki temu ogranicza się narastanie kamienia kotłowego na zasadniczej powierzchni wymiany ciepła.

W porównaniu ze skraplaczami chłodzonymi wodą, ten rodzaj wymiennika znacznie ogranicza zużycie wody. Regulację wydajności skraplaczy natryskowo-wyparnych prowadzi się albo z wykorzystaniem wentylatorów dwubiegowych, albo wentylatorów o regulowanych obrotach bądź przez wyłączanie pompy cyrkulacyjnej wody przy bardzo niskiej temperaturze otoczenia.

W regionach o wysokiej wilgotności powietrza wykorzystanie skraplaczy natryskowo-wyparnych jest ograniczone. W warunkach niskiej temperatury otoczenia (poniżej 0°C) należy usuwać wodę z takiego wymiennika ciepła, aby zapobiegać jego uszkodzeniu przez narastający lód.

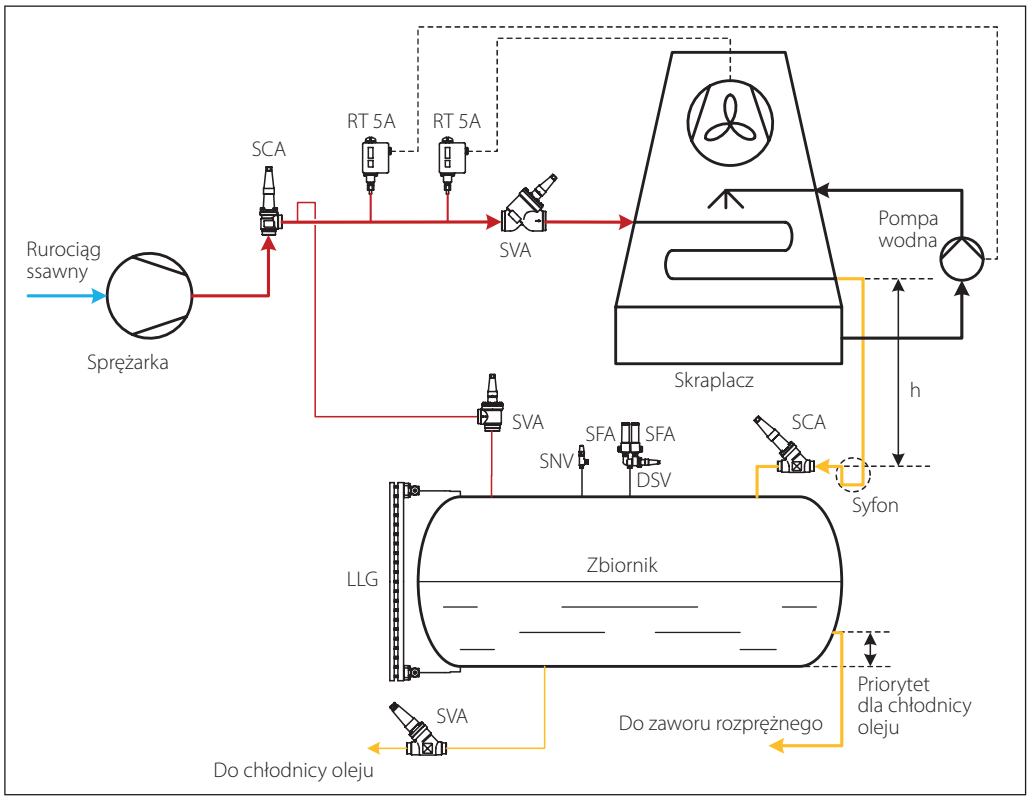
Przykłady instalacji pokazane w tym rozdziale uwzględniają dławienie w zaworach pływakowych niskiego ciśnienia.

3.4.1 Regulacja pracy skraplaczy natryskowo-wyparnych

Regulację ciśnienia skraplania lub wydajności skraplaczy natryskowo-wyparnych prowadzi się z wykorzystaniem:

- presostatów RT lub KP sterujących pracą wentylatorów i pomp wodnych;
- presostatów ze strefą neutralną RT-L sterujących pracą wentylatorów i pomp wodnych;
- regulatorów do stopniowej regulacji pracy wentylatorów dwubiegowych i pomp wodnych;
- przetwornic częstotliwości sterujących obrotami wentylatorów i pomp wodnych;
- czujników przepływu Saginomiya załączających alarm w przypadku zaniku przepływu wody.

Przykład instalacji 3.4.1: Stopniowa regulacja pracy skraplacza natryskowo-wyparnego z presostatami RT



Przy niskiej temperaturze otoczenia układ utrzymuje ciśnienie skraplania, a także ciśnienie w zbiorniku cieczy na wystarczająco wysokim poziomie.

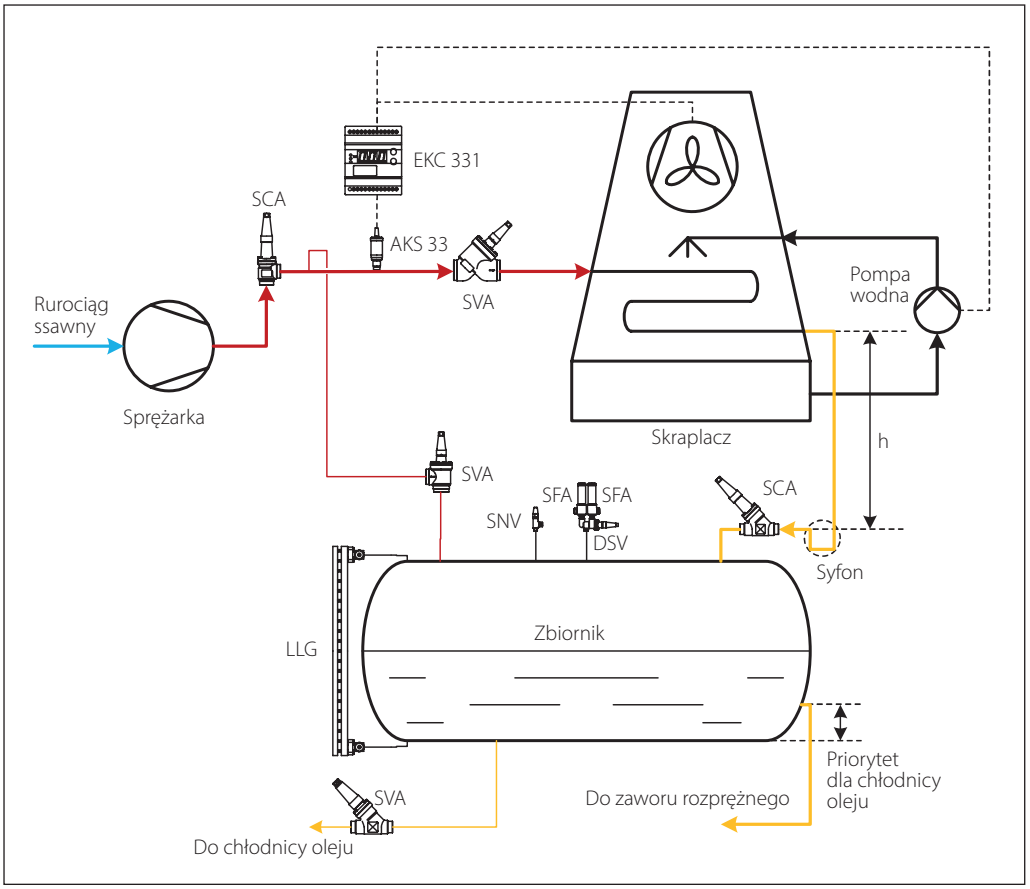
Gdy ciśnienie na dopływie do skraplacza spada poniżej nastawy presostatu RT 5A, zatrzymuje on wentylator redukując wydajność skraplacza.

Jeśli przy ekstremalnie niskiej temperaturze otoczenia ciśnienie skraplania spadnie poniżej nastawy presostatu RT 5A pomimo wyłączenia wentylatorów, drugi presostat RT 5A zatrzyma z kolei pompę wody.

Po wyłączeniu pompy wodnej, ze skraplacza i rur wodnych należy spuścić wodę, aby zapobiec narastaniu kamienia i lodu.

© Danfoss | 2020.10

Przykład instalacji 3.4.2: Stopniowa regulacja pracy skraplacza natryskowo-wyparnego ze sterownikiem EKC 331



Ten układ pracuje analogicznie jak w przykładzie 3.4.1, ale z wykorzystaniem elektronicznego sterownika EKC 331.

W celu regulowania wydajności skraplacza natryskowo-wyparnego sterownik EKC 331 współpracuje z przetwornikiem ciśnienia AKS 33. Wyłączanie pompy wodnej trzeba ustawić jako ostatni stopień regulacji, a sama regulacja musi przebiegać sekwencyjnie, tzn. załączanie i wyłączanie poszczególnych stopni ma się odbywać w tym samym porządku.

Sterownik EKC 331T przystosowano do współpracy z czujnikami temperatury PT1000, co może być potrzebne w przypadku układów z cieczą pośredniczącą.

Alternatywnie, ciśnienie skraplania można regulować za pomocą przetwornicy częstotliwości zmieniającej obroty wentylatora, z możliwością stopniowego sterowania poszczególnymi wentylatorami – podobnie jak w przypadku skraplacza chłodzonego powietrzem, ale z presostatem RT 5A wyłączającym pompę przy niskiej temperaturze.

3.5 Skraplacze chłodzone wodą

Dawniej skraplacze chłodzone wodą miały zwykle postać wymiennika płaszczowo-rurowego, natomiast obecnie, bardzo często spotyka się wymienniki płytowe o nowoczesnej konstrukcji.

Skraplacze rzadko są chłodzone wodą w obiegu otwartym, gdyż w wielu rejonach nie zezwala się na zużycie tak dużych ilości wody (kwestia dostępności lub wysokiej ceny wody). Jednakże takich ograniczeń zwykle nie ma na morzu.

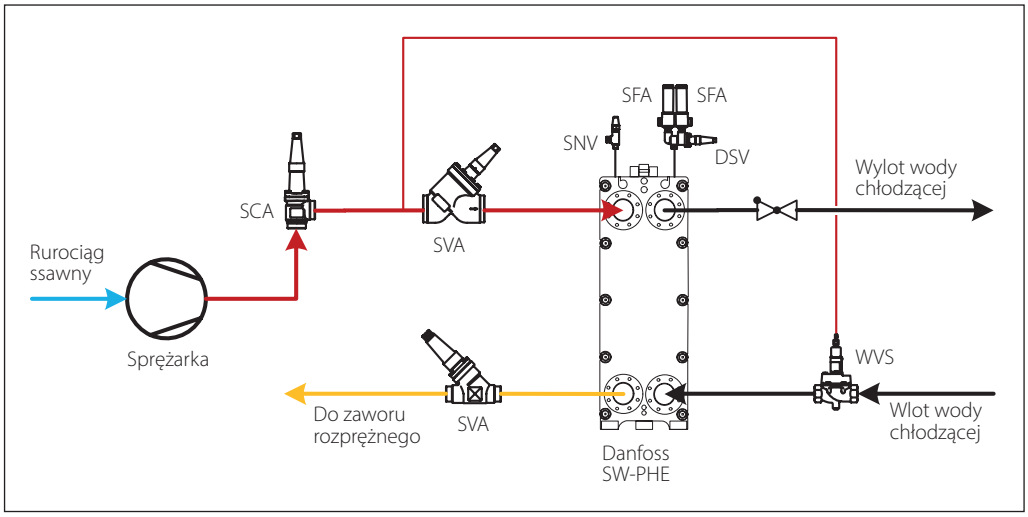
W dzisiejszych czasach skraplacze chłodzone wodą są popularne w agregatach chłodniczych, gdzie woda chłodząca oddaje ciepło w wieży chłodniczej i trafia z powrotem do skraplacza.

Znajdują też zastosowanie do odzysku ciepła z układu chłodniczego na potrzeby przygotowania ciepłej wody.

Regulację ciśnienia skraplania prowadzi się z wykorzystaniem presostatycznego zaworu wodnego bądź wodnego zaworu silnikowego ze sterownikiem elektronicznym, a polega ona na zmianie natężenia przepływu wody chłodzącej w zależności od ciśnienia skraplania.

Przykłady zamieszczone poniżej uwzględniają dławienie w zaworze pływakowym wysokiego ciśnienia, stąd nie występuje w nich zbiornik ciekłego czynnika chłodniczego.

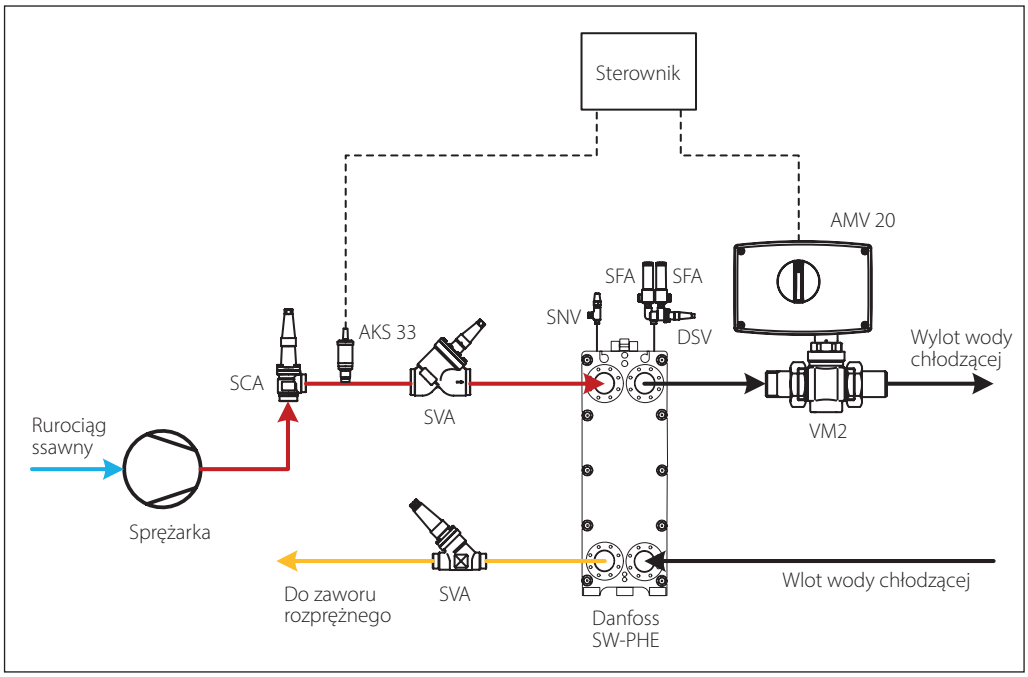
Przykład instalacji 3.5.1: Regulacja przepływu wody przez skraplacz za pomocą presostatycznego zaworu wodnego



Ten układ regulacji utrzymuje ciśnienie skraplania na stałym poziomie. Ciśnienie skraplania czynnika chłodniczego za pośrednictwem sygnałowej rurki kapilarnej oddziałuje na mechaniczną część zaworu wodnego WVS i zmieniając odpowiednio jego stopień otwarcia. Zawór ten jest regulatorem proporcjonalnym.

W roli skraplacza na rysunku występuje kasetowy, płytowy wymiennik ciepła firmy Danfoss.

Przykład instalacji 3.5.2: Regulacja przepływu wody przez skraplacz za pomocą zaworu silnikowego



Sterownik otrzymuje sygnał o wartości ciśnienia skraplania z przetwornika ciśnienia AKS 33 i wysyła odpowiedni sygnał sterujący do silnika AMV 20 zaworu VM 2. W ten sposób następuje regulacja przepływu wody chłodzącej i w efekcie utrzymywanie stałego ciśnienia skraplania.

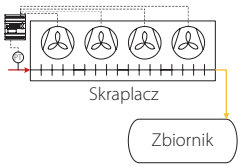
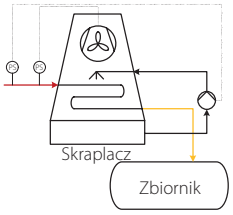
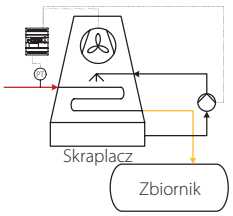
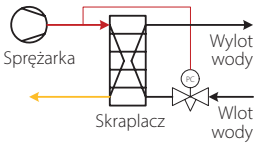
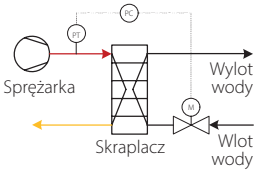
W sterowniku można ustawić rodzaj regulacji jako PI albo PID.

Zawory silnikowe typu VM 2 i VFG 2 zaprojektowano do układów centralnego ogrzewania i mogą też znaleźć zastosowanie do regulowania przepływu wody w instalacjach chłodniczych.

Alternatywnie można zastosować niezależny od ciśnienia zawór równoważący i regulacyjny typu AB-QM. Posiada on dwie funkcje: regulatora różnicy ciśnienia oraz zaworu regulacyjnego. Oznacza to zdolność utrzymywania stałej różnicy ciśnienia przed i za zaworem oraz dostosowywania natężenia przepływu przez zawór.

© Danfoss | 2020.10

3.6 Podsumowanie

Zagadnienie		Zastosowanie	Zalety	Ograniczenia
Skraplacze chłodzone powietrzem – punkt 3.3				
Stopniowa regulacja pracy wentylatorów za pomocą sterownika EKC 331.		Głównie w chłodnictwie przemysłowym w strefach gorących i mniej w chłodniejszych.	Stopniowa zmiana natężenia przepływu powietrza. Układ nie korzysta z wody.	Bardzo niska temperatura otoczenia. Stopniowe załączanie wentylatorów może powodować hałas.
Regulacja obrotów wentylatorów w skraplaczach powietrznych.		We wszelkich skraplaczach z wentylatorami o regulowanej prędkości.	Niski prąd rozruchowy. Oszczędność energii. Cichsza praca. Dłuższa żywotność. Uproszczona instalacja.	Bardzo niska temperatura otoczenia.
Skraplacze natryskowo-wyparne – punkt 3.4				
Stopniowa regulacja za pomocą presostatu RT.		Przemysłowe instalacje chłodnicze o bardzo dużej wydajności.	Dużo mniejsze zużycie wody w porównaniu do skraplaczy wodnych i stosunkowo łatwa regulacja wydajności.	Nie nadają się do pracy przy wysokiej wilgotności względnej. W strefach zimnych potrzebne są zabezpieczenia usuwające wodę ze skraplacza po zatrzymaniu jej obiegu.
Stopniowa regulacja za pomocą sterownika EKC 331.		Przemysłowe instalacje chłodnicze o bardzo dużej wydajności.	Dużo mniejsze zużycie wody w porównaniu do skraplaczy wodnych i stosunkowo łatwa regulacja wydajności.	Nie nadają się do pracy przy wysokiej wilgotności względnej. W strefach zimnych potrzebne są zabezpieczenia usuwające wodę ze skraplacza po zatrzymaniu jej obiegu.
Skraplacze chłodzone wodą – punkt 3.5				
Regulacja przepływu cieczy za pomocą zaworu presostatycznego.		Agregaty chłodnicze, wymienniki do odzysku ciepła.	Łatwa regulacja wydajności.	Problemem może być dostępność wody.
Regulacja przepływu cieczy za pomocą zaworu silnikowego.		Agregaty chłodnicze, wymienniki do odzysku ciepła.	Łatwa regulacja wydajności skraplacza bądź wymiennika do odzysku ciepła. Możliwa regulacja zdalna.	Układ droższy od typowego rozwiązania. Problemem może być dostępność wody.

4. Regulacja poziomu cieczy

Regulacja poziomu cieczy jest istotnym aspektem projektowania przemysłowych instalacji chłodniczych. Należy tak regulować wtrysk cieczy, aby utrzymywać stały jej poziom.

Projektując układ regulacji poziomu cieczy można przyjąć jedną z dwóch podstawowych zasad działania:

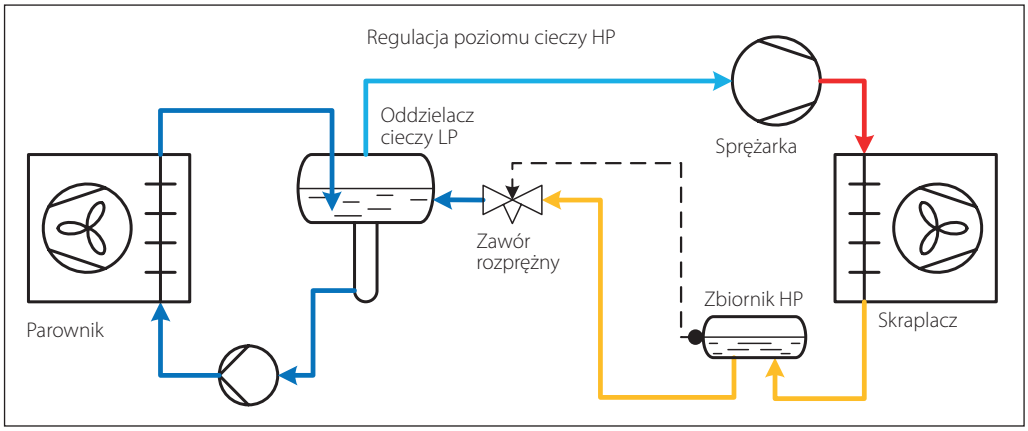
- regulację po stronie wysokiego ciśnienia (HP),
- regulację po stronie niskiego ciśnienia (LP).

Oba układy można zbudować z wykorzystaniem elementów mechanicznych lub elektronicznych. Zaletą zaworów pływakowych jest prostota regulacji, ale trzeba je instalować na odpowiedniej wysokości i zmiana wymaganego poziomu cieczy powoduje konieczność przeniesienia zaworu.

Układy korzystające z przetworników poziomu są bardziej złożone, ale dają możliwość prostej zmiany poziomu cieczy.

Wysokociśnieniowe układy regulacji poziomu cieczy posiadają zwykle następujące cechy:

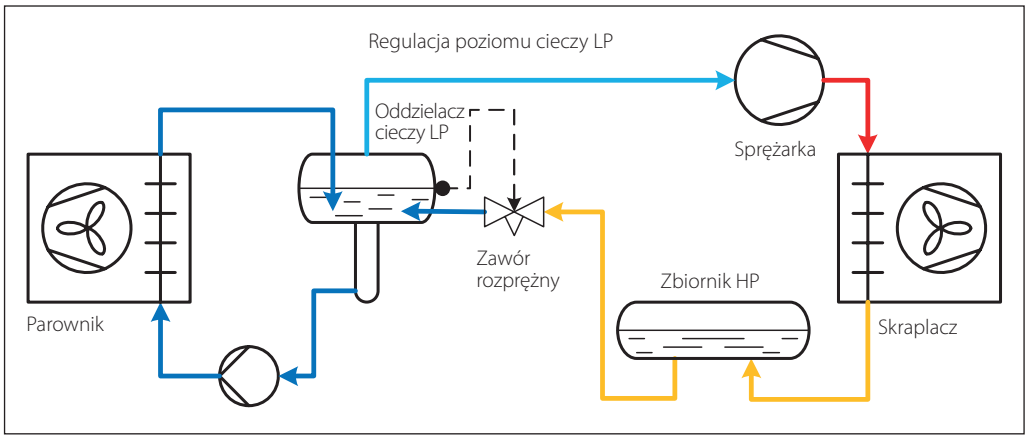
- Czujnik poziomu (przetwornik bądź pływak) znajduje się w wysokociśnieniowej części układu.
- Wzrost poziomu cieczy powoduje otwarcie zaworu rozprężnego i wtrysk wysokociśnieniowej cieczy na stronę niskiego ciśnienia, tzn. układ regulacji utrzymuje stały poziom cieczy po stronie wysokiego ciśnienia.
- Właściwe napełnienie układu ma kluczowe znaczenie.
- Mały zbiornik cieczy po stronie wysokiego ciśnienia lub nawet jego brak.
- Stosowane przede wszystkim tam, gdzie wysokociśnieniowa ciecz zasila tylko jeden element po stronie niskiego ciśnienia.
- Zmiany objętości czynnika chłodniczego muszą być kompensowane po stronie niskociśnieniowej.



Rysunek 4.1: Schemat układu regulacji poziomu cieczy po stronie wysokiego ciśnienia (HP)

Niskociśnieniowe układy regulacji poziomu cieczy posiadają zwykle następujące cechy:

- Czujnik poziomu (przetwornik bądź pływak) znajduje się w niskociśnieniowej części układu.
- Spadek poziomu cieczy powoduje otwarcie zaworu rozprężnego i wtrysk wysokociśnieniowej cieczy na stronę niskiego ciśnienia.
- Zbiornik cieczy zwykle ma duże rozmiary.
- (W miarę) duże napełnienie układu czynnikiem chłodniczym.
- Stosowane głównie w rozległych instalacjach chłodniczych, mogących posiadać kilka elementów niskociśnieniowych zasilanych cieczą.



Rysunek 4.2: Schemat układu regulacji poziomu cieczy po stronie niskiego ciśnienia (LP)

© Danfoss | 2020.10

- Zmiany objętości czynnika chłodniczego muszą być kompensowane po stronie wysokociśnieniowej.

Podsumowując, regulacja poziomu cieczy po stronie wysokiego ciśnienia (HP) nadaje się do urządzeń zwartych, jak agregaty chłodnicze; a zaletą jest niższy koszt (mały zbiornik lub jego brak). Natomiast regulacja poziomu po stronie niskociśnieniowej (LP) jest odpowiednia dla rozległych układów z kilkoma niskociśnieniowymi oddzielaczami cieczy i długimi rurociągami, jak na przykład instalacje dużych chłodni; a zaletą jest większe bezpieczeństwo i niezawodność.

4.1 Układ regulacji poziomu cieczy po stronie wysokociśnieniowej (HP)

W toku projektowania układu regulacji poziomu ciekłego czynnika chłodniczego po stronie wysokiego ciśnienia należy wziąć pod uwagę następujące kwestie:

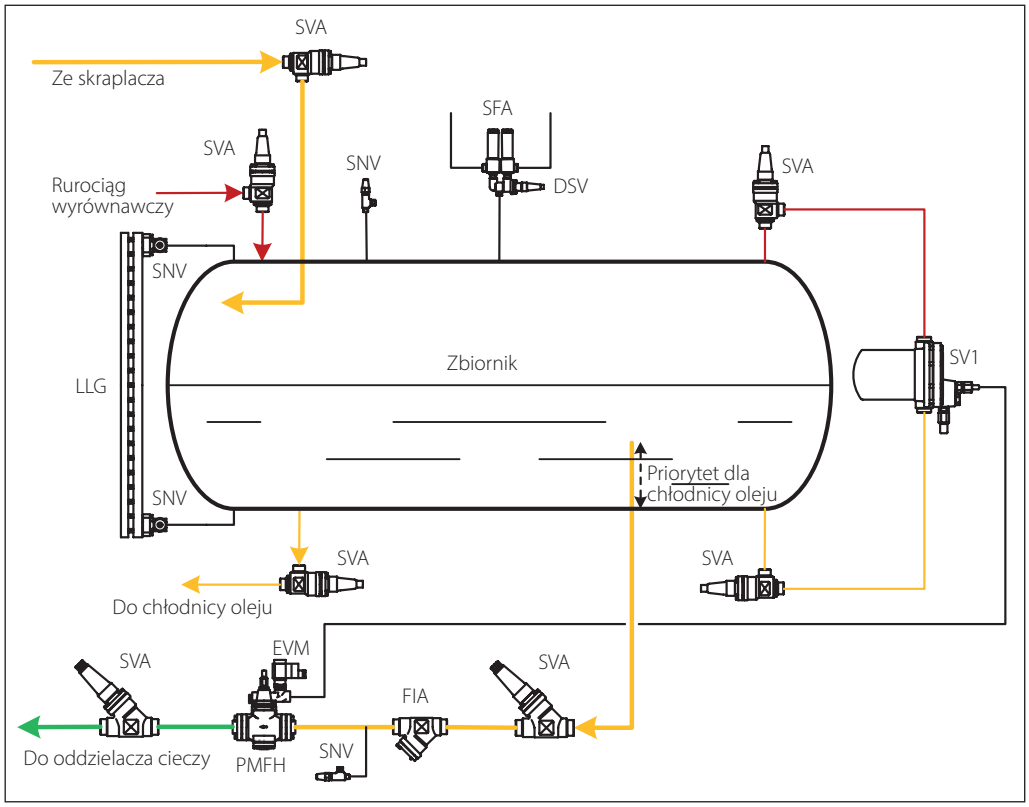
Gdy tylko ciecz pojawia się w skraplaczu czy na jego wylocie, następuje jej przekazanie na stronę niskiego ciśnienia (do parownika).

Ciecz opuszczająca parownik ma niewielkie dochłodzenie, albo nie ma go wcale. Jest to o tyle istotne, że jeśli w kolejnych rurociągach bądź elementach wyposażenia instalacji, występują spadki ciśnienia, powstawać mogą pęcherzyki pary pogarszające wydajność zaworu rozprężnego.

Napełnienie układu czynnikiem chłodniczym może mieć kluczowe znaczenie, toteż należy je dokładnie wyznaczyć dla pewności co do odpowiedniej ilości czynnika w instalacji. Przepełnienie układu może spowodować zalanie parownika bądź oddzielacza cieczy, grożąc dostaniem się kropel cieczy do sprężarki i uderzeniem hydraulicznym. Zbyt mała ilość czynnika oznacza z kolei niedostateczne zasilanie parownika. Uwagi wymaga też właściwe zwymiarowanie elementu po stronie niskiego ciśnienia (oddzielacza cieczy bądź parownika), aby był w stanie pomieścić czynnik chłodniczy w każdych warunkach, eliminując groźbę przedostawania się cieczy na stronę ssawną.

Z powyższych względów, regulacja poziomu cieczy po stronie wysokociśnieniowej (HP) nadaje się szczególnie do instalacji wymagających małego napełnienia czynnikiem, jak agregaty chłodnicze cieczy lub małe zamrażarki. Agregaty do chłodzenia cieczy zwykle nie posiadają zbiornika, a nawet jeśli jest on potrzebny do mierzenia poziomu ciekłego czynnika czy też zasilania nim chłodnicy oleju, to zbiornik ten ma małe rozmiary.

Przykład instalacji 4.1.1: Regulacja poziomu cieczy po stronie wysokiego ciśnienia (HP) z wykorzystaniem elementów mechanicznych

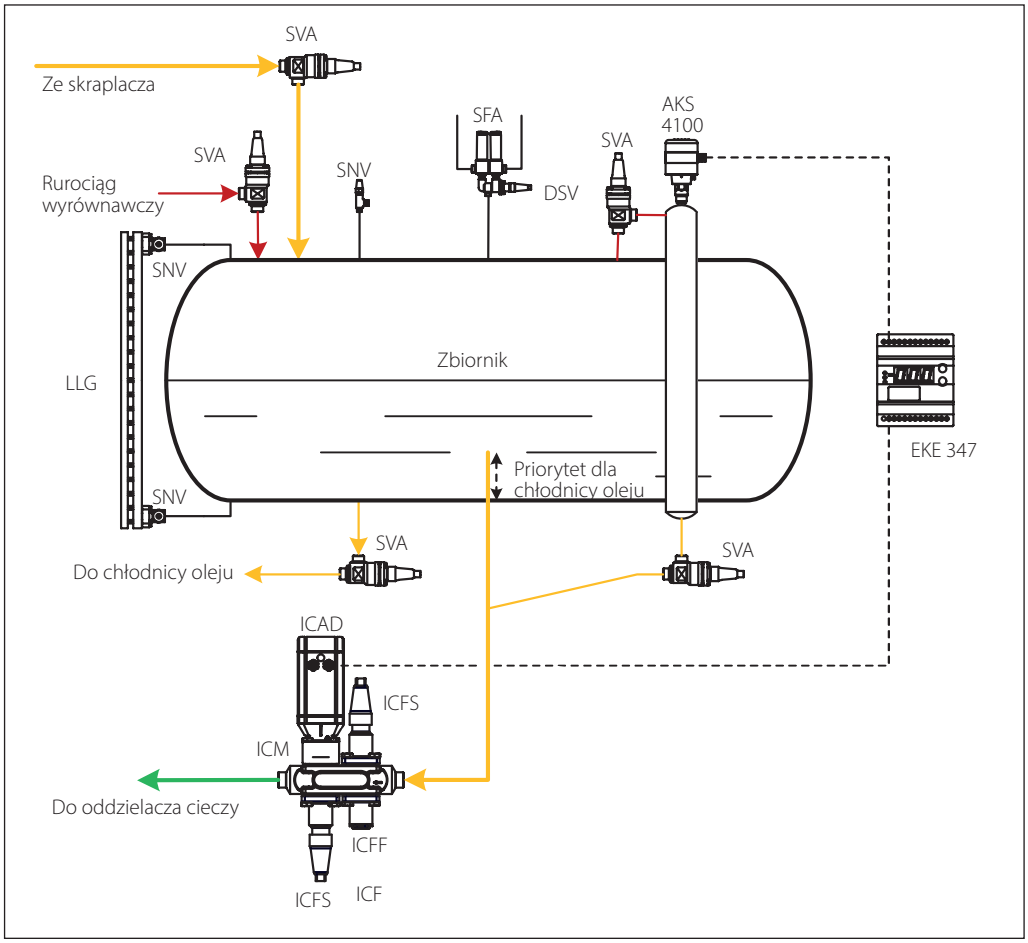


W dużych instalacjach zawór pływakowy SV1 lub SV3 występuje w roli zaworu pilotowego do zaworu głównego PMFH. Jak pokazano powyżej, kiedy poziom cieczy w zbiorniku wzrasta ponad

nastawioną wartość, zawór pływakowy wysyła sygnał otwarcia do zaworu głównego PMFH.

Zadaniem zbiornika jest tu zapewnienie stabilnych warunków pracy pływaka zaworu SV1.

Przykład instalacji 4.1.2: Regulacja poziomu cieczy po stronie wysokiego ciśnienia (HP) z wykorzystaniem elementów elektronicznych



W przedstawionym układzie przetwornik poziomu cieczy AKS 4100/4100U wysyła sygnał do regulatora poziomu EKE 347. Zawór silnikowy ICM pełni rolę zaworu rozprężnego.

W toku projektowania elektronicznego układu regulacji poziomu cieczy należy dokonać wyboru między dwupołożeniowym wyłącznikiem LLS 4000/AKS 38 i przetwornikiem poziomu AKS 4100/4100U z sygnałem wyjściowym 4-20 mA.

Sygnał trafia do elektronicznego regulatora EKE 347 sterującego zaworem zasilającym.

Wtryskiem cieczy można sterować na różne sposoby:

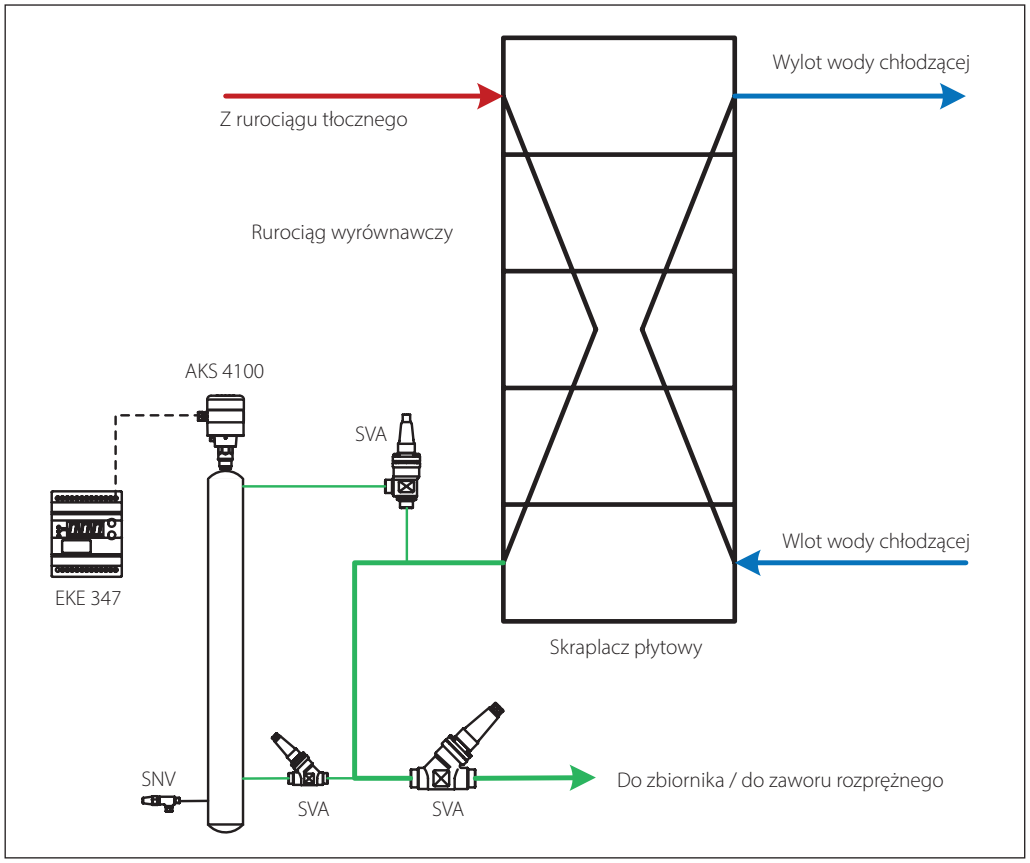
Za pomocą modulacyjnego zaworu silnikowego typu ICM z silnikiem ICAD (jak pokazano na przykładzie).

Z wykorzystaniem zaworu rozprężnego typu AKVA sterowanego sygnałem z modulowaną szerokością impulsu. Zawór ICFA (w zaworze blokowym ICF) bądź AKVA można zastosować tylko w takich przypadkach, w których dopuszczalny jest pulsacyjny przepływ czynnika za zaworem. Rurociąg należy dobrać na pełną wydajność zaworu ICFA/AKVA.

Z wykorzystaniem zaworu regulacyjnego REG w roli elementu rozprężnego oraz zaworu elektromagnetycznego ICS/EVRA realizującego dwustanową regulację przepływu.

© Danfoss | 2020.10

Przykład instalacji 4.1.3: Regulacja poziomu cieczy po stronie wysokiego ciśnienia (HP) z wykorzystaniem elementów elektronicznych i małego lub żadnego zbiornika cieczy. Zasada działania jest taka sama jak w przypadku skraplaczy natryskowo-wyparnych i innych.



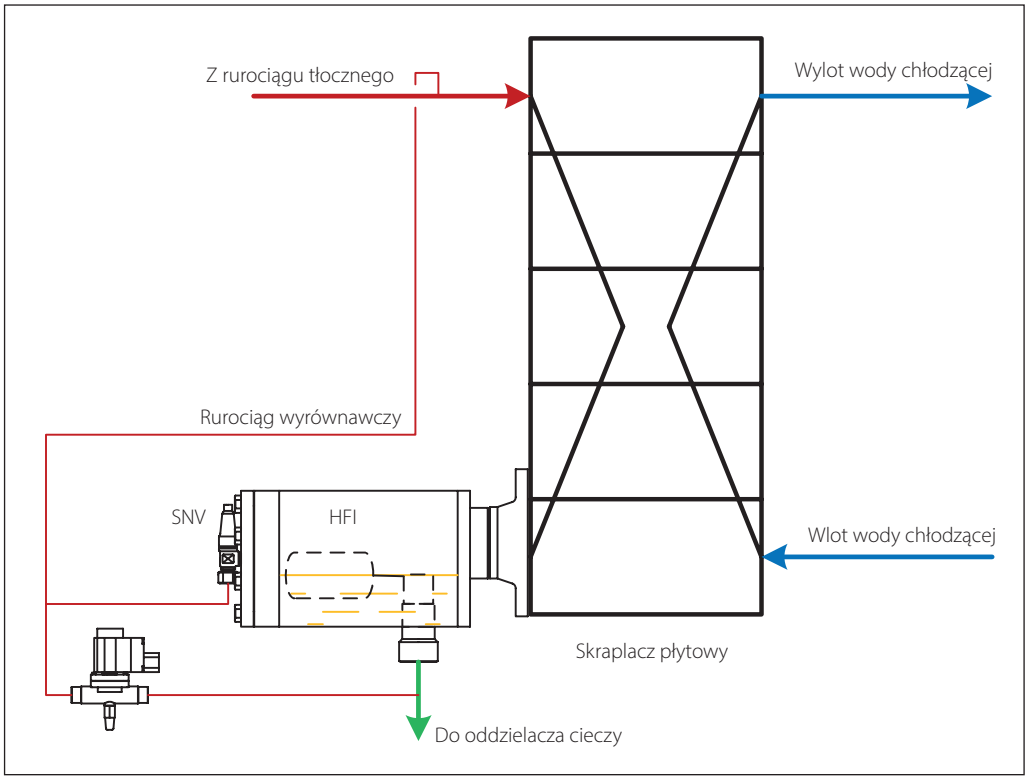
Na tym rysunku pominięto zawór rozprężny sterowany regulatorem poziomu cieczy EKE 347.

W pokazanym przykładzie przetwornik poziomu AKS 4100/4100U przesyła sygnał do sterownika EKE 347.

Projektując elektroniczny układ regulacji poziomu ciekłego czynnika chłodniczego należy wybrać między dwustanowym wyłącznikiem poziomu LLS 4000/AKS 38 i przetwornikiem poziomu AKS 4100/4100U z ciągłym sygnałem wyjściowym 4-20 mA.

Sygnał ten dociera do elektronicznego regulatora EKE 347 sterującego zaworem zasilającym.

Przykład instalacji 4.1.4: Regulacja poziomu cieczy po stronie wysokiego ciśnienia (HP), z wykorzystaniem elementów mechanicznych i zaworu pływakowego HFI.



HFI to zawór pływakowy wysokiego ciśnienia o działaniu bezpośrednim, zatem do jego pracy nie potrzeba różnicy ciśnienia.

Jeśli skraplacz jest płytowym wymiennikiem ciepła, mechaniczny zawór pływakowy HFI można zainstalować bezpośrednio na jego płycie czołowej.

Może się okazać konieczne poprowadzenie rurociągu wyrównawczego do strony wysokiego lub niskiego ciśnienia, w celu usunięcia z obudowy pływaka pary czynnika chłodniczego, która mogłaby blokować napływ cieczy i uniemożliwiać otwarcie zaworu HFI.

Podczas postoju instalacji ciśnienie będzie się powoli wyrównywać w miarę przemieszczania się czynnika chłodniczego do najzimniejszej części układu. (W zimie może to być skraplacz.)

Jeśli nie ma potrzeby wyrównywania ciśnienia, należy zainstalować zawór elektromagnetyczny lub zawór zwrotny.

W przypadku, gdy zawór HFI nie jest zamontowany bezpośrednio na skraplaczu płytowym:

Aby umożliwić grawitacyjny spływ kondensatu do zaworu HFI, trzeba go zainstalować poniżej skraplacza.

Do zapewnienia bezproblemowej pracy w większości przypadków konieczne jest zamontowanie zwężki w rurociągu obejściowym dołączonym do zaworu odgazowującego. Rurociąg ten łączy przestrzeń parową korpusu zaworu HFI z jego stroną wylotową.

Pod działaniem różnicy ciśnienia między stroną wysokiego i niskiego ciśnienia para przedostaje się na stronę niskociśnieniową powodując niewielkie podciśnienie w korpusie. Efekt ten umożliwia odprowadzanie pary i ewentualnych gazów nieskraplających się.

W dodatku pozwala też na usuwanie niewielkich ilości pary powstałych w rurociągu cieczowym czy podczas postoju instalacji.

Jeśli zawór HFI zainstalowano blisko skraplacza i podłączono go tak, że istnieje możliwość łatwego powrotu pary do tego wymiennika ciepła, to zwężka w rurociągu obejściowym, albo sam rurociąg może nie być potrzebny.

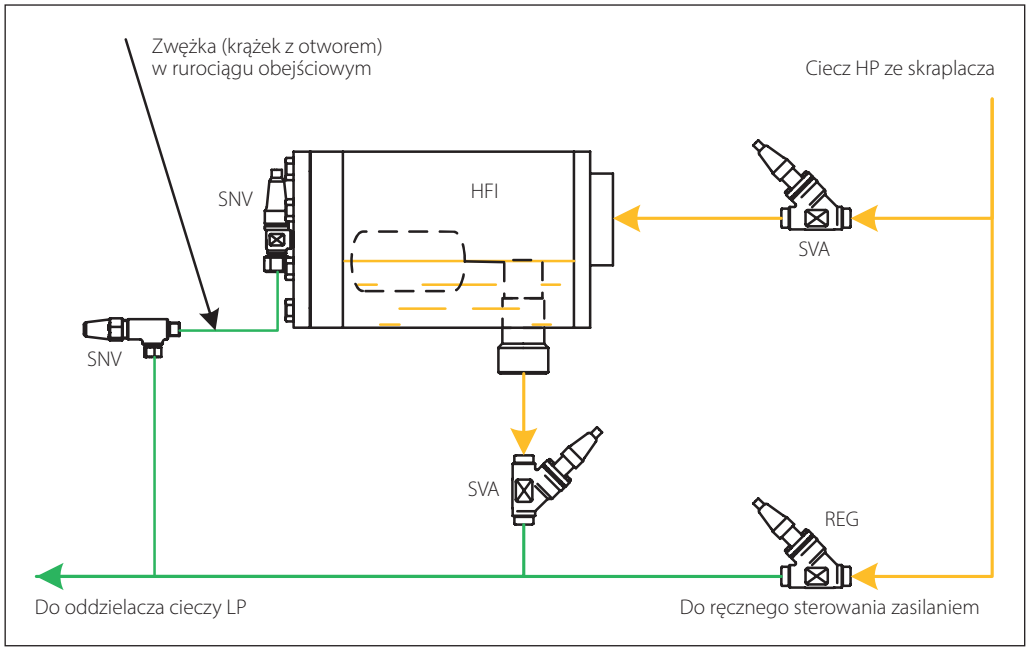
Generalnie zalecamy montaż zwężki w rurociągu obejściowym. Wytyczne do doboru średnicy zwężki w rurociągu obejściowym:

Przybliżona średnica zwężki

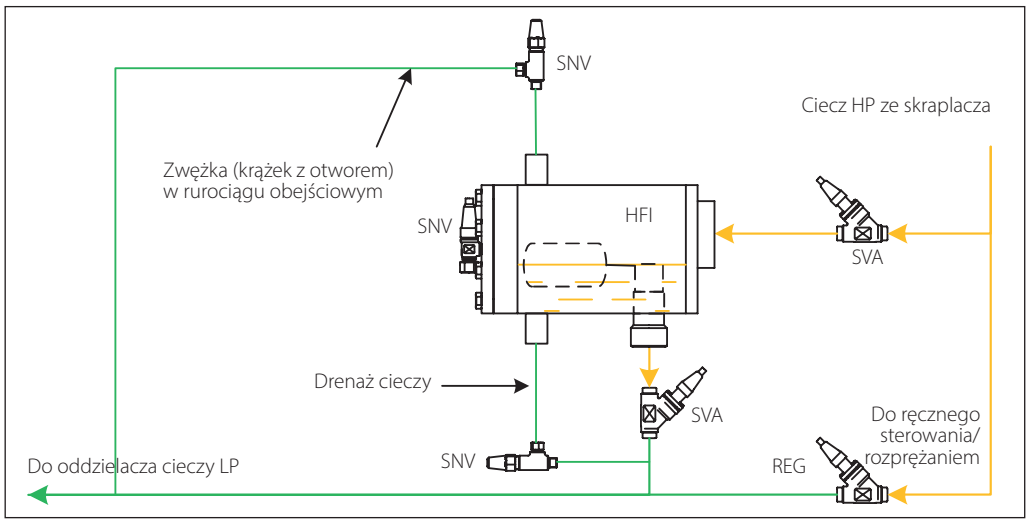
Wielkość zaworu HFI	Średnica otworu zwężki ø [mm]
HFI 040	1,0 – 1,5 mm
HFI 050	1,5 mm
HFI 060	2,0 – 3,0 mm
HFI 070	4,0 mm

© Danfoss | 2020.10

Przykład instalacji 4.1.5: Instalacja zaworu HFI ze standardowym korpusem z dala od skraplacza



Przykład instalacji 4.1.6: Instalacja zaworu HFI z korpusem z dwoma dodatkowymi króćcami, z dala od skraplacza.



4.2 Układ regulacji poziomu cieczy po stronie niskociśnieniowej (LP)

W toku projektowania układu regulacji poziomu ciekłego czynnika chłodniczego po stronie niskiego ciśnienia należy wziąć pod uwagę następujące kwestie:

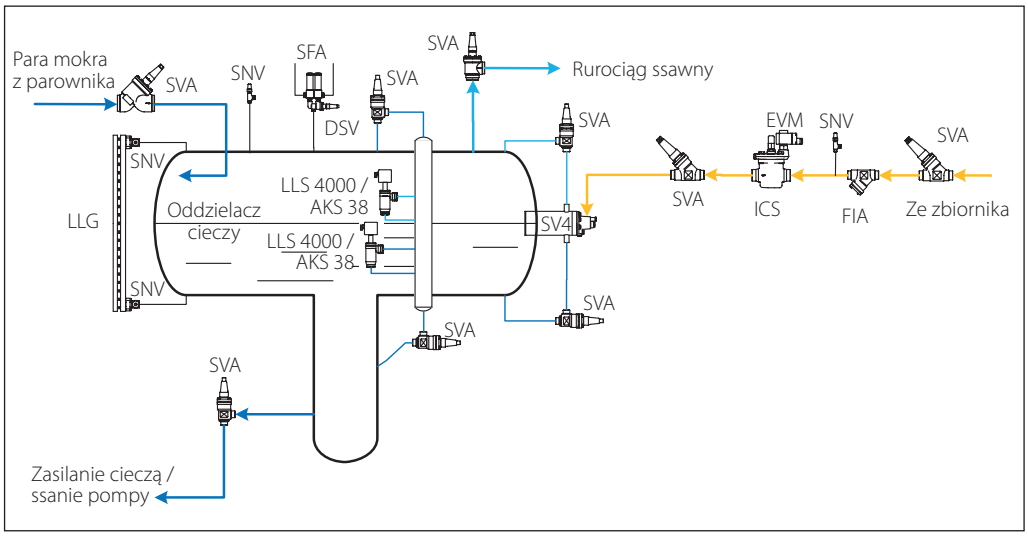
Lustro cieczy w zbiorniku niskociśnieniowym (w oddzielaczu cieczy bądź w parowniku płaszczowo-rurowym) utrzymuje się na stałym poziomie. Zabezpiecza to instalację z jednej strony przed zbyt wysokim poziomem cieczy w oddzielaczu, grożącym porywaniem kropel cieczy do sprężarki, a z drugiej przed zbyt niskim poziomem, który może prowadzić do kawitacji w pompach cyrkulacyjnych czynnika chłodniczego.

Funkcję elementów alarmujących o zbyt wysokim lub zbyt niskim poziomie cieczy często spełniają wyłączniki LLS 4000/AKS 38, natomiast jeśli w układzie występuje przetwornik poziomu, to właśnie z niego pochodzi ewentualny alarm o niskim poziomie czynnika.

Zbiornik cieczy po stronie wysokociśnieniowej musi być na tyle duży, aby pomieścić wystarczającą ilość ciekłego czynnika chłodniczego w sytuacjach, gdy ilość czynnika w parownikach zmienia się w zależności od obciążenia cieplnego, gdy niektóre parowniki zostają odcięte na potrzeby serwisu, albo też gdy następuje opróżnianie poszczególnych parowników w cyklu odszraniania.

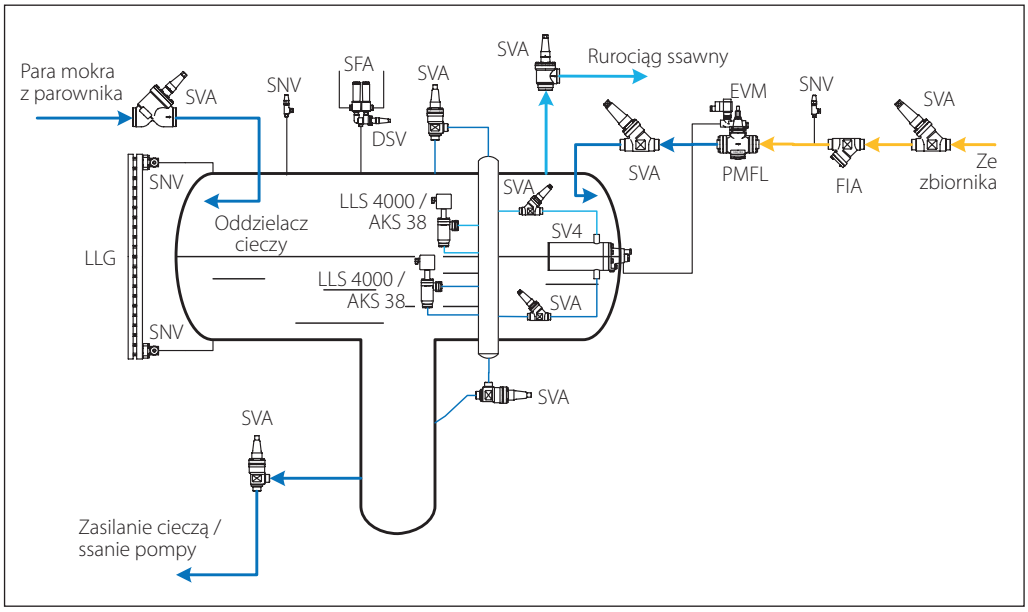
Wobec tego, regulacja poziomu cieczy po stronie niskociśnieniowej nadaje się szczególnie do rozległych instalacji chłodniczych z wieloma parownikami, o dużym napełnieniu czynnikiem, jak to jest np. w przypadku instalacji chłodni. Układy takie mogą wtedy pracować bezpiecznie, nawet jeśli nie da się precyzyjnie wyznaczyć ilości czynnika chłodniczego.

Przykład instalacji 4.2.1: Układ regulacji poziomu cieczy po stronie niskociśnieniowej (LP) z wykorzystaniem elementów mechanicznych



Zawór pływakowy SV4 mierzy poziom ciekłego czynnika chłodniczego w zbiorniku niskociśnieniowym. W instalacjach o małej wydajności zawory SV4 mogą działać jako zawory rozprężne, bezpośrednio zasilające elementy niskociśnieniowe – jak to pokazano na rysunku.

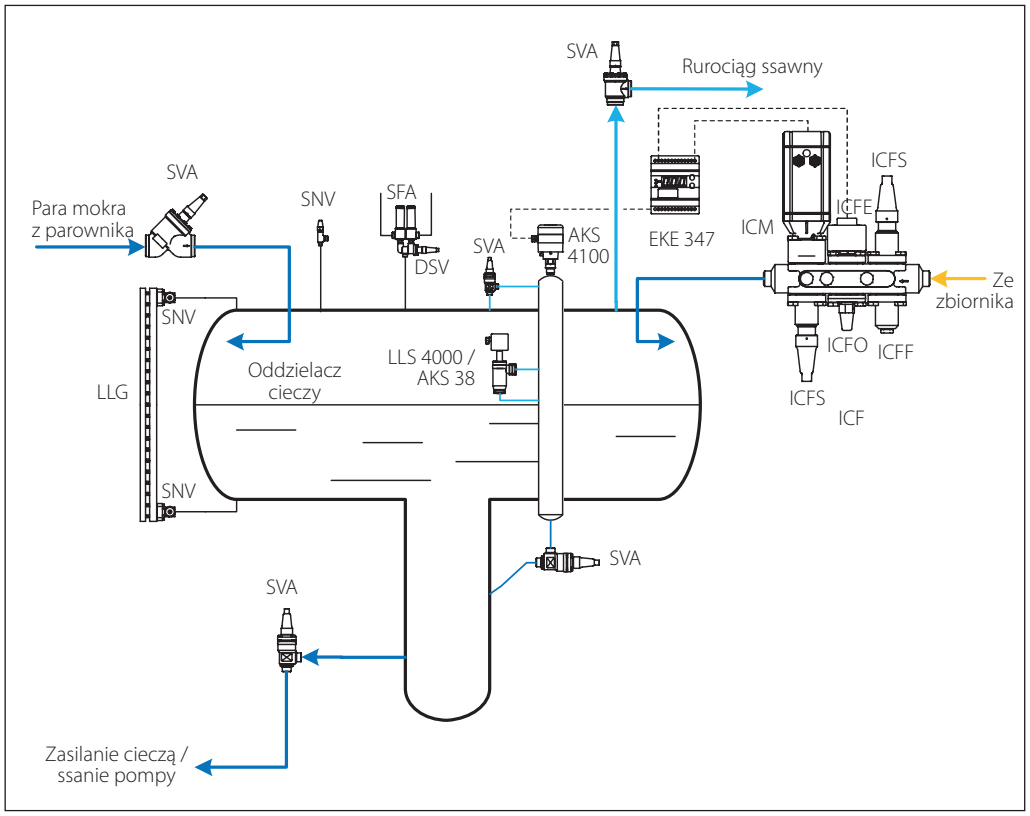
Przykład instalacji 4.2.2: Układ regulacji poziomu cieczy po stronie niskociśnieniowej (LP) z wykorzystaniem elementów mechanicznych



W instalacjach o dużej wydajności zawory SV4 pełnią rolę pilotów dla zaworów głównych PMFL. Jak pokazano powyżej, w przypadku obniżenia się lustra cieczy w oddzielaczu poniżej założonego poziomu, zawór pływakowy SV4 przekazuje sygnał do otwarcia zaworu PMFL.

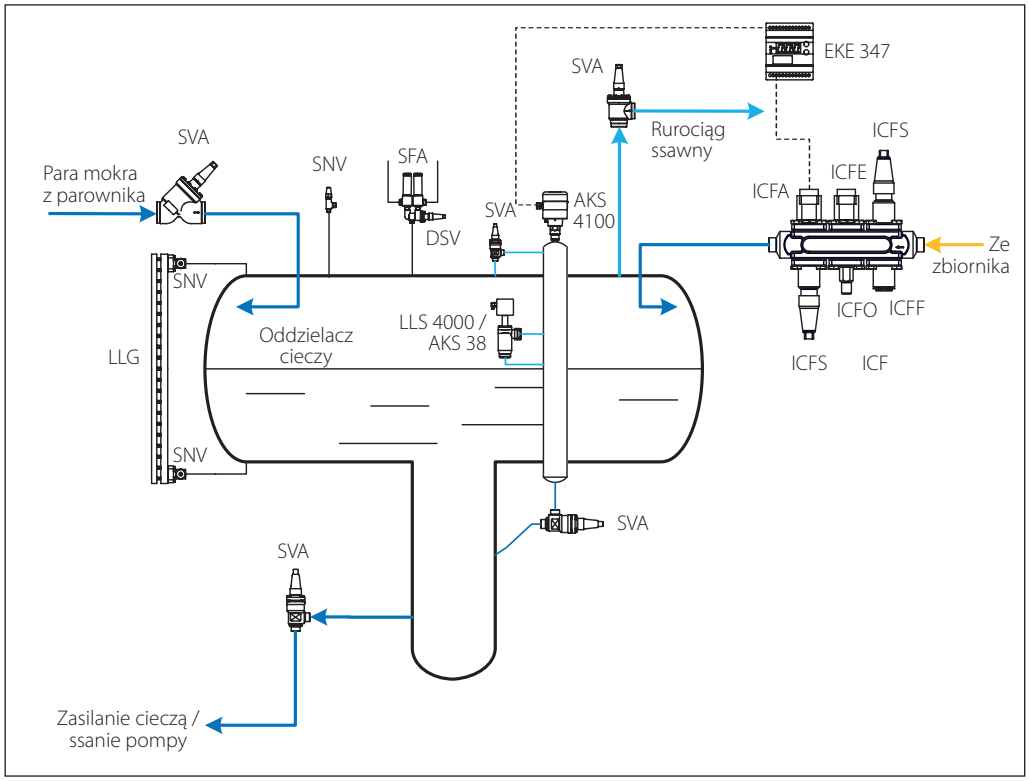
© Danfoss | 2020.10

Przykład instalacji 4.2.3: Układ regulacji poziomu cieczy po stronie niskociśnieniowej (LP) z wykorzystaniem elementów elektronicznych



Przetwornik poziomu cieczy AKS 4100/4100U mierzy poziom ciekłego czynnika chłodniczego w oddzielaczu cieczy i przekazuje odpowiedni sygnał do regulatora poziomu EKE 347. Ten z kolei za pomocą sygnału modulowanego steruje pracą silnika ICAD zaworu silnikowego ICM, zainstalowanego w zaworze blokowym ICF. Zawór silnikowy ICM pełni tu rolę zaworu rozprężnego. Zawór elektromagnetyczny ICFE zamontowany dodatkowo w zaworze blokowym ICF ma za zadanie zapewnienie pełnego zamknięcia przepływu podczas postoju.

Przykład instalacji 4.2.4: Układ regulacji poziomu cieczy po stronie niskociśnieniowej (LP) z wykorzystaniem elementów elektronicznych



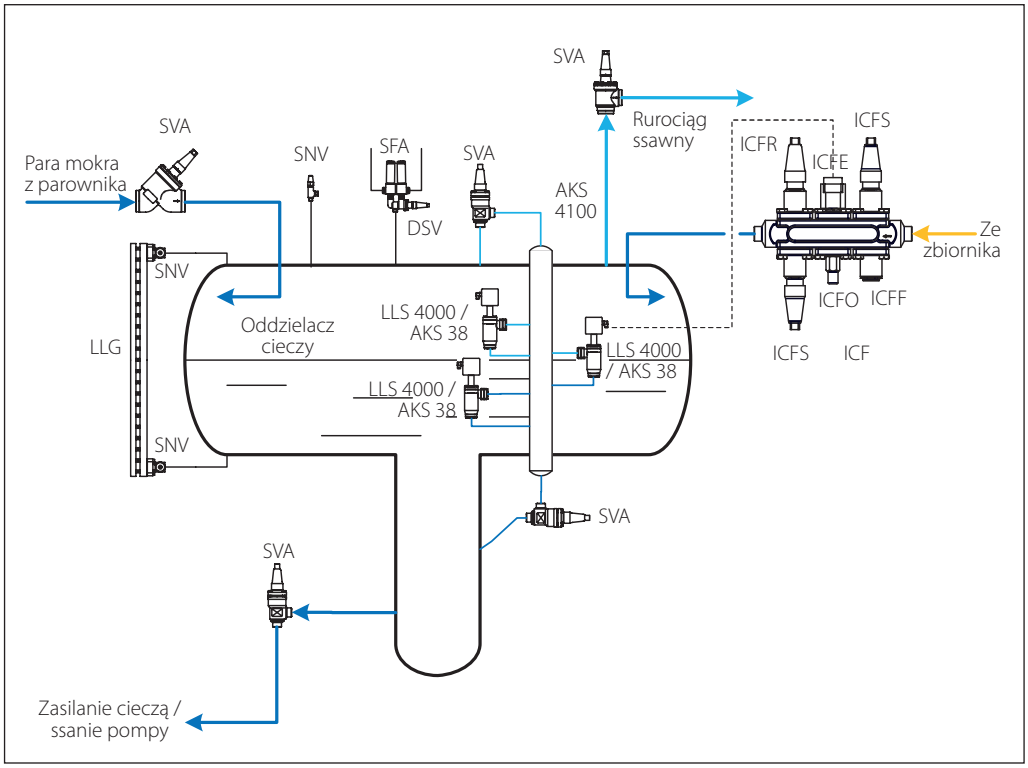
Regulator poziomu cieczy EKE 347 posiada też wyjścia przekaźnikowe do załączania alarmów przekroczenia nastawionego poziomu, w tym dopuszczalnego górnego i dolnego. Zaleca się jednak zainstalowanie mechanicznego wyłącznika LLS 4000/AKS 38 w roli elementu alarmowego o zbyt wysokim poziomie ciekłego czynnika chłodniczego.

Zaprezentowane rozwiązanie jest podobne do przykładu 4.2.3, z tym że zawór silnikowy ICM w zaworze blokowym ICF zastąpiono zaworem rozprężnym ICFA sterowanym elektronicznie za pomocą sygnału o modulowanej szerokości impulsu. Zawór elektromagnetyczny ICFE zamontowany dodatkowo w zaworze blokowym ICF ma za zadanie zapewnienie pełnego zamknięcia przepływu podczas postoju.

Rurociąg zasilający należy dobrać na pełną wydajność zaworu ICFA lub AKVA w przypadku ich szeregowego zainstalowania.

Regulator poziomu cieczy EKE 347 posiada też wyjścia przekaźnikowe do załączania alarmów przekroczenia nastawionego poziomu, w tym dopuszczalnego górnego i dolnego. Zaleca się jednak zainstalowanie mechanicznego wyłącznika LLS 4000/AKS 38 w roli elementu alarmowego o zbyt wysokim poziomie ciekłego czynnika chłodniczego.

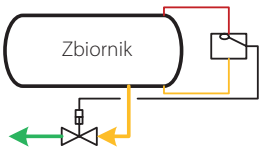
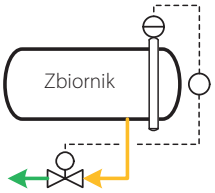
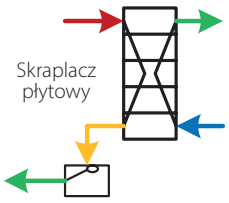
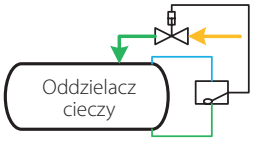
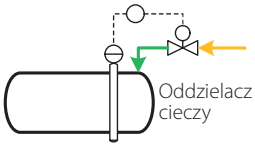
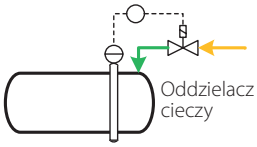
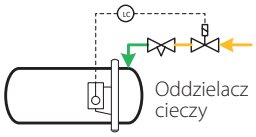
Przykład instalacji 4.2.5: Układ regulacji poziomu cieczy po stronie niskociśnieniowej (LP) z wykorzystaniem elementów elektronicznych



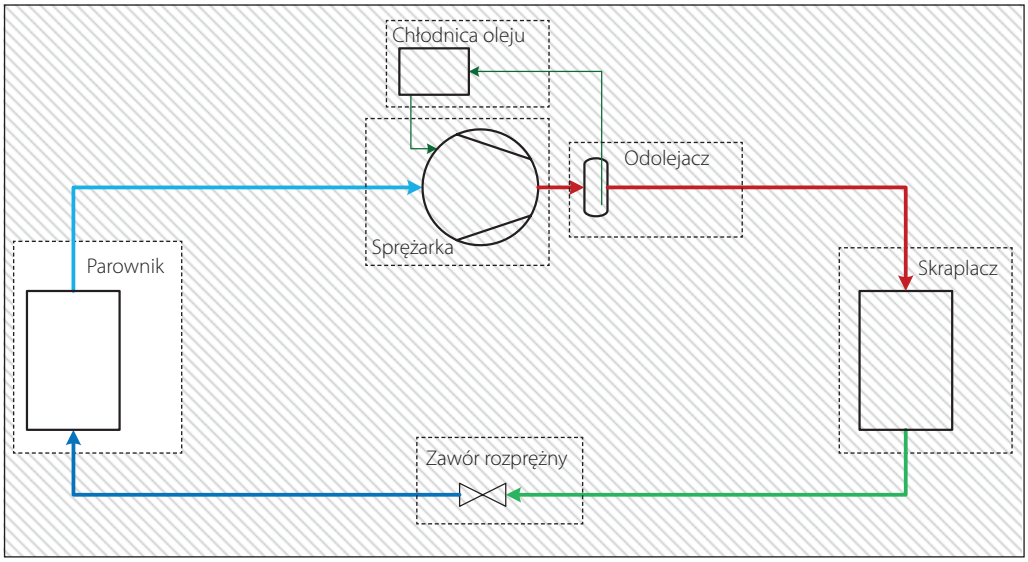
Układ steruje wtryskiem cieczy w sposób dwustanowy (on/off). Wyłącznik poziomu cieczy LLS 4000/AKS 38 widniejący po prawej stronie czujnika poziomu steruje pracą zaworu elektromagnetycznego ICFE, w zależności od bieżącego poziomu ciekłego czynnika chłodniczego w oddzielaczu cieczy. Funkcję zaworu rozprężnego pełni ręczny zawór ICFR.

© Danfoss | 2020.10

4.3 Podsumowanie

Zagadnienie		Zastosowanie	Zalety	Ograniczenia
Układ regulacji poziomu cieczy po stronie wysokiego ciśnienia – punkt 4.1				
Elementy mechaniczne: SV1/3 + PMFH		Szczególnie tam, gdzie napełnienie ma kluczowe znaczenie.	Rozwiązanie czysto mechaniczne. Szeroki zakres wydajności.	Brak możliwości zdalnego sterowania. Odległość od SV do PMFH ograniczona do kilku metrów. Dłuższy czas reakcji. Kłopotliwa zmiana nastawy poziomu.
Elementy elektroniczne: AKS 4100 + EKE 347 + ICM		Szczególnie tam, gdzie napełnienie ma kluczowe znaczenie.	Elastyczność i zwarta budowa. Możliwość zdalnego sterowania i nadzoru. Szeroki zakres wydajności.	Niedozwolone dla palnych czynników chłodniczych.
Zawór mechaniczny HFI		Szczególnie tam, gdzie napełnienie ma kluczowe znaczenie.	Rozwiązanie czysto mechaniczne. Prostota. Szczególnie dla wymienników płytowych.	
Układ regulacji poziomu cieczy po stronie niskiego ciśnienia – punkt 4.2				
Elementy mechaniczne: SV4-6		Małe układy.	Czysto mechaniczne rozwiązanie. Prostota, niska cena.	Ograniczona wydajność. Kłopotliwa zmiana nastawy poziomu.
Elementy mechaniczne: SV4-6 + PMFL		Głównie układy rozległe, jak instalacje chłodni.	Czysto mechaniczne rozwiązanie. Szeroki zakres wydajności.	Brak możliwości zdalnego sterowania. Odległość od SV do PMFL ograniczona do kilku metrów. Nieco powolna odpowiedź. Kłopotliwa zmiana nastawy poziomu.
Elementy elektroniczne: AKS 4100 + EKE 347 + ICM		Głównie układy rozległe, jak instalacje chłodni.	Elastyczność i zwarta budowa. Możliwość zdalnego sterowania i nadzoru. Szeroki zakres wydajności.	Niedozwolone dla palnych czynników chłodniczych.
Elementy elektroniczne: AKS 4100 + EKE 347 + AKVA		Głównie układy rozległe, jak instalacje chłodni.	Elastyczność i zwarta budowa. Możliwość zdalnego sterowania i nadzoru. Szeroki zakres wydajności. Łatwa instalacja.	Niedozwolone dla palnych czynników chłodniczych.
LLS 4000/AKS 38 + ICFE + ICFR		Głównie układy rozległe, jak instalacje chłodni.	Prostota. Niski koszt.	Tylko 40 mm na regulację poziomu. Duża zależność od stopnia otwarcia zaworu REG. Nieodpowiednie dla dużych zmian obciążenia. Kłopotliwa zmiana nastawy poziomu.

5. Regulacja pracy parownika



Parownik jest tym elementem układu, w którym następuje użyteczne przekazywanie ciepła od chłodzonego medium (np. powietrza, cieczy bądź bezpośrednio od produktu) do czynnika chłodniczego.

Dlatego podstawowym zadaniem układu regulacji pracy parownika jest osiągnięcie wymaganej temperatury tego medium. Ponadto, układ ten powinien ciągle zapewniać efektywną i bezproblemową pracę parownika.

Parowniki wymagać mogą następujących sposobów regulacji:

Regulacja temperatury (punkt 5.1): Metody utrzymywania temperatury chłodzonego medium w wąskim przedziale i z dużą dokładnością, czasem na różnych poziomach temperatury.

Regulacja zasilania ciekłym czynnikiem (punkt 5.2): Metody regulacji pracy parowników zasilanych ciśnieniowo i pompowo.

Odszranianie (punkt 5.6): Krótki opis różnych metod odszraniania parowników.

Odszranianie gorącą parą (punkt 5.6.3): Opis poszczególnych kroków sekwencji odtajania gorącą parą czynnika chłodniczego i wskazanie zasadniczych kwestii. Przykłady instalacji z odszranianiem gorącą parą osobno dla parowników zasilanych ciśnieniowo i pompowo, ze względu na różnice choćby z odprowadzaniem cieczy.

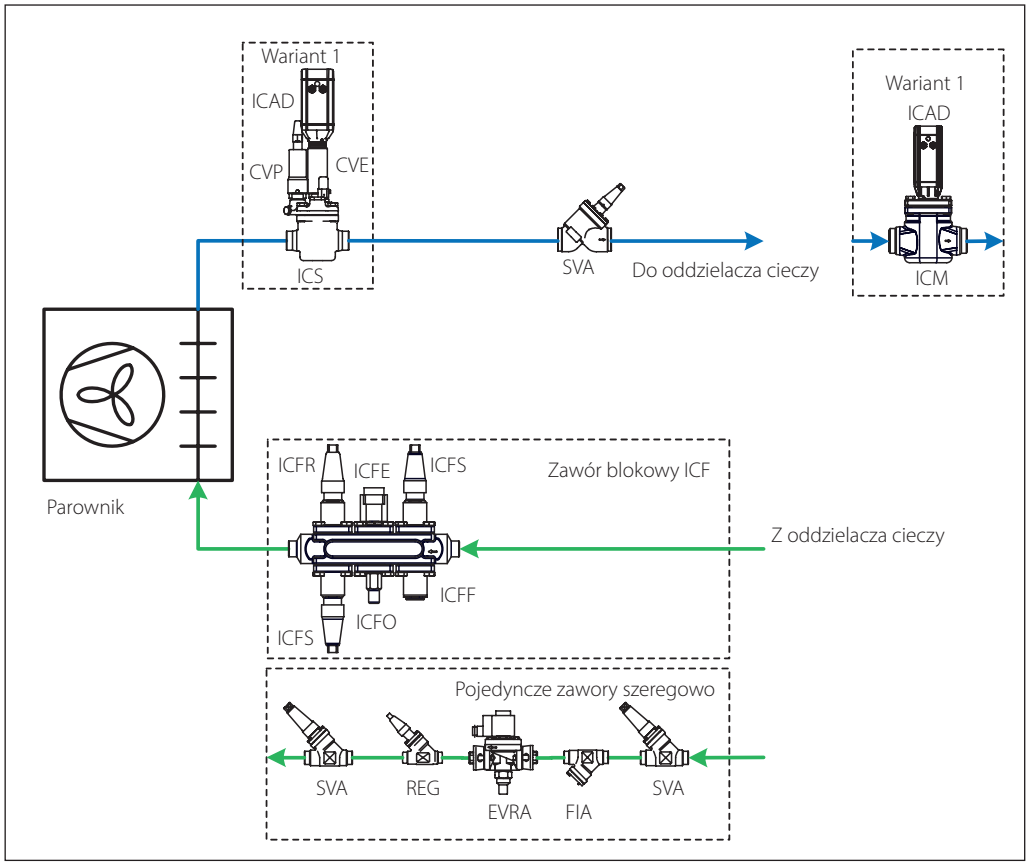
5.1 Regulacja temperatury

5.1.1 Regulacja temperatury medium chłodzonego
Dla przypadków, w których występują rygorystyczne wymagania co do dokładności regulacji temperatury środowiska chłodzonego, opracowano odpowiednie rozwiązania. Dotyczy to przykładowo:

- komór chłodniczych dla owoców i produktów spożywczych
- pomieszczeń roboczych w zakładach przetwórstwa produktów spożywczych
- obiegów cieczy technologicznej

© Danfoss | 2020.10

Przykład instalacji 5.1.1: Regulacja temperatury środowiska chłodzonego za pomocą zaworu serwotłokowego albo zaworu silnikowego



Przykład 5.1.1 przedstawia układ dokładnej regulacji temperatury środowiska chłodzonego. Ponadto zapobiega on zbyt niskiemu ciśnieniu parowania, eliminując groźbę przemarzania produktu w komorze.

To rozwiązanie nadaje się zarówno do parowników zasilanych ciśnieniowo jak i pompowo, odszranianych dowolną metodą.

O działaniu zaworu serwotłokowego (ICS) decydują dwa zainstalowane szeregowo zawory pilotowe: w gnieździe S2 znajduje się pilot CVE sterowany regulatorem temperatury środowiska chłodzonego, np. EKC 361 marki Danfoss; natomiast w gnieździe S1 umieszczono zawór CVP.

Nastawa zaworu pilotowego CVP odpowiada najniższemu dopuszczalnemu ciśnieniu w parowniku.

Działanie zaworu serwotłokowego ICS sterowanego pilotami opisano na następnej stronie.

Na schemacie nie pokazano wszystkich zaworów. Nie może on być podstawą do budowy układu.

Regulator temperatury utrzymuje temperaturę środowiska chłodzonego na wymaganym poziomie decydując o stopniu otwarcia zaworu pilotowego CVE i w ten sposób dopasowując ciśnienie parowania do aktualnego obciążenia cieplnego i temperatury.

Drugi wariant opiera się na wykorzystaniu zaworu silnikowego ICM, którego stopień otwarcia zależy również od sygnału z regulatora temperatury.

Ten układ regulacji ma dokładność +/-0,25°C. Jeśli temperatura spadnie poniżej tego zakresu, regulator EKC zamknie zawór elektromagnetyczny w rurociągu zasilającym.

Sterownik EKC 361 realizuje wszystkie funkcje regulatora pracy parownika, włącznie z funkcjami termostatu i alarmami.

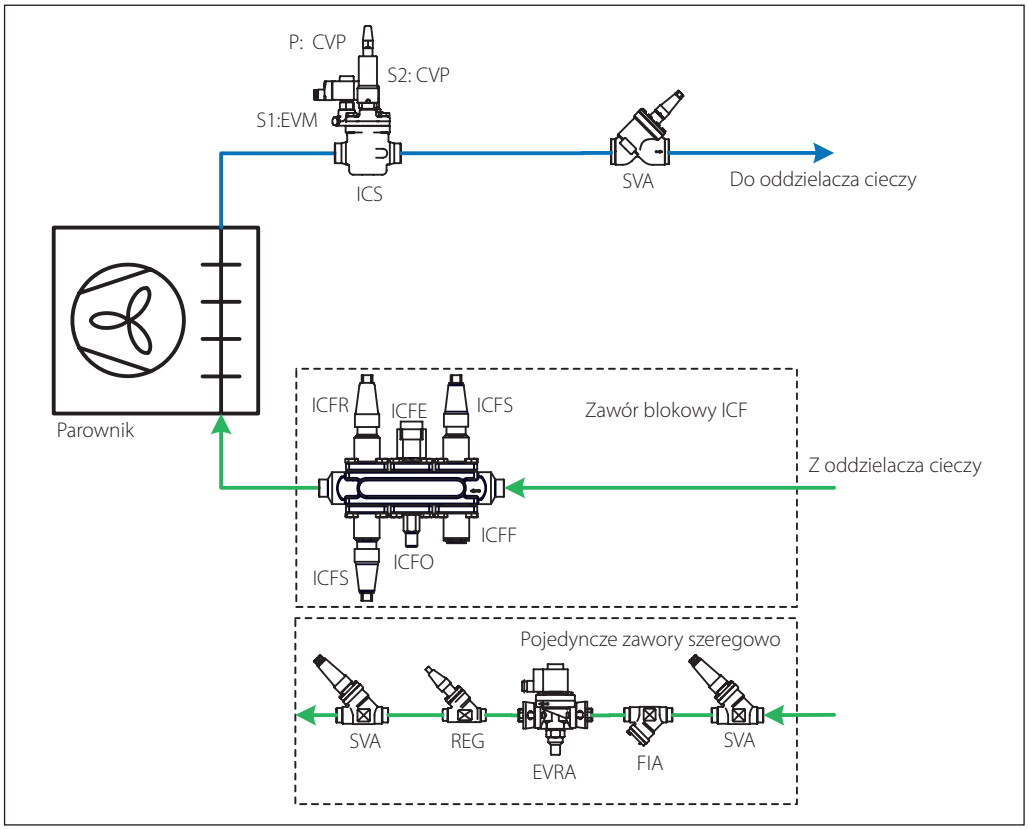
Szczegółowe informacje znajdują się w instrukcji obsługi regulatora EKC 361.

5.1.2 Zmiana temperatury pracy parownika

W przemysłowych instalacjach chłodniczych często spotyka się parowniki pracujące przy różnych nastawach temperatury.

Dwie alternatywne nastawy ciśnienia parowania dla jednego parownika można uzyskać z wykorzystaniem jednego zaworu serwotłokowego ICS wyposażonego w dwa zawory pilotowe stałego ciśnienia.

Przykład instalacji 5.1.2: Regulacja ciśnienia parowania dla dwóch alternatywnych nastaw



Przykład 5.1.2 przedstawia układ regulacji ciśnienia w parowniku na dwóch poziomach. Można go zastosować dla parownika zasilanego ciśnieniowo jak i pompowo, odszranianego dowolną metodą.

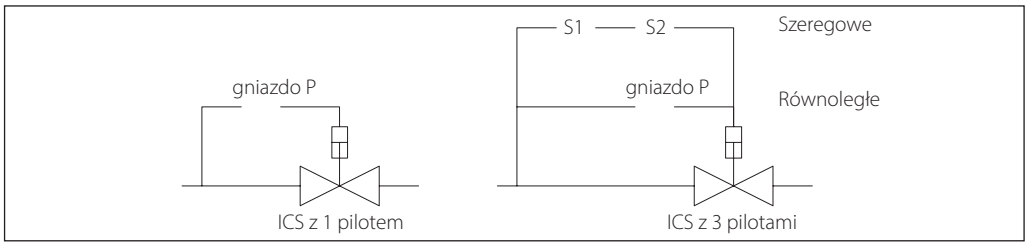
Zawór serwotłokowy ICS wyposażono w elektromagnetyczny zawór pilotowy EVM (NC – normalnie zamknięty) umieszczony w gnieździe szeregowym S1 oraz dwa piloty stałego ciśnienia CVP zainstalowane w gniazdach szeregowym S2 i równoległym (P).

Zawór CVP w szeregowym porcie S2 nastawia się na niższe ciśnienie parowania, zaś ten w gnieździe równoległym P na wyższe.

Przy otwartym zaworze elektromagnetycznym w porcie S1 w parowniku utrzymywane jest ciśnienie zgodnie z nastawą pilota CVP umieszczonego w gnieździe S2. Przy zamkniętym zaworze elektromagnetycznym działanie regulacyjne przejmuje zawór pilotowy CVP zainstalowany w porcie równoległym.

Zawory serwotłokowe ICS marki Danfoss występują w odmianach sterowanych jednym albo trzema zaworami pilotowymi. Zawór serwotłokowy z jednym pilotem odwzorowuje działanie zaworu pilotowego, natomiast zawór z trzema pilotami posiada dwa kanały sygnałowe: jeden wyposażony w pojedyncze gniazdo zaworu pilotowego (gniazdo równoległe) oraz drugi z dwoma gniazdami szeregowymi S1 i S2. To szeregowo-równoległe połączenie zaworów pilotowych daje więcej możliwości odziaływania na pracę zaworu serwotłokowego. Pilot umieszczony w gnieździe równoległym (P) może otwierać zawór główny niezależnie od zaworów pilotowych w gniazdach szeregowych, co zobrazowano na poniższym przykładzie.

Przykład aplikacji 5.1.3 ICS Konfiguracja zaworów pilotowych



© Danfoss | 2020.10

Przykład:

	I	II
Temperatura powietrza wylotowego	+3°C	+8°C
Temperatura parowania	-2°C	2°C
Różnica temperatury	5 K	6 K
Czynnika chłodniczy	R717	R717
Ciśnienie parowania	3,0 bar	3,6 bar

S2: CVP nastawiony na 3,0 bar;
P: CVP nastawiony na 3,6 bar.
I: Pilot EVM otwarty. Ciśnienie parowania regulowane zaworem CVP w gnieździe S2.
II: Pilot EVM zamknięty. Ciśnienie parowania regulowane zaworem CVP w gnieździe P.

5.2 Regulacja zasilania czynnikiem chłodniczym

Regulacja zasilania parowników czynnikiem chłodniczym odbywa się na różne sposoby, w zależności od stopnia złożoności układu, rodzaju czynnika chłodniczego i przeznaczenia instalacji.

Istnieją trzy sposoby dostarczania ciekłego czynnika do parownika: zasilanie ciśnieniowe, pompowe i grawitacyjne.

W przypadku zasilania ciśnieniowego, do parownika trafia bezpośrednio czynnik chłodniczy zdławiony w zaworze rozprężnym. W wymienniku tym następuje całkowite odparowanie czynnika i jego przegrzanie mające wyeliminować groźbę uderzenia hydraulicznego w sprężarce. Regulację zasilania parownika zapewnia zawór rozprężny sterowany sygnałem przegrzania.

Zasilanie pompowe polega na wtłaczaniu ciekłego czynnika z oddzielacza cieczy do parownika za pomocą pompy. Częściowo odparowany czynnik chłodniczy wraca z parownika do oddzielacza cieczy, skąd parę odsysa sprężarka.

W grawitacyjnym zasilaniu parownika zachodzi naturalna cyrkulacja czynnika pod działaniem siły ciężkości. Z uwagi na brak pompy istotną rolę odgrywa tu odległość między oddzielaczem cieczy i parownikiem oraz wysokość rurociągu powrotnego pary mokrej. Podobnie jak w zasilaniu pompowym, czynnik chłodniczy odparowuje częściowo i powraca z parownika do oddzielacza cieczy. Regulacja zasilania grawitacyjnego także odbywa się podobnie jak w przypadku zasilania pompowego, toteż poświęcono im wspólny podrozdział.

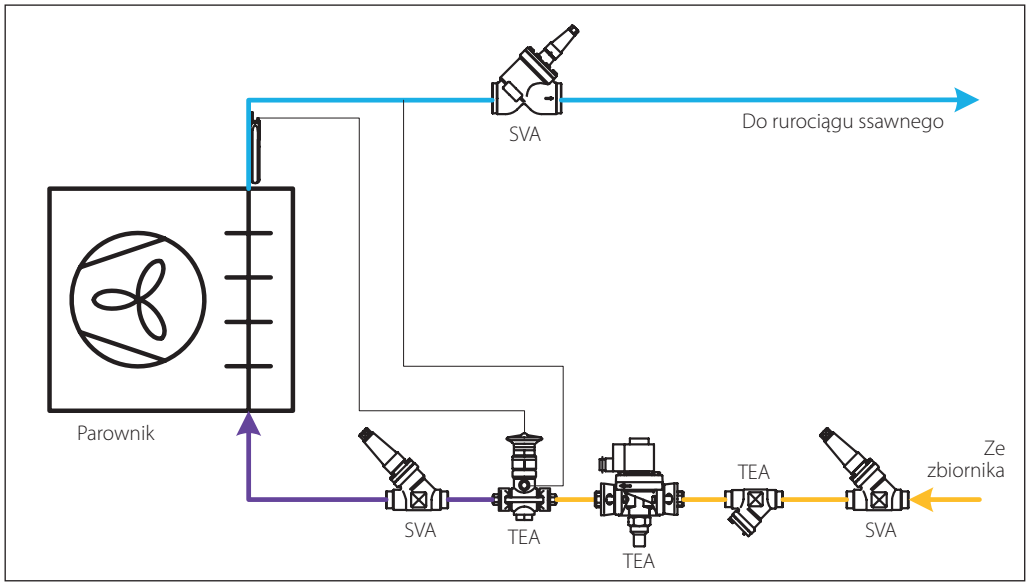
5.2.1 Regulacja zasilania ciśnieniowego
Projektując układ ciśnieniowego zasilania parownika należy spełnić następujące wymagania:

W parowniku musi dojść do całkowitego odparowania cieczy. Jest to niezbędne w celu zabezpieczenia sprężarki przed uderzeniem hydraulicznym.

Temperaturę chłodzonego medium na wylocie z parownika utrzymuje się w żądanym przedziale.

Wtrysk cieczy realizuje zawór rozprężny sterowany sygnałem przegrzania na wylocie z parownika. Termostatyczny albo elektroniczny zawór rozprężny utrzymuje to przegrzanie na odpowiednim poziomie.

Regulacja temperatury jest zwykle dwustanowa (on/off) i odbywa się przez otwieranie i zamykanie dopływu cieczy do parownika, w zależności od bieżącej temperatury środowiska chłodzonego.



Przykład instalacji 5.2.1: Ciśnieniowe zasilanie parownika za pomocą termostatycznego zaworu rozprężnego

Przykład 5.2.1 przedstawia typowy układ ciśnieniowego zasilania parownika, bez odszraniania gorącą parą.

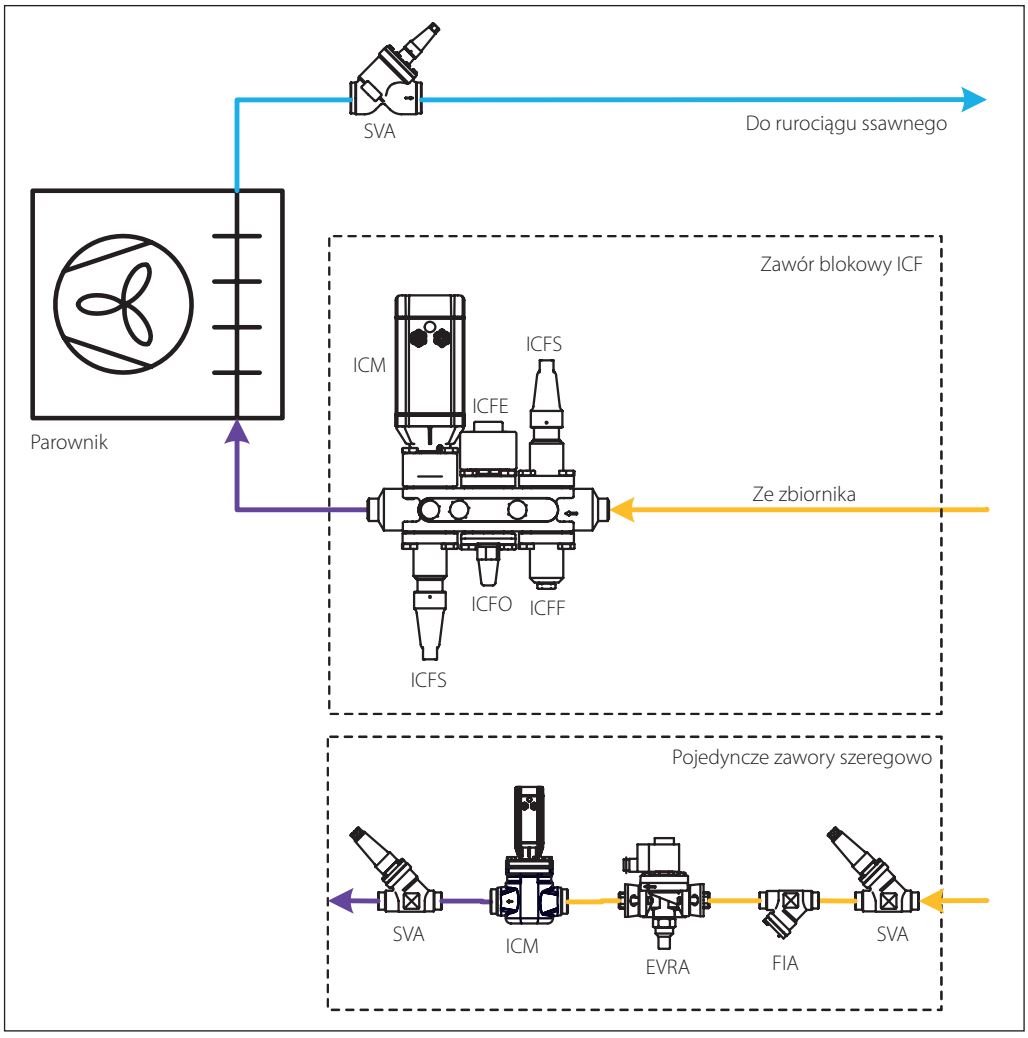
Wtryskiem cieczy steruje termostatyczny zawór rozprężny TEA, utrzymujący przegrzanie czynnika na wylocie z parownika na stałym poziomie. Zawór TEA zaprojektowano dla amoniaku. Firma Danfoss oferuje też termostatyczne zawory rozprężne do czynników fluorowanych. Natomiast w przypadku CO_2 zastosowanie znajdują zawory sterowane elektronicznie, jak zawór silnikowy ICM.

Temperaturę środowiska chłodzonego reguluje cyfrowy termostat (Danfoss EKC 202), który steruje pracą dwustanowego zaworu elektromagnetycznego EVRA, w zależności od sygnałów z czujników temperatury. Firma Danfoss ma w ofercie zarówno termostaty cyfrowe, jak i czujniki temperatury.

Rozwiązanie to można również zastosować w przypadku parowników odszranianych naturalnie bądź elektrycznie.

Odszranianie naturalne jest możliwe tylko w tych komorach chłodniczych, w których panuje temperatura wyraźnie powyżej 0°C. Odbywa się ono po odcięciu dopływu czynnika chłodniczego do parownika, przy pracujących ciągle wentylatorach chłodnicy powietrza. Z kolei elektryczne odszranianie parownika polega na wyłączeniu wentylatorów i dopływu czynnika oraz załączeniu grzałki elektrycznej zainstalowanej w lamelowym bloku chłodnicy powietrza.

Przykład instalacji 5.2.2: Ciśnieniowe zasilanie parownika za pomocą zaworu silnikowego sterowanego elektronicznie



Przykład 5.2.2 przedstawia typowy układ elektronicznej regulacji ciśnieniowego zasilania parownika bez odszraniania gorącą parą.

W rurociągu cieczowym pokazano zawór blokowy ICF, przy czym zamiast niego można szeregowo zainstalować zestaw tradycyjnych zaworów. W jednym korpusie zaworu blokowego można pomieścić do sześciu różnych modułów zaworowych, uzyskując element regulacyjny o zwartej budowie i łatwy do zamontowania w instalacji. Wtryskiem cieczy steruje zawór silnikowy ICM,

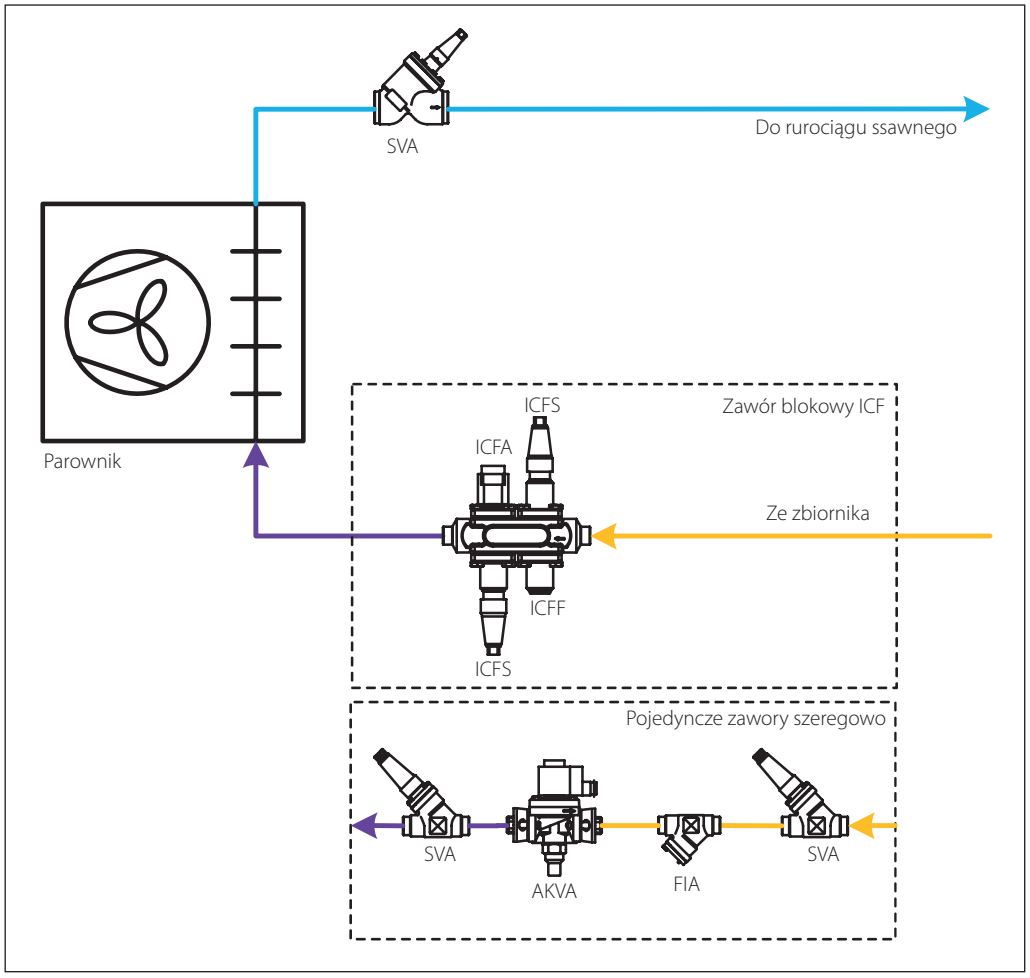
o działaniu, którego decyduje sterownik parownikowy, np. EKC 315A (nie pokazany na schemacie). Regulator ten mierzy przegrzanie za pomocą przetwornika ciśnienia i czujnika temperatury na wylocie z parownika. Sterownik parownikowy tak dobiera stopień otwarcia zaworu silnikowego ICM, aby utrzymywać przegrzanie na optymalnym poziomie.

Sterownik parownikowy spełnia jednocześnie funkcję termostatu cyfrowego i steruje pracą dwustanowego (on/off) zaworu elektromagnetycznego ICFE/EVRA, w zależności od sygnału z czujnika temperatury środowiska chłodzonego.

W porównaniu do rozwiązania z przykładu 5.2.1, ten układ w sposób ciągły dopasowuje stopień otwarcia zaworu zasilającego tak, aby uzyskać maksymalną wydajność i efektywność. Ponadto, ten układ cechuje się dokładniejszą regulacją temperatury ośrodka chłodzonego.

Przedstawione rozwiązanie można również zastosować w przypadku parowników odszranianych naturalnie bądź elektrycznie.

Przykład instalacji 5.2.3: Ciśnieniowe zasilanie parownika za pomocą sterowanego elektronicznie zaworu z modulowaną szerokością impulsu AKVA



Przykład 5.2.3 przedstawia układ elektronicznej regulacji ciśnieniowego zasilania parownika bez odszraniania gorącą parą.

W rurociągu cieczowym pokazano zawór blokowy ICF, przy czym zamiast niego można szeregowo zainstalować zestaw tradycyjnych zaworów. W jednym korpusie zaworu blokowego można pomieścić do sześciu różnych modułów zaworowych, uzyskując element regulacyjny o zwartej budowie i łatwy do zamontowania w instalacji.

Regulacja zasilania parownika cieczą odbywa się za pomocą zaworu rozprężnego ICFA, elektronicznie sterowanego sygnałem o modulowanej szerokości impulsu, pochodzącym ze sterownika parownikowego, np. EKC315A (nie pokazanego na schemacie). Regulator ten mierzy przegrzanie za pomocą przetwornika ciśnienia i czujnika temperatury na wylocie z parownika. Sterownik parownikowy tak dobiera uśredniony w czasie stopień otwarcia zaworu ICFA, aby utrzymywać przegrzanie na optymalnym poziomie.

W porównaniu do przykładu 5.2.1, układ ten w sposób ciągły dopasowuje stopień otwarcia zaworu zasilającego tak, aby uzyskać maksymalną wydajność i efektywność. Co więcej, ten układ cechuje się dokładniejszą regulacją temperatury ośrodka chłodzonego.

Przedstawione rozwiązanie można również zastosować w przypadku parowników odszranianych naturalnie bądź elektrycznie.

5.2.2 Regulacja zasilania pompowego i grawitacyjnego

Tradycyjnie zaprojektowane przemysłowe instalacje chłodnicze posiadają parowniki zalane, do których doprowadza się więcej cieczy niż jest w stanie odparować. Oznacza to, że w parowniku nie dochodzi do przegrzewania pary czynnika chłodniczego. W układzie występuje oddzielacz cieczy, z którego ciekły czynnik kierowany jest do parownika i który przyjmuje powrotny strumień pary mokrej. Jego zadaniem jest oddzielanie fazy lotnej i ciekłej czynnika chłodniczego. Para odsysana jest przez sprężarkę, zaś ciecz trafia do rurociągu zasilającego parownik.

W parownikach zalanych nie traci się żadnej części powierzchni wymiany ciepła na przegrzewanie pary, które w porównaniu do procesu wrzenia jest mało wydajne pod względem przejmowania ciepła. Dlatego parownik zalany może pracować z wyższą temperaturą parowania niż w przypadku zasilania ciśnieniowego. Dokładniejsze wyjaśnienie kwestii wymiany ciepła w parownikach można znaleźć w rozdziale 12.

Korzyścią z dostarczania cieczy w nadmiarze jest większa wydajność parownika, wynikająca z lepszego wykorzystania jego powierzchni i intensywniejszej wymiany ciepła dzięki wyższemu współczynnikowi przejmowania ciepła. W dodatku, łatwa jest regulacja układów z parownikami zalanymi.

Krotność cyrkulacji

Ilość cieczy dostarczanej do parownika określa krotność cyrkulacji. Wynosi ona 1, kiedy cieczy trafia dokładnie tyle, ile może całkowicie odparować w parowniku. Jeśli z kolei wymiennik ten zasilany jest dwa razy większą ilością cieczy, to krotność cyrkulacji wynosi 2. Przykłady zamieszczono w tabeli 5.1 poniżej.

Tabela 5.1: Udziały faz czynnika chłodniczego dla przykładowych wartości krotności cyrkulacji

Krotność cyrkulacji, n	Strumień masy cieczy na zasilaniu	Strumień masy pary na wylocie	Strumień masy cieczy na wylocie
1	100%	100%	0%
2	100%	50%	50%
4	100%	25%	75%
8	100%	12.5%	87.5%

Parowniki zasilane grawitacyjnie

Do zalanych parowników zasilanych grawitacyjnie ciekły czynnik chłodniczy trafia pod wpływem siły ciężkości. Kluczowe dla przepływu czynnika są tu jak najmniejsze spadki ciśnienia, toteż w rurociągach zasilających i powrotnych zwykle instaluje się mniej elementów automatyki. Przepływ czynnika daje się regulować trudniej niż w przypadku zasilania pompowego. Parownik zasilany grawitacyjnie musi być zamontowany bliżej oddzielacza cieczy. Przeważnie ma postać płytowego wymiennika ciepła zainstalowanego w urządzeniu do chłodzenia wody lub glikolu.

Parowniki zasilane pompowo

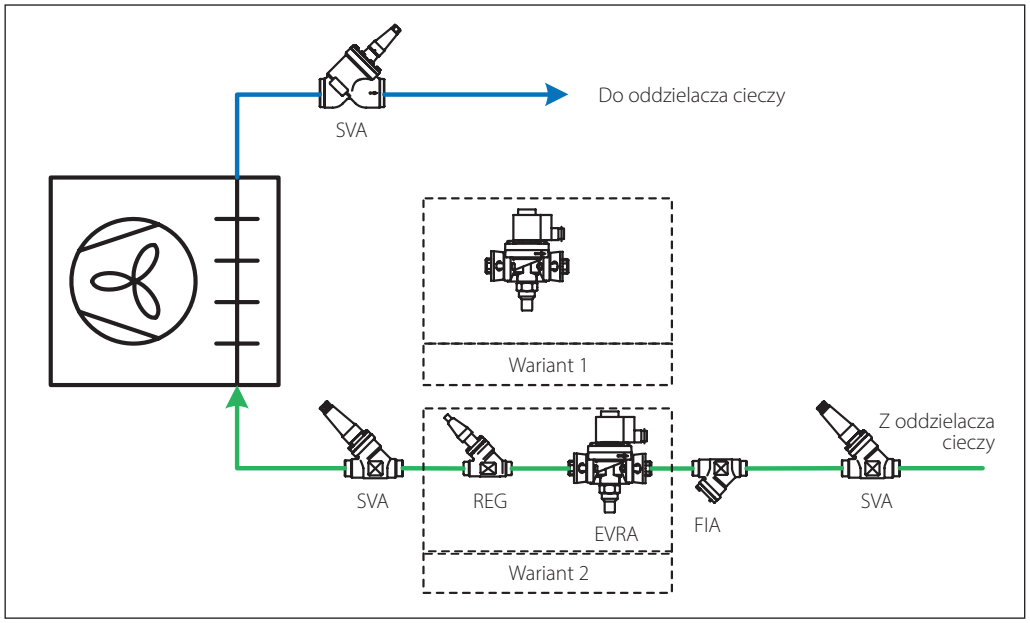
W porównaniu do amoniakalnych instalacji z parownikami zasilanymi ciśnieniowo, amoniakalne układy pompowe są łatwiejsze do regulacji, gdyż wystarczy dwustanowe (on/off) sterowanie dopływem cieczy do parownika. Z kolei odpowiednio zwymiarowany oddzielacz cieczy zapewnia sprężarce ochronę przed uderzeniem hydraulicznym, gwarantując dopływ do niej tylko pary suchej, bez kropel cieczy.

Pompa dostarcza ciecz o odpowiedniej temperaturze z oddzielacza cieczy do parowników. Gdy istnieje zapotrzebowanie na chłodzenie, otwarty jest zawór elektromagnetyczny zainstalowany przed parownikiem. Zwykle za tym zaworem znajduje się jeszcze ręczny zawór regulacyjny, za pomocą którego można nastawić wymaganą krotność cyrkulacji i zrównoważyć układ hydraulicznie.

Regulację temperatury w parownikach można zrealizować za pomocą:

- Zaworu regulacyjnego sterującego zasilaniem parownika + odcinającego zaworu elektromagnetycznego (on/off) w układzie regulacji temperatury;
- Zaworu regulacyjnego sterującego zasilaniem parownika + zaworu elektromagnetycznego z modulowaną szerokością impulsu w układzie regulacji temperatury;
- Zaworów AKV zarówno do regulacji zasilania parownika (rozmiar dyszy) i regulacji temperatury w układzie z modulowaną szerokością impulsu.

Przykład instalacji 5.2.1: Zawory w układzie regulacji pompowego zasilania cieczą



5.3 Zasilanie za pomocą zaworu elektromagnetycznego (EVRA)

W tradycyjnie skonfigurowanych układach z parownikami zalanymi regulację ich zasilania cieczą prowadzi termostat mierzący aktualną temperaturę powietrza.

Zawór elektromagnetyczny otwiera się na kilka minut lub dłużej, do osiągnięcia nastawionej temperatury powietrza. Masowy przepływ cieczy jest w tym czasie stały.

Jest to bardzo prosta metoda regulacji temperatury powietrza. Jednakże w pewnych przypadkach wahania temperatury wynikające z różnicy załączeń termostatu mogą być przyczyną niepożądanych efektów ubocznych, jak np. ususzka czy niedokładna regulacja.

5.4 Zasilanie za pomocą zaworu AKV(A) z modulacją szerokości impulsu

Zamiast okresowego doprowadzania czynnika chłodniczego do parownika, jak opisano powyżej, można też na bieżąco dopasowywać ilość cieczy do chwilowego zapotrzebowania. Służy do tego zawór typu AKV(A) sterowany sygnałem o modulowanej szerokości impulsu, pochodzącym ze sterownika AK-CC 450.

Temperatura powietrza jest mierzona na bieżąco i porównywana z wartością nastawioną. Po jej osiągnięciu procent czasu otwarcia zaworu AKV(A) w cyklu roboczym zmniejsza się, co obniża wydajność. Wzrost temperatury powietrza wywołuje przeciwny skutek. Czas cyklu można nastawić między 30 i 900 sekund.

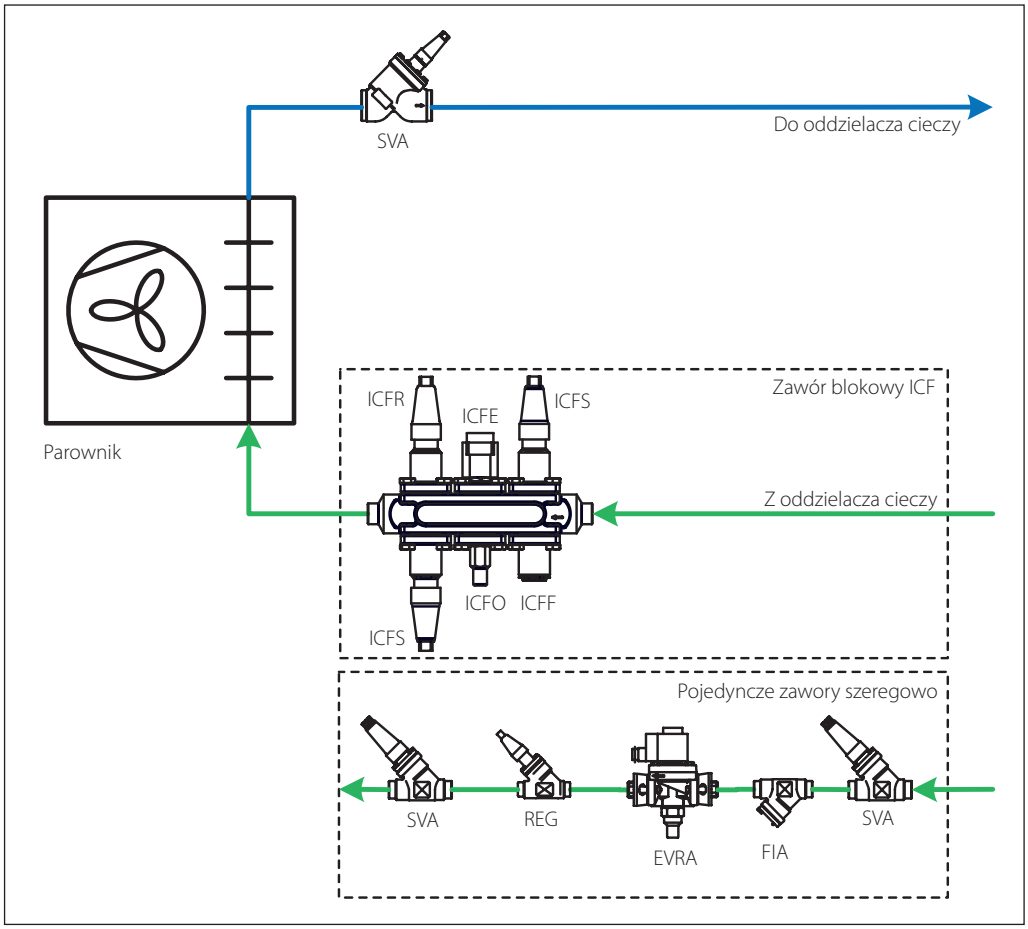
Z zasady jest to regulacja typu PI, dająca mniejsze wahania regulowanej temperatury powietrza w warunkach stabilnego obciążenia, a co za tym idzie bardziej stabilną wilgotność. Możliwa jest stałowartościowa regulacja temperatury z wartością leżącą w połowie przedziału wartości załączenia i wyłączenia termostatu.

Parametry regulacji PI podlegają automatycznej optymalizacji przez nastawę wartości włączenia i wyłączenia oraz stopnia otwarcia zaworu. Różnica załączeń ma wpływ na wzmocnienie regulatora i ze względu na stabilność regulacji nie może wynosić mniej niż 2 K. Dla układu z parownikiem zalanym oznacza to, że średnie natężenie przepływu czynnika chłodniczego podlega ciągłej regulacji i dopasowywaniu do zapotrzebowania. Mniejszy dopływ czynnika chłodniczego przekłada się na niższą krotność cyrkulacji.

To podejście do zasilania parowników zalanych jest bardzo wszechstronne. Ilość doprowadzanej cieczy daje się precyzyjnie regulować.

Bezpośrednim efektem jest wyższa średnia temperatura powierzchni chłodnicy powietrza, a więc mniejsza różnica temperatury powietrza i czynnika chłodniczego. Dzięki temu wzrasta dokładność regulacji i efektywność energetyczna układu.

Przykład instalacji 5.4.1: Pompowe zasilanie parownika za pomocą zaworu elektromagnetycznego



Przykład 5.4.1 przedstawia typowy układ pompowego zasilania parownika bez odszraniania gorącą parą, ale z możliwością odszraniania naturalnego bądź elektrycznego.

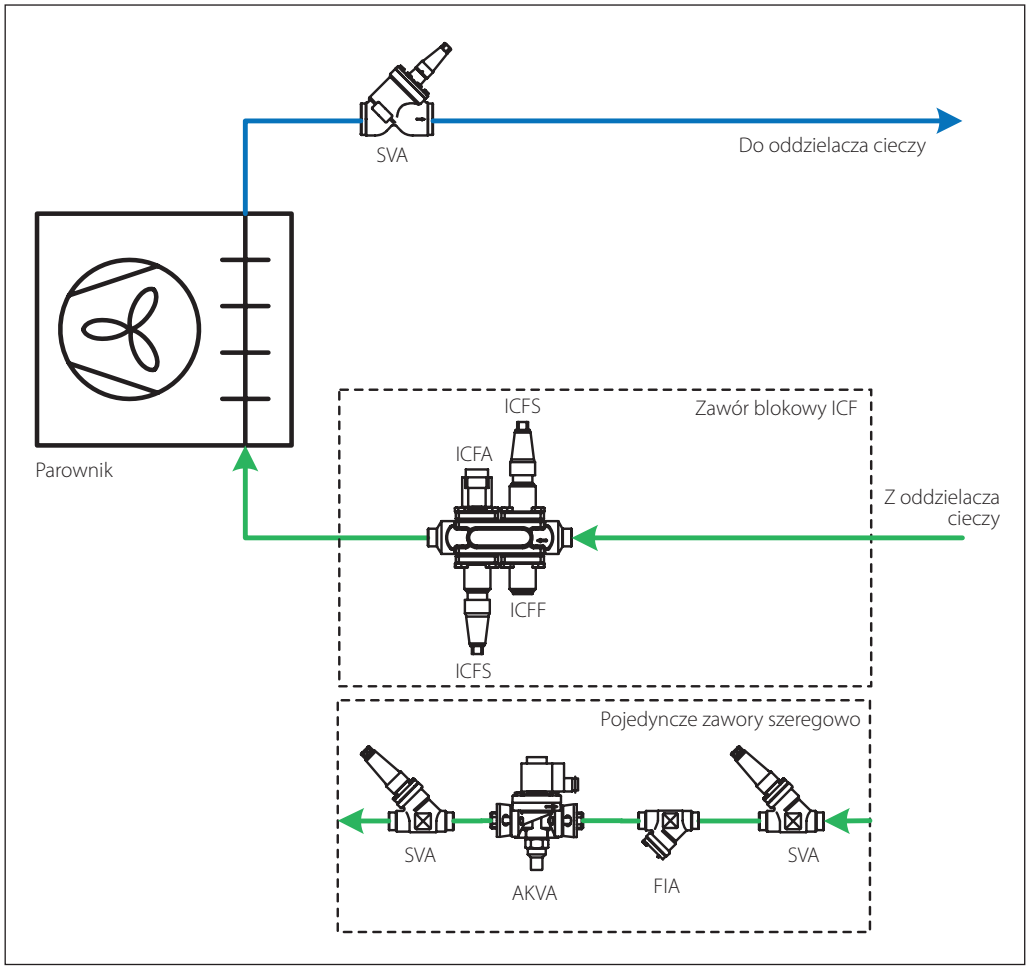
Temperaturę ośrodka chłodzonego na żądanym poziomie utrzymuje termostat cyfrowy, np. EKC 202. Otwiera on i zamyka zawór elektromagnetyczny EVRA, w zależności od sygnału z czujnika temperatury ośrodka, np. AKS 21.

O ilości doprowadzanej do parownika cieczy decyduje stopień otwarcia ręcznego zaworu regulacyjnego ICFR/REG. Jego właściwe nastawienie ma tu istotne znaczenie. Zbyt duży stopień otwarcia prowadzi do częstego przełączania zaworu elektromagnetycznego i w konsekwencji do jego wcześniejszego zużycia. Niedostateczny stopień otwarcia oznacza niedobór ciekłego czynnika w parowniku.

Na schemacie nie uwzględniono wszystkich zaworów. Nie może on być podstawą do projektowania układu.

© Danfoss | 2020.10

Przykład instalacji 5.4.2: Pompowe zasilanie parownika za pomocą zaworu AKV sterowanego sygnałem o modulowanej szerokości impulsu



Zamiast okresowego dostarczania czynnika do parownika, jak w poprzednim przykładzie, można również na bieżąco dostosowywać ilość wtryskiwanej cieczy do chwilowego zapotrzebowania. Służą do tego zawory elektromagnetyczne sterowane sygnałem o modulowanej szerokości impulsu typu AKVA, albo ICFA zamontowane w zaworze blokowym ICF.

Temperatura powietrza jest mierzona w sposób ciągły i porównywana z wartością nastawioną na termostacie cyfrowym, np. AK-CC 450. Po jej osiągnięciu procent czasu otwarcia zaworu AKV(A) w cyklu roboczym zmniejsza się, co obniża wydajność. Czas cyklu można nastawić między 30 i 900 sekund.

Dla układu z parownikiem zalanym oznacza to, że średnie natężenie przepływu czynnika chłodniczego podlega ciągłej regulacji i dopasowywaniu do zapotrzebowania.

To podejście do zasilania parowników zalanych jest bardzo wszechstronne. Ilość doprowadzanej cieczy daje się precyzyjnie regulować, dzięki czemu wzrasta dokładność regulacji i efektywność energetyczna układu.

Na schemacie nie uwzględniono wszystkich zaworów. Nie może on być podstawą do projektowania układu.

5.5 Pionowe rurociągi powrotne pary mokrej

Przepływ dwufazowy – czyli przepływ mieszaniny pary i cieczy – sprawia pewne specyficzne problemy w kwestii projektowania rurociągów. Przepływ taki występuje zwykle w rurociągach powrotnych z parowników zalanych, przez które przepływa więcej ciekłego czynnika chłodniczego, niż jest w stanie odparować. Ilość cieczy, która zamienia się w parę jest proporcjonalna do wydajności wymiennika ciepła, a sytuację tę opisuje krotność cyrkulacji.

W rurociągach z przepływem dwufazowym należy wziąć pod uwagę dwie kwestie:

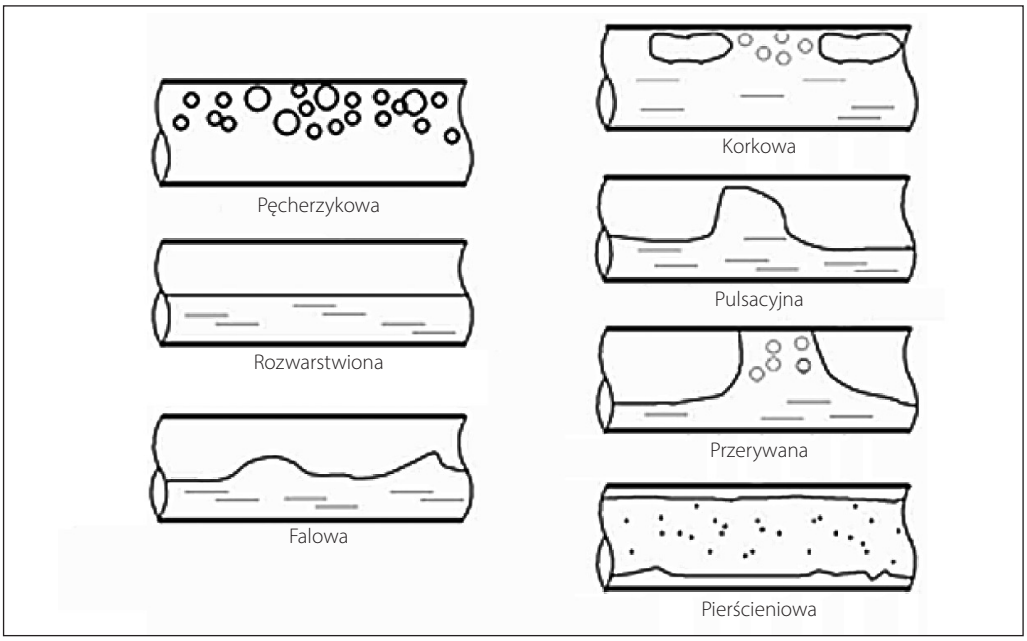
Spadki ciśnienia: Spadek ciśnienia w przepływie dwufazowym jest o wiele większy niż w jednofazowym przepływie pary o tej samej prędkości. Dlatego w rurociągach dwufazowych zwykle ustala się mniejszą prędkość przepływu niż w rurociągach parowych. W instalacjach niskotemperaturowych spadki ciśnienia znacznie pogarszają efekty,

a w układach grawitacyjnych (recyrkulacyjnych) mogą zakłócić poprawną cyrkulację czynnika chłodniczego.

Struktura przepływu: Przepływ dwufazowy może być jednorodny bądź rozwarstwiony. W zależności od składu (udziału % obu faz) i ogólnej prędkości, struktura przepływu może się znacznie różnić, dając zróżnicowane spadki ciśnienia.

Problematyka struktur przepływu jest bardzo złożona, toteż w tym miejscu zamieszczono jedynie podstawowe informacje. Patrząc na zobrazowanie struktur przepływu w rurociągach poziomych zamieszczone na rysunku 5.5.1 można zauważyć, że od górnych przypadków do dolnych i od lewych do prawych generalnie wzrasta udział pary, a więc powiększa się prędkość przepływu.

Rysunek 5.5.1: Struktury przepływu dwufazowego w rurociągach poziomych



Widać, jak coraz wyższa prędkość przepływu powoduje rosnące tarcie cieczy o ścianki kanału, które generuje fale sięgające w końcu jego górnej części i zamykające korki pary. Dochodzi do tego, że prędkość przepływu rośnie na tyle, że siła tarcia przewyższa siłę ciężkości i pojawia się przepływ pierścieniowy. Ciecz płynie w nim w formie filmu na wewnętrznej powierzchni kanału, zaś w rdzeniu strumienia z dużą prędkością przepływa para.

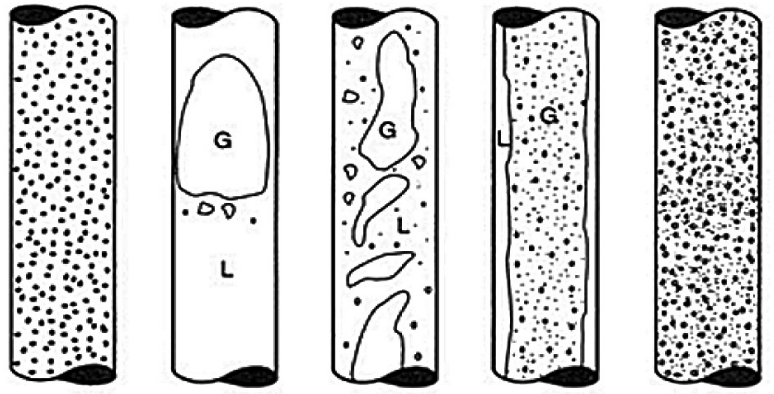
W rurociągach poziomych struktury te zwykle nie powodują szczególnych problemów, o ile zwraca się uwagę na spadek ciśnienia. Typową praktyką jest instalowanie „poziomych" rurociągów dwufazowych z małym spadkiem w kierunku przepływu, dla zapewnienia transportu cieczy w odpowiednim kierunku.

Jednakże w rurociągach pionowych rzecz ma się inaczej. Przepływ skierowany w dół stwarza własne, specyficzne problemy, głównie związane z opadaniem cieczy i możliwymi fluktuacjami ciśnienia. Jednak transport cieczy w odpowiednim kierunku jest zapewniony. Z kolei w przypadku przepływu w górę mogą być z tym trudności stwarzające problemy w instalacji chłodniczej.

Na rysunku 5.5.2 przedstawiono różne struktury przepływu w górę pionowego kanału. Prędkość przepływu zasadniczo wzrasta od lewego szkicu do prawego. W powolnym przepływie rurociąg wypełnia ciecz z zawieszonymi pęcherzykami pary. Rosnąca prędkość zbija pęcherzyki w większe korki, które następnie gromadzą się w centrum strumienia. Gdy dojdzie do uformowania tam przez parę jednofazowego przepływu, mówi się o strukturze pierścieniowej. Godne uwagi jest to, że w przepływie pierścieniowym siły tarcia na granicy cieczy i pary są w stanie podciągać ciecz na ściankach kanału w górę, powodując jej przepływ w tym, pożądanym kierunku.

© Danfoss | 2020.10

Rysunek 5.5.2: Struktury przepływu dwufazowego w rurociągach pionowych



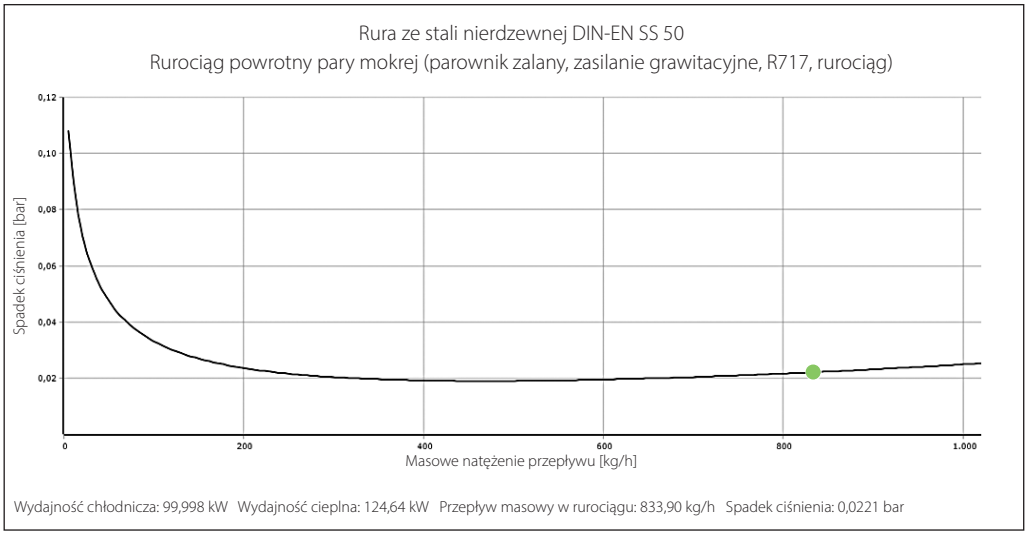
Ponieważ ilość pary wynika z wydajności chłodniczej, zwykle nie ma sposobu na zwiększenie jej natężenia przepływu. Jednakże ten sam przepływ pary będzie się odbywać z większą prędkością w rurze o mniejszej średnicy. Powyższy rysunek 5.5.2 można więc interpretować jako zobrazowanie struktur tego samego natężenia przepływu w rurach o zmniejszających się od lewej do prawej średnicach.

Większość techników intuicyjnie zakłada, że większa prędkość przepływu oznacza większy spadek ciśnienia. Jednak w przypadku dwufazowego przepływu w górę tak nie jest.

W przepływie pęcherzykowym większą część przekroju rurociągu wypełnia ciecz. Ciśnienie hydrostatyczne w części dolnej rurociągu można więc obliczyć jako iloczyn wysokości rury, gęstości cieczy i przyspieszenia ziemskiego. Przykładowo dla R717 o temperaturze – 10°C w rurociągu o wysokości 3 metrów wynosi ono 652 kg/m3 * 3 m * 9,81 m/s2 = 0,19 bar. Wartość ta jest nawet nieco niższa, gdyż z uwagi na obecność pęcherzyków pary średnia gęstość czynnika jest mniejsza niż dla cieczy nasyconej.

Im mniejsza średnica rurociągu, tym większa prędkość przepływu. Poniżej na rysunku 5.5.3 przedstawiono wyniki obliczeń w programie Coolselector2 dla rury DN50 o wysokości 3 m oraz wydajności chłodniczej parownika 100 kW przy temperaturze parowania amoniaku – 10°C i krotności cyrkulacji 3. Co ciekawe, prędkość przepływu jest stosunkowo wysoka i wynosi 14 m/s, ale spadek ciśnienia to tylko 0,022 bar. Wynika to z faktu, że ten spadek ciśnienia dotyczy (prawie) czystej pary płynącej w centrum przekroju rurociągu, a wynikająca stąd siła tarcia podciąga ciecz na ściance. Ciśnienie hydrostatyczne nie jest już główną składową spadku ciśnienia, a dominuje składowa pochodząca od tarcia.

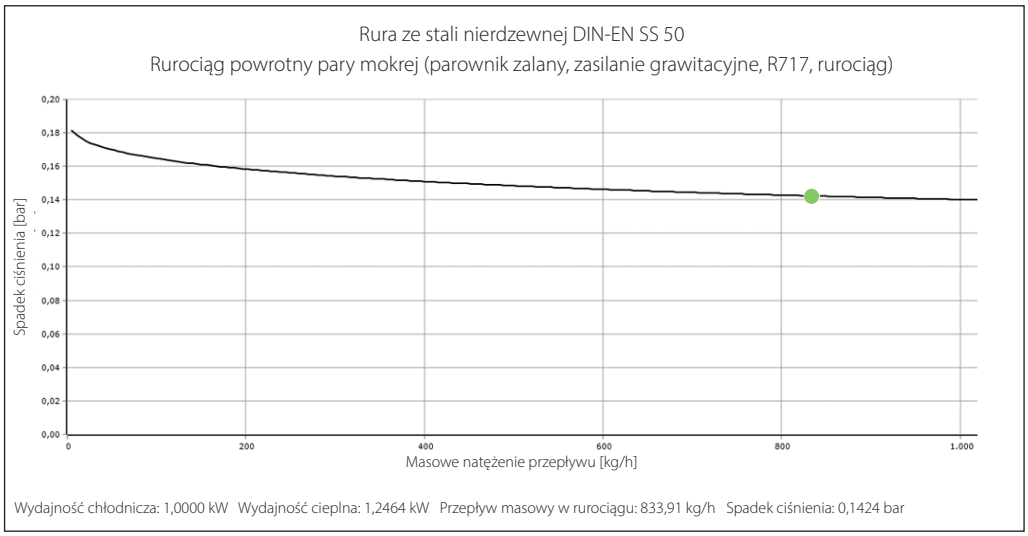
Rysunek 5.5.3: Spadek ciśnienia w rurociągu pionowym dla właściwej krotności cyrkulacji



Powyższa wydajność chłodnicza 100 kW dla R717 o temperaturze – 10°C i krotności cyrkulacji 3 przekłada się na masowe natężenie przepływu 833,9 kg/h. Podstawienie tego samego przepływu masowego, ale dla zdecydowanie wyższej krotności cyrkulacji oznacza radykalne obniżenie

wydajności chłodniczej i zmniejszenie udziału pary w przepływie. Prędkość przepływu wynosi teraz 0,48 m/s – co stanowi 1/28 poprzedniej wartości – ale jak widać na rysunku 5.5.4, spadek ciśnienia rośnie do 0,14 bar – około sześciokrotnie. Jest to efekt wypełnienia rurociągu cieczą.

Rysunek 5.5.4: Spadek ciśnienia w rurociągu pionowym dla zbyt dużej krotności cyrkulacji



Jak wspomniano, zbyt duży spadek ciśnienia przynosi negatywne konsekwencje. W instalacjach niskotemperaturowych spadek ciśnienia rzędu 0,15 bar może mieć znaczny wpływ na efektywność i wydajność układu. W przypadku zasilania grawitacyjnego, sumaryczny spadek ciśnienia w rurociągu powrotnym i parowniku musi być niższy od „napędowego" ciśnienia hydrostatycznego wywieranego przez słup cieczy na wlocie do tego wymiennika ciepła. Analogicznie jak w poprzednich obliczeniach, jest to iloczyn gęstości cieczy, wysokości rurociągu zasilającego i przyspieszenia ziemskiego. Wysokość rurociągu powrotnego jest w przybliżeniu taka sama, jak zasilającego, toteż jeśli będzie całkowicie wypełniony cieczą, to ciśnienia hydrostatyczne niemal się zrównoważą i nie będzie już miejsca na istotny spadek ciśnienia w parowniku. Oznacza to zanik cyrkulacji czynnika w układzie i wyłączenie parownika z pracy.

Dlatego rurociągi powrotne trzeba projektować starannie, aby uniknąć nadmiernych spadków ciśnienia. Wyniki obliczeń programu Coolselector2 z rysunku 5.5.3 reprezentują prawidłowy przypadek. Spadek ciśnienia jest stosunkowo mały i istnieje możliwość obniżenia wydajności parownika bez wchodzenia w zakres parametrów grożący wypełnieniem rurociągu powrotnego cieczą i pojawieniem się dużego spadku ciśnienia.

Wspomniany spadek ciśnienia należy zsumować ze spadkiem ciśnienia w parowniku i w zaworach, a otrzymaną sumę porównać z „napędowym" ciśnieniem hydrostatycznym. Zaleca się utrzymanie tu wyraźnego marginesu bezpieczeństwa.

Ważne jest też wzięcie pod uwagę krotności cyrkulacji czynnika chłodniczego przy częściowym obciążeniu parownika.

W prawidłowo zaprojektowanym pionowym rurociągu powrotnym powinien mieć miejsce przepływ pierścieniowy. Odpowiednią krotność cyrkulacji można obliczyć przy pomocy oprogramowania Coolselector2 firmy Danfoss.

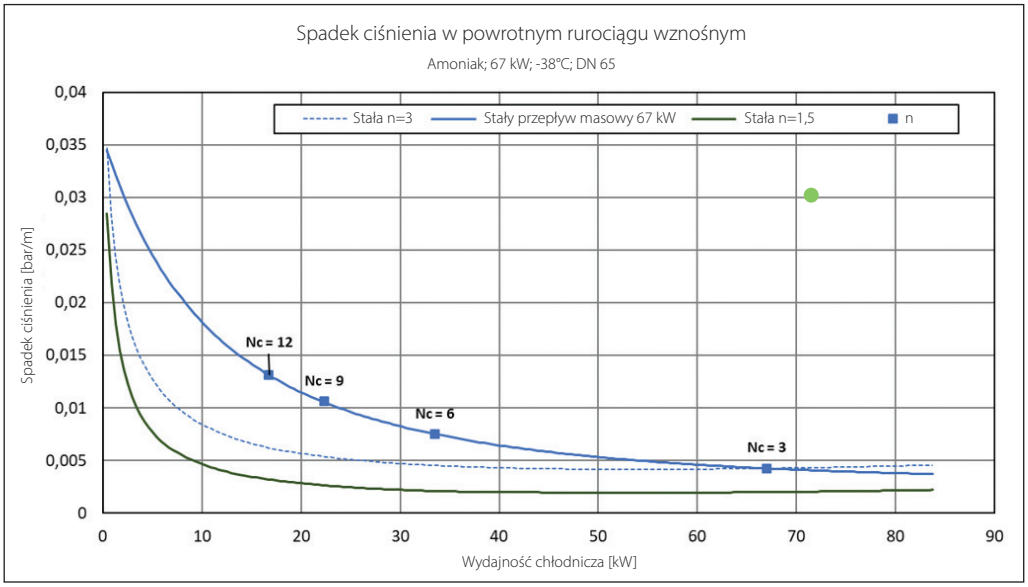
Kwestia spadku ciśnienia w powrotnym rurociągu wznośnym może stanowić wyzwanie w przypadku pracy parownika pod częściowym obciążeniem. Ten wymiennik ciepła zwykle dobiera się na konkretną krotność cyrkulacji pod pełnym obciążeniem. Można zgrubnie przyjąć, że krotność cyrkulacji na poziomie 3 daje poprawną pracę parownika i umiarkowany spadek ciśnienia. Regulacja krotności cyrkulacji, a więc i udziału masowego pary przy częściowym obciążeniu jest jednak bardzo trudna.

Rysunek 5.5.5 przedstawia spadek ciśnienia w pionowym rurociągu powrotnym pary mokrej z zalanego parownika amoniakalnego. Średnica rurociągu to DN 65. Linie niebieskie przecinają się dla wydajności 67 kW, co stanowi wartość odniesienia dla pełnego obciążenia i krotności cyrkulacji równej 3. Ciągła niebieska linia pokazuje spadek ciśnienia dla stałego masowego natężenia przepływu i krotności cyrkulacji zmieniającej się wraz z częściowym obciążeniem. Niebieska linia przerywana reprezentuje spadek ciśnienia dla stałej krotności cyrkulacji, ale zmiennego natężenia przepływu. Widać wyraźnie, że spadek ciśnienia w powrotnym rurociągu wznośnym przy

© Danfoss | 2020.10

częściowym obciążeniu jest znacznie mniejszy, jeśli krotność cyrkulacji utrzymuje się na stałym poziomie. Ciągła zielona linia dotyczy krotności cyrkulacji 1,5 pod obciążeniem częściowym i pokazuje nawet mniejszy spadek ciśnienia. Dowodzi to jasno, że mogąc regulować krotność cyrkulacji w parowniku zalanym uzyskuje się lepsze warunki pracy układu pod obciążeniem częściowym.

Rysunek 5.5.5: Spadek ciśnienia w powrotnym rurociągu wznośnym przy obciążeniu częściowym



5.6 Metody odszraniania

W instalacjach z temperaturą parowania poniżej 0°C na powierzchni parownika tworzy się szron, a jego grubość narasta z czasem. Zjawisko to prowadzi do spadku wydajności parownika na skutek pogorszenia współczynnika przenikania ciepła i utrudnienia przepływu powietrza. Dlatego aby utrzymać wydajność parownika na wymaganym poziomie, należy go okresowo odszraniać.

W chłodnictwie przemysłowym powszechnie wykorzystuje się następujące metody odszraniania parowników:

- odszranianie naturalne,
- odszranianie elektryczne,
- odszranianie gorącą parą.

Odszranianie naturalne prowadzi się odcinając dopływ czynnika chłodniczego do parownika i utrzymując w ruchu wentylatory chłodnicy powietrza. Jest to metoda możliwa do przeprowadzenia tylko w komorach chłodniczych o temperaturze wyraźnie powyżej 0°C. Czas takiego odszraniania jest długi.

5.6.1 Odszranianie elektryczne

Odszranianie elektryczne polega na wyłączeniu wentylatorów chłodnicy i odcięciu dopływu do niej czynnika chłodniczego oraz załączeniu grzałek elektrycznych umieszczonych w bloku lamelowym parownika. Operację prowadzi się aż do usunięcia lodu z powierzchni chłodnicy, a sygnał końca odszraniania może pochodzić z przekaźnika czasowego lub z termostatu, z czujką w bloku lamelowym. Rozwiązanie to jest łatwe do wykonania i tanie inwestycyjnie, jednak eksploatacyjny koszt związany ze zużyciem energii elektrycznej jest wyraźnie wyższy niż w przypadku innych metod. Co więcej, występuje znaczny przepływ ciepła z odszranianej chłodnicy do komory chłodniczej, który powiększa obciążenie cieplne.

5.6.2 Odszranianie gorącą parą

W tej metodzie do parownika doprowadza się gorącą parę z rurociągu tłocznego. Rozwiązanie to wymaga bardziej rozbudowanego układu automatyki w porównaniu do innych metod, ale charakteryzuje się niższym kosztem eksploatacji niż odszranianie elektryczne. Dodatkowym pozytywnym efektem przepływu gorącej pary przez parownik, jest skuteczniejsze usuwanie oleju. Z uwagi na konieczność zapewnienia wystarczającej ilości gorącej pary, metodę tę stosuje się w instalacjach chłodniczych z trzema lub większą liczbą parowników. Można przyjąć jako regułę, że jednocześnie można odszraniać parowniki o łącznej wydajności równej trzeciej części całkowitej wydajności układu.

5.6.3 Regulacja odszraniania gorącą parą

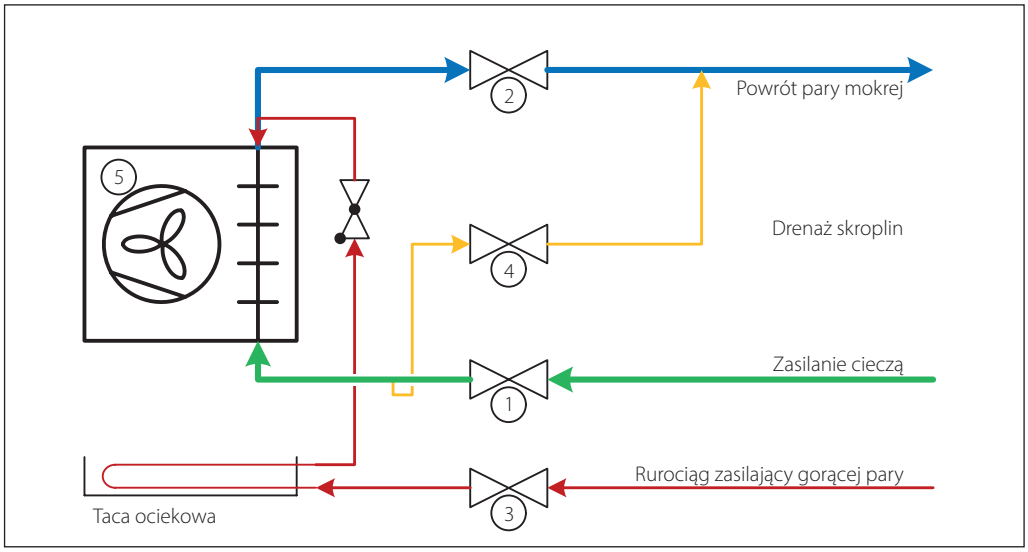
Odszranianie gorącymi parami polega na wytworzeniu wewnętrznego źródła ciepła w parownikach instalacji chłodniczej. Po odcięciu dopływu cieczy, do parowników doprowadza się parę wytłaczaną ze sprężarek. W porównaniu do alternatywnych sposobów usuwania lodu – naturalnego i elektrycznego – odszranianie w tej metodzie

przebiega szybciej i efektywniej pod względem energetycznym.

Aby uzyskać zamierzone działanie i pożądany efekt, układy odszraniania gorącą parą trzeba poprawnie zaprojektować i odpowiednio sterować ich pracą.

Schemat ideowy układu odszraniania gorącą parą zaprezentowano poniżej na rysunku 5.6.1.

Rysunek 5.6.1: Schemat ideowy układu odszraniania gorącą parą

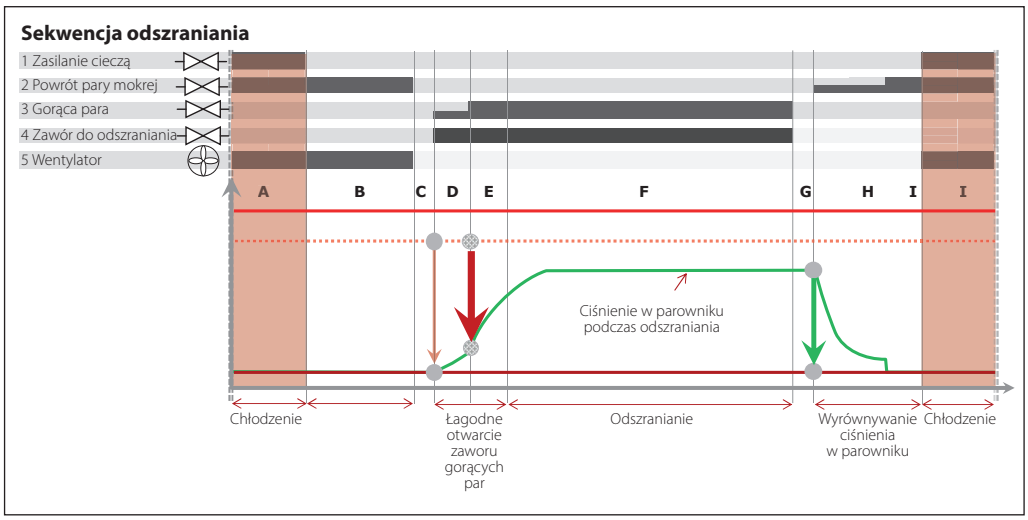


5.6.4 Sekwencja odszraniania gorącą parą

Dla bezpiecznego i efektywnego przeprowadzenia odszraniania gorącą parą ważne jest, aby poszczególne zawory otwierały się i zamykały w odpowiedniej kolejności i co najistotniejsze, powoli i w przemyślany sposób. Wynika to z dużej różnicy między ciśnieniem gorącej pary i ciśnieniem parowania oraz z obecności zarówno fazy lotnej jak i ciekłej.

Sekwencję odszraniania gorącą parą przestawiono schematycznie na rysunku 5.6.2. Poziome pasma u góry rysunku wskazują, czy dany zawór jest otwarty czy zamknięty, tudzież czy wentylator pracuje czy nie. Ciemny odcinek symbolizuje otwarty zawór, zaś jasny – zawór zamknięty. Wykres w dolnej części rysunku pokazuje przebieg zmian ciśnienia w parowniku. Numery zaworów na schemacie ideowym z rysunku 5.6.1 odpowiadają numerom w poniższej sekwencji odszraniania. Każdą fazę opisano szczegółowo pod rysunkiem.

Rysunek 5.6.2 Sekwencja odszraniania gorącą parą



A: Chłodzenie

Jest to cykl normalnej pracy parownika, podczas którego na powierzchni chłodnicy tworzy się szron. Zawory w rurociągu cieczowym (1) i powrotnym (2) są otwarte.

Zawory w rurociągu gorącej pary (3) oraz drenażu skroplin (4) są zamknięte.

B: Opróżnianie parownika

Przed otwarciem dopływu gorącej pary do parownika trzeba odparować jak najwięcej

© Danfoss | 2020.10

znajdującej się w nim cieczy. Ta faza sekwencji odszraniania jest konieczna ze względów bezpieczeństwa.

Opróżnienie parownika z cieczy ma na celu ograniczenie dwóch następujących zjawisk:
- Powstawania korków cieczowych
- Implozji pęcherzy parowych

Oba mechanizmy powodują uderzenia hydrauliczne, czyli drastyczne skoki ciśnienia w układzie, które w najgorszym przypadku mogą doprowadzić do pęknięcia rurociągów, elementów wyposażenia itp.

Zawór w rurociągu cieczowym (1) zamyka się, odcinając dopływ czynnika do parownika. Zawór w rurociągu powrotnym (2) pozostaje otwarty, a wentylatory chłodnicy powietrza wciąż pracują, aby umożliwić szybkie odparowanie pozostałej cieczy. Czas trwania tej fazy zależy od temperatury czynnika, pojemności parownika oraz natężenia przepływu powietrza. Zwykle wynosi kilka minut. Chociaż istnieją inne sposoby usuwania cieczy w tej fazie, to opisaną metodę zwykle przyjmuje się jako najbezpieczniejszą.

C: Stabilizacja
Zawór (2) w rurociągu powrotnym zostaje zamknięty, a wentylatory zatrzymane. Wszystkie zawory w rurociągach wokół parownika są teraz zamknięte i wszelkie pozostałości cieczy gromadzą się w dolnej części tego wymiennika ciepła, umożliwiając następnie łagodne rozpoczęcie fazy właściwego odtajania.

D i E: Łagodne otwarcie zaworów
Wtrysk gorącej pary odbywa się w dwóch krokach. Generalnie nie zaleca się prowadzić tego procesu bez regulacji. Nie wolno dopuścić, aby ciecz, która pozostała w rurociągach i parowniku spowodowała uderzenie hydrauliczne. Ponadto, trzeba wziąć pod uwagę wzrost ciśnienia, który nastąpi w chłodnicy powietrza, a który zależy od rodzaju czynnika chłodniczego w instalacji. Dla CO_2 jest on o wiele większy niż w przypadku amoniaku bądź czynników syntetycznych. Wynikają z tego dalsze zalecenie dotyczące kontrolowanego otwierania zaworów.

Dla przykładu, przyjmowana zwykle temperatura odszraniania 10°C w instalacjach z CO_2 oznacza ciśnienie 47,23 bar. Natomiast przy temperaturze parowania – 40°C ciśnienie w parowniku wynosi 10 bar. Zatem różnica wynosi 37,23 bar. Podobna sytuacja w przypadku NH3 lub R404A daje różnicę odpowiednio 5,87 bar lub 7,33 bar.

Wzrost ciśnienia w parowniku musi się odbywać powoli. Rozwiązania firmy Danfoss pozwalają uzyskać ten efekt na kilka sposobów:

ICSH: dwustopniowy zawór elektromagnetyczny: W pierwszym stopniu następuje otwarcie zaworu do 20% współczynnika przepływu Kv, co pozwala na łagodny wzrost ciśnienia w parowniku, po którym zawór jest otwierany się całkowicie. Oba stopnie otwarcia następują w wyniku działania zaworów pilotowych EVM i – dla maksymalnej elastyczności konfiguracji – załączenie stopnia 2 może być uzależnione lub nie od wykonania stopnia 1. Zawory mogą być włączane przez sterownik programowalny, z możliwością nastawy dowolnej zwłoki czasowej między obydwoma stopniami otwarcia zaworu głównego.

ICM: proporcjonalny zawór silnikowy Elementy wykonawcze zaworu porusza silnik krokowy ICAD, połączony za pośrednictwem sprzęgła magnetycznego, co umożliwia łatwy serwis i konserwację zaworu, bez konieczności jego demontażu. Zaworem ICM można sterować na dwa sposoby:

Analogowo. Regulacja stopnia otwarcia zaworu odbywa się w całym zakresie proporcjonalnie do wejściowego sygnału analogowego (0-20/4-20 mA lub 0-10/2-10 V).

ON/OFF. Zawór reaguje na sygnał z przekaźnika, przy czym można nastawić żądaną prędkość otwierania się zaworu. Może on zatem być albo w pełni otwarty, albo całkowicie zamknięty, albo w trakcie zmiany pozycji.

ICS+EVM: Główny zawór serwotłokowy ICS z elektromagnetycznym zaworem pilotowym EVM otwiera się w drugiej kolejności, po małym zaworze elektromagnetycznym EVRS w rurociągu obejściowym, działającym jako pierwszy stopień otwarcia.

F: Odszranianie
Głównym zadaniem fazy właściwego odszraniania jest jak najefektywniejsze usunięcie szronu. Zawory w rurociągu zasilającym (1) i powrotu par mokrych (2) oraz zawór drenażu skroplin w głównym rurociągu gorącej pary (nie pokazany) są zamknięte. Otwarty jest natomiast zawór doprowadzający gorącą parę do parownika (3).

Na początku tej fazy doprowadzana para skrapla się w parowniku. W toku właściwego odszraniania ciśnienie w parowniku stopniowo rośnie. Wzrost ten należy regulować, gdyż w przeciwnym przypadku duże ilości nieskroplonej pary przedostaną się do oddzielacza cieczy i w konsekwencji,

do sprężarki, a konieczność ich ponownego sprężenia obniży efektywność układu.

5.6.5. Regulacja fazy odszraniania
Presostatyczny zawór odszraniający (zawór nr 4)
Regulacja ciśnienia jest najpopularniejszą metodą sterowania procesem odszraniania parownika. Jest łatwa i niezawodna, chociaż nie najbardziej efektywna. Ciśnienie w parowniku utrzymuje się na nastawionym poziomie odpowiadającym temperaturze nasycenia 7-12°C. Jako zawór 4 głównie stosuje się zawór główny typu ICS, z zaworem pilotowym stałego ciśnienia CVP. W parowniku dochodzi do skraplania gorącej pary i stopniowego wzrostu ciśnienia. Po osiągnięciu zadanej wartości, zawór regulacyjny zaczyna się otwierać i regulować ciśnienie. W toku tego procesu, ilość nieskroplonej pary systematycznie wzrasta, pogarszając efektywność całego układu.

Dla zmniejszenia tych strat zaleca się podłączenie rurociągu drenażu skroplin do oddzielacza cieczy o najwyższej temperaturze. Ciśnienie w nim panujące musi jednak być niższe od ciśnienia odszraniania utrzymywanego w parowniku. Za zaworem ICS trzeba zamontować zawór zwrotny, zapobiegający wstecznemu przepływowi cieczy do parownika podczas cyklu chłodzenia.

Regulacja drenażu skroplin (zawór 4)
Sterowanie odprowadzaniem skroplonego czynnika chłodniczego jest efektywną metodą regulacji procesu odszraniania. Jest jednak mniej rozpowszechniona, przede wszystkim z powodu braku optymalnych konstrukcji zaworów drenażowych, skomplikowania układu oraz raczej wysokiego kosztu. Regulacja drenażu NIE dotyczy ciśnienia w parowniku, tylko obecności w nim kondensatu. Gdy tylko pojawią się skropliny, to odprowadza je zawór pływakowy zamontowany w dolnej części parownika. Rozwiązanie to zmniejsza o około 95% ilość pary przedostającej się do oddzielacza cieczy.

Aby uczynić te metodę sterowania procesem odszraniania bardziej atrakcyjną pod względem komercyjnym i technicznym, firma Danfoss opracowała moduł zaworu pływakowego ICFD do zaworów blokowych ICF lub do montażu oddzielnego. Rozwiązanie to jest ekonomiczną i bardzo efektywną metodą drenażu skroplin oraz upraszcza instalację w porównaniu do tradycyjnych układów z zaworami pływakowymi.

G: Sygnał końca odszraniania – faza stabilizacji
W tej fazie wszystkie zawory są zamknięte, a wszelka ciecz pozostała w parowniku spływa i gromadzi się w dolnej części.

H: Wyrównanie ciśnienia w parowniku
Na początku tej fazy w parowniku wciąż panuje ciśnienie odszraniania. Musi ono stopniowo zrównać się z ciśnieniem w oddzielaczu cieczy. W układzie z CO_2 temperatura na końcu fazy odszraniania może wynosić 12°C, co przekłada się na ciśnienie nasycenia równe 47,25 bar. Z kolei w oddzielaczu cieczy panuje ciśnienie nasycenia dla temperatury – 40°C, czyli 10 bar. Różnica ciśnienia jest porównywalna do tej dla rurociągu gorącej pary na początku odszraniania i także dosyć wysoka, bo około 37,25 bar. Zdecydowanie zaleca się stosowanie zaworów o łagodnym otwarciu. Możliwych jest kilka rozwiązań.

Dwustopniowy zawór elektromagnetyczny ICLX: Oba stopnie otwarcia wynikają z działania zaworów pilotowych EVM. W pierwszym stopniu otwarcia (10% Kv) ciśnienie w parowniku obniża się powoli. Po osiągnięciu odpowiednio niskiej wartości, następuje pełne otwarcie zaworu w drugim stopniu.

Zastosowanie może tu też znaleźć proporcjonalny zawór silnikowy ICM.

I: Zamrożenie kropel wody
Wszelkie krople wody znajdujące się między lamelami chłodnicy, po odszranianiu należy zamrozić na jej powierzchni, aby uruchamiane wentylatory nie wydmuchnęły ich do komory chłodniczej. Dlatego wentylatory załączają się po przywróceniu cyklu chłodzenia z pewnym opóźnieniem.

5.6.6 Zasadnicze kwestie dotyczące odszraniania gorącą parą
Ciśnienie odszraniania gorącą parą
Często spotykanym nieporozumieniem jest przekonanie, że im wyższa temperatura odszraniania, tym lepiej. W rzeczywistości, wiele opracowań (Stoecker, 1983) wskazuje, że źródło ciepła w postaci pary o niższym ciśnieniu, a więc i niższej temperaturze, też zapewnia dobry efekt. Stwierdza się istnienie optymalnej wartości ciśnienia / temperatury (Hoffenbeker, 2005), dla której proces przebiega najbardziej efektywnie.

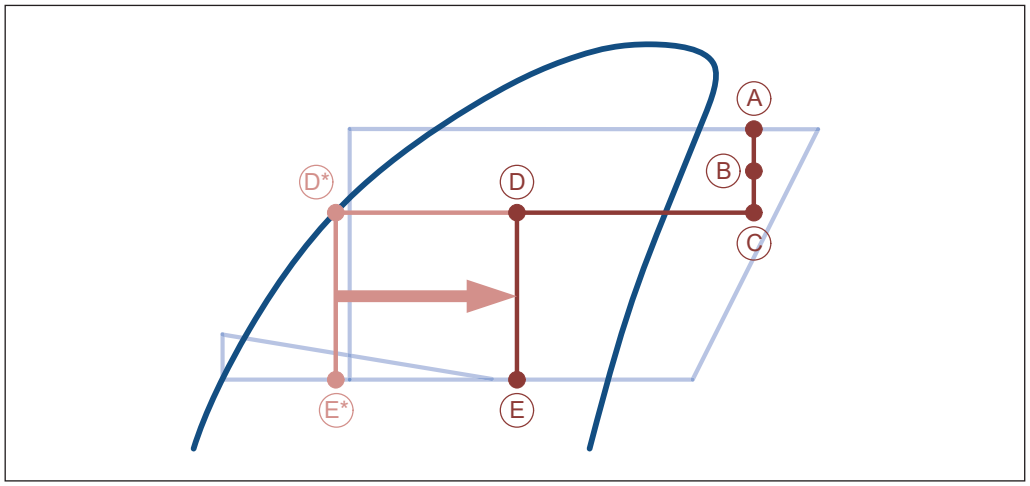
Czas odszraniania gorącą parą
W chłodnictwie przemysłowym typową praktyką jest prowadzenie odszraniania według czasu i nastawianie tego czasu podczas uruchamiania instalacji. Problem z tym podejściem polega na tym, że w wielu przypadkach nastawa czasu odszraniania jest „bezpieczna", aby zapewnić pełne oczyszczenie chłodnicy powietrza z lodu. Jednak, jeśli efekt ten wystąpi wcześniej, to w konsekwen-

cji zbyt długiego ogrzewania parownika znacznie spada efektywność odszraniania.

Odszranianie z regulacją ciśnienia a odszranianie z regulacją drenażu skroplin

Metoda z regulacją odprowadzania kondensatu ma zalety z punktu widzenia czasu przeznaczonego na odszranianie i ilości energii zawartej w gorącej parze, która zostaje wykorzystana w tym procesie.

Rysunek 5.6.3: Stopień suchości czynnika odprowadzanego z odszranianego parownika



Rysunek 5.6.3 pokazuje na wykresie log(p)-h przemiany czynnika chłodniczego podczas odszraniania gorącą parą. Odnosząc rysunek 5.6.3 do 5.6.1, proces od punktu (A) do (B) jest obniżaniem ciśnienia w głównym zaworze doprowadzającym gorącą parę (3) od wartości na tłoczeniu sprężarki do ciśnienia gorącej pary. Ciśnienie w punkcie (C) nie jest z góry określone, lecz zależy od elementów zainstalowanych w rurociągu gorącej pary. Punkt (D) wyznacza ciśnienie w parowniku podczas odszraniania, przy czym dokładne położenie tego punktu w poziomie (projektowy stopień suchości pary) zależy od metody odprowadzania skroplin. Położenie punktu (E) wynika z ciśnienia parowania w cyklu chłodzenia.

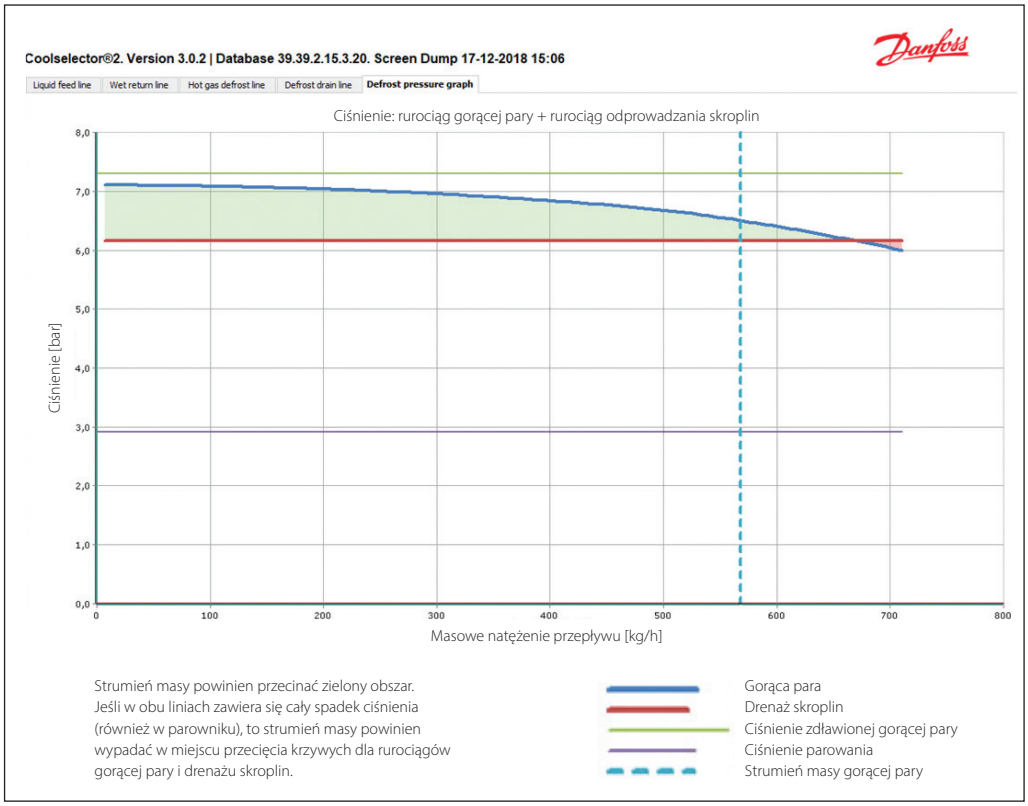
Odszranianie z regulacją drenażu skroplin:
Projektowy stopień suchości czynnika chłodniczego odprowadzanego z parownika w procesie odszraniania powinien wynosić 0,0, co oznacza całkowite skroplenie do punktu (D*). Zadaniem zaworu pływakowego w rurociągu drenażowym jest zapobieżenie przedostawaniu się przezeń pary.

Odszranianie z regulacją ciśnienia:
Początkowo cały strumień gorącej pary doprowadzanej do parownika ulega w nim skropleniu, a do zaworu drenażowego dopływa jednie ciecz. Po wzroście temperatury w parowniku część pary już się nie skrapla i do zaworu trafia mieszanina fazy ciekłej i lotnej. Sytuację tę ilustruje przejście od punktu (D*) do (D) na rysunku 5.6.3. Właściwe określenie stopnia suchości odprowadzanego czynnika jest ważne dla doboru odpowiedniej wielkości zaworu. Zbyt niski stopień suchości przełoży się na mniejszy zawór i przedłużenie czasu odszraniania. Natomiast za wysoki stopień suchości wpłynie na dobór zbyt dużego zaworu, przepuszczającego dużą ilość pary, co spowoduje większe zużycie energii w cyklu odszraniania. Wymiarując zawór odprowadzania skroplin warto posłużyć się programem Coolselector2. Zasadniczo zaleca się tu stosunkowo niski stopień suchości (około 0,05).

Wydajność układu odszraniania
Ilość gorącej pary potrzebna do efektywnego odszraniania zależy od wielkości parownika, wymaganego czasu odszraniania i metody odprowadzania skroplin. Można przyjąć, że strumień masy gorącej pary dla danego parownika powinien być 2-3 razy większy niż masowe natężenie przepływu czynnika w cyklu chłodzenia (w odniesieniu do całkowitego odparowania 1:1). Im niższa temperatura parowania, tym bardziej wskaźnik ten przesuwa się w kierunku wartości 3. W danej instalacji chłodniczej najwyżej 1/3 parowników może być odszraniana jednocześnie (reguła „dwa do jednego").

Decydując o masowym natężeniu przepływu gorącej pary do odszraniania trzeba mieć na uwadze wydajność zaworów drenażowych i ciśnienie w rurociągu gorącej pary. Ich zależność widać na wykresie ciśnienia odszraniania widniejącym na rysunku 5.6.4. Na osi poziomej odmierzono masowe natężenie przepływu pary, które odpowiada wydajności układu odszraniania gorącą parą, zaś na osi pionowej znajduje się skala ciśnienia.

Rysunek 5.6.4: Wykres ciśnienia odszraniania z programu Coolselector2



Na rysunku 5.6.4 widnieje 5 różnych linii. Pionowa linia przerywana odpowiada strumieniowi masy gorącej pary trafiającej do parownika. Zieloną linią poziomą zaznaczono ciśnienie gorącej pary po zdławieniu – punkt (B) na rysunku 5.6.3 – zaś ciągła linia niebieska dotyczy ciśnienia tej pary na wlocie do parownika, w punkcie (C). Linia czerwona odzwierciedla ciśnienie w rurociągu drenażu skroplin / na wylocie z parownika w punkcie (D), natomiast fioletowa prosta poniżej wskazuje poziom ciśnienia parowania w cyklu chłodzenia – punkt (E).

Zielony obszar pomiędzy ciśnieniem na wlocie i wylocie parownika odzwierciedla dopuszczalny spadek ciśnienia w tym wymienniku ciepła podczas odszraniania, o ile w programie obliczeniowym nie dodano żadnych elementów armatury na końcu rurociągu gorącej pary, symulujących opory przepływu w parowniku.

Dla prawidłowej pracy układu odszraniania gorącą parą ważne jest utrzymywanie jej natężenia przepływu w obrębie zielonego obszaru. Jeśli wykroczy ono poza ten obszar, można przedsięwziąć następujące kroki:

Podnieść ciśnienie zdławionej gorącej pary – na ile pozwala ciśnienie skraplania;

Ograniczyć przepływ masowy gorącej pary – kosztem wydłużenia czasu odszraniania;

Obniżyć ciśnienie odszraniania, a więc i temperaturę tego procesu – kosztem wolniejszego odszraniania.

Dokładniejsze wskazówki na temat wymiarowania rurociągów gorącej pary można znaleźć w oprogramowaniu obliczeniowym Coolselector2 firmy Danfoss.

Doprowadzanie gorącej pary
We wszystkich przykładach w tym opracowaniu doprowadzanie gorącej pary do parownika odbywa się od góry. Metodę tę generalnie postrzega się jako bezpieczną, o bardzo małym zagrożeniu uderzeniem hydraulicznym.

Inne sposoby doprowadzania gorącej pary do parownika też można zrealizować w bezpieczny sposób, jednak w tym celu zwykle wymagają one opracowania bardziej szczegółowej dokumentacji.

Uderzenie hydrauliczne
Określenie to obejmuje różne zjawiska zachodzące w następstwie dużego skoku ciśnienia w instalacji. Dla układu odszraniania gorącą parą istotne są dwa z nich:

Uderzenie cieczą wyrzuconą przepływem pary w rurociągach parowych, w których występują pułapki cieczowe. Zjawisko to może wystąpić w rurociągu doprowadzającym gorącym parę

i w rurociągu powrotnym pary mokrej. W toku projektowania należy wykluczyć występowanie pułapek cieczowych, a zawory muszą się otwierać powoli.

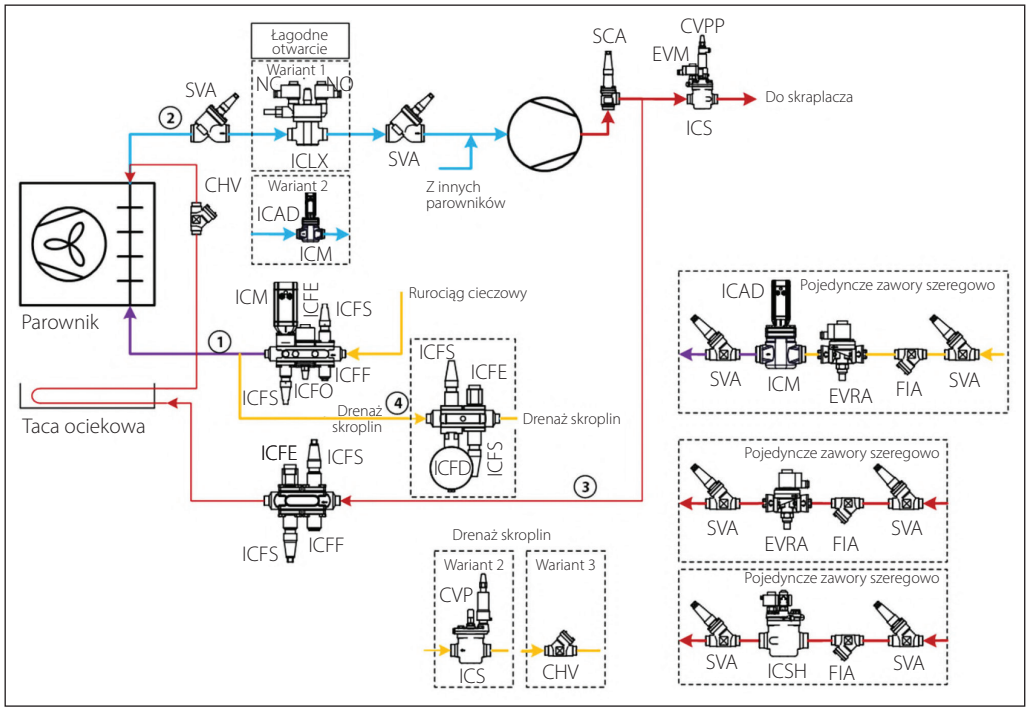
Skok ciśnienia w rurociągach cieczowych na skutek zapadnięcia się pęcherzy parowych uwięzionych w strumieniu cieczy. Zjawisko to można ograniczyć usuwając jak najwięcej cieczy z parownika przed odszranianiem, prowadząc rurociągi o mniejszej średnicy, otwierając zawory powoli i obniżając ciśnienie doprowadzanej gorącej pary.

Odprowadzanie skroplin z rurociągu doprowadzającego gorącą parę dla uniknięcia uderzenia hydraulicznego
Po doprowadzeniu gorącej pary do parownika, łatwo dochodzi do skroplenia się w rurociągu pozostałej tam pary. Dobrą praktyką jest prowadzenie rurociągów gorącej pary ze spadkiem i instalowanie urządzeń odprowadzających kondensat w najniższym punkcie. Mogą to być zawory pływakowe, np. ICF z ICFD, albo zawory rozprężne działające okresowo w celu drenażu tych rurociągów i zapobieżenia w ten sposób uderzeniu hydraulicznemu.

Maksymalna robocza różnica ciśnienia
Zawory w układach automatycznej regulacji, jak zawory elektromagnetyczne czy silnikowe, wymagają pewnej siły do zapewnienia łagodnego otwarcia. Jej wartość zależy od konstrukcji i parametrów pracy instalacji. Jednym z ważnych parametrów jest różnica ciśnienia przed i za zaworem. Im większa jest ta różnica, tym większej trzeba użyć siły. W przypadku zaworów elektromagnetycznych wartość tej siły wynika z mocy cewki. Dla zaworów silnikowych rolę odgrywa tu moc silnika. Zatem dla wszystkich zaworów różnica ciśnienia jest istotnym czynnikiem. W układach z CO_2 wspomniana różnica ciśnienia może być całkiem duża i należy ją sprawdzić szczególnie dla rurociągów gorącej pary i powrotu pary mokrej. Zawory elektromagnetyczne marki Danfoss, takie jak ICS z EVM, charakteryzują się maksymalną roboczą różnicą ciśnienia na poziomie 40 bar w przypadku cewki prądu przemiennego o mocy 20 W. Dla zaworów silnikowych ICM/ICAD zależy ona od danego modelu.

5.6.7 Odszranianie gorącą parą parowników zasilanych ciśnieniowo.

Przykład instalacji 5.6.5: Parownik zasilany ciśnieniowo z układem odszraniania gorącą parą



Powyższy przykład instalacji 5.6.5 ilustruje układ odszraniania gorącą parą dla parownika zasilanego ciśnieniowo. Analogiczne rozwiązanie dla dużych instalacji wyposażonych w zawory blokowe Danfoss ICF o większym rozmiarze pokazano na następnej stronie. Numeracja rurociągów w tym przykładzie odpowiada oznaczeniom na rysunku 5.6.1, gdyż pokazane tam rurociągi występują również w przykładach z tego rozdziału. Ta metoda odszraniania nie jest popularna, a jeszcze mniej w układach amoniakalnych z parownikami zasilanymi ciśnieniowo i bardziej nadaje się do instalacji z czynnikami fluorowanymi bądź CO_2. Szeregowe połączenie elementów w rurociągu

gorącej pary i w rurociągu cieczowym dotyczy tylko instalacji amoniakalnych.

Cykl chłodzenia

Zawór elektromagnetyczny ICFE w rurociągu cieczowym jest otwarty. Wtryskiem czynnika do parownika steruje zawór silnikowy ICM.

Dwustopniowy zawór elektromagnetyczny ICLX bądź zawór silnikowy ICM w rurociągu ssawnym pozostaje w pozycji otwartej, zaś zawór elektromagnetyczny ICFE w rurociągu gorącej pary do odszraniania jest zamknięty.

Serwotłokowy zawór ICS w rurociągu tłocznym utrzymywany jest w pozycji otwartej elektromagnetycznym zaworem pilotowym EVM.

Cykl odszraniania

Inicjacja sekwencji odszraniania skutkuje zamknięciem zaworu zasilającego ICFE/EVRA w rurociągu cieczowym (1). Wentylatory pracują jeszcze przez 120 do 600 sekund, zależnie od wielkości parownika, co ma za zadanie opróżnienie tego wymiennika ciepła z cieczy.

Wentylatory się zatrzymują i zostaje odcięte zasilanie zaworów pilotowych zainstalowanych w głównym zaworze ICLX. Utrzymuje się on jeszcze w pozycji otwartej, gdyż na tłok serwozaworu działa wciąż ciśnienie gorącej pary z poprzedniego cyklu odszraniania. W cyklu chłodzenia dochodzi do skroplenia się tej pary w zimnym zaworze ICLX, toteż komorę tłoka serwomechanizmu wypełnia ciecz o tym ciśnieniu. Odcięcie zasilania normalnie otwartego (NO) pilota zaworu ICLX skutkuje wyrównaniem ciśnienia w komorze serwozaworu z ciśnieniem w rurociągu ssawnym, przez co powoli opróżnia się ona z cieczy, która wypływa przez ten zawór pilotowy. Wyrównanie ciśnienia w komorze tłoka z ciśnieniem w rurociągu ssawnym pozwala na zamknięcie się zaworu głównego pod naciskiem sprężyny.

Dokładny czas upływający od przełączenia zaworów pilotowych do całkowitego zamknięcia zaworu głównego zależy od temperatury, ciśnienia, rodzaju czynnika chłodniczego i wielkości zaworu. Dlatego nie jest możliwe jego podanie, wszakże niższe ciśnienie generalnie oznacza dłuższy czas zamykania się zaworu.

Bardzo ważne jest uwzględnienie tego czasu w sekwencji odszraniania parownika za pomocą gorącej pary.

Dalsza zwłoka 10 do 20 sekund potrzebna jest do zgromadzenia się u dołu parownika ciekłego czynnika chłodniczego, pozbawionego pęcherzyków pary. Dopiero wtedy otwiera się zawór elektromagnetyczny ICFE w rurociągu doprowadzania gorącej pary i ta dociera do parownika. Jako alternatywę względem zaworu elektromagnetycznego ICFE można tu wykorzystać dwustopniowy zawór elektromagnetyczny ICSH. Ma on tę zaletę, że otwiera się w dwóch krokach, co łagodzi tempo narastania ciśnienia w parowniku.

Podczas cyklu odszraniania elektromagnetyczny zawór pilotowy EVM zainstalowany w zaworze głównym ICS w rurociągu tłocznym jest zamknięty, toteż o działaniu tego zaworu decyduje pilot stałej różnicy ciśnienia CVPP.

Zawór ten utrzymuje wtedy nadwyżkę ciśnienia gorącej pary względem ciśnienia w zbiorniku cieczy, co wymusza przepływ tworzącego się podczas odszraniania kondensatu do rurociągu cieczowego przez zawór zwrotny CHV.

Kiedy temperatura w parowniku (mierzona czujnikiem temperatury np. typu Danfoss AKS 21) osiąga nastawioną wartość, następuje koniec odszraniania. Zawór elektromagnetyczny ICFE w rurociągu gorącej pary się zamyka, otwiera się natomiast elektromagnetyczny, pilot EVM zaworu ICS w rurociągu zasilania cieczą oraz dwustopniowy zawór elektromagnetyczny ICLX.

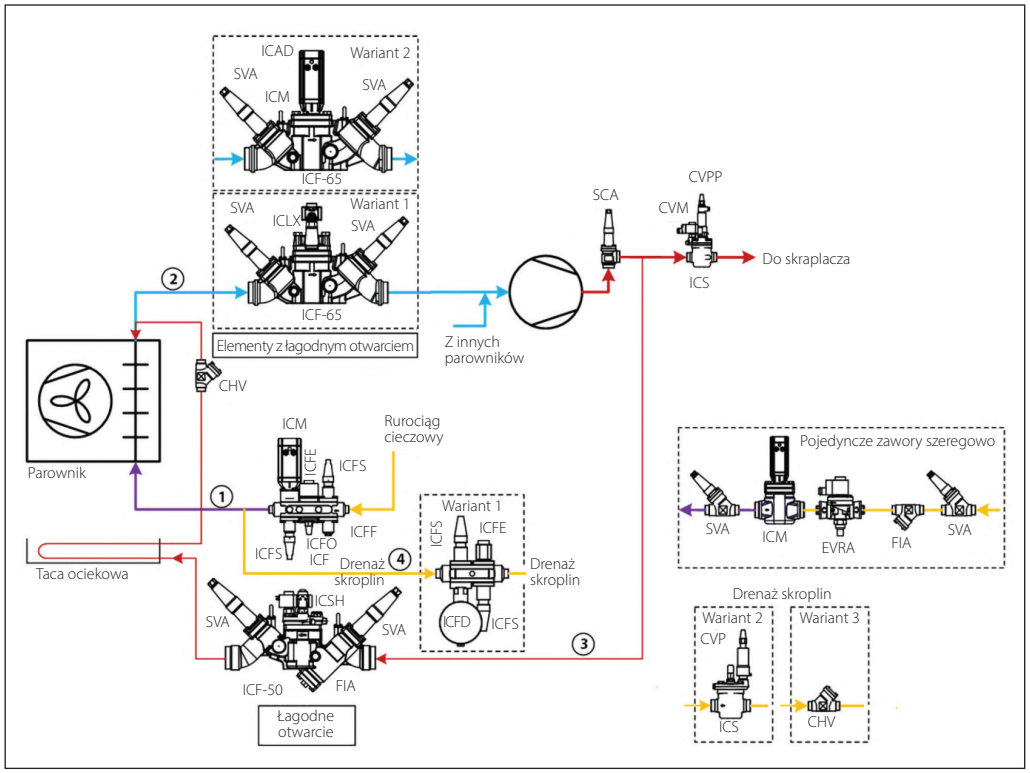
Z powodu dużej różnicy ciśnienia między parownikiem i rurociągiem ssawnym, jaka pozostaje po odszranianiu, zastosować trzeba dwustopniowy zawór elektromagnetyczny, w rodzaju ICLX marki Danfoss. Początkowo otwiera się on z wydajnością jedynie 10%, co pozwala na wyrównanie ciśnienia przed pełnym otwarciem. Otwarcie zaworu następuje wtedy łagodnie i nie grozi uderzeniem cieczy w rurociągu ssawnym.

Zamiast dwustopniowego zaworu elektromagnetycznego ICLX można tu wykorzystać zawór silnikowy ICM z silnikiem ICAD. To rozwiązanie zaleca się do układów z CO_2 dla większej dokładności regulacji.

Po całkowitym otwarciu zaworu ICLX/ICM, otwiera się zawór ICFE w rurociągu cieczowym, rozpoczynając cykl chłodzenia. Wentylatory załączają się ze zwłoką, aby doszło do zamrożenia kropel wody pozostałych na powierzchni parownika.

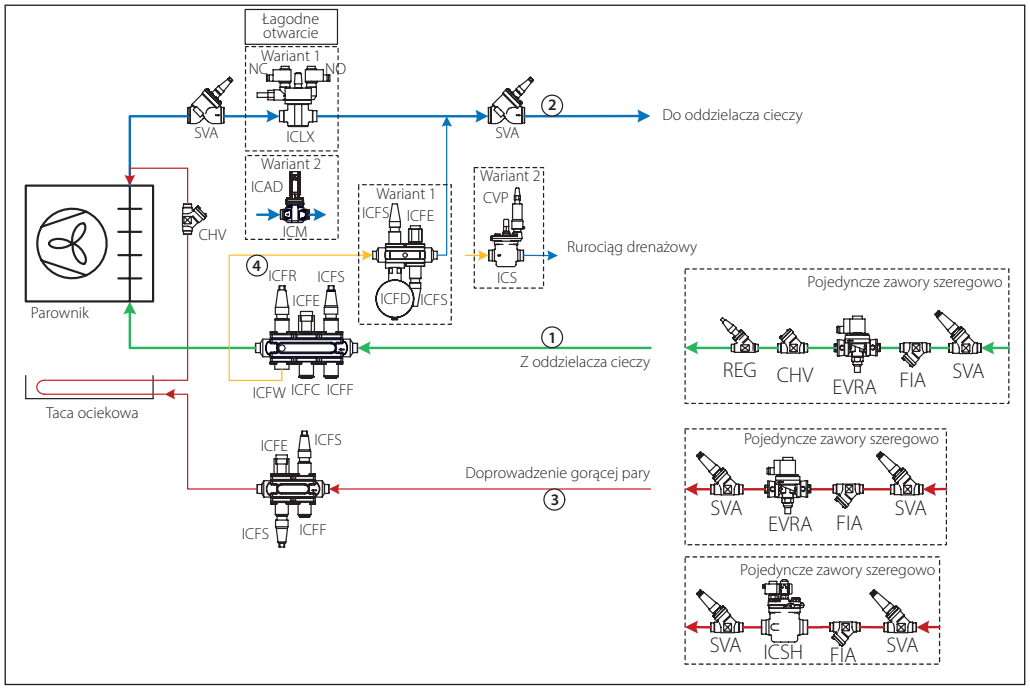
© Danfoss | 2020.10

Przykład instalacji 5.6.6: Parownik z zasilaniem ciśnieniowym i odszranianiem gorącą parą w dużej instalacji chłodniczej



5.6.8 Odszranianie gorącą parą parowników zasilanych pompowo

Przykład instalacji 5.6.7: Parownik z zasilaniem pompowym i z odszranianiem gorącą parą



Przykład instalacji 5.6.7 przedstawia typowe rozwiązania układu z parownikiem zasilanym pompowo i z odszranianiem gorącą parą. Występują tu zawory blokowe ICF, mogące w jednym korpusie pomieścić do 6 modułów funkcjonalnych. Analogiczne rozwiązanie dla dużych instalacji wyposażonych w zawory blokowe Danfoss ICF o większym rozmiarze pokazano na następnej stronie. Numeracja rurociągów w tym przykładzie odpowiada oznaczeniom na rysunku 5.6.1, gdyż pokazane tam rurociągi występują również w przykładach z tego rozdziału. Układ można też wykonać z wykorzystaniem pojedynczych elementów połączonych szeregowo, co dotyczy tylko instalacji amoniakalnych.

Cykl chłodzenia

Zawór elektromagnetyczny ICFE/EVRA w rurociągu zasilającym (1) jest otwarty. Zasilanie parownika czynnikiem chłodniczym odbywa się za pośrednictwem ręcznego zaworu regulacyjnego ICFR/REG.

Dwustopniowy zawór elektromagnetyczny ICLX w rurociągu ssawnym pozostaje w pozycji otwartej (zamiast niego można zastosować zawór silnikowy ICM), zaś zawór elektromagnetyczny ICFE/EVRA w rurociągu gorącej pary do odszraniania jest zamknięty. Do łagodnego otwierania powrotu pary mokrej w układach z CO_2 zaleca się zastosowanie zaworu silnikowego ICM.

Cykl odszraniania

Inicjacja sekwencji odszraniania skutkuje zamknięciem zaworu zasilającego ICFE. Wentylatory pracują jeszcze przez 120 do 600 sekund, zależnie od wielkości parownika, co ma za zadanie opróżnienie tego wymiennika ciepła z cieczy.

Następnie wentylatory się zatrzymują i zostaje odcięte zasilanie zaworów pilotowych zainstalowanych w głównym zaworze ICLX. Utrzymuje się on jeszcze w pozycji otwartej, gdyż na tłok serwozaworu działa wciąż ciśnienie gorącej pary z poprzedniego cyklu odszraniania. W cyklu chłodzenia dochodzi do skroplenia się tej pary w zimnym zaworze ICLX, toteż komorę tłoka serwomechanizmu wypełnia ciecz o tym ciśnieniu. Odcięcie zasilania normalnie otwartego (NO) pilota zaworu ICLX skutkuje wyrównaniem ciśnienia w komorze serwozaworu z ciśnieniem w rurociągu ssawnym, przez co powoli opróżnia się ona z cieczy, która wypływa przez ten zawór pilotowy. Wyrównanie ciśnienia w komorze tłoka z ciśnieniem w rurociągu ssawnym pozwala na zamknięcie się zaworu głównego pod siłą sprężyny.

Dokładny czas upływający od przełączenia zaworów pilotowych do całkowitego zamknięcia zaworu głównego zależy od temperatury, ciśnienia, rodzaju czynnika chłodniczego i wielkości zaworu. Dlatego nie jest możliwe jego podanie, wszakże niższe ciśnienie generalnie oznacza dłuższy czas zamykania się zaworu.

Bardzo ważne jest uwzględnienie tego czasu w sekwencji odszraniania parownika za pomocą gorącej pary.

Dalsza zwłoka 10 do 20 sekund potrzebna jest do zgromadzenia się w dolnej części parownika, ciekłego czynnika chłodniczego, pozbawionego pęcherzyków pary. Dopiero wtedy otwiera się zawór elektromagnetyczny ICFE/EVRA w rurociągu doprowadzania gorącej pary i ta dociera do parownika. Jako alternatywę względem zaworu elektromagnetycznego ICFE można tu wykorzystać dwustopniowy zawór elektromagnetyczny ICSH. Ma on tę zaletę, że otwiera się w dwóch etapach, co łagodzi tempo narastania ciśnienia w parowniku.

Podczas cyklu odszraniania stopień otwarcia zaworu pływakowego wysokiego ciśnienia ICFD zainstalowanego w rurociągu odprowadzania skroplin zależy od ilości znajdującego się w nim kondensatu. Moduł ICFD odprowadza ciecz na stronę niskiego ciśnienia (do rurociągu powrotu pary mokrej). Gazy nieskraplające się mają możliwość obejścia modułu ICFD przez kanał ze zwężką o małej średnicy. Zawór ICFD zmniejsza ilość przepuszczanej pary nawet o 90%. Zamiast niego można zastosować zawór serwotłokowy ICS z zaworem pilotowym stałego ciśnienia CVP.

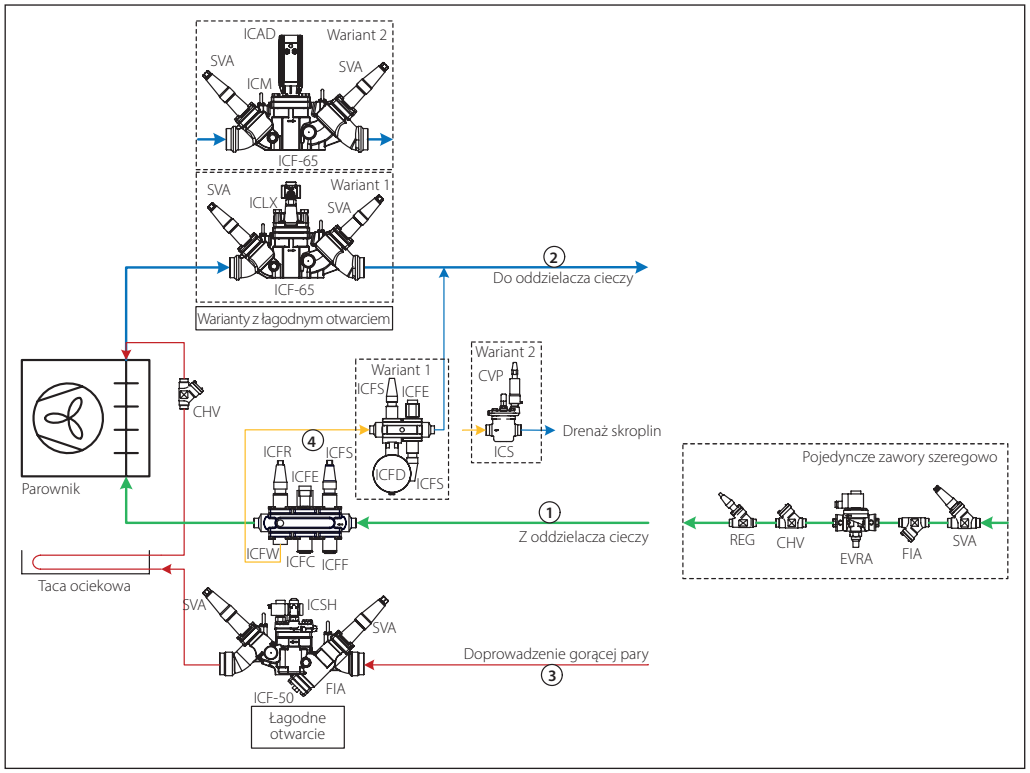
Kiedy temperatura w parowniku (mierzona czujnikiem temperatury np. typu Danfoss AKS 21) osiąga nastawioną wartość, następuje koniec odszraniania. Zawór elektromagnetyczny ICFE w rurociągu gorącej pary się zamyka, otwiera się natomiast dwukrokowy zawór elektromagnetyczny ICLX czy też zawór silnikowy ICM.

Z powodu dużej różnicy ciśnienia między parownikiem i rurociągiem ssawnym, jaka pozostaje po odszranianiu, trzeba redukować ją powoli, aby nastąpiło wyrównanie ciśnienia przed pełnym otwarciem zaworu. Otwarcie następuje wtedy łagodnie i nie grozi uderzeniem cieczy w rurociągu ssawnym.

Po całkowitym otwarciu zaworu ICLX/ICM, otwiera się zawór ICFE w rurociągu zasilającym, rozpoczynając cykl chłodzenia. Wentylatory załączają się ze zwłoką, aby doszło do zamrożenia kropel wody pozostałych na powierzchni parownika.

© Danfoss | 2020.10

Przykład instalacji 5.6.8: Parownik zasilany pompowo z odszranianiem za pomocą gorącej pary



5.6.9 Instalacja specjalna: Odszranianie zamrażarek płytowych

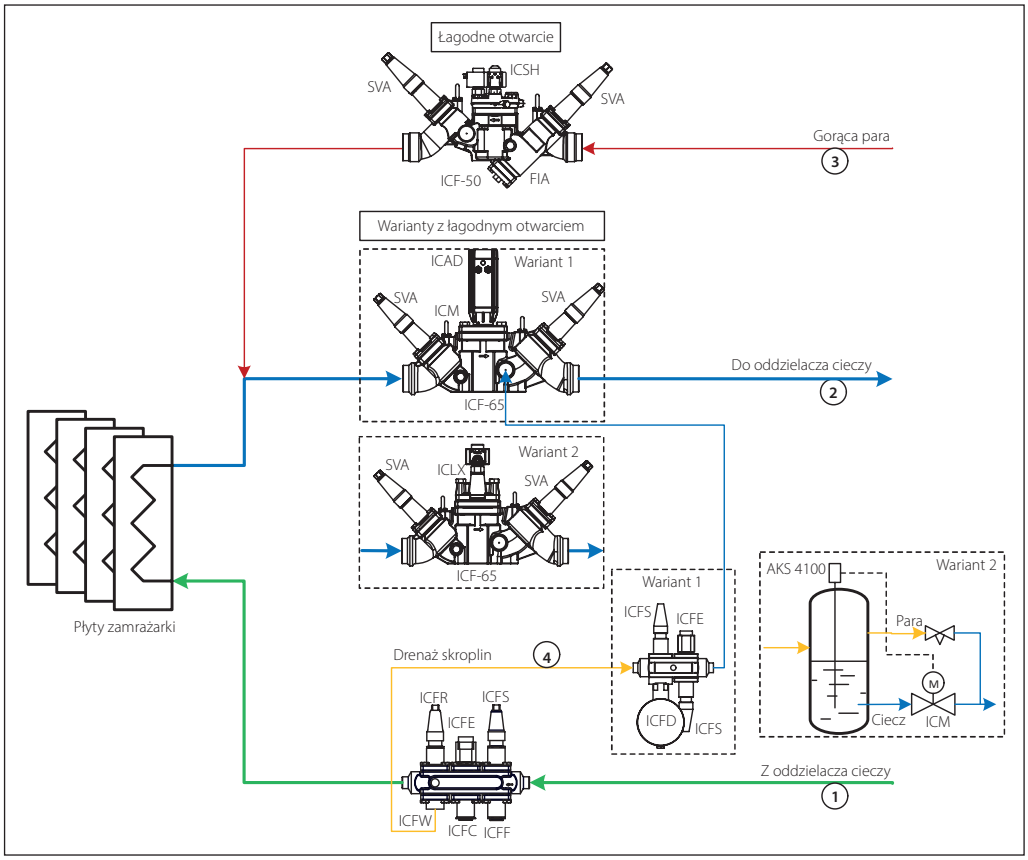
Odszranianie gorącą parą zamrażarek płytowych różni się w pewien sposób od odszraniania chłodnic powietrza. W przypadku zamrażarek płytowych chodzi przede wszystkim o usunięcie z urządzenia zamrożonego produktu, stąd odszranianie jest częścią procesu produkcyjnego. Z tego powodu operacja ta powinna przebiegać jak najszybciej. Co więcej, zamrożony produkt pozostaje w kontakcie z płytami zamrażarki, toteż szybkie i dobrze regulowane odszranianie ma kluczowe znaczenie dla jego jakości. Niewłaściwie przeprowadzone może częściowo rozmrozić produkt, pogarszając znacznie jego jakość.

Zwykle odszranianie nie powinno zająć więcej niż 3 minuty i to stanowi główną różnicę w porównaniu do operacji usuwania lodu z chłodnic powietrza, która trwa znacznie dłużej.

Podobnie, wszakże jak w przypadku chłodnic powietrza, regulacja procesu odszraniania zamrażarek płytowych może przebiegać z wykorzystaniem zaworu pływakowego albo stałociśnieniowego. Preferuje się zawory pływakowe, gdyż umożliwiają odszranianie przy możliwie najniższej temperaturze płyt, a więc sprzyjają uzyskaniu najlepszej jakości produktu. Należy jednak zauważyć, że wobec bardzo dużej wydajności odszraniania zamrażarek płytowych zawory ICFD nie zawsze mają wystarczającą wydajność. Zamiast nich można wykorzystać zawory główne ICM sterowane sygnałem z przetwornika poziomu AKS 4100, działające w tej konfiguracji analogicznie do zaworów pływakowych. Jest to jednak rozwiązanie bardziej skomplikowane i droższe. Wszakże wiele zamrażarek płytowych można obsłużyć pojedynczą kombinacją zaworu ICM z przetwornikiem poziomu AKS 4100.

Cykl odszraniania różni się nieco od sekwencji dla chłodnic powietrza. W szczególności, nie można poświęcić ani trochę czasu na usuwanie cieczy z parownika. Gorącą parę doprowadza się więc od razu (przy łagodnym otwieraniu zaworu) i wykorzystuje się jej ciśnienie do wypchnięcia cieczy z zamrażarki płytowej. Tutaj przewagę ma regulacja odszraniania za pomocą zaworu pływakowego. Faktyczne topienie lodu rozpoczyna się z chwilą opróżnienia parownika. Odszranianie kończy zwykle przekaźnik czasowy, chociaż niekiedy wykorzystuje się sygnał o wzroście temperatury płyt powyżej punktu zamarzania wody, pochodzący z przetwornika ciśnienia odszraniania.

Przykład instalacji 5.6.9: Układ odszraniania gorącą parą zamrażarki płytowej z parownikiem zasilanym pompowo

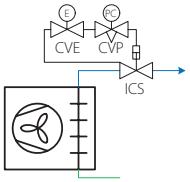
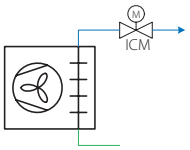
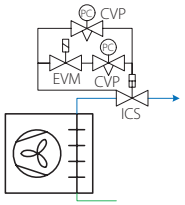
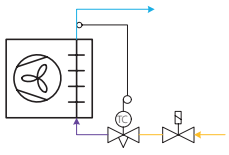
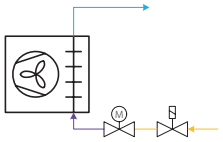
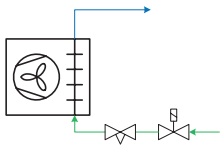
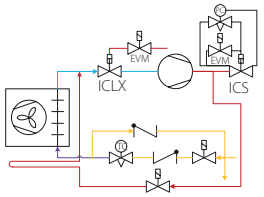
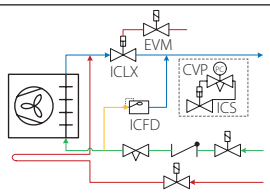


Rozwiązania pokazane w ramkach obwiedzionych przerywaną linią, to warianty zależny od wydajności chłodniczej zamrażarki płytowej oraz rodzaju czynnika chłodniczego. W rurociągu powrotnym pary mokrej (2) dla amoniaku i CO_2 zaleca się stosowanie zaworu głównego ICF-65 z zaworem silnikowym ICM (wariant 1), podczas gdy wariant z zaworem ICLX cechuje się długim czasem zamykania, który należy wziąć pod uwagę w przypadku odszraniania zamrażarek płytowych, gdyż może prowadzić do przepuszczania gorącej pary do rurociągu powrotnego pary mokrej i w rezultacie do zwiększenia energochłonności procesu odszraniania. Zawór ICF-65 z pilotem ICLX (wariant 2) może znaleźć zastosowanie, o ile czas odszraniania płyt zamrażarki nie ma kluczowego znaczenia dla jakości produktu. Zastosowanie modułu ICFD (wariant 1) w rurociągu odprowadzania skroplin (4) ograniczone jest zapotrzebowaniem na wydajność cieplną do odszraniania płyt zamrażarki oraz rodzajem czynnika chłodniczego. Moduł ICFD nadaje się tylko do instalacji amoniakalnych, a limit wydajności można sprawdzić przy pomocy oprogramowania Coolselector2.

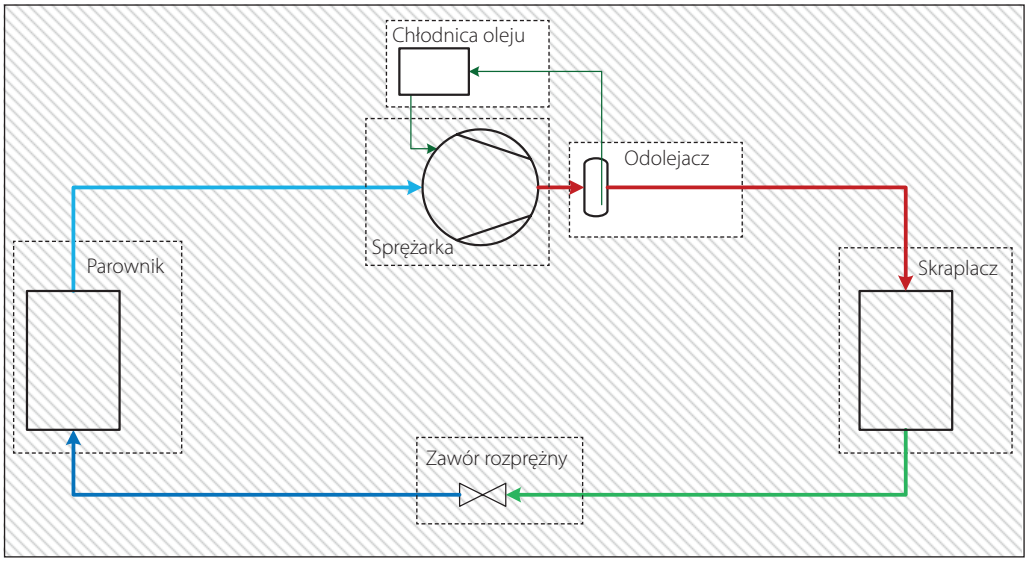
W wariancie 2 armatury w rurociągu drenażu skroplin (4) są one odprowadzane do zbiornika wyposażonego w przetwornik poziomu cieczy AKS 4100. Zawór regulacyjny pozwala na przepływ pary rurociągiem obejściowym, aby zapobiec wzrostowi ciśnienia w zbiorniku, podczas gdy zawór silnikowy ICM umożliwia spływ z niego cieczy, zgodnie z sygnałem z przetwornika poziomu. Jest to alternatywne rozwiązanie dla układów z CO_2 w sytuacji, kiedy jeszcze nie dopuszczono modułu ICFD do użytku z tym czynnikiem chłodniczym.

© Danfoss | 2020.10

5.7 Podsumowanie

Zagadnienie		Zastosowanie	Zalety	Ograniczenia
Regulacja temperatury – punkt 5.1				
Regulacja temperatury medium za pomocą zaworów ICS, CVE i CVP		Bardzo dokładna regulacja temperatury połączona z zabezpieczeniem przed nadmiernym spadkiem ciśnienia. Możliwe różne temperatury robocze.	Kombinacja CVE/ICAD dokładnie reguluje temperaturę. Zawór CVP utrzymuje ciśnienie parowania powyżej zadanego minimalnego poziomu.	Spadek ciśnienia w rurociągu ssawnym.
Regulacja temperatury medium za pomocą zaworu silnikowego ICM		Bardzo dokładna regulacja temperatury. Możliwe różne temperatury robocze.	Zawór ICM bardzo dokładnie reguluje temperaturę dostosowując stopień otwarcia.	Największy rozmiar zaworu to ICM 150.
Alternatywne temperatury parowania z użyciem zaworu ICS i pilotów CVP		Dla wszystkich sprężarek mogących pracować ze zredukowaną prędkością.	Niski prąd rozruchowy. Oszczędność energii. Mniejszy hałas. Dłuższa żywotność. Uproszczona instalacja.	Spadek ciśnienia w rurociągu ssawnym.
Zasilanie parownika – punkt 5.2				
Zasilanie ciśnieniowe z termostatycznym zaworem rozprężnym		Wszystkie układy z zasilaniem ciśnieniowym.	Prosty układ bez oddzielacza cieczy i pompy.	Niższa wydajność i efektywność niż przy zasilaniu pompowym. Ograniczone zastosowanie dla czynników palnych.
Zasilanie ciśnieniowe z elektronicznie sterowanymi zaworami ICM/ICF		Wszystkie układy z zasilaniem ciśnieniowym.	Zoptymalizowane przegrzanie, szybka reakcja, możliwość zdalnej regulacji, szeroki zakres wydajności.	Ograniczone zastosowanie dla czynników palnych.
Zasilanie pompowe z zaworem elektromagnetycznym lub zaworem AKVA z modulacją szerokości impulsu		Układy z zasilaniem pompowym.	Wysoka wydajność parownika i efektywność	Oscylacje i duże napełnienie czynnikiem. Mniejsze oscylacje w przypadku zaworu AKVA.
Odszranianie gorącą parą – punkt 5.6.3				
Odszranianie gorącą parą parownika zasilanego ciśnieniowo		Wszystkie układy z zasilaniem ciśnieniowym.	Szybkie odszranianie. Gorąca para może wyprowadzić olej zalegający w parowniku niskotemperaturowym.	Nie dla układów z mniej niż 3 parownikami.
Odszranianie gorącą parą parownika zasilanego pompowo, z modułem ICFD (alternatywna regulacja ciśnienia z zaworami w przerywanej ramce)		Wszystkie układy z zasilaniem pompowym.	Szybkie odszranianie. Gorąca para może wyprowadzić olej zalegający w parowniku niskotemperaturowym. Zawór pływakowy pracuje efektywnie i stabilnie. Mało przepuszczanej pary.	Nie dla układów z mniej niż 3 parownikami.

6. Układy olejowe



Sprężarki w przemysłowych instalacjach chłodniczych są smarowane olejem, którego przepływ do części współpracujących ciernie (łożysk, wirników, gładzi cylindrowych itp.) wymusza pompa olejowa bądź różnica wysokiego i niskiego ciśnienia w układzie. W celu zapewnienia niezawodnej i efektywnej pracy sprężarki należy regulować następujące parametry oleju:

Temperatura oleju. Należy ją utrzymywać w granicach podanych przez producenta, aby uniknąć degradacji oleju. Powinien on mieć właściwą lepkość, a temperatura tłoczenia czynnika chłodniczego nie powinna przewyższać poziomu, powyżej którego olej zaczyna się rozkładać.

Ciśnienie oleju. Różnica ciśnienia oleju względem ciśnienia w skrzyni korbowej powinna być większa od minimalnego dopuszczalnego poziomu podanego przez producenta sprężarki.

W instalacjach chłodniczych zwykle znajduje się wyposażenie pomocnicze służące do oczyszczania oleju, oddzielania go od czynnika, powrotu oleju ze strony niskiego ciśnienia, wyrównywania jego poziomu w układach z kilkoma sprężarkami tłokowymi i spuszczania oleju. Większość tych elementów dostarcza producent sprężarki.

Konfiguracja układu olejowego w przemysłowych instalacjach chłodniczych zależy od rodzaju sprężarki (śrubowa czy tłokowa) i od rodzaju czynnika (amoniak, HFC czy CO_2). W przypadku amoniaku generalnie wykorzystuje się olej z nim nierozpuszczalny, zaś czynniki fluorowe i CO_2 współpracują z rozpuszczalnymi środkami smarnymi. Ponieważ układy olejowe są bardzo ściśle konstrukcyjnie związane ze sprężarkami, niektóre z wyżej wymienionych zagadnień opisano w rozdziałach Regulacja pracy sprężarki (rozdział 2) oraz Układy zabezpieczające (rozdział 7).

6.1 Regulacja układu chłodzenia oleju

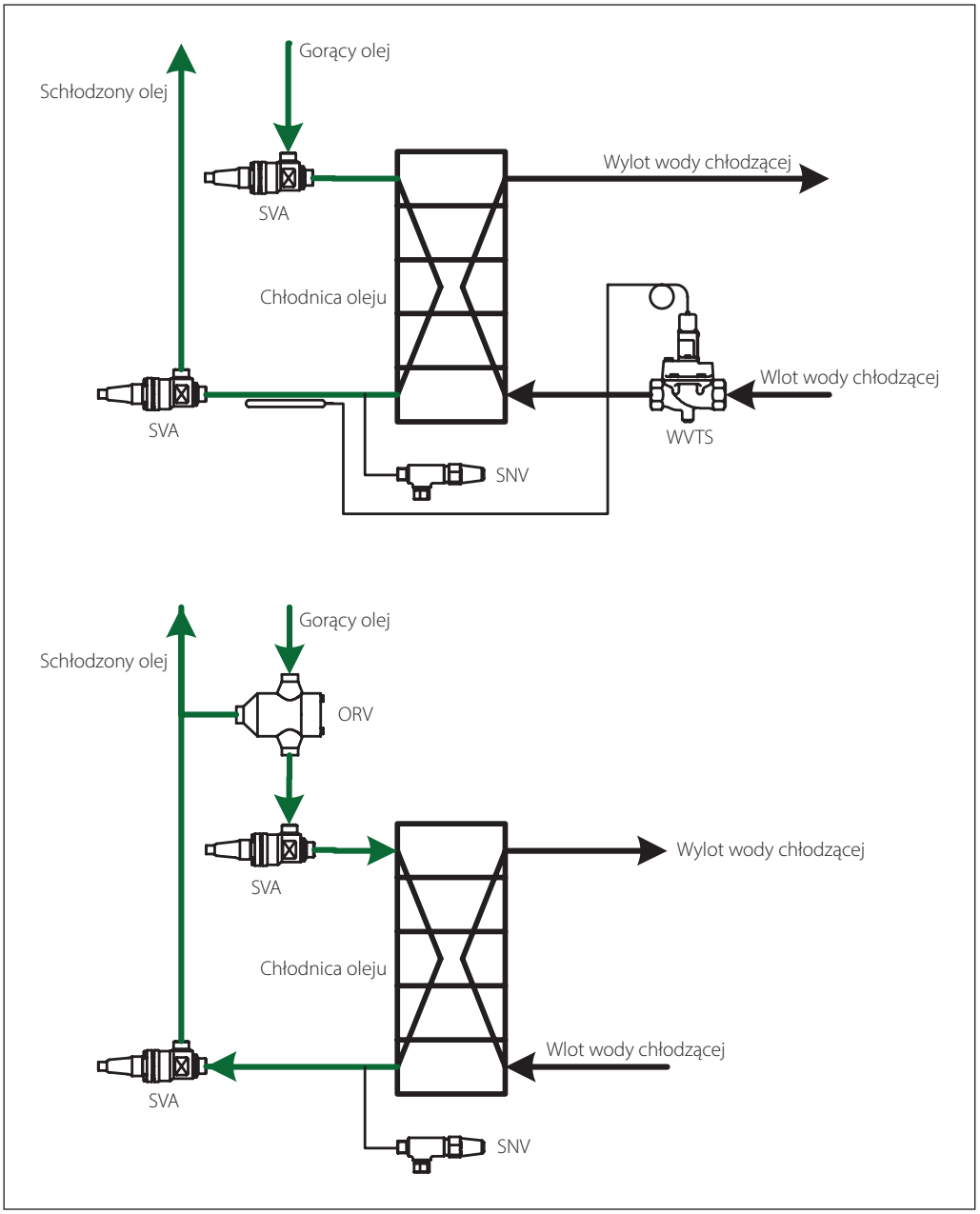
Sprężarki chłodnicze (wliczając wszystkie sprężarki śrubowe i niektóre tłokowe) generalnie wymagają chłodzenia oleju. Zbyt wysoka temperatura tłoczenia może zniszczyć olej i w konsekwencji doprowadzić do uszkodzenia sprężarki. Ważna jest też odpowiednia lepkość środka smarnego, silnie zależna od temperatury. Nie wystarczy tylko utrzymywanie temperatury poniżej wartości krytycznej, ale trzeba ją też regulować. Właściwą temperaturę oleju zwykle podaje producent sprężarki.

W chłodnictwie korzysta się z kilku różnych metod chłodzenia oleju. Najpopularniejsze z nich jest chłodzenie:

- wodą
- powietrzem
- czynnikiem chłodniczym

Olej można też chłodzić przez wtrysk ciekłego czynnika przez króciec pośredni wprost do przestrzeni roboczej sprężarki śrubowej. W przypadku sprężarek tłokowych, całkiem powszechny jest brak jakiegoś specjalnego układu chłodzenia oleju, gdyż temperatura ma tu mniej kluczowe znaczenie niż w sprężarkach śrubowych – olej chłodzi się w skrzyni korbowej sprężarki tłokowej.

Przykład instalacji 6.1.1: Chłodzenie oleju wodą lub cieczą nisko zamarzającą



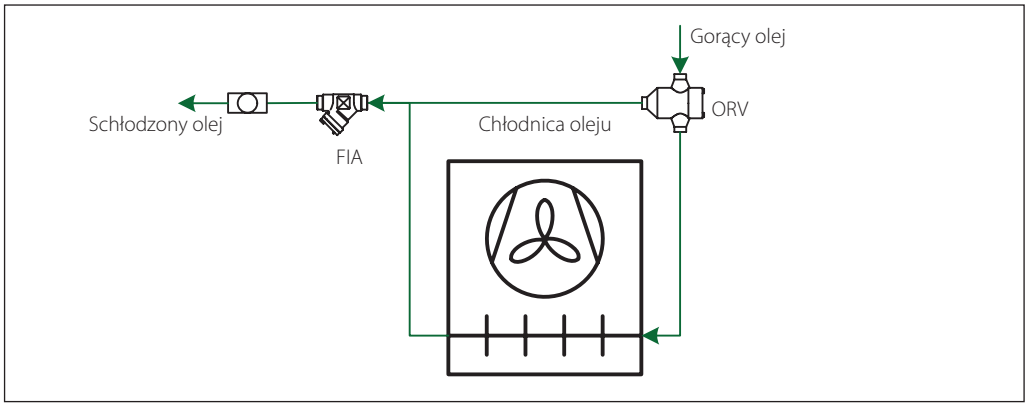
Tego rodzaju układy wykorzystuje się zwykle tam, gdzie możliwe jest tanie pozyskiwanie wody. W przeciwnym razie konieczne staje się zainstalowanie wieży chłodniczej do jej schładzania. Wodne chłodnice oleju spotyka się powszechnie w morskich instalacjach chłodniczych.

Zawór wodny typu WVTS reguluje natężenie przepływu wody w zależności od temperatury oleju.

Alternatywnym rozwiązaniem jest wyposażenie rurociągu gorącego oleju w trójdrogowy zawór regulacyjny ORV. Może on pracować zarówno jako zawór rozdzielający bądź mieszający i umożliwia obejście chłodnicy przez część strumienia gorącego oleju płynącego z odolejacza. W ten sposób regulacja temperatury oleju odbywa się bez zmiany natężenia przepływu wody chłodzącej.

W układzie trzeba zamontować zawór bezpieczeństwa SNV z zaślepką na wylocie.
Dla sprawdzenia, czy dane elementy mogą pracować z wodą morską, prosimy o kontakt z lokalnym przedstawicielem firmy Danfoss.

Przykład instalacji 6.1.2: Chłodzenie oleju powietrzem

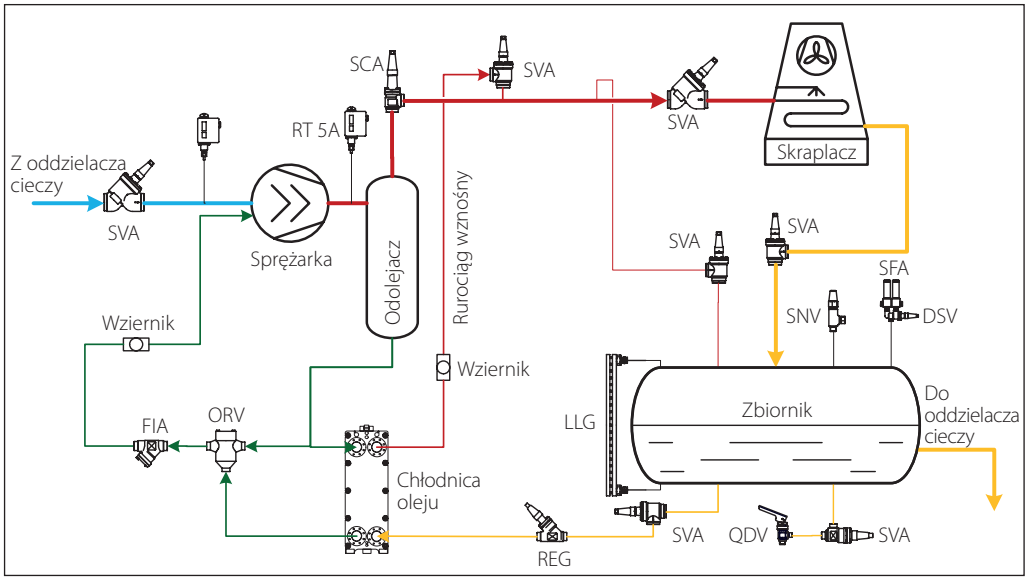


Powietrzne chłodnice oleju występują dość powszechnie w agregatach chłodniczych z półhermetycznymi sprężarkami śrubowymi. Typowa temperatura powrotu oleju zawiera się w przedziale 50-60°C – znacznie powyżej temperatury otoczenia w większości rejonów świata.

Trójdrogowy zawór ORV kieruje część strumienia gorącego oleju do obejścia chłodnicy, aby skompensować wpływ niskiej temperatury otoczenia i zapobiec zbyt niskiej temperaturze powrotu oleju.

Temperaturę oleju reguluje zatem zawór ORV. W tym przypadku rozdziela on strumień oleju z odolejacza w zależności od zmian temperatury powrotu oleju.

Przykład instalacji 6.1.3: Chłodzenie oleju czynnikiem chłodniczym



Tego rodzaju układy są bardzo wygodne, gdyż chłodzenie oleju odbywa się w obrębie samej instalacji chłodniczej. Trzeba jedynie dobrać skraplacz o wydajności zwiększonej o strumień ciepła odbierany w chłodnicy oleju. Z drugiej strony, chłodzenie oleju czynnikiem wymaga poprowadzenia dodatkowych rurociągów i niekiedy zainstalowania dodatkowego zbiornika (w przypadkach, gdzie zbiornik cieczy za skraplaczem zamontowano zbyt nisko, albo nie ma go wcale). Rurociąg cieczowy biegnący do oddzielacza cieczy wychodzi ze zbiornika na pewnej wysokości ponad dnem, aby zapewnić pierwszeństwo zasilania chłodnicy oleju, do której prowadzi rurociąg z samego dołu zbiornika.

Ciekły czynnik chłodniczy o wysokim ciśnieniu spływa grawitacyjnie ze zbiornika do chłodnicy oleju, gdzie odparowuje odbierając ciepło od środka smarnego. Ważne jest zatem poprawne zwymiarowanie powrotnego rurociągu wznośnego, z uwzględnieniem wymaganego natężenia przepływu czynnika przez chłodnicę i spadku ciśnienia w tym rurociągu. W przeciwnym przypadku czynnik chłodniczy nie będzie powracać z chłodnicy oleju i układ nie będzie prawidłowo funkcjonować. Zainstalować w nim trzeba jak najmniejszą liczbę zaworów odcinających SVA. Nie wolno stosować zaworów elektromagnetycznych o działaniu uzależnionym od ciśnienia. Zaleca

się natomiast zainstalowanie w rurociągu powrotnym wziernika przepływu.

Temperaturę oleju na wymaganym poziomie utrzymuje trójdrożny zawór regulacyjny ORV, dzięki wbudowanemu elementowi termostatycznemu. Nadmierny wzrost temperatury oleju skutkuje skierowaniem całego strumienia oleju do chłodnicy. Z kolei przy zbyt niskiej temperaturze oleju w całości omija on ten wymiennik ciepła.

6.2 Regulatory różnicy ciśnienia oleju

Podczas normalnej pracy sprężarki chłodniczej cyrkulację oleju wymusza pompa olejowa lub różnica wysokiego i niskiego ciśnienia w układzie. Newralgicznym etapem jest rozruch instalacji.

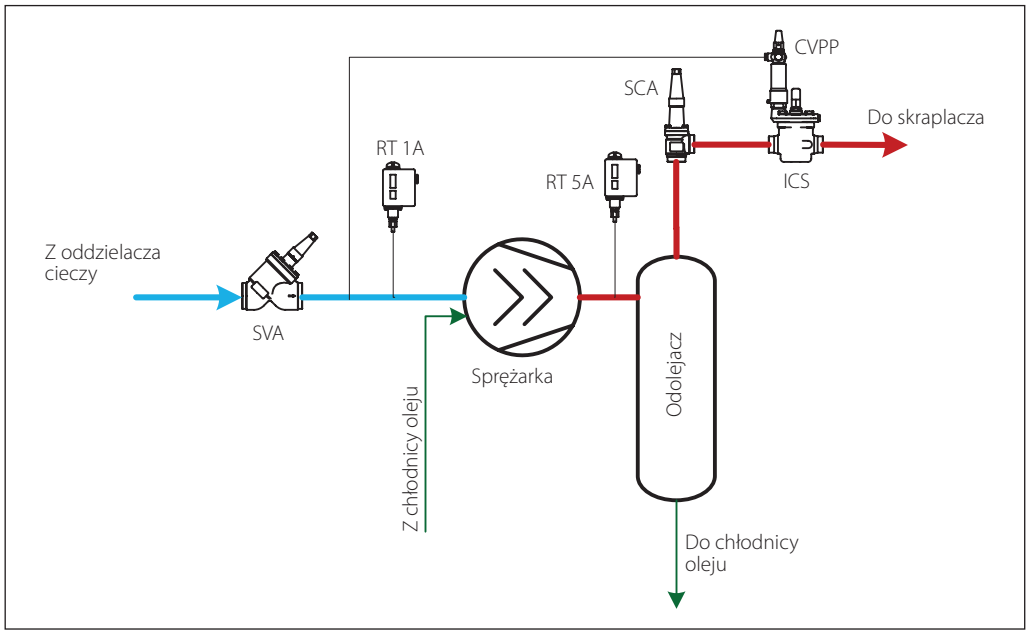
Kluczowy jest tu szybki wzrost ciśnienia oleju, gdyż w przeciwnym razie sprężarka może ulec uszkodzeniu.

Można uciec się do dwóch podstawowych metod szybkiego wytworzenia różnicy ciśnienia oleju względem ciśnienia w skrzyni korbowej sprężarki chłodniczej.

Pierwsza z nich zakłada wykorzystanie zewnętrznej pompy oleju, a druga polega na zainstalowaniu zaworu regulacyjnego w rurociągu tłocznym za odolejaczem.

W tym drugim przypadku trzeba sprawdzić, czy producent sprężarki dopuszcza jej kilkusekundową pracę bez smarowania. Zwykle taka możliwość istnieje dla sprężarek śrubowych z łożyskami kulkowymi, ale już nie dla maszyn z łożyskami ślizgowymi.

Przykład instalacji 6.2.1: Regulacja różnicy ciśnienia oleju z zaworami ICS i CVPP



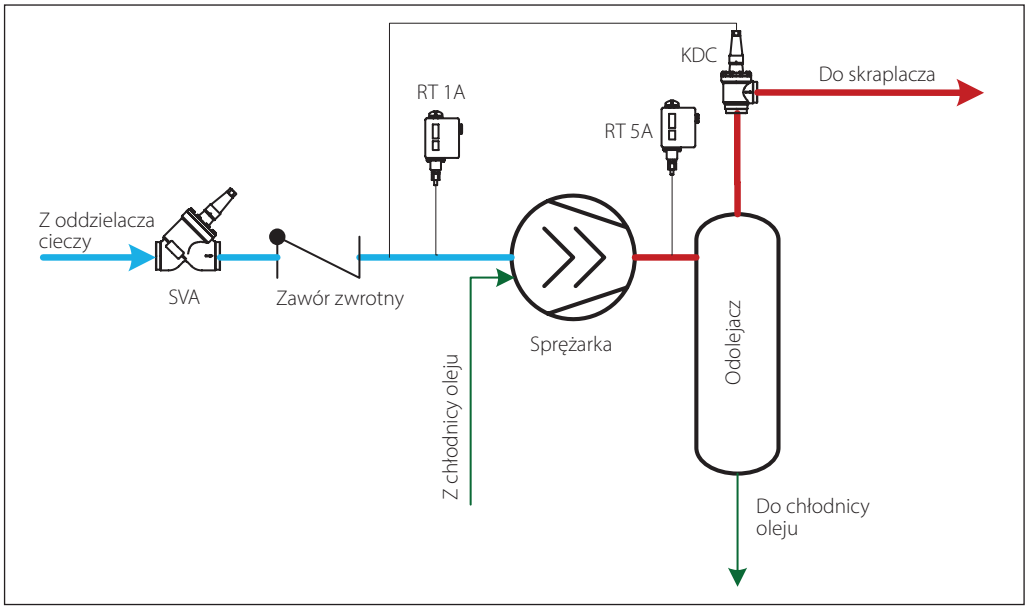
W tym układzie występuje zawór serwotłokowy ICS wyposażony w zawór pilotowy stałej różnicy ciśnień CVPP. Rurkę sygnałową zaworu pilotowego CVPP podłączono do rurociągu ssawnego. Podczas rozruchu sprężarki zawór ICS pozostaje zamknięty.

Ponieważ rurociąg między sprężarką i zaworem jest bardzo krótki, ciśnienie tłoczenia szybko w nim narasta. Po upływie bardzo krótkiego czasu zawór otwiera się całkowicie i sprężarka pracuje w normalnych warunkach.

Główną zaletą tego rozwiązania jest elastyczność polegająca na tym, że w razie potrzeby można na miejscu skorygować nastawę różnicy ciśnień, a ponadto zawór główny ICS może też pełnić inne funkcje, o ile wyposaży się go w dodatkowe zawory pilotowe.

W rejonach o bardzo niskiej temperaturze otoczenia zbyt wysoka nastawa różnicy ciśnienia na pilocie CVPP uniemożliwi osiąganie korzyści z niskiej temperatury skraplania, gdyż sprężarka będzie musiała wytworzyć odpowiednio wysokie ciśnienie tłoczenia potrzebne do otwarcia zaworu pilotowego.

Przykład instalacji 6.2.2: Regulacja różnicy ciśnienia oleju z zaworem KDC



Zasada działania tego układu jest taka sama jak w przykładzie 6.2.1. Wielofunkcyjny zawór sprężarkowy KDC otwiera się przy wzroście różnicy ciśnień w rurociągu tłocznym i ssawnym ponad nastawioną wartość, o ile jednocześnie ciśnienie w odolejaczu przewyższa ciśnienie skraplania.

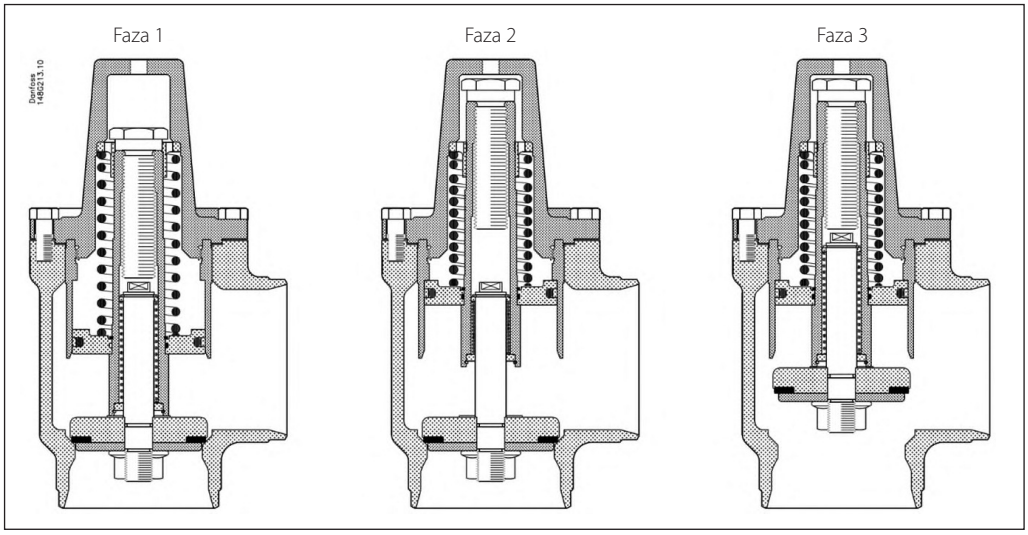
Zawór KDC ma też jednak pewne ograniczenia. Dostępne są tylko pewne fabrycznie nastawione wartości różnicy ciśnień i nie ma możliwości ich zmiany. W rurociągu ssawnym trzeba jeszcze zamontować zawór zwrotny.

Brak zaworu zwrotnego grozi bardzo dużym przepływem wstecznym z odolejacza do sprężarki. Zaworu zwrotnego nie można zamontować między sprężarką i odolejaczem, gdyż zamykanie zaworu KDC mogłoby trwać zbyt długo.

Wielofunkcyjny zawór sprężarkowy KDC posiada dwie główne funkcje, opisane poniżej. Poszczególne fazy robocze przedstawiono na rysunku poniżej:

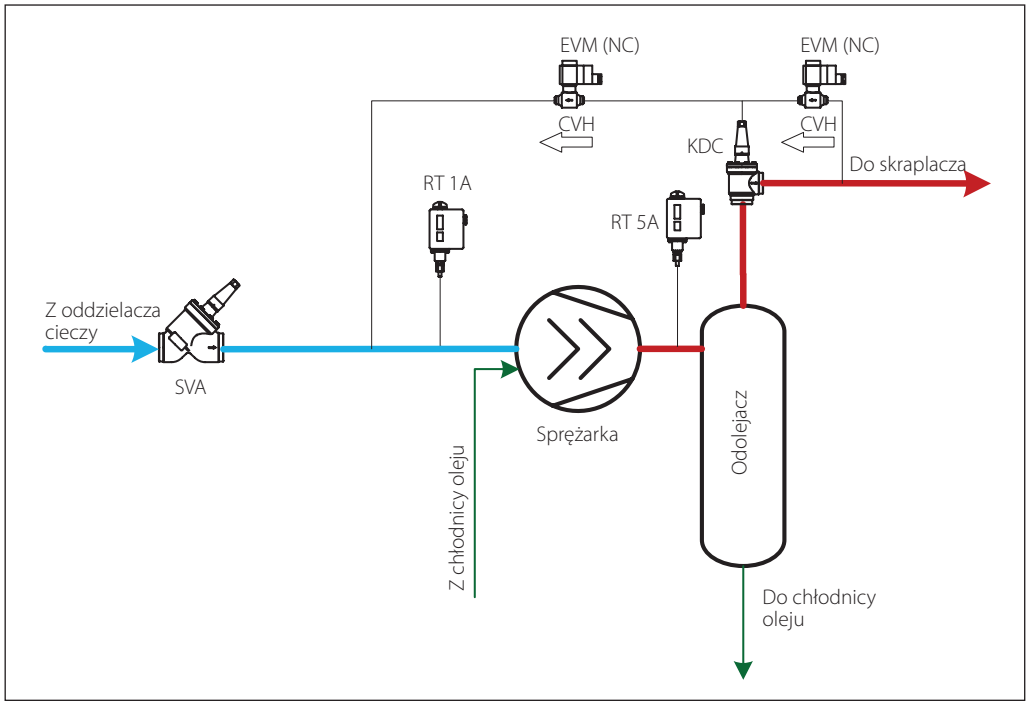
Funkcja regulacji ciśnienia: Zawór KDC jest regulatorem ciśnienia. Reguluje ciśnienie tłoczenia sprężarki tak, aby wzrost tego ciśnienia i ciśnienia oleju odbywał się szybko.

Funkcja zaworu zwrotnego: Zawór zapobiega też wstecznemu przepływowi czynnika, gdy jego grzybek początkowo znajduje się w pozycji zamkniętej (faza 1) i istnieje różnica ciśnienia za i przed zaworem. W cylindrze tłoka zaworowego panuje ciśnienie ssania. Po przejściu do fazy 2 zawór nadal pozostaje zamknięty.



© Danfoss | 2020.10

Przykład instalacji 6.2.3: Regulacja nadciśnienia oleju z zaworem KDC i pilotami EVM



W układach, gdzie nie ma możliwości zainstalowania zaworu zwrotnego w rurociągu ssawnym lub zawór zwrotny znajduje się między sprężarką i odolejaczem, wykorzystać można zawór KDC wyposażony w elektromagnetyczne zawory pilotowe EVM.

Rozwiązanie to minimalizuje spadek ciśnienia w rurociągu ssawnym, w przeciwieństwie do instalacji z przykładu 6.2.2.

Zawory pilotowe EVM są zamontowane w zewnętrznych rurociągach sygnałowych, z wykorzystaniem korpusów CVH, jak pokazano na schemacie. Pilot EVM przyłączony do strony ssawnej jest normalnie zamkniętym (NC) zaworem elektromagnetycznym, zaś ten podłączony do strony ciśnienia skraplania jest normalnie otwarty (NO). Rozruch sprężarki przebiega analogicznie, jak w poprzednim przykładzie 6.2.2.

Po zatrzymaniu sprężarki zawór NC powinien być zamknięty, a NO otwarty. Dzięki temu wyrównuje się ciśnienie nad tłokiem zaworu KDC i następuje jego zamknięcie.

Podczas montażu korpusów CVH z zaworami EVM należy zwrócić uwagę na właściwy kierunek przepływu.

6.3 Układ powrotu oleju

W przemysłowych instalacjach chłodniczych sprężarki są generalnie jedynymi podzespołami wymagającymi smarowania. Dlatego montuje się za nimi odolejacze, których zadaniem jest zapobieganie przedostawaniu się oleju dalej do układu chłodniczego.

Jednakże pewne ilości oleju pokonują odolejacz, przedostają się do instalacji chłodniczej i często gromadzą się po stronie niskiego ciśnienia w oddzielaczach cieczy i parownikach, pogarszając ich wydajność.

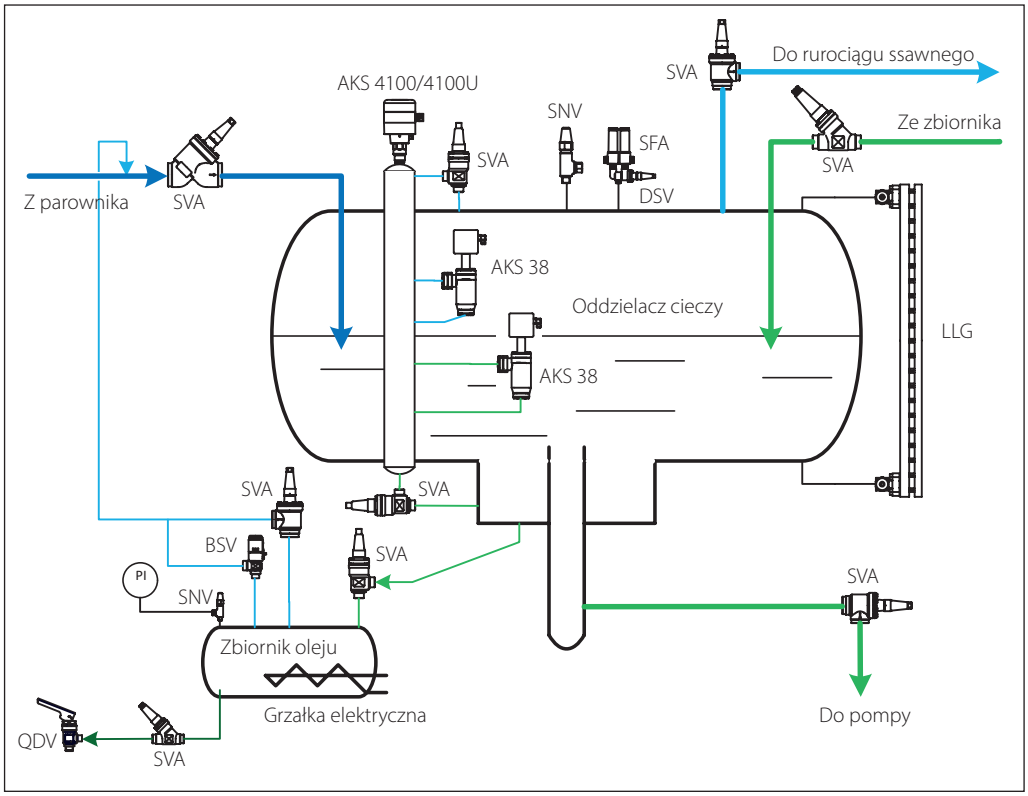
Jeśli zbyt dużo oleju wydostanie się ze sprężarki do układu, to jego poziom może w niej spaść poniżej dolnej granicy wyznaczonej przez producenta sprężarki. Układy odzyskiwania oleju spotyka się przede wszystkim w instalacjach z czynnikami chłodniczymi rozpuszczalnymi z olejem, np. HFC/HCFC.

W przypadku takich czynników spotyka się rektyfikatory oleju. Ciekły roztwór oleju i czynnika chłodniczego pobiera się z oddzielacza cieczy i ogrzewa w wymienniku ciepła ciepłą cieczą ze skraplacza. Czynnik odparowuje z roztworu, a pozostały olej można odzyskać.

Układ powrotu oleju może więc spełniać dwa zadania:

- usuwanie oleju z niskociśnieniowej strony układu,
- dostarczanie oleju z powrotem do sprężarki.

Przykład instalacji 6.3.1: Układ odzysku oleju z instalacji amoniakalnej



W instalacjach amoniakalnych stosuje się olej nierozpuszczalny z czynnikiem. Ponieważ olej jest cięższy od ciekłego amoniaku, zalega na dnie oddzielacza cieczy i nie jest w stanie powrócić do sprężarki rurociągiem ssawnym.

Dlatego olej zwykle odprowadza się z amoniakalnego oddzielacza cieczy do zbiornika oleju. Ułatwia to oddzielenie środka smarnego od amoniaku.

Najpierw należy się upewnić, że w miejscu, gdzie ma być spuszczany olej pracują wentylatory. Przed otwarciem zaworu spustowego trzeba zamknąć zawór odcinający w rurociągu między oddzielaczem cieczy a zbiornikiem oleju, a następnie włączyć grzałkę elektryczną dla podgrzania oleju. Amoniak zostanie wtedy odparowany do rurociągu powrotnego pary mokrej.

Po odparowaniu amoniaku zamknąć należy zawór SVA odcinający przepływ ze zbiornika oleju do rurociągu powrotnego pary mokrej.

Przed otwarciem zaworu spustowego należy się upewnić, że olej trafi do wiadra czy innego naczynia. Ciśnienie w zbiorniku oleju powinno przewyższać ciśnienie atmosferyczne. Teraz należy otworzyć zawór odcinający zainstalowany przed zaworem spustu oleju QDV na około jeden obrót pokrętła, a następnie powoli przycisnąć dźwignię szybko zamykającego się zaworu QDV do pozycji otwarcia. Nie blokować, w sposób stały, dźwigni otwarcia zawory QDV w pozycji otwartej. Jeśli tempo spływu oleju nie jest zadowalające, to należy dostosować stopień otwarcia zaworu odcinającego SVA przed zaworem spustowym QDV. Po usunięciu całego oleju ze zbiornika, należy zamknąć zawór odcinający przed zaworem QDV. Po jego zamknięciu należy jeszcze raz otworzyć zawór QDV na czas wystarczający do spuszczenia jakichkolwiek pozostałości cieczy uwięzionej w rurociągu.

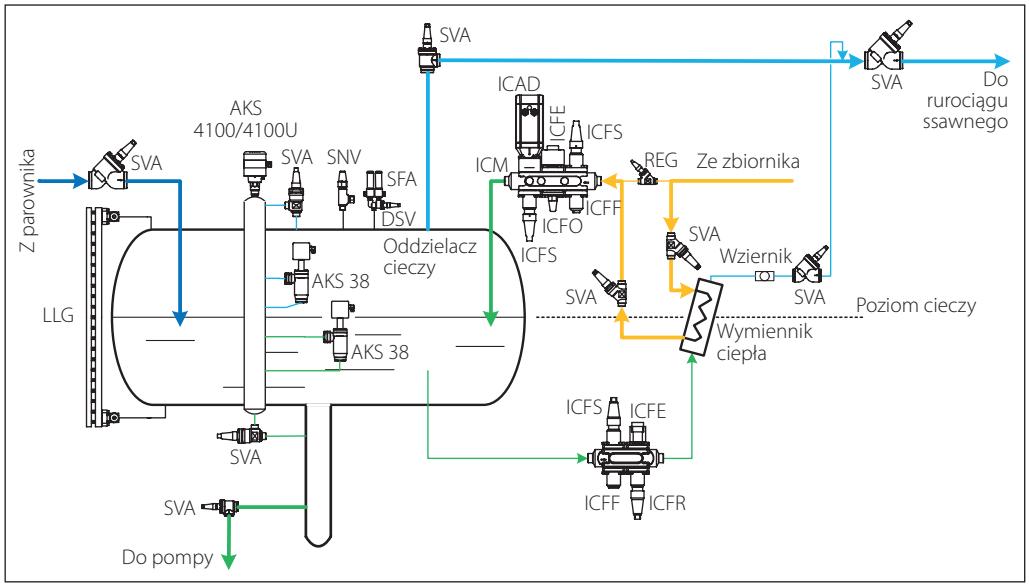
Po odzyskaniu oleju należy otworzyć zawór SVA między oddzielaczem cieczy i zbiornikiem oleju oraz zawór SVA między tym zbiornikiem i rurociągiem powrotnym pary mokrej.

Należy zmierzyć i zanotować ilość odzyskanego oleju.

Bardzo ważne jest, aby mieć świadomość, że olej wyprowadzony z niskociśnieniowej części amoniakalnej instalacji chłodniczej zazwyczaj nie nadaje się dalszej eksploatacji w sprężarce i powinien być skierowany do utylizacji.

Podczas odzyskiwania oleju należy przedsięwziąć odpowiednie środki zapobiegające wyciekowi z układu dużych ilości amoniaku, a także korzystać z wyposażenia ochronnego.

Przykład instalacji 6.3.2: Powrót oleju z instalacji z czynnikiem fluorowanym lub CO_2



Fluorowane czynniki chłodnicze oraz CO_2 najczęściej współpracują z rozpuszczalnymi środkami smarnymi. W przypadku zasilania ciśnieniowego powrót oleju do sprężarki nie stanowi problemu i odbywa się rurociągiem ssawnym, o ile został on prawidłowo zaprojektowany i wykonany (spadek w kierunku sprężarki, pułapki olejowe, wystarczająca prędkość przepływu itp.).

Natomiast w układach z zasilaniem pompowym lub grawitacyjnym – w których olej gromadzi się w niskociśnieniowym oddzielaczu cieczy – potrzebny jest rektyfikator oleju. Jest to mały wymiennik ciepła, którego zadaniem jest odparowanie części (stosunkowo bogatej w olej) cieczy czynnika chłodniczego pochodzącej z oddzielacza cieczy, tak aby pozostały olej mógł trafić do rurociągu ssawnego bądź do zewnętrznego naczynia. Ciepło potrzebne do tego procesu dostarcza zwykle ciecz płynąca do zaworu rozprężnego, co czyni rektyfikator oleju energetycznie neutralnym.

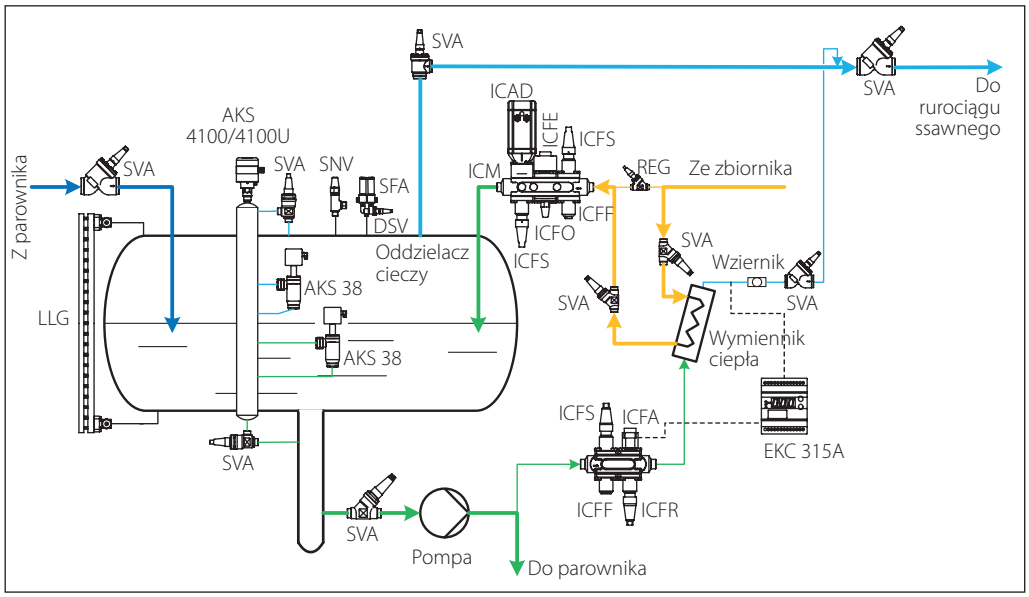
W powyższym układzie mieszanina czynnika chłodniczego z olejem spływa z oddzielacza cieczy do wymiennika ciepła grawitacyjnie.

Ten niskociśnieniowy czynnik pobiera ciepło od cieczy o wysokim ciśnieniu i odparowuje. Odparowany czynnik zmieszany z olejem trafia do rurociągu ssawnego. Z oddzielacza cieczy czynnik pobiera się z wysokości poziomu roboczego.

Zawór regulacyjny ICFR w rurociągu mieszaniny czynnikowo-olejowej jest nastawiony tak, aby we wzierniku nie pojawiały się krople ciekłego czynnika chłodniczego, co zapewnia przegrzanie wypływającego strumienia. Przegrzany czynnik będzie porywać olej i dostarczać go z powrotem do sprężarki.

W przypadku CO_2: Pamiętać trzeba, że dopuszczalne ciśnienie robocze dla wyłącznika poziomu AKS 38 wynosi 25 bar.

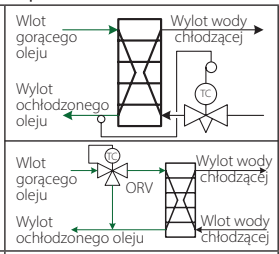
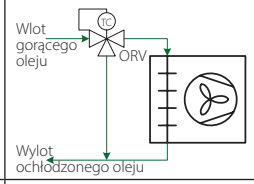
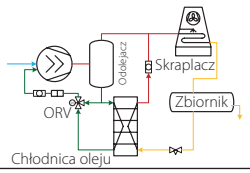
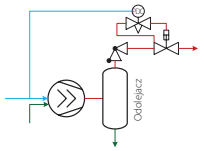
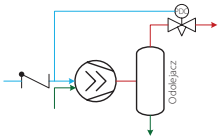
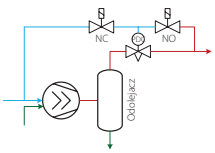
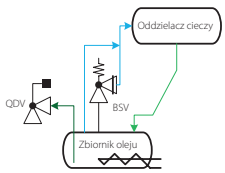
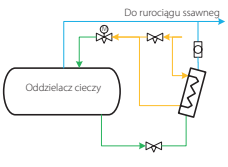
Przykład instalacji 6.3.3: Powrót oleju z instalacji z czynnikiem fluorowanym lub CO_2 z drenażem z rurociągu tłocznego pompy



Czynnik chłodniczy można też pobrać zza pompy, zasilając rektyfikator oleju ciśnieniowo. Pokazuje to przykład 6.3.3.

Wykorzystano tu zawór blokowy ICF z elektromagnetycznym zaworem rozprężnym ICFA sterowanym elektronicznie sygnałem o modulowanej szerokości impulsu. Regulator przegrzania EKC 315A zapewnia przegrzanie strumienia opuszczającego rektyfikator. W przypadku CO_2: Pamiętać trzeba, że dopuszczalne ciśnienie robocze dla wyłącznika poziomu AKS 38 wynosi 25 bar.

6.4 Podsumowanie

Zagadnienie		Zastosowanie	Zalety	Ograniczenia
Regulacja temperatury oleju – punkt 6.1				
Chłodzenie wodą z zaworem wodnym WVTS lub trójrogowym zaworem regulacyjnym ORV		Instalacje morskie, obiekty z dostępem do niedrogiej zimnej wody.	Prostota i efektywność.	Koszty mogą być wysokie, potrzebne są oddzielne rurociągi wodne.
Chłodzenie powietrzem z trójrogowym zaworem regulacyjnym ORV		„Ciężkie" instalacje komercyjne z zespołami sprężarek.	Prostota, niepotrzebne dodatkowe rurociągi ani dostęp do wody.	Możliwe duże zmiany temperatury oleju w różnych porach roku. Chłodnice powietrzne w dużych układach mogą się okazać zbyt duże.
Chłodzenie termosyfonowe z trójdrogowym zaworem regulacyjnym ORV		Wszystkie rodzaje układów chłodniczych.	Olej jest chłodzony czynnikiem chłodniczym bez straty wydajności.	Potrzebne dodatkowe rurociągi i zbiornik wysokociśnieniowej cieczy czynnika.
Regulacja nadciśnienia oleju – punkt 6.2				
Regulacja różnicy ciśnienia z zaworem ICS		Sprężarki śrubowe (potrzebne potwierdzenie ze strony producenta sprężarki)	Elastyczność, możliwa zmiana nastawy.	Wymagana instalacja zaworu zwrotnego
Regulacja za pomocą wielofunkcyjnego zaworu sprężarkowego KDC			Brak zaworu zwrotnego na tłoczeniu, mniejszy spadek ciśnienia niż w przypadku zaworu ICS.	Konieczny zawór zwrotny na ssaniu. Brak możliwości zmiany nastawy.
Regulacja za pomocą zaworu KDC z pilotami elektromagnetycznymi			Jak powyżej, ale bez konieczności montażu zaworu zwrotnego na ssaniu.	Wymagane dodatkowe rurociągi. Brak możliwości zmiany nastawy.
Odzysk oleju – punkt 6.3				
Układ do instalacji amoniakalnej, z szybko zamykającym się zaworem spustowym QDV		Wszystkie instalacje amoniakalne.	Prostota, jednak przy konieczności ostrożnej obsługi.	Wymagana obsługa ręczna.
Układ dla instalacji freonowej i na CO_2, z wymiennikiem ciepła – rektyfikatorem oleju		Niskotemperaturowe układy, czynnik fluorowany. Zasilanie rektyfikatora ciśnieniowe albo grawitacyjne.	Nie wymaga ręcznej obsługi. Przegrzanie za rektyfikatorem przy zasilaniu ciśnieniowym może regulować sterownik EKC 315A.	Skomplikowane nastawianie przy grawitacyjnym zasilaniu rektyfikatora.

© Danfoss | 2020.10

7. Układy zabezpieczające

Wszystkie przemysłowe instalacje chłodnicze na etapie projektowania wyposaża się w różne zabezpieczenia mające chronić je przed niebezpiecznymi warunkami pracy, jak choćby przed zbyt wysokim ciśnieniem. Wszelkim przewidywalnym nadmiernym wzrostom ciśnienia wewnątrz układu trzeba zapobiegać albo przeciwdziałać przy jak najmniejszym zagrożeniu dla ludzi, majątku i środowiska.

Zabezpieczenia podlegają ścisłym wymogom ze strony różnych władz i dlatego zawsze trzeba sprawdzić ich zgodność z lokalnymi przepisami w danym kraju. Przykłady zaprezentowane w tym rozdziale generalnie odpowiadają zapisom normy EN 13136, chociaż niektóre z nich należy postrzegać jako „najlepszą praktykę".

Nadciśnieniowe urządzenia zabezpieczające, np. odciążające zawory bezpieczeństwa – to elementy, których zadaniem jest uniemożliwienie przekroczenia dopuszczalnej wartości ciśnienia przez automatyczne odprowadzenie nadmiaru czynnika, a następnie powrót do pozycji zamkniętej po spadku ciśnienia do dozwolonego poziomu.

Ograniczniki temperatury są urządzeniami uruchamianymi przez wzrost temperatury i mają nie dopuścić do wystąpienia niebezpiecznej wartości temperatury przez wyłączenie części lub całości układu w razie uszkodzenia bądź niesprawności.

Ograniczniki ciśnienia, to urządzenia chroniące przed nadmiernym wzrostem lub spadkiem ciśnienia, z automatycznym resetem.

Ciśnieniowe wyłączniki bezpieczeństwa są ogranicznikami ciśnienia z resetem ręcznym.

Wyłączniki różnicy ciśnienia mają zapewnić minimalną różnicę ciśnienia potrzebną do bezpiecznej pracy pompy lub sprężarki. Zbyt niski przyrost ciśnienia w pompie może być skutkiem kawitacji, przy której pompę trzeba zatrzymać. Z kolei niewystarczające nadciśnienie oleju w sprężarce może prowadzić do niedostatecznego smarowania i oznacza konieczność jej wyłączenia.

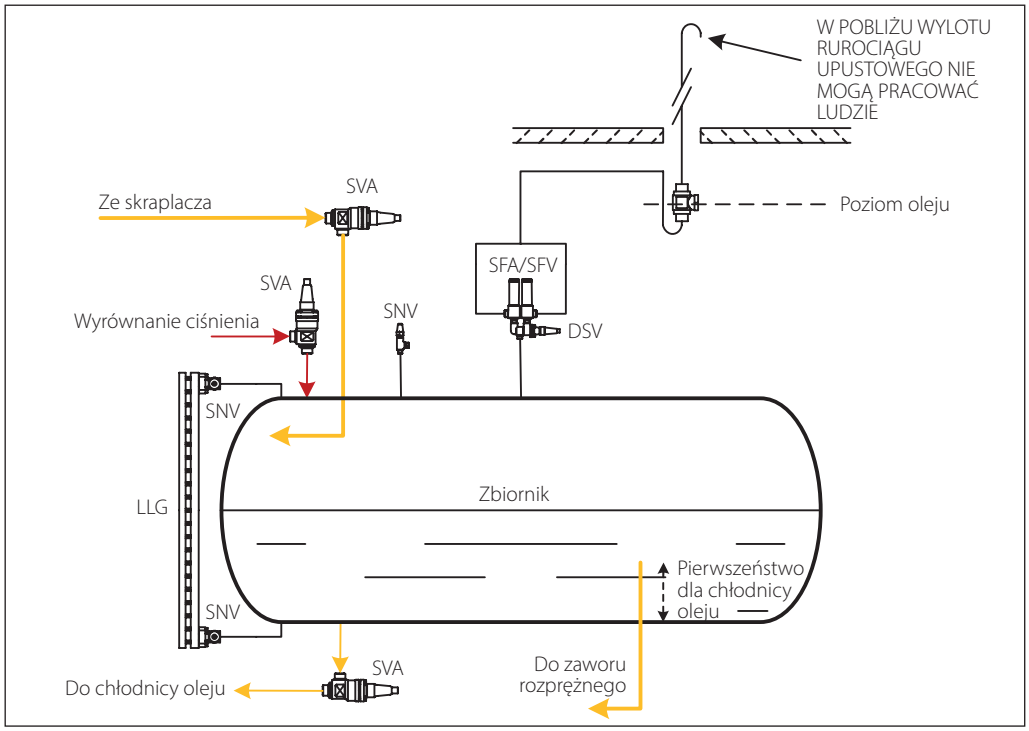
Wyłączniki poziomu cieczy są urządzeniami uruchamianymi przez zmianę wysokości lustra cieczy i mają nie dopuścić do przekroczenia niebezpiecznych poziomów ciekłego czynnika.

Wykrywacze czynnika chłodniczego to urządzenia reagujące na przekroczenie nastawionej progowej koncentracji czynnika w otaczającym powietrzu. Danfoss produkuje wykrywacze czynników chłodniczych typu GD, a więcej informacji o nich zawiera poradnik ich stosowania.

7.1 Zwory bezpieczeństwa

Odciążające zawory bezpieczeństwa stosuje się, aby nie dopuścić do wzrostu ciśnienia w układzie powyżej maksymalnego ciśnienia dopuszczalnego dla któregokolwiek elementu oraz dla układu jako całości. W przypadku wystąpienia nadmiernego ciśnienia zawór bezpieczeństwa upuszcza czynnik chłodniczy z instalacji.

Przykład instalacji 7.1.1: Zawory bezpieczeństwa SFA + DSV



Podstawowymi parametrami zaworów bezpieczeństwa są ciśnienie otwarcia oraz ciśnienie zamknięcia. W normalnym przypadku ciśnienie w instalacji po zadziałaniu zaworu nie powinno przekraczać nastawionej wartości o więcej niż 10%. Ponadto, jeśli zawór bezpieczeństwa nie powróci poprawnie do pozycji zamkniętej, bądź zamknie się przy zbyt niskim ciśnieniu, to może nastąpić znaczna utrata czynnika chłodniczego.

Zawory bezpieczeństwa należy zainstalować na wszystkich naczyniach ciśnieniowych w układzie oraz na sprężarkach.

Generalnie stosuje się odciążające zawory bezpieczeństwa o działaniu zależnym od przeciwciśnienia (SFA). Należy je zainstalować za pośrednictwem zaworu przełączającego DSV, aby możliwe było serwisowanie jednego z nich, podczas gdy drugi zawór ciągle pełni swoją rolę. Ponieważ w danej chwili układ jest chroniony tylko przez jeden z dwóch zaworów bezpieczeństwa, każdy z nich musi być dobrany na pełną wydajność upustu.

Zawory bezpieczeństwa trzeba instalować blisko chronionych elementów układu. Dla kontroli zadziałania zaworu można za nim wykonać syfon z wziernikiem napełniony olejem. Brak oleju zaświadczy, że nastąpił wyrzut czynnika do atmosfery.

W przypadku naczyń ciśnieniowych zawory bezpieczeństwa należy wymiarować według powierzchni zewnętrznej, np. zgodnie z normą EN 13136, ISO 5149 bądź ANSI IIAR2 (zależnie od regionu). Dla sprężarek zawory bezpieczeństwa trzeba dobierać w zależności od natężenia przepływu, znów według zapisów normy np. EN 13136, ISO 625, ANSI IIAR2 czy innych lokalnych wymogów.

Oprogramowanie Coolselector2 pozwala dobierać zawory i rurociągi zgodnie z normami EN 13136 i ISO 5149.

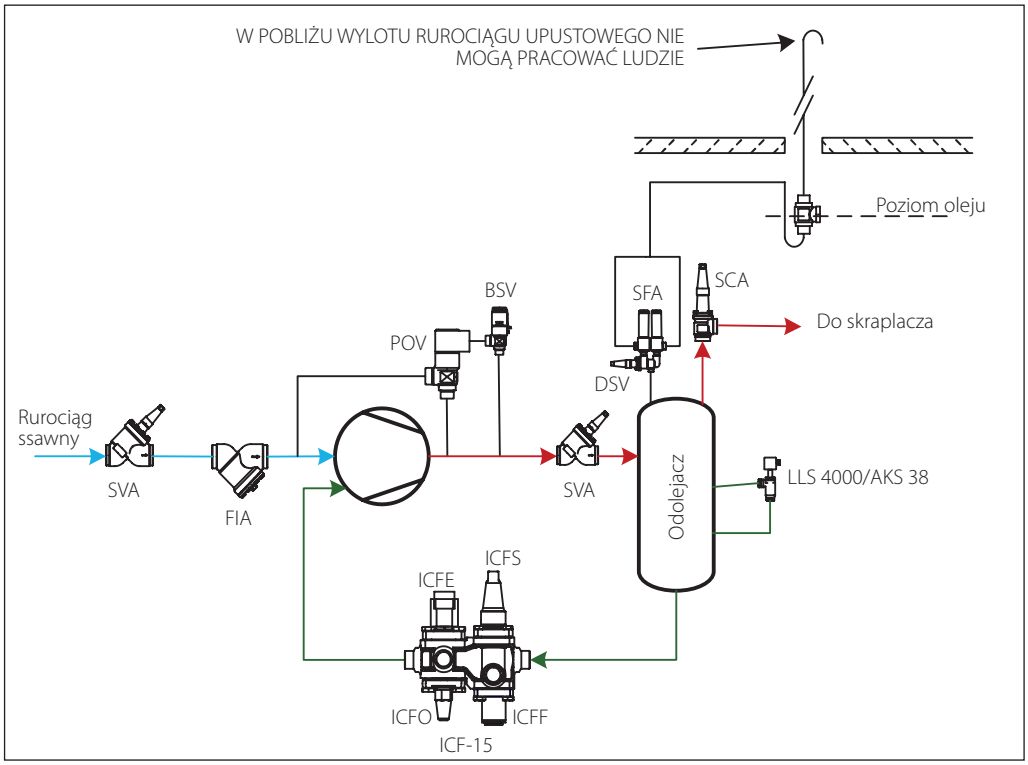
W ogólności nastawa zaworu bezpieczeństwa musi być równa najniższemu z ciśnień dopuszczalnych dla poszczególnych elementów chronionej sekcji.

Uwaga: W niektórych krajach nie zezwala się na wykonywanie syfonów w rurociągach upustowych.

Wylotowy rurociąg upustowy z zaworu bezpieczeństwa należy poprowadzić tak, aby w razie wyrzutu czynnika nie spowodował on zagrożenia dla ludzi.

Dla odpowiedniego działania zaworu bezpieczeństwa ma znaczenie spadek ciśnienia w rurociągu przyłączeniowym. Wytyczne w kwestii projektowania tych odcinków należy odszukać w odpowiednich normach.

Przykład instalacji 7.1.2: Wewnętrzne zawory bezpieczeństwa – BSV i POV



Do upuszczania czynnika chłodniczego ze strony wysokiego ciśnienia na stronę niskociśnieniową można wykorzystać jedynie zawory upustowe o działaniu niezależnym od przeciwciśnienia (BSV / POV).

BSV może pełnić rolę zaworu odciążającego bezpośredniego działania o małej wydajności, albo pilota dla zaworu głównego POV. Jeśli ciśnienie tłoczenia przekroczy nastawioną wartość, pilot

© Danfoss | 2020.10

BSV otworzy zawór POV w celu upuszczenia wysokociśnieniowej pary na stronę niskiego ciśnienia.

Zawory BSV i POV trzeba dobrać według objętościowego natężenia przepływu czynnika na tłoczeniu sprężarki w warunkach upustu.

Odciążające zawory bezpieczeństwa o działaniu niezależnym od przeciwciśnienia stosuje się bez pośrednictwa zaworów przełączających. Gdy zaistnieje konieczność wymiany bądź zmiany nastawy zaworu, trzeba wyłączyć sprężarkę.

W wielu przypadkach odolejacz traktuje się jako zbiornik i należy go wyposażyć w odpowiednie zabezpieczenie. Również tam, gdzie odolejacz można odciąć zaworami od skraplacza i zaworów chroniących sprężarkę, trzeba wyposażyć go w odrębny zawór bezpieczeństwa.

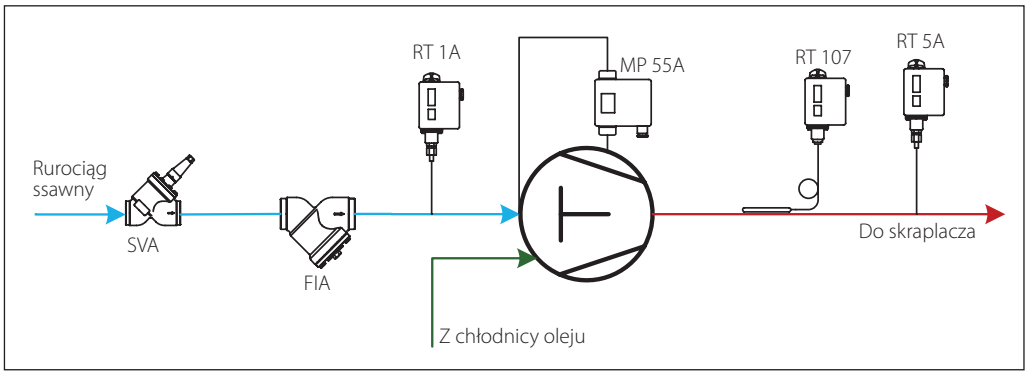
W tym celu można wykorzystać typowe odciążające zawory bezpieczeństwa SFA osadzone w zaworze przełączającym DSV.

W przypadku naczyń ciśnieniowych zawory bezpieczeństwa należy wymiarować według powierzchni zewnętrznej, np. zgodnie z normą EN 13136, ISO 5149 bądź ANSI IIAR2 (zależnie od regionu).

Do sygnalizacji przepełnienia odolejacza lub zbyt niskiego poziomu oleju można wykorzystać wyłączniki poziomu typu LLS.

7.2 Ograniczniki ciśnienia i temperatury

Przykład instalacji 7.2.1: Presostaty i termostaty sprężarkowe



Do ochrony sprężarki przed nadmiernym ciśnieniem i temperaturą tłoczenia bądź zbyt niskim ciśnieniem ssania wykorzystuje się wyłączniki typu KP/RT. RT1A to presostat minimalny, RT 5A to presostat maksymalny, zaś RT 107 jest termostatem.

Elementy te zabezpieczają sprężarkę przed pracą poza dopuszczalnym zakresem parametrów roboczych i jako takie NIE zastępują zaworów bezpieczeństwa.

Ciśnienie nastawione na presostacie maksymalnym powinno być niższe od nastawy zaworów bezpieczeństwa zainstalowanych po stronie wysokociśnieniowej. Nastawę presostatu minimalnego podaje producent sprężarki.

W przypadku sprężarek tłokowych stosuje się presostaty różnicowe MP 54/55, których zadaniem jest zatrzymanie sprężarki w przypadku nadmiernego spadku ciśnienia oleju, który mógłby grozić niedostatecznym jej smarowaniem.

Presostat różnicowy wyłączy sprężarkę, jeśli przez określony czas rozruchu (0-120 s) nie wytworzy się nadciśnienie oleju wystarczające do prawidłowego smarowania.

Przedstawione wyłączniki często są już obecne w wyposażeniu sprężarek, jeśli jednak nie, to należy je zainstalować, jak tu pokazano.

7.3 Wyłączniki poziomu cieczy

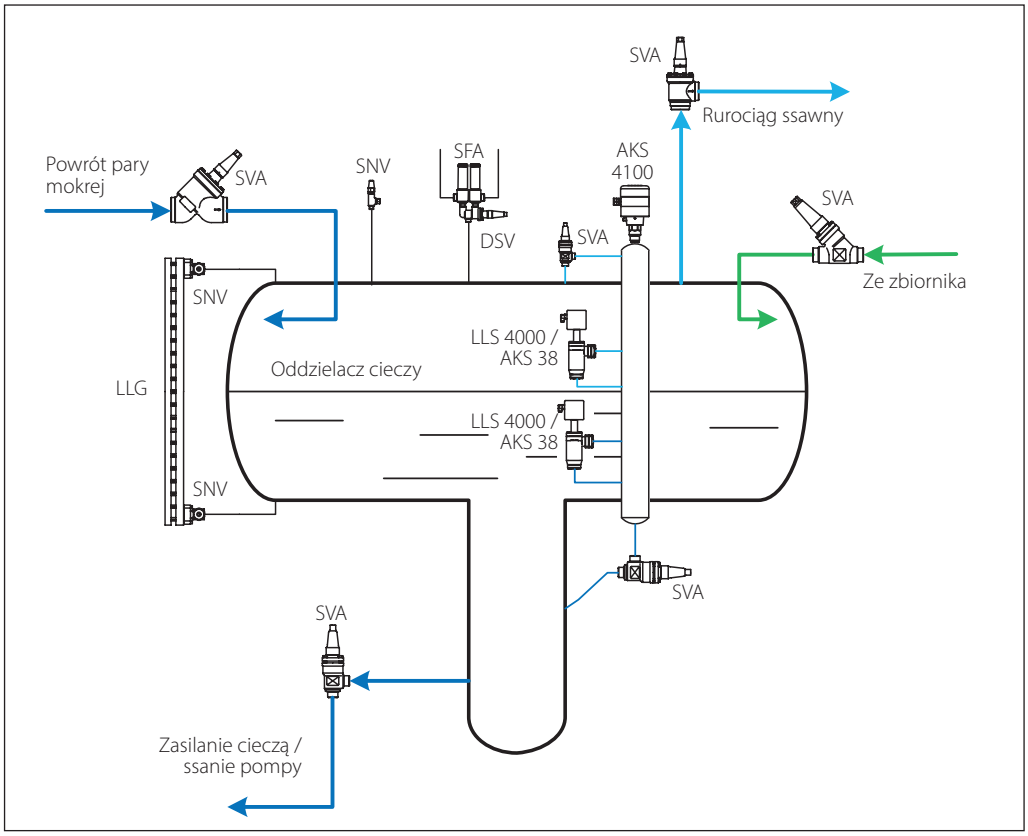
Zbiorniki po stronie wysokiego i niskiego ciśnienia wyposaża się w różne wyłączniki poziomu cieczy.

Zbiorniki wysokociśnieniowe potrzebują jedynie wyłączników niskiego poziomu (LLS 4000 / AKS 38), aby była zapewniona minimalna ilość cieczy do zasilania zaworów rozprężnych.

Można też zainstalować poziomowskaz (LLG) do wzrokowej kontroli poziomu cieczy. Przy niskiej temperaturze poziomowskaz może zarastać lodem i wtedy zaleca się montaż nakładki ze szkła akrylowego umożliwiającej wzrokowy odczyt poziomu cieczy pomimo oblodzenia.

Zbiorniki po stronie niskiego ciśnienia zwykle wyposaża się w wyłączniki zarówno niskiego jak i wysokiego poziomu cieczy. Wyłącznik niskiego poziomu zapewnia odpowiednio wysoki słup cieczy zapobiegający kawitacji pompy.

Przykład instalacji 7.3.1: Wyłączniki niskiego i wysokiego poziomu w oddzielaczu cieczy



Z kolei wyłącznik wysokiego poziomu chroni sprężarkę przed zassaniem kropel cieczy (zapewnia efektywne oddzielanie cieczy od pary).

W przypadku zbiorników ciśnieniowych zawory bezpieczeństwa należy dobierać według powierzchni zewnętrznej, np. zgodnie z normą EN 13136, ISO 5149 bądź ANSI IIAR2 (zależnie od regionu).

Należy zauważyć, że dolne przyłącze kolektora, na którym zamontowano LLS 4000 / AKS 38 / AKS 4100 powinno posiadać spadek w stronę zbiornika. Zapobiega to zaleganiu w nim oleju który w efekcie fałszuje odczyt i powoduje niewłaściwą pracę wyłączników czy przetwornika poziomu.

7.4 Wykrywanie czynnika chłodniczego

Wyposażenie do wykrywania czynnika chłodniczego ma zazwyczaj postać zainstalowanego na stałe układu, z pewną liczbą czujników umieszczonych w rejonach, gdzie w razie wycieku z instalacji chłodniczej może gromadzić się czynnik.
Położenie tych stref zależy od rozkładu maszynowni i przyległych pomieszczeń, od konfiguracji układu chłodniczego i od rodzaju czynnika.

- Jakie czynniki mają być wykrywane i w jakim stężeniu?
- Jaki rodzaj czujnika jest najbardziej odpowiedni?

7.4.1 Rodzaje czujników

Kierując się rodzajem czynnika chłodniczego i wymaganym progiem wykrywalności firma Danfoss dobrała czujniki, odpowiednie do poszczególnych substancji.

- Jak wiele potrzeba czujników?
- Gdzie i jak należy zainstalować i skalibrować czujniki?
- Jakie progi alarmowe są właściwe? Ile ich ma być? Jakie skutki ma wywołać sygnału alarmu?

Firma Danfoss oferuje szeroki asortyment wyposażenia do wykrywania czynników. Szczegółowe informacje można znaleźć w dokumentacji wyrobów serii GD

Jaki czujnik jest właściwy dla danego czynnika chłodniczego?

	Półprzewodnikowe	Elektrochemiczne	Katalityczne (pellistory)	Na podczerwień
Amoniak w „niskich" stężeniach (<100 ppm)	–	✓	–	–
Amoniak w „średnich" stężeniach (<1000 ppm)[1]	(✓)	✓	–	–
Amoniak w „wysokich" stężeniach (<10000 ppm)	✓	(✓)[1]	(✓)	–
Amoniak w „bardzo wysokich" stężeniach (>10000 ppm)	–	–	✓	–
Dwutlenek węgla CO_2	–	–	–	✓
Węglowodory HC	–	–	✓	–
Fluorowane HCFC i HFC	✓	–	–	–

1) Zakres pomiarowy 0-1000 ppm.

2) Do 5000 ppm. Do specjalnych zastosowań.

✓ **Najlepsze rozwiązanie** (✓) **Odpowiednie, ale w mniejszym stopniu** – **Nieodpowiednie**

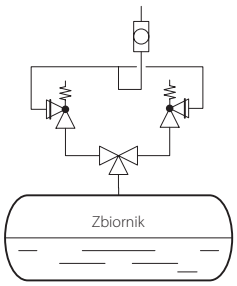
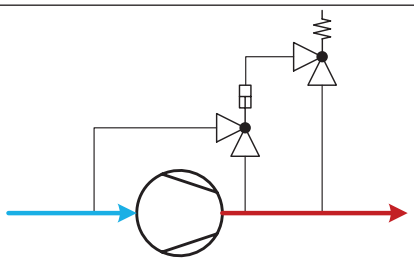
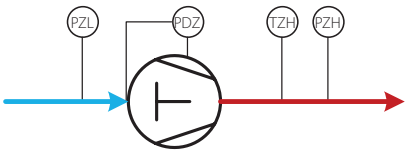
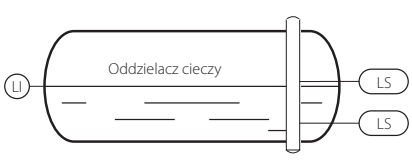
7.4.2 Reakcje na wykrycie czynnika

Działania, jakie muszą być podjęte w następstwie wykrycia wycieku czynnika chłodniczego zależą od obowiązującej normy. Przepisy krajowe, szczególnie w zakresie „dopuszczalnych wartości narażenia zawodowego" różnią się w poszczególnych państwach.

Reakcje dla amoniaku – R717	EN 378:2016	ISO 5149:2014	ASHRAE 34-2016	IIAR 2-2014
Do 50 kg czynnika	**Przy maks. 157 ppm: Załączenie alarmu Powiadomienie upoważnionej osoby Sygnał dźwiękowy o głośności 15 dBA powyżej poziomu tła Migający sygnał świetlny Alarm w maszynowni Alarm również poza maszynownią na stanowisku nadzoru Załączenie wentylacji awaryjnej w maszynowni**		**Przy maks. 1000 ppm: Alarm dźwiękowy i wizualny w maszynowni oraz przy każdym wejściu Załączenie wentylacji awaryjnej Zatrzymanie procesu spalania w urządzeniach pobierających powietrze z maszynowni (chyba że napędzają sprężarki)**	**Maszynownie przy maks. 25 ppm: Alarm dźwiękowy i wizualny w maszynowni oraz przy każdym wejściu Przesłanie sygnału alarmowego do stanowisk nadzoru Zatrzymanie układów wentylacji nie awaryjnej (chyba że może pracować z R717) Maszynownie przy maks. 150 ppm dodatkowo: Załączenie wentylacji awaryjnej Maszynownie przy maks. 40000 ppm dodatkowo: Odcięcie zasilania sprężarek, pomp czynnika i zaworów normalnie zamkniętych Poza maszynownią przy maks. 25 ppm: Przekazanie alarmu do stanowisk nadzoru Inne reakcje zależne od rodzaju układu i lokalizacji**
Powyżej 50 kg czynnika	**Te same reakcje, ale przy maks. 500 ppm Przy maks. 30000 ppm dodatkowo: Zatrzymanie układu Odcięcie zasilania wszelkich urządzeń bez atestu Ex**	**Te same reakcje, ale przy maks. 200 ppm Przy maks. 30000 ppm dodatkowo: Zatrzymanie układu Odcięcie zasilania wszelkich urządzeń bez atestu Ex**		
Powyżej 3000 kg czynnika	**Te same reakcje i dodatkowo: Centralny system alarmowy Specjalistyczny personel ma być na miejscu do 60 minut po wystąpieniu alarmu**			
Powyżej 4500 kg czynnika		**Te same reakcje i dodatkowo: Centralny system alarmowy Specjalistyczny personel ma być na miejscu do 60 minut po wystąpieniu alarmu**		

Reakcje dla czynników innych niż amoniak	EN 378:2016	ISO 5149:2014	ASHRAE 34-2016
Wszystkie układy poza umieszczonymi w wentylowanych obudowach i z inną metodą zarządzania ryzykiem	**Przy 50% wartości progowej ATEL/ODL/RCL lub 25% LFL (patrz Danfoss: Przewodnik po instalacjach – Wykrywanie czynników chłodniczych – Dodatek II): Dla czynników palnych: Wyłączenie układu Powiadomienie upoważnionej osoby Sygnał dźwiękowy o głośności 15 dBA powyżej poziomu tła Migający sygnał świetlny Alarm w maszynowni Dla kategorii A: Alarm również poza maszynownią na stanowisku nadzoru Dla kategorii B i C: Alarm wymagany tylko wewnątrz Alarm również poza maszynownią na stanowisku nadzoru Załączenie wentylacji awaryjnej w maszynowni**		**Przy dopuszczalnej wartości narażenia zawodowego OEL (patrz Danfoss: Przewodnik po instalacjach – Wykrywanie czynników chłodniczych – Dodatek III): Alarm dźwiękowy i wizualny w maszynowni oraz przy każdym wejściu Załączenie wentylacji awaryjnej Zatrzymanie procesu spalania w urządzeniach pobierających powietrze z maszynowni (oprócz instalacji z R744)**
Dla układów w obudowach wentylowanych	**Jeśli czujnik uruchamia wentylację: Załączenie wentylacji przy 25% granicy palności LFL (patrz Danfoss: Przewodnik po instalacjach – Wykrywanie czynników chłodniczych – Dodatek II)**		**Nie dotyczy**
Dla układów z inną metodą zarządzania ryzykiem	**Jeśli czujnik uruchamia wentylację: Załączenie wentylacji przy 50% wartości progowej ATEL/ODL/RCL lub 25% LFL (patrz Danfoss: Przewodnik po instalacjach – Wykrywanie czynników chłodniczych – Dodatek II)**		**Not applicable**

7.4.3 Podsumowanie

Zagadnienie		Zastosowanie
Odciążające zabezpieczenia ciśnieniowe – punkt 7.1		
Zawory bezpieczeństwa SFA + zawory przełączające DSV		Ochrona zbiorników ciśnieniowych, sprężarek i wymienników ciepła przed nadmiernym ciśnieniem
Zawór upustowy BSV + zawór główny POV		Ochrona sprężarek i pomp przed nadmiernym ciśnieniem
Ograniczniki ciśnienia i temperatury – punkt 7.2		
Presostat RT		Ochrona sprężarek przed zbyt wysokim ciśnieniem tłoczenia i zbyt niskim ciśnieniem ssania
Presostat różnicowy MP 55		Ochrona sprężarek tłokowych przed zbyt niskim ciśnieniem oleju
Termostat RT		Ochrona sprężarek przed zbyt wysoką temperaturą tłoczenia
Zabezpieczenia poziomu cieczy – punkt 7.3		
Wyłącznik poziomu cieczy LLS 4000 / AKS 38		Ochrona układu przed zbyt wysokim/ niskim poziomem ciekłego czynnika w zbiornikach
Poziomowskaz LLG		Wzrokowa kontrola poziomu ciekłego czynnika w zbiornikach

© Danfoss | 2020.10

8. Regulacja pracy pomp czynnika chłodniczego

Parowniki typowych przemysłowych instalacji chłodniczych zasilane są ciekłym czynnikiem za pomocą pomp. W porównaniu do zasilania ciśnieniowego, zasilanie pompowe ma kilka zalet:

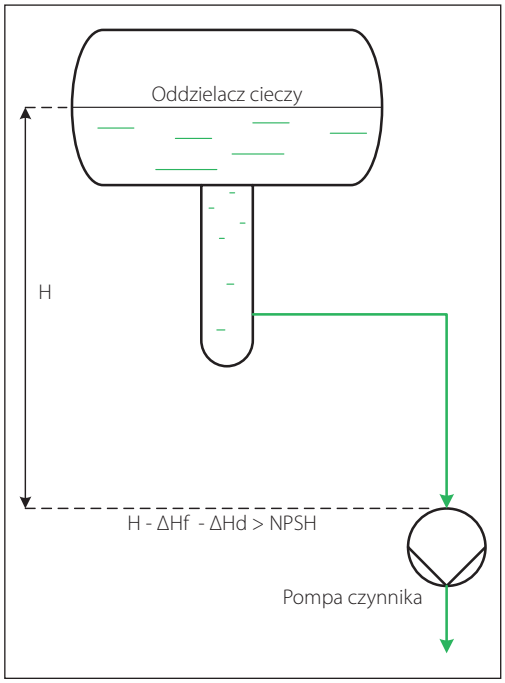
Pompy zapewniają efektywne dostarczanie ciekłego czynnika do parowników oraz powrót pary mokrej do oddzielacza cieczy;

Dostarczanie do parowników większej ilości cieczy niż jest w stanie odparować sprawia, że nie występuje przegrzanie i parowniki mają większą wydajność – i to bez zagrożenia sprężarki uderzeniem hydraulicznym.

Pompy należy instalować tak, aby zapobiegać kawitacji. Występuje ona wtedy, gdy ciśnienie w pompie spadnie lokalnie poniżej ciśnienia nasycenia czynnika chłodniczego. Skutkiem tego powstają pęcherzyki pary, które następnie zapadają się w dalszej części pompy. Zjawisko to grozi jej uszkodzeniem i trzeba mu zapobiegać.

Dlatego słup cieczy przed pompą powinien mieć taką wysokość H, żeby przynajmniej skompensować spadki ciśnienia na skutek oporów przepływu w rurach i zaworach ΔHf, na wlocie do rurociągu ΔHd oraz w wyniku przyspieszenia cieczy przed wirnikiem pompy NPSH (Net Positive Suction Head – nadwyżka wysokości ssania), jak pokazano na rysunku 8.1. Wartość NPSH dla danej pompy podaje jej producent.

Rysunek 8.1: Umiejscowienie pompy czynnika chłodniczego



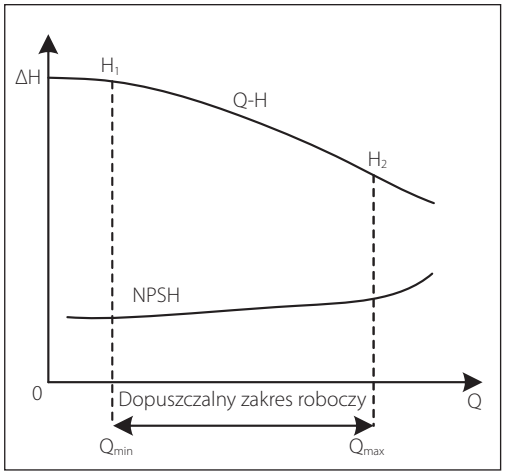
Dla bezproblemowej pracy pompy, przepływ czynnika chłodniczego należy utrzymywać w dopuszczalnym zakresie roboczym, co przedstawia rysunek 8.2.

Przy zbyt małym przepływie ciepło od silnika może doprowadzić do odparowania części czynnika i w efekcie do suchobiegu bądź kawitacji w pompie.

W przypadku zbyt dużego przepływu czynnika, wartość nadwyżki wysokości ssania NPSH wzrasta do tego stopnia, że dostępna wysokość H nie wystarcza do wyeliminowania zjawiska kawitacji.

Z tego względu, układy pompowe należy projektować z uwzględnieniem konieczności utrzymywania przepływu czynnika chłodniczego w dopuszczalnym zakresie roboczym.

Rysunek 8.2: Typowa charakterystyka pompy



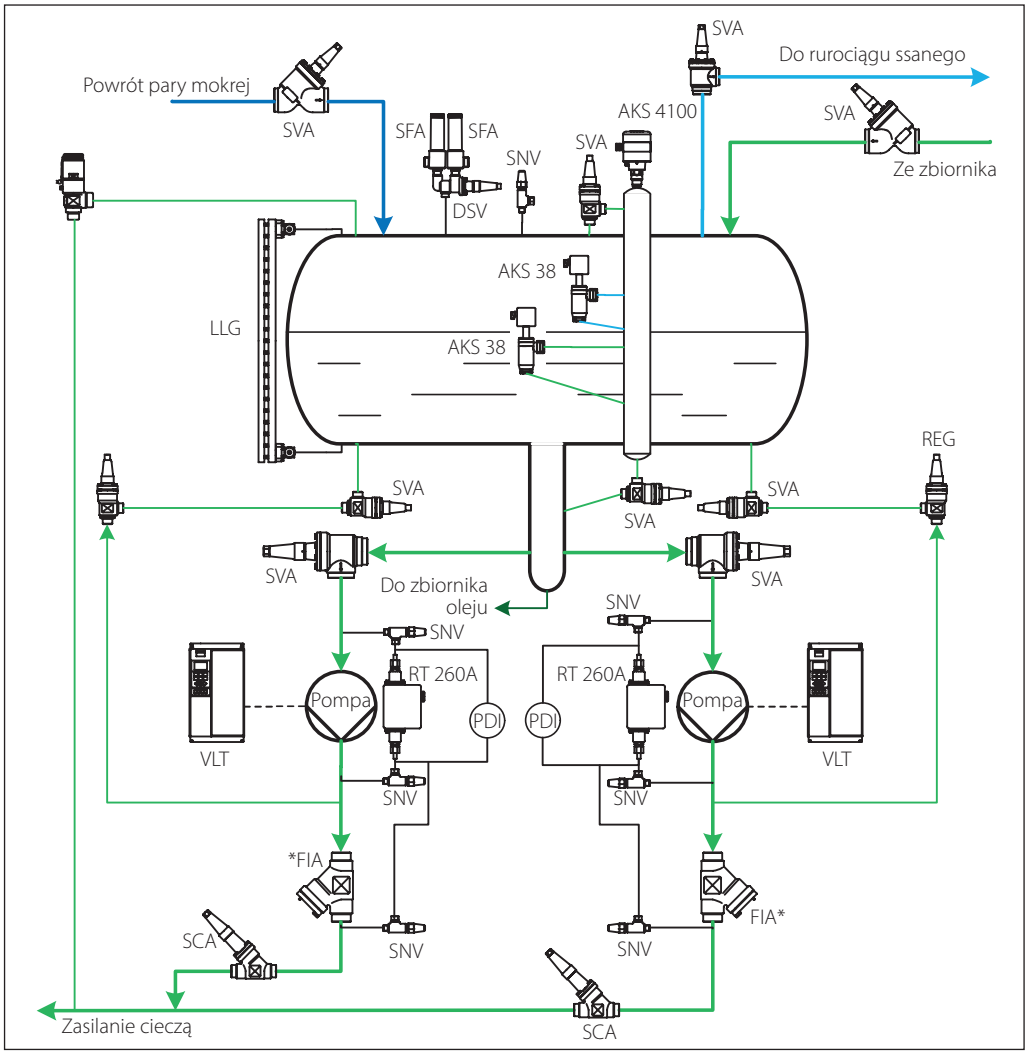
8.1 Zabezpieczenie pompy za pomocą presostatu różnicowego

Do uszkodzenia pompy na skutek kawitacji może dojść dosyć łatwo. Zjawisku temu zapobiega utrzymywanie odpowiednio wysokiego ciśnienia słupa cieczy przed pompą. W tym celu w oddzielaczu cieczy stosuje się wyłącznik niskiego poziomu AKS 38.

Jednakże, nawet jeśli lustro cieczy w oddzielaczu znajduje się powyżej najniższego dopuszczalnego poziomu, to wciąż może dochodzić do kawitacji.

Na przykład, niewłaściwa praca parowników może spowodować zwiększony przepływ czynnika przez pompę, albo wyłącznik niskiego poziomu może się zepsuć, albo też może dojść do nadmiernego zabrudzenia filtra w rurociągu układu pompowego itp. Wszystkie te przypadki mogą stać się przyczyną kawitacji. Dlatego niezbędne jest wyłączenie pompy, kiedy spiętrzenie spadnie poniżej wartości H2 na rysunku 8.2 (co odpowiada wydajności Qmax).

Przykład instalacji 8.1.1: Zabezpieczenie pompy za pomocą presostatu różnicowego RT 260A



Presostat różnicowy chroni pompę przed zbyt niskim spiętrzeniem, czyli małą różnicą ciśnienia za i przed nią. Presostat RT 260A nie posiada przekaźnika czasowego i wyłącza pompę natychmiast, kiedy mierzona różnica ciśnienia spada poniżej nastawionej wartości.

W układzie pompowym występuje filtr (FIA*), którego zadaniem jest wyłapywanie zanieczyszczeń stałych w celu ochrony elementów armatury i pomp przed uszkodzeniem, zablokowaniem przepływu i ogólnie przed przyspieszonym zużyciem. Filtr można zainstalować w rurociągu ssawnym pompy, lub w tłocznym.

Filtr w rurociągu ssawnym przede wszystkim chroni pompę przed dopływem zanieczyszczeń i pełni szczególnie ważną rolę podczas początkowego oczyszczania oddawanej do użytku instalacji. Jednakże filtr na ssaniu powoduje dodatkowy spadek ciśnienia, który trzeba uwzględnić w kwestii zapobiegania kawitacji w pompie.

Ponieważ duży spadek ciśnienia może prowadzić do kawitacji, zaleca się stosowanie wkładów filtracyjnych o podziałce 500 µm. Wkłady o drobniejszych oczkach mogą być stosowane podczas początkowego oczyszczania instalacji, przy czym spadek ciśnienia w nich trzeba uwzględnić w toku projektowania rurociągów. Ponadto, po pewnym czasie konieczna jest wymiana wkładu filtracyjnego.

Przy montażu filtra w rurociągu tłocznym (jak na rysunku) spadek ciśnienia w nim nie odgrywa kluczowej roli i można stosować wkłady o podziałce 150-200 µm. Trzeba zauważyć, że w zaprezentowanym układzie zanieczyszczenia stałe mogą trafiać do pompy, zanim zostaną usunięte z instalacji.

Na tłoczeniu pompy zainstalowano zawór odcinająco-zwrotny (SCA) dla jej ochrony przed wstecznym przepływem (ciśnieniem) czynnika podczas postoju, a także dla odcięcia pompy do serwisu.

Wewnętrzny zawór bezpieczeństwa BSV trzeba dobrać uwzględniając długość rurociągu zasilającego pomiędzy zaworem odcinająco-zwrotnym SCA i zaworem elektromagnetycznym przed parownikiem. Zawór BSV ma odciążyć ten odcinek w przypadku uwięzienia w nim ciekłego czynnika chłodniczego.

© Danfoss | 2020.10

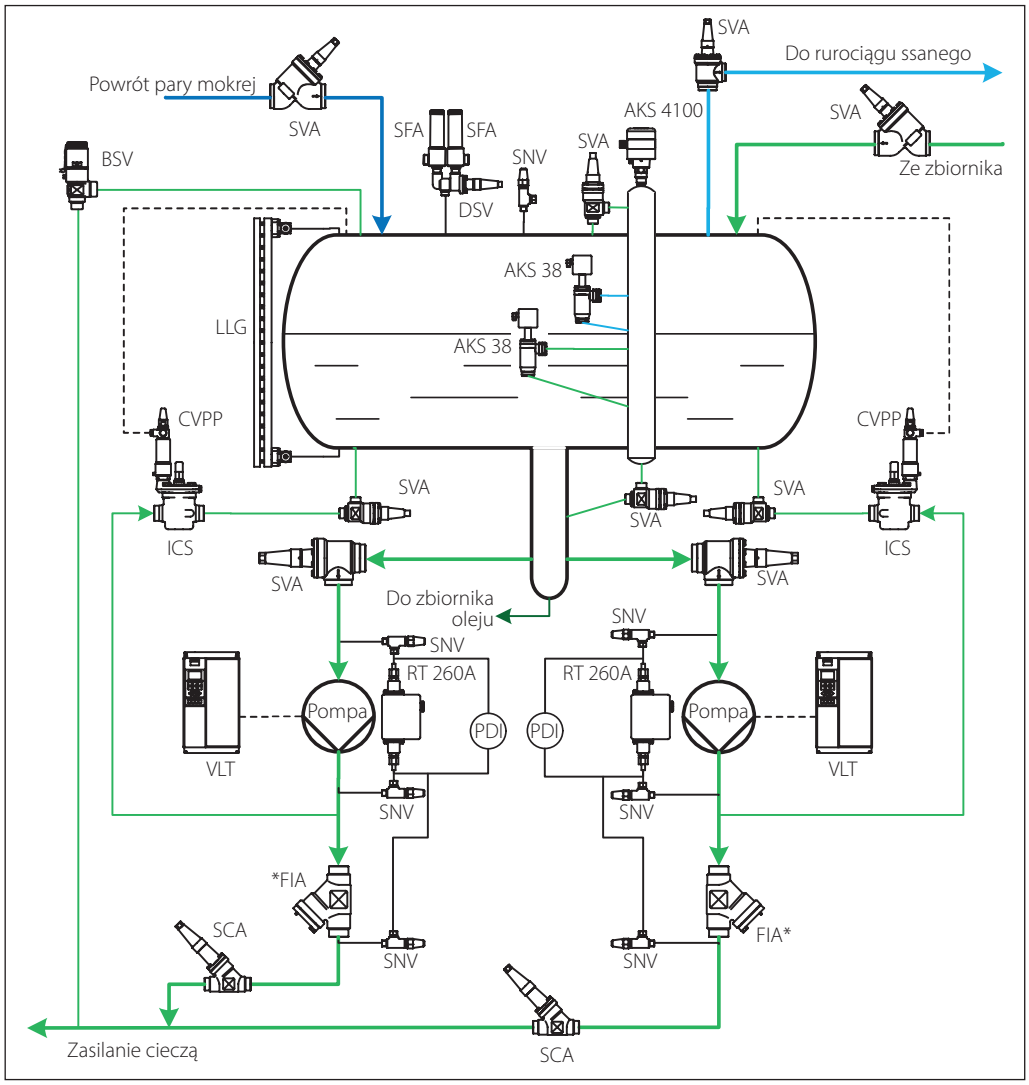
8.2 Upustowa regulacja wydajności pompy

Najpopularniejszym sposobem utrzymywania wydajności pompy na najmniejszym dopuszczalnym poziomie (Qmin na rysunku 8.2) jest regulacja obejściowa.

Rurociąg obejściowy można wyposażyć w zawór regulacyjny REG, jak w przykładzie 8.1.1, albo w zawór serwosterowany z pilotem różnicy ciśnienia (ICS+CVPP), co pokazano w poniższym przykładzie 8.2.1, albo po prostu w kryzę.

Nawet jeśli ustanie zasilanie cieczą wszystkich parowników w układzie, to rurociąg obejściowy wciąż będzie umożliwiać minimalny przepływ przez pompę.

Przykład instalacji 8.2.1: Obejściowa regulacja natężenia przepływu przez pompę za pomocą zaworu serwotłokowego z zaworem pilotowym różnicy ciśnień ICS+CVPP



Każdą z pomp wyposażono w rurociąg obejściowy z zaworem głównym ICS sterowanym zaworem pilotowym stałej różnicy ciśnienia CVPP.

Wewnętrzny zawór bezpieczeństwa BSV ma za zadanie odciążenie rurociągu zasilającego w przypadku zbyt wysokiego ciśnienia. Przykładowo, po zamknięciu zaworów odcinających może dojść do ogrzania uwięzionej między nimi cieczy i osiągnięcia nadmiernego poziomu ciśnienia.

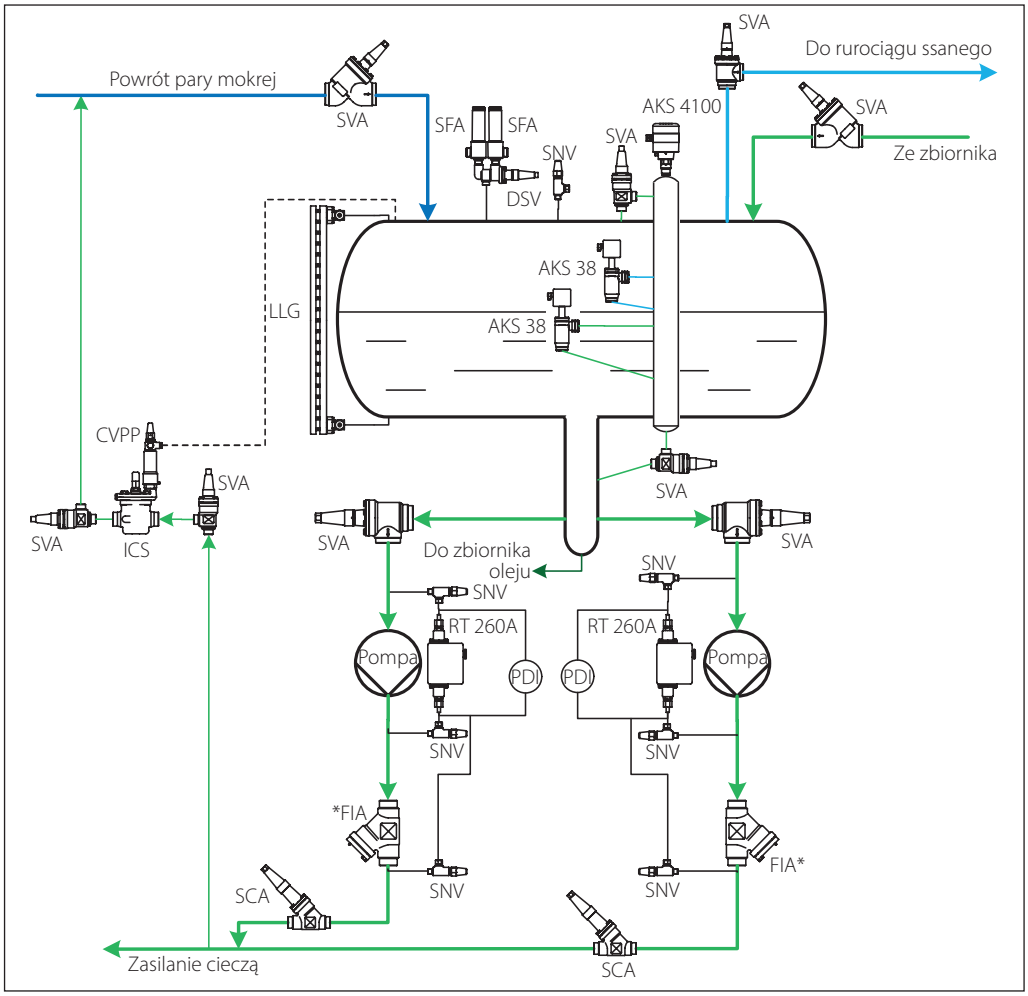
Wewnętrzny zawór bezpieczeństwa BSV trzeba dobrać uwzględniając długość rurociągu zasilającego pomiędzy zaworem odcinająco-zwrotnym SCA i zaworem elektromagnetycznym przed parownikiem. Zawór BSV ma odciążyć ten odcinek w przypadku uwięzienia w nim ciekłego czynnika chłodniczego.

8.3 Regulacja ciśnienia za pompą

W niektórych układach z zasilaniem pompowym bardzo ważne jest zapewnienie stałej różnicy ciśnienia przed i za zaworami dławiącymi o ustawionym na stałe stopniu otwarcia, zainstalowanymi przed parownikami.

Za pomocą zaworu serwotłokowego ICS z zaworem pilotowym CVPP można utrzymywać stałe spiętrzenie w pompie i w konsekwencji stałą różnicę ciśnienia przed i za zaworem dławiącym.

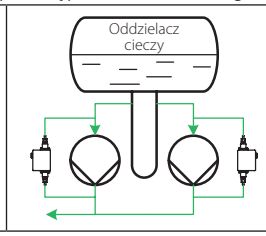
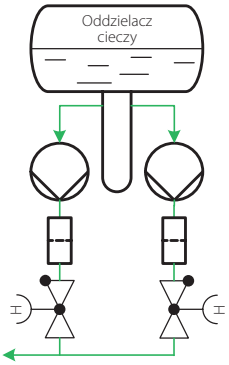
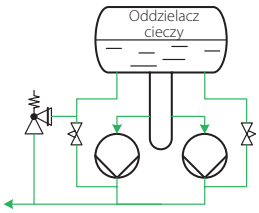
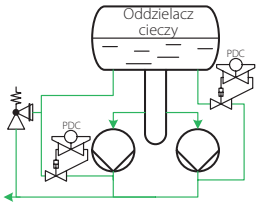
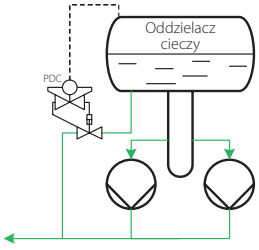
Przykład instalacji 8.1.1: Zabezpieczenie pompy za pomocą presostatu różnicowego RT 260A



Wewnętrzny zawór bezpieczeństwa BSV trzeba dobrać uwzględniając długość rurociągu zasilającego pomiędzy zaworem odcinająco-zwrotnym SCA i zaworem elektromagnetycznym przed parownikiem. Zawór BSV ma odciążyć ten odcinek w przypadku uwięzienia w nim ciekłego czynnika chłodniczego.

© Danfoss | 2020.10

8.4 Podsumowanie

Zagadnienie		Zastosowanie	Zalety	Ograniczenia
Zabezpieczenie pompy za pomocą presostatu różnicowego – punkt 8.1				
Zabezpieczenie pompy za pomocą presostatu różnicowego RT 260A		Do wszystkich układów pompowych.	Prostota. Efektywna ochrona pompy przed zbyt niską różnicą ciśnienia.	Nieodpowiednie dla palnych czynników chłodniczych.
Filtr i zawór zwrotny				
Filtr FIA i zawór odcinająco-zwrotny SCA na tłoczeniu pompy		Do wszystkich układów pompowych. Filtr można też zamontować na ssaniu.	Prostota. Efektywna ochrona pompy przed przepływem wstecznym.	Filtr na ssaniu powoduje dodatkowy spadek ciśnienia przed pompą. Filtr na tłoczeniu nie chroni pompy przed zanieczyszczeniami.
Obejściowa regulacja wydajności pompy – punkt 8.2				
Obejściowa regulacja wydajności pompy za pomocą zaworu regulacyjnego REG i ochrona z zaworem bezpieczeństwa BSV		Do wszystkich układów pompowych.	Prostota. Efektywne i niezawodne utrzymywanie minimalnego wydatku pompy. Zawór bezpieczeństwa efektywnie chroni przed nadmiernym ciśnieniem.	Strata części mocy pompy.
Obejściowa regulacja wydajności pompy za pomocą zaworu serwotłokowego ICS+CVPP i ochrona z zaworem bezpieczeństwa BSV		Do wszystkich układów pompowych.	Prostota. Efektywne i niezawodne utrzymywanie minimalnego wydatku pompy. Utrzymywanie stałej różnicy ciśnienia między wlotem zaworu i rurociągiem cieczowym. Zawór	Strata części mocy pompy.
Regulacja ciśnienia za pompą – punkt 8.3				
Regulacja spiętrzenia w pompie za pomocą zaworu głównego ICS z zaworem pilotowym stałej różnicy ciśnień CVPP		Do układów pompowych wymagających stałego spadku ciśnienia w zaworach regulacyjnych przed parownikami.	Zapewnienie stałego spadku ciśnienia w zaworach zasilających parowniki.	Nieefektywna energetycznie praca pompy, w porównaniu do regulacji za pomocą przetwornicy częstotliwości.

9. Inne

Ten rozdział opisuje sposoby usuwania wody i powietrza z przemysłowych instalacji chłodniczych oraz o odzyskiwaniu z nich ciepła. Układy realizujące te zadania służą optymalizacji działania instalacji, zmniejszeniu zużycia energii i zagospodarowaniu ciepła odpadowego np. na potrzeby ogrzewania budynku bądź wody użytkowej.

9.1 Filtry odwadniacze w układach z czynnikami fluorowanymi

We freonowych instalacjach chłodniczych w sposób naturalny pojawia się wilgoć, kwasy i zanieczyszczenia stałe. Woda może dostać się do układu podczas montażu lub serwisowania, albo na skutek nieszczelności.

Kwasy tworzą się w wyniku degradacji czynnika chłodniczego i oleju.

Cząstki stałe zwykle pochodzą z procesu lutowania bądź spawania oraz z reakcji czynnika z olejem itp.

Dopuszczenie do przekroczenia akceptowalnych ilości kwasów, wody i zanieczyszczeń stałych znacznie skraca żywotność instalacji chłodniczej i może nawet doprowadzić do spalenia silnika sprężarki.

Nadmierna ilość wilgoci w układzie o temperaturze parowania poniżej 0°C może prowadzić do jej zamarzania i blokowania przez lód przepływu czynnika przez zawory regulacyjne, elektromagnetyczne, przez filtry itd. Cząstki stałe przyspieszają zużycie mechaniczne sprężarek oraz zaworów i również mogą zablokować przepływ. O ile kwasy nie przejawiają działania korozyjnego przy braku wody, to w roztworze z nią mogą powodować korozję rurociągów i platerowanie miedzią gorących, obciążonych elementów sprężarki.

Warstewka miedzi narasta na powierzchni takich rozgrzanych elementów jak pompka olejowa, wał korbowy, korbowody, pierścienie tłokowe, płytki zaworów ssawnych i tłocznych itp. Łożyska zaczynają pracować przy wyższej temperaturze na skutek zmniejszenia się luzu umożliwiającego smarowanie.

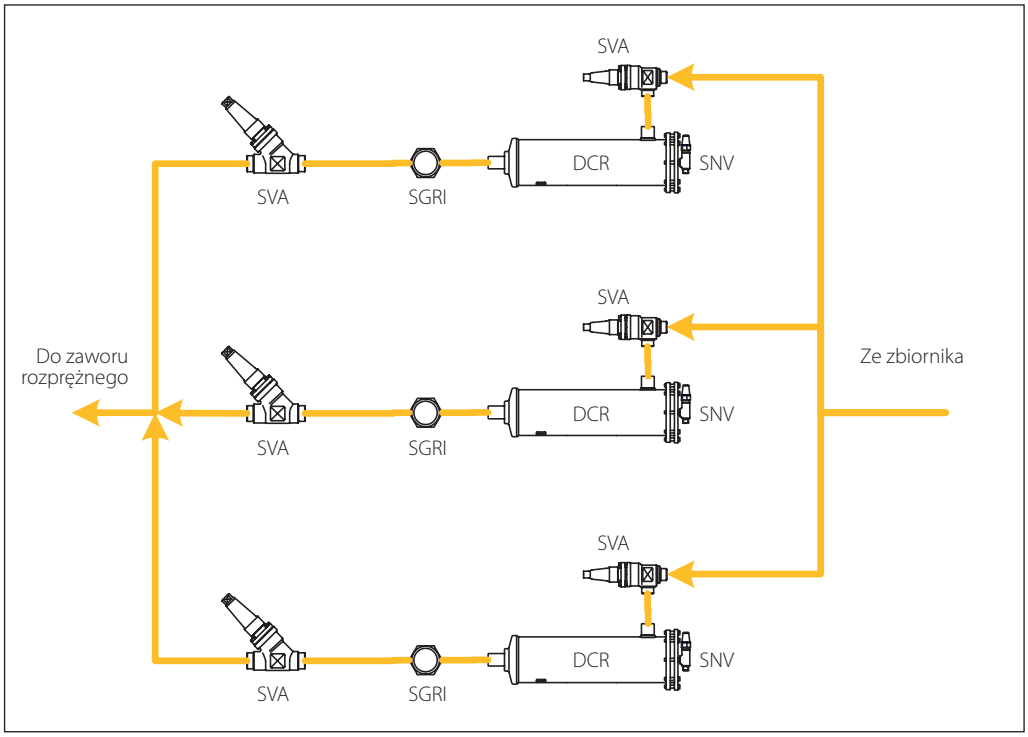
Mniejszy przepływ oleju przez zwężone szczeliny skutkuje rozgrzewaniem się gorzej smarowanych elementów. Zawory zaczynają przeciekać i rośnie temperatura tłoczenia. Narastanie tych problemów przybliża groźbę awarii sprężarki.

Wszystkim powyższym okolicznościom mają zapobiegać filtry odwadniacze. Spełniają one dwa zadania: odwadniają i filtrują czynnik chłodniczy.

Odwadnianie stanowi ochronę przed reakcjami chemicznymi i polega na adsorbowaniu wody i kwasów w celu zapobieżenia korozji części metalowych, rozkładowi oleju i czynnika oraz spaleniu silnika sprężarki.

Ochronę przed zagrożeniami natury fizycznej zapewnia działanie filtracyjne, czyli zatrzymywanie wszelkich zanieczyszczeń stałych. Zmniejsza szybkość zużycia sprężarki, chroni ją przed uszkodzeniem i znacznie wydłuża jej żywotność.

Przykład instalacji 9.1.1: Filtry odwadniacze w instalacji freonowej



© Danfoss | 2020.10

W instalacjach z czynnikami fluorowanymi filtry odwadniacze montuje się standardowo w rurociągu cieczowym przed zaworem rozprężnym. W tym miejscu płynie jednorodna ciecz (w odróżnieniu od przepływu dwufazowego za zaworem rozprężnym).

Spadek ciśnienia w filtrze odwadniaczu jest mały, a ponadto w rurociągu cieczowym ma on mały wpływ na funkcjonowanie układu. Filtr odwadniacz zapobiega też zamarzaniu wilgoci w zaworze rozprężnym.

W instalacjach przemysłowych wydajność pojedynczego filtra odwadniacza zwykle jest niewystarczająca i dlatego montuje się ich kilka w konfiguracji równoległej.

DCR to filtr odwadniacz z wymiennym wkładem. Istnieją trzy rodzaje wkładów: DM, DC oraz DA.

DM – wkład wykonany całkowicie z sita molekularnego, odpowiedni dla czynników HFC i CO_2;

DC – wkład zawierający 80% sita molekularnego i 20% aktywowanego tlenku glinu, przeznaczony do czynników CFC i HCFC, nadający się również do substancji HFC;

DA – wkład złożony w 30% z sita molekularnego i w 70% z aktywowanego tlenku glinu, przeznaczony do oczyszczania instalacji po spaleniu silnika sprężarki, odpowiedni dla czynników CFC, HCFC i HFC.

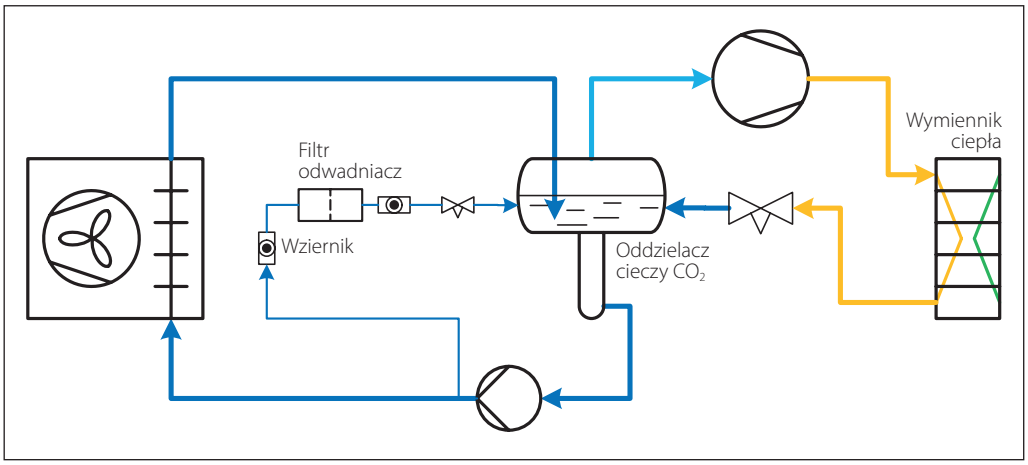
W uzupełnieniu do powyższych typowych wyrobów, firma Danfoss może wykonać inne wkłady filtracyjne według zapotrzebowania klienta. Danfoss oferuje też filtry odwadniacze z wkładami niewymiennymi. Więcej informacji można uzyskać w katalogu tych produktów i u lokalnego przedstawiciela firmy.

Za filtrem odwadniaczem zainstalowano wziernik przepływu ze wskaźnikiem zawilgocenia typu SGRI, przeznaczony dla czynników HCFC i CFC. Dostępne są też wzierniki dla innych czynników chłodniczych. Więcej informacji można uzyskać w katalogu tych produktów.

9.2 Usuwanie wilgoci z układów z CO_2

Cząsteczki CO_2 są nie polarne, toteż proces usuwania wilgoci przebiega odmiennie. Podobnie jak cząsteczki wody, są one na tyle małe, że przechodzą przez sita molekularne. Jednakże, z powodu różnicy w polarności cząsteczki wody zaadsorbowane na sicie molekularnym wypierają zeń cząsteczki CO_2. Przy podobnej polarności (jak w przypadku wody i amoniaku) bezużyteczne są zeolitowe filtry odwadniacze. Mimo że w układach z CO_2 odwadniacze funkcjonują na innej zasadzie, ich wydajność jest dość dobra. Zdolność wychwytywania wody jest w przybliżeniu taka sama, jak w instalacjach z R134a.

Rysunek 9.2.1: Schemat ideowy instalacji filtra odwadniacza w rurociągu obejściowym układu pompowego



Instalując filtr odwadniacz w układzie z CO_2 należy wziąć pod uwagę następujące kryteria:

- stopień nasycenia czynnika wilgocią – powinien być wysoki;
- spadek ciśnienia.

Spadek ciśnienia w filtrze odwadniaczu powinien być mały, a funkcjonowanie układu nie powinno być nań wrażliwe.

9.2.1 Przepływ dwufazowy

Należy unikać przepływu dwufazowego przez filtr odwadniacz, gdyż grozi on powstawaniem lodu i blokowaniem przepływu, z uwagi na małą rozpuszczalność wody z dwutlenkiem węgla.

Zaleca się montaż wzierników przepływu ze wskaźnikiem zawilgocenia zarówno przed i za filtrem odwadniaczem. Wskaźnik na dopływie pozwala stwierdzić,

czy jest wilgoć w układzie, zaś wskaźnik za odwadniaczem pokazuje jego skuteczność.

W przypadku bardzo niskiej temperatury parowania wziernik może się pokryć lodem. Zaleca się wtedy montaż nakładki z pleksiglasu.

9.2.2 Instalacja filtrów odwadniaczy w układach pompowych
W układach pompowych z CO_2 zaleca się zainstalowanie filtra odwadniacza w rurociągu obejściowym względem rurociągu zasilającego albo bezpośrednio w tym rurociągu cieczowym przed parownikami. W tej strefie instalacji stopień nasycenia czynnika wilgocią jest wysoki, przepływ nie jest dwufazowy, a funkcjonowanie układu nie jest wrażliwe na spadek ciśnienia w filtrze odwadniaczu.

Nie zaleca się montażu filtra odwadniacza w innych miejscach układu z następujących powodów:

Na odcinku sprężarka – skraplacz – zawór rozprężny nasycenie czynnika wilgocią jest niskie. W oddzielaczu cieczy ponad 90% wody znajduje się w fazie ciekłej, gdyż jej rozpuszczalność w parze CO_2 jest znacznie niższa. Z tego względu niewiele wody trafia do sprężarki wraz z zasysaną parą. Filtr odwadniacz zainstalowany po stronie wysokociśnieniowej będzie mieć zbyt niską wydajność.

W rurociągu powrotnym pary mokrej istnieje wspomniane już ryzyko wymarzania wody w przepływie dwufazowym.

Zainstalowanie filtra odwadniacza przed pompą czynnika chłodniczego zwiększa ryzyko kawitacji ze względu na dodatkowy spadek ciśnienia.

Jeśli wydajność pojedynczego filtra odwadniacza jest niewystarczająca, to rozwiązaniem jest równoległe połączenie kilku sztuk.

9.2.3 Instalacja filtrów odwadniaczy w układach z zasilaniem ciśnieniowym
W układach z ciśnieniowym zasilaniem parowników dwutlenkiem węgla udział wilgoci w mieszaninie z czynnikiem chłodniczym jest jednakowy w całej instalacji, toteż stopień jego nasycenia wilgocią zależy tylko od granicznej rozpuszczalności w danym zakresie parametrów roboczych.

Chociaż w rurociągu cieczowym przed zaworem rozprężnym stopień nasycenia wilgocią jest stosunkowo niski z powodu dużej rozpuszczalności wody w ciekłym CO_2 o wysokiej temperaturze, to jednak zaleca się instalowanie filtra odwadniacza właśnie w tym miejscu (jak dla układów freonowych), z następujących powodów:

Na pracę układu duży wpływ ma spadek ciśnienia na ssaniu i na tłoczeniu, a ponadto istnieje ryzyko wymarzania wody w rurociągu ssawnym. Stąd nie zaleca się instalowania w tych odcinkach filtrów odwadniaczy, chociaż stopień nasycenia czynnika wilgocią jest tam wysoki.

Należy unikać instalowania filtrów odwadniaczy za zaworami rozprężnymi z uwagi na przepływ dwufazowy.

9.3 Usuwanie wilgoci z układów amoniakalnych

Kwestia obecności wody w układach amoniakalnych przedstawia się zgoła inaczej niż w instalacjach freonowych czy na CO_2:

Struktura cząsteczek wody i amoniaku jest podobna – obie są małe i polarne i w efekcie rozpuszczalność amoniaku i wody jest praktycznie całkowita.

Z powodu tego podobieństwa cząsteczek nie istnieją efektywne odwadniacze dla amoniaku. Ponadto, wobec wysokiej rozpuszczalności trudno jest oddzielić wodę od amoniaku.

Amoniak i woda tworzą roztwór zeotropowy, dla którego zależność ciśnienia i temperatury nasycenia jest inna niż dla niezawodnionego amoniaku.

Z pewnych względów instalacje amoniakalne rzadko posiadają ciśnieniowe zasilanie parowników: z jednej strony trudno jest uzyskać całkowite odparowanie amoniaku w obecności wody, co grozi uderzeniem hydraulicznym; z drugiej zaś zaburzona zależność temperatury i ciśnienia nasycenia uniemożliwia prawidłową pracę termostatycznego zaworu rozprężnego.

Zasilanie pompowe pozwala uniknąć potencjalnych problemów, jakie dla sprężarki niesie obecność wody. Na ssanie trafia tylko para amoniaku, toteż nie grozi uderzenie hydrauliczne. Dopóki instalacja nie jest zbytnio zawodniona (zaleca się maksymalnie 0,3%), para amoniaku niemal wcale nie zawiera wilgoci, co skutecznie chroni olej przed zanieczyszczeniem wodą.

Chociaż zasilanie pompowe skutecznie chroni sprężarkę, to jednak nie eliminuje innych szkodliwych skutków obecności wody:

Obniżony współczynnik wydajności chłodniczej COP
Zawartość wody w roztworze z amoniakiem zmienia zależność ciśnienia i temperatury nasycenia. Pod danym ciśnieniem czynnik chłodniczy wrze w wyższej temperaturze. Spada zatem wydajność chłodnicza układu, a rośnie pobór mocy.

© Danfoss | 2020.10

Korozja
W obecności wody amoniak zaczyna przejawiać działanie korozyjne wobec rurociągów, zaworów, zbiorników itp.

Problemy w sprężarkach
Jeśli woda trafi do sprężarki, np. z powodu nieskutecznego odwadniania instalacji, mogą pojawić się problemy z jakością oleju i z korozją w sprężarce. Dlatego, żeby utrzymać efektywną i bezproblemową pracę instalacji chłodniczej, zaleca się regularne wykrywanie obecności wody i w przypadku stwierdzenia zbyt dużej jej zawartości, wdrożenie jakiejś metody usuwania wilgoci z układu.

Istnieją trzy podstawowe sposoby eliminacji wody:

Wymiana czynnika chłodniczego
Ta metoda nadaje się dla urządzeń o małym napełnieniu (np. agregatów chłodniczych z wymiennikami płytowymi) i musi pozostawać w zgodzie z lokalnymi przepisami.

Usuwanie wody z niektórych parowników
Sposób ten jest skuteczny w przypadku niektórych układów z grawitacyjnym zasilaniem parowników i bez odszraniania gorącą parą. Przy częściowym odparowaniu amoniaku woda pozostaje w ciekłym roztworze i gromadzi się w parownikach.

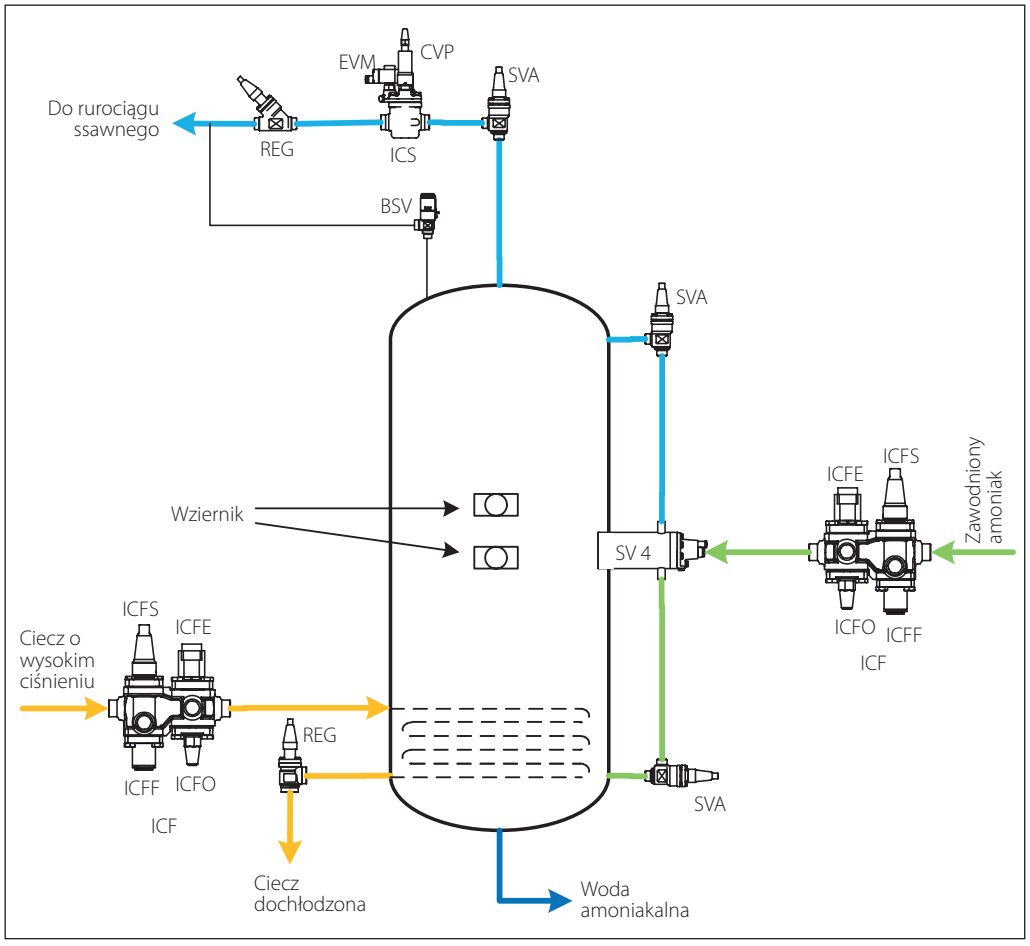
Rektyfikacja
Pewną ilość zawodnionego amoniaku doprowadza się do rektyfikatora, gdzie na skutek doprowadzania ciepła następuje odparowanie amoniaku. Pozostały roztwór bogaty w wodę odprowadza się poza instalację. Jest to jedyna możliwość odwadniania układów z zasilaniem pompowym.

Więcej informacji na temat zanieczyszczenia wodą i odwadniania amoniakalnych instalacji chłodniczych można znaleźć w Biuletynie IIAR nr 108.

Trzeba wspomnieć, że zbyt mała zawartość wody ma też swój minus – a mianowicie przyczynia się do pewnego rodzaju korozji stali. Jednakże w rzeczywistych instalacjach chłodniczych problem ten nie występuje.
Woda zawsze gromadzi się w zbiornikach, z których odprowadza się tylko fazę lotną czynnika chłodniczego, np. w niskociśnieniowych oddzielaczach cieczy bądź w niektórych ekonomizerach.

Istnieje wiele rodzajów rektyfikatorów amoniaku, a w przykładzie 9.3.1 pokazano tylko jeden z nich.

Przykład instalacji 9.3.1: Rektyfikator amoniaku z zaworem pływakowym, ogrzewany wysokociśnieniową cieczą



Procedura odwadniania:
Najpierw wzbudza się cewki zaworów elektromagnetycznych ICFE (otwarcie dopływu zawodnionego amoniaku) oraz ICS+EVM. Zanieczyszczony ciekły amoniak spływa do zbiornika rektyfikatora. Po osiągnięciu w nim nastawionego poziomu cieczy zamyka się zawór pływakowy SV4. Następnie należy otworzyć elektromagnetyczny zawór ICFE (dopływ cieczy o wysokim ciśnieniu).

Ciekły czynnik chłodniczy zza skraplacza płynie do wężownicy umieszczonej wewnątrz rektyfikatora i tam przekazuje ciepło do zgromadzonego w zbiorniku ciekłego roztworu amoniaku z wodą. Amoniak zaczyna odparowywać z roztworu, a zanieczyszczona ciecz pozostaje w rektyfikatorze. Spadek poziomu cieczy na skutek odparowywania amoniaku powoduje otwarcie zaworu pływakowego SV4 i dopływ dalszej ilości zawodnionego czynnika. Po pewnym czasie, ustalanym doświadczalnie, zaczyna się przygotowanie do wyprowadzenia wody poza instalację chłodniczą.

W tym celu należy zamknąć zawór elektromagnetyczny ICFE na dopływie zawodnionego amoniaku. Po pewnym czasie nastąpi odparowanie z roztworu całej możliwej do wyprowadzenia ilości amoniaku, a w zbiorniku rektyfikatora pozostanie jedynie ciekły roztwór bogaty w wodę (woda amoniakalna). Aby umożliwić drenaż tej wody, ciśnienie w zbiorniku trzeba podnieść ponad poziom odpowiadający temperaturze nasycenia 0°C. Osiąga się to przez zamknięcie zaworu ICS+EVM. Teraz ciśnienie w rektyfikatorze reguluje zawór ICS+CVP. Wodę amoniakalną należy spuścić z układu ostrożnie, przez układ drenażowy.

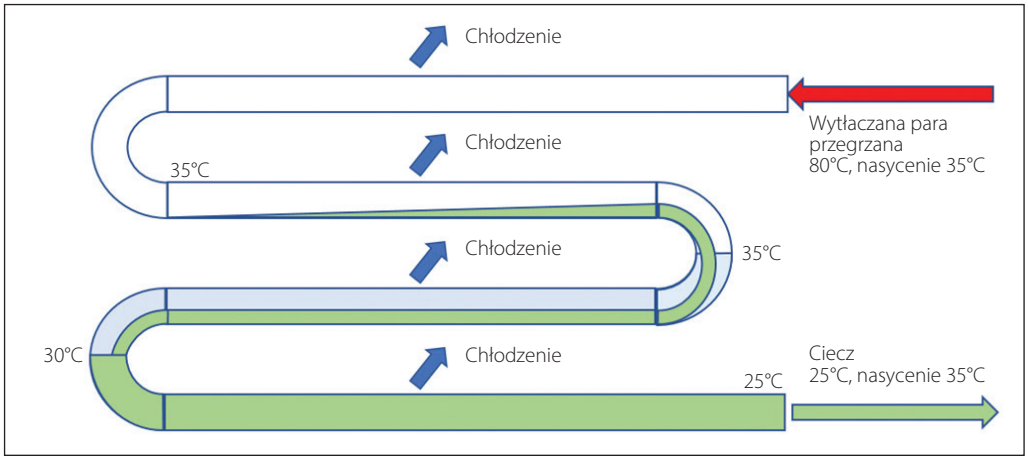
Dla ochrony przez zbyt wysokim ciśnieniem w zbiorniku rektyfikatora instaluje się wewnętrzny odciążający zawór bezpieczeństwa BSV.

9.4 Odpowietrzanie

W instalacji chłodniczej mogą się znaleźć zanieczyszczenia powodujące znaczny spadek efektywności pracy, a nawet niedostatek wydajności. Najczęstsze z nich, to woda, olej i powietrze. Zanieczyszczenia te należy usuwać w trosce o prawidłowe funkcjonowanie układu. W tym punkcie poruszono problem zapowietrzenia instalacji i usuwania z niej gazów nieskraplających się.

„Zapowietrzeniem" instalacji określa się zbiorczo zanieczyszczenie układu gazami, które przy temperaturze i ciśnieniu w skraplaczu nie przechodzą do stanu ciekłego. Określenie ich mianem „gazów nieskraplających się" bądź „gazów inertnych" bardziej adekwatnie opisuje naturę problemu. Ponieważ gazy te nie ulegają skropleniu, pozostają zwykle po stronie wysokiego ciśnienia i w odpowiednio dużej ilości mogą wyłączyć z procesu wymiany ciepła dużą część powierzchni skraplacza. Większość gazów inertnych jest cięższa od pary amoniaku o ciśnieniu skraplania i dlatego gromadzą się ponad lustrem cieczy. Właśnie z tego miejsca należy odprowadzać gazy nieskraplające się.

Na poniższym rysunku pokazano poglądowo, co może się stać w skraplaczu. Cztery wyróżnione odcinki poziome odzwierciedlają cztery możliwe sytuacje (wartości temperatury są przykładowe):



Przykład instalacji 9.3.1: Rektyfikator amoniaku z zaworem pływakowym, ogrzewany wysokociśnieniową cieczą

Chłodzenie pary przegrzanej. Para wytłaczana ze sprężarki chłodzi się do stanu nasycenia, oddając ciepło na zewnątrz wężownicy.

Skraplanie. Na skutek oddawania ciepła czynnik przechodzi w stan ciekły.

Odcinek zapowietrzony. Ponad lustrem cieczy gromadzą się gazy nieskraplające się i pozostają we względnym bezruchu. Skropliny powstałe w poprzedniej sekcji przepływają przez ten zapowietrzony odcinek, w którym ulegają dochłodzeniu na skutek dalszego oddawania ciepła.

© Danfoss | 2020.10

Odcinek wypełniony cieczą. Tę sekcję wypełnia ciekły czynnik chłodniczy, spływający z wcześniejszych odcinków skraplacza i gromadzący się zwykle z powodu niewłaściwego poprowadzenia rur za skraplaczem. W przypadku prawidłowego prowadzenia rurociągów, ta sytuacja nie powinna mieć miejsca, ale należy pamiętać, że lustro cieczy znajdzie się gdzieś poza skraplaczem, więc powietrze będzie się gromadzić na tyle, że w końcu zablokuje część powierzchni skraplacza. Chłodzenie wężownicy spowoduje dalsze dochłodzenie cieczy.

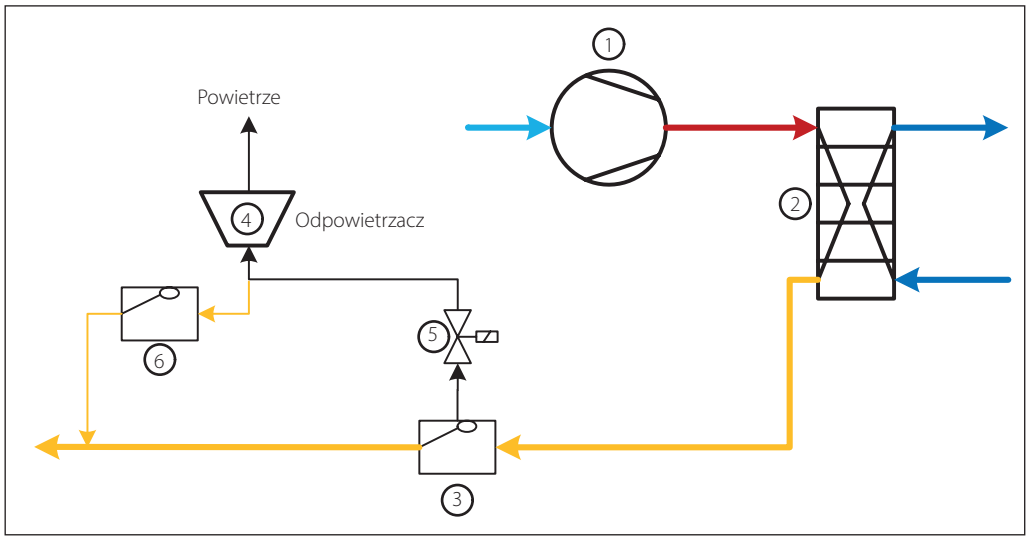
Większość osób pomyśli, że dochłodzenie jest korzystne, gdyż zmniejsza stopień suchości pary mokrej wtryskiwanej do parownika i zapobiega obecności pęcherzyków pary przed zaworem rozprężnym itp. Te korzyści rzeczywiście istnieją, jednak dochłodzenie w skraplaczu zabiera powierzchnię wymiany ciepła, która mogłaby posłużyć obniżeniu ciśnienia skraplania. Zatem nadmierne dochłodzenie w skraplaczu nie jest korzystne. Wyższe ciśnienie skraplania oznacza większe zużycie energii przez sprężarkę i spadek efektywności pracy układu. Można szacować, że wzrost temperatury skraplania o jeden stopień Celsjusza powoduje wzrost pracy sprężarki o 3-4%.

W prawidłowo funkcjonującym skraplaczu dochodzi do niewielkiego dochłodzenia cieczy, rzędu 1 do 1,5 K. Jeśli więc wystąpi wyraźnie wyższe dochłodzenie, to oznacza to zaistnienie jednego lub obu problemów z punktów 3 i 4. Sposób poprowadzenia rurociągów można prześledzić na danym obiekcie i jeśli jest poprawny (patrz rozdział poświęcony instalowaniu skraplaczy), to duże dochłodzenie w skraplaczu jest oznaką obecności gazów nieskraplających się.

Skoro gazy inertne zalegają ponad lustrem ciekłego czynnika chłodniczego, to odpowiedni punkt ich pobierania z instalacji zależy od sposobu regulacji pracy skraplacza. Szczegółowe informacje o instalacji skraplaczy znajdują się w rozdziale dotyczącym regulacji ich pracy.

9.4.1 Regulacja zaworem pływakowym wysokiego ciśnienia

Ten sposób regulacji wykorzystuje zawór pływakowy lub odpowiedni układ automatyki z czujnikiem poziomu cieczy i zaworem. Polega na odprowadzaniu cieczy powstającej w skraplaczu na stronę niskiego ciśnienia, kiedy tylko opuści ona skraplacz.



Rysunek 9.3: Schemat ideowy układu odpowietrzania instalacji z zaworem pływakowym wysokiego ciśnienia

W skraplaczu (2) para wytłoczona ze sprężarki (1) zamienia się w ciecz, która przez zawór pływakowy (3) trafia na stronę niskociśnieniową. Ponieważ lustro cieczy znajduje się w komorze samego zaworu pływakowego, to właśnie z niej należy pobierać gazy nieskraplające się. Odpowietrzacz (4) podłączono do zaworu pływakowego za pośrednictwem zaworu elektromagnetycznego (5), zaś ciekły amoniak wykroplony w odpowietrzaczu spływa na stronę niskiego ciśnienia przez (mały) zawór pływakowy (6).

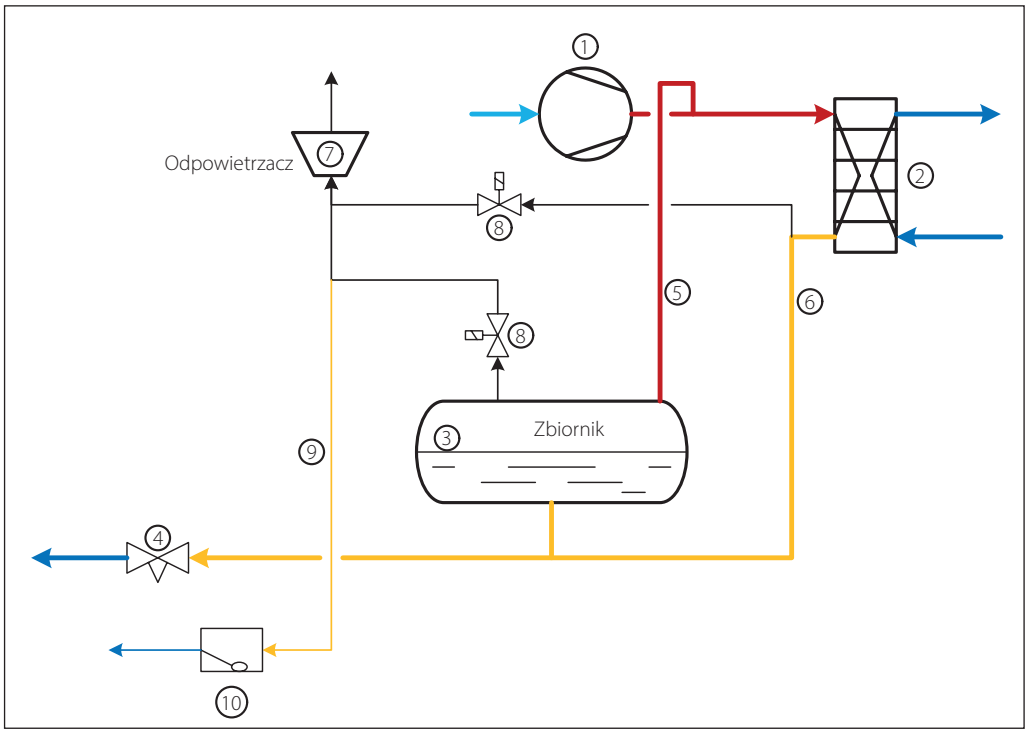
Należy zauważyć, że większość zaworów pływakowych posiada mały kanał obejściowy, gdyż doświadczenie pokazało, że bez niego zawór może przestać działać. Dzieje się tak właśnie z powodu gazów inertnych gromadzących się w komorze pływaka i uniemożliwiających podniesienie się lustra cieczy i otwarcie zaworu. Kanalik obejściowy umożliwia zatem przedostawanie się gazów nieskraplających się na stronę niskociśnieniową, skąd trafiają następnie do sprężarki, która musi je ponownie sprężyć kosztem straty części wydajności i zbytecznego nakładu energii.

9.4.2 Regulacja zaworem pływakowym niskiego ciśnienia

Ten sposób regulacji wykorzystuje zawór pływakowy lub odpowiedni układ automatyki z czujnikiem

poziomu cieczy i zaworem – w celu utrzymywania poziomu ciekłego czynnika po stronie niskociśnieniowej. Wobec tego wszelkie zmiany objętości wynikające ze zmian ciśnienia, temperatury czy wydajności muszą być kompensowane po stronie wysokiego ciśnienia. Dzieje się to w zbiorniku cieczy. Informacje na temat prawidłowej instalacji skraplacza w układzie z zaworem pływakowym niskiego ciśnienia zawarto w rozdziale poświęconym regulacji pracy skraplacza.

Rysunek 9.4: Schemat ideowy układu odpowietrzania instalacji z zaworem pływakowym niskiego ciśnienia



Czynnik chłodniczy wytłaczany ze sprężarki (1) ulega kondensacji w skraplaczu (2) i spływa do zbiornika (3), gdzie tymczasowo gromadzi się do chwili, gdy przez zawór rozprężny (4) przedostanie się na stronę niskiego ciśnienia. Dla umożliwienia swobodnego przemieszczania się w zbiorniku lustra cieczy zainstalowano rurociąg wyrównujący ciśnienie (5). Stanowi on jednak obejście skraplacza, toteż w celu zapewnienia poprawnego funkcjonowania tego wymiennika ciepła, rurociąg opadowy (6) musi mieć wysokość wystarczającą do skompensowania spadku ciśnienia w skraplaczu przez ciśnienie hydrostatyczne słupa cieczy. Jak pokazano na powyższym schemacie, poziom cieczy w tym rurociągu znajduje się powyżej poziomu w zbiorniku.

W układach z zaworami pływakowymi niskiego ciśnienia, jak powyżej, gazy nieskraplające się mogą się gromadzić w dwóch różnych miejscach: ponad lustrem cieczy w rurociągu opadowym bądź w zbiorniku. Zatem to właśnie te miejsca stanowią odpowiednie punkty do odprowadzania gazów inertnych i dlatego do nich podłączono odpowietrzacz (7) za pośrednictwem zaworów elektromagnetycznych (8). Ciecz powstająca w odpowietrzaczu spływa na stronę niskociśnieniową układu chłodniczego za pośrednictwem zainstalowanego w tym celu zaworu pływakowego (10).

Ważne jest, aby w danej chwili otwarty był co najwyżej jeden z odpowietrzających zaworów elektromagnetycznych. W przeciwnym przypadku utworzy się krótki obieg czynnika chłodniczego. W powyższym przykładzie ciśnienie w zbiorniku cieczy wyrównano z ciśnieniem w rurociągu tłocznym, ale ciśnienie na wylocie ze skraplacza jest niższe, z uwagi na spadek ciśnienia w tym wymienniku (co wymusza instalację rurociągu opadowego za nim). Jeśli w tym samym czasie otworzą się oba zawory elektromagnetyczne (8), efekt rurociągu opadowego zostanie zniwelowany i w rezultacie może dojść do nieprawidłowego działania sekcji skraplacza.

Co więcej, ciecz nie może zalegać w odpowietrzaczu. W aparacie tym i tak dochodzi do wykraplania się amoniaku, jednak niefortunne umiejscowienie odpowietrzacza bądź punktów odpowietrzania może skutkować napływem doń ciekłego amoniaku. Należy temu zapobiegać przez odpowiednie zainstalowanie odpowietrzacza, a ponadto zawór drenażowy (10) powinien mieć przepustowość wystarczającą do odprowadzania całej wykraplającej się cieczy. Zalanie odpowietrzacza ciekłym amoniakiem grozi wypuszczaniem do atmosfery raczej tej cieczy, zamiast gazów inertnych pozbawionych amoniaku.

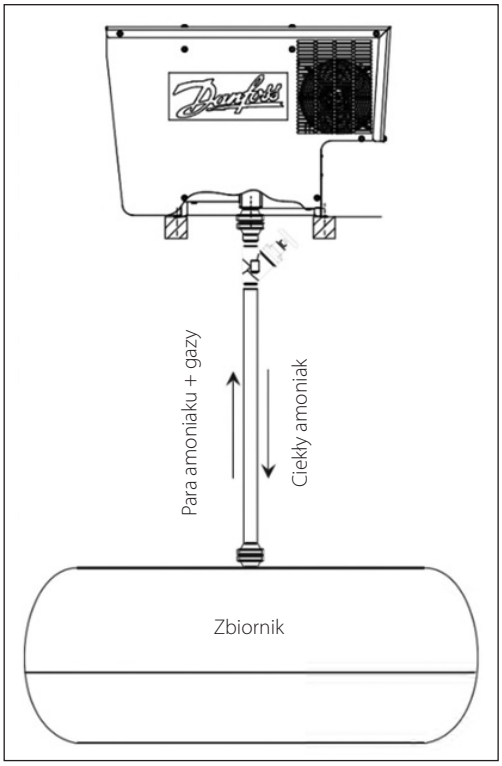
© Danfoss | 2020.10

9.4.3 Odpowietrzacz centralny firmy Danfoss

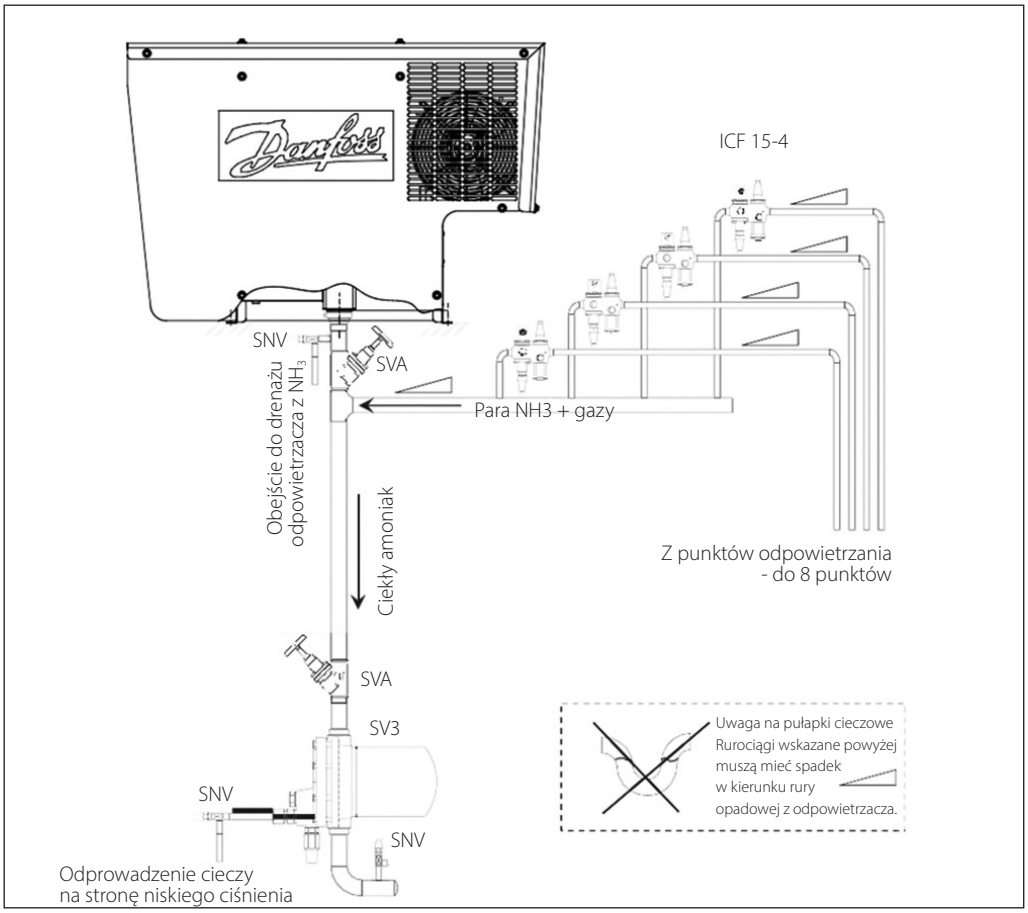
Produkt firmy Danfoss o nazwie IPS (Intelligent Purging Sysyem), to samodzielne, zagregatyzowane urządzenie przeznaczone do automatycznego usuwania gazów nieskraplających się z nawet 8 punktów przemysłowej amoniakalnej instalacji chłodniczej. Jego praca przyczynia się w efekcie do zmniejszenia poboru mocy przez cały układ obiegu amoniaku oraz do znacznego wydłużenia jego żywotności. W skład urządzenia wchodzi sterowany elektronicznie układ chłodniczy napełniony czynnikiem R452A, który pracuje niezależnie od obsługiwanej instalacji amoniakalnej. Odpowietrzacz podłącza się do niej za pośrednictwem tylko jednego połączenia kołnierzowego, dzięki czemu jego instalacja jest łatwa i w niewielkim stopniu ingeruje w pracę układu. Ponadto, dla wygody użytkownika i skrócenia czasu uruchomienia do kilku minut, wstępnie nastawiono wszystkie parametry pracy, poza liczbą punktów odpowietrzania. Urządzenie pracuje automatycznie w cyklach 24-godzinnych, sprawdzając obecność gazów nieskraplających się w instalacji i w przypadku ich wykrycia usuwając je. Zapobiega więc gromadzeniu się powietrza w układzie amoniakalnym i utracie przezeń nominalnej wydajności.

Odpowietrzacz IPS marki Danfoss przystosowano do współpracy z magistralą transmisji danych Modbus RTU, co umożliwia podłączenie go do centralnego układu sterowania, obsługiwanej instalacji i przesyłanie do niego odpowiednich danych i alarmów.

Rysunek 9.5: Odpowietrzacz Danfoss IPS podłączony do jednego punktu odpowietrzania



Rysunek 9.6: Odpowietrzacz Danfoss IPS podłączony do kilku punktów odpowietrzania



9.5 Układy odzysku ciepła

Odpadowe ciepło z procesu chłodzenia pary przegrzanej bądź ze skraplania czynnika chłodniczego można odzyskiwać ze skraplacza, o ile w obiekcie istnieje zapotrzebowanie na to ciepło. Można je wykorzystać do ogrzewania biur i sklepów, przygotowywania ciepłej wody użytkowej do celów sanitarnych i technologicznych, wstępnego podgrzewania wody zasilającej kocioł itp.

Dla ekonomicznej opłacalności odzysku ciepła ważna jest zgodność dostępności ciepła odpadowego i zapotrzebowania na ogrzewanie pod względem czasu ich występowania, poziomu temperatury nośników i wydajności. Przykładowo, do przygotowywania ciepłej wody, do czego potrzebne jest ciepło na wysokim poziomie temperatury, można zagospodarować ciepło odzyskiwane z procesu chłodzenia pary wytłaczanej ze sprężarki; podczas gdy do ogrzewania biura można wykorzystać całe ciepło ze skraplacza.

Dla bezproblemowej i efektywnej pracy instalacji chłodniczej z odzyskiem ciepła kluczowe znaczenie ma dobrze zaprojektowany układ regulacji. Jego zadaniem jest koordynacja odzysku ciepła z podstawową funkcją chłodzenia:

Pierwszoplanowy jest zawsze efekt chłodniczy, niezależnie od tego, czy prowadzi się w danej chwili odzysk ciepła czy nie. Ciśnienie skraplania nie może być zbyt wysokie. Co więcej, w układach z ciśnieniowym zasilaniem parowników nie może ono też być za niskie (patrz rozdział 3).

Z drugiej strony, spełnić trzeba wymagania układu odzysku ciepła, jak temperatura nośnika ciepła i wydajność.

Należy zatroszczyć się o bezproblemowe załączanie i wyłączanie funkcji odzysku ciepła, w zależności od zapotrzebowania.

Układy regulacji odzysku ciepła bywają nieraz bardzo wyrafinowane, a ich konfiguracja może być odmienna dla różnych urządzeń.

10. Wykorzystanie CO_2 w układach chłodniczych

Stosowanie dwutlenku węgla (CO_2) w układach chłodniczych nie jest nowością. Po raz pierwszy zaproponował jego wykorzystanie w roli czynnika chłodniczego Aleander Twining [1] w swoim brytyjskim patencie z roku 1850. Thaddeus S.C. Lowe eksperymentował z CO_2 w balonach wojskowych, ale zaprojektował też wytwornicę lodu z tym czynnikiem w 1867 roku. Opracował też urządzenie okrętowe na potrzeby morskiego transportu zamrożonego mięsa.

Ze źródeł literaturowych wiemy o rozwoju układów z CO_2 w kolejnych latach, a szczytowe osiągnięcia w tej dziedzinie przypadają na lata dwudzieste i wczesne trzydzieste XX wieku. Stosowanie dwutlenku węgla generalnie preferowano w przemyśle okrętowym, biorąc pod uwagę zarówno brak toksyczności jak i palności, podczas gdy w chłodnictwie przemysłowym popularność zyskał amoniak (NH3 czyli R717) [2]. CO_2 jednak zniknął z branży, przede wszystkim na skutek pojawienia się nowych „cudownych" freonów, które szybko zawojowały rynek czynników chłodniczych.

Amoniak zaś utrzymał dominującą pozycję w chłodnictwie przemysłowym przez długie lata. W latach 1990-tych powróciło zainteresowanie zaletami CO_2, gdyż nałożono restrykcje na stosowanie czynników typu CFC i HCFC o wysokich wskaźnikach ODP (Ozone Depletion Potential – potencjał zubażania warstwy ozonowej) i GWP (Global Warming Potential – współczynnik globalnego ocieplenia), a także wprowadzono ograniczenia co do napełnienia dużych instalacji amoniakalnych.

CO_2 należy do grupy czynników naturalnych, wraz z amoniakiem, węglowodorami jak propan i izobutan oraz wodą. Wszystkie te substancje posiadają swoje wady.

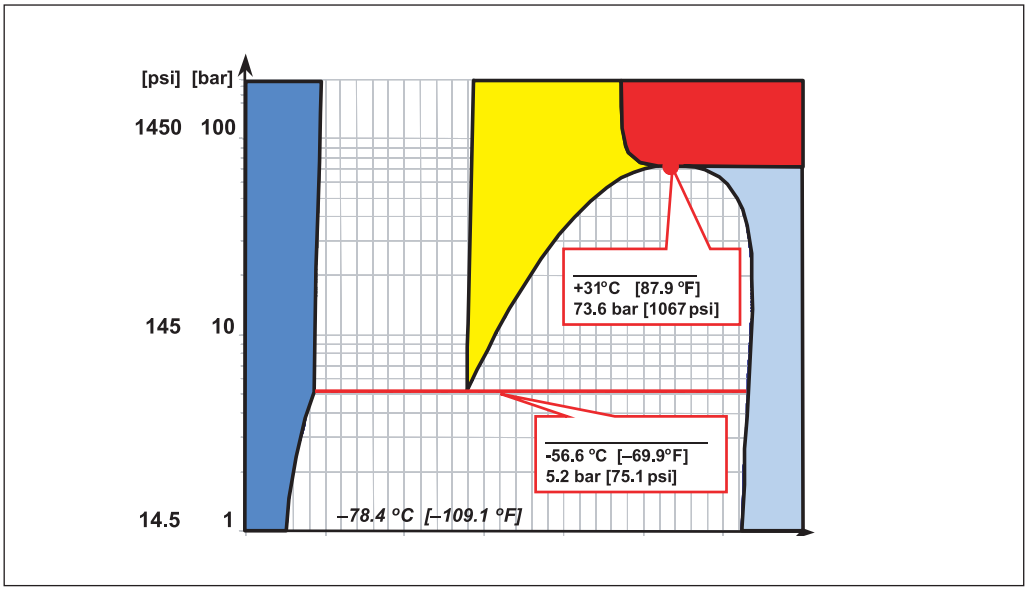
Amoniak jest trujący, węglowodory cechuje wysoka palność, zaś woda ma ograniczone możliwości stosowania. W odróżnieniu od nich, CO_2 jest niepalny i w normalnych warunkach również nietoksyczny. Jest wszakże cięższy od powietrza i w przypadku dużych wycieków gromadzi się w u dołu pomieszczeń. Ekspozycja na wysokie stężenia dwutlenku węgla może być tragiczna w skutkach.

CO_2 różni się od innych czynników chłodniczych pod wieloma względami i posiada pewne unikalne własności. Postęp techniczny poczyniony od roku 1920 usunął wiele ograniczeń stosowania CO_2, jednak użytkownicy wciąż muszą bardzo uważać na jego specyfikę i wdrażać niezbędne środki, aby zapobiegać problemom w eksploatacji układów chłodniczych.

Najistotniejsze różnice we własnościach CO_2 względem innych czynników chłodniczych są następujące:

- Wyższe ciśnienie robocze przy danej temperaturze.
- Węższy zakres temperatury roboczej.
- Znacznie wyższe ciśnienie punktu potrójnego.
- Bardzo niska temperatura punktu krytycznego.

© Danfoss | 2020.10



O ile parametry punktu potrójnego i punktu krytycznego nie mają znaczenia w przypadku tradycyjnych czynników chłodniczych, to dla CO_2 jest inaczej. Ciśnienie punktu potrójnego jest stosunkowo wysokie, bo wynosi 5,2 bar (75,1 psi), ale co bardziej istotne, przewyższa normalne ciśnienie atmosferyczne.

Może to stać się źródłem problemów, jeśli nie uwzględni się odpowiednich środków zaradczych. Ponadto, temperatura punktu potrójnego dla CO_2 jest niezwykle niska i wynosi 31,1°C (88°F), co bardzo wpływa na projektowanie układu chłodniczego. W poniższej tabeli porównano wybrane własności CO_2, R134a i amoniaku.

Tabela 10.1: Porównanie niektórych własności wybranych czynników chłodniczych

Czynnik chłodniczy			**R134a**		**amoniak**		**CO_2**	
Substancja naturalna?			NIE (HFC)		TAK		TAK	
Potencjał zubażania warstwy ozonowej ODP			0		0		0	
Współczynnik globalnego ocieplenia GWP			1430		0		1	
Punkt krytyczny	bar °C	(psi) (°F)	40,7 101,2	(590) (214)	113 132,4	(1640) (270)	73,6 31,1	(1067) (87,9)
Punkt potrójny	bar	(psi) (°F)	0,004 -103	(0,06) (-153)	0,06 -77,7	(0,87) (-108)	5,18 -56,6	(75,1) (-69,9)
Palność lub wybuchowość			NIE		(TAK)		NIE	
Toksyczność			NIE		TAK		(TAK)	

10.1 CO_2 jako czynnik chłodniczy

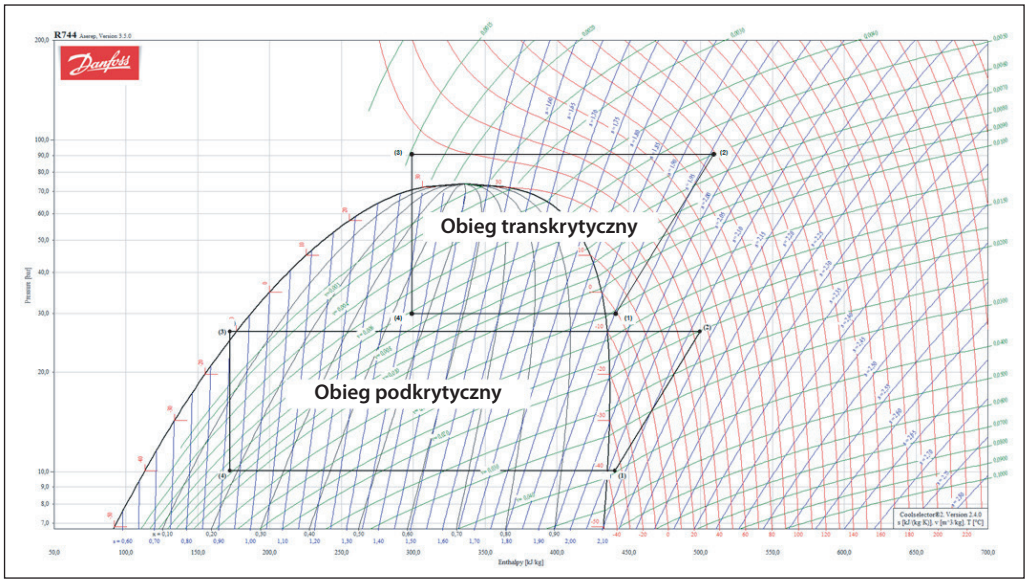
Dwutlenek węgla może znaleźć zastosowanie w wielu różnych instalacjach chłodniczych, włącznie z układami podkrytycznymi i transkrytycznymi. W każdym przypadku trzeba mieć na uwadze zarówno parametry punktu krytycznego jak i potrójnego.

Najbardziej popularny jest podkrytyczny obieg chłodniczy, czyli taki, w którym cały zakres temperatury i ciśnienia roboczego plasuje się poniżej punktu krytycznego i powyżej punktu potrójnego. Jednostopniowy podkrytyczny układ chłodniczy z CO_2 jest prosty, ale posiada też wady wynikające z ograniczonego zakresu temperatury roboczej i wysokiego ciśnienia (rysunek 10.1.1). Dlatego obiegi te można zrealizować tylko w bardzo chłodnych regionach, albo w roli niskiego stopnia w urządzeniach kaskadowych.

Ciśnienie robocze w obiegach podkrytycznych zwykle mieści się w przedziale od 5,7 do 35 bar (83 do 507 psi), co odpowiada temperaturze nasycenia od – 55°C do 0°C (-67°F do 32°F). W przypadku układów z odszranianiem parowników gorącą parą ciśnienie robocze jest wyższe o koło 10 bar (145 psi).

Transkrytyczne obiegi CO_2 stosowano onegdaj tylko w urządzeniach małych i handlowych, jak np. układy klimatyzacji pojazdów, wyposażenie chłodnicze supermarketów czy małe pompy ciepła. Jednakże wraz z wycofaniem freonów i wobec obaw co do toksyczności amoniaku, transkrytyczne układy z CO_2 zdobyły znaczną popularność w nowych instalacjach przemysłowych. Oddawanie ciepła następuje w nich przy temperaturze powyżej punktu krytycznego dwutlenku węgla, toteż obiegi te można stosować na całym świecie. Transkrytyczne układy z CO_2 i ich zastosowania omówiono w rozdziale 11. Na wykresie log(p)-h dla CO_2 pokazano prosty obieg podkrytyczny i transkrytyczny.

Rysunek 10.1.1: Obiegi chłodnicze CO_2 na wykresie log(p)-h



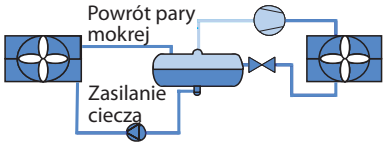
10.2 Porównanie rozmiarów rurociągów w układach z CO_2

Wysokie ciśnienie robocze dwutlenku węgla, idące w parze z dużą gęstością, przekłada się na zaletę w postaci małych średnic rurociągów w instalacji chłodniczej. W porównaniu do urządzeń z R134a i R717 różnice widać wyraźnie.

W układach z zasilaniem pompowym rurociągi powrotne pary mokrej CO_2 wymagają znacznie mniejszej średnicy niż dla amoniaku czy R134a (tabela 10.2). Dopuszczalny spadek ciśnienia w odniesieniu do równoważnego spadku temperatury nasycenia jest około 10 razy wyższy. Wynika to ze stosunkowo wysokiej gęstości pary CO_2. Poniższe porównanie wykonano dla krotności cyrkulacji równej 3. Wyniki niewiele się zmienią, jeśli się je zoptymalizuje dla poszczególnych czynników.

Tabela 10.2: Porównanie rozmiaru rurociągów powrotnych pary mokrej i zasilających

Porównanie przekroju rurociągów powrotu pary mokrej / zasilania cieczą



	Czynnik chłodniczy			R 134a		R 717		CO_2	
	Wydajność	kW	[TR]	250	[71]	250	[71]	250	[71]
Powrót pary mokrej	ΔT	K	[F]	0.8	[1.4]	0.8	[1.4]	0.8	[1.4]
	Δp	bar	[psi]	0.0212	[0.308]	0.0303	[0.439]	0.2930	[4.249]
	Prędkość przepływu	m/s	[ft/s]	11.0	[36.2]	20.2	[66.2]	8.2	[26.9]
									
	Średnica	mm	[inch]	215	[8.5]	133	[5.2]	69	[2.7]
	Pole przekroju	mm^2	[$inch^2$]	36385	[56.40]	13894	[21.54]	3774	[5.85]
Zasilanie cieczą	Prędkość przepływu	m/s	[ft/s]	0.8	[2.6]	0.8	[2.6]	0.8	[2.6]
									
	Średnica	mm	[inch]	61	[2.4]	36	[1.4]	58	[2.3]
	Pole przekroju	mm^2	[$inch^2$]	2968	[4.6]	998	[1.55]	2609	[4.04]
Suma pól przekroju rurociągów	Powrót pary mokrej + zasilanie cieczą	mm^2	[$inch^2$]	39353	[61.0]	14892	[23.08]	6382	[9.89]
Pole przekroju rurociągu zasilającego			%	8		7		41	

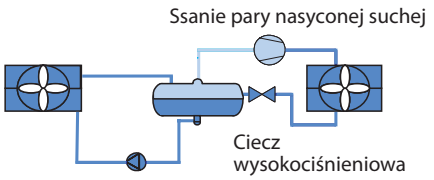
Lekw. = 50 m / 194 ft – Krotność cyrkulacji: ncyr. = 3 – Temp. Parowania: TE = -40°C / -40°F

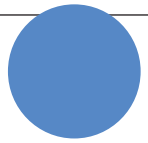
© Danfoss | 2020.10

Bardzo podobnie kształtują się wyniki porównania spadku ciśnienia i średnicy dla rurociągu ssawnego pary nasyconej suchej.

Tabela 10.3: Porównanie rozmiaru rurociągów ssawnych i cieczowych

Porównanie przekroju rurociągów ssawnych / cieczowych

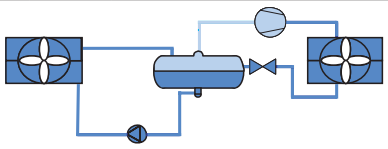


	Czynnik chłodniczy			R 134a		R 717		CO_2	
	Wydajność	kW	[TR]	250	[71]	250	[71]	250	[71]
Rurociąg ssawny pary nasyconej suchej	ΔT	K	[F]	0.8	[1.4]	0.8	[1.4]	0.8	[1.4]
	Δp	bar	[psi]	0.0212	[0.308]	0.0303	[0.439]	0.2930	[4.249]
	Prędkość przepływu	m/s	[ft/s]	20.4	[67]	37.5	[123]	15.4	[51]
									
	Średnica	mm	[inch]	168	[6.6]	102	[4.0]	53	[2.1]
	Pole przekroju	mm^2	[$inch^2$]	22134	[34.31]	8097	[12.55]	2242	[3.48]
Rurociąg cieczowy	Prędkość przepływu	m/s	[ft/s]	0.8	[2.6]	0.8	[2.6]	0.8	[2.6]
									
	Średnica	mm	[inch]	37	[1.5]	21	[0.8]	35	[1.4]
	Pole przekroju	mm^2	[$inch^2$]	1089	[1.69]	353	[0.55]	975	[1.51]
Suma pól przekroju rurociągów	Ssawny + cieczowy	mm^2	[$inch^2$]	23223	[36.00]	8450	[13.10]	3217	[4.99]
Pole przekroju rurociągu cieczowego			%	5		4		30	

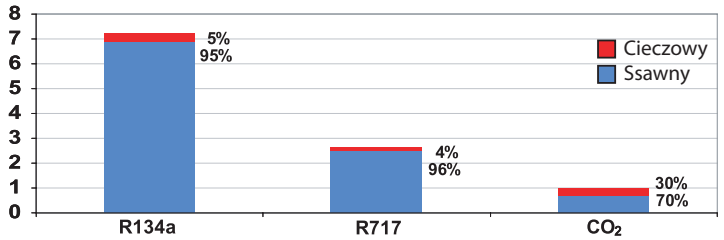
Lekw. = 50 m / 194 ft – Temp. Parowania: TE = -40°C / -40°F – Temp. Skraplania: TC = -15°C / 5°F

Tabela 10.4: Porównanie rozmiaru rurociągów

Porównanie przekroju rurociągów ssawnych / cieczowych



	Czynnik chłodniczy			R 134a		R 717		CO_2	
	Wydajność	kW	[TR]	250	[71]	250	[71]	250	[71]
Rurociąg ssawny	Pole przekroju	mm^2	[$inch^2$]	22134	[34.31]	8097	[12.55]	2242	[3.48]
Rurociąg cieczowy	Pole przekroju	mm^2	[$inch^2$]	1089	[1.69]	353	[0.55]	975	[1.51]
Ssawny + cieczowy	Suma pól przekroju	mm^2	[$inch^2$]	23223	[36.00]	8450	[13.10]	3217	[4.99]
Względne pole przekroju			-	7.2		2.6		1.0	
Rurociąg cieczowy			%	5		4		30	
Rurociąg ssawny			%	95		96		70	



$L_{ekw.}$ = 50 m / 194 ft – Temp. Parowania: TE = -40°C / -40°F – Temp. Skraplania: TC = -15°C / 5°F

Zarówno w przypadku układów z zasilaniem pompowym jak i ciśnieniowym, obliczeniowy przekrój rurociągów cieczowych dla CO_2 jest wyraźnie wyższy niż dla amoniaku, ale całkiem zbliżony do przekroju dla R134a (tabela 10.3 i 10.4). Wynika to z o wiele wyższego ciepła parowania amoniaku niż CO_2 i R134a.

Porównując względne pole przekroju rurociągów cieczowych i ssawnych dla uwzględnionych trzech czynników chłodniczych (tabela 10.3) widać, że sumaryczny przekrój dla CO_2 jest około 2,5 razy mniejszy niż dla amoniaku i około siedem razy mniejszy niż w przypadku R134a. Fakt ten ma interesujące konsekwencje dla względnego kosztu instalacji dla tych czynników.

Z powodu stosunkowo niskiej objętości właściwej pary CO_2 i wysokiej wydajności chłodniczej objętościowej, układy z dwutlenkiem węgla są dosyć wrażliwe na zmiany wydajności. Dlatego ważne jest, aby oddzielacz cieczy miał pojemność wystarczającą do skompensowania małej objętości właściwej pary w rurociągach.

W tabeli 10.5 zamieszczono wyniki porównania wymaganej wydajności sprężarki dla danego obciążenia cieplnego. Można zauważyć, że układ z CO_2 wymaga zainstalowania znacznie mniejszej sprężarki niż w przypadku amoniaku i R134a.

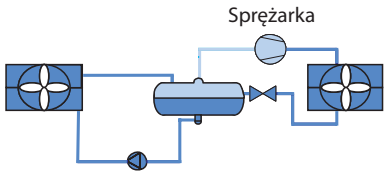
Sprężarka o takiej samej wydajności objętościowej dla CO_2 osiąga niemal 9 razy wyższą wydajność chłodniczą niż sprężarka amoniakalna i 13 razy wyższą niż w przypadku R134a.

W tabeli 10.6 zamieszczono wyniki obliczeń dochłodzenia uzyskiwanego w pionowym rurociągu cieczowym o wysokości „H". W przypadku CO_2 jest to wartość o wiele niższa niż dla amoniaku i R134a. Własność tę należy brać pod uwagę w toku projektowania instalacji na CO_2, aby skutecznie zapobiegać kawitacji i innym problemom z pompami ciekłego dwutlenku węgla.

Wysoka gęstość zasysanej pary CO_2 wpływa też korzystnie na pracę sprężarek. Ich pojemność skokowa jest o wiele mniejsza niż w przypadku R134a czy R717, chociaż odnosi się to tylko do niskociśnieniowej części urządzenia (temperatura skraplania wynosi – 15°C / 5°F).

Tabela 10.5: Porównanie wydajności objętościowej sprężarek

Porównanie wydajności sprężarek



Czynnik chłodniczy			R 134a	R 717	CO_2
Wydajność chłodnicza	kW	[TR]	**250** [71]	**250** [71]	**250** [71]
Wymagana wydajność objętościowa	m^3/h	[ft^3/h]	**1628** [57489]	**1092** [38578]	**124** [4387]
Względna wydajność objętościowa	-	-	**13.1**	**8.8**	**1.0**

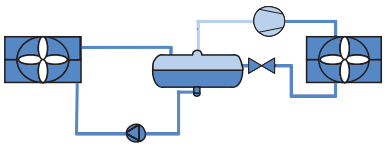
Temp. Parowania: TE = -40°C / -40°F – Temp. Skraplania: TC = -15°C / 5°F

Korzystna zależność między ciśnieniem i temperaturą nasycenia dla CO_2, która pozwala na dopuszczenie do wysokich strat ciśnienia bez znacznego spadku temperatury nasycenia, przynosi jednak jeszcze inny skutek. W pionowym rurociągu prowadzącym z oddzielacza cieczy do pompy, wysokie ciśnienie hydrostatyczne skutkuje wystąpieniem dochłodzenia cieczy na jego spodzie. W przypadku CO_2 zależność zmian parametrów nasycenia jest tu niekorzystna, gdyż owo dochłodzenie jest znacznie niższe niż dla innych czynników chłodniczych. Nawet niewielki napływ ciepła do rurociągu zasilającego pompę dwutlenku węgla szybciej likwiduje dochłodzenie niż w przypadku innych płynów roboczych. A ponieważ dochłodzenie przekłada się na nadwyżkę wysokości ssania NPSH, to wysokość rurociągu może się okazać za mała, aby zapobiec kawitacji.

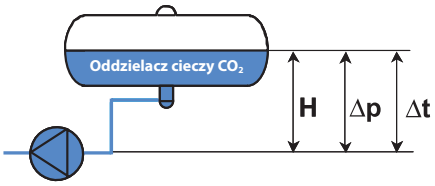
© Danfoss | 2020.10

Tabela 10.6: Porównanie ciśnienia hydrostatycznego i dochłodzenia

Porównanie ciśnienia hydrostatycznego / dochłodzenia



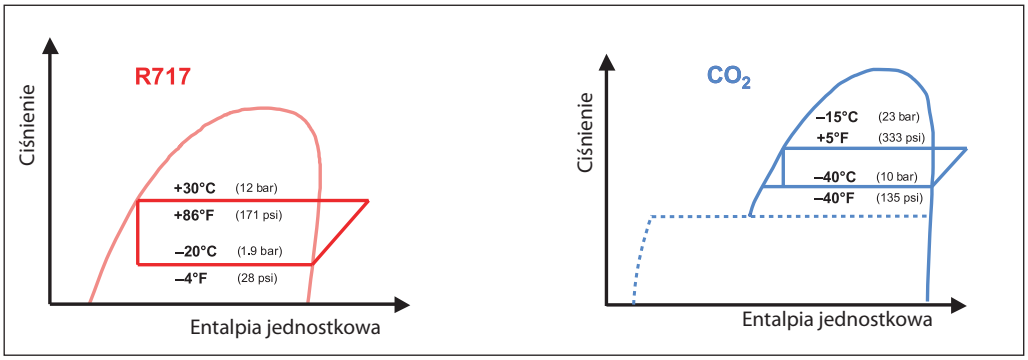
Czynnik chłodniczy			R 134a		R 717		CO_2	
Wysokość rurociągu opadowego „H"	m	[ft]	3	[9.8]	3	[9.8]	3	[9.8]
Ciśnienie hydrostatyczne na spodzie rury „Δp"	bar	[psi]	0.418	[6.06]	0.213	[2.95]	0.329	[4.77]
Dochłodzenie na spodzie rury „Δt"	K	[°F]	14.91	[26.8]	5.21	[9.4]	0.88	[1.6]



Temp. Parowania: TE = -40°C / -40°F

Dwutlenek węgla stał się popularnym czynnikiem chłodniczym w przemysłowych urządzeniach kaskadowych i hybrydowych. Może pracować w dolnym stopniu kaskady o różnej konfiguracji, np. z ciśnieniowym bądź pompowym zasilaniem parownika, jako nośnik ciepła w obiegu pośrednim, albo w kombinacji tych rozwiązań.

Rysunek 10.2.1: Porównanie obiegów R717 i CO_2



10.3 Podkrytyczne układy chłodnicze z CO_2

Ten rozdział dotyczy podkrytycznych układów z CO_2 w chłodnictwie przemysłowym. Układy transkrytyczne opisano w rozdziale 11.

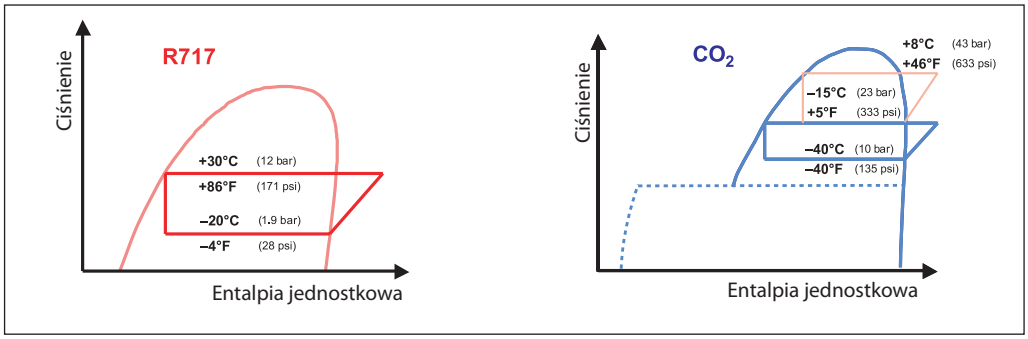
W typowym obiegu, CO_2 jest czynnikiem chłodniczym w układach niskotemperaturowych, z uwagi na znakomite własności w zakresie temperatury poniżej – 10°C. W szczególności chodzi tu o intensywność wymiany ciepła i wymaganą moc pomp cyrkulacyjnych.

Na rysunku 10.3.2 pokazano niskotemperaturowy układ chłodniczy z CO_2 w roli czynnika roboczego w dolnym stopniu urządzenia kaskadowego, którego górny stopień pracuje z amoniakiem.

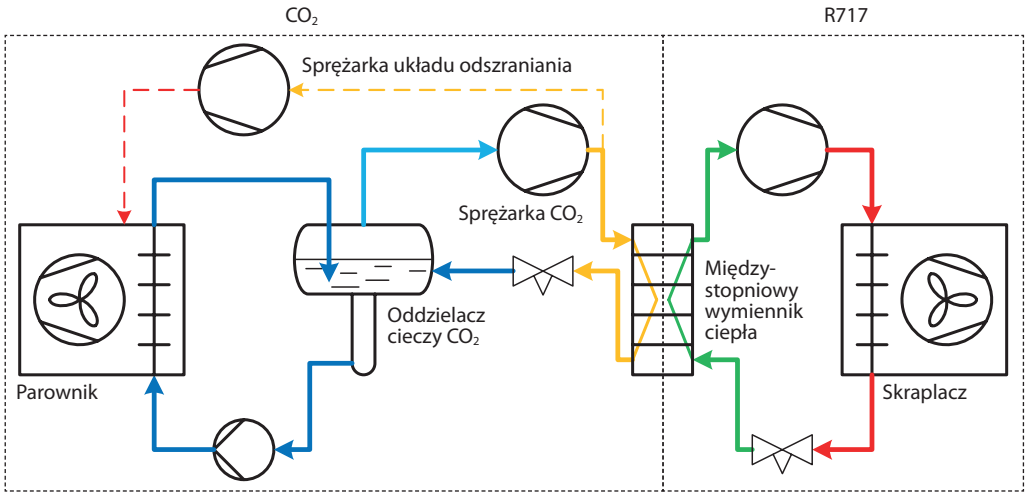
Obieg z CO_2 jest układem pompowym, w którym ciekły dwutlenek węgla z oddzielacza cieczy za pomocą pompy trafia do parownika, w którym dochodzi do częściowego odparowania. Pod postacią pary mokrej powraca do oddzielacza cieczy, z którego parę nasyconą suchą odsysa sprężarka. Po sprężeniu w niej, CO_2 skrapla się w międzystopniowym wymienniku ciepła, który pełni rolę parownika w obiegu amoniaku. W porównaniu z tradycyjnym układem amoniakalnym, ilość NH3 w instalacji kaskadowej jest mniejsza nawet 10-krotnie.

Przedstawione urządzenie kaskadowe wyposażono też w układ odszraniania gorącą parą CO_2 z odrębną sprężarką dwutlenku węgla. Wtłacza ona do parownika czynnik o temperaturze i ciśnieniu wystarczająco wysokim do przeprowadzenia procesu odszraniania.

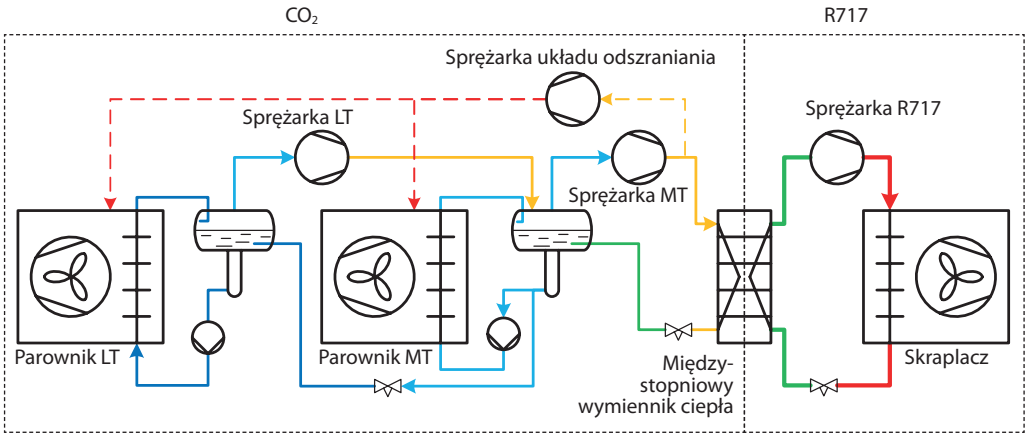
Rysunek 10.3.1: Porównanie obiegu R717 i CO_2 z odszranianiem gorącą parą



Rysunek 10.3.2: Schemat ideowy układu kaskadowego z 1 poziomem temperatury wrzenia CO_2 i z odszranianiem gorącą parą



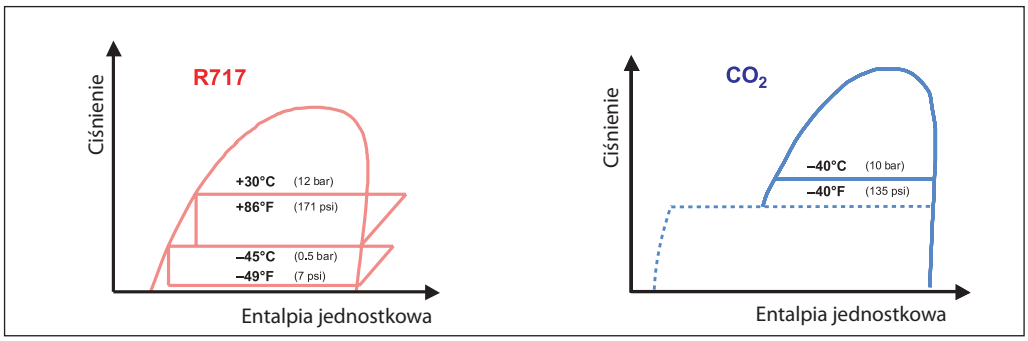
Rysunek 10.3.3: Schemat ideowy układu kaskadowego z 2 poziomami temperatury wrzenia CO_2 i z odszranianiem gorącą parą (LT / MT – niska / średnia temperatura parowania)



Rysunki 10.3.4 i 10.3.5 dotyczą niskotemperaturowego amoniakalnego układu chłodniczego z wrzącym dwutlenkiem węgla w obiegu pośrednim.

CO_2 krąży w obiegu pompowym. Ciecz pod działaniem pompy dostaje się do parownika, gdzie ulega częściowemu odparowaniu. Para mokra powraca

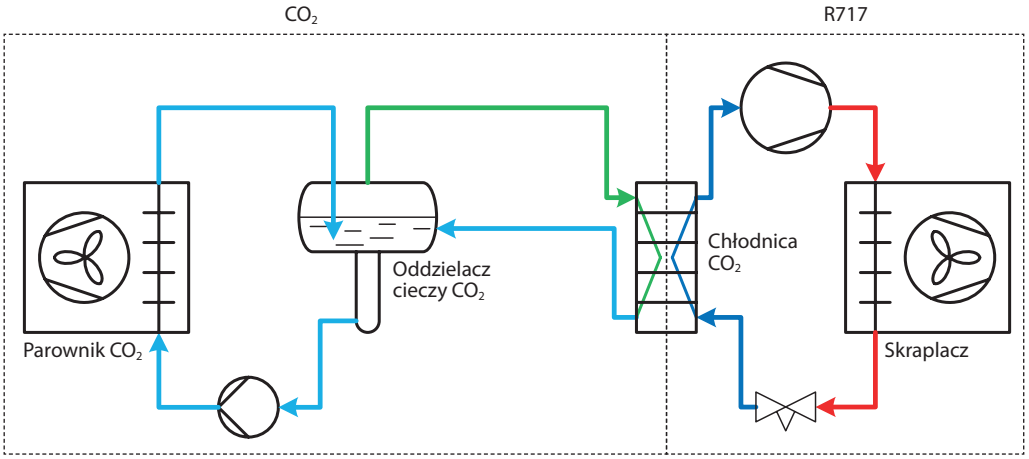
Rysunek 10.3.4: Porównanie dwustopniowego obiegu R717 i pompowego układu pośredniego z wrzącym CO_2



© Danfoss | 2020.10

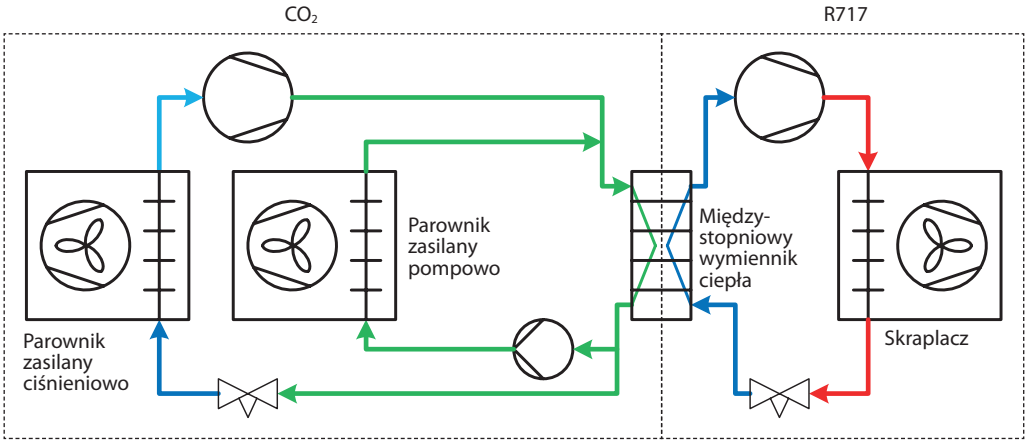
do oddzielacza cieczy, zaś nasycona sucha para CO_2 przechodzi do międzystopniowego wymiennika ciepła, w którym się skrapla oddając ciepło do amoniaku. W obiegu NH3 wymiennik ten pełni rolę parownika. Cyrkulację CO_2 wymusza pompa, a nie sprężarka. W zależności od temperatury parowania CO_2 korzystniejsze może się okazać zastosowanie układów sprężarkowych w obu stopniach. Przy dostatecznie niskiej temperaturze parowania, np. poniżej – 25°C, będzie to uzasadnione, gdyż w tych warunkach pracy sprężarki dwutlenku węgla są bardziej efektywne od ich amoniakalnych odpowiedników. Natomiast dla wyższej temperatury parowania CO_2, np. powyżej – 15°C, całą pracę sprężania może wykonywać sprężarka amoniaku, co ma zaletę w postaci prostoty układu.

Rysunek 10.3.5: Schemat ideowy układu chłodniczego z pompowym obiegiem pośrednim wrzącego CO_2



Rysunek 10.3.6 przedstawia schemat mieszanego układu chłodniczego, z jednym parownikiem zasilanym pompowo, a drugim ciśnieniowo. Może on znaleźć zastosowanie np. w supermarkecie, gdzie potrzeba dwóch poziomów temperatury parowania. Niskotemperaturowy parownik CO_2 równie dobrze można zasilać pompowo z niskociśnieniowego oddzielacza cieczy, jednak dla uproszczenia na schemacie uwzględniono zasilanie ciśnieniowe.

Rysunek 10.3.6: Schemat ideowy układu kaskadowego z dwoma poziomami temperatury parowania (dla supermarketu)



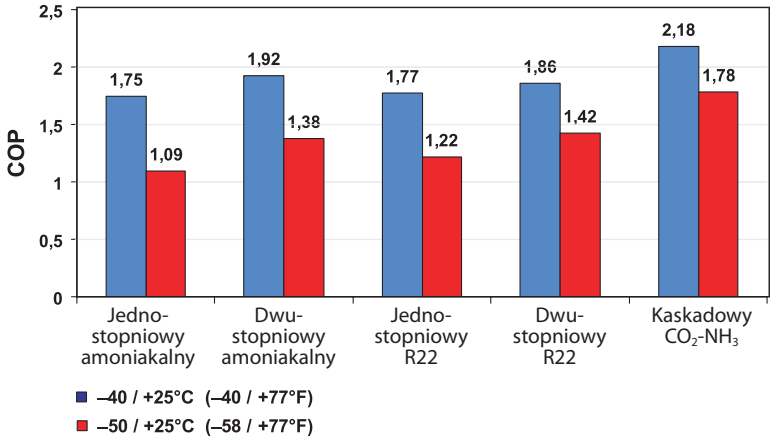
10.3.1 Efektywność

Niezbędnym elementem wyposażenia układu kaskadowego CO_2-NH_3 jest międzystopniowy wymiennik ciepła. Jego zastosowanie obniża efektywność całego układu, gdyż do funkcjonowania wymiennika ciepła konieczna jest różnica temperatury obu czynników.

Jednak sprężarki dwutlenku węgla są sprawniejsze, a wymiana ciepła z udziałem CO_2 jest bardziej intensywna. Toteż efektywność urządzeń kaskadowych CO_2-NH_3 nie jest gorsza od efektywności tradycyjnego układu amoniakalnego.

Na wykresie 10.3.7 można zauważyć, że kaskada CO_2-NH_3 pracuje efektywniej od obu porównywanych obiegów amoniakalnych. Potwierdza to opinię, że CO_2 jest znakomitym czynnikiem chłodniczym dla dolnych stopni układów kaskadowych.

Rysunek 10.3.7: Porównanie współczynnika wydajności chłodniczej COP dla wybranych układów



Źródło: IIAR Albuquerque, New Mexico 2003, P.S Nielsen & T.Lund
Introducing a New Ammonia/CO_2 Cascade Concept for Large Fishing Vessels

10.3.2 Ciśnienie dopuszczalne

Ustalając maksymalne dopuszczalne ciśnienie podczas projektowania instalacji na CO_2 trzeba uwzględnić dwie najistotniejsze kwestie:

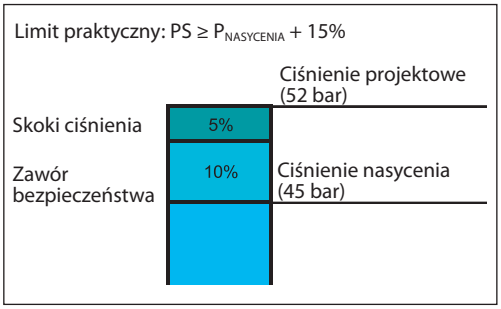
- Ciśnienie podczas postoju
- Ciśnienie potrzebne do odszraniania

Typowe wartości ciśnienia dopuszczalnego dla podkrytycznych układów z CO_2 przedstawiono na rysunkach 10.3.8 i 10.3.9. Każdy zaznaczony obszar reprezentuje odrębny przedział ciśnienia dopuszczalnego i podzespoły pracujące w tej strefie muszą wytrzymywać wskazane ciśnienie.

10.3.3 Ciśnienie postojowe

Trzeba pamiętać, że jeśli w instalacji nie ma żadnej regulacji ciśnienia, to podczas postoju – czyli po wyłączeniu układu – ciśnienie wewnątrz wzrasta, z powodu napływu ciepła z otoczenia. Dla temperatury 0°C (32°F) ciśnienie nasycenia wynosi 34,9 bar (505 psi), zaś dla 20°C (68°F) już 57,2 bar (830 psi). W chłodnictwie przemysłowym konstruowanie instalacji tak, aby mogła wytrzymać ciśnienie postojowe (czyli ciśnienie nasycenia dla temperatury otoczenia) byłoby kosztowne. Dlatego zazwyczaj wyposaża się układ w mały pomocniczy agregat skraplający, który podczas postoju instalacji chłodzi dwutlenek węgla na tyle, aby ograniczyć wzrost ciśnienia do dopuszczalnego poziomu, np. 30 bar (435 psi).

Rysunek 10.3.8: Ciśnienie dopuszczalne (PS)



10.3.4 Ciśnienie podczas odszraniania

Do odszraniania parowników w układach na CO_2 można wykorzystać wiele metod (naturalną, wodną, elektryczną, gorącą parą). Najefektywniejszą z nich jest odszranianie gorącą parą, szczególnie w zakresie niskiej temperatury. Wymaga jednak podniesienia ciśnienia w parowniku do wysokiej wartości. W przypadku ciśnienia dopuszczalnego na poziomie 52 bar (754 psi) można podać parę do odszraniania o temperaturze nasycenia około 10°C (50°F).

Ciśnienie nasycenia dla tej temperatury wynosi 45 bar (652 psi). Dodając 10% ze względu na nastawę zaworów bezpieczeństwa oraz około 5% na ewentualne skoki ciśnienia, uzyskuje się maksymalne dopuszczalne ciśnienie robocze 52 bar (754 psi) – rysunek 10.3.8.

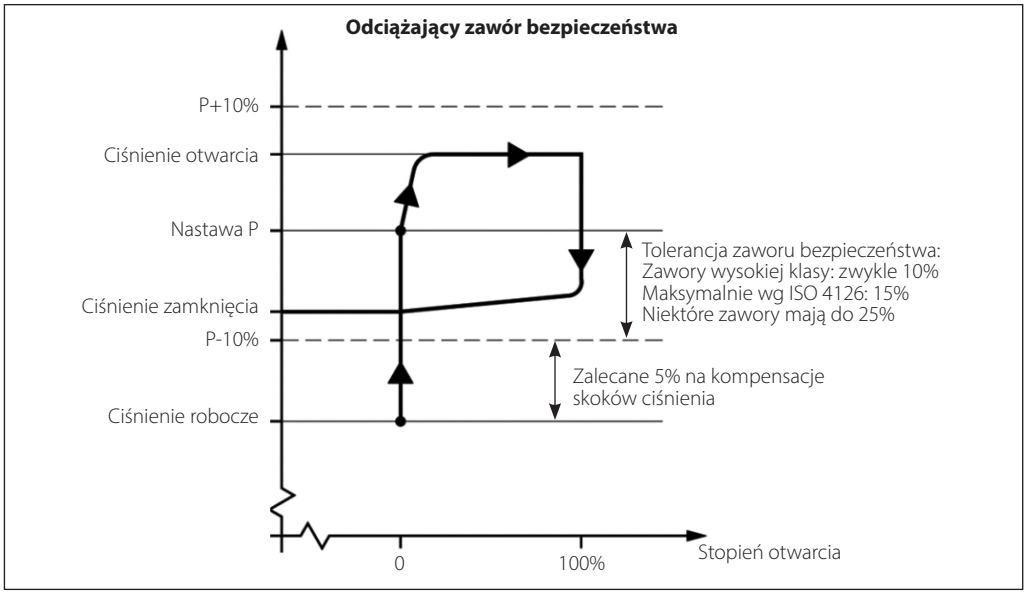
Na rysunku 10.3.8 pokazano praktyczne uwarunkowania dla maksymalnego ciśnienia dopuszczalnego w przypadku zaworów bezpieczeństwa wysokiej klasy (o tolerancji 10% ciśnienia dopuszczalnego). Istnieją różne normy określające tolerancję zaworów bezpieczeństwa, dla której powinny się one zamknąć. W normach ISO tolerancja ta sięga 15% ciśnienia dopuszczalnego, podczas gdy w normach amerykańskich jest nawet wyższa. Dla zaworów bezpieczeństwa wykonanych zgodnie z tymi normami dopuszczalne ciśnienie w instalacji powinno być odpowiednio wyższe, albo niższe musi być ciśnienie nasycenia.

Z uwagi na możliwe wahania ciśnienia w układzie dodaje się jeszcze 5% na pokrycie ewentualnych skoków ciśnienia, aby zawór bezpieczeństwa się stale nie otwierał i zamykał.

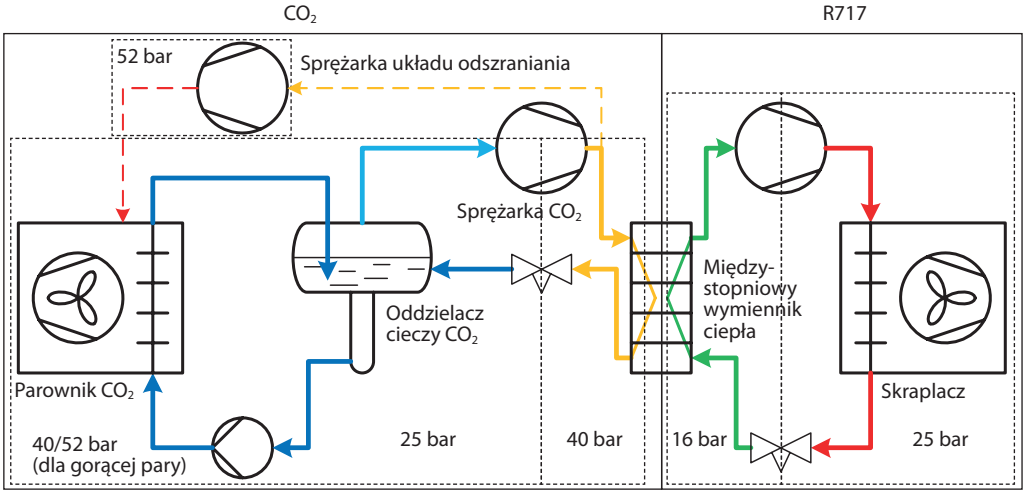
Rysunek 10.3.9 przedstawia przechodzenie zaworu bezpieczeństwa do stanu otwarcia i zamknięcia w zależności od ciśnienia w instalacji.

© Danfoss | 2020.10

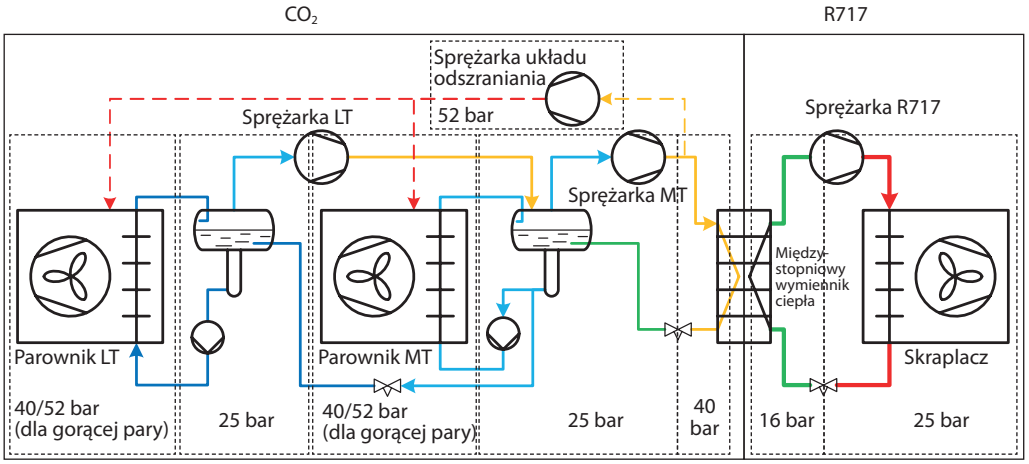
Rysunek 10.3.9: Otwieranie się i zamykanie zaworu bezpieczeństwa



Rysunek 10.3.10: Typowe wartości ciśnienia dopuszczalnego w układach kaskadowych CO_2-NH_3



Rysunek 10.3.11: Typowe wartości ciśnienia dopuszczalnego w układach kaskadowych CO_2-NH_3 z dwustopniowym obiegiem CO_2

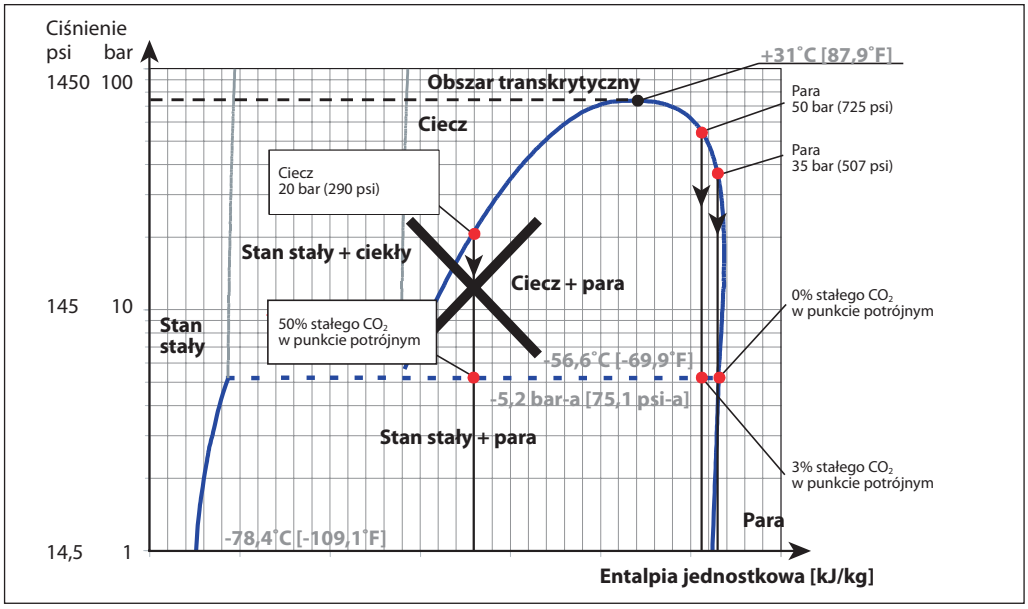


10.4 Specjalne względy dotyczące układów chłodniczych z CO_2

10.4.1 Zawory bezpieczeństwa

Z powodu nadzwyczaj wysokich parametrów punktu potrójnego, w pewnych warunkach może dojść w instalacji do powstania stałego CO_2. Na rysunku 10.4.1 przedstawiono proces dławienia dwutlenku węgla w zaworze bezpieczeństwa dla trzech różnych warunków początkowych. Jeśli nastawa zaworu bezpieczeństwa w strefie pary wynosi 35 bar (507 psi) lub mniej – przypadek po prawej stronie rysunku – to po spadku ciśnienia w rurociągu wylotowym poniżej punktu potrójnego (5,2 bar – 75,1 psi) cały CO_2 pozostanie w stanie lotnym.

Rysunek 10.4.1 Zmiany stanu skupienia CO_2 podczas dławienia



W przypadku nastawy zaworu bezpieczeństwa w strefie pary na 50 bar (725 psi) – przypadek środkowy – po przekroczeniu punktu potrójnego 3% upuszczanego CO_2 przejdzie w stan stały. W najgorszym przypadku (długi rurociąg wylotowy z wieloma kolanami) zestalony CO_2 może zablokować przepływ w rurociągu za zaworem. Najskuteczniejszym rozwiązaniem tego problemu jest montaż zaworu bezpieczeństwa bez rurociągu wylotowego, z upustem czynnika bezpośrednio do atmosfery. Zmiana stanu skupienia CO_2 zachodzi nie tyle w samym zaworze, co tuż za nim (a więc przy braku rurociągu wylotowego – już w atmosferze).

Jeśli zawór bezpieczeństwa w strefie cieczy nastawiono na 20 bar (290 psi), to po przejściu poniżej punktu potrójnego 50% upuszczanego dwutlenku węgla stanie się ciałem stałym, stwarzając bardzo duże zagrożenie zablokowaniem przepływu w rurociągu wylotowym.

Dlatego aby skutecznie chronić rurociągi cieczowe przed powstawaniem suchego lodu, należy podłączyć wylot zaworu bezpieczeństwa do miejsca w układzie, gdzie panuje ciśnienie wyższe od ciśnienia punktu potrójnego (5,2 bar – 75,1 psi). Zatem dla zabezpieczenia rurociągów cieczowych należy stosować tylko wewnętrzne zawory bezpieczeństwa.

10.4.2 Wytwarzanie próżni w układzie przed napełnieniem CO_2

W przypadku amoniaku, który cechuje się dużym powinowactwem chemicznym z wodą, wytwarzanie próżni w układzie nie ma aż tak newralgicznego znaczenia, co w instalacjach na czynniki HFC czy CO_2. Układy chłodnicze z dwutlenkiem węgla są bardzo wrażliwe na obecność wilgoci, toteż bardzo duże znaczenie ma początkowe odwodnienie instalacji. W trakcie budowy układu chłodniczego, rurociągi chłodnicze zwykle są otwarte do atmosfery, a w nocy może się w nich nawet wykraplać woda. Bardzo ważne jest usunięcie całej wilgoci i powietrza przed napełnieniem instalacji czynnikiem chłodniczym.

Wytworzenie próżni w wykonanym lub serwisowanym układzie przynosi dwojaki skutek:

- usunięcie gazów nieskraplających się w celu efektywnej pracy skraplacza,
- usunięcie wody.

Temperatura wrzenia wody spada wraz z obniżanym ciśnieniem w instalacji. Ciepło pochodzące z rur i zbiorników może spowodować odparowanie pozostałej wilgoci, o ile nie napotka przeszkód w dopływie do niej.

Zalecenia Międzynarodowego Instytutu Chłodnictwa Amoniakalnego IIAR są w tej materii następujące:

Wydajność pompy próżniowej należy dobrać według pojemności instalacji chłodniczej, tak aby obniżyć w niej ciśnienie do wartości 0,65 kPa (5000 µmHg), przy której temperatura wrzenia wody wynosi około 1°C. Trzeba zauważyć, że niższe ciśnienie może doprowadzić do zestalenia się wody, a wtedy jej odparowywanie przebiega o wiele wolniej, co może nasunąć błędny wniosek o skutecznym odwodnieniu układu.

Zwykle operację wytwarzania próżni powtarza się kilkukrotnie, za każdym razem osiągając ciśnienie 0,65 kPa i przepłukując instalację suchym azotem, który pochłania pozostałości pary wodnej. Następnie po raz ostatni obniża się ciśnienie do poziomu 0,65 kPa. Jeśli ciśnienie spada podczas tego działania powoli, albo pozostaje w przedziale od 0,65 kPa (5000 µmHg) do 1,32 kPa (10000 µmHg), to

© Danfoss | 2020.10

znaczy, że w układzie wciąż obecna jest wilgoć i zaleca się wtedy dodatkowe wytwarzenie próżni. Po niej instalację należy napełnić PARĄ CO_2 o czystości odpowiedniej do celów chłodniczych.

UWAGA: NIE WOLNO NAPEŁNIAĆ OPRÓŻNIONEGO UKŁADU CIEKŁYM CO_2. Skutkowałoby to powstaniem suchego lodu, zatkaniem rur i momentalnym spadkiem temperatury do – 78,5°C (-109,3°F).

10.4.3 Napełnianie układu CO_2

Ważne jest, aby rozpocząć napełnianie instalacji dwutlenkiem węgla w postaci pary i prowadzić tę operację do osiągnięcia w układzie ciśnienia 5,2 bar (75,1 psi). Stanowczo zaleca się spisanie procedury napełniania instalacji CO_2. Trzeba mieć świadomość, że dopóki ciśnienie w napełnianej instalacji chłodniczej nie osiągnie punktu potrójnego, CO_2 może w niej istnieć tylko w postaci stałej lub lotnej. Ponadto tworzenie się suchego lodu przed wzrostem ciśnienia do wystarczającego poziomu w układzie będzie skutkować bardzo niską temperaturą. Przykładowo, dla ciśnienia 1 bar (14,5 psi) temperatura sublimacji CO_2 wynosi – 78,4°C (-109°F).

10.4.4 Usuwanie CO_2 z instalacji chłodniczej

Na rysunku 10.4.1 przedstawiono proces dławienia CO_2 podczas jego wypływu z instalacji. Ważne jest, aby usuwać dwutlenek węgla ze strony parowej układu, bo obniża to ryzyko powstania suchego lodu w zaworze bezpieczeństwa.

Suchy lód zatykający wylot zaworu bezpieczeństwa może dać fałszywe wrażenie, że instalacja została odciążona, podczas gdy może w niej nadal panować zbyt wysokie ciśnienie. Jeśli korki zestalonego dwutlenku węgla powstaną wewnątrz układu, to może pozostać duża różnica ciśnienia między oddzielonymi w ten sposób strefami. Dlatego zaleca się montaż manometrów na zbiornikach, z których wypuszcza się CO_2.

Dwutlenek węgla należy zawsze usuwać do atmosfery. Pomieszczenie, w którym się to odbywa trzeba intensywnie wentylować. Jeśli się tego zaniedba, CO_2 będzie się gromadzić w tym pomieszczeniu, a ponieważ jest cięższy od powietrza, to zbierać się będzie przy podłodze, ewentualnie spływając do położonych niżej pomieszczeń, np. do piwnicy. Sytuacja taka jest groźna, gdyż w dużym stężeniu CO_2 jest zabójczy dla człowieka. Dlatego trzeba zadbać o niezbędne środki ostrożności.

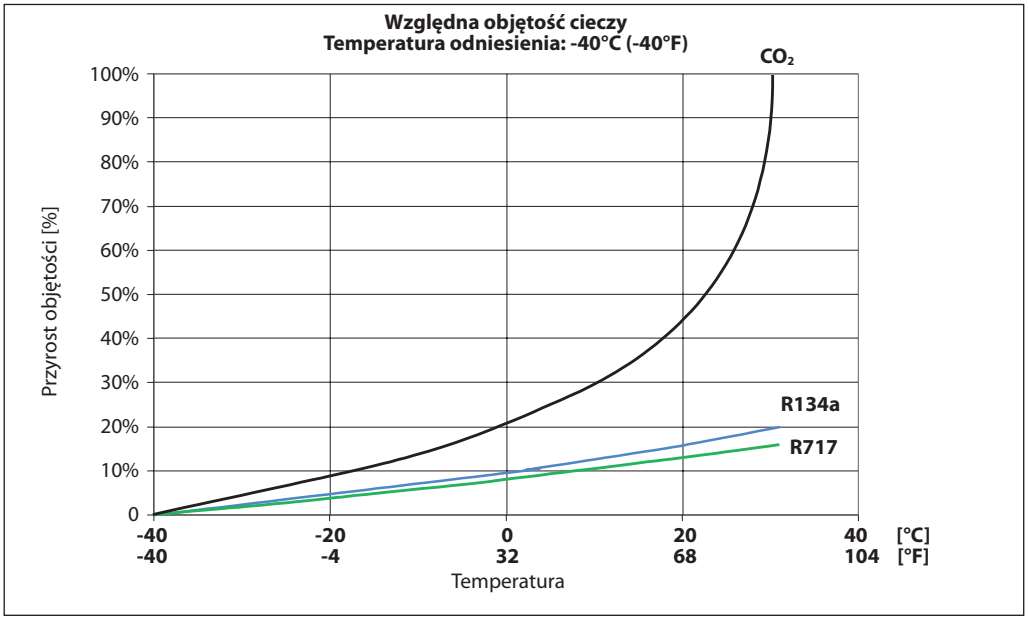
10.4.5 Czyszczenie filtrów

Te same względy dotyczą czyszczenia filtrów ciekłego CO_2. Chociaż dwutlenek węgla nie jest trujący, to nie można tak po prostu spuszczać cieczy z układu, gdyż w kontakcie z otoczeniem zamieni się częściowo w ciało stałe, a przy tym temperatura drastycznie się obniży – jak w opisanym powyżej przykładzie.

Nagły spadek temperatury wywołuje naprężenia termiczne w elementach instalacji i może prowadzić do ich uszkodzenia. Postępowanie takie stanowi też naruszenie przepisów, gdyż elementy te zwykle nie są dopuszczone do pracy w tak niskiej temperaturze.

10.4.6 Uwięziona ciecz

Uwięzienie ciekłego czynnika chłodniczego w jakiejś części instalacji stwarza dla niej potencjalne zagrożenie i trzeba zawsze unikać takiej sytuacji. W przypadku CO_2 zagrożenie to jest nawet większe niż dla układów z amoniakiem czy R134a. Wykres na rysunku 10.4.2 przedstawia zmiany objętości cieczy tych trzech czynników chłodniczych w zależności od temperatury. Widać, że ciekły dwutlenek węgla bardziej powiększa swą objętość niż amoniak lub R134a, szczególnie w pobliżu temperatury punktu krytycznego CO_2.



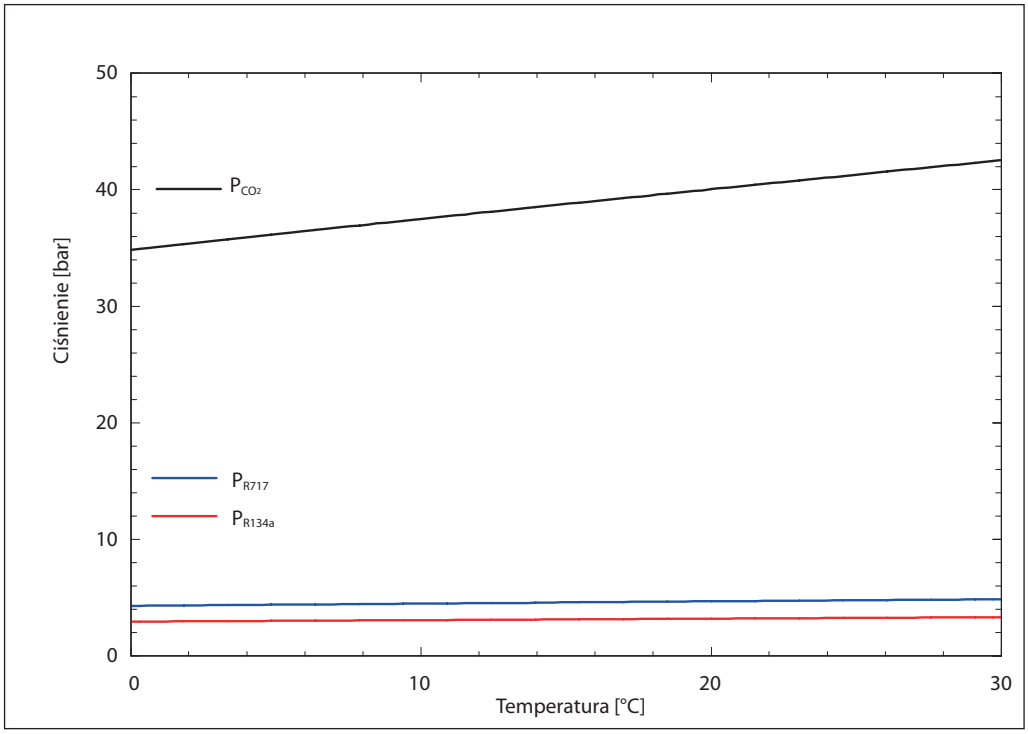
Rysunek 10.4.1 Zmiany stanu skupienia CO_2 podczas dławienia

10.4.7 Uwięziona faza lotna CO_2

W miarę wzrostu temperatury w układzie, rośnie też ciśnienie uwięzionego lotnego dwutlenku węgla.

W porównaniu do innych czynników chłodniczych, przyrost ciśnienia CO_2 na każdy stopień Celsjusza jest o wiele większy.

Rysunek 10.4.3 Przyrost ciśnienia lotnego CO_2



Powyższy wykres ilustruje przyrost ciśnienia uwięzionej pary powodowany wzrostem jej temperatury. Sytuacja taka może zaistnieć podczas postoju instalacji, Porównanie z amoniakiem i R134a pokazuje, że ciśnienie lotnego CO_2 jest o wiele bardziej wrażliwe na zmianę temperatury niż w przypadku innych popularnych czynników chłodniczych spotykanych w układach przemysłowych.

10.4.8 Przecieki w układach kaskadowych CO_2-NH_3

Najbardziej newralgicznym pod względem przecieków elementem urządzenia kaskadowego jest międzystopniowy wymiennik ciepła łączący układy z dwutlenkiem węgla i amoniakiem. Ciśnienie CO_2 jest wyższe niż po stronie amoniaku, toteż w przypadku rozszczelnienia nastąpi jego przeciek do amoniaku, który zostanie zanieczyszczony dwutlenkiem węgla. Kontakt tych dwóch substancji natychmiast skutkuje powstaniem stałego karbaminianu amonu. Ma on postać proszku o silnym działaniu korozyjnym.

$$\mathbf{CO_2 + 2 \cdot NH_3 \rightarrow H_2NCOONH_4}$$

CO_2 + amoniak = karbaminian amonu

Z powodu jego korozyjnego oddziaływania trzeba wszelkimi środkami zapobiegać powstawaniu tego związku chemicznego. **Nie ma powszechnej zgody co do właściwego sposobu usuwania karbaminianu amonu z instalacji i dlatego w niniejszym dokumencie nie podano żadnych zaleceń w tej kwestii.**

Odnotowano jednak przypadki oczyszczenia instalacji z wykorzystaniem gorącego powietrza lub wody o temperaturze powyżej 70°C.

10.4.9 Zgodność materiałowa

W odróżnieniu od amoniaku, CO_2 jest zgodny z niemal wszystkimi materiałami metalowymi. Z tego punktu widzenia nie ma żadnych ograniczeń co do stosowania miedzi czy mosiądzu. Zdecydowanie bardziej złożonym zagadnieniem jest zgodność CO_2 z polimerami. Ponieważ dwutlenek węgla jest substancją obojętną i bardzo stabilną, reakcje chemiczne nie stanowią tu zagrożenia. Jednak zasadniczym problemem są oddziaływania fizykochemiczne, jak penetracja polimerów przez CO_2, ich pęcznienie oraz powstawanie jam i wewnętrznych pęknięć. Efekty te są związane z chłonnością i przepuszczalnością tych materiałów wobec CO_2.

Firma Danfoss przeprowadziła szereg badań, aby zyskać pewność, że własne wyroby przeznaczone do użytku z CO_2 są odporne na jego oddziaływanie pod każdym względem.

Testy owe objawiły specyfikę dwutlenku węgla i wykazały konieczność dokonania modyfikacji w niektórych produktach. Trzeba wziąć pod uwagę, że polimery mogą wchłonąć dużą ilość CO_2. Niektóre popularne materiały z tej grupy nie są z nim zgodne, a inne wymagają specjalnych zabiegów, co dotyczy np. materia-

© Danfoss | 2020.10

łów na uszczelnienia. Oddziaływanie dwutlenku węgla na polimery staje się znacznie silniejsze przy ciśnieniu bliskim krytycznemu, w wysokiej temperaturze. Problemy ze zgodnością materiałową w układach z CO_2 może powodować obecność wody, gdyż produktem reakcji tych dwóch substancji jest kwas węglowy. Ma on działanie korodujące, szczególnie wobec powierzchni elementów metalowych. Zawartość wilgoci w układzie chłodniczym trzeba zminimalizować przez odpowiednie wytworzenie w nim próżni przed napełnieniem czynnikiem i dzięki skutecznemu odwadnianiu instalacji, co opisano w punkcie 10.12.5.

10.5 Wnioski

Dwutlenek węgla ma dobre właściwości, szczególnie w niskiej temperaturze, jednak nie stanowi zamiennika wobec amoniaku. Najbardziej rozpowszechnione w przemyśle instalacje chłodnicze pracujące z CO_2 to układy kaskadowe z amoniakiem w stopniu górnym.

Pod wieloma względami CO_2 jest bardzo mało kłopotliwym czynnikiem chłodniczym, ale trzeba sobie zdawać sprawę z pewnych jego unikalnych właściwości, różniących go wyraźnie od innych płynów roboczych. Świadomość tych różnic oraz uwzględnianie ich w toku projektowania, budowy, uruchamiania i eksploatacji instalacji chłodniczych pozwala uniknąć problemów. Dostępność wyposażenia chłodniczego dla przemysłowych układów z CO_2 o ciśnieniu roboczym do około 52-65 bar jest dobra. Niektórzy producenci podzespołów dla tradycyjnych czynników oferują też pewne wyroby dla CO_2. Rośnie też dostępność elementów automatyki dla wysokociśnieniowych instalacji chłodniczych z CO_2, chociaż tempo upowszechniania się tych układów bardzo zależy od dostępności głównych elementów instalacji chłodniczych.

10.6 Bezpieczeństwo i wykrywanie czynnika

Dwutlenek węgla jest bezwonną i bezbarwną substancją klasyfikowaną w grupie niepalnych czynników chłodniczych o niskiej toksyczności. Jednak oprócz wszystkich tych pozytywnie postrzeganych właściwości ma także pewne wady.

Brak zapachu sprawia, że czynnik ten nie ostrzega o swojej obecności w przypadku wycieku [6].

CO_2 jest cięższy od powietrza, toteż gromadzi się przy powierzchni gruntu bądź podłogi. Może przez to powodować zagrożenie – szczególnie we wnękach i zamkniętych przestrzeniach – polegające na tym, że po wyparciu tlenu powstaje zabójcza mieszanina gazów. Względna gęstość CO_2 w odniesieniu do powietrza wynosi 1,529 (dla 0°C, 32°F). Zagrożenie to wymaga specjalnej uwagi podczas projektowania i eksploatacji układu. Zawsze konieczne jest wyposażenie do wykrywania wycieków lub wentylacja awaryjna.

W porównaniu do amoniaku, CO_2 jest czynnikiem bezpieczniejszym, chociaż nie ostrzega o swojej obecności. Maksymalne stężenie danej substancji w powietrzu, które jest dopuszczalne podczas ośmiogodzinnej pracy przez 40 godzin tygodniowo nazywa się najwyższym dopuszczalnym stężeniem (NDS).

NDS dla amoniaku wynosi 25 ppm, zaś dla CO_2 5000 ppm (0,5%).

W atmosferze obecne jest około 0,04% dwutlenku węgla. Przy większych stężeniach obserwuje się szkodliwe działanie:

2%	Przyspieszenie oddychania o 50%
3%	Przyspieszenie oddychania o 100%
5%	Przyspieszenie oddychania o 300%
8-10%	Zakłócenia oddychania, które staje się niemal niemożliwe. Ból i zawroty głowy, pocenie się dezorientacja
> 10%	Możliwa utrata świadomości i śmierć
> 30%	Szybka śmierć

10.7 Wykrywanie CO_2

Wymagania dotyczące wykrywania obecności CO_2 różnią się w poszczególnych krajach. Poniżej zamieszczono ich przegląd w odniesieniu do dwóch z najbardziej adekwatnych dokumentów dotyczących instalacji chłodniczych: w Europie EN – 378:2016, a w USA – ASHRAE 15-2016.

Umiejscowienie wykrywaczy czynnika

Istnieją dwie metody rozmieszczania czujników: Wykrywanie punktowe – czujniki umieszcza się jak najbliżej prawdopodobnych źródeł wycieków;

Wykrywanie obwodowe – czujniki ściśle pokrywają obrzeże zagrożonego obszaru.

Metodę najbardziej odpowiednią – bądź ich kombinację – wybiera się w oparciu o wielkość i rodzaj instalacji.

10.7.1 Wytyczne do umiejscawiania czujników

W zależności od gęstości danego czynnika chłodniczego czujniki instaluje się wysoko albo nisko. Ponieważ CO_2 jest cięższy od powietrza i ścieli się przy podłożu, zaleca się instalowanie czujników 30-

40 cm ponad nim (poniżej strefy oddychania). Na potrzeby monitoringu w zakładach przemysłowych, w których CO_2 jest medium procesowym, a nie czynnikiem chłodniczym, rekomenduje się montaż czujników w strefie oddychania, 1,5 m ponad podłożem, w rejonie częstego przebywania ludzi.

Jeśli w maszynowni pracuje układ wentylacji mechanicznej, to powietrze będzie się przemieszczać w kierunku wentylatora. W problematycznych przypadkach, do identyfikacji kierunku przepływu powietrza i określenia właściwych punktów zainstalowania czujników można użyć dymu.

Trzeba też zwrócić uwagę na możliwość występowania miejsc (wnęk, zagłębień) szczególnie podatnych na zaleganie dwutlenku węgla, który wycieknie z instalacji.

W pomieszczeniach z wyposażeniem technicznym ochrony najbardziej wymaga otoczenie kotłów, sprężarek, zbiorników ciśnieniowych, butli i rurociągów.

Najbardziej narażone są zawory, manometry, kołnierze, trójniki, zawory serwisowe, połączenia mechaniczne, uszczelnienia oraz – tam, gdzie występują ciągłe zmiany temperatury i ciśnienia, albo nadmierne drgania – zawory regulujące pracę sprężarek i parowników.

Czujniki należy instalować w niewielkim oddaleniu od elementów wysokociśnieniowych, aby mogła się przy nich uformować chmura czynnika chłodniczego. W przeciwnym przypadku wyciekający czynnik być może ominie czujnik płynąc strumieniem z wysoką prędkością i nie zostanie wykryty.

Wybierając miejsce dla czujnika należy też przewidzieć dostęp na potrzeby jego kalibracji i serwisowania w przyszłości.

10.7.2 Liczba czujników w obiekcie
W normach nie podaje się ścisłych wymogów co do liczby czujników obecności czynnika chłodniczego w powietrzu, które trzeba zainstalować w danym obiekcie.

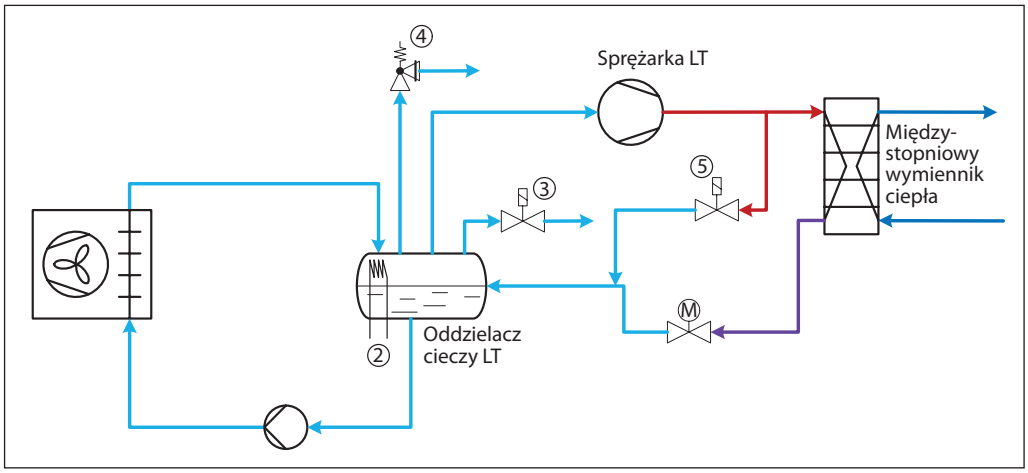
Istnieją jednak pewne ogólne wytyczne:

Czujnik zwykle obejmuje ochroną obszar o powierzchni około 50-100 m^2, w zależności od rzeczywistych uwarunkowań. W przypadku istnienia przeszkód architektonicznych i przy braku wentylacji, jest to bliżej 50 m2. W wolnych przestrzeniach z dobrą wentylacją mechaniczną obszar przypadający na jeden czujnik można rozszerzyć do około 100 m^2.

W maszynowniach zaleca się umiejscowienie czujników pod lub po obu stronach sprężarek czy innych podzespołów z częściami ruchomymi, albo też w strumieniu powietrza opuszczającym sąsiedztwo tych elementów pod działaniem pracujących ciągle urządzeń wyciągowych.

Danfoss oferuje układy i urządzenia do wykrywania wycieków CO_2 z instalacji przemysłowych, skonstruowane według idei „podłącz i używaj", wyposażone we wstępnie skalibrowane elektroniczne wykrywacze i czujniki.

10.8 Regulacja ciśnienia w układach z CO_2



Układy regulacji urządzeń chłodniczych z CO_2 muszą spełniać określone funkcje. W instalacjach tych cały czas panuje ciśnienie wyższe od atmosferycznego i ważne jest, aby istniały układy regulacji i procedury służące utrzymywaniu ciśnienia CO_2 w dopuszczalnym zakresie roboczym i zapobiegające nadmiernemu spadkowi tego ciśnienia, gdyż poniżej 5,18 bar dwutlenek węgla nie może istnieć w postaci cieczy.

© Danfoss | 2020.10

10.8.1 Możliwe reakcje na wysokie ciśnienie w oddzielaczu ciekłego CO_2
Jeśli ciśnienie w oddzielaczu cieczy wzrośnie ponad normalny zakres, można wykonać następujące kroki w celu minimalizacji wycieku CO_2:

Można wymusić pracę sprężarki oraz postój pompy ciekłego CO_2, aby stosunkowo ciepła ciecz nie wracała do oddzielacza.

Jeśli z jakiegoś powodu sprężarka się nie włączy, to ciśnienie nadal będzie rosnąć. Uruchomi się wtedy pomocnicze urządzenie chłodzące CO_2 podczas postoju (2).

Przy dalszym wzroście ciśnienia może nastąpić otwarcie zaworu elektromagnetycznego (3) w celu kontrolowanego obniżenia ciśnienia CO_2 do założonego poziomu.

Ostatnim urządzeniem, które powinno zadziałać jest zawór bezpieczeństwa (4), otwierający się zgodnie z nastawą.

10.8.2 Możliwe reakcje na niskie ciśnienie w oddzielaczu ciekłego CO_2
Jeśli ciśnienie w oddzielaczu cieczy spadnie poniżej normalnego zakresu, można wykonać następujące kroki w celu ograniczenia ryzyka powstania suchego lodu:

Otwarcie zaworu (5) w rurociągu obejściowym umożliwia podtrzymanie ciśnienia w oddzielaczu CO_2 na wystarczającym poziomie. Zapobiega też zatrzymaniu sprężarki w następstwie nagłego spadku obciążenia cieplnego, np. w przypadku urządzenia zamrażalniczego, w którym występują duże jego wahania. Sprężarka pracuje i układ jest gotów do szybkiej reakcji na szybki wzrost obciążenia cieplnego.

Aby zapobiec powstaniu suchego lodu, można też wymusić zatrzymanie sprężarki.

10.8.3 Regulacja pracy sprężarki
W przypadku sprężarek w układach z CO_2 nie ma żadnych różnic w sposobach regulacji ich pracy, w porównaniu ze sprężarkami w tradycyjnych przemysłowych instalacjach chłodniczych (patrz rozdział o regulacji pracy sprężarek). Jedynie w urządzeniach kaskadowych trzeba zapewnić pierwszeństwo rozruchu (lub gotowość do rozruchu) sprężarki amoniakalnej względem sygnału do uruchomienia sprężarki dwutlenku węgla.

10.8.4 Regulacja poziomu cieczy
Nie ma żadnych różnic w sposobach regulacji poziomu ciekłego CO_2, w porównaniu z tradycyjnymi przemysłowymi instalacjami chłodniczymi (patrz rozdział o regulacji poziomu cieczy). Przetworniki poziomu cieczy AKS 4100 marki Danfoss mogą pracować w instalacjach z CO_2, a niska stała dielektryczna tego czynnika nie stanowi dla nich przeszkody.

10.9 Regulacja pracy urządzenia kaskadowego

Aby urządzenie kaskadowe funkcjonowało prawidłowo, trzeba starannie regulować pracę dwóch obiegów chłodniczych.

Można wyróżnić następujące podukłady:
- regulacji wydajności skraplacza
- regulacji wydajności sprężarek
- zasilania międzystopniowego wymiennika ciepła

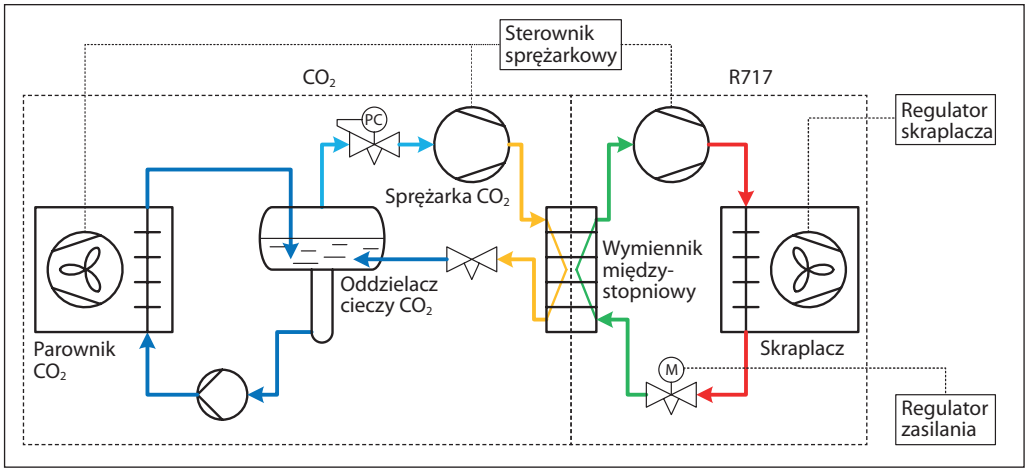
10.9.1 Regulacja wydajności skraplacza
Wydajność skraplacza można regulować przez wyłączanie poszczególnych wentylatorów bądź zmianę ich prędkości obrotowej. Sygnałem wejściowym dla układu regulacji powinno być ciśnienie w skraplaczu. Nastawa może mieć wartość stałą, albo zależną od temperatury otoczenia i wyraża się ją jako temperaturę nasycenia odpowiadającą wymaganemu ciśnieniu (w °C lub °F).

10.9.2 Regulacja wydajności sprężarek
W układzie kaskadowym CO_2-NH_3 sprężarka wysokotemperaturowa, czyli np. jedna ze sprężarek amoniakalnych musi włączać się przed sprężarkami CO_2, aby nie doszło do ich wyłączenia z powodu zbyt wysokiego ciśnienia. W celu umożliwienia niezakłóconego funkcjonowania urządzenia, elementy automatyki powinny koordynować pracę sprężarek stopnia niskiego i wysokiego. Aby nie doszło do przeciążenia sprężarki CO_2 podczas rozruchu, należy zainstalować zawór stałego ciśnienia ssania.

10.9.3 Zasilanie międzystopniowego wymiennika ciepła
Ilość czynnika chłodniczego zasilającą wymiennik międzystopniowy trzeba dopasowywać do warunków pracy tak, aby regulować ciśnienie skraplania po stronie niskotemperaturowego czynnika chłodniczego.

Zaleca się, aby CO_2 trafiał do międzystopniowego wymiennika ciepła już wstępnie schłodzony. Temperatura tłoczenia zwykle wynosi około 60°C, toteż pewną ilość ciepła można oddać do otoczenia lub do układu odzysku ciepła. Ponadto niższa temperatura dwutlenku węgla na wlocie do wymiennika, redukuje naprężenia termiczne i łagodzi obciążenie cieplne od CO_2, tworząc bardziej stabilne warunki pracy po stronie wrzącego amoniaku.

Rysunek 10.9.1: Schemat ideowy układu regulacji pracy urządzenia kaskadowego



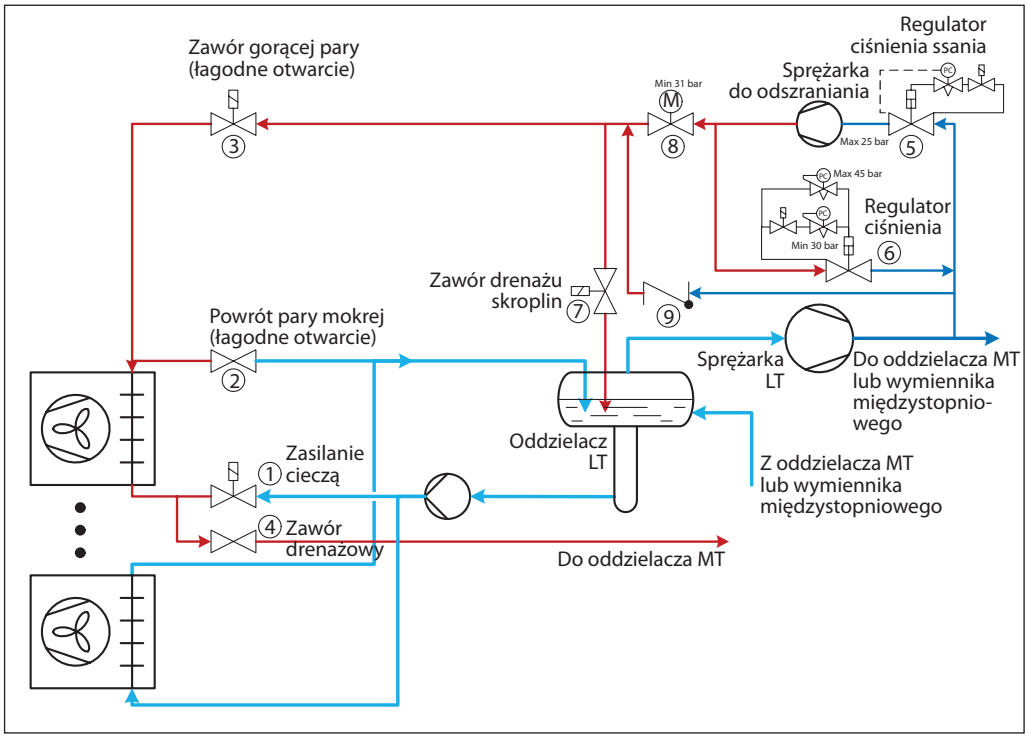
10.10 Metody regulacji procesu odszraniania gorącą parą

Doświadczenie zebrane na całym świecie uczy, że na osoby niewłaściwie projektujące bądź eksploatujące układy odszraniania parowników gorącą parą czyhają pewne pułapki, za przyczyną których może dojść do nieefektywnej pracy instalacji, a w skrajnych przypadkach nawet do poważnych wypadków.

10.10.1 Odszranianie gorącą parą parowników CO_2 zasilanych pompowo

Z punktu widzenia efektywności, zasadniczym zadaniem elementów automatyki jest powrót jak największej ilości kondensatu z parownika do oddzielacza cieczy. Później, w trybie chłodzenia ciecz ta pod działaniem pompy zasili parowniki. Rysunek 10.10.1 przedstawia schemat ideowy układu odszraniania gorącą parą niskotemperaturowego parownika zasilanego pompowo. W skład automatycznego układu odszraniania wchodzą zawory 1 do 4, które spełniają następujące funkcje: Numerem 1 oznaczono zawór w rurociągu zasilania cieczą, regulujący jej ilość trafiającą do parownika w trybie chłodzenia. Element nr 2, to łagodnie otwierający się zawór elektromagnetyczny w rurociągu powrotnym pary mokrej. Zawór 3 służy do doprowadzania gorącej pary i również cechuje się łagodnym otwarciem. Natomiast zadaniem zaworu 4 jest odprowadzanie cieczy powstającej w procesie odszraniania, a w układach pompowych może to być zawór pływakowy (ICFD), albo zawór stałego ciśnienia (ICS+CVP).

Rysunek 10.10.1: Schemat ideowy układu odszraniania gorącą parą niskotemperaturowego parownika zasilanego pompowo, ze sprężarką do odszraniania



Jak pokazano na rysunku 10.10.1, para wytłaczana ze sprężarki niskotemperaturowej (LT) przepływa rurociągiem obejściowym do sprężarki układu odszraniania, która zwiększa jej ciśnienie

© Danfoss | 2020.10

do poziomu odpowiadającego temperaturze nasycenia powyżej 0°C. Określona wartość tego ciśnienia zależy od założonego czasu sekwencji odszraniania. Jeśli w instalacji obecne są parowniki średniotemperaturowe (MT), to sprężarka LT może sprężyć CO_2 tylko do ciśnienia odpowiadającego temperaturze nasycenia – 10°C. Dlatego do odszraniania konieczna jest osobna sprężarka, bardziej podnosząca ciśnienie pary w celu uzyskania odpowiedniej temperatury odszraniania i zmniejszenia sumarycznego spadku ciśnienia w rurociągu gorącej pary, w parowniku i w rurociągu drenażu skroplin.

W instalacji z rysunku 10.10.1 gorącą parę do odszraniania podaje odrębna sprężarka. W wielu przypadkach sygnał do odszrania pochodzi z układu i musi się ono rozpocząć bardzo szybko. Z tego względu nie zawsze można wyłączać tę sprężarkę i w trybie chłodzeni musi ona pracować „na jałowym biegu". W tym celu zainstalowano zawór serwotłokowy 6 wyposażony w dwa zawory pilotowe stałego ciśnienia. Ma on zapewnić odpowiednią różnicę ciśnienia „na jałowym biegu" sprężarki układu odszraniania oraz ograniczyć jej maksymalne ciśnienie tłoczenia w trybie odszraniania. W trybie chłodzenia elektromagnetyczny zawór pilotowy jest otwarty i ciśnienie reguluje pilot połączony z nim szeregowo. Natomiast w trybie odszraniania zawór elektromagnetyczny przyjmuje pozycję zamkniętą i funkcję regulacji ciśnienia przejmuje pilot podłączony równolegle.

Regulator ciśnienia ssania 5 zapewnia maksymalne ciśnienie przed sprężarką układu odszraniania, utrzymując jej parametry robocze w dopuszczalnym zakresie.

Kiedy w trakcie odszraniania spadnie ciśnienie w rurociągu gorącej pary, zawór zwrotny 9 zainstalowany na obejściu sprężarki LT zacznie podawać doń parę. Nie wymaga ona dodatkowego sprężania, toteż dostarcza „darmowej" wydajności cieplnej do odszraniania.

Zawór silnikowy 8 zapewnia, że spadek ciśnienia w układzie odszraniania nie poskutkuje zbyt niską, albo nawet ujemną różnicą ciśnienia za i przed sprężarką do odszraniania.

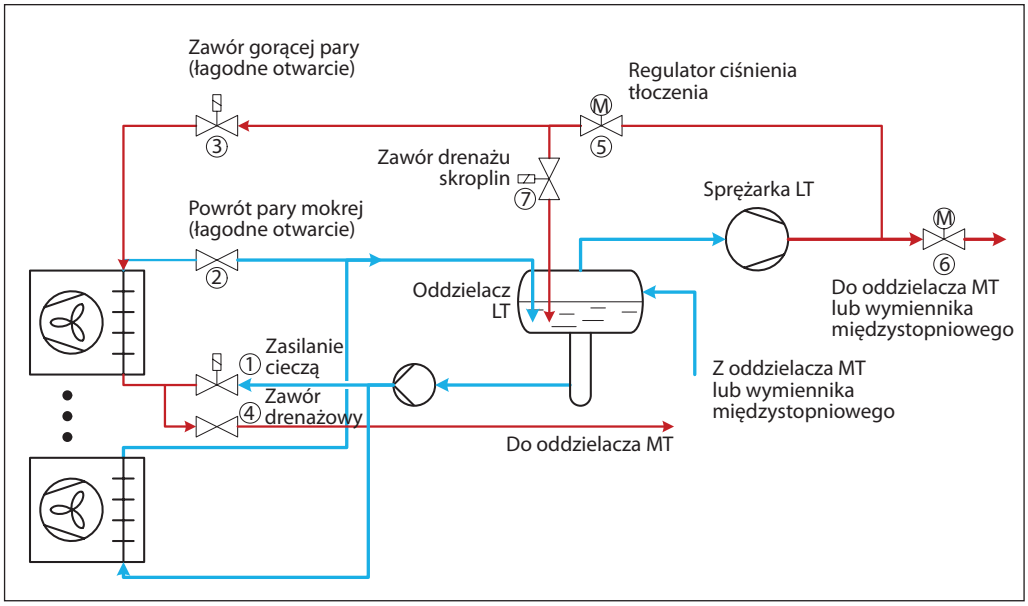
Zaleca się wzięcie pod uwagę różnych możliwych odchyleń ciśnienia ssania i ciśnienia tłoczenia sprężarki do odszraniania, aby zapewnić jej pracę zawsze w dopuszczalnym zakresie parametrów.

Trzeba zauważyć, że czynnik chłodniczy może się skraplać w rurociągu gorącej pary, znajdując się w nim pod wysokim ciśnieniem, a jednocześnie będąc wystawionym na oddziaływanie niskiej temperatury. Wraz z początkiem cyklu odszraniania, pod działaniem dużej różnicy ciśnienia powstała ciecz może spowodować uderzenie hydrauliczne, co grozi różnymi potencjalnie niebezpiecznymi awariami, pęknięciami rur i armatury oraz wyciekami. Skropliny powstające w układzie odszraniania można usunąć przez drenaż z punktów, w których ciecz może się gromadzić (nisko położonych), do oddzielacza cieczy za pośrednictwem zaworu elektromagnetycznego otwieranego na kilka sekund przed początkiem odszraniania. W zaworze tym zachodzić będzie dławienie, toteż musi on być do tego dostosowany, albo należy za nim zainstalować ręczny zawór rozprężny (regulacyjny). Można też użyć zaworu pływakowego wysokiego ciśnienia, o ile taki jest dostępny w danym zakresie ciśnienia. Na schemacie uwzględniono drenaż z wykorzystaniem zaworu elektromagnetycznego (7). Ważne jest podłączenie go w odpowiednim miejscu. Alternatywnie można przyjąć rozwiązanie, w którym zawór gorącej pary (3) będzie otwierany powoli, w wyniku czego ciecz będzie spływać w kierunku parownika z małą prędkością i nie spowoduje uderzenia hydraulicznego. Jeszcze inne rozwiązanie polega na obniżeniu ciśnienia w układzie odszraniania podczas cyklu chłodzenia, przez otwarcie na cały ten czas zaworu drenażowego (7). Jeśli w tym rurociągu będzie panować ciśnienie nasycenia odpowiadające temperaturze ssania, to skraplanie nie będzie zachodzić. Ciśnienie w układzie odszraniania trzeba jednak w tym rozwiązaniu cyklicznie podnosić i obniżać.

Pokazany tu układ zażegnuje wiele potencjalnych problemów, jednak to projektant ocenia, czy poszczególne elementy są konieczne.

Wartości ciśnienia odnotowane na rysunku 10.10.1 są tylko przykładowe i nie należy opierać się na nich dobierając podzespoły układu. Właściwe zwymiarowanie elementów instalacji należy do projektanta.

Rysunek 10.10.2: Schemat ideowy układu odszraniania gorącą parą niskotemperaturowego parownika zasilanego pompowo, bez sprężarki do odszraniania



Alternatywnie, para do odszraniania może pochodzić z jednej ze sprężarek niskotemperaturowych (LT), jak pokazano na rysunku 10.10.2.

Zawór silnikowy 6 zamykając się powoduje wzrost ciśnienia tłoczenia sprężarki niskotemperaturowej (LT) do poziomu odpowiedniego do odszraniania (tak, aby temperatura nasycenia przekroczyła 0°C).

Z kolei zawór silnikowy 5 zapewnia, że spadek ciśnienia na początku odszraniania nie poskutkuje zbyt niskim ciśnieniem tłoczenia sprężarki LT.

Skropliny powstające w układzie odszraniania można usunąć przez drenaż z punktów, w których ciecz może się gromadzić (nisko położonych), do oddzielacza cieczy za pośrednictwem zaworu elektromagnetycznego otwieranego na kilka sekund przed początkiem odszraniania. W zaworze tym zachodzić będzie dławienie, toteż musi on być do tego dostosowany, albo należy za nim zainstalować ręczny zawór rozprężny (regulacyjny). Można też użyć zaworu pływakowego wysokiego ciśnienia, o ile taki jest dostępny w danym zakresie ciśnienia. Na schemacie uwzględniono drenaż z wykorzystaniem zaworu elektromagnetycznego (7). Ważne jest podłączenie go w odpowiednim miejscu. Alternatywnie można przyjąć rozwiązanie, w którym zawór gorącej pary (3) będzie otwierany powoli, w wyniku czego ciecz będzie spływać w kierunku parownika z małą prędkością i nie spowoduje uderzenia hydraulicznego.

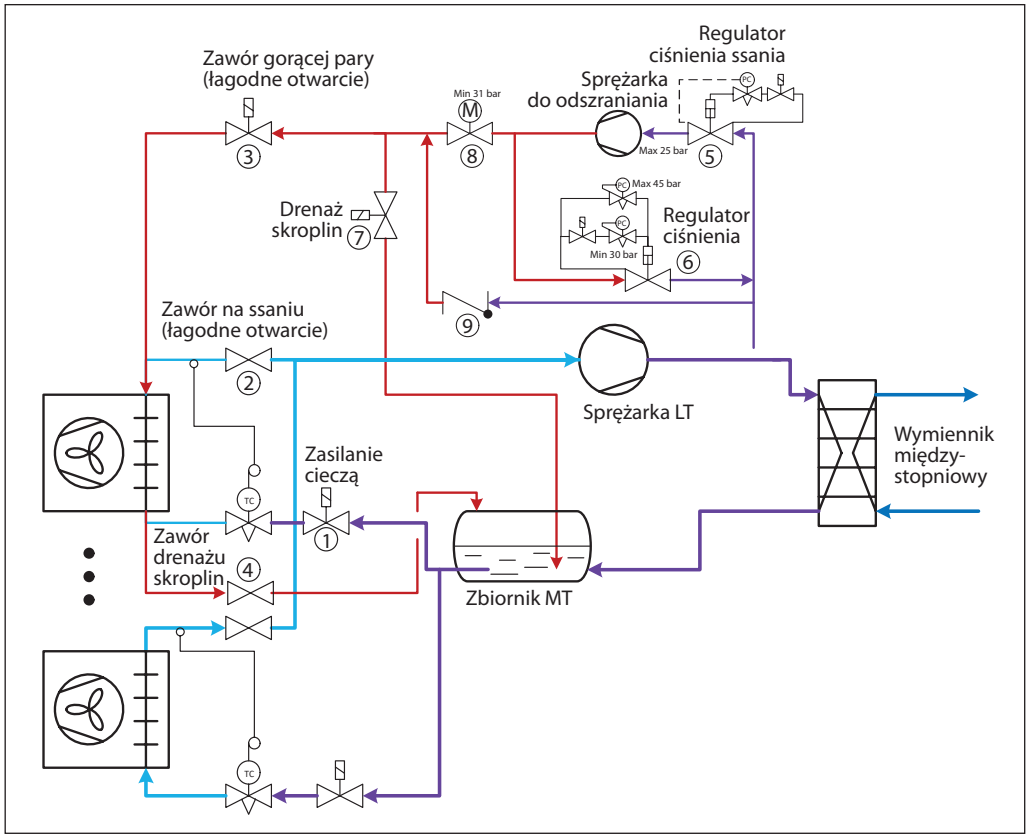
To, które rozwiązanie powinno się zastosować, zależy od ilości czasu i energii przeznaczanych na odszranianie parowników. Układ odszraniania z oddzielną sprężarką oznacza dodatkowy koszt inwestycyjny, ale pracuje bardziej energooszczędnie. Z kolei wykorzystanie jednej ze sprężarek instalacji chłodniczej obniża koszt inwestycji, jednak jej praca w trybie odszraniania przebiega nieefektywnie. Generalnie, jeśli odszranianie ma zajmować znaczną część czasu eksploatacji układu, to lepsze ekonomicznie będzie skorzystanie z odrębnej sprężarki do odszraniania, natomiast okresowy wzrost ciśnienia tłoczenia sprężarki LT będzie odpowiednim rozwiązaniem przy krótszym względnym czasie odszraniania.

10.10.2 Odszranianie gorącą parą parowników CO_2 zasilanych ciśnieniowo

Generalnie, nie ma tu dużej różnicy w porównaniu do odszraniania parowników zasilanych pompowo. Zasada pozostaje mniej więcej taka sama, jak opisano w punkcie poświęconym sekwencji odszraniania w rozdziale 5 – Regulacja pracy parownika.

W układzie odszraniania gorącą parą parowników zasilanych ciśnieniowo, skropliny powstałe w procesie odszraniania należy odprowadzać bezpośrednio do zbiornika średniotemperaturowego (MT), za pośrednictwem odpowiedniego zaworu drenażowego (4), jak ICS+CVP-H, czy nawet lepiej ICFD – tak, aby tylko ciecz dopływała do zbiornika. W rurociągu odprowadzania skroplin, za zaworem drenażowym trzeba zainstalować zawór zwrotny, który zapobiegnie wstecznemu przepływowi czynnika chłodniczego o wysokim ciśnieniu do parownika. Aby para nie blokowała zaworów rozprężnych, nie należy odprowadzać kondensatu bezpośrednio do rurociągu cieczowego.

Rysunek 10.10.3: Schemat ideowy układu odszraniania gorącą parą parowników zasilanych ciśnieniowo, ze sprężarką do odszraniania



Rysunek 10.10.3 przedstawia schemat ideowy układu odszraniania gorącą parą parowników z zasilaniem ciśnieniowym, wyposażonego w odrębną sprężarkę do odszraniania. Większość elementów automatyki przy sprężarce do odszraniania i w rurociągu doprowadzającym gorącą parę jest podobna do zaworów pokazanych na rysunku 10.10.1. Para wytłaczana ze sprężarki niskotemperaturowej (LT) trafia rurociągiem obejściowym do sprężarki układu odszraniania, która podnosi jej ciśnienie do poziomu odpowiedniego dla procesu odszraniania.

W układzie zainstalowano zawór serwotłokowy 6 wyposażony w dwa zawory pilotowe stałego ciśnienia. Ma on zapewnić odpowiednią różnicę ciśnienia „na jałowym biegu" sprężarki układu odszraniania oraz ograniczyć jej maksymalne ciśnienie tłoczenia w trybie odszraniania. W trybie chłodzenia elektromagnetyczny zawór pilotowy jest otwarty i ciśnienie reguluje pilot połączony z nim szeregowo. Natomiast w trybie odszraniania zawór elektromagnetyczny przyjmuje pozycję zamkniętą i funkcję regulacji ciśnienia przejmuje pilot podłączony równolegle.

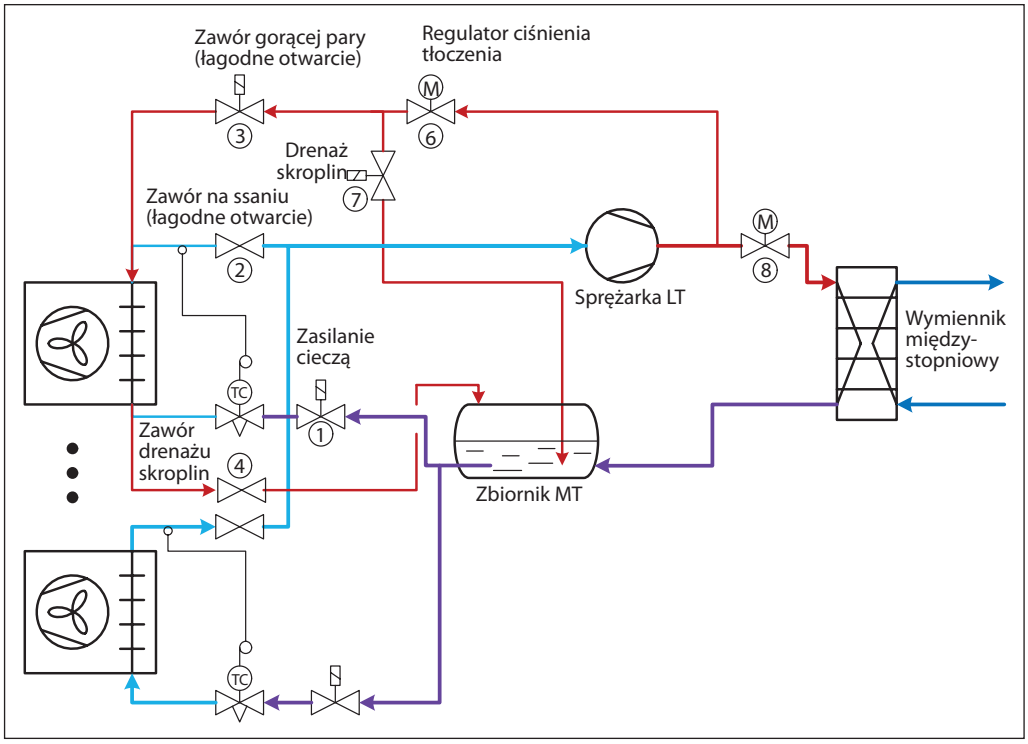
Regulator ciśnienia ssania 5 zapewnia maksymalne ciśnienie przed sprężarką układu odszraniania, utrzymując jej parametry robocze w dopuszczalnym zakresie.

Kiedy w trakcie odszraniania spadnie ciśnienie w rurociągu gorącej pary, zawór zwrotny 9 zainstalowany na obejściu sprężarki LT zacznie podawać doń parę. Nie wymaga ona dodatkowego sprężania, toteż dostarcza „darmowej" wydajności cieplnej do odszraniania.

Zawór silnikowy 8 zapewnia, że spadek ciśnienia w układzie odszraniania nie poskutkuje zbyt niską, albo nawet ujemną różnicą ciśnienia za i przed sprężarką do odszraniania.

Zaleca się wzięcie pod uwagę różnych możliwych odchyleń ciśnienia ssania i ciśnienia tłoczenia sprężarki do odszraniania, aby zapewnić jej pracę zawsze w dopuszczalnym zakresie parametrów.

Wartości ciśnienia odnotowane na rysunku 10.10.3 są tylko przykładowe i nie należy opierać się na nich dobierając podzespoły układu. Właściwe zwymiarowanie elementów instalacji należy do projektanta.



Rysunek 10.10.4: Schemat ideowy układu odszraniania gorącą parą parowników zasilanych ciśnieniowo, bez sprężarki do odszraniania

Układ odszraniania z wykorzystaniem sprężarki LT przedstawiono na rysunku 10.10.4.

Z początkiem sekwencji odszraniania zamyka się zawór silnikowy 8, aby podnieść ciśnienie tłoczenia sprężarki LT.

Przy spadku ciśnienia w układzie odszraniania zawór gorącej pary 6 zapewni minimalne ciśnienie tłoczenia sprężarki.

W układzie odszraniania gorącą parą parowników zasilanych ciśnieniowo, skropliny powstałe w procesie odszraniania należy odprowadzać bezpośrednio do zbiornika średniotemperaturowego (MT), za pośrednictwem odpowiedniego zaworu drenażowego (4), jak ICS+CVP-H, czy nawet lepiej ICFD – tak, aby tylko ciecz dopływała do zbiornika. W rurociągu odprowadzania skroplin, za zaworem drenażowym trzeba zainstalować zawór zwrotny, który zapobiegnie wstecznemu przepływowi czynnika chłodniczego o wysokim ciśnieniu do parownika. Aby para nie blokowała zaworów rozprężnych, nie należy odprowadzać kondensatu bezpośrednio do rurociągu cieczowego.

10.10.3 Ciśnienie gorącej pary do odszraniania w układach z CO_2

Czas trwania operacji odszraniania można skrócić podnosząc temperaturę procesu. Jednakże przy zbyt wysokiej temperaturze odszraniania, z powodu szybkiego topnienia i ogrzewania się wilgoci na parowniku, może się pojawić mgła w komorze chłodniczej. W takim przypadku para wodna pozostaje w komorze, zamiast wydostać się z niej w formie skroplin, co jest sytuacją niepożądaną.

Aby odszranianie gorącą parą było możliwe, temperatura nasycenia w parowniku musi w tym czasie być wystarczająco wyższa od 0°C. W większości przypadków zadowalające rezultaty przynosi wartość z zakresu 7-12°C. Odpowiada mu zakres ciśnienia nasycenia CO_2 od 41 do 47 bar.

Należy pamiętać o spadku ciśnienia w rurociągach oraz w elementach armatury i automatyki zainstalowanych między sprężarką i parownikiem. W tym odcinku spadek ciśnienia o 1 bar zwykle odpowiada spadkowi temperatury nasycenia o 1°C. Ciśnienie tłoczenia sprężarki w trakcie odszraniania musi być wystarczająco wysokie, aby zrekompensować ten spadek.

Uwaga: Odszranianie za pomocą pary przegrzanej o ciśnieniu odpowiadającym temperaturze nasycenia poniżej 0°C nie przyniesie satysfakcjonujących wyników. Do właściwego odszraniania potrzebna jest wydajność cieplna z procesu skraplania pary czynnika chłodniczego.

10.11 Olej w układach z CO_2

W instalacjach chłodniczych z CO_2 wyposażonych w sprężarki o tradycyjnej konstrukcji wykorzystuje się zarówno oleje rozpuszczalne z czynnikiem, jak i nierozpuszczalne (tabela 10.2).

W przypadku środków smarnych nierozpuszczalnych z CO_2, jak oleje polialfaolefinowe (PAO), układ powrotu oleju jest stosunkowo skomplikowany. Gęstość oleju PAO jest mniejsza niż ciekłego CO_2, toteż olej gromadzi się na powierzchni lustra cieczy i trudniej jest go usunąć niż w instalacjach amoniakalnych. Ponadto, aby uniknąć zanieczyszczenia parownika olejem, układ odolejania przy sprężarce z nierozpuszczalnym środkiem smarnym musi być wysoce efektywny; zasadniczo pożądany jest układ praktycznie bezolejowy.

Dla olejów rozpuszczalnych z dwutlenkiem węgla, jak poliestrowe środki smarne (POE), układ powrotu oleju może być znacznie prostszy. Charakteryzują się one dużym powinowactwem z wodą, toteż wyzwaniem w eksploatacji oleju POE jest zapewnienie jego stabilności.

W układach korzystających z CO_2 w roli medium pośredniczącego, a także w przypadku sprężarek bezolejowych, w dwutlenku węgla krążącym w instalacji olej nie występuje. Z punktu widzenia efektywności jest to sytuacja optymalna, gdyż intensywność wymiany ciepła w parownikach jest dobra. Jednakże wszystkie zawory, elementy automatyki i inne podzespoły muszą być przystosowane do pracy bez smarowania olejem.

Tabela 10.2: CO_2 i oleje

Rodzaj oleju	**PAO** **Oleje polialfaolefinowe** *(syntetyczne)*	**POE** **Oleje poliestrowe** *(syntetyczne)*
Rozpuszczalność	Mała (nierozpuszczalne)	Wysoka (rozpuszczalne)
Higroskopijność	Mała	Duża (duże powinowactwo z wodą)
Układ odolejania	**Specjalne wymagania:** Wysoka skuteczność odolejania Wielostopniowe odolejacze koalescencyjne Filtry z węglem aktywowanym	**Bez specjalnych wymagań** (jak dla czynników HCFC/HFC)
Układ powrotu oleju	**Wymóg specjalny:** Odprowadzanie oleju z niskotemperaturowego oddzielacza cieczy (gęstość oleju niższa niż CO_2 – odwrotnie niż dla NH_3)	**Prostota** (jak dla czynników HFC) W przypadku parowników zalanych wymagany jest rektyfikator olejowy
Wyzwania	Układ odolejania i powrotu oleju Po dłuższym czasie olej gromadzi się np. w parownikach	Wysokie powinowactwo z wodą Długoterminowa stabilność oleju Wymagany układ z „czystym" czynnikiem chłodniczym

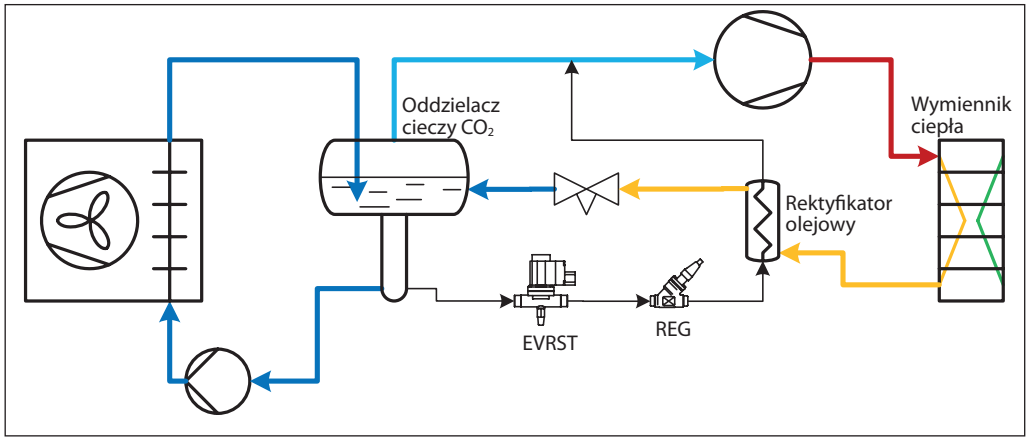
Ilość oleju w pompowym oddzielaczu cieczy stopniowo rośnie, gdyż nie można go bezpośrednio odessać w kierunku sprężarki wraz z parą czynnika chłodniczego. Zaolejona ciecz trafia do parowników, a kiedy stężenie oleju w parowniku stanie się zbyt wysokie, będzie on przylegać do powierzchni wymiany ciepła pod działaniem siły adhezji. Obniża to wydajność instalacji chłodniczej.

Aby utrzymywać stężenie oleju w tej części instalacji na niskim poziomie, należy w sposób ciągły odparowywać dwutlenek węgla z ciekłej mieszaniny oleju z CO_2 pochodzącej z oddzielacza cieczy. Proces ten zachodzi w rektyfikatorze. Ciekły CO_2 zza skraplacza ulega w nim dochłodzeniu, zaś odparowany z roztworu dwutlenek węgla wraz z olejem trafia na ssanie sprężarki.

Do sprężarki nie wolno podać ciekłego czynnika chłodniczego, gdyż grozi to jej zniszczeniem. Z tego powodu CO_2 na wylocie z rektyfikatora ma postać pary przegrzanej.

W rektyfikatorze olejowym z cyrkulacją naturalną przegrzanie pary reguluje się za pomocą ręcznego zaworu REG zainstalowanego za zaworem elektromagnetycznym.

Rysunek 10.11.1: Grawitacyjny układ powrotu oleju rozpuszczalnego z CO_2

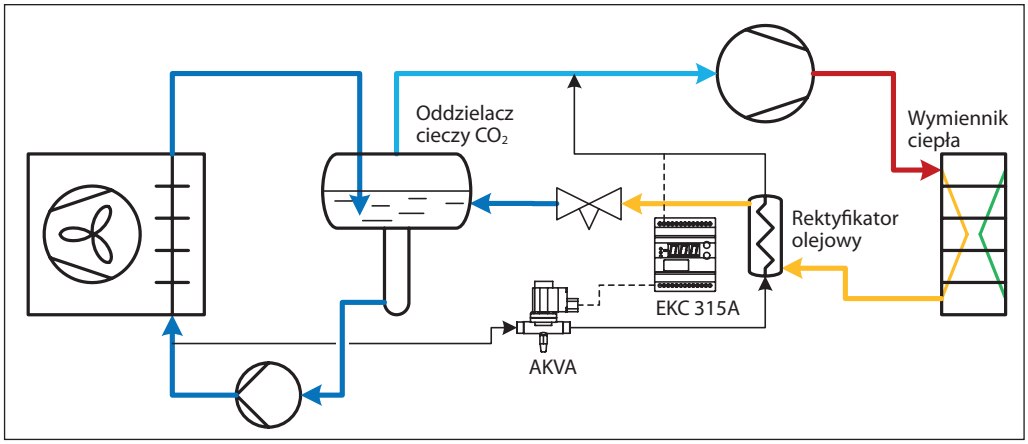


Rysunek 10.11.1 przedstawia układ powrotu oleju działający w oparciu o naturalną cyrkulację ciekłego roztworu dwutlenku węgla i oleju, pobieranego u dołu rurociągu opadowego z oddzielacza cieczy.

Alternatywnym rozwiązaniem jest pobieranie cieczy z rurociągu zasilającego parownik, gdzie płynie ona pod działaniem pompy czynnika – jak pokazano na rysunku 10.11.2. Przepływ roztworu do rektyfikatora reguluje zawór rozprężny AKVA sterowany sygnałem z regulatora przegrzania EKC 315A. Zawór AKVA można zastąpić zaworem blokowym ICF z modułem zaworu rozprężnego.

Bardziej szczegółowe przykłady instalacji z rektyfikatorem oleju przedstawiono w rozdziale 6 (Układy olejowe).

Rysunek 10.11.2: Układ powrotu oleju rozpuszczalnego z CO_2 z przepływem wymuszonym pompą czynnika

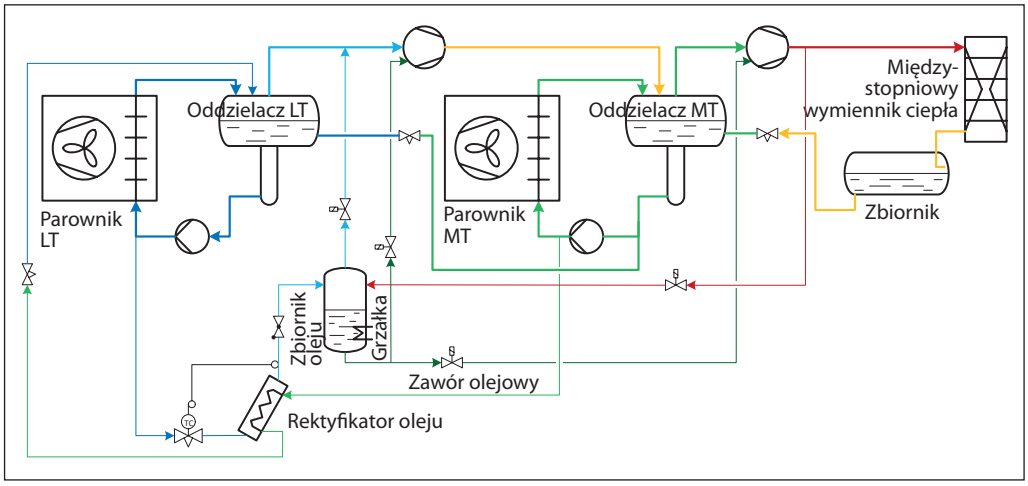


10.11.1 Powrót oleju w instalacji wielostopniowej

Większość przemysłowych instalacji chłodniczych posiada więcej niż 1 poziom temperatury parowania i więcej niż 1 stopień sprężania. Olej krążący w układzie wraz z czynnikiem po pewnym czasie będzie się gromadzić w oddzielaczu cieczy o najniższej temperaturze. Właśnie z niego pobiera się ciekły roztwór czynnikowo-olejowy kierowany do rektyfikatora, z którego olej trafia do zbiornika oleju. Kiedy zajdzie potrzeba, olej ze zbiornika można doprowadzać do poszczególnych sprężarek osobnymi rurociągami olejowymi. Ciśnienie w zbiorniku trzeba wtedy podnieść przez otwarcie połączenia ze strefą najwyższego ciśnienia w układzie, np. z rurociągiem tłocznym sprężarki do odszraniania. Zapewni to odpowiednią nadwyżkę ciśnienia w zbiorniku oleju względem rurociągów ssawnych poszczególnych sprężarek i tym samym umożliwi transport oleju do wszystkich sprężarek w instalacji.

Należy zauważyć, że skoro czynnik chłodniczy trafia do niskotemperaturowego (LT) oddzielacza cieczy z oddzielacza średniotemperaturowego (MT), to największa ilość oleju występuje właśnie w sekcji niskiej temperatury. Jednakże, jeśli obciążenie parowników LT jest małe, albo występuje rzadko, to korzystne może być dodanie rektyfikatora do średniotemperaturowego oddzielacza cieczy (MT).

Rysunek 10.11.3: Układ powrotu oleju w instalacji dwustopniowej



© Danfoss | 2020.10

10.12 Woda w układach z CO_2

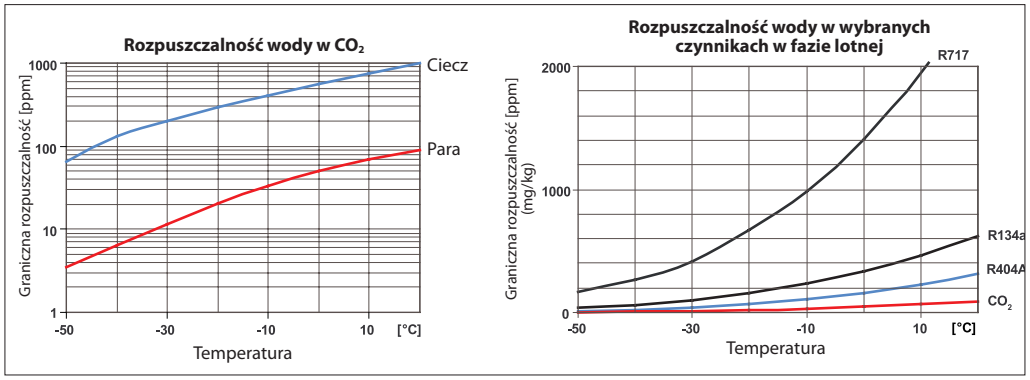
W instalacjach amoniakalnych regularnie wymienia się olej i usuwa gazy nieskraplające się. Minimalizuje się obecność w układzie oleju, wody i zanieczyszczeń stałych, które to substancje mogą powodować problemy eksploatacyjne.

W porównaniu do instalacji amoniakalnych, układy z CO_2 są mniej wrażliwe na obecność wody, jednak problemy mogą w nich też występować. W niektórych starszych instalacjach na CO_2 stwierdzano nieprawidłowości działania elementów automatyki i innego wyposażenia. Badania wykazały, że wiele z nich było spowodowanych zamarzaniem wody wewnątrz instalacji.

W nowoczesnych układach zawartość wilgoci ograniczają do akceptowalnego poziomu odpowiednie filtry odwadniacze.

Dopuszczalna zawartość wody w instalacjach z CO_2 jest o wiele niższa niż w przypadku innych popularnych czynników chłodniczych. Wykres na rysunku 10.12.1 pokazuje zależność rozpuszczalności wody w ciekłym i lotnym dwutlenku węgla od temperatury. Rozpuszczalność w cieczy jest o wiele większa niż w parze. Graniczna rozpuszczalność w fazie lotnej określa punkt rosy.

Rysunek 10.12.1: Rozpuszczalność wody w CO_2 i innych czynnikach chłodniczych



Wykres na rysunku 10.12.1 przedstawia graniczną rozpuszczalność wody w CO_2 w zależności od temperatury. W uwzględnionym zakresie jest ona około 10 razy wyższa dla cieczy niż dla pary.

W mniejszym stężeniu cała woda pozostaje rozpuszczona w czynniku chłodniczym i nie stwarza zagrożenia dla instalacji, jednak jeśli jej ilość przekroczy wartość graniczną, wydziela się z roztworu w postaci kropel.

W przypadku wystąpienia w układzie wolnej wody mogą się pojawić problemy z funkcjonowaniem instalacji, szczególnie przy temperaturze poniżej 0°C. Woda będzie zamarzać i blokować przepływ przez zawory regulacyjne i elektromagnetyczne, a także przez filtry i inne elementy. Ten problem jest bardziej kłopotliwy w instalacjach z parownikami zasilanymi pompowo bądź ciśnieniowo, a mniej w pośrednich obiegach CO_2, z uwagi na mniej wrażliwe wyposażenie.

10.12.1 Reakcje chemiczne

Należy zaznaczyć, że opisane poniżej reakcje nie zachodzą w prawidłowo eksploatowanej instalacji z CO_2, w której zawartość wody utrzymuje się poniżej granicy rozpuszczalności.

W zamkniętym układzie, jakim jest instalacja chłodnicza, może dochodzić do reakcji CO_2 z olejem, tlenem i wodą, zwłaszcza w warunkach wysokiej temperatury i ciśnienia. Na przykład, przy wzroście zawartości wilgoci powyżej granicznej rozpuszczalności z dwutlenkiem węgla może powstawać kwas węglowy, zgodnie z poniższą reakcją [4,5]:

$$CO_2 + H_2O \rightarrow H_2CO_3$$

(CO_2 + woda → kwas węglowy)

W zakładach produkcji CO_2, gdzie ilość wody w instalacji bywa duża, dobrze znany jest fakt, że kwas węglowy wykazuje korozyjne działanie wobec pewnych metali. Jednak procesy te nie zachodzą w dobrze utrzymanych układach chłodniczych z CO_2, gdyż stężenie wody nie przekracza w nich rozpuszczalności granicznej.

10.12.2 Woda w fazie lotnej

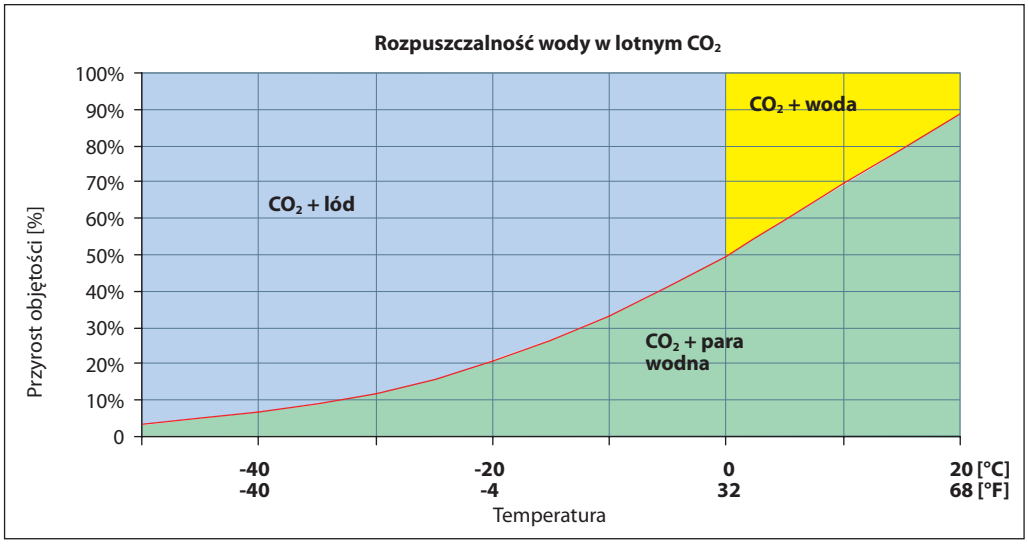
Przy stosunkowo wysokim stężeniu wilgoci, dwutlenek węgla i para wodna mogą tworzyć wodzian CO_2:

$$CO_2 + 8 \cdot H_2O \rightarrow CO_2(H_2O)_8$$

(CO_2 + woda → uwodniony CO_2)

Jest to związek chemiczny o dużych cząsteczkach i może istnieć powyżej 0°C (32°F). Może powodować podobne problemy z elementami automatyki i filtrami, jak lód.

10.12.2 Woda w fazie lotnej



10.12.3 Oleje POE

Estry generalnie reagują z wodą następująco:

$$RCOOR' + H_2O \rightarrow R'OH + RCOOH$$

(ester + woda → alkohol + kwas organiczny)

Jak pokazano, obecność wody w oleju POE powoduje powstawanie alkoholu i kwasu organicznego (karboksylowego), który może korodować metalowe podzespoły układu. Dlatego tak istotne jest, aby ograniczać obecność wilgoci w instalacji z CO_2 i olejem POE.

10.12.4 Oleje PAO

$$2 \cdot RCH_3 + 3 \cdot O_2 \rightarrow 2 \cdot H_2O + 2 \cdot RCOOH$$

(olej + tlen → woda + kwas)

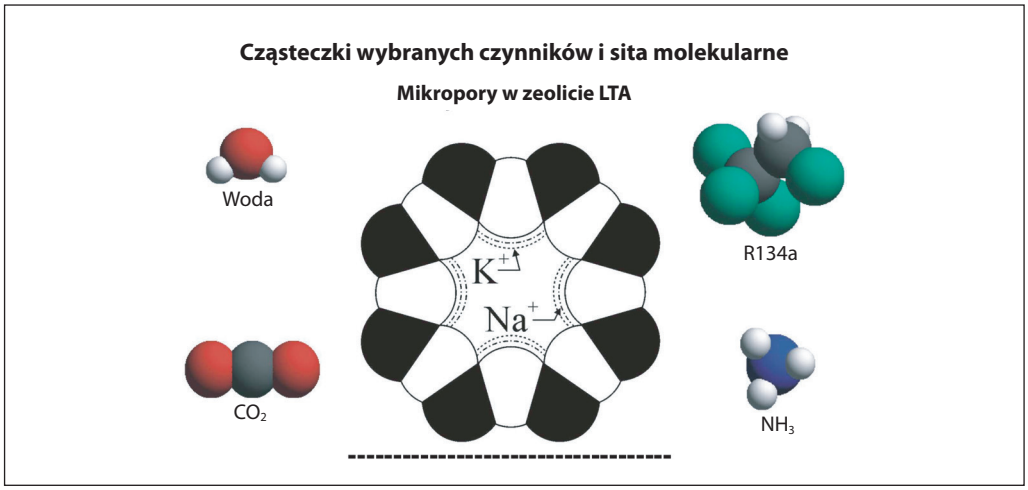
Oleje typu PAO są syntetycznymi środkami smarnymi i zwykle są bardzo stabilne. Jednak w obecności dostatecznie dużej ilości wolnego tlenu, np. powstającego na skutek korozji rur, zachodzi reakcja, której produktem jest kwas karboksylowy.

10.12.5 Usuwanie wody

Utrzymywanie niskiego stężenia wody w instalacji chłodniczej stanowi skuteczny sposób zapobiegania wspomnianym wyżej reakcjom.

W układach freonowych zwykle wykorzystuje się w tym celu filtry odwadniacze, zazwyczaj z rdzeniem zeolitowym. Materiał ten ma bardzo małe pory i działa jak sito molekularne. Cząsteczki wody są na tyle małe, żeby przejść przez to sito, a ponieważ są bardzo polarne, adsorbują je cząsteczki zeolitu. Z kolei cząsteczki R134a są zbyt duże, by mogły penetrować sito. Wymiana rdzenia filtra odwadniacza oznacza usunięcie zaadsorbowanej w nim wody z instalacji.

10.12.5 Usuwanie wody



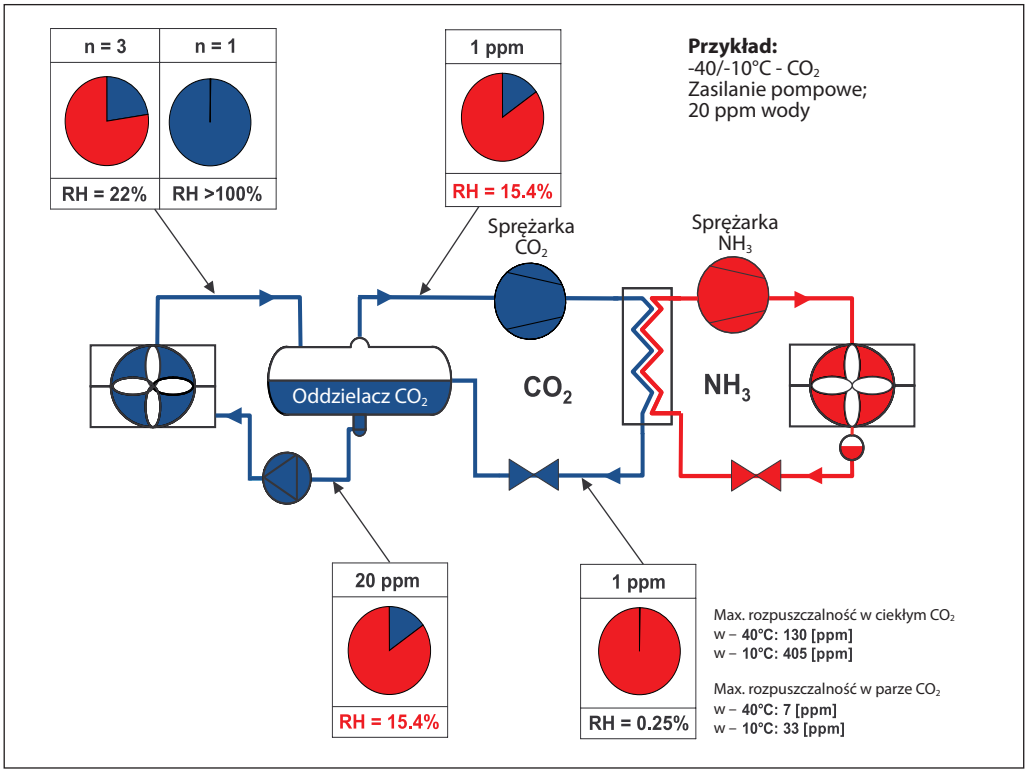
Cząsteczki CO_2 są niepolarne, toteż proces usuwania wilgoci przebiega odmiennie. Podobnie jak cząsteczki wody, są one na tyle małe, że przechodzą przez sita molekularne. Jednakże, z powodu różnicy w polarności cząsteczki wody zaadsorbowane na sicie molekularnym wypierają zeń cząsteczki CO_2. Przy podobnej polarności (jak w przypadku wody i amoniaku) zeolitowe filtry odwadniacze są bezużyteczne. Mimo że w układach z CO_2

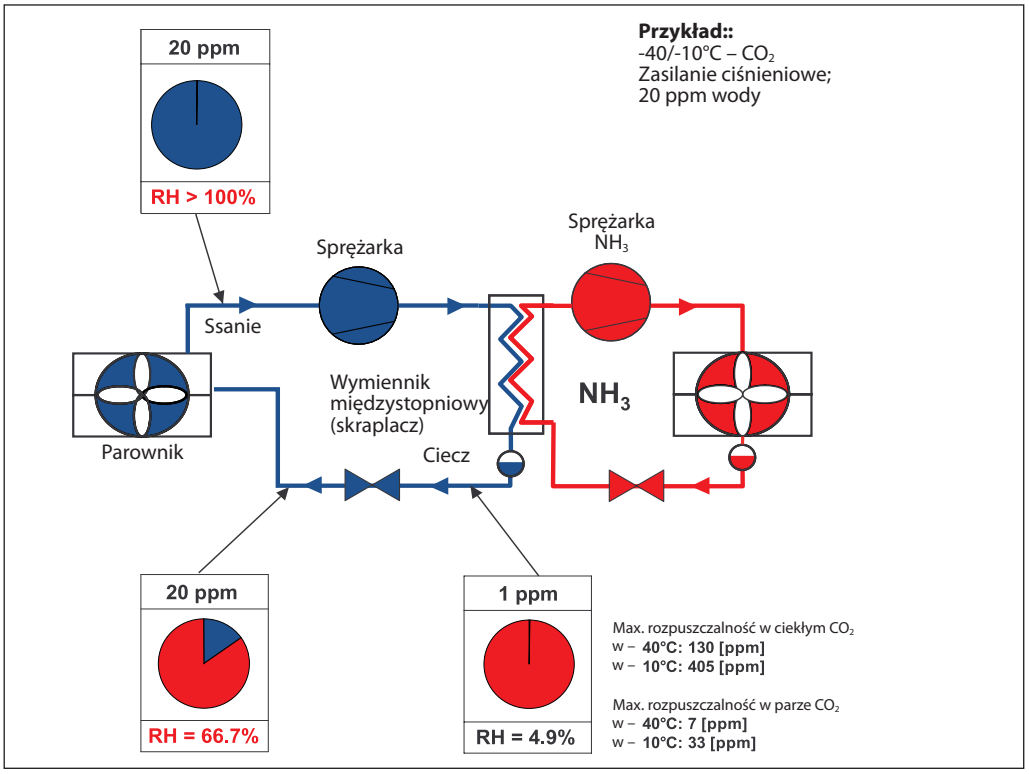
© Danfoss | 2020.10

odwadniacze funkcjonują na innej zasadzie, ich wydajność jest dość dobra. Zdolność wychwytywania wody jest w przybliżeniu taka sama, jak w instalacjach z R134a.

Wykrywanie i usuwanie wody przebiega najskuteczniej tam, gdzie występuje duże jej stężenie. Rozpuszczalność wody w lotnym CO_2 jest o wiele niższa niż w ciekłym, toteż więcej wilgoci transportują rurociągi cieczowe.

Stopień nasycenia dwutlenku węgla wodą (RH na poniższym rysunku) jest najwyższy w rurociągu powrotnym pary mokrej, ponownie z powodu mniejszej rozpuszczalności wody w parze CO_2 niż w cieczy. Zależy on wszakże od krotności cyrkulacji (n). W układach z zasilaniem ciśnieniowym stopień nasycenia czynnika wilgocią rozkłada się inaczej, ale również najwyższy jest za parownikiem – czyli w tym przypadku w rurociągu ssawnym.





Wskaźniki zawilgocenia i filtry odwadniacze instaluje się zwykle w rurociągach cieczowych, albo na cieczowym obejściu pompowego oddzielacza cieczy (patrz rozdział 9 o filtrach odwadniaczach w instalacjach z CO_2).

10.12.6 Jak woda dostaje się do instalacji z CO_2?
W odróżnieniu od niektórych układów amoniakalnych, ciśnienie w instalacjach z CO_2 jest zawsze wyższe od atmosferycznego. Jednak i do nich może dostawać się woda.

Woda może zanieczyścić układ z CO_2 na pięć różnych sposobów:
- przez dyfuzję,
- podczas prac serwisowych i napraw,
- na skutek niezupełnego odwodnienia instalacji przed napełnieniem czynnikiem,
- dostając się wraz z zawodnionym olejem,
- dostając się wraz z zawodnionym CO_2.

Oczywiście wszystkie te mechanizmy należy wykluczać lub minimalizować.

Scenariusz zanieczyszczenia układu wilgocią może być taki, że osoba przekonana, że CO_2 jest najzupełniej bezpiecznym czynnikiem chłodniczym, będzie z nim postępować bez przestrzegania normalnych dla amoniaku względów bezpieczeństwa. Może np. otworzyć układ do atmosfery w celu dokonania naprawy. Do instalacji wniknie wtedy powietrze, a wraz z nim para wodna, która wykropli się w rurach. Jeśli nie opróżni się potem układu bardzo starannie, to pewna ilość wody może w nim pozostać.

W innym scenariuszu, ktoś może zapomnieć, że olej POE wykazuje dużą higroskopijność i nie zamknie szczelnie pojemnika. Obecny w nim olej szybko nasyci się wilgocią i po wpuszczeniu go do instalacji chłodniczej mogą pojawić się problemy spowodowane przez obecność wody.

11. Transkrytyczne układy z CO_2

Wszystkie substancje posiadają swój punkt potrójny i punkt krytyczny. W punkcie potrójnym współistnieją w równowadze termodynamicznej wszystkie trzy stany skupienia – stały, ciekły i lotny. Poniżej temperatury punktu potrójnego dana substancja nie może występować w formie cieczy. Dlatego punkt potrójny stanowi dolną granicę zakresu temperatury roboczej dla parowego sprężarkowego obiegu chłodniczego. Górnym ograniczeniem jest temperatura punktu potrójnego, w której już nie zachodzą procesy wrzenia i skraplania. Większość czynników chłodniczych charakteryzuje się stosunkowo wysoką temperaturą punktu krytycznego, toteż oddawanie ciepła do otoczenia zachodzi poniżej tego punktu, jak pokazano na rysunku 11.1. Czynnik taki oddaje ciepło w trzech etapach: chłodzenia pary przegrzanej do stanu nasycenia (oddawane jest ciepło jawne), skraplania (utajone ciepło przejścia ze stanu lotnego w ciekły) oraz dochładzania (ciepło jawne). Cały proces odbywa się przy stałym ciśnieniu w skraplaczu układu chłodniczego. W warunkach temperatury i ciśnienia powyżej punktu krytycznego nie da się rozgraniczyć cieczy od pary, toteż punkt ten zamyka od góry zakres parametrów roboczych obiegów, w których wymiana ciepła odbywa się podczas wrzenia i skraplania (obiegi podkrytyczne). Parametry punktu potrójnego dla dwutlenku węgla, to – 56,6°C i 5,2 bar, zaś punktu krytycznego: 31,1°C i 73,8 bar. Większość czynników chłodniczych pracuje w zakresie pomiędzy tymi punktami, jednak w przypadku CO_2 tak niska temperatura punktu krytycznego uniemożliwia realizację obiegu podkrytycznego w tych rejonach, gdzie temperatura otoczenia przewyższa 25°C. W tabeli 11.1 zestawiono parametry punktu krytycznego dla kilku popularnych czynników.

Rysunek 11.1: Etapy oddawania ciepła w obiegu podkrytycznym na wykresie log(p)-h

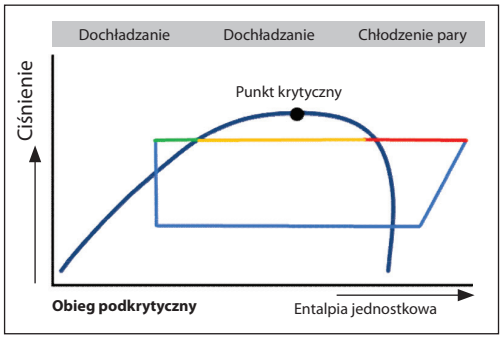


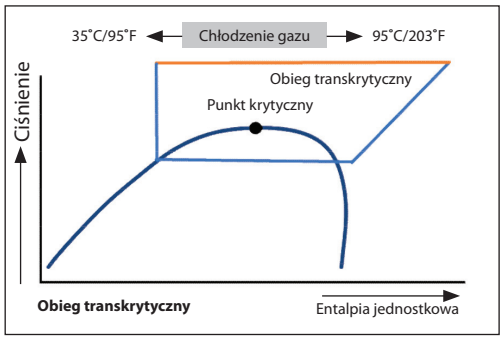
Tabela 11.1: Ciśnienie i temperatura punktu krytycznego dla wybranych czynników chłodniczych

Czynnik chłodniczy	Ciśnienie krytyczne [bar]	Temperatura krytyczna [°C]
R134a	40,6	101,1
R404A	37,3	72,0
R717	113,3	132,3
R744	73,8	31,1

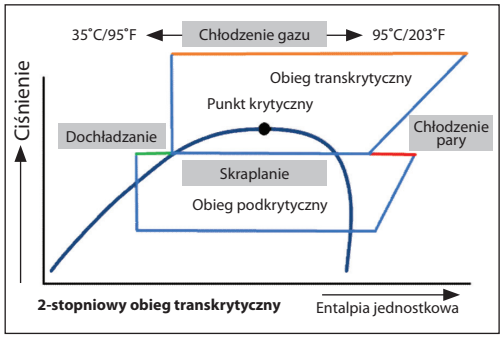
11.1 Zasada działania obiegu transkrytycznego

Aby rozwiązać ten problem, CO_2 zostaje sprężony do ciśnienia wyższego niż w punkcie krytycznym, a oddawanie ciepła do otoczenia odbywa się w zakresie temperatury powyżej 31,1°C. Obieg, w którym czynnik sprężany jest do ciśnienia wyższego niż krytyczne nazywa się obiegiem transkrytycznym (nadkrytycznym). Powyżej punktu krytycznego nie zachodzi zmiana stanu skupienia, a oddawanie ciepła nie odbywa się już przy stałej temperaturze, jak podczas skraplania. Wraz ze spadkiem entalpii, przy stałym ciśnieniu spada temperatura CO_2. Proces ten zachodzi w chłodnicy gazu, której pracę reguluje się inaczej niż w przypadku skraplacza. Przykład obiegu transkrytycznego pokazano na rysunku 11.2, zaś ry-

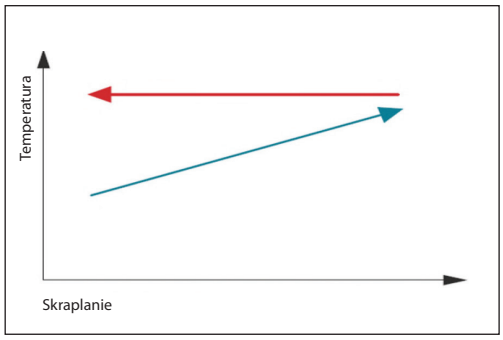
Rysunek 11.2: Transkrytyczny obieg CO_2



Rysunek 11.3: Dwustopniowy transkrytyczny obieg CO_2



Rysunek 11.4: Rozkład temperatury CO_2 (linia czerwona) podczas oddawania ciepła: po lewej – podczas skraplania w obiegu podkrytycznym; po prawej – w chłodnicy gazu w obiegu transkrytycznym; linia niebieska – temperatura medium chłodzącego



Do wyprowadzania ciepła z obiegu transkrytycznego CO_2 służy chłodnica gazu – a nie skraplacz, ponieważ przemiany fazowe powyżej punktu krytycznego nie są możliwe i nie występują, a czynnik chłodniczy nie zachowuje się w taki sam sposób, jak podczas skraplania w obiegu podkrytycznym.
W odróżnieniu od sytuacji w skraplaczu, temperatura czynnika w chłodnicy gazu nie jest stała. Dlatego ważne jest, aby tak zaprojektować chłodnicę, żeby jak najbardziej ograniczyć kontakt cieplny między poszczególnymi jej sekcjami po stronie czynnika chłodniczego i uniknąć ogrzewania schłodzonego CO_2 na wylocie chłodnicy gazu.

11.1.2 Konstrukcja chłodnic gazu

Chłodnice gazowego dwutlenku węgla muszą wytrzymywać o wiele wyższe ciśnienie niż typowe skraplacze chłodnicze. Ich konstrukcja musi zatem być bardziej solidna. Wymiana ciepła też zachodzi inaczej, gdyż temperatura i własności termodynamiczne chłodzonego gazu zmieniają się na drodze przepływu przez chłodnicę. CO_2 ma najwyższą temperaturę na wlocie do chłodnicy, zaś najniższą na wylocie. W przypadku niewłaściwej konstrukcji może dojść do przekazywania ciepła od gorącego gazu na wlocie do schłodzonego CO_2 na wylocie, co znacznie obniży wydajność tego wymiennika ciepła. Aby w jak największym stopniu ograniczyć tę wewnętrzną wymianę ciepła, trzeba zminimalizować kontakt cieplny poszczególnych sekcji chłodnicy. Przepływ dwutlenku węgla i powietrza chłodzącego w chłodnicy gazu musi być przeciwprądowy lub krzyżowo-przeciwprądowy. Końcowe odcinki wężownicy prowadzące czynnik do wylotu powinny być omywane dolotowym, najzimniejszym powietrzem. Trzeba dążyć do tego, aby wylotowa temperatura CO_2 była możliwie jak najniższa.

11.1.3 Regulacja pracy chłodnicy gazu a efektywność układu

Praca w obiegu transkrytycznym

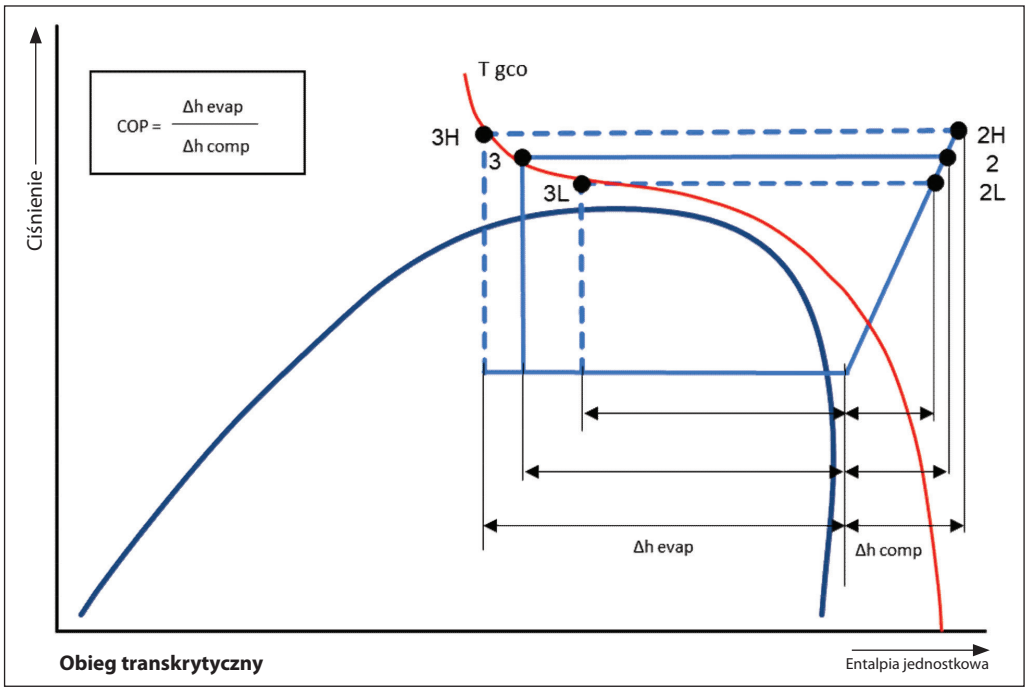
Na rysunku 11.5 przedstawiono trzy obiegi transkrytyczne o różnym ciśnieniu w chłodnicy gazu, ale o tej samej temperaturze na jej wylocie. Uwzględniono ciśnienie optymalne, zbyt wysokie (indeks H) oraz za niskie (indeks L). W przypadku nadmiernie wysokiego ciśnienia w chłodnicy, jednostkowa praca sprężarki (Δhcomp) jest stosunkowo wysoka, wyższa też jest jednostkowa wydajność chłodnicza (Δhevap), ale jej przyrost jest niewielki.

11.1.1 Oddawanie ciepła

Jak pokazano, w temperaturze powyżej punktu krytycznego CO_2 jest w stanie nadkrytycznym i nie może ulec skropleniu. Gaz ten można jedynie chłodzić bez zmiany jego fazy. Wobec tego, nie ma już jednoznacznej zależności między ciśnieniem i temperaturą. W miarę chłodzenia CO_2 zmienia się też wydajność cieplna. Różni to chłodnice dwutlenku węgla w stanie nadkrytycznym zarówno od wymienników ciepła woda-czynnik, w których wydajność jest stała, jak również od skraplaczy, gdzie wydajność cieplna chłodzenia pary jest stosunkowo niska, a podczas skraplania bardzo wysoka (rysunek 11.4).

Natomiast przy zbyt niskim ciśnieniu sprężarka pracuje mniej energochłonnie, ale wyraźnie spada jednostkowa wydajność chłodnicza. Dla każdych parametrów roboczych można wyznaczyć optymalny ze względu na współczynnik wydajności chłodniczej (COP) poziom ciśnienia w chłodnicy gazu. Można wtedy wykreślić zależność ciśnienia optymalnego od temperatury gazu na wylocie z chłodnicy (Tgco) i zorientować się, jaki najwyższy COP da się osiągnąć przy danej temperaturze. Pod tym względem linia ta pełni taką rolę, jak krzywa nasycenia i – dla uproszczenia – przedłużono ją w obszar podkrytyczny, gdzie zasadniczo reprezentuje temperaturę skraplania pomniejszoną o niewielkie dochłodzenie, jak wyjaśniono dalej.

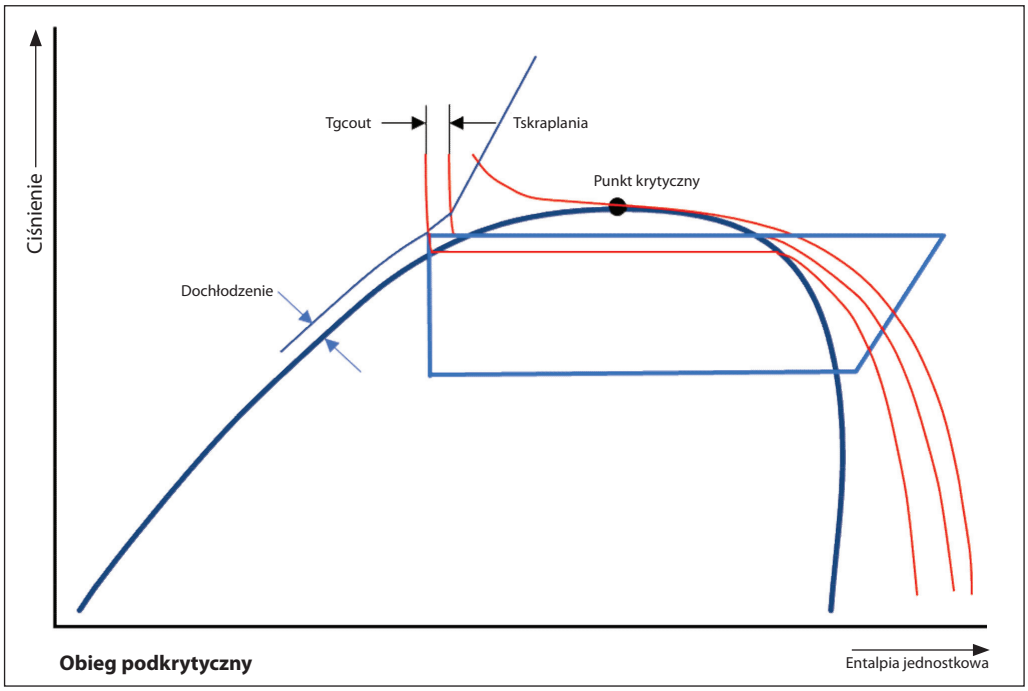
Rysunek 11.5: Optymalne ciśnienie chłodzenia gazu w obiegu transkrytycznym



Praca w obiegu podkrytycznym

Regulację ciśnienia w wysokociśnieniowym wymienniku ciepła prowadzi się w zależności od temperatury czynnika na wylocie, niezależnie od tego, czy pracuje on jako chłodnica gazu w obiegu transkrytycznym, czy jako skraplacz w obiegu podkrytycznym. W warunkach podkrytycznych pracę układu reguluje się tak, jak w przypadku konwencjonalnego urządzenia chłodniczego, gdzie parametrem wejściowym dla układu automatyki jest

Rysunek 11.6: Optymalne ciśnienie skraplania w obiegu podkrytycznym



© Danfoss | 2020.10

dochłodzenie, czyli różnica temperatury skraplania i temperatury czynnika na wylocie z wymiennika. Temperatura wylotowa (Tgcout) jest mierzona i porównywana z temperaturą otoczenia. Jeśli ich różnica jest za mała i dochłodzenie jest za niskie, podnosi się ciśnienie skraplania w celu uzyskania wystarczającego dochłodzenia. Jeśli zaś temperatura czynnika na wylocie z wymiennika jest za niska, ale przy dużym dochłodzeniu, to ciśnienie skraplania zostanie obniżone. Kiedy parametry zbliżają się do obszaru transkrytycznego, regulację należy prowadzić inaczej, jak to opisano dla obiegu transkrytycznego.

11.2 Typowe rozwiązania transkrytycznych układów z CO_2

Rozwój nowoczesnych transkrytycznych układów z CO_2 obserwuje się od roku 2005. Początkowo instalacje te wprowadzono w placówkach handlu żywnością, w odpowiedzi na rosnące tam zapotrzebowanie na układy napełnione czynnikami naturalnymi. Urządzenia te zyskały na popularności i zostały z powodzeniem dopracowane. Obecnie na tej samej zasadzie pracują też duże komercyjne instalacje chłodnicze. Typowym dla nich rozwiązaniem jest ciśnieniowe zasilanie parowników z wykorzystaniem elektronicznie sterowanych zaworów rozprężnych.

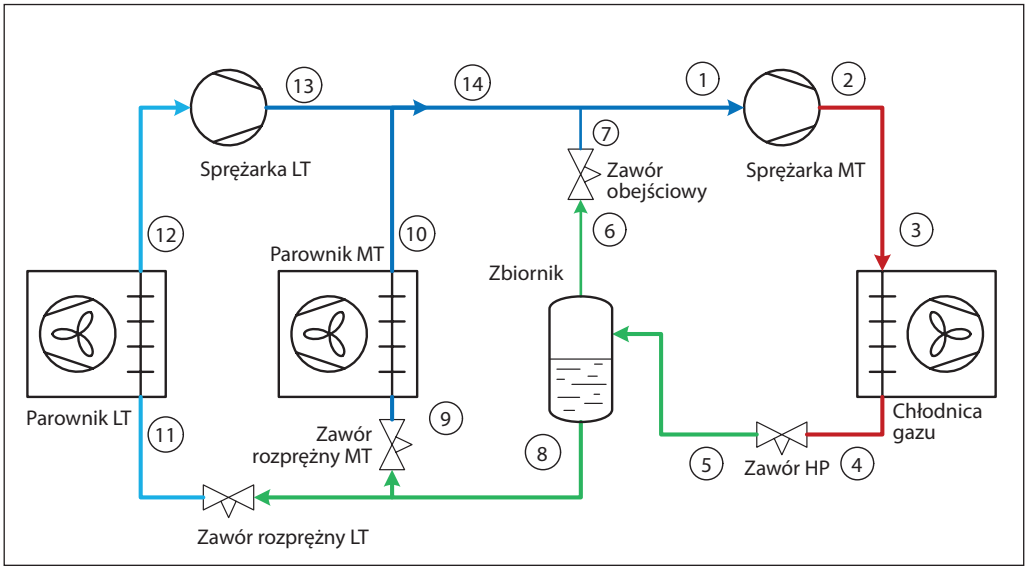
Najbardziej rozpowszechnionym rodzajem komercyjnych instalacji z CO_2 są tzw. układy typu buster. Są to zasadniczo układy dwustopniowe, stanowiące jedną zamkniętą instalację, jak to często bywa w przypadku urządzeń amoniakalnych. Zaletą busterowych układów z CO_2 jest to, że bardzo dużą różnicę ciśnień roboczych rozdzielono na dwa etapy sprężania w ten sposób, że stopień niski (pierwszy) obsługuje parowniki o niskiej temperaturze parowania (LT), zaś stopień wysoki (drugi) odpowiada za oddawanie pobranego ciepła i może też zapewniać chłodzenie na średnim poziomie temperatury parowania (MT).

Tam, gdzie wymagana jest niska temperatura parowania (LT), układ typu buster stanowi konieczność, z uwagi na brak sprężarek, które mogłyby pracować w jednostopniowym obiegu o tak dużym sprężu. W dodatku, układy busterowe charakteryzują się wyższą efektywnością pracy i niższą temperaturą tłoczenia. Stopień niski zwykle obsługuje urządzenia mroźnicze, podczas gdy do stopnia wysokiego podłącza się urządzenia średniotemperaturowe. Układy typu buster z większą liczbą poziomów temperatury parowania też są możliwe, chociaż rzadko spotykane w chłodnictwie komercyjnym.

11.2.1 Komercyjny układ typu buster

Układy typu buster są najpopularniejszymi instalacjami transkrytycznymi z CO_2. Spotykane są przeważnie w regionach chłodniejszych, ale także w ciepłych – zwykle o mniejszej wydajności. Są to najprostsze układy, w których może pracować wiele parowników, na dwóch poziomach temperatury. Występuje w nich jeden zespół sprężarek dla średniej (MT) i drugi dla niskiej (LT) temperatury parowania, zawór regulacji ciśnienia w chłodnicy gazu, obejściowy zawór regulacji ciśnienia w zbiorniku i wreszcie zawory rozprężne do ciśnieniowego zasilania parowników. Schemat ideowy przedstawiono na rysunku 11.7.

Rysunek 11.7: Schemat ideowy komercyjnego transkrytycznego układu typu buster z CO_2



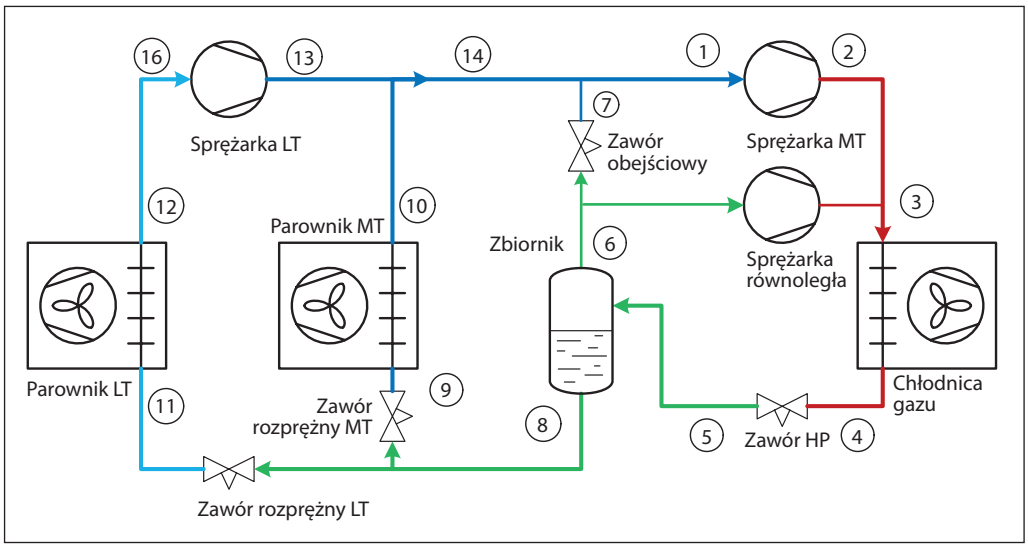
Zasilanie parowników LT i MT odbywa się z wykorzystaniem elektronicznie sterowanych zaworów rozprężnych, utrzymujących założone przegrzanie. Wynosi ono zwykle od 6 K do10 K, zależnie od konstrukcji i sposobu zasilania parownika, przy czym w instalacjach z CO_2 często występuje wyższe przegrzanie niż dla innych czynników. Aby je utrzymać na minimalnym stabilnym poziomie, układ automatyki korzysta ze specjalnego algorytmu regulacji. W instalacjach komercyjnych średnia tem-

peratura parowania (MT) wynosi zwykle od – 10°C do – 6°C, zaś niska (LT) od – 35°C do – 30°C. Para odsysana z parowników LT (12) trafia do sprężarki LT, a po sprężeniu (13) miesza się parą pochodzącą z parowników MT (10) i ze zbiornika (7). Mieszaninę tę zasysa sprężarka MT (1) i po sprężeniu (2) wytłacza do chłodnicy gazu (3). Temperaturę na wylocie z chłodnicy (4) utrzymuje odpowiedni sterownik. Zawór regulacji ciśnienia w chłodnicy (HP) dławi CO_2 do postaci pary mokrej (5), która dostaje się do zbiornika pośredniego. W nim rozdziela się na ciecz (8) i parę (6). Ciśnienie w zbiorniku jest nieco wyższe niż w parownikach MT, aby zawory rozprężne pracowały przy wystarczającej różnicy ciśnienia. Ciecz (8) ulega dławieniu zarówno w zaworach rozprężnych zasilających parowniki niskotemperaturowe (11), jak i w zaworach przed parownikami MT (9). W parownikach obieg się zamyka. W tego rodzaju instalacjach stosuje się zwykle olej rozpuszczalny z dwutlenkiem węgla, a przy zasilaniu ciśnieniowym nie ma on tendencji do gromadzenia się w podzespołach układu, toteż powrót środka smarnego jest stosunkowo łatwy. Wraz ze strumieniem pary olej dostaje się do rurociągów ssawnych sprężarek. Jego transport w układzie z CO_2 przebiega łatwiej niż w przypadku tradycyjnych czynników, z powodu wysokiej gęstości pary i dobrej rozpuszczalności oleju z ciekłym czynnikiem. Układ typu buster jest nieskomplikowany i na dużą skalę stosuje się go w supermarketach od 2007 roku. Ma też największe zaplecze techniczne spośród wszystkich instalacji transkrytycznych. Zaletami układów busterowych są prostota oraz elastyczność projektowa – nadają się do małych i dużych wydajności. Wadą jest zbyt duży pobór mocy w wysokiej temperaturze otoczenia, w porównaniu do tradycyjnych układów chłodniczych. Problem ten można rozwiązać stosując zmodyfikowane konfiguracje układu.

11.2.2 Komercyjny układ typu buster ze sprężaniem równoległym

Aby układ pracował efektywniej, korzystnie jest odsysać parę ze zbiornika pośredniego za pomocą osobnej sprężarki. Instaluje się ją równolegle do sprężarki MT i dlatego konfigurację taką nazywa się układem busterowym ze sprężaniem równoległym. Sprężarka równoległa odsysa przynajmniej część pary ze zbiornika (6), a reszta w razie potrzeby ulega zdławieniu (7) i trafia na ssanie sprężarki MT (1). Przykład takiego układu pokazano na rysunku 11.8.

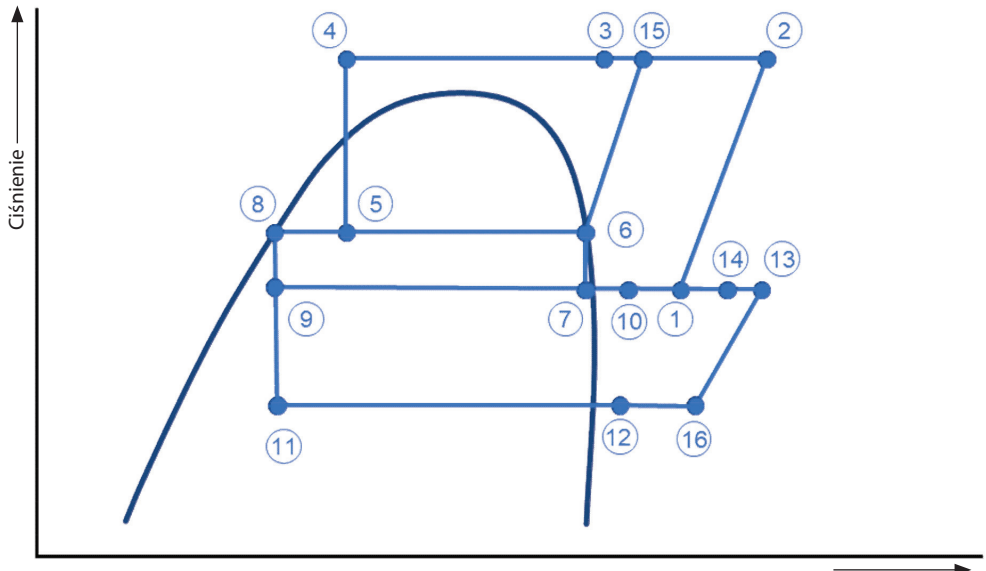
Rysunek 11.8: Schemat ideowy komercyjnego układu typu buster ze sprężaniem równoległym



Sprężanie pary ze zbiornika od nieco wyższego ciśnienia wymaga mniej pracy niż w przypadku sprężarki MT, toteż poprawia efektywność obiegu w odniesieniu do prostego układu busterowego, w którym cały strumień pary sprężany jest od ciśnienia ssania sprężarki MT. Korzyści z tego rozwiązania obserwuje się szczególnie w cieplejszych regionach, gdzie temperatura gazu opuszczającego chłodnicę jest wysoka. Przekłada się ona na dużą ilość pary trafiającą do zbiornika z procesu dławienia w zaworze regulacji wysokiego ciśnienia (HP). Przemiany w opisanym obiegu na wykresie log(p)-h przedstawiono na rysunku 11.9.

© Danfoss | 2020.10

Rysunek 11.9: Przemiany w układzie typu buster ze sprężaniem równoległym na wykresie log(p)-h



Transkrytyczny obieg w układzie buster ze sprężaniem równoległym

W chłodnych porach roku układ działa jako prosty buster, natomiast przy wyższej temperaturze otoczenia podczas dławienia w zaworze regulacji wysokiego ciśnienia HP (5) powstaje więcej pary, która zasila sprężarkę równoległą (6). Zawór obejściowy wtedy się zamyka. Z powodu wyższego ciśnienia ssania sprężarki równoległej, efektywność układu jest wyższa niż w przypadku prostego bustera.

Względy projektowe

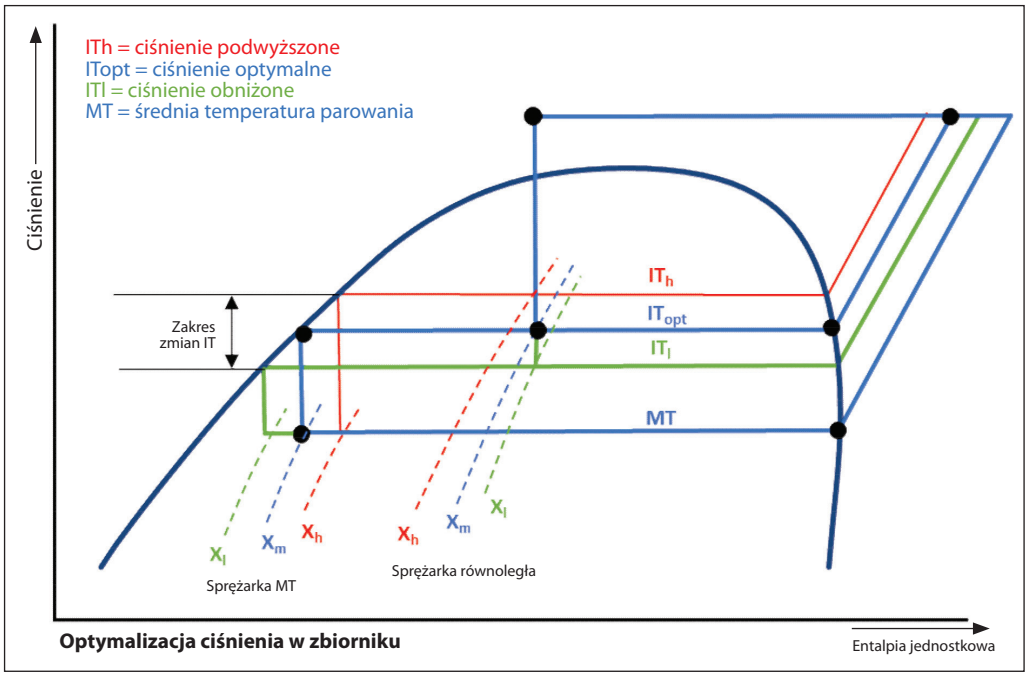
W toku projektowania układu ze sprężaniem równoległym trzeba wziąć pod uwagę pewne kwestie.

Im wyższe ciśnienie ssania sprężarki równoległej, tym więcej wyrzuca ona oleju. Samo w sobie niekoniecznie stanowi to problem, ale może być wyzwaniem dla układu powrotu oleju, gdyż cały ten środek smarny trzeba uzupełnić w sprężarce równoległej, a w zasysanej przez nią parze olej nie występuje. Jeśli w instalacji chłodniczej znajdzie się za dużo oleju, to może on przepełniać skrzynie korbowe sprężarek LT. Bardzo często w układzie występuje tylko jedna sprężarka równoległa, dobrana na maksymalną wydajność, więc pracująca niezbyt efektywnie przy obciążeniu częściowym. W rezultacie jej cykle robocze są zbyt krótkie, z wieloma niepotrzebnymi załączeniami i zatrzymaniami. Rozwiązanie to przynosi bardzo ograniczone oszczędności energetyczne, ponieważ sprężarka równoległa pracuje tylko w okresach występowania wysokiej temperatury otoczenia i dużego obciążenia. Bardzo często lepsze efekty przynosi dobranie sprężarki równoległej do pracy przy niskiej temperaturze i częściowym obciążeniu. Co prawda, w gorętszych okresach i przy pełnym obciążeniu będzie ona za mała, ale zostanie to częściowo skompensowane przez wzrost ciśnienia w zbiorniku i upuszczanie nadmiaru pary zaworem obejściowym. Najczęściej przekłada się to w rezultacie na mniejszą energochłonność instalacji, gdyż sprężarka równoległa pracuje przez dłuższy czas.

11.2.3 Ciśnienie w zbiorniku pośrednim a efektywność układu

W zależności od układu, ciśnienie w zbiorniku pośrednim nastawia się na konkretną wartość, albo na bieżąco koryguje. Ten drugi wariant może przynieść oszczędność energii.

Rysunek 11.10: Optymalne ciśnienie w zbiorniku



Na rysunku 11.10 obieg niebieski odpowiada pracy układu ze sprężaniem równoległym z ciśnieniem w zbiorniku pośrednim optymalnym dla danych parametrów na wylocie z chłodnicy gazu. Temperaturę parowania w parownikach średniotemperaturowych oznaczono jako MT, zaś temperaturę nasycenia dla optymalnego ciśnienia w zbiorniku ITopt.

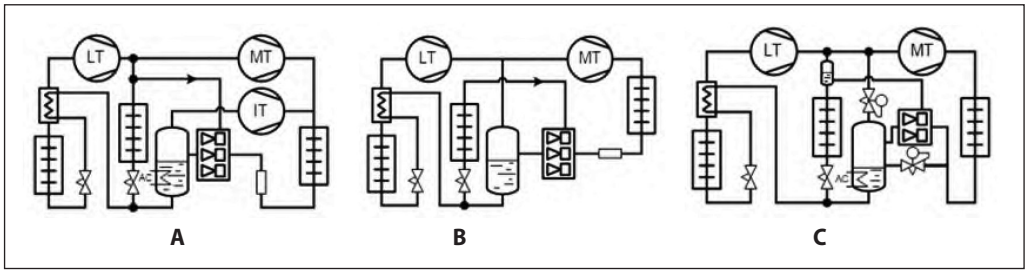
Przy wyższym ciśnieniu w zbiorniku, reprezentowanym przez czerwoną linię (indeks h), wyższa jest też panująca w nim temperatura (ITh). Ilość pary za regulatorem ciśnienia w chłodnicy gazu spada od stopnia suchości xm do xh. Oznacza to, że sprężarka równoległa otrzymuje mniej pary, pod wyższym ciśnieniem. W efekcie spada jej pobór mocy. Z drugiej strony, więcej pary i o niższym ciśnieniu trafia do sprężarek MT, które muszą teraz przetłaczać większy strumień masy czynnika, żeby sprostać zapotrzebowaniu na wydajność chłodniczą. Większe masowe natężenie przepływu i niższe ciśnienie ssania przekładają się na większy pobór mocy przez sprężarki MT i w sumie przez cały układ.

Obniżenie ciśnienia w zbiorniku, któremu odpowiada linia zielona (indeks l), również prowadzi do wzrostu poboru mocy przez cały układ. Sprężarka równoległa otrzymuje więcej pary (stopień suchości za regulatorem ciśnienia w chłodnicy xl), o niższym ciśnieniu, co oznacza dla niej większy pobór mocy. Sprężarki MT przetłaczają mniej pary i ich pobór mocy spada.

11.2.4 Rozwój komercyjnych transkrytycznych układów z CO_2

Transkrytyczne układy napełnione dwutlenkiem węgla pracują pod wysokim ciśnieniem roboczym, jak również przy dużych różnicach ciśnienia w instalacji. Dlatego dobrze się nadają do wykorzystania w nich eżektorów. Są to dobrze znane urządzenia, używane w różnych zastosowaniach od ponad 100 lat. Eżektor wykorzystuje energię ciśnienia strumienia napędowego do wywołania przepływu strumienia zasysanego. Efekt ten można wykorzystać na różne sposoby w celu podniesienia efektywności układu. Firma Danfoss opracowała trzy rozwiązania oparte o eżektory, z których każde przynosi określone korzyści, wypełniając konkretne zadania w instalacji. Efektywność pracy eżektorów zależy nie tylko od konstrukcji, lecz również od konfiguracji układu, algorytmu sterowania, warunków otoczenia i sposobu eksploatacji. Układy z eżektorami przedstawiono na rysunku 11.11.

Rysunek 11.10: Optymalne ciśnienie w zbiorniku



We wszystkich trzech układach ejektory podłączone są podobnie: strumień napędowy pochodzi z chłodnicy gazu, strumień zasysany to czynnik z sekcji średniotemperaturowej (MT), zaś wylot dwutlenku węgla następuje do zbiornika. Inny jednak jest sposób regulacji ich pracy. Ejektor wysokociśnieniowy (HP – układ A) ma uzyskiwać duże spiętrzenie ciśnienia przy stosunkowo niskim natężeniu przepływu zasysanego czynnika. Zadaniem ejektora niskociśnieniowego (LP – układ B) jest natomiast odsysanie relatywnie dużego strumienia pary, przy małym spiętrzeniu. Wreszcie, ejektor cieczowy (LE – układ C) odsysa ciekły czynnik chłodniczy i nadaje mu duże spiętrzenie ciśnienia. Każdy z tych przypadków przynosi korzyści, natomiast po odcięciu dopływu strumienia zasysanego ejektor pracuje jak zawór rozprężny. Danfoss oferuje pełną gamę sterowników i zaworów dla tych układów transkrytycznych z CO_2. Sterowniki posiadają następujące typowe funkcje:

- Regulacja wydajności
- Regulacja pracy układu buster
- Regulacja pracy chłodnicy gazu
- Odzysk ciepła
- Optymalizacja ciśnienia w zbiorniku pośrednim
- Regulacja powrotu oleju
- Regulacja pracy ejektorów

11.3 CO_2 w chłodnictwie przemysłowym

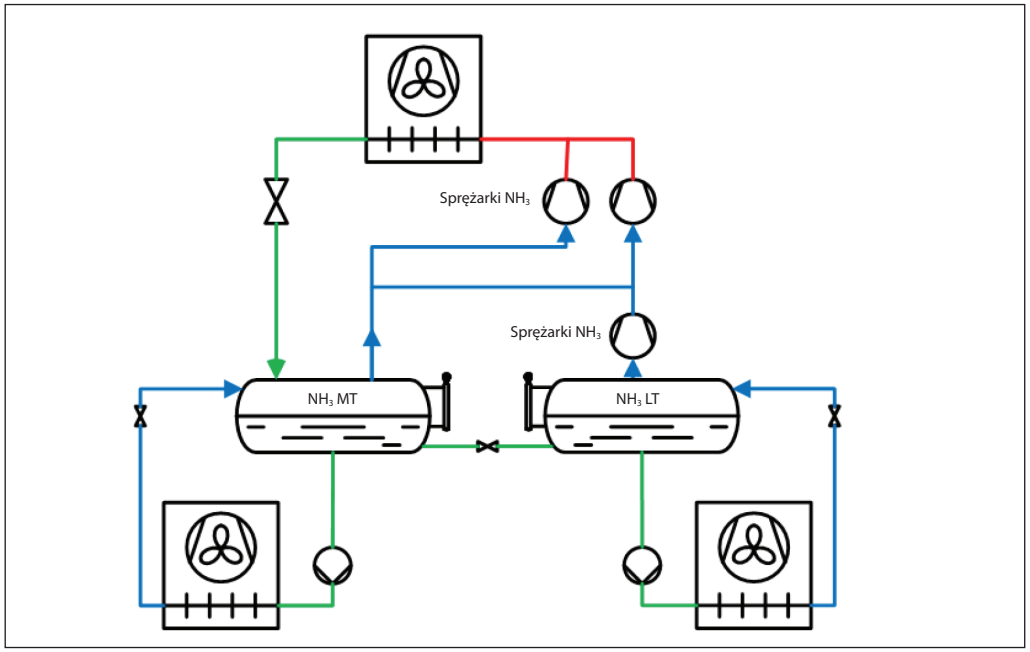
Amoniak, jako substancję naturalną, generalnie wciąż uważa się za logiczną i oczywistą opcję wyboru czynnika chłodniczego do dużych instalacji przemysłowych. Dzieje się tak przede wszystkim dlatego, że NH3 odznacza się znakomitymi własnościami termodynamicznymi oraz jest przyjazny dla środowiska (ODP = 0 i GWP = 0) i łatwo dostępny. Branża chłodnictwa przemysłowego przyjęła odpowiednie normy i przepisy bezpieczeństwa, dopracowała innowacyjne rozwiązania układów chłodniczych i procedury postępowania z tym trującym i palnym czynnikiem, aby mógł być eksploatowany w sposób skuteczny i bezpieczny. Wciąż dąży się do dalszego ograniczania zagrożeń związanych z amoniakiem przez zmniejszanie ilości tego czynnika w instalacjach chłodniczych. Rezultat taki można zyskać na kilka sposobów, przy czym w tym punkcie skupiono się na kaskadowych układach CO_2-NH_3 i na transkrytycznych obiegach CO_2.

11.3.1 Obiegi NH3 z zasilaniem pompowym

Typowa przemysłowa instalacja amoniakalna posiada dwa lub więcej poziomów temperatury parowania. Parowniki są zalane, czyli pompy doprowadzają do nich ciekły NH3 w nadmiarze.

Korzyścią z tego rozwiązania jest efektywne wykorzystanie powierzchni wymiany ciepła w parowniku, gdyż nie dochodzi w nim do przegrzewania pary. Zasilanie takie jest stosunkowo łatwe w regulacji i eliminuje groźbę uderzenia hydraulicznego w sprężarkach, gdyż mieszanina parowo-cieczowa skutecznie rozdziela się w pompowym oddzielaczu cieczy.

Na ssanie sprężarek trafia tylko para nasycona sucha, zaś pompy czynnika pobierają samą ciecz. W obiegach dwustopniowych typowymi poziomami temperatury parowania są: w sekcji średniotemperaturowej (MT) od – 20°C do – 5°C (zwykle w komorach chłodniczych bądź strefach pakowania), zaś w sekcji niskiej temperatury (LT) od – 45°C do – 25°C (komory mroźnicze, zamrażarki płytowe lub owiewowe).



Rysunek 11.12: Typowy dwustopniowy układ amoniakalny z zasilaniem pompowym

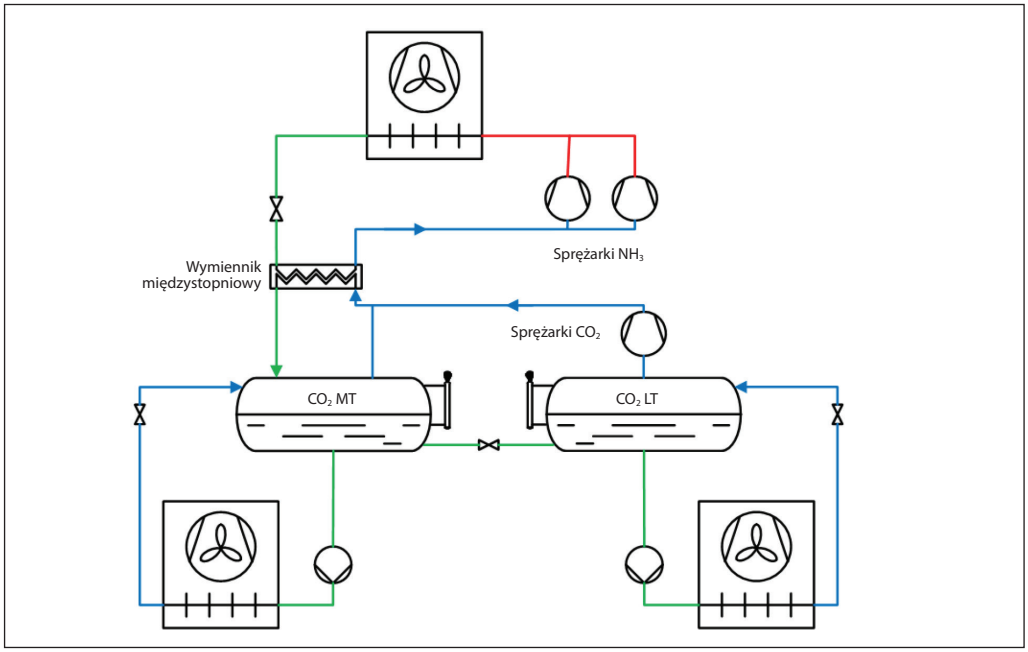
11.3.2 Urządzenie kaskadowe CO_2-NH_3 z zasilaniem pompowym

Na schemacie ideowym z rysunku 11.13 w części układu obejmującej parowniki i ich pompowe zasilanie, amoniak zastąpiono dwutlenkiem węgla. CO_2 krąży w obiegu podkrytycznym i skrapla się w międzystopniowym wymienniku ciepła, oddając ciepło do obiegu chłodniczego z NH3.

Wymiennik międzystopniowy fizycznie rozdziela obiegi NH_3 i CO_2. Ponieważ do wymiany ciepła w nim potrzebna jest różnica temperatury, to efektywność całego urządzenia jest nieco niższa niż układu amoniakalnego z rysunku 11.12. Natomiast znacznemu zmniejszeniu ulega napełnienie instalacji amoniakiem, nawet o 80-90%, zależnie od wymiarów układu pompowego zasilania parowników.

W zależności od temperatury parowania CO_2 opłacalne może być sprężanie w obu obiegach. W przypadku niskiej temperatury parowania, np. poniżej – 25°C, sprężanie CO_2 jest korzystne, gdyż w tym zakresie sprężarki dwutlenku węgla pracują efektywniej niż amoniakalne. CO_2 z powodzeniem można stosować w temperaturze parowania nawet tak niskiej jak – 54°C. Wartość ta jest już bliska punktowi potrójnemu, więc układ regulacji musi tu mieć zdolność wykluczenia dalszego spadku temperatury.

Rysunek 11.13: Typowy układ kaskadowy CO_2-NH_3 z zasilaniem pompowym



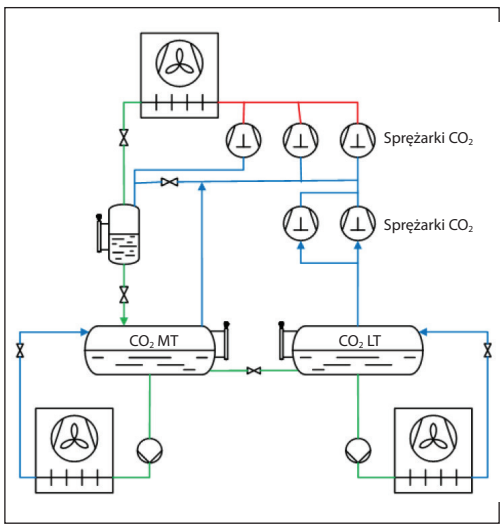
11.3.3 Przemysłowy transkrytyczny układ chłodniczy z CO_2 i z zasilaniem pompowym

Na schemacie ideowym z rysunku 11.14 podkrytyczna część przemysłowego układu z pompowym zasilaniem parowników CO_2 pozostaje niezmieniona względem urządzenia kaskadowego CO_2-NH_3 (rysunek 11.13). Teraz jednak podłączona jest bezpośrednio do części transkrytycznej, również napełnionej dwutlenkiem węgla.

Zatem amoniak został w tej instalacji całkowicie zastąpiony przez CO_2. Ta ogromna korzyść okupiona jest jednak gorszą efektywnością. Podczas pracy w obiegu transkrytycznym układ z CO_2 ma większy pobór mocy niż dwustopniowa instalacja amoniakalna. Oczywiście konkretne wartości zależą od strefy klimatycznej oraz rocznego czasu pracy układu w trybie transkrytycznym.

Zgodnie z wynikami obliczeń przeprowadzonych przez firmę Danfoss (i zaprezentowanymi na konferencji IIR w Montrealu w 2019 roku), niezależnie od stopnia optymalizacji transkrytycznego obiegu R744, pod względem efektywności nie jest on w stanie konkurować z dwustopniowym obiegiem R717, chociaż przy niskiej temperaturze otoczenia nie odstaje od niego zbytnio.

Rysunek 11.14: Transkrytyczny układ z CO_2 z zasilaniem pompowym

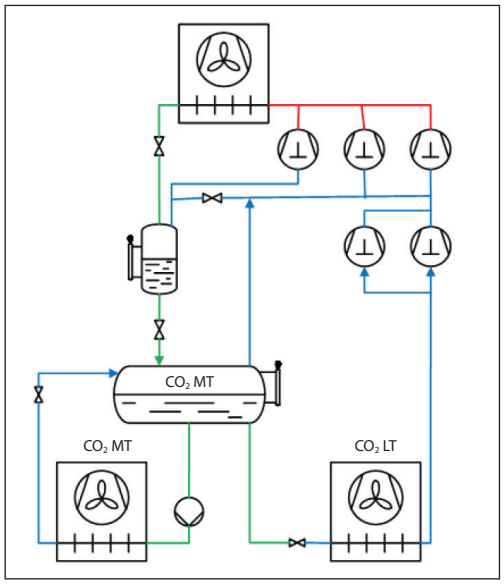


© Danfoss | 2020.10

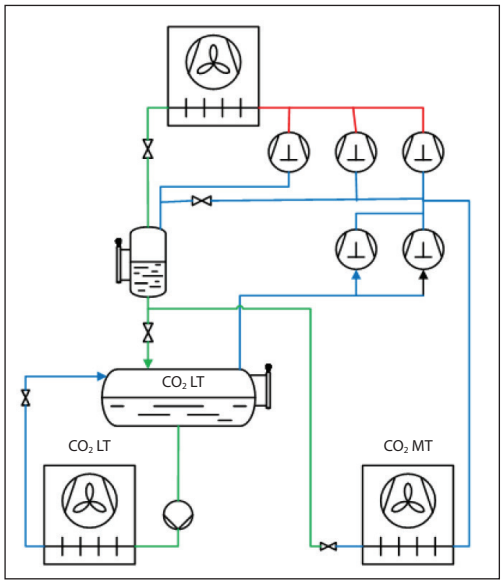
Zmieniające się trendy stosowania różnych czynników chłodniczych i udane wdrożenie dwustopniowych transkrytycznych układów chłodniczych z CO_2 z zasilaniem pompowym w placówkach detalicznego handlu żywnością i w małych komercyjnych zakładach chłodniczych, zwiększyły jednak zainteresowanie instalacjami z zasilaniem pompowym dla większych wydajności chłodniczych bądź dla typowych zastosowań, takich jak lodowiska, zamrażarki płytowe i zwykłe urządzenia do chłodzenia powietrza.

Oczywiście możliwe są inne konfiguracje układów, np. kombinacja stopnia MT z zasilaniem pompowym z ciśnieniowym zasilaniem parowników LT (rysunek 11.15) tam, gdzie obciążenie cieplne sekcji LT jest niskie w porównaniu z parownikami MT. Niekiedy zachodzi odwrotna relacja i występuje duże obciążenie parowników LT (np. zamrażarki płytowe), a małe sekcji MT (np. strefy robocze). Wtedy można rozważyć ciśnieniowe zasilanie parowników MT, jak na rysunku 11.16.

Rysunek 11.15: Układ z pompowym zasilaniem parowników MT i ciśnieniowym LT



Rysunek 11.16: Układ z pompowym zasilaniem parowników LT i ciśnieniowym MT



11.4 Przemysłowe transkrytyczne układy z CO_2

11.4.1 Transkrytyczne układy z zasilaniem pompowym

Tam, gdzie nie ma możliwości technicznej bądź prawnej zastosowania amoniaku, rośnie zapotrzebowanie na przemysłowe instalacje chłodnicze pracujące z CO_2 w obiegu transkrytycznym. Wymagania są tu jednak inne niż wobec komercyjnych układów z ciśnieniowym zasilaniem parowników. Różne są oczekiwania co do osiągów, żywotności, niezawodności, odporności, efektywności, bezpieczeństwa i serwisowalności instalacji. Spełniają je oczywiście dobrze znane układy z pompowym zasilaniem parowników i odszranianiem gorącą parą pracujące z NH_3 czy CO_2-NH_3.

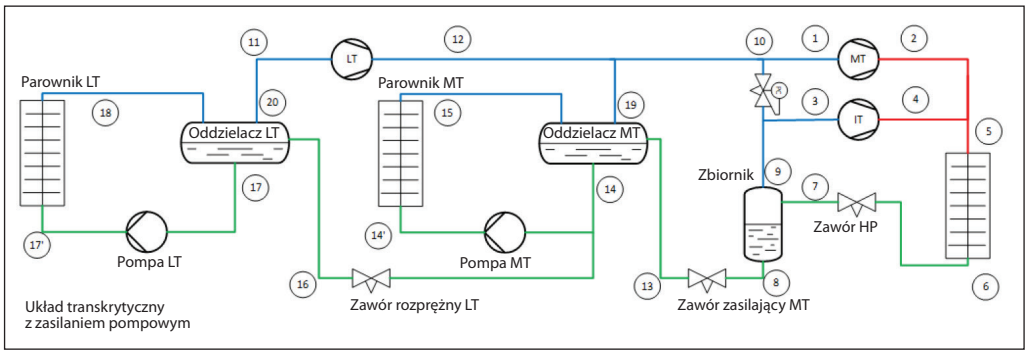
Pomimo pojawiania się na rynku sprężarek do obiegów transkrytycznych o coraz większej wydajności chłodniczej, nadal jest ich za mało, aby pokryć popularne zakresy od 1 do 2 MW oraz od 3 do 4 MW, często na dwóch poziomach temperatury parowania. W ostatnich latach rozwinięto i dopracowano konstrukcje agregatów dla transkrytycznych układów na CO_2. Pewną możliwość osiągnięcia większej wydajności stanowi więc równoległe połączenie kilku takich agregatów i zainstalowanie takiego zespołu w typowej przemysłowej instalacji pompowego zasilania parowników ciekłym CO_2, co przez lata było typowym rozwiązaniem.

Opis układu

Instalacja pokazana na rysunku 11.17 stanowi kombinację układu typu buster ze sprężaniem równoległym opisanego w punkcie 11.2.2, z podkrytycznym układem pompowego zasilania CO_2 znanego z urządzeń kaskadowych CO_2-NH_3. Część transkrytyczną narysowano kolorem szarym, zaś resztę na czarno. W tym przypadku część transkrytyczna to układ dwustopniowego sprężania z rurociągami ssawnymi z poziomu temperatury niskiej (LT, 11) oraz średniej (MT, 10). Ssanie nie odbywa się bezpośrednio z parowników, jak przy zasilaniu ciśnieniowym, lecz z oddzielaczy cieczy LT i MT. Ciecz z tych oddzielaczy za pomocą pomp tłoczona jest do parowników, natomiast lotny dwutlenek węgla po odessaniu przez sprężarki i sprężeniu trafia do chłodnicy gazu, w której

obniża swoją temperaturę (6). Powstała na skutek dławienia w regulatorze ciśnienia (HP) ciecz gromadzi się w zbiorniku pośrednim (8), a jej poziom jest regulowany proporcjonalnie. Ciekły czynnik następnie ulega zdławieniu do stanu pary mokrej (13) i wpływa do średniotemperaturowego (MT) oddzielacza cieczy. Na rysunku 11.18 przedstawiono na wykresie log(p)-h przemiany realizowane w układzie.

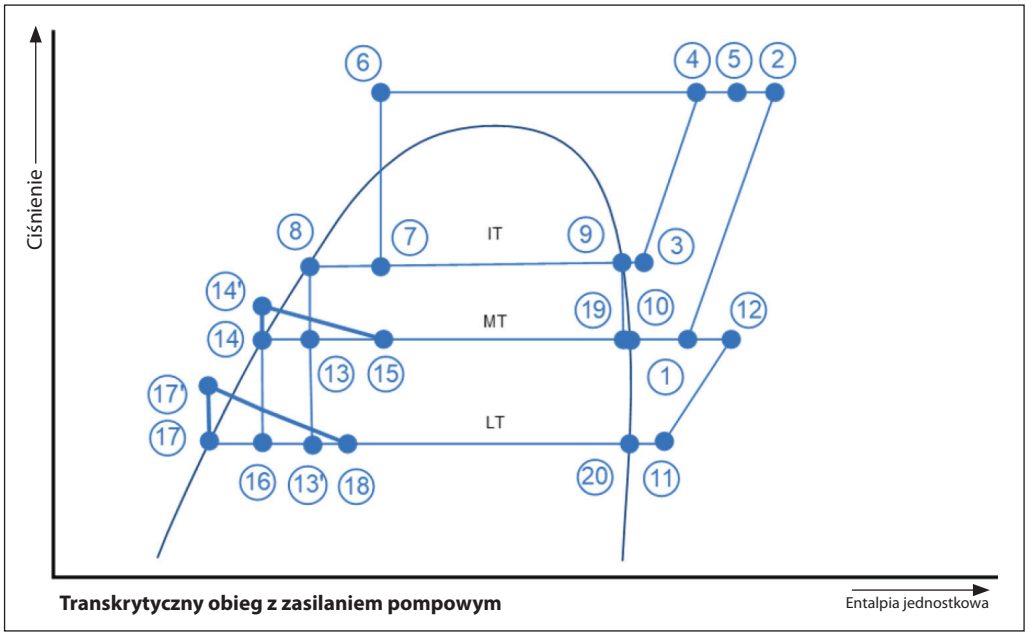
Rysunek 11.17: Schemat ideowy przemysłowego transkrytycznego układu na CO_2 z zasilaniem pompowym



Sekcja średniotemperaturowa MT

W przypadku zasilania ciśnieniowego ciecz ze zbiornika (8) posłużyłaby już do zasilania parowników. Wszakże w tym rozwiązaniu po zdławieniu w zaworze rozprężnym MT (13) czynnik trafia do średniotemperaturowego oddzielacza cieczy. W nim rozdziela się na ciecz (14) i parę (19) odprowadzaną do rurociągu ssawnego. Pompa czynnika pobiera tę ciecz (14), podnosi jej ciśnienie (14') i wtłacza do parowników MT. Wzrost ciśnienia w pompie służy pokonaniu oporów przepływu w zaworach, rurach i parownikach. Dzięki wtłaczaniu do parownika większej ilości cieczy niż może odparować, wewnętrzna powierzchnia tego wymiennika jest w pełni zwilżona ciekłym czynnikiem chłodniczym i optymalnie wykorzystana pod względem intensywności wymiany ciepła. Para moka wypływa z parowników (15) z powrotem do oddzielacza cieczy MT, w którym następuje rozdział mieszaniny na parę nasyconą suchą (19) i ciecz nasyconą (14).

Rysunek 11.18: Transkrytyczny obieg CO_2 z pompowym zasilaniem parowników na wykresie log(p)-h



Sekcja niskotemperaturowa LT

Oprócz przepływu do parowników MT, część cieczy z oddzielacza MT (14) ulega dławieniu w zaworze rozprężnym LT (16) i trafia do niskotemperaturowego oddzielacza cieczy. W nim rozdziela się na ciecz (17) i parę (20) odprowadzaną do rurociągu ssawnego LT. Pompa czynnika pobiera tę ciecz (17), podnosi jej ciśnienie (17') i wtłacza do parowników LT. Wzrost ciśnienia w pompie służy pokonaniu oporów przepływu w zaworach, rurach i parownikach. Dzięki wtłaczaniu do parownika większej ilości cieczy niż może odparować, wewnętrzna powierzchnia tego wymiennika jest w pełni zwilżona ciekłym czynnikiem chłodniczym i optymalnie wykorzystana pod względem intensywności wymiany ciepła. Para moka wypływa z parowników (18) z powrotem do oddzielacza cieczy LT, w którym następuje rozdział mieszaniny na parę nasyconą suchą (20) i ciecz nasyconą (17).

© Danfoss | 2020.10

Zalety pompowego zasilania parowników są następujące:

- Obciążenia szczytowe można pokrywać w sposób bezpieczny i niezawodny, dzięki przepływowi w pełni dwufazowemu i oddzielaczowi cieczy.
- Dostarczanie cieczy w nadmiarze zapewnia optymalne zwilżenie powierzchni wewnętrznej i w efekcie optymalną wydajność parownika.
- Nadmiar cieczy skutkuje też wyższym współczynnikiem przejmowania ciepła w parowniku.
- Nie ma przegrzania, co ułatwia regulację pracy parownika.
- Brak przegrzania oznacza mniejszą różnicę temperatury otoczenia i temperatury parowania, a przy wyższej temperaturze parowania efektywność jest wyższa.
- Niektóre, wąsko wyspecjalizowane parowniki nie nadają się do zasilania ciśnieniowego i konieczna jest ich praca w stanie zalanym.
- Odszranianie gorącą parą jest metodą najbardziej efektywną i energooszczędną, a także stosunkowo łatwą w przypadku parowników zasilanych pompowo, dlatego że kondensat można bezpiecznie odprowadzić do oddzielacza cieczy. Przy regulacji drenażu skroplin efektywność nawet wzrasta.

Nadmiar doprowadzanej do parownika cieczy określa krotność cyrkulacji. Dla przemysłowych chłodnic powietrza pracujących z CO_2 typowa krotność cyrkulacji wynosi od 1,2 do 1,5.

Tabela 11.4.1: Zależność między krotnością cyrkulacji i stosunkiem ilości cieczy i pary

Krotność cyrkulacji n		
	Stan na wylocie z parownika	
n	**Udział cieczy**	**Udział pary**
1	0	1
1,2	0,2	1
1,5	0,5	1
2	1	1
3	2	1
4	3	1

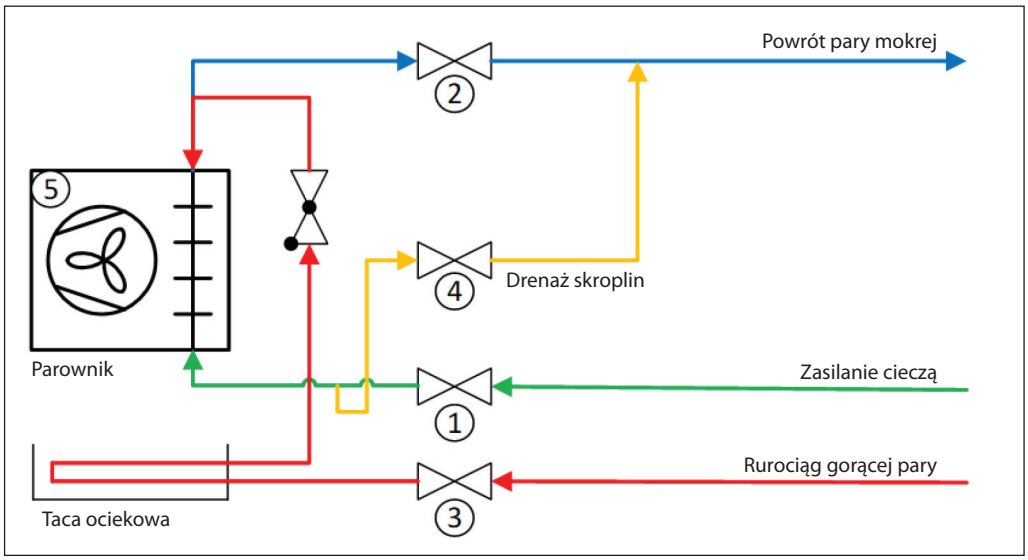
11.4.2 Poziom cieczy i regulacja pracy pompy w układach z pompowym zasilaniem CO_2

Kluczowymi elementami odróżniającymi opisywany układ od instalacji z zasilaniem ciśnieniowym są oddzielacze cieczy i pompy cyrkulacyjne czynnika chłodniczego. Poziom ciekłego CO_2 w oddzielaczach fluktuuje wraz ze zmianami obciążenia cieplnego. Duże obciążenie sprawia, że poziom cieczy się podnosi, gdyż zwiększa się ilość pary w parownikach zalanych. Mniejsze obciążenie oznacza niższy poziom. Ważne jest, aby utrzymywać poziom cieczy w założonych granicach. Zbyt wysoki poziom zwiększa prawdopodobieństwo przedostawania się kropel cieczy do rurociągu ssawnego i grozi uderzeniem hydraulicznym w sprężarce. Z kolei poziom zanadto obniżony stwarza niebezpieczeństwo kawitacji w pompach. Co więcej, pracę pomp też trzeba regulować, gdyż muszą pracować w dozwolonym zakresie charakterystyki dla optymalnej kombinacji natężenia przepływu, ciśnienia na wylocie i spiętrzenia. Regulacja poziomu cieczy i pracy pomp w przypadku CO_2 przebiega bardzo podobnie jak dla NH_3, co opisano w rozdziałach 8 i 4. Różnicę stanowi jednak wyższe ciśnienie nasycenia dla danej temperatury, co oznacza większą podatność na kawitację w rurociągu ssawnym pompy. Rozwiązaniem jest zapewnienie wystarczającej wysokości słupa cieczy przed pompą oraz unikanie nagłych spadków ciśnienia w oddzielaczu cieczy (płynna regulacja wydajności połączona z dokładną regulacją poziomu cieczy).

11.4.3 Regulacja pracy parowników zasilanych pompowo dwutlenkiem węgla

Danfoss Industrial Refrigeration oferuje pełen asortyment zaworów ze stali niskotemperaturowej i regulatorów odpowiednich dla instalacji z zasilaniem pompowym, pracujących zarówno z NH3, jak i z CO_2. Większość tych zaworów należy do rodziny Danfoss Flexline™, odróżniającej się pomysłową prostotą, zaawansowaną elastycznością oraz oszczędzającą czas efektywnością. Obejmuje ona zawory regulacyjne ICS, zawory silnikowe ICM, zawory blokowe ICF i elementy armatury SVL. Wszystkie te wyroby zaprojektowano do użytku z NH_3 i CO_2, a ich dopuszczalne ciśnienie robocze PS wynosi 52 bar. Dostępny jest szeroki zakres ich wydajności.

Rysunek 11.19: Schemat ideowy układu automatyki dla parownika zasilanego pompowo CO_2



Na rysunku 11.19 pokazano schemat typowego układu automatyki dla parownika zasilanego pompowo, z odszranianiem gorącą parą. Zasadę działania opisano w punkcie 5.6 i w przypadku CO_2 w roli czynnika chłodniczego jest ona na taka sama. Jednakże z powodu wyższego ciśnienia, a w szczególności wyższej różnicy ciśnienia, pewnej uwagi wymaga dobór zaworów. Przede wszystkim, dopuszczalne ciśnienie robocze PS musi być wyższe niż dla NH3. W instalacjach z odszranianiem gorącą parą wynosi ono zwykle 52 bar i takie dopuszczenie muszą posiadać zawory – zawsze należy to sprawdzić. Po drugie, w pewnych przypadkach wymaga się odporności na wyższe ciśnienie postojowe. Danfoss Industrial Refrigeration oferuje wybrane typy zaworów o ciśnieniu dopuszczalnym 65 bar – w ich sprawie należy się kontaktować z przedstawicielem firmy Danfoss. Jeśli podczas postoju instalacji może wystąpić jeszcze wyższe ciśnienie, trzeba zainstalować pomocnicze urządzenie chłodnicze utrzymujące to ciśnienie poniżej dopuszczalnego maksimum. Z powodu tych specyficznych różnic, jakie występują w przypadku CO_2, kolejne punkty poświęcono opisowi odpowiednich zaworów, ze szczególnym uwzględnieniem ich zastosowania w instalacjach z dwutlenkiem węgla.

11.4.4 Przemysłowy sterownik parownikowy Danfoss EKE 400

Sterownik EKE 400 zaprojektowano do regulowania pracy parowników w małych i dużych przemysłowych instalacjach chłodniczych. Dopełnia on ofertę zaworów Flexline™ marki Danfoss dla przemysłowych układów z CO_2.

Sterownik w kompleksowy sposób zawiaduje pracą parownika, zarówno w trybie chłodzenia, jak i odszraniania. Ma zapewnić optymalne chłodzenie i właściwy przebieg sekwencji odszraniania w instalacjach z amoniakiem, CO_2 i czynnikami typu HCFC/HFC.

Nadaje się do sterowania odszranianiem parowników zalanych z wykorzystaniem różnych metod, w tym gorącą parą (z regulacją ciśnienia lub spływu skroplin), cieczą lub elektrycznie.

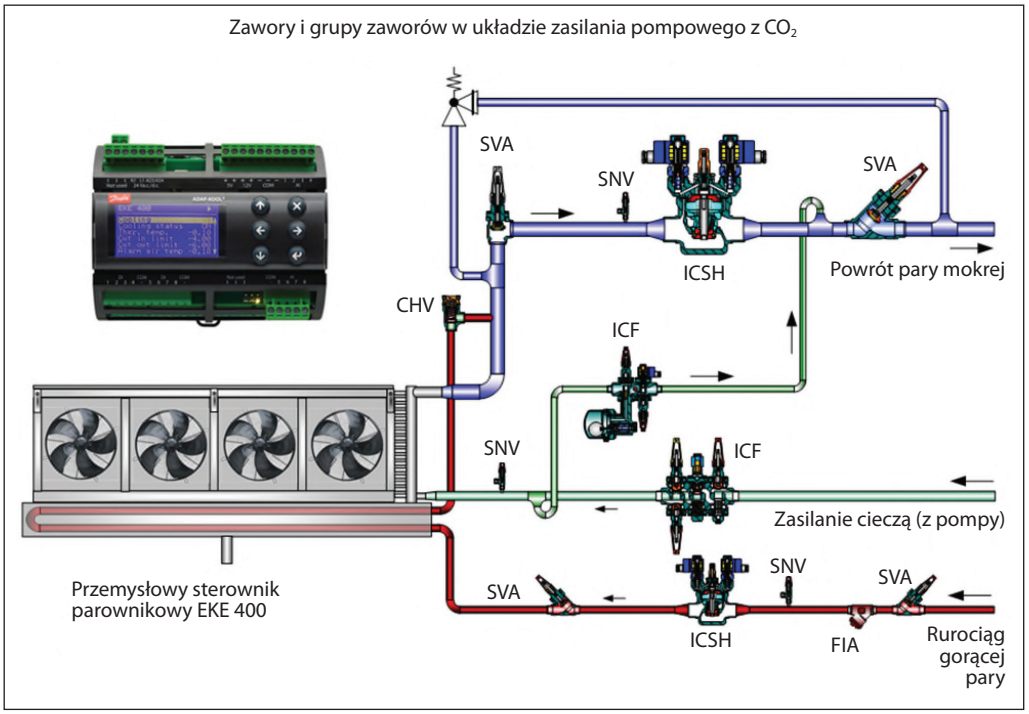
Łatwy w użyciu kreator nastaw umożliwia szybką konfigurację kluczowych parametrów regulacji i sprawny rozruch układu. Predefiniowane procedury służą niezawodnej pracy w trybie chłodzenia i odszraniania.

Sterownik EKE 400 zaprojektowano przede wszystkim do jak najlepszej współpracy z zaworami firmy Danfoss, ale mogą też sterować zaworami innych producentów.

EKE 400 posiada moduł transmisji danych Modbus, który umożliwia integrację z nadrzędnym sterownikiem programowalnym. Może też działać bez niego, jako samodzielny regulator.

© Danfoss | 2020.10

Rysunek 11.20: Przykład układu automatyki firmy Danfoss dla pompowo zasilanego parownika z CO_2



Najistotniejsze aspekty

- Rozproszony układ sterowania (DCS) obniża koszt instalacji w porównaniu do układu scentralizowanego ze sterownikiem programowalnym.
- Łatwy w użyciu kreator nastaw umożliwia szybką konfigurację kluczowych parametrów regulacji, ograniczając konieczność programowania na obiekcie.
- Możliwość kopiowania nastaw do wielu sterowników EKE 400 przy użyciu narzędzi firmy Danfoss.
- Sterownik zaprojektowany przede wszystkim pod kątem jak najlepszej współpracy z zaworami marki Danfoss.
- Możliwa jest też współpraca z zaworami innych producentów.
- Moduł transmisji danych Modbus umożliwia integrację z nadrzędnym sterownikiem programowalnym.
- Moduł transmisji danych CANbus umożliwia połączenie i współpracę z innymi sterownikami EKE 400.
- Możliwa jest praca samodzielna.

11.4.5 Zawory w rurociągu zasilania cieczą (1)

Pompy dostarczają ciekły czynnik chłodniczy o odpowiedniej temperaturze z oddzielacza cieczy do parowników. Przy zapotrzebowaniu na ciecz otwiera się zawór elektromagnetyczny zainstalowany przed parownikiem. Za nim znajduje się zwykle ręczny zawór regulacyjny, którym można nastawić wymaganą krotność cyrkulacji i zrównoważyć układ hydraulicznie.

Regulacja może się odbywać następująco:

Regulacja temperatury zaworem elektromagnetycznym ON/OFF oraz regulacja zasilania zaworem regulacyjnym

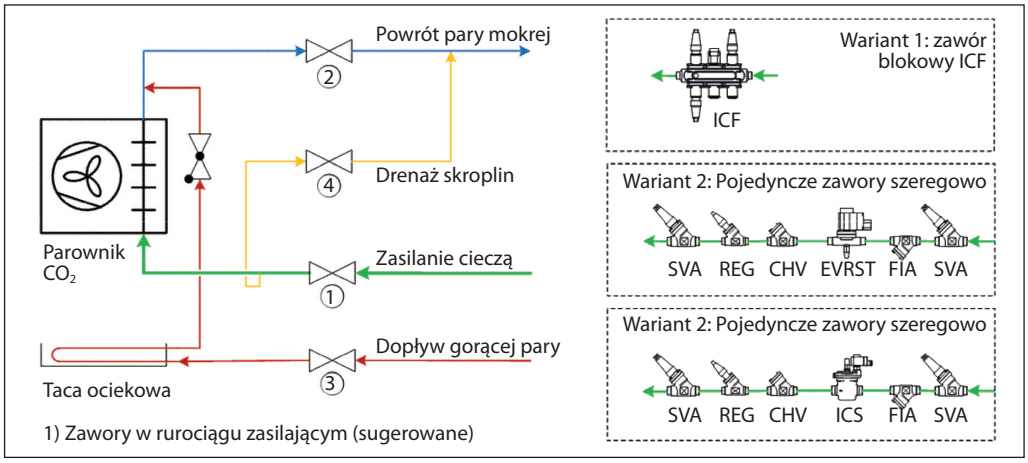
Zawór elektromagnetyczny otwiera się na kilka minut lub dłużej, a w tym czasie masowe natężenie przepływu czynnika jest stałe. O krotności cyrkulacji decyduje stopień otwarcia ręcznego zaworu regulacyjnego (ICFR). Ważne jest, aby ta nastawa była właściwa. Zbyt duże otwarcie spowoduje częste zmiany stanu zaworu elektromagnetycznego i jego szybsze zużycie. Za mały stopień otwarcia oznacza niedobór cieczy w parowniku. W układzie występuje też zawór zwrotny, który podczas odszraniania zapobiega dostawaniu się gorącej pary do rurociągu cieczowego. Spadek ciśnienia w zaworze elektromagnetycznym powinien być stosunkowo mały, między 0,1 i 0,4 bar, zależnie od różnicy ciśnienia potrzebnej do otwarcia. Spadek ciśnienia w zaworze regulacyjnym zależy od hydraulicznego zrównoważenia układu, ale zwykle wynosi między 0,5 i 2 bar. Zawór elektromagnetyczny zazwyczaj pracuje z cewką 12 W AC lub 20 W AC firmy Danfoss. W tradycyjnym przypadku zasilaniem parownika steruje termostat, w sposób ciągły mierzący temperaturę powietrza. Możliwe są różne konfiguracje układu, jak pokazano

na rysunku 11.21. Prawidłowy dobór tych zaworów umożliwia oprogramowanie Coolselector firmy Danfoss.

Wariant 1
Zawór blokowy ICF o zwartej budowie grupuje kilka elementów: zawór odcinający (ICFS), filtr (ICFF), zawór elektromagnetyczny (ICFE), zawór zwrotny (ICFC), zawór regulacyjny (ICFR) i zawór odcinający (ICFS). Możliwe są inne konfiguracje. Spadek ciśnienia w zaworze elektromagnetycznym powinien być możliwie mały. Zawsze trzeba pamiętać o minimalnej różnicy ciśnienia potrzebnej do otwarcia zaworu. Zwykle stosowane są cewki 12 W AC lub 20 W AC firmy Danfoss.

Wariant 2
Połączenie szeregowe odrębnych zaworów. W przypadku CO_2 odpowiednie są zawory elektromagnetyczne EVRS(T) i ICS , zawory odcinające SVA, ręczne zawory regulacyjne REG, filtry FIA, zawory zwrotne CHV-X oraz zawory odcinająco-zwrotne SCA-X. Zawory EVRS(T) mają ograniczone dopuszczalne ciśnienie robocze PS, które należy sprawdzić w specyfikacji.

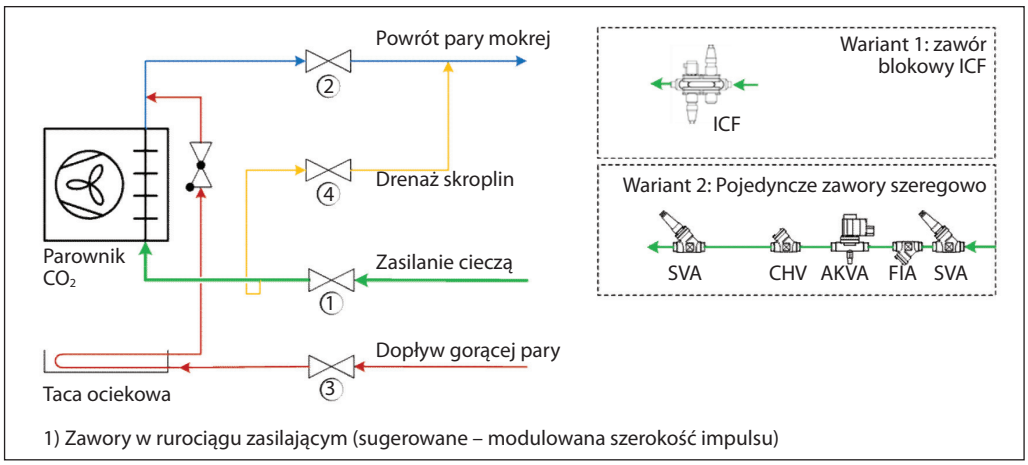
Rysunek 11.21: Przykład układu pompowego zasilania parownika z wykorzystaniem zaworu elektromagnetycznego i regulacyjnego



1) Zawory w rurociągu zasilającym (sugerowane)

Regulacja zasilania i temperatury zaworem sterowanym sygnałem o modulowanej szerokości impulsu
Zamiast długich okresów otwarcia i odcięcia zasilania parownika, jak przedstawiono powyżej, można na bieżąco dostosowywać dopływ czynnika w zależności od chwilowego obciążenia cieplnego. Służy do tego zawór sterowany sygnałem o modulowanej szerokości impulsu AKVA lub ICF z modułem zaworu elektromagnetycznego ICFA. Termostat cyfrowy w sposób ciągły mierzy temperaturę powietrza i porównuje jej wartość z nastawą. Po osiągnięciu zadanej temperatury obniża się stopień otwarcia zaworu, a wraz z nim wydajność. Stopień otwarcia jest w tym przypadku stosunkiem czasu pełnego otwarcia zaworu do czasu całego cyklu roboczego, który można nastawić. W ten sposób uśrednione w całym cyklu natężenie przepływu czynnika na bieżąco dostosowuje się do obciążenia cieplnego. To podejście do zasilania parowników zalanych jest bardzo wszechstronne. Ilość wtryskiwanej cieczy można dokładnie regulować, co polepsza dokładność i efektywność energetyczną układu. Ważne jest prawidłowe zwymiarowanie zaworu. Trzeba sprawdzić, czy spadek ciśnienia w zaworze przy wymaganej krotności cyrkulacji zapewnia wystarczającą wydajność. Spadek ciśnienia w samym zaworze dla danej krotności cyrkulacji określa jego wydajność maksymalną. W grę wchodzą różne warianty, jak pokazano na rysunku 11.22. Odpowiedni dobór poszczególnych zaworów umożliwia oprogramowanie Coolselector firmy Danfoss.

Rysunek 11.22: Przykład układu pompowego zasilania parownika z wykorzystaniem zaworu elektromagnetycznego z modulowaną szerokością impulsu



1) Zawory w rurociągu zasilającym (sugerowane – modulowana szerokość impulsu)

© Danfoss | 2020.10

Wariant 1
Zawór blokowy ICF o zwartej budowie grupuje kilka elementów: zawór odcinający (ICFS), filtr (ICFF), zawór elektromagnetyczny o modulowanej szerokości impulsu (ICFA), zawór zwrotny (ICFC) i zawór odcinający (ICFS). Możliwe są inne konfiguracje. Moduł zaworu sterowanego sygnałem o modulowanej szerokości impulsu jest dostępny dla zaworu blokowego ICF20 i nosi oznaczenie ICFA20. W sprawie dostępnych dysz i doboru prosimy kontaktować się z przedstawicielem firmy Danfoss.

Wariant 2
Połączenie szeregowe odrębnych zaworów. Ze względów konstrukcyjnych do sterowania sygnałem o modulowanej szerokości impulsu nadają się tylko zawory elektromagnetyczne AKVA10/15/20. W przypadku CO_2 odpowiednie są zawory odcinające SVA, filtry FIA, zawory zwrotne CHV-X oraz zawory odcinająco-zwrotne SCA-X. Zawory AKVA mają ograniczone dopuszczalne ciśnienie robocze PS, które należy sprawdzić w specyfikacji.

11.4.6 Zaworu w rurociągu powrotnym pary mokrej (2)
Zawór blokowy w typowej konfiguracji dla rurociągu powrotu pary mokrej z parownika zasilanego pompowo widnieje na rysunku 11.23 na pozycji 2. Jego zadaniem jest zamknięcie tego rurociągu na czas odszraniania gorącą parą. Zaleca się, aby spadek ciśnienia w tym zaworze w trybie chłodzenia był tak niski, jak to tylko praktycznie możliwe, aby nie generować strat w układzie. Ponadto, po zakończeniu odszraniania występuje duża różnica ciśnienia w parowniku i w rurociągu powrotnym, toteż ciśnienie w parowniku trzeba obniżać powoli, wyrównując je przed pełnym otwarciem zaworu, aby zapewnić łagodną pracę i nie dopuścić do uderzenia hydraulicznego.

Głównymi kryteriami doboru tego zaworu są:
- mały spadek ciśnienia,
- powolne otwieranie się po odszranianiu w celu uniknięcia uderzenia hydraulicznego i skoku ciśnienia,
- wystarczająca maksymalna różnica ciśnienia do otwarcia (MOPD), aby zawór mógł się otworzyć po zakończeniu odszraniania, pokonując dużą różnicę ciśnienia między parownikiem i oddzielaczem cieczy.

W przypadku CO_2 ciśnienie nasycenia dla danej temperatury jest o wiele wyższe niż dla amoniaku i o ile dla NH3 spadek ciśnienia o 0,1 bar przy temperaturze – 40°C powoduje spadek temperatury nasycenia o 2,8 K, to dla CO_2 jedynie o 0,3 K.

Maksymalną różnicę ciśnienia do otwarcia zaworu (MOPD) trzeba szczególnie zweryfikować w przypadku CO_2, z uwagi na zdecydowanie większą różnicę ciśnienia w instalacji, niż to jest np. dla amoniaku. MOPD zależy od rodzaju zaworu, a w przypadku zaworów elektromagnetycznych także od mocy cewki. Jeśli wartość MOPD danego zaworu jest niższa niż faktyczna różnica ciśnienia przed i za zaworem w stanie zamknięcia, to zawór ten się nie otworzy.

Przykład

Temperatura odszraniania: **+10°C**

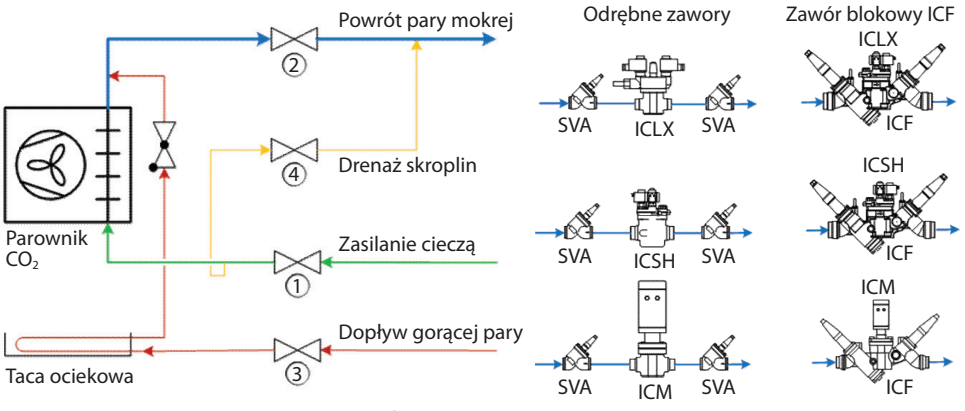
Ciśnienie odszraniania (bezwzględne) **45 bar (652 psi)**

Temperatura parowania: (Te): **-40°C (-40°F)**

Ciśnienie parowania (Pe): **10 bar (145 psi)**

dP = 45 – 10 = 35 bar / 652 – 145 = 508 psi

MOPD zaworu nr 2 musi być **> 35 bar / 507 psi**



Rysunek 11.23: Przykład konfiguracji zaworów w rurociągu powrotnym pary mokrej z parownika CO_2 o zasilaniu popowym

2) Zawory w rurociągu powrotnym pary mokrej (sugerowane)

Do tego zastosowania firma Danfoss opracowała cztery rodzaje zaworów.

Ich poprawny dobór umożliwia oprogramowanie Coolselector firmy Danfoss.

Zawór ICLX
ICLX to zawór elektromagnetyczny, który otwiera się w dwóch krokach – w pierwszym następuje wyrównanie ciśnienia w parowniku przed przejściem zaworu do pozycji pełnego otwarcia w kroku drugim. Zawór otwiera się całkowicie pod działaniem zewnętrznego ciśnienia, np. gorącej pary, stawiając wtedy mniejszy opór przepływu. Zawór ICLX sterowany jest dwoma zaworami elektromagnetycznymi i posiada tylko 2 przewody (1 sygnał) do podłączenia zasilania cewek ze sterownika. MOPD zaworu zależy od zewnętrznego ciśnienia i zamontowanych cewek. To ważne szczególnie w przypadku CO_2, gdyż niekiedy wymagane ciśnienie zewnętrzne wykracza poza zakres roboczy sprężarki. Szczegóły można znaleźć w instrukcji obsługi zaworów ICLX.

Zawór ICSH
ICSH to dwupozycyjny zawór elektromagnetyczny przeznaczony do kontrolowanego otwierania dopływu gorącej pary. Jednakże w instalacjach z CO_2 można go też stosować w rurociągu powrotnym pary mokrej do wyrównywania ciśnienia w parowniku po odszranianiu. W pierwszym kroku zawór otwiera się na 20% współczynnika przepływu kV i umożliwia łagodną zmianę ciśnienia w parowniku. Pracą zaworu steruje pilot EVM. Krok 2 może być uzależniony od kroku 1 lub nie. Oboma krokami może też sterować regulator programowalny i wtedy można nastawić zwłokę pomiędzy krokami.

Zawór ICM
ICM to zawór silnikowy o działaniu proporcjonalnym. Napędzany jest silnikiem krokowym ICAD za pośrednictwem sprzęgła magnetycznego, dzięki któremu jego serwis i obsługa techniczna są łatwe i nie wymagają demontażu zaworu ICM. Pracą zaworu można sterować na dwa sposoby:

Analogowo. Regulacja stopnia otwarcia przebiega proporcjonalnie do analogowego sygnału wejściowego (0-20 / 4-20 mA; 0-10 / 2-10 V).

Dwustanowo (ON/OFF). Zawór reaguje na wejściowy sygnał przekaźnikowy. Można nastawić wymaganą szybkość otwierania. W danej chwili zawór może być albo całkowicie otwarty, albo w pełni zamknięty, albo w trakcie zmiany pozycji.

MOPD tych zaworów zależy od ich wielkości oraz napięcia zasilania silnika krokowego.

Zawór blokowy ICF
Moduły ICLX dostępne są dla zaworów ICF50/65
Moduły ICSH dostępne są dla zaworów ICF50/65
Moduły ICM dostępne są dla zaworów ICF20/25/50/65

11.4.7 Zawory w rurociągu doprowadzania gorącej pary (3)
Metodę odszraniania gorącą parą parowników zasilanych pompowo objaśniono w punkcie 5.6. Nadaje się ona tylko do instalacji chłodniczych z trzema lub większą liczbą parowników. W tym samym czasie odszranianie może zachodzić w takiej liczbie parowników, która odpowiada 1/3 wydajności chłodniczej. Wszystkie pokazane w tym opracowaniu przykłady uwzględniają doprowadzanie gorącej pary od góry parownika, co postrzega się jako metodę bezpieczną, obarczoną bardzo niskim ryzykiem uderzenia hydraulicznego. Aby osiągnąć pożądane rezultaty, układy odszraniania gorącą parą trzeba poprawnie zaprojektować i odpowiednio sterować ich pracą. W trybie chłodzenia rurociąg gorącej pary jest zamknięty, natomiast wraz z początkiem odszraniania zainstalowany w nim zawór otwiera się powoli i wpuszcza gorącą parę do parownika. W tym czasie rurociąg zasilający i powrotny są już zamknięte. Gorąca para skrapla się w parowniku i topi lód narosły tak na parowniku, jak i na tacy ociekowej. Skropliny czynnika chłodniczego za pośrednictwem rurociągu drenażowego trafiają do rurociągu powrotnego pary mokrej. O czasie trwania procesu odszraniania decyduje albo przekaźnik czasowy, albo termostat parownikowy. Rurociągi gorącej pary mają transportować czynnik chłodniczy w fazie lotnej. Jednakże, ponieważ przechodzą przez komory chłodnicze bądź inne, czasem niemałe strefy stosunkowo niskiej temperatury, niekiedy nieuniknione jest skraplanie się pewnej ilości pary w tych rurach, nawet jeśli są one zaizolowane. Obecność cieczy w rurociągu gorącej pary grozi uderzeniem hydraulicznym. W przypadku CO_2 może ono stworzyć większe niebezpieczeństwo niż przy amoniaku, z powodu wyższego ciśnienia i różnicy ciśnienia w instalacji. Dlatego podczas projektowania należy przestrzegać pewnych zasad:

- Ciśnienie w parowniku na początku cyklu odszraniania musi narastać powoli. Trzeba zastosować odpowiednie do tego zawory z łagodnym otwarciem.
- Dobrą praktyką jest poprowadzenie rurociągu gorącej pary ze spadkiem i odprowadzanie skroplin z najniższego punktu. Do tego celu może posłużyć zawór pływakowy, np. ICF z modułem ICFD, albo okresowo otwierany zawór rozprężny.
- Zawór doprowadzający gorącą parę musi mieć wystarczającą maksymalną różnicę ciśnienia do otwarcia (MOPD), aby na początku cyklu odszraniania mógł pokonać dużą różnicę ciśnienia w rurociągu gorącej pary i w parowniku.

Przykład

Ciśnienie gorącej pary (bezwzględne): **48 bar (696 psi)**

Temperatura parowania: (Te): **-40°C (-40°F)**

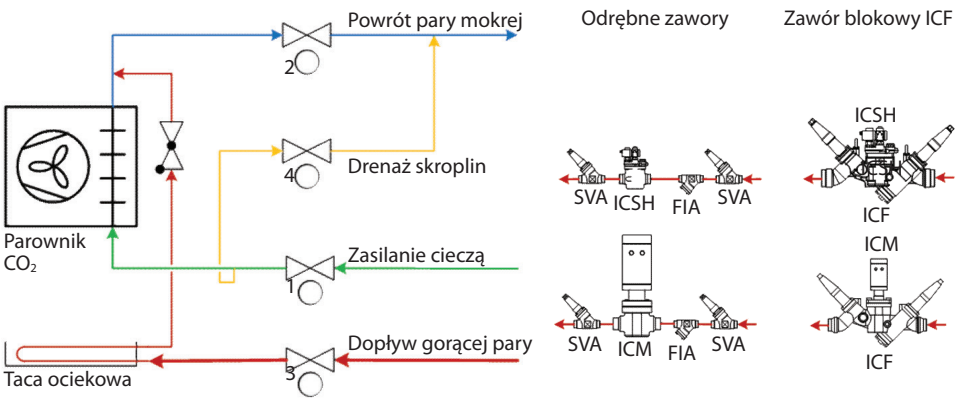
Ciśnienie parowania (Pe): **10 bar (145 psi)**

dP = 48 – 10 = 38 bar / 696 – 145 = 551 psi

MOPD zaworu nr 3 musi być **> 38 bar / 551 psi**

© Danfoss | 2020.10

Rysunek 11.24: Przykład konfiguracji zaworów w rurociągu doprowadzania gorącej pary do parownika CO_2 o zasilaniu popowym



3) Zawory w rurociągu gorącej pary (sugerowane)

Do tego zastosowania firma Danfoss opracowała trzy rodzaje zaworów.

Ich poprawny dobór umożliwia oprogramowanie Coolselector firmy Danfoss.

Zawór ICSH
ICSH to dwupozycyjny zawór elektromagnetyczny. W pierwszym kroku zawór otwiera się na 20% współczynnika przepływu kV i umożliwia łagodny wzrost ciśnienia w parowniku. Pracą zaworu steruje pilot EVM. Krok 2 może być uzależniony od kroku 1 lub nie. Oboma krokami może też sterować regulator programowalny i wtedy można nastawić zwłokę pomiędzy krokami.

Zawór ICM
ICM to zawór silnikowy o działaniu proporcjonalnym. Napędzany jest silnikiem krokowym ICAD za pośrednictwem sprzęgła magnetycznego, dzięki któremu jego serwis i obsługa techniczna są łatwe i nie wymagają demontażu zaworu ICM. Pracą zaworu można sterować na dwa sposoby:

Analogowo. Regulacja stopnia otwarcia przebiega proporcjonalnie do analogowego sygnału wejściowego (0-20 / 4-20 mA; 0-10 / 2-10 V).

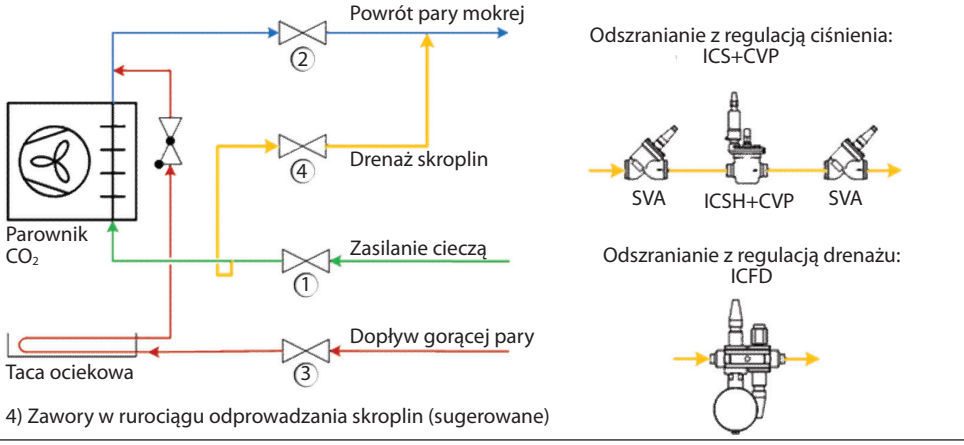
Dwustanowo (ON/OFF). Zawór reaguje na wejściowy sygnał przekaźnikowy. Można nastawić wymaganą szybkość otwierania. W danej chwili zawór może być albo całkowicie otwarty, albo w pełni zamknięty, albo w trakcie zmiany pozycji.

MOPD tych zaworów zależy od ich wielkości oraz napięcia zasilania silnika krokowego.

Zawór blokowy ICF
Moduły ICSH dostępne są dla zaworów ICF50/65
Moduły ICM dostępne są dla zaworów ICF20/25/50/65

11.4.8 Zawory w rurociągu odprowadzania skroplin z odszraniania (4)

Rysunek 11.25: Przykład konfiguracji zaworów w rurociągu drenażu skroplin z parownika CO_2 o zasilaniu popowym



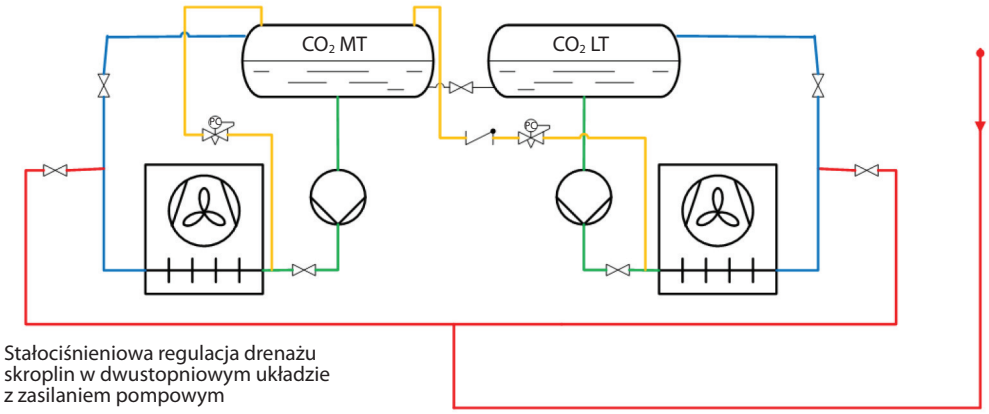
4) Zawory w rurociągu odprowadzania skroplin (sugerowane)

W idealnym przypadku, podczas odszraniania cały czynnik doprowadzony do parownika jako gorąca para powinien ulec skropleniu i w tym stanie powrócić do oddzielacza cieczy. Zaletą transkrytycznego układu na CO_2 z pompowym zasilaniem parownika jest to, że skropliny pozostają w strefie

podkrytycznej i nie wpływają na działanie wysokociśnieniowej części instalacji. Jednakże przy braku regulacji, z parownika mogą powracać duże ilości pary, które trzeba powtórnie sprężyć, ponosząc stratę na efektywności układu. Dlatego dla bezpiecznego i skutecznego odszraniania bardzo ważna jest regulacja drenażu skroplin. Jak wyjaśniono w punkcie 5.6, można to zrobić na dwa sposoby.

Odszranianie z regulacją ciśnienia
Pierwsza metoda, to regulacja ciśnienia w parowniku podczas odszraniania (rysunek 11.26). Ciśnienie to utrzymywane jest na poziomie odpowiadającym temperaturze nasycenia czynnika chłodniczego wystarczająco wyższej od temperatury topnienia lodu. Bardzo skuteczna okazuje się temperatura z przedziału od 7°C do 12°C (45°F do 54°F). Nie da się jednak uniknąć sytuacji, w której nieco pary przedostaje się z parownika z powrotem do układu i musi trafić ponownie do sprężarki, przynosząc straty energetyczne.

Rysunek 11.26: Przykład instalacji do odszraniania z regulacją ciśnienia



Stałociśnieniowa regulacja drenażu skroplin w dwustopniowym układzie z zasilaniem pompowym

Uwaga: W przypadku odszraniania z regulacją ciśnienia ważne jest, aby skropliny z parownika niskotemperaturowego (LT) odprowadzać do oddzielacza cieczy średniotemperaturowego (MT). Sprzyja to maksymalizacji efektywności układu. Za regulatorem ciśnienia trzeba zainstalować zawór zwrotny, zapobiegający przedostawaniu się czynnika między oddzielaczami w trybie chłodzenia.

Zawory ICS + CVP-H
ICS to zawór serwotłokowy, którego funkcjonowanie uzależnione jest od rodzaju zaworów pilotowych. Pilot CVP-H to regulator ciśnienia na dopływie. Zakres jego nastawy rozciąga się od 25 bar do 52 bar (363-754 psi).

Zawór ICM
ICM to zawór silnikowy o działaniu proporcjonalnym. Napędzany jest silnikiem krokowym ICAD za pośrednictwem sprzęgła magnetycznego, dzięki któremu jego serwis i obsługa techniczna są łatwe i nie wymagają demontażu zaworu ICM. Pracą zaworu można sterować za pomocą sygnału analogowego.

Regulacja stopnia otwarcia przebiega proporcjonalnie do analogowego sygnału wejściowego (0-20 / 4-20 mA; 0-10 / 2-10 V).

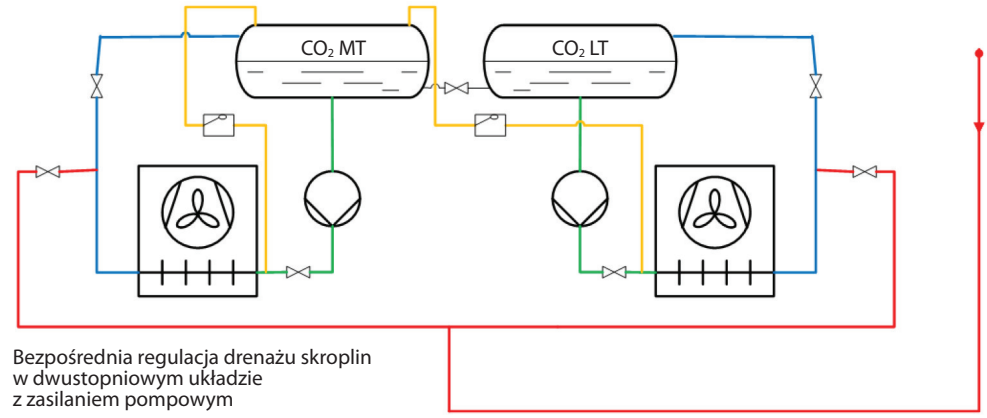
MOPD tych zaworów zależy od ich wielkości oraz napięcia zasilania silnika krokowego.

Dla poprawnego doboru zaworów trzeba określić temperaturę i wydajność odszraniania, temperaturę gorącej pary przed i po zdławieniu oraz warunki drenażu skroplin. Z pomocą przychodzi oprogramowanie Coolselector, o czym napisano w punkcie 5.6. Należy korzystać z tego programu, aby przeprowadzić prawidłowy dobór tych zaworów.

Odszranianie z regulacją drenażu skroplin
Drugą możliwością jest bezpośrednia regulacja odprowadzania skroplin powstałych podczas odtajania. Jest to metoda bardziej efektywna od regulacji ciśnienia, gdyż gwarantuje, że ciecz wypływa z parownika z minimalną ilością nieskroplonej pary. Ciecz ta posiada stosunkowo niską entalpię i można ją skierować do oddzielacza cieczy (rysunek 11.27).

© Danfoss | 2020.10

Rysunek 11.27: Przykład instalacji do odszraniania z regulacją drenażu skroplin



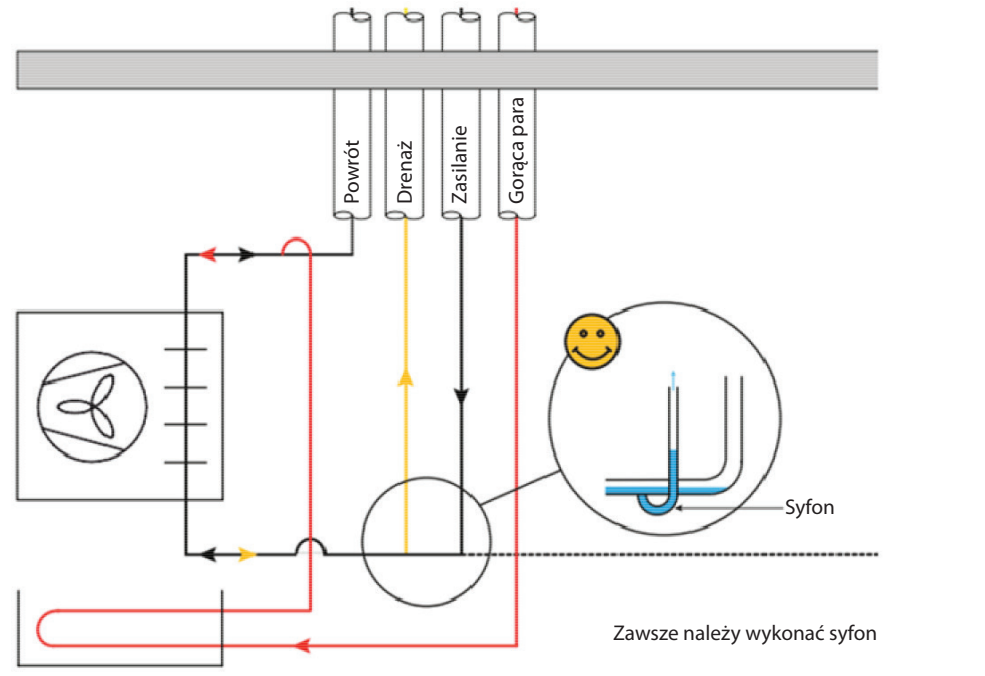
Bezpośrednia regulacja drenażu skroplin w dwustopniowym układzie z zasilaniem pompowym

Moduł drenażu ICFD

ICFD to moduł regulacji odprowadzania skroplin powstałych podczas odszraniania gorącą parą, który można zainstalować w zaworze blokowym ICF20.

ICFD 20 jest modelem przeznaczonym dla amoniaku, zaś ICFD 20C zaprojektowano do CO_2.
Na początku procesu odszraniania odbywa się tylko przepływ niewielkiej ilości pary przez mały kanał obejściowy ze zwężką wykonany w module ICFD. W razie potrzeby zapewnia też skroplinom odpowiednie ciśnienie. Ważne jest, aby do modułu dopływał ciekły czynnik chłodniczy, toteż instaluje się go na wylocie skroplin z najniższego punktu przy parowniku, wykonując syfony cieczowe, jak pokazano na rysunku 11.28 i opisano w punkcie 5.6.

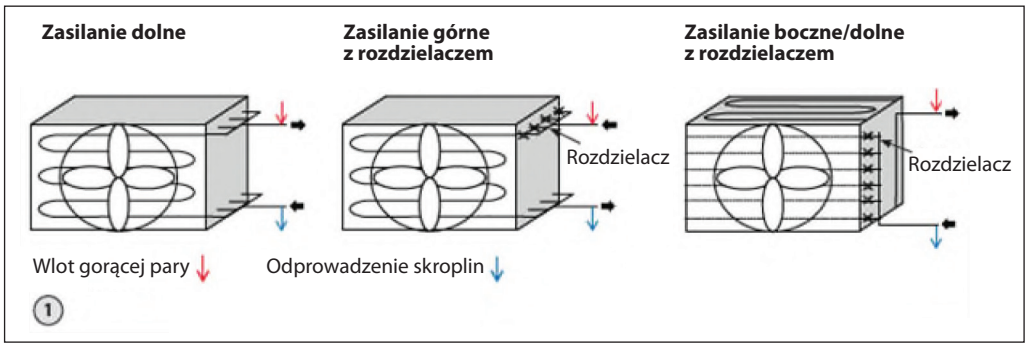
Rysunek 11.28: Syfon na podłączeniu drenażu skroplin



Zawsze należy wykonać syfon

Ważne jest, aby jak najbardziej ograniczyć spadek ciśnienia, zapobiegając tworzeniu się pary podczas dławienia. Każda strata ciśnienia obniża natężenie przepływu skroplin. W przypadku parowników, z których skropliny wypływają przez rozdzielacz czynnika (zasilanie boczne/dolne na rysunku 11.29), występuje w nim pewien spadek ciśnienia. Trzeba go uwzględnić obliczając całkowite straty ciśnienia. Dla prawidłowego doboru zaworów należy korzystać z oprogramowania Coolselector firmy Danfoss.

- Zawsze należy wykonywać syfon w miejscu podłączenia rurociągu drenażu skroplin do parownika, aby odbierać tylko fazę ciekłą (rysunek 11.28).
- Żeby zminimalizować spadek ciśnienia, wysokość podnoszenia cieczy nie powinna przekraczać 5 m (16,5 ft).
- Dalsze informacje na temat sposobu instalowania modułu ICFD można znaleźć w odnośnej dokumentacji.



Rysunek 11.29: Drenaż skroplin powinien się zawsze odbywać z najniższego punktu

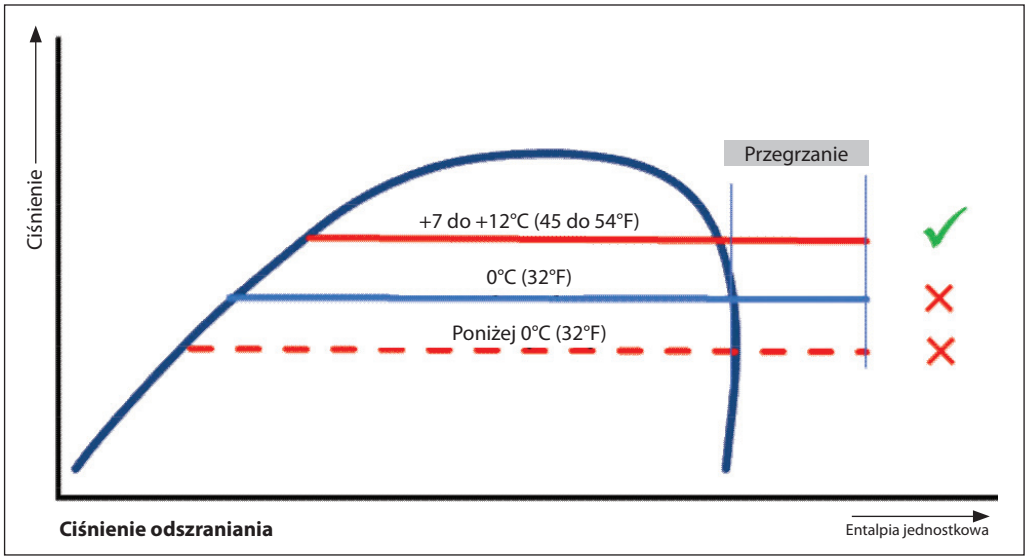
11.5 Odszranianie w przemysłowych pompowych układach transkrytycznych

Najefektywniejszą metodą odszraniania jest wykorzystanie w tym celu gorącej pary czynnika chłodniczego. Ciepło do topionego lodu dopływa z wnętrza rurek parownika, przy dobrych warunkach wymiany ciepła i minimalnych stratach na skutek konwekcji do komory chłodniczej, wymagających tylko niewielkiego nakładu późniejszej pracy sprężarek na ich skompensowanie. Ponieważ odszranianie gorącą parą jest stosunkowo szybkie i efektywne w porównaniu do innych metod, stało się generalnie akceptowanym standardem w chłodnictwie przemysłowym. Układ taki wymaga jednak właściwego zaprojektowania i regulacji, aby mógł przynosić oczekiwane skutki. Doświadczenie zebrane na całym świecie uczy, że na osoby niewłaściwie projektujące bądź eksploatujące układy odszraniania parowników gorącą parą czyhają pewne pułapki, za przyczyną których może dojść do nieefektywnej pracy instalacji, a w skrajnych przypadkach nawet do poważnych wypadków. Z punktu widzenia efektywności, zasadniczym zadaniem elementów automatyki jest powrót jak największej ilości kondensatu z parownika do oddzielacza cieczy. Później, w trybie chłodzenia ciecz ta pod działaniem pompy zasili parowniki. Dokładny opis sekwencji odszraniania gorącą parą zamieszczono w punkcie 5.6.

11.5.1 Optymalne ciśnienie odszraniania

Przekonanie, że wyższe ciśnienie i temperatura w parowniku podczas odszraniania gorącą parą automatycznie daje lepszy rezultat jest błędne. Zbyt niskie ciśnienie też nie spełni oczekiwań. Aby odszranianie gorącą parą było możliwe, temperatura nasycenia w parowniku musi w tym czasie być wystarczająco wyższa od 0°C. W większości przypadków zadowalające rezultaty przynosi wartość z zakresu 7-12°C. Odpowiada mu zakres ciśnienia nasycenia CO_2 od 42 do 47 bar.

Należy pamiętać o spadku ciśnienia w rurociągach oraz w elementach armatury i automatyki zainstalowanych między sprężarką i parownikiem. Ciśnienie tłoczenia sprężarki w trakcie odszraniania musi być wystarczająco wysokie, aby zrekompensować ten spadek. Uwaga: Odszranianie za pomocą pary przegrzanej o ciśnieniu odpowiadającym temperaturze nasycenia poniżej 0°C nie przyniesie satysfakcjonujących wyników. Do właściwego odszraniania potrzebna jest wydajność cieplna z procesu skraplania pary czynnika chłodniczego (rysunek 11.30).



Rysunek 11.30: Optymalna temperatura nasycenia podczas odszraniania

© Danfoss | 2020.10

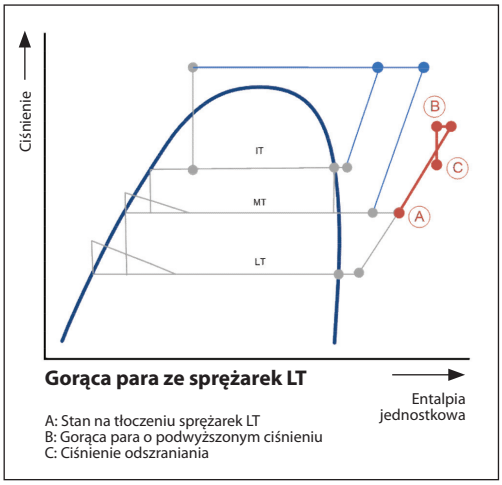
11.5.2 Źródło gorącej pary

Ciśnienie gorącej pary podawanej do odszraniania parowników w podkrytycznym układzie z CO_2 musi być niższe od dopuszczalnego ciśnienia roboczego podzespołów, do których trafia ta para. Bezpieczne i efektywne odszranianie zachodzi wtedy, gdy ciśnienie gorącej pary jest bliskie zalecanemu i niższe od dopuszczalnego maksymalnego ciśnienia roboczego. Jeśli para do odszraniania ma pochodzić ze sprężarek, to w grę wchodzą dwie możliwości: pobieranie pary z tłoczenia sprężarek sekcji niskotemperaturowej LT, albo średniotemperaturowej MT. Rozwiązania te różnią się osiąganym ciśnieniem odszraniania i zakresem parametrów roboczych.

Para wytłaczana ze sprężarek LT

Najbliższe zalecanej wartości jest zazwyczaj ciśnienie pary pochodzącej ze sprężarek niskotemperaturowych (LT). Ciśnienie tłoczenia trzeba podnieść na tyle, aby osiągnąć poziom zalecany do odszraniania parowników. Przedstawiono to na wykresie log(p)-h na rysunku 11.31. Punkt A reprezentuje normalne ciśnienie tłoczenia sprężarek LT w układzie typu buster. Musi ono zostać podniesione w kontrolowany sposób do poziomu ciśnienia w punkcie B. Para o tym stanie kierowana jest do odszraniania parowników w podkrytycznej części układu. Ciśnienie w punkcie B należy tak regulować, aby było niższe od dopuszczalnego maksymalnego ciśnienia roboczego elementów w tej części instalacji, ale wyższe niż w punkcie C. Jego położenie odpowiada ciśnieniu w parowniku, wymaganemu podczas odszraniania. Różnica ciśnienia B-C musi przewyższać sumaryczny spadek ciśnienia w rurociągu gorącej pary, w obecnych tam zaworach, w rozdzielaczu czynnika i w samym parowniku. Trzeba sprawdzić, czy to ciśnienie, wraz z ciśnieniem ssania, mieści się w dopuszczalnym zakresie parametrów roboczych sprężarek LT. Należy też obliczyć wymaganą ilość gorącej pary i sprawdzić, czy sprężarki są w stanie ją dostarczyć. Ponadto, aby wytworzyć tę ilość gorącej pary, potrzeba wystarczającej wydajności chłodniczej pozostałych parowników.

Rysunek 11.31: Sprężarki LT jako źródło gorącej pary do odszraniania

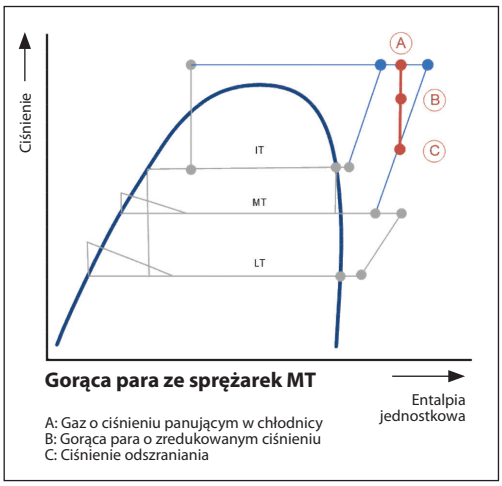


Para wytłaczana ze sprężarek MT

Również w przypadku pobierania czynnika zza sprężarek wysokiego stopnia (MT) chodzi o wytworzenie gorącej pary o ciśnieniu jak najbliższym wartości wymaganej podczas odszraniania. Jednak tutaj ciśnienie tłoczenia jest wyraźnie wyższe zarówno od zalecanego ciśnienia odszraniania, jak i od dopuszczalnego maksymalnego ciśnienia roboczego elementów w sekcji parownikowej. Ponadto, temperatura tłoczenia jest o wiele wyższa niż za sprężarkami LT.

Oba te parametry trzeba regulować i obniżyć do poziomu odpowiedniego dla bezpiecznego odszraniania, co pokazano na rysunku 11.32. Ciśnienie i temperatura gazu o stanie A zostają obniżone do stanu punktu B. Czynnik ten kierowany jest do odszraniania parowników w podkrytycznej części układu. Ciśnienie w punkcie B należy tak regulować, aby było niższe od dopuszczalnego maksymalnego ciśnienia roboczego elementów w tej części instalacji, ale wyższe niż w punkcie C.

Rysunek 11.32: Sprężarki MT jako źródło gorącej pary do odszraniania



Położenie punktu C odpowiada ciśnieniu w parowniku, wymaganemu podczas odszraniania. Różnica ciśnienia B-C musi przewyższać sumaryczny spadek ciśnienia w rurociągu gorącej pary, w obecnych tam zaworach, w rozdzielaczu czynnika i w samym parowniku.

Zaletą pobierania czynnika do odszraniania zza sprężarek MT jest to, że zwykle wydajność chłodnicza układu wystarczy do wytworzenia odpowiedniej ilości gorącej pary.

Wadą jednak jest konieczność połączenia wysokociśnieniowej części instalacji z częścią zaprojektowaną na niższe ciśnienie. Dlatego potrzeba dobrze skonfigurowanego układu regulacji i zabezpieczeń, który zagwarantuje, że ciśnienie gorącej pary zawsze będzie bezpieczne dla strefy niskociśnieniowej.

11.6 Gospodarka olejem

Niezawodna i efektywna gospodarka olejem w instalacjach chłodniczych jest niezwykle ważna. Sprężarki chłodnicze pracują pod wysokim obciążeniem i właściwe smarowanie wszystkich części ruchomych ma kluczowe znaczenie dla ich bezawaryjnej pracy. Odpowiedni rodzaj oleju zależy od ciśnienia i temperatury ssania ora tłoczenia, od rodzaju czynnika chłodniczego, prędkości obrotowej, obciążenia pełnego i częściowego, a także oczywiście od rodzaju sprężarki. Z tego powodu producenci sprężarek podają jednoznaczne zalecenia co do rodzaju środka smarnego dla danego typu sprężarki, rodzaju czynnika i zastosowania. Olej ma za zadanie smarowanie tylko części sprężarki i pożądane by było, aby w niej pozostawał. Jednakże nie da się uniknąć tego, że część oleju ze skrzyni korbowej miesza się z czynnikiem chłodniczym i wraz z nim po sprężeniu trafia do króćca tłocznego sprężarki. Ilość wyrzucanego oleju należy utrzymywać na minimalnym poziomie, gdyż trafia on do układu chłodniczego, a tam powoduje problemy dwojakiego rodzaju.

Po pierwsze, kiedy środek smarny utworzy film olejowy na wewnętrznej powierzchni parownika, pogorszą się warunki wymiany ciepła i spadnie wydajność chłodnicza i efektywność układu.

Po drugie, olej musi wracać z instalacji do sprężarek. W zależności od konfiguracji układu – z zasilaniem ciśnieniowym czy pompowym – powrót oleju organizuje się na różne sposoby.
Trzeba sobie zdawać sprawę, że typowe komercyjne instalacje chłodnicze posiadają ciśnieniowe zasilanie parowników i w większości przypadków wykorzystuje się w nich olej rozpuszczalny z czynnikiem, który dociera przez cały układ do rurociągów ssawnych i wraca do skrzyni korbowej sprężarki. Z kolei w chłodnictwie przemysłowym zwykle występują układy z zasilaniem pompowym, w których olej trafiający do oddzielaczy cieczy z ciekłym czynnikiem nie jest w stanie wydostać się z nich wraz z odsysaną parą. Wobec tego, konieczne jest odbieranie środka smarnego z pompowych oddzielaczy cieczy w ilości uzależnionej od tempa wyrzucania oleju ze sprężarek. Zatem bardzo duże znaczenie ma skuteczne wytrącanie oleju w odolejaczach.

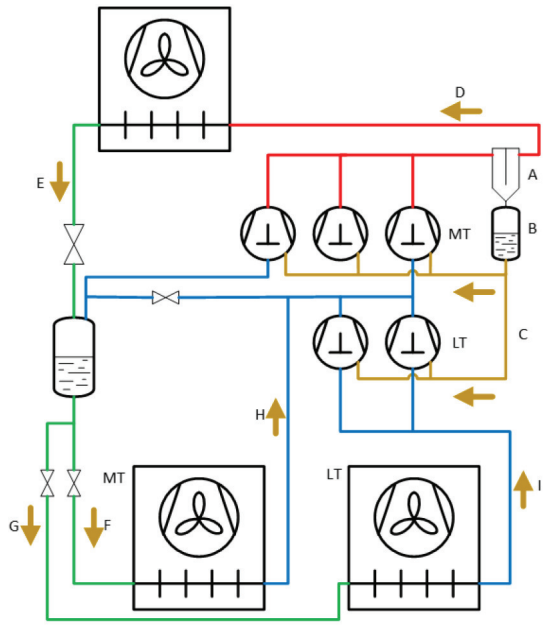
11.6.1 Wyrzucanie oleju a odolejacze
W układach typu buster CO_2 pracują sprężarki stopnia niskiego (niskotemperaturowe, na prezentowanych schematach oznaczone jako LT), wysokiego (średniotemperaturowe, MT) i często sprężarki równoległe (IT), i wszystkie one wyrzucają pewne ilości oleju do układu. Sprężarki MT i równoległe wyrzucają go więcej niż LT. Dzieje się tak z powodu wyższej gęstości zasysanej pary i przeważnie wyższego obciążenia cieplnego na stopniu średniotemperaturowym (MT). Gdyby powrót oleju następował do rurociągów ssawnych, to jego rozdział na poszczególne sprężarki nie odpowiadałby ilościom środka smarnego wyrzucanego przez nie, a w konsekwencji skrzynie korbowe sprężarek LT przepełniłyby się olejem. Dlatego muszą one być wyposażone w wysokosprawne odolejacze, a ich wydajność musi odpowiadać ilości wyrzucanego przez sprężarki LT oleju, aby zachować równowagę. To bardzo istotna kwestia, która prowadzi do wniosku, że efektywność układu powrotu oleju zaczyna się od ilości środka smarnego wyrzucanego ze sprężarek (jak najmniejszej) i skuteczności głównych odolejaczy (jak najwyższej). Odolejacze można zainstalować za wszystkimi wymienionymi sprężarkami. O ile zawsze występują one na tłoczeniu sprężarek MT, to odolejacze za sprężarkami LT nie są spotykane powszechnie. Ich obecność osłabia jednak przerzucanie oleju do rurociągu ssawnego wysokiego stopnia i zmniejsza ilość oleju wyrzucanego ze sprężarek MT.

11.7 Powrót oleju

11.7.1 Powrót oleju w układach z zasilaniem ciśnieniowym
Do niezawodnej dystrybucji oleju w każdych warunkach obciążenia cieplnego potrzeba odpowiedniego układu gospodarki olejowej. W komercyjnych instalacjach z CO_2 z zasilaniem ciśnieniowym sprawdza się rozwiązanie polegające na zastosowaniu oleju poliestrowego (POE). Jego dobra rozpuszczalność z ciekłym dwutlenkiem węgla, wraz z wysoką gęstością zasysanej pary skutkuje łatwym powrotem środka smarnego do sprężarek, pod warunkiem zapewnienia odpowiedniej prędkości przepływu w rurociągach ssawnych – podobnej jak w przypadku czynników HFC. Przy częściowym obciążeniu, np. podczas zimowej nocy, wiele sprężarek w instalacji nie pracuje, toteż mniejsze są natężenie i prędkość przepływu czynnika chłodniczego w parownikach

i rurociągach ssawnych, a powrót oleju staje się bardziej problematyczny. Wystarczający jego dopływ do sprężarek w różnych warunkach roboczych może zapewnić właściwy układ gospodarki olejem. Rysunek 11.33 przedstawia uproszczony schemat ideowy takiego układu w transkrytycznej instalacji CO_2 i rozpuszczalnym olejem POE. Funkcjonalność takiego układu zaczyna się oczywiście od wysokosprawnego odolejacza i czujnika poziomu, który steruje pracą zaworu dostarczającego olej do zbiornika olejowego. Zawór ten reguluje zarówno przepływ oleju do zbiornika, jak i ciśnienie w nim. Zbiornik oleju wyposażony jest w zawór stałej różnicy ciśnienia dla odgazowania CO_2. Różnica ciśnienia musi zapewniać przewyższenie najwyższego ciśnienia ssania w instalacji, np. ciśnienia w zbiorniku pośrednim w przypadku układów ze sprężaniem równoległym. Czujnik poziomu w zbiorniku oleju zezwala na otwarcie regulatorów poziomu oleju w sprężarkach tylko przy wystarczającej ilości oleju w zbiorniku. Pozwala to uniknąć krótkiego przepływu wytłaczanego czynnika do skrzyni korbowej sprężarki. W prostych układach typu buster regulatory poziomu oleju instaluje się przy sprężarkach w każdej sekcji i podłącza się je do wspólnego zbiornika oleju. W układach ze sprężaniem równoległym lub z ejektorami i przy wysokim obciążeniu cieplnym gospodarka olejem jest bardziej kłopotliwa. Właściwym rozwiązaniem w przypadku oleju POE jest zastosowanie wysokosprawnych odolejaczy i zbiorników oleju o większej pojemności, wraz z inteligentnymi układami regulacji (z funkcją podnoszenia ciśnienia w zbiorniku na żądanie i sterowaną dynamicznie sekwencją otwierania regulatorów poziomu oleju).

Rysunek 11.33: Układ powrotu oleju w transkrytycznej instalacji z zasilaniem ciśnieniowym, napełnionej CO_2 i olejem POE



A: Odolejacz
B: Zbiornik oleju
C: Rurociąg powrotu oleju
D/E: Przepływu oleju wyrzuconego do układu
F: Dopływ czynnika (z olejem) do parowników MT
G: Dopływ czynnika (z olejem) do parowników LT
H: Wylot pary (z olejem) z parowników MT do sprężarek MT
I: Wylot pary (z olejem) z parowników LT do sprężarek LT

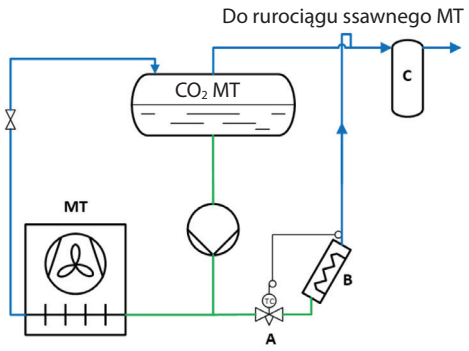
Schemat ideowy układu powrotu oleju rozpuszczalnego z czynnikiem przy ciśnieniowym zasilaniu parowników

11.7.2 Powrót oleju w transkrytycznych układach z zasilaniem pompowym

W instalacjach CO_2 z pompowym zasilaniem parowników olej wyrzucany ze sprężarek ostatecznie gromadzi się w oddzielaczu cieczy. Jeśli w układzie jest ich kilka, olej trafia do każdego z nich. Olej ten musi zostać poddany rektyfikacji i odesłany z powrotem do sprężarek. Można zastosować środek smarny rozpuszczalny w czynniku albo nie. W przypadku oleju rozpuszczalnego, pobrany z oddzielacza cieczy roztwór CO_2 z olejem stosunkowo łatwo można poddać rektyfikacji. Służą do tego celu rektyfikatory oleju, dobrze znane i stosowane od wielu lat w układach zasilania pompowego, zarówno w instalacjach freonowych, jak i w podkrytycznych układach CO_2. Jeśli jednak w instalacji obecny jest olej nierozpuszczalny w dwutlenku węgla, to od rodzaju oleju i parametrów pracy układu zależy, gdzie w oddzielaczu cieczy ulokuje się warstwa bogata w olej. Można wtedy pobierać ciecz z kilku punków, aby mieć gwarancję trafienia na właściwe miejsce. Niezależnie od rodzaju oleju, trzeba go odprowadzać.

Na rysunku 11.34 zamieszczono schemat ideowy układu powrotu oleju rozpuszczalnego z dwutlenkiem węgla w instalacji transkrytycznej z zasilaniem pompowym, o jednym poziomie średniej temperatury parowania.

Rysunek 11.34: Schemat ideowy układu rektyfikacji i powrotu oleju rozpuszczalnego w CO_2 w układzie transkrytycznym z pompowym zasilaniem parownika MT

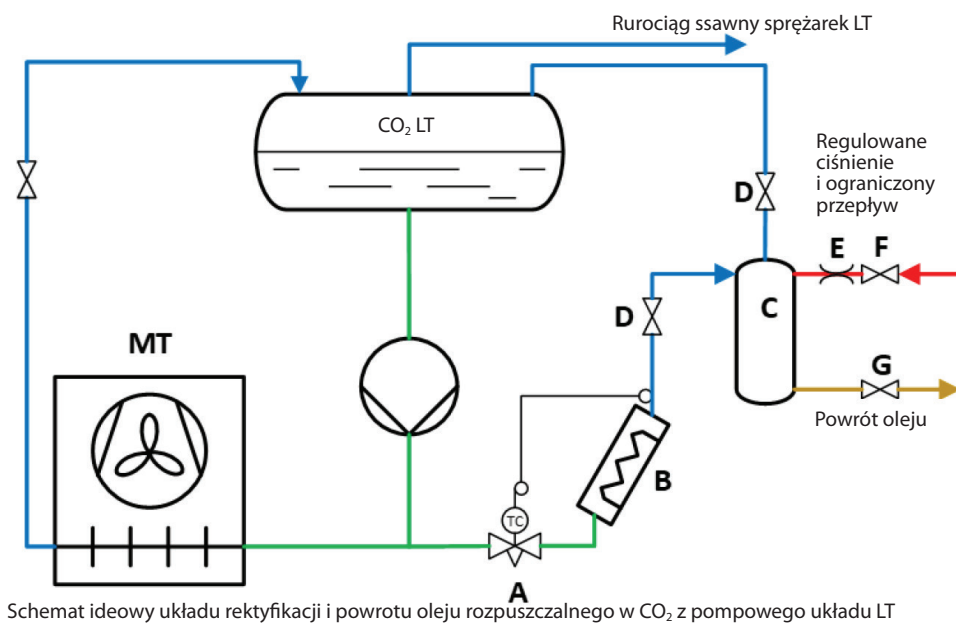


Schemat ideowy układu rektyfikacji i powrotu oleju w układzie z pompowym zasilaniem parownika MT

Zasada działania jest taka sama, jak opisana w punkcie 6.3. Rolę rektyfikatora oleju (B) spełnia wymiennik ciepła, w którym roztwór dwutlenku węgla z olejem przez odparowanie czynnika rozdziela się na parę CO_2 i olej. W pokazanym przykładzie roztwór jest wtryskiwany do rektyfikatora za pomocą elektronicznego zaworu rozprężnego (A) utrzymującego zadane przegrzanie. Ciśnienie tłoczenia pompy pozwala pokonać spadek ciśnienia w zaworze. Mieszanina pary CO_2 i oleju trafia do rurociągu ssawnego sprężarek MT. Dodatkowe zabezpieczenie sprężarki przed zassaniem kropel cieczy stanowi osuszacz (C). W rurociągu wylotowym z rektyfikatora trzeba zapewnić wystarczającą prędkość przepływu, aby para czynnika porywała krople oleju w górę, do rurociągu ssawnego. Zasada jest ta sama, co w przypadku rurociągów wznośnych czynnika chłodniczego. Przy braku pompy krążenie płynów w rektyfikatorze można wymusić grawitacyjnie (termosyfonowo).

W przypadku, kiedy w instalacji występuje tylko niskotemperaturowy oddzielacz cieczy (LT), zasada pozostaje ta sama, z tym że mieszanina CO_2 i oleju z rektyfikatora kierowana jest do rurociągu ssawnego sprężarek LT. Dociera do nich cały zebrany olej, pochodzący także z pozostałych sprężarek. Jak wyjaśniono wcześniej, ponieważ sprężarki MT i równoległe wyrzucają więcej oleju niż sprężarki LT, te ostatnie otrzymywałyby zbyt wiele oleju. Aby nie dopuścić do przepełnienia ich skrzyń korbowych, olej wypływający z rektyfikatora można kierować do zbiornika oleju i z niego rozprowadzać go do miejsc w układzie, gdzie jest potrzebny. Schemat ideowy układu powrotu oleju rozpuszczalnego z czynnikiem z niskotemperaturowego oddzielacza cieczy pokazano na rysunku 11.35.

Rysunek 11.35: Schemat ideowy układu rektyfikacji i powrotu oleju rozpuszczalnego w CO_2 dla niskotemperaturowej strefy transkrytycznego układu z zasilaniem pompowym



Schemat ideowy układu rektyfikacji i powrotu oleju rozpuszczalnego w CO_2 z pompowego układu LT

Sam proces rektyfikacji przebiega tak samo, jak przedstawiono na rysunku 11.34.

Podczas rektyfikacji oba zawory D są otwarte, a zawór A reguluje przepływ. Zawory F i G znajdują się w pozycji zamkniętej. Ciekły roztwór wpływa do rektyfikatora (B) przez elektroniczny zawór rozprężny A utrzymujący zadane przegrzanie. Odparowany CO_2 z kroplami oleju opuszcza rektyfikator i trafia do odolejacza (C). Para płynie dalej do oddzielacza cieczy, a olej zbiera się u dołu odolejacza. Po zakończeniu procesu rektyfikacji zamknięte zostają zawory D.

Teraz zaczyna się powrót oleju. Ciśnienie w odolejaczu trzeba powoli i w bezpieczny sposób podnieść ponad poziom ciśnienia w miejscu, do którego należy doprowadzić olej. Zawór F umożliwia

© Danfoss | 2020.10

w tym celu połączenie z częścią układu, w której znajduje się CO_2 pod wyższym ciśnieniem.

Za zaworem F znajduje się ogranicznik przepływu E, dzięki któremu wzrost ciśnienia w odolejaczu następuje powoli i bezpiecznie. Z kolei zawór G umożliwia wypływ oleju do tych miejsc, gdzie jest on potrzebny. Mogą to być sprężarki bądź zbiorniki oleju, a więc może tam panować różne ciśnienie. Wpuszczanie wysokociśnieniowego dwutlenku węgla z dużym natężeniem przepływu do odolejacza jest niebezpieczne i zbyteczne. Dlatego rurociąg doprowadzający CO_2 powinien zostać właściwie zaprojektowany i wyposażony np. w zwężkę E. Przy dobrym zrównoważeniu procesów rektyfikacji i powrotu oleju następują one po sobie ciągle, w powtarzalny sposób. Przepływ oleju i jednocześnie CO_2 ma zatem mniejsze znaczenie, o ile powrót oleju jest dobrze regulowany w czasie i bezpieczny. Opisany proces jest tylko uproszczonym przykładem i możliwe są inne metody rektyfikacji i powrotu oleju. Układ należy oczywiście zabezpieczyć na wypadek wzrostu ciśnienia z powodu usterki zaworu, uwięzienia cieczy bądź zaniku zasilania – zwykłymi sposobami, np. instalując zawory bezpieczeństwa. Olej gromadzi się zasadniczo w elementach typu zbiornikowego, do których wpływa ciekły czynnik chłodniczy, a odsysana jest sucha para. Jeśli do sekcji niskiej temperatury (LT) spływa ciecz z oddzielacza średniotemperaturowego (MT), to większość oleju zgromadzi się w niskotemperaturowym oddzielaczu cieczy (LT). O ile w takim przypadku trzeba odprowadzać olej z oddzielacza LT, to nie ma takiej konieczności w odniesieniu do oddzielacza MT, chociaż może to być korzystne – decyzję należy podjąć na podstawie relacji wydajności chłodniczej sekcji LT i MT.

Natomiast w instalacjach, gdzie do wszystkich oddzielaczy cieczy trafia ciekły czynnik chłodniczy ze skraplacza, a odsysana jest sama para, olej trzeba odprowadzać z nich wszystkich.

11.7.3 Rektyfikacja i powrót oleju nierozpuszczalnego w czynniku w transkrytycznych układach pompowych

Rektyfikacja oleju w układach pompowych zachodzi podobnie dla olejów rozpuszczalnych i nierozpuszczalnych w czynniku chłodniczym, przy czym środek smarny w oddzielaczu cieczy może się gromadzić w różnych miejscach. Zależnie od rodzaju oleju i zakresu temperatury może to być wierzch lustra ciekłego CO_2, albo spód oddzielacza. Odprowadzanie oleju jest zadaniem urządzenia podłączonego do stref zbierania się środka smarnego – zwykle jest to zespół dysz. O tym, która z nich powinna zadziałać, można zdecydować na podstawie znajomości aktualnej wysokości lustra cieczy, co wymaga zainstalowania wskaźnika bądź czujnika poziomu cieczy. Można też po prostu po kolei przechodzić do kolejnych punktów odbierania oleju. Następnie z odprowadzoną cieczą postępuje się tak, jak w powyższych przykładach.

11.7.4 Wydajność rektyfikacji oleju i stężenie oleju

Aby skutecznie odparować CO_2 z roztworu z olejem, należy określić wydajność rektyfikatora. Zależy ona od tego, jak dużo oleju dostaje się do instalacji (do sekcji LT i MT) i jak dużo ją opuszcza. Poniższe równanie przedstawia natężenie przepływu oleju do i z oddzielacza cieczy LT zasilanego z oddzielacza MT.

$$m_{in} \cdot ROPS_{MT} = m_{rectLT} \cdot ROPS_{LT}$$

m in = natężenie przepływu czynnika chłodniczego na dopływie do oddzielacza LT [kg/s]
m rect.LT = natężenie przepływu czynnika chłodniczego odparowanego w rektyfikatorze LT [kg/s]
ROPS = wymagany udział oleju [%]

Lewa strona równania wyraża strumień oleju wpływający do oddzielacza cieczy LT z oddzielacza MT, jako iloczyn natężenia przepływu czynnika chłodniczego i udziału oleju (%) w oddzielaczu MT. Strona prawa, to strumień oleju usuwanego z oddzielacza LT przez rektyfikator, będący iloczynem natężenia przepływu czynnika odparowanego w rektyfikatorze (wyznaczającego wydajność rektyfikatora) i udziału oleju (%) w oddzielaczu LT. Przekształcenie tego równania daje interesujący wgląd w dynamikę tego procesu.

$$m_{rectLT} = m_{in} \cdot ROPS_{MT} / ROPS_{LT}$$

Zakładając udział oleju w oddzielaczu MT na poziomie 0,1% i taki sam w oddzielaczu LT, dochodzi się do wniosku, że w rektyfikatorze trzeba by odparować cały czynnik chłodniczy dopływający do oddzielacza LT. Nie pozostawia to żadnej możliwości chłodzenia w sekcji LT, toteż jest nierealistyczne. Po zwiększeniu wymaganego udziału oleju w oddzielaczu LT do 1% widać, że odparowaniu w rektyfikatorze musi ulec 1/10 (=10%) dopływającego strumienia czynnika.

Źródłem ciepła dla rektyfikatora jest ciecz płynąca z oddzielacza MT do sekcji LT, więc ta wewnętrzna wymiana ciepła jest dla układu mniej więcej neutralna energetycznie, gdyż przynosi korzyść w postaci dochłodzenia czynnika. Jednakże ilość ciepła pozyskiwana z przepływu cieczy jest ograniczona. Przykładowo, jeśli temperatura parowania w sekcji MT wynosi – 5°C, a w LT – 30°C, to ciecz można

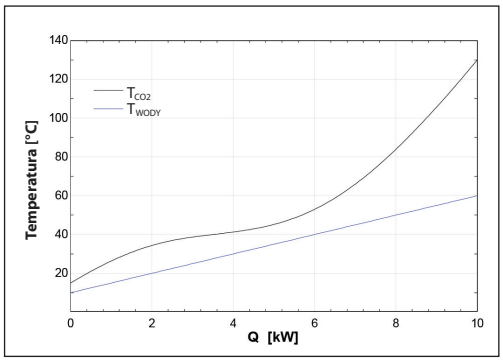
maksymalne (!) dochłodzić o 25 K, a i tak jest to tylko wartość teoretyczna, wymagająca nieskończenie dużego rektyfikatora. Równoważny strumień energii stanowi około 20% całkowitej wydajności chłodniczej parowników LT, dostępnej dla rektyfikatora oleju. Przy mniejszej różnicy temperatury MT i LT ułamek ten maleje i można realistycznie zakładać, że na wydajność rektyfikatora przypada 10% wydajności chłodniczej sekcji LT. W rezultacie udział oleju w oddzielaczu cieczy LT jest 10 razy większy niż w oddzielaczu MT.

Korzystając z tych samych zależności w odniesieniu do oddzielacza cieczy MT, dochodzi się do analogicznego wniosku, że niemożliwe jest utrzymanie w nim udziału oleju poniżej kilkakrotności udziału na dopływie, a więc również za sprężarkami. A ilość środka smarnego w niskotemperaturowym oddzielaczu cieczy jest proporcjonalnie jeszcze większa. Wynika z tego, że ilość oleju wyrzucana ze sprężarek, wraz ze sprawnością odolejaczy jest najważniejszą kwestią do rozwiązania. W niektórych komercyjnych instalacjach chłodniczych udział oleju w czynniku wytłaczanym ze sprężarek wynosi około 1% (albo nawet więcej). W przypadku ciśnieniowego zasilania parowników nie stanowi to problemu, gdyż olej powraca rurociągiem ssawnym i nie zalega w układzie. Jednakże w układach pompowych występują wspomniane utrudnienia gospodarki olejowej i ilość środka smarnego zgromadzonego w niskotemperaturowym oddzielaczu cieczy może być bardzo duża.

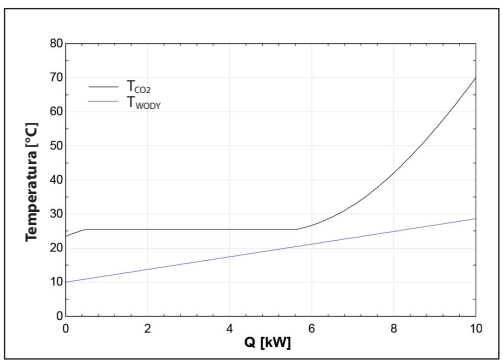
Duża ilość oleju w parowniku pogarsza wymianę ciepła, co jest tylko jednym z wielu następstw. Ilość oleju wydostającego się do instalacji różni się dla sprężarek LT, MT i równoległych, jednak średnia ilość jest bliska wartości dla sprężarek MT, a to dlatego, że wyrzucają one o wiele więcej oleju niż sprężarki LT i oczywiście w układzie transkrytycznym jest ich więcej. Zakładając, że pracują rektyfikatory w obu sekcjach i że wydajność każdego z nich jest proporcjonalna do wydajności chłodniczej w tych sekcjach, to wymagany udział oleju w danym oddzielaczu cieczy określa wydajność jego rektyfikatora.

11.8 Odzysk ciepła

Odzysk ciepła z podkrytycznych obiegów chłodniczych napotyka pewne ograniczenia, które trzeba uwzględnić. Przede wszystkim chodzi tu o stałą temperaturę skraplania, wyznaczającą naturalną granicę ilości dostępnego do odzysku ciepła. Punkt 9.5 poświęcono odzyskowi ciepła z instalacji amoniakalnych. Natomiast w transkrytycznym układzie z CO_2 temperatura czynnika w chłodnicy gazu zmienia się, jak opisano w punkcie 11.1.1. Na całej długości wymiennika do odzysku ciepła można więc utrzymać małą różnicę między temperaturą nadkrytycznego dwutlenku węgla i temperaturą medium ogrzewanego, np. wody. Odzysk ciepła może wtedy przebiegać bardzo efektywnie. Trzeba jednak uwzględnić optymalną temperaturę na wylocie z wysokociśnieniowego wymiennika ciepła przy danej temperaturze otoczenia.



Rysunek 11.36: Odzysk ciepła z transkrytycznego obiegu CO_2



Rysunek 11.37: Odzysk ciepła z podkrytycznego obiegu CO_2

Możliwości realizacji odzysku ciepła

Najpierw rozważyć trzeba ekonomiczną zasadność odzysku ciepła. Przy niskiej temperaturze otoczenia odzyskać można niewiele ciepła, podczas gdy zapotrzebowanie na nie może być zwiększone – i odwrotnie. Instalacje ciepłej wody użytkowej mogą być ekonomicznym odbiorcą ciepła odzyskiwanego z układów chłodniczych, o ile zapotrzebowanie na ciepłą wodę jest w nich mniej więcej stałe w ciągu roku. Na poniższych rysunkach przedstawiono przykładowe przebiegi zmienności temperatury podczas odzysku ciepła z transkrytycznego i podkrytycznego obiegu CO_2.

© Danfoss | 2020.10

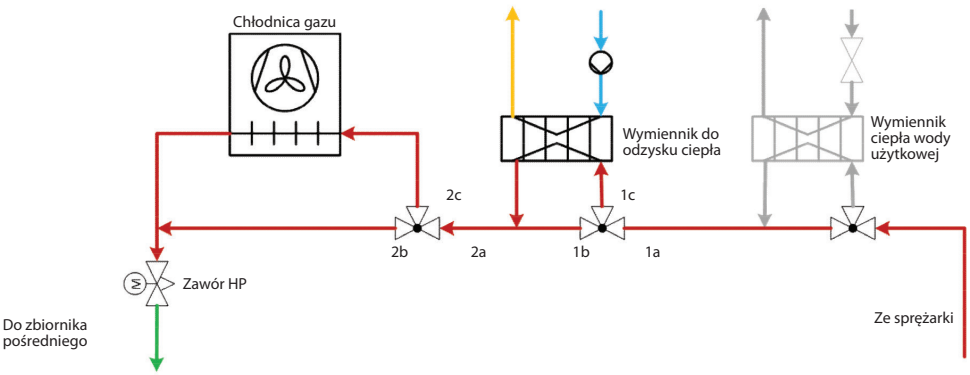
W obu przypadkach do wymiennika ciepła dopływa woda o temperaturze 10°C i odzyskiwane jest 10 kW mocy cieplnej. Narzucono też minimalną różnicę temperatury obu mediów w każdym punkcie wymiennika na poziomie 5°C. Opadający profil temperatury dwutlenku węgla w obiegu transkrytycznym pozwala na podgrzewanie wody do 60°C. Natomiast stałość temperatury podczas skraplania w obiegu podkrytycznym ogranicza wymianę ciepła, przez co temperatura wody na wylocie z wymiennika sięga jedynie 29°C. W transkrytycznych układach CO_2 temperatura gazu wytłaczanego ze sprężarek może przewyższać 120°C, co oznacza duży potencjał odzysku ciepła z instalacji chłodniczej przy typowym ciśnieniu panującym w chłodnicy gazu. Aby ten potencjał efektywnie wykorzystać, np. do ogrzewania wody, gazowy dwutlenek węgla powinien być chłodzony tak bardzo, jak to tylko możliwe. Granicę wyznacza tu temperatura wlotowa ogrzewanej wody i pod tym względem korzystne jest ogrzewanie wody z sieci wodociągowej o temperaturze około 10°C. Im niższa temperatura wlotowa wody, tym niższa temperatura wylotowa CO_2 i bardziej efektywny odzysk ciepła. Wszakże wymiennik do odzysku ciepła nie może zastąpić w instalacji chłodnicy gazu. Wymiennik do odzysku instaluje się szeregowo, przed chłodnicą i pracuje on wtedy, kiedy istnieje zapotrzebowanie np. na ciepłą wodę. Może się ono wahać w zależności od temperatury otoczenia, która ponadto decyduje o tym, czy układ pracuje akurat w trybie transkrytycznym czy podkrytycznym.

11.8.1 Konfiguracja układu

Zasadniczo wszystkie wymienniki ciepła instaluje się szeregowo dla jak najwyższej efektywności układu, której sprzyja uzyskiwanie jak najniższej temperatury dwutlenku węgla na wylocie z chłodnicy gazu. Połączyć szeregowo można tyle wymienników, ile potrzeba, ale w najczęściej spotykanych przypadkach są to jeden lub dwa wymienniki do odzysku ciepła i jedna powietrzna chłodnica gazu. Na potrzeby przygotowania ciepłej wody użytkowej korzystnie jest zainstalować dwa wymienniki do odzysku, gdyż zapewnią one najwyższą efektywność układu. Rysunek 11.38 pokazuje ideę odzysku ciepła za pomocą dwóch połączonych szeregowo wymienników ciepła. W niniejszym rozdziale – dla przejrzystości – dalej uwzględniany będzie tylko jeden wymiennik do odzysku ciepła oraz jedna chłodnica gazu chłodzona powietrzem. Sposób regulacji jest jednak taki sam dla większej liczby wymienników.

Rysunek 11.38: Schemat ideowy układu odzysku ciepła z transkrytycznego obiegu chłodniczego na CO_2

Etap	Zawór 1	Zawór 2	Pompa	Chłodnica	Zawór HP
0	1a-1b	2a-2c			
1	1a-1c	2a-2c			
2	1a-1c	2a-2c			
3	1a-1c	2a-2c			
4	1a-1c	2a-2b			
5	1a-1c	2a-2b			



Schemat ideowy odzysku ciepła z układu transkrytycznego - przykład

Gorący gaz ze sprężarki dopływa do pierwszego (1) zaworu 3-drogowego w węźle ogrzewania wody użytkowej, gdzie potrzeba najwyższej temperatury. W trybie odzysku ciepła (1c) gaz przepływa przez wymiennik ciepła, w którym chłodzi się do możliwie niskiej temperatury. Najczęściej wykorzystuje się tu wymienniki typu rura w rurze lub płytowe. Ochłodzony gaz płynie z wymiennika do drugiego (2) zaworu 3-drogowego, który kieruje dwutlenek węgla do powietrznej chłodnicy gazu (2c), albo do jej obejścia (2b), bezpośrednio do zaworu HP – regulatora wysokiego ciśnienia. W chłodnicy gazu zachodzi dalsze chłodzenie CO_2, przed dławieniem w zaworze HP. Pokazany układ stanowi podstawową konfigurację. Możliwe są różne jej modyfikacje, ale przedstawiony wariant jest najpopularniejszy.

11.8.2 Regulacja

Aby odzyskać wymaganą ilość ciepła na wymaganym poziomie temperatury z jak największą efektywnością, potrzebny jest odpowiedni sposób regulacji. Wykorzystać można następujące metody.

- Zmiana prędkości obrotowej pompy wodnej
- Podwyższenie ciśnienia w wymiennikach
- Zmiana prędkości obrotowej wentylatorów chłodnicy gazu
- Obejście chłodnicy gazu

Ważne jest, aby z metod tych korzystać we właściwy sposób, gdyż tylko wtedy uda się optymalizacja działania układu. Algorytm firmy Danfoss przewiduje 6 etapów tej regulacji. Sterownik pobiera informację o obciążeniu cieplnym układu ogrzewania z systemu zarządzania budynkiem lub z innego regulatora. Dla lepszego wytłumaczenia poniższy opis uzupełniono prostym przykładem. Skupiono się na odzysku ciepła przy następujących podstawowych parametrach:

- Temperatura otoczenia 0°C
- Temperatura wody na dopływie 25°C
- Temperatura wody na wylocie 65°C
- Wylotowa różnica temperatury w powietrznym wymienniku wysokociśnieniowym (skraplaczu) w obiegu podkrytycznym 8 K
- Wylotowa różnica temperatury w powietrznym wymienniku wysokociśnieniowym (chłodnicy gazu) w obiegu transkrytycznym 2 K
- Wylotowa różnica temperatury w wymienniku do odzysku ciepła 5 K

Etap 0

Normalny tryb chłodzenia bez odzysku ciepła. W przypadku jakichkolwiek problemów układ sterowania przywraca ten tryb jako wariant awaryjny, zapobiegający utracie chłodzonego towaru. Funkcja chłodzenia zawsze ma pierwszeństwo.

Etap 1

Następuje włączenie pompy. Jej obroty można regulować dla uzyskania różnych efektów, ale zwykle jest to utrzymywanie stałej temperatury na wylocie z wymiennika, ewentualnie utrzymywanie zadanego przyrostu temperatury wody bądź jej temperatury na dopływie. Każde z tych rozwiązań ma swoje uzasadnienie w różnych układach. Kiedy pompa pracuje z najniższą prędkością i temperatura w obiegu wodnym jest niższa od 95°C, pierwszy zawór 3-drogowy przyjmuje pozycję 1a-1c. Obroty pompy zmieniają się tak, aby osiągnąć zadaną temperaturę. Czynnik chłodniczy przekazuje ciepło do wody przy swojej najwyższej temperaturze. Jeśli to nie wystarczy do pokrycia zapotrzebowania na ciepło, sterownik przechodzi do etapu 2.

Etap 2

Pompa nadal pracuje z prędkością zależną od temperatury, ale ciśnienie w wymiennikach zostaje podwyższone, aby umożliwić odzysk większego strumienia ciepła przy wymaganej temperaturze. Osiąga się to przez zmianę nastawy regulatora wysokiego ciśnienia i w konsekwencji przez przymknięcie zaworu HP. Wyższe ciśnienie wymaga od sprężarki większego poboru mocy, lecz również bardzo zwiększa wydajność cieplną. W 2 etapie regulacji strumień ciepła oddawany do otoczenia wciąż ma duży udział w całkowitej wydajności cieplnej układu, ale na skutek wzrostu ciśnienia można odzyskać większą jej część. Rośnie też temperatura tłoczenia. Jednakże od pewnego poziomu ciśnienia jego dalsze podnoszenie nie jest już efektywne. Pobór mocy przez sprężarkę staje się zbyt wysoki, a strumień odzyskiwanego ciepła przyrasta w mniejszym stopniu.

Etap 3

Nastawa ciśnienia dla regulacji obrotów wentylatorów chłodnicy gazu stopniowo zostaje podwyższona do wartości optymalnej z punktu widzenia efektywności układu. Przy niskiej temperaturze otoczenia powoduje to zatrzymanie wentylatorów i spadek wydajności cieplnej tego wymiennika. Skutkiem tego spadnie też wydajność chłodnicza, ale układ skompensuje ten spadek przez zwiększenie wydajności sprężarek. W rezultacie wzrośnie ich pobór mocy, ale też zwiększy się wydajność odzysku ciepła. Nawet podczas postoju wentylatorów, naturalna konwekcja w chłodnicy gazu wystarczy do wyprowadzania pewnego strumienia ciepła do otoczenia. Jednak daje to niewielką wydajność tego wymiennika powietrznego i na odzysk ciepła przypada większa część całkowitej wydajności cieplnej.

Etap 4

Otwiera się rurociąg obejściowy chłodnicy gazu dla wyeliminowania wymiany ciepła w tym wymienniku. Podobnie jak w etapie 3, obniża to wydajność chłodniczą i układ reaguje wzrostem wydajności sprężarek. Pobierają one więcej mocy, ale zwiększa się wydajność odzysku ciepła. Wymiana ciepła z otoczeniem już nie zachodzi i układ pracuje w zasadzie jako pompa ciepła, tyle że z czujnikiem temperatury po stronie dolnego źródła ciepła. Obejście chłodnicy gazu oznacza, że całą wydajność cieplną musi przejąć układ odzysku ciepła.

Etap 5
W 4 etapie regulacji odzyskuje się już całe ciepło pobierane przez instalację chłodniczą. Jeśli nadal nie zaspokaja ono zapotrzebowania na ciepło, należy zwiększyć obciążenie cieplne niskotemperaturowej strefy układu. Można to osiągnąć przez zainstalowanie dodatkowego parownika pobierającego ciepło z otoczenia. Efektywność tego rozwiązania jest niższa niż w pozostałych etapach regulacji, ale jest to prosty sposób na zwiększenie wydajności cieplnej. Ocenę efektywności trzeba tu przeprowadzić w perspektywie całego roku, biorąc pod uwagę liczbę godzin pracy układu na etapie 5.

11.8.3 Cechy charakterystyczne i wyzwania
Pewne aspekty odzysku ciepła z układu transkrytycznego wyglądają inaczej niż dla konwencjonalnych instalacji i trzeba wziąć je pod uwagę i odpowiednio postępować.

11.8.3.1 Skraplanie w wymienniku do odzysku ciepła
W przypadku częściowego odzysku ciepła może dochodzić do skraplania się pewnej ilości CO_2 w wymienniku do odzysku. Przy większej liczbie wymienników ciepła problemy z tym związane narastają i zapobieganie im staje się bardziej skomplikowane. Jednym z tych problemów, jakie mogą wystąpić jest gromadzenie się cieczy w pewnym miejscu w instalacji i następnie jej gwałtowne wypchnięcie z dużą prędkością pod działaniem ciśnienia gazu. Grozi to uderzeniem hydraulicznym i poważnym uszkodzeniem elementów układu.

Z niebezpieczeństwem tym można sobie poradzić na różne sposoby.

Kiedy wystąpi zapotrzebowanie na odzysk ciepła, można wymusić pracę układu w trybie nadkrytycznym. Obniży to efektywność układu, ale podniesie bezpieczeństwo, gdyż po stronie wysokociśnieniowej występuje wtedy tylko jedna faza.

Brak możliwości skraplania dwutlenku węgla można też zagwarantować utrzymując temperaturę wody na dopływie na wystarczająco wysokim poziomie (np. 30°C). Nie wymusi to pracy w trybie transkrytycznym, ale jednak pogorszy efektywność. Wlotową temperaturę wody można regulować metodą mieszania wody zimnej z podgrzaną.

Można też regulować ciśnienie w układzie tak, aby na wylocie z wymiennika do odzysku ciepła utrzymywać przegrzanie wystarczające do wykluczenia możliwości skraplania się w nim czynnika. Jest to metoda bezpieczna i najbardziej efektywna.

Należy zadbać o to, aby temperatura między poszczególnymi wymiennikami ciepła była na właściwym poziomie.

Wymienniki ciepła należy tak zamontować, a rurociągi tak poprowadzić, aby ewentualne krople cieczy nie gromadziły się w jednym miejscu i były bezpiecznie transportowane do kolejnego wymiennika. Generalnie oznacza to prowadzenie instalacji ze spadkiem i bez pułapek cieczowych. W niektórych układach możliwość skraplania się czynnika nie stanowi problemu, ale trzeba ją wziąć pod uwagę w toku projektowania instalacji.

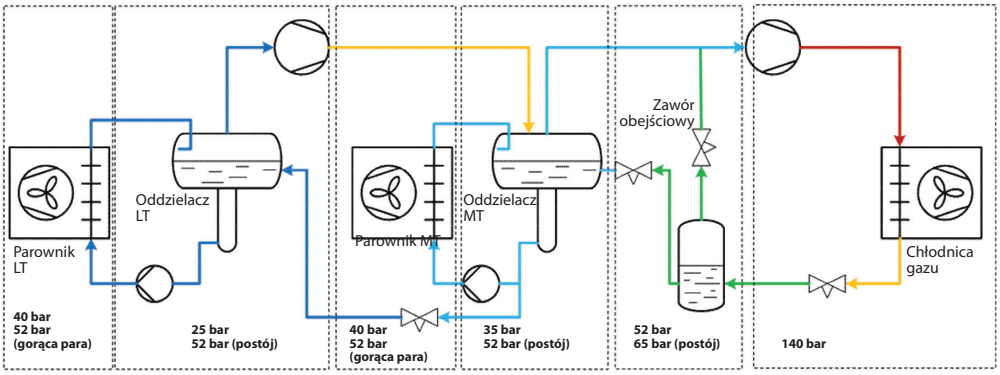
11.8.3.2 Zabezpieczenie przed wysoką temperaturą
Temperatura czynnika wytłaczanego ze sprężarki może być bardzo wysoka, toteż trzeba poczynić starania, aby nie doszło do wrzenia wody podgrzewanej w węźle odzysku ciepła.

11.8.4 Podsumowanie
Odzysk ciepła z obiegu transkrytycznego może być atrakcyjnym rozwiązaniem. W porównaniu do instalacji z czynnikami HFC, wyższa jest efektywność, jak i możliwa do osiągnięcia temperatura. Wykazano, że w przypadku dobrze zaprojektowanych układów odzysku ciepła o niewysokim obciążeniu można nawet zrezygnować z innych źródeł ciepła. Daje to interesującą perspektywę obniżenia całkowitych kosztów.

11.9 Dopuszczalne ciśnienie robocze i bezpieczeństwo

Podczas pracy z transkrytycznymi układami z CO_2 należy zwrócić szczególną uwagę na środki ostrożności i względy bezpieczeństwa wynikające z wysokiego ciśnienia. W instalacji napełnionej dwutlenkiem węgla, realizującej obieg transkrytyczny z pompowym zasilaniem parowników, występują różne poziomy ciśnienia roboczego w poszczególnych strefach układu. Ich zróżnicowanie może być duże. Ciśnienie nasycenia CO_2 dla temperatury parowania w sekcji mroźniczej – 50°C/-58°F wynosi 6,8 bar / 89,6 psi, podczas gdy część wysokociśnieniową zwykle projektuje się na ciśnienie 140 bar / 2030 psi. Ze względów praktycznych i ekonomicznych instalację dzieli się na strefy o różnym maksymalnym dopuszczalnym ciśnieniu roboczym PS. Przykładowe wartości dla transkrytycznego układu z CO_2 podano na rysunku 11.39, przy czym w różnych instalacjach mogą one być inne, zależnie od rozwiązań projektowych, wielkości oddzielaczy cieczy i temperatury parowania w sekcjach LT i MT.

Rysunek 11.39: Typowe wartości maksymalnego dopuszczalnego ciśnienia roboczego w przemysłowym transkrytycznym układzie z CO_2 z zasilaniem pompowym



Typowe maksymalne dopuszczalne ciśnienie robocze w transkrytycznym pompowym układzie z CO_2

W tym przypadku zwykle występuje sześć stref: z parownikami LT i MT, z oddzielaczami cieczy LT i MT, ze zbiornikiem pośrednim i w końcu strefa transkrytyczna. W strefach parownikowych ciśnienie dopuszczalne można określić kierując się temperaturą parowania. W podanym przykładzie 40 bar powinno wystarczyć, jednak w przypadku odszraniania parowników gorącą parą wartość tę trzeba podnieść do 52 bar. Maksymalne ciśnienie robocze w strefie oddzielacza cieczy wynika z wymaganego ciśnienia roboczego w oddzielaczu. W strefie ciśnienia pośredniego przyjmuje się limit 52/65 bar. Ciśnienie postojowe w dużych instalacjach przemysłowych jest zwykle niższe niż w mniejszych układach komercyjnych, z powodu stosunkowo dużej pojemności zbiorników. Zawory z rodziny Flexline marki Danfoss mają maksymalne dopuszczalne ciśnienie robocze równe 52 bar. Jeśli potrzebne są elementy o ciśnieniu dopuszczalnym 65 bar, prosimy o kontakt z firmą Danfoss.

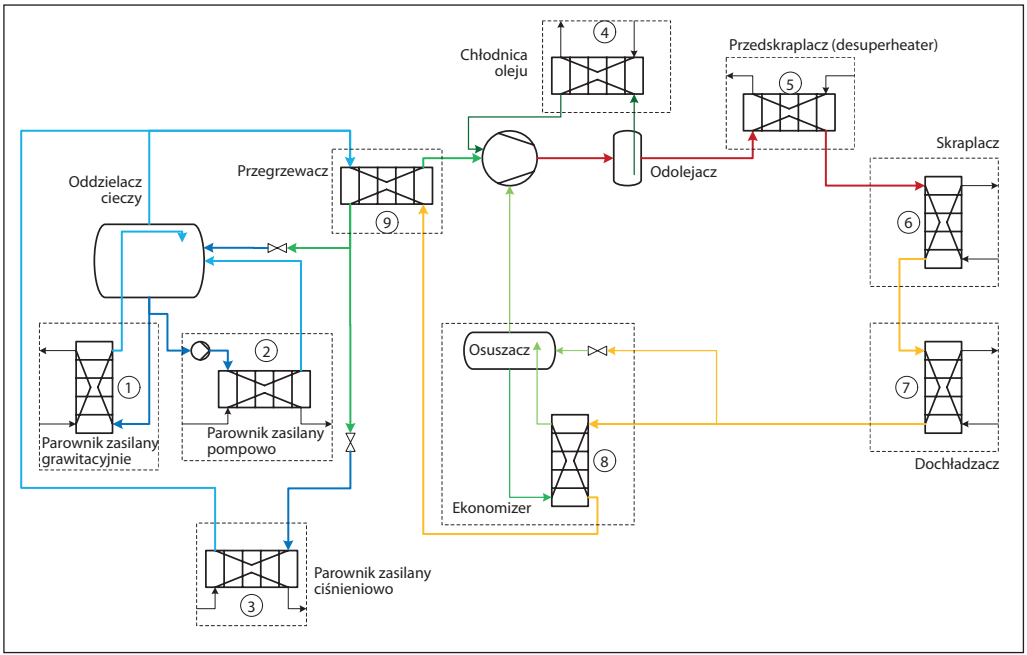
Ogólne kwestie związane z dwutlenkiem węgla i bezpieczeństwem pisano w punktach od 10.4 do 10.7.

12. Wymienniki ciepła

W instalacjach chłodniczych i w pompach ciepła wymienniki ciepła pełnią pierwszoplanową rolę – przekazują i odbierają ciepło – a także spełniają kilka innych zadań. Dla efektywnej pracy wymienników ciepła ważne jest prawidłowe zaprojektowanie, budowa i regulacja pracy układu.

Rysunek 12.1 pokazuje, jakie wymienniki ciepła występują zwykle w jednostopniowym układzie chłodniczym. Nie wszystkie są potrzebne w każdym przypadku, a elementy od 7 do 9 rzadko się spotyka razem w jednej instalacji. Podobnie, nie zwykło się stosować wszystkich sposobów zasilania parowników – grawitacyjnego (1), pompowego (2) i ciśnieniowego (3) – w jednym układzie. Uwzględniono je na rysunku, aby pokazać wszystkie możliwe warianty. Dla przejrzystości pomięto wszystkie zawory, oprócz zaworów rozprężnych.

Rysunek 12.1: Wymienniki ciepła najczęściej spotykane w układach chłodniczych



© Danfoss | 2020.10

Parownik zasilany grawitacyjnie: Jest to parownik zalany, do którego trafia więcej cieczy niż jest w stanie odparować. Na wylocie występuje więc mieszanina pary i cieczy, która musi powracać do oddzielacza cieczy, aby sprężarka odsysała jedynie parę suchą. Zasilanie grawitacyjne (termosyfonowe) odbywa się dzięki cyrkulacji naturalnej.

Parownik zasilany pompowo: Jest to również parownik zalany, ale cyrkulacja czynnika wymuszona jest za pomocą pompy. Zasilane w ten sposób często są chłodnice powietrza, które ze względu na położenie nie mogą być zasilane grawitacyjnie (np. bardzo oddalone od sprężarki czy oddzielacza cieczy, zainstalowane w chłodni bądź w tunelu zamrażalniczym). Zamrażarki płytowe również często pracują w układzie pompowym.

Parownik zasilany ciśnieniowo: Parownik ten zasilany jest za pośrednictwem zaworu rozprężnego, do którego dopływa ciecz o wysokim ciśnieniu. Zawór funkcjonuje w taki sposób, że z parownika wypływa całkowicie odparowany czynnik chłodniczy, pozbawiony kropel cieczy, który może być zasysany bezpośrednio do sprężarki.

Chłodnica oleju: Sprężarki śrubowe wymagają intensywnego chłodzenia oleju. Zadanie to spełniają wymienniki chłodzone wodą lub glikolem (jak pokazano na rysunku), lub termosyfonowo przez odparowanie cieczy pobieranej zza skraplacza (nie pokazane) – gdzie odparowana ciecz przechodzi do rurociągu tłocznego, aby znów się stać się cieczą w skraplaczu. Wodne lub glikolowe chłodnice oleju często wchodzą w skład układów odzysku ciepła.

Przedskraplacz (desuperheater): W tym wymienniku zachodzi chłodzenie przegrzanej pary wytłaczanej ze sprężarki, zanim trafi do skraplacza, zwykle na potrzeby układu odzysku ciepła. Wysoka temperatura tej pary umożliwia osiągnięcie temperatury ogrzewanego medium wyższej niż jest to możliwe w skraplaczu.

Skraplacz: Sprężona para obniża tu swoją temperaturę i zamienia się w ciecz. Skraplacze buduje się jako wyparne (nie pokazane), chłodzone powietrzem (nie pokazane) bądź chłodzone wodą lub glikolem, jak na przedstawionym przykładzie. Ciepło przekazane do cieczy może zostać rozproszone do otoczenia w wieży chłodniczej, albo wykorzystane w układzie odzysku ciepła.

Dochładzacz: Wymiennik ten obniża temperaturę skroplonego czynnika chłodniczego z wykorzystaniem zimnej wody lub glikolu, albo nawet powietrza. Dzięki dochłodzeniu cieczy docierającej do zaworu rozprężnego wzrasta wydajność chłodnicza. Dochładzacze bywają częścią układu odzysku ciepła.

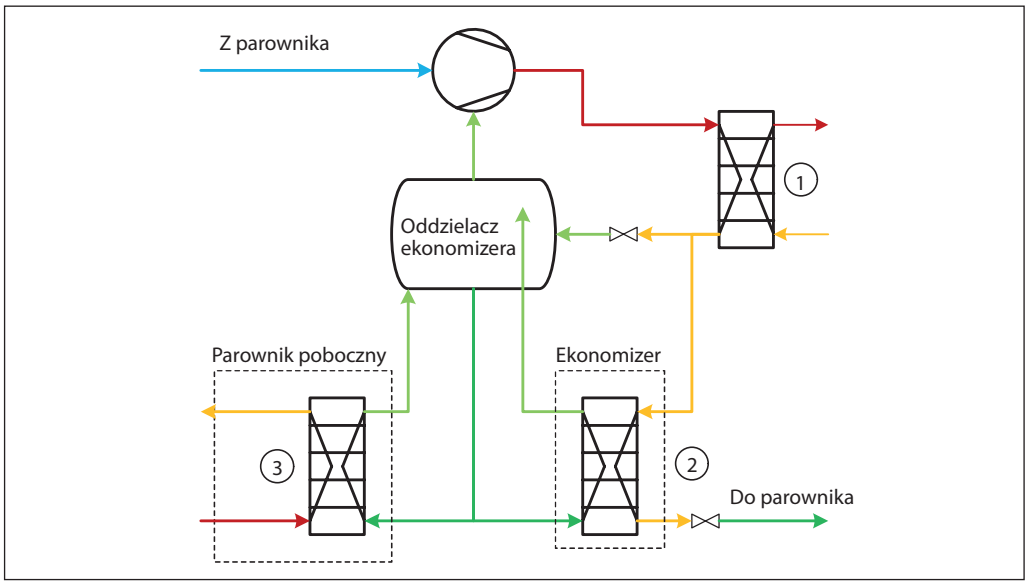
Ekonomizer: Sprężarki śrubowe zwykle posiadają dodatkowe okno, pozwalające na wprowadzanie czynnika chłodniczego po rozpoczęciu procesu sprężania. Dalsze sprężanie przebiega już z dodatkową ilością czynnika – sprężanego od ciśnienia wyższego niż ciśnienie parowania – bez pogarszania wydajności sprężarki przy danym ciśnieniu parowania. Zasadniczo istnieją dwa rodzaje ekonomizerów – bezprzeponowe (nie pokazane) i przeponowe. Ekonomizer bezprzeponowy, to zwykły zbiornik bez wymiennika ciepła, toteż nie będzie tu omawiany. Ekonomizer dochładza skroplony czynnik chłodniczy, podwyższając wydajność chłodniczą w ten sam sposób, co dochładzacz. Tutaj jednak ciepło odbiera zdławiony czynnik pobierany jako ciecz zza skraplacza. Odparowuje on w ekonomizerze i płynie do okna pośredniego sprężarki śrubowej. W ekonomizerze dochładzanie zachodzi w przeponowym wymienniku ciepła.

Przegrzewacz: Jego inna nazwa, to regeneracyjny wymiennik ciepła. Ogrzewa on parę płynącą do sprężarki dla pewności, że nie zassie ona kropel cieczy. Źródłem ciepła jest ciecz wypływająca ze skraplacza. Ponieważ przegrzewanie obniża gęstość pary, spada strumień masy przetłaczany przez sprężarkę, ale dochładzanie cieczy rekompensuje tę stratę wydajności. Zależnie od rodzaju czynnika chłodniczego i parametrów pracy, wydajność chłodnicza może się w efekcie zmienić – poprawić się, albo pogorszyć – ale zwykle pozostaje na zbliżonym poziomie.

Dla przejrzystości na powyższym schemacie nie ujęto czterech godnych uwagi rozwiązań.

Poboczny parownik: Mało popularnym rozwiązaniem jest zainstalowanie dodatkowego parownika równolegle do ekonomizera (rysunek 12.2). Jego zadaniem jest odbieranie ciepła na dodatkowym poziomie temperatury parowania, wyższym niż w zasadniczych parownikach układu. W anglojęzycznych źródłach rozwiązanie to określa się jako „side load".

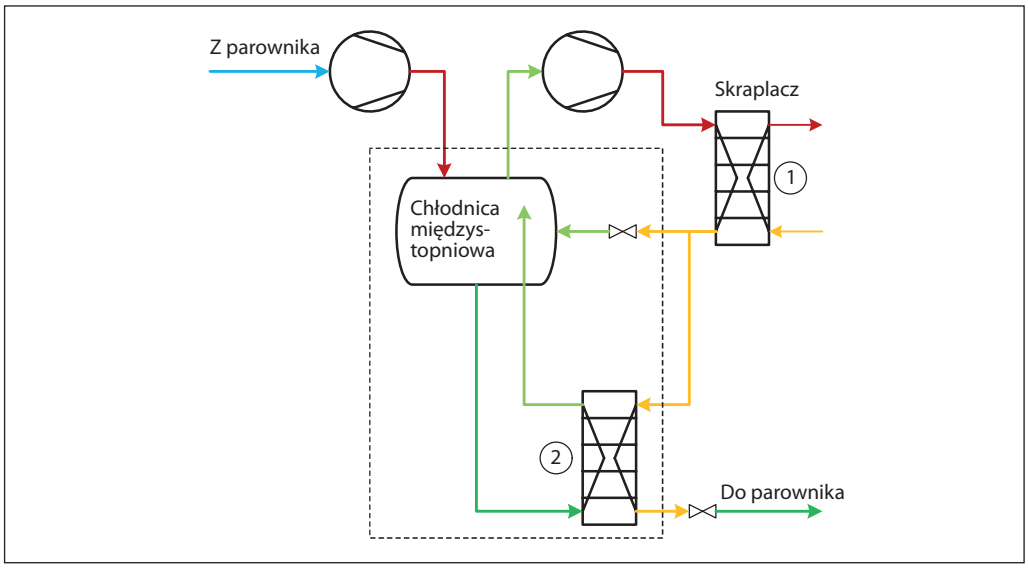
Rysunek 12.2: Parownik poboczny



Na schemacie z rysunku 12.2 widać parownik (3) zasilany grawitacyjnie, podłączony równolegle względem ekonomizera (2) zainstalowanego za skraplaczem (1). Ze wszystkich względów praktycznych parownik ten należy traktować jak zwykły parownik zasilany grawitacyjnie. Zasilanie pompowe też jest akceptowalne.

Chłodnica międzystopniowa: W układach dwustopniowych w chłodnicy międzystopniowej zachodzi chłodzenie pary wytłaczanej z dolnego stopnia, przed jej zassaniem do sprężarki stopnia wysokiego. Bez tej chłodnicy temperatura ssania i w efekcie temperatura tłoczenia w drugim stopniu byłaby zbyt wysoka. Chłodzenie pary odbywa się często przez barbotaż, czyli na skutek wprowadzania jej pod lustro cieczy nasyconej obecnej w chłodnicy. W rezultacie para chłodzi się do stanu (niemal) pary nasyconej suchej. Podobnie jak ekonomizer, chłodnica międzystopniowa może być bezprzeponowa mieszalnikowa (otwarta) albo przeponowa (zamknięta). W tym pierwszym rodzaju nie występuje wymiennik ciepła. Przeponową chłodnicę międzystopniową widać na rysunku 12.3.

Rysunek 12.3: Układ z chłodnicą międzystopniową



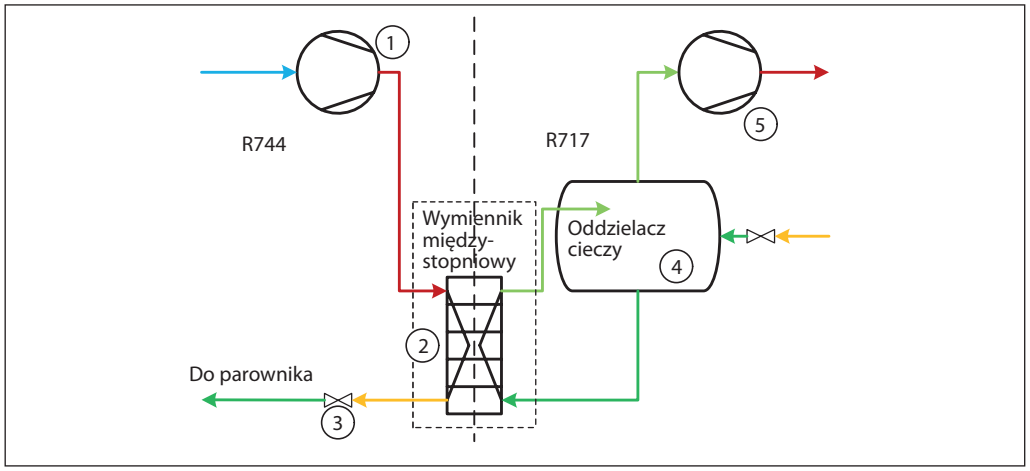
Chłodnica międzystopniowa zasilana jest cieczą ze skraplacza (1). Zasadniczy strumień cieczy ulega dochłodzeniu w wymienniku (2) przez odparowanie cieczy ze zbiornika chłodnicy. W samej chłodnicy para wytłaczana z dolnego stopnia przepływa barbotażowo przez ciecz i oddaje ciepło przegrzania. Chłodzenie pary przegrzanej z dolnego stopnia można też zrealizować w przeponowym wymienniku ciepła z chłodzeniem zewnętrznym, albo przez wtrysk cieczy do rurociągu łączącego oba stopnie sprężania. Ta ostatnia metoda wymaga starannej regulacji wtrysku, aby sprężarka wysokiego stopnia nie zassała kropel cieczy. Generalnie, najbardziej rozpowszechnione jest chłodzenie barbotażowe.

© Danfoss | 2020.10

Podobnie jak w przypadku ekonomizera, do chłodnicy międzystopniowej można podłączyć dodatkowy parownik (nie pokazany), w którym temperatura parowania jest temperaturą nasycenia dla ciśnienia międzystopniowego. Można go zasilać grawitacyjnie lub pompowo. Alternatywnie można zainstalować dodatkowy oddzielacz cieczy równolegle względem chłodnicy międzystopniowej.

Międzystopniowy wymiennik ciepła: Wymiennik ten łączy dwa obiegi czynników chłodniczych w układzie kaskadowym (rysunek 12.4). Czynnikiem w stopniu niskotemperaturowym zwykle jest R744 (CO_2), zaś w stopniu wysokim R717. W wymienniku międzystopniowym skrapla się R744, oddając ciepło do R717 wrzącego w temperaturze niższej od temperatury skraplania dwutlenku węgla

Rysunek 12.4: Międzystopniowy wymiennik ciepła w układzie kaskadowym



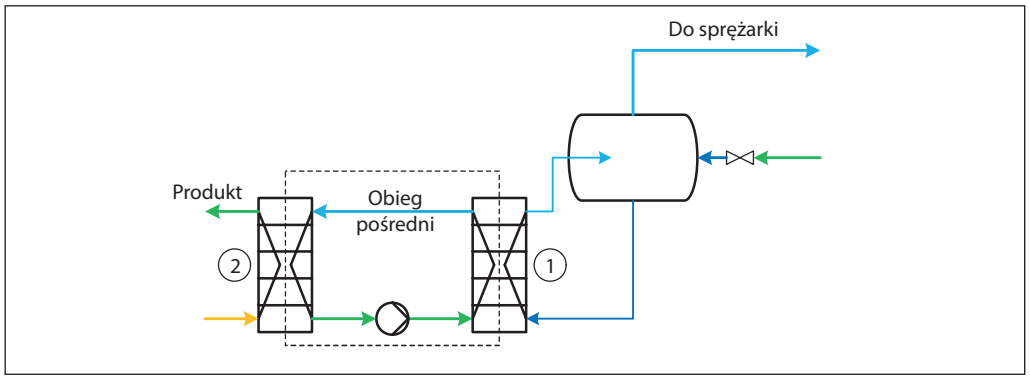
Para wytłaczana ze sprężarki R744 (1) skrapla się w międzystopniowym wymienniku ciepła (2). Następnie czynnik ulega zdławieniu do temperatury parowania w zaworze rozprężnym (3), przed którym ewentualnie może być zainstalowany zbiornik cieczy. Po stronie R717 wymiennik międzystopniowy pełni rolę parownika zasilanego grawitacyjnie z oddzielacza cieczy (4). Sprężarka (5) odsysa parę z tego oddzielacza i podnosi jej ciśnienie.

Temperatura skraplania R744 wynosi zwykle – 10°C, a temperatura parowania R717, to – 15°C.

Ta różnica temperatury w międzystopniowym wymienniku ciepła pogarsza efektywność układu, toteż sensownie jest rozważyć możliwość zainstalowania większego wymiennika, który pracowałby przy różnicy temperatury np. 3°C. Spadłyby wtedy koszty eksploatacji (zużycia energii przez sprężarki), ale wzrósłby koszt inwestycyjny związany z większym wymiennikiem.

Chłodzenie pośrednie: Stosowanie obiegów cieczy pośredniczącej w wymianie ciepła między środowiskiem chłodzonym i obiegiem chłodniczym (rysunek 12.5) nie należy do rzadkości.

Rysunek 12.5: Układ chłodzenia pośredniego



W przypadku wystąpienia przecieku w parowniku, dojdzie do zanieczyszczenia chłodzonego medium czynnikiem chłodniczym. Jeśli tym medium jest chłodzony produkt, jak piwo czy mleko, to zostanie on zniszczony. Aby tego uniknąć, stosuje się obiegi pośrednie. Produkt chłodzi się w chłodnicy (2) zasilanej wodą lub glikolem z parownika (1).

12.1 Podstawy wymiany ciepła

Siła napędową procesu przekazywania ciepła w wymiennikach jest różnica temperatury. W wymienniku doprowadza się do kontaktu dwóch płynących substancji z obiema stronami ścianki lub rurki, umożliwiając przekazywanie energii – w postaci ciepła – od płynu o wyższej temperaturze do medium zimniejszego. Ta wymiana ciepła skutkuje zmianą temperatury płynu, o ile przepływ jest jednofazowy (ciecz lub para). Natomiast w parownikach doprowadzanie ciepła powoduje wrzenie cieczy, zaś w skraplaczach zachodzi skraplanie pary na skutek odbierania ciepła.

W ogólnym przypadku wydajność wymiennika ciepła można opisać zależnością:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T$$

gdzie:
- Q wydajność cieplna [W],
- U współczynnik przenikania ciepła [W/(m²K)],
- A powierzchnia wymiany ciepła [m²],
- ΔT średnia różnica temperatury obu płynów [K lub °C].

Mechanizmy wymiany ciepła

W wymiennikach ciepła instalacji chłodniczych zachodzi zwykle wymiana ciepła między czynnikiem w stanie lotnym lub powietrzem oraz czynnikiem ciekłym bądź zmieniającym stan skupienia. Mechanizm przekazywania ciepła jest tu dwojaki:

Przewodzenie: Ma ono miejsce w ciałach stałych, np. w elementach wymiennika ciepła, albo między dwoma ciałami stałymi przez kontakt, jak np. w zamrażarkach płytowych.

Przejmowanie (wnikanie): Zachodzi ono między płynem w stanie ciekłym, lotnym bądź dwufazowym i ciałem stałym. Przykładowo, podczas przepływu wrzącego czynnika w rurkach parownika, czynnik przejmuje ciepło od ścianek rur.

Współczynnik przenikania ciepła – U

Współczynnik przenikania ciepła opisuje intensywność przekazywania ciepła w wymienniku. Jego wartość zależy od własności przepływających mediów, materiału wymiennika oraz stanu powierzchni wymiany ciepła (czystość, chropowatość).

W przypadku przepływu jednofazowego (woda, glikol, para lub ciecz czynnika chłodniczego), współczynnik przejmowania ciepła zależy od własności płynów, które zwykle są znane, a także od prędkości przepływu mediów w wymienniku. Wyższa prędkość przepływu skutkuje wyższym współczynnikiem przejmowania ciepła, lecz także większą stratą ciśnienia. Wyższy współczynnik przejmowania ciepła występuje zwykle przy przepływie cieczy.

Podczas wrzenia współczynnik przejmowania ciepła zależy od własności czynnika chłodniczego, a także od gęstości strumienia ciepła [W/m2], sposobu zasilania (pompowo, ciśnieniowo) i różnych parametrów roboczych, jak krotność cyrkulacji czy przegrzanie. Podobnie w przypadku skraplania, choć w grę wchodzą inne parametry pracy. Projektanci wymienników ciepła zwykle mają niewielką możliwość zmiany, jeśli chodzi o kształtowanie współczynnika przejmowania ciepła podczas wrzenia bądź skraplania.

Zanieczyszczenie powierzchni wymiany ciepła pyłem, olejem itp. powiększa opór przekazywania ciepła, co ocenia się na podstawie doświadczenia. Stopień zanieczyszczenia zależy do rodzaju płynu – inny będzie np. dla wody czystej, rzecznej i ścieków (tu będzie zdecydowanie największy). Olej zawarty w czynniku chłodniczym również stanowi zanieczyszczenie. Zatem zwykle występuje ono po obu stronach powierzchni wymiany ciepła.

Wreszcie, zwykle znane są własności materiałów użytych do budowy wymiennika ciepła, jak również geometria powierzchni wymiany ciepła.

Wszystkie te czynniki składają się na wartość współczynnika przenikania ciepła, przy czym największy wpływ na jego wartość ma mechanizm o najniższym współczynniku przekazywania ciepła (a więc składnik o największym oporze cieplnym). Na przykład, parownik o bardzo małej prędkości przepływu wody charakteryzuje się niskim współczynnikiem przejmowania ciepła po stronie wody i bardzo dobre warunki wymiany ciepła po stronie wrzącego czynnika chłodniczego mają znikomy wpływ na współczynnik przenikania ciepła.

Powierzchnia wymiany ciepła – A

Pole powierzchni wymiany ciepła nie zawsze daje się łatwo wyznaczyć. W wielu wymiennikach nie jest ono jednakowe po obu stronach. Za przykład mogą służyć wymienniki płaszczowo-rurowe – w których zewnętrzna i wewnętrzna powierzchnia rurek jest różna, z uwagi na różną średnicę (grubość ścianki) – bądź też wymienniki o powierzchni rozwiniętej, np. z wykorzystaniem żeber. Fakt ten ma wpływ na współczynnik przenikania ciepła i podczas obliczeń trzeba uwzględniać odpowiednie poprawki. W takich elementach, jak wymienniki płytowe powierzchnia wymiany ciepła jest jednakowa po

© Danfoss | 2020.10

obu stronach i nie sprawia aż tylu problemów w toku obliczeń.

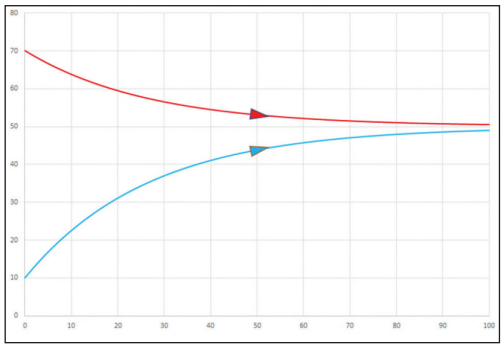
Zazwyczaj wyznacza się iloczyn U*A [W/K] na podstawie poszczególnych mechanizmów przekazywania ciepła w odniesieniu do powierzchni, której dotyczą.

Różnica temperatury – ΔT

Różnica temperatury obu płynów stanowi siłę napędową procesu wymiany ciepła, które płynie od substancji o wyższej temperaturze do medium zimniejszego. Jednakże z uwagi na zmienność temperatury płynów wymieniających ciepło, nie zawsze da się określić różnicę temperatury w konkretnym punkcie wymiennika.

Przykładowo: dwa strumienie wody o temperaturze 70°C i 10°C wpływają do wymiennika ciepła od tej samej strony. Natężenie przepływu ciepłej wody jest dwa razy większe. Rysunek 12.1.1 obrazuje zmienność temperatury wody (na osi pionowej) na względnej drodze przepływu przez wymiennik ciepła (0% oznacza wlot, 50%, połowę dystansu, zaś 100% wylot).

Rysunek 12.1.1: Przebieg zmienności temperatury w przepływie współprądowym



Wobec tego, że przepływ ciepłej wody jest dwa razy większy, po zmieszaniu tych dwóch strumieni temperatura wyniosłaby 50°C. Na rysunku 12.1.1 widać, że na wylocie oba strumienie wody osiągają temperaturę bliską tej wartości. Należy zwrócić uwagę na szybkość zmiany temperatury wody w wymienniku. Na wlocie wymiana ciepła jest intensywna i temperatura szybko się zmienia. W miarę ogrzewania i ochładzania się wody, różnica temperatury obu strumieni maleje i intensywność wymiany ciepła spada. Na wylocie oba strumienie mają niemal tę samą temperaturę, która zmienia się już nieznacznie od około 80% drogi przepływu, gdyż przy małej różnicy temperatury wymiana ciepła przebiega bardzo powoli. Gdyby wymiennik ciepła miał nieskończoną długość, temperatura obu strumieni osiągnęłaby 50°C.

Powyższy rysunek obrazuje trudność wyznaczenia miarodajnej różnicy temperatury. W przedstawionym przykładzie zmienia się ona od 60°C na wlocie do 1,5°C na wylocie z wymiennika. Rozwiązaniem problemu jest wprowadzenie średniej logarytmicznej różnicy temperatury (LMTD), która kompensuje zmienność temperatury mediów. Wyznacza się ją ze wzoru:

$$LMTD = \frac{(\Delta T_{inlet})-(\Delta T_{outlet})}{ln((\Delta T_{inlet})/(\Delta T_{outlet}))}$$

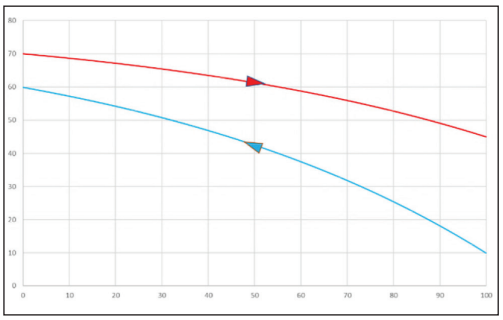
gdzie ΔT oznacza różnicę temperatury obu płynów na początku bądź na końcu wymiennika. W przedstawionym przykładzie wzór ten daje wynik 15,86°C.

12.1.1 Przepływ współprądowy a przeciwprądowy
Współprąd i przeciwprąd, to terminy określające relację kierunków przepływu mediów w wymienniku ciepła.

Przepływ współprądowy: We współprądowym wymienniku ciepła oba strumienie płyną w tym samym kierunku. Powyższy przykład dotyczy właśnie przepływu współprądowego. W tej konfiguracji na wlocie wymiennika uzyskuje się wysoką intensywność przekazywania ciepła. Jednakże cieplejszego płynu nie da się w tym przypadku ochłodzić poniżej wylotowej temperatury strumienia zimniejszego i odwrotnie – temperatura zimnego płynu nie przewyższy temperatury strumienia ciepłego na wylocie z wymiennika.

Przepływ przeciwprądowy: Do przeciwprądowego wymiennika ciepła oba strumienie docierają z przeciwnych stron. Wlot strumienia zimnego jest tam, gdzie wylot ciepłego i odwrotnie. Z tego powodu możliwe jest ochłodzenie płynu cieplejszego do temperatury niższej niż wylotowa temperatura strumienia zimniejszego, gdyż płyn ciepły na wylocie oddaje ciepło do strumienia zimnego na wlocie.

Rysunek 12.1.2 obrazuje przypadek o tych samych parametrach, jak poprzednio, ale dla przepływu przeciwprądowego. Spadek temperatury po stronie ciepłej wody wynosi 25°C, podczas gdy dla współprądu było to 20°C. Znaczy to, że nastąpiło przekazanie większej ilości ciepła, co wynika z wyższej efektywności i wydajności przeciwprądowego wymiennika ciepła.



Rysunek 12.1.2: Przebieg zmienności temperatury w przepływie przeciwprądowym

W tym przypadku zimną wodę można podgrzać do 60°C, zaś ciepłą ochłodzić do 45°C. Wszystkie inne parametry pozostają bez zmian. W rezultacie LMTD wzrasta do 20°C, czyli o ok. 25%, co znajduje bezpośrednie odzwierciedlenie we wzroście wydajności cieplnej. Wniosek jest taki, że wymiennik przeciwprądowy jest o wiele efektywniejszy od współprądowego.

Średnią logarytmiczną różnicę temperatury LMTD można zobrazować jako pole powierzchni zawarte pomiędzy obiema krzywymi. Chociaż w przepływie współprądowym początkowo występuje bardzo duża różnica temperatury, to szybko spada ona w pobliże zera, podczas gdy przeciwprąd charakteryzuje się dużą różnicą temperatury na całej drodze przepływu obu mediów przez wymiennik ciepła.

12.1.2 Punkty z najmniejszą różnicą temperatury

Miejsce w wymienniku ciepła, gdzie występuje najmniejsza różnica temperatury obu płynów uczestniczących w wymianie ciepła nazywa się z języka angielskiego „pinch point". Punkt ten ogranicza wydajność cieplną wymiennika. Odnośnie do powyższych przykładów, w przepływie współprądowym najmniejsza miejscowa różnica temperatury wynosi 1,5°C, zaś dla przeciwprądu jest to 10°C. Zbyt duża najmniejsza miejscowa różnica temperatury nie jest jednak pożądana, gdyż oznacza, że wymiennik ciepła jest za duży, a jego wydajność nie jest optymalnie wykorzystana.

Najmniejsza miejscowa różnica temperatury jest parametrem zwykle wyznaczanym podczas wymiarowania wymiennika ciepła dla optymalizacji jego funkcjonowania. Optymalizacja taka jest najczęściej kompromisem między efektywnością, kosztem i wydajnością.

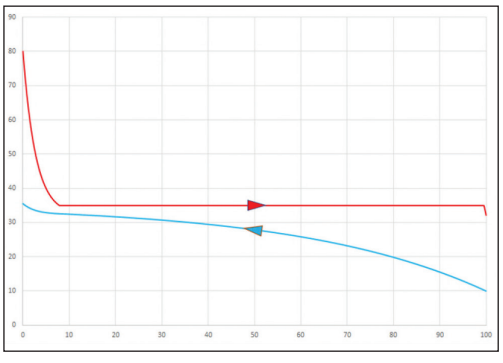
12.1.3 Skraplacze

W wymiennikach ciepła, w których zachodzi zmiana fazy problem jest bardziej złożony. Podczas zmiany stanu skupienia temperatura czynnika pozostaje stała, albo zmienia się ślizgowo w przypadku mieszanin zeotropowych. Rysunek 12.1.3 dotyczy skraplania amoniaku.

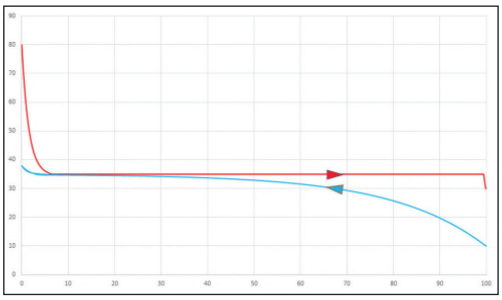
Amoniak wpływając do wymiennika ciepła ma temperaturę tłoczenia sprężarki. W prezentowanym przykładzie jest to 80°C. Ochładza się początkowo do temperatury nasycenia – tutaj 35°C – po czym zaczyna się skraplać. Dopóki trwa proces skraplania, temperatura amoniaku pozostaje na poziomie temperatury nasycenia. Na końcu wymiennika cały czynnik jest już skroplony i dochodzi do niewielkiego dochłodzenia cieczy. Po stronie wody temperatura wlotowa wynosi 10°C i rośnie niemal do temperatury skraplania amoniaku, przy stopniowo spadającej intensywności wymiany ciepła na skutek coraz mniejszej różnicy temperatury między płynami. Przed wylotem z wymiennika woda dopływa do strefy chłodzenia gorącej pary amoniaku wytłaczanej ze sprężarki. Rosnąca tu różnica temperatury nieco wzmaga wymianę ciepła.

Na wykresie widać kluczowy punkt w skraplaczu. Patrząc na wlotową temperaturę czynnika chłodniczego (80°C) można by mieć nadzieję na podgrzanie strumienia wody może nawet do 60°C, co byłoby pożądane w układach odzysku ciepła czy w pompach ciepła. Jednakże, na początku procesu skraplania – 8% drogi przepływu – temperatura wody staje się bardzo bliska temperaturze skraplania amoniaku. Jest to punkt o najmniejszej różnicy temperatury, ograniczający wydajność skraplacza.

Temperatura wody rośnie o około 25°C. Jeśli oczekiwaną temperaturą jest 60°C, co oznacza przyrost o 50°C, intuicyjnym rozwiązaniem mogłoby być zredukowanie natężenia przepływu wody o połowę. Efektem takiego działania byłby jednak profil temperatury z rysunku 12.1.4.



Rysunek 12.1.3: Przebieg zmienności temperatury w skraplaczu



Rysunek 12.1.4: Przebieg zmienności temperatury przy obniżonym przepływie wody

© Danfoss | 2020.10

Temperatura wody szybciej zbliża się do temperatury skraplania amoniaku, ale jej dalszy wzrost nie jest możliwy, gdyż różnica temperatury spada niemal do zera.

Ponieważ różnica temperatury obu płynów na odcinku od 8% do 30% wynosi około 0, to w tej strefie praktycznie nie ma przepływu ciepła od amoniaku do wody.

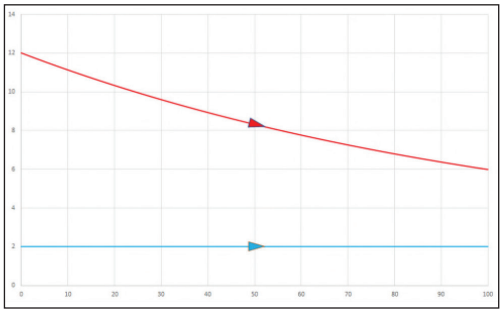
Dopiero gdy woda dociera do strefy chłodzenia przegrzanej pary amoniaku, jej temperatura podnosi się do 38°C. Jest to wartość wyższa niż poprzednio, ale dotyczy zmniejszonego o połowę natężenia przepływu wody. W efekcie wydajność cieplna skraplacza spada do około 55%. Punkt o najniższej różnicy temperatury drastycznie ograniczył wymianę ciepła na dużym odcinku skraplacza – który właściwie został stracony.

Wniosek jest taki, że średnia logarytmiczna różnica temperatury (LMTD) – która bierze pod uwagę tylko wlotową i wylotową różnicę temperatury – niewystarczająco opisuje przedstawioną sytuację. W tym przypadku wynosi ona 29,76°C (dla pierwotnego przepływu), ale jeśli w wymienniku występują różne strefy wymiany ciepła, LMTD należy obliczać dla każdej z nich oddzielnie. Na odcinku chłodzenia pary przegrzanej wynosi ona 7,77°C, w sekcji skraplania 4,98°C, zaś dla dochładzania 22,09°C. Na chłodzenie pary przegrzanej przypada 11,3% całkowitej wydajności wymiennika, na skraplanie 86,4%, a na dochładzanie 2,4%. Średnia ważona wartość LMTD kształtuje się, wobec tego na poziomie 5,7°C – co stanowi około 20% otrzymanego wcześniej wyniku. Innym sposobem uśredniania tej różnicy jest wzięcie pod uwagę nie wydajności poszczególnych stref, lecz ich pola powierzchni wymiany ciepła.

Warto zauważyć, że strefa chłodzenia pary przegrzanej, która przypada na 11% całkowitej wydajności cieplnej skraplacza, wymaga około 8% jego powierzchni wymiany ciepła. Wynika to z wyższej różnicy LMTD w tej sekcji. W podanym przykładzie skupiono się na temperaturze i przyjęto stałą wartość współczynnika przenikania ciepła. W rzeczywistości, w strefie chłodzenia pary przegrzanej – a więc przy przepływie jednofazowym – współczynnik ten jest o wiele niższy niż podczas skraplania i nawet dochładzania cieczy. Dlatego rzeczywista powierzchnia wymiany ciepła zajęta przez chłodzenie pary będzie nieco większa.

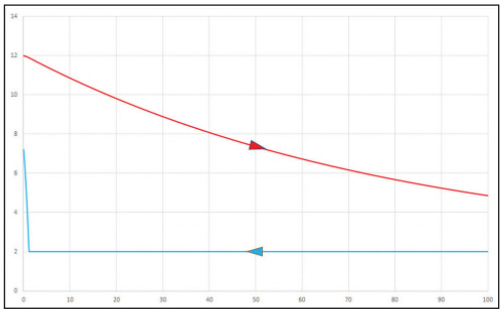
12.1.4 Parowniki

W parownikach zalanych temperatura po stronie wrzącego czynnika chłodniczego jest jednakowa na całej długości wymiennika. W tym prostym przypadku LMTD wystarczająco dobrze określa średnią różnicę temperatury. Nie jest przy tym ważne, czy przepływ odbywa się współprądowo, czy przeciwprądowo, chociaż przyjął się współprąd, przy którym początek wrzenia następuje przy najwyższej możliwej różnicy temperatury obu mediów.



Rysunek 12.1.5: Przebieg zmienności temperatury w parowniku zalanym

Natomiast w parownikach zasilanych ciśnieniowo panuje stała temperatura parowania, dopóki cały czynnik nie zamieni się w parę. W końcowym odcinku następuje przegrzewanie tej pary.

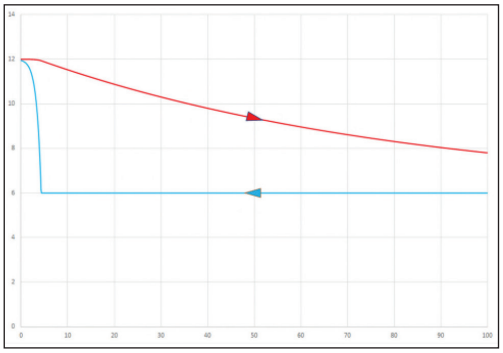


Rysunek 12.1.6: Przebieg zmienności temperatury w parowniku zasilanym ciśnieniowo

W tym przypadku znów LMTD nie oddaje rzeczywistej sytuacji. Proste obliczenie daje wynik 3,75°C, podczas gdy średnia ważona (wyznaczana jak poprzednio dla skraplacza) wynosi 5,7°C – około 50% więcej.

Podobnie jak występowanie punktu o najniższej różnicy temperatury w skraplaczu, tak przegrzewanie czynnika w parowniku może być przyczyną problemu, jeśli oba płyny mają zbyt zbliżoną temperaturę. Temperatura wylotowa medium cieplejszego oczywiście nie może spaść poniżej temperatury parowania czynnika po drugiej stronie, ale trzeba też zapewnić wystarczającą różnicę temperatury na jego dolocie, aby umożliwić przegrzewanie czynnika. Odpowiednio duże przegrzanie konieczne jest do wyeliminowania groźby zassania kropel cieczy przez sprężarkę. Typowa jego wartość to 5 do 10°C. Na rysunku

12.1.7 odzwierciedlono profil temperatury po podniesieniu temperatury parowania względem poprzedniej sytuacji z 2°C do 6°C.



Rysunek 12.1.7: Przebieg zmienności temperatury w parowniku zasilanym ciśnieniowo z wyższą temperaturą parowania

Widać, że przegrzewanie pary w tym wymienniku stało się trudniejsze, a więc sytuacja stała się niebezpieczna dla sprężarki.

Przedstawiono podstawowe sposoby funkcjonowania wymienników ciepła, ale istnieje wiele innych przypadków. Często spotyka się przepływ krzyżowy, kiedy media nie płyną współprądowo ani przeciwprądowo, ale raczej prostopadle. Przepływ po jednej lub po obu stronach może kilkakrotnie zmieniać kierunek. W takich sytuacjach należy odpowiednio definiować średnią różnicę temperatury, aby adekwatnie odzwierciedlała zachodzące w wymienniku ciepła procesy. Temat ten wykracza poza ramy niniejszego opracowania.

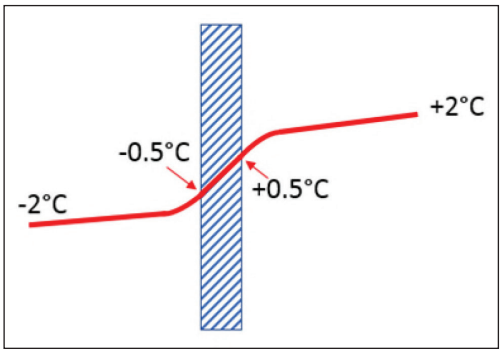
12.1.5 Ograniczenia w funkcjonowaniu wymienników ciepła

Jak wspomniano, przenikanie ciepła składa się z trzech procesów składowych – przejmowania ciepła po stronie czynnika chłodniczego (po lewej stronie rysunku 12.1.8), przewodzenia ciepła w materiale wymiennika (w środku) i przejmowania ciepła po stronie wody (po prawej). W tym przykładzie nie uwzględniono zanieczyszczenia powierzchni wymiany ciepła.

Oprócz opisanych powyżej ograniczeń wynikających ze zmienności różnicy temperatury mediów, dla zapewnienia bezpiecznej i efektywnej pracy wymiennika ciepła trzeba rozwiązać jeszcze kilka innych kwestii.

Największe niebezpieczeństwo stanowi groźba zamarznięcia chłodzonej cieczy, gdyż potencjalnie może wtedy dojść do zniszczenia wymiennika ciepła. Przechodząc w stan stały woda powiększa swoją objętość i powstają w tym procesie siły wystarczające do przekroczenia wytrzymałości materiału wymiennika.

Biorąc pod uwagę urządzenie chłodzące wodę do +2°C za pomocą czynnika chłodniczego wrzącego w temperaturze – 2°C, mogą w nim wystąpić takie wartości temperatury, jakie podano na rysunku 12.1.8.

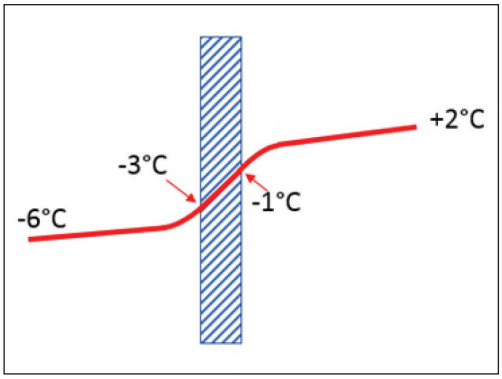


Rysunek 12.1.8: Rozkład temperatury w ściance wymiennika przy różnicy temperatury 4°C

Do przekazywania ciepła potrzebna jest różnica temperatury, toteż temperatura powierzchni ścianki po stronie wody jest niższa od temperatury samej wody, temperatura powierzchni ścianki po stronie czynnika jest niższa niż po stronie wody i w końcu temperatura (parowania) czynnika chłodniczego jest niższa od temperatury ścianki. Konkretne różnice temperatury można obliczyć na podstawie znajomości współczynnika przejmowania ciepła po obu stronach ścianki oraz współczynnika przewodzenia ciepła i grubości materiału ścianki. Wartości podane na rysunku są jedynie przykładowe.

Najistotniejszym parametrem jest temperatura powierzchni ścianki po stronie wody. Tutaj wynosi ona +0,5°C – powyżej, ale blisko punktu zamarzania wody.

Kuszące może być obniżenie temperatury parowania, gdyż większa różnica temperatury płynów oznacza mniejszy – i tańszy – wymiennik ciepła. Jednak takie działanie zmieni temperaturę ścianki po obu stronach.



Rysunek 12.1.9: Rozkład temperatury w ściance wymiennika przy różnicy temperatury 8°C

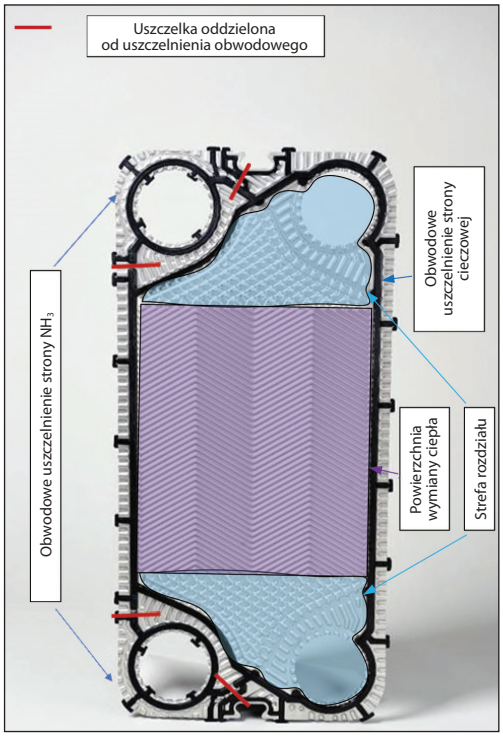
© Danfoss | 2020.10

Na rysunku 12.1.9 widać, że różnicę wylotowej temperatury wody i temperatury parowania czynnika chłodniczego podwojono od 4°C do 8°C. Przy założeniu, że współczynniki przekazywania ciepła pozostają bez zmian, podwajają się też wszystkie różnice temperatury. W konsekwencji temperatura powierzchni ścianki po stronie wody wynosi teraz -1°C, co oczywiście grozi zamarzaniem wody w wymienniku.

12.2 Płytowe wymienniki ciepła

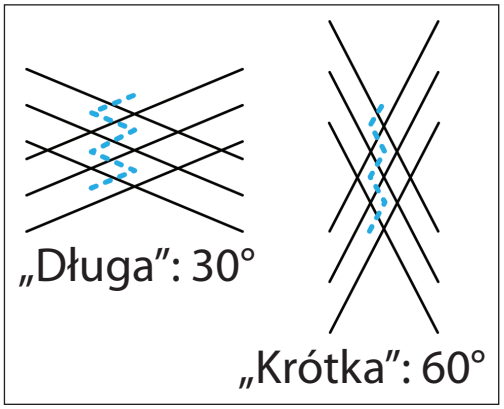
Płytowe wymienniki ciepła składają się z pakietu metalowych płyt. Maja one przetłoczenia tworzące kanaliki dla przepływu czynnika pomiędzy płytami. Dzięki temu wymienniki płytowe są bardzo efektywne w porównaniu do innych rodzajów wymienników, gdyż uzyskuje się w nich większą powierzchnię wymiany ciepła.

Kanaliki zwykle układają się „we wzór rybich ości". Kąt ich nachylenia jest istotnym parametrem konstrukcyjnym, obok głębokości przetłoczeń. Wynika z nich długość drogi przepływu czynnika między płytami. Ta z kolei wpływa na spadek ciśnienia i wydajność całego wymiennika ciepła. Płytę z typowymi przetłoczeniami pokazano na rysunku 12.2.1.



Rysunek 12.2.1: Typowa płyta płytowego wymiennika ciepła

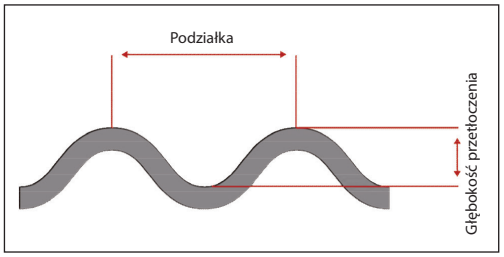
Jeśli kąt przetłoczenia jest mały, płytę nazywa się „długą", gdyż długa jest droga przepływu. Z kolei duży kąt przetłoczenia daje krótką drogę przepływu mediów i mówi się wtedy o płycie „krótkiej". Drogę przepływu między „długimi" i „krótkimi" płytami zobrazowano na rysunku 12.2.2.



Rysunek 12.2.2: Droga przepływu między płytami długimi i krótkimi

Płyty „długie" pozwalają uzyskać większy współczynnik wymiany ciepła, kosztem większego spadku ciśnienia na dłuższej drodze przepływu i w punktach zmiany kierunku przepływu. Płyty „krótkie" powodują mniejszy spadek ciśnienia, ale jednocześnie dają mniejszy współczynnik wymiany ciepła.

Przetłoczenia płyt wykonuje się metodą tłoczenia na zimno. Podziałka zależy od głębokości tłoczenia. Wysoka podziałka daje wąskie kanały i bardziej turbulentny przepływ. W kanałach szerszych przepływ jest mniej turbulentny. Główne wymiary przetłoczeń pokazano na rysunku 12.2.3.

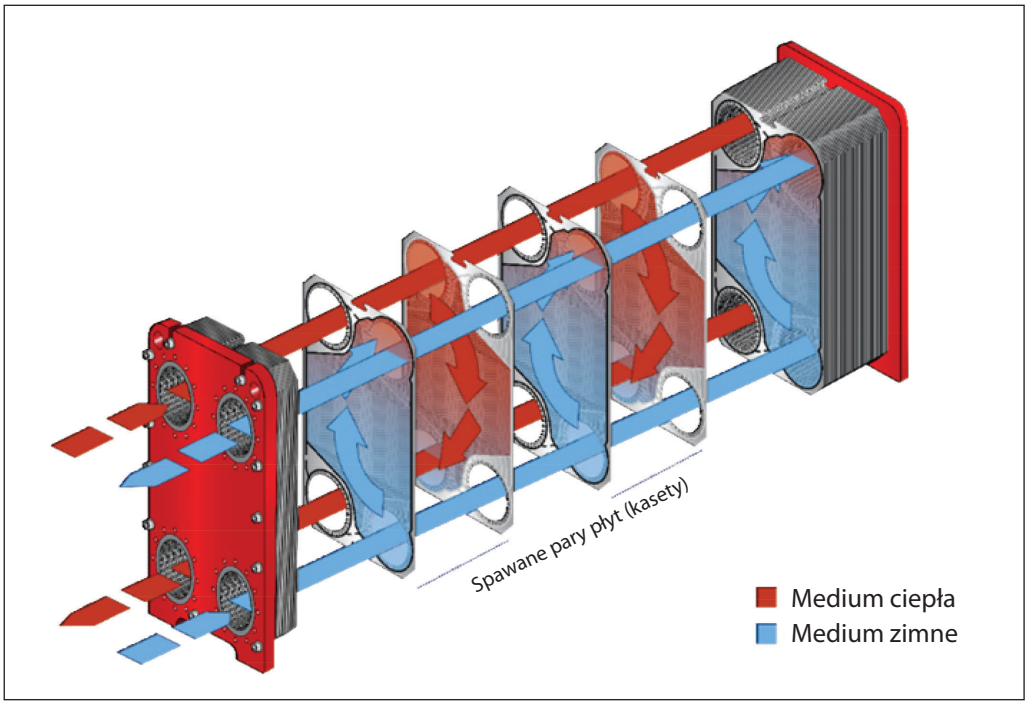


Rysunek 12.2.3: Przetłoczenia płyt

Płyty posiadają uszczelki obwodowe, które tworzą dystans między płytami dla przepływu mediów oraz uszczelki wewnątrz płyty, zapobiegające mieszaniu się płynów.

Płyty montuje się razem w sztywny pakiet, a między nimi powstają kanaliki dla przepływu zimnego i ciepłego medium. Płyną one naprzemiennie między kolejnymi parami płyt, jak pokazano na rysunku 12.2.4. Na krańcach pakietu płyt znajdują się grube, sztywne płyty: czołowa i oporowa.

Rysunek 12.2.4: Budowa i zasada działania płytowego wymiennika ciepła



Półspawany płytowy wymiennik ciepła pokazany na rysunku 12.2.4 może pełnić rolę skraplacza, w którym gorący czynnik pod wysokim ciśnieniem przepływa między dwoma zespawanymi płytami – wewnątrz tzw. kaset.

Kasety te mogą mieć różną charakterystykę, w zależności od tego, z jakich płyt zostały wykonane.. Z kolei od rodzaju kaset zależą osiągi płytowego wymiennika ciepła. W pół-spawanych wymiennikach płytowych wykorzystuje się trzy rodzaje kaset:

- Długie: składają się one z dwóch zespawanych płyt długich, mają dużą wydajność cieplną i duży spadek ciśnienia.
- Mieszane: tworzy je jedna płyta długa i jedna krótka, zespawane razem.
- Krótkie: składają się z dwóch zespawanych płyt krótkich, mają mały spadek ciśnienia i małą wydajność cieplną.

Możliwa jest zmiana kierunku przepływu medium między płytami z wykorzystaniem odpowiedniego rozwiązania. Może to być korzystne np. w parownikach, w których w strefie wrzenia przepływ współprądowy pozwoli zapoczątkować ten proces przy maksymalnej różnicy temperatury, natomiast w strefie przegrzewania pary przepływ będzie przeciwprądowy.

Płyty wymienników półspawanych wykonuje się typowo ze stali nierdzewnej lub z tytanu. Mogą pracować z amoniakiem, czynnikami HFC i z cieczami pośredniczącymi.

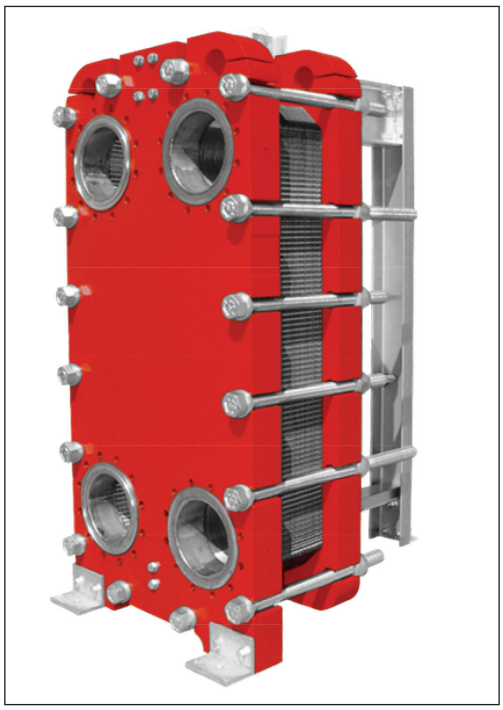
Dostępne są płyty o grubości 0,5 mm, 0,6 mm i 0,7 mm. Grubość płyt decyduje o wytrzymałości całego wymiennika płytowego i o jego maksymalnym ciśnieniu roboczym.

Ostatnia płyta w pakiecie, zwykle nie ma otworów dla przepływu czynnika, jakie występują w pozostałych płytach. Podczas wytwarzania próżni w układzie, trzeba pamiętać, że podciśnienie powstaje też wewnątrz płytowego wymiennika ciepła. Zbyt głębokie podciśnienie mogłoby zdeformować ostatnią płytę w rejonie tych otworów i wpłynąć na wytrzymałość wymiennika, prowadząc do niewłaściwej i niebezpiecznej jego pracy. Trzeba zwrócić uwagę na głębokość wytwarzanego podciśnienia w układzie z wymiennikami płytowymi. Zwykle ostatnia płyta ma największą możliwą grubość, czyli 0,7 mm.

© Danfoss | 2020.10

Półspawany, płytowy wymiennik ciepła w stanie złożonym pokazano na rysunku 12.2.5. Pakiet płyt utrzymują śruby łączące płytę czołową i płytę oporową. Dodatkowo płyty wspierają się na dolnym i górnym ramieniu, które są połączone śrubami z płytą czołową i kolumną wsporczą za płytą oporową.

Rysunek 12.2.5: Półspawany płytowy wymiennik ciepła



Firma Danfoss oferuje płytowe wymienniki ciepła dla przemysłowych instalacji chłodniczych, także jako parowniki i skraplacze.

Płytowe wymienniki ciepła z uszczelkami: Wszystkie płyty są przedzielone uszczelkami otaczającymi powierzchnię wymiany ciepła. Wymienniki te stosuje się typowo do wody lub innych cieczy, zarówno po stronie ciepłej jak i zimnej. Ciśnienie zwykle poniżej 25 bar, a temperatura poniżej 150°C.

Półspawane płytowe wymienniki ciepła: Spawane laserowo pary płyt tworzą kasety o wysokiej szczelności i wytrzymałości. Po drugiej stronie płyt szczelność zapewniają uszczelki umieszczone między kolejnymi kasetami. Wymienniki te zwykle wytrzymują wyższe ciśnienie – do 40 bar (po stronie spawanej) oraz temperaturę poniżej 180°C. Stosuje się je zwykle do wymiany ciepła między czynnikiem chłodniczym i cieczą pośredniczącą, albo z czynnikiem chłodniczym po obu stronach.

W pełni spawane płytowe wymienniki ciepła: Wszystkie płyty są połączone przez spawanie. Istnieją też wymienniki lutowane twardym lutem miedzianym lub niklowym, topionym przy podciśnieniu, a także wymienniki zbudowane z płyt ze stali nierdzewnej spawanych fuzyjnie.

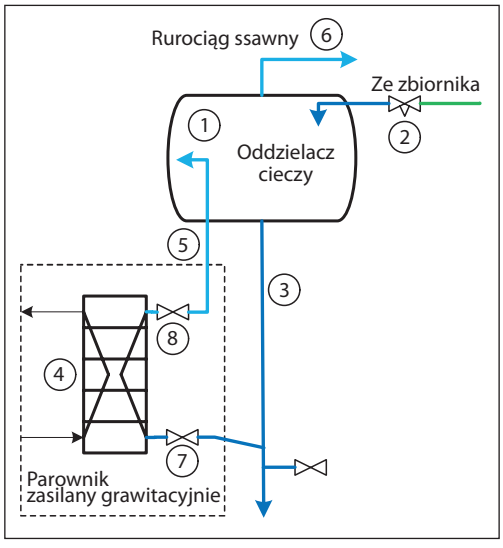
12.3 Montaż wymienników ciepła

Ważne jest, aby montować i eksploatować wymienniki ciepła w sposób, który nie zagrozi ich efektywnej i bezpiecznej pracy.

12.3.1 Parowniki

Newralgiczne znaczenie ma prawidłowy montaż parowników, tak aby spadek ciśnienia był minimalny, czynnik był właściwie doprowadzany, a olej nie zalegał i nie pogarszał wydajności chłodniczej.

Rysunek 12.3.1: Parownik zasilany grawitacyjnie



Parowniki zasilane grawitacyjnie

Parowniki z zasilaniem grawitacyjnym są najbardziej wrażliwe na błędy montażowe. Ich funkcjonowanie opiera się na naturalnej cyrkulacji czynnika chłodniczego i jeśli jego dopływ w odpowiedniej ilości zostanie zakłócony, to zmniejszy wydajność tych wymienników ciepła.

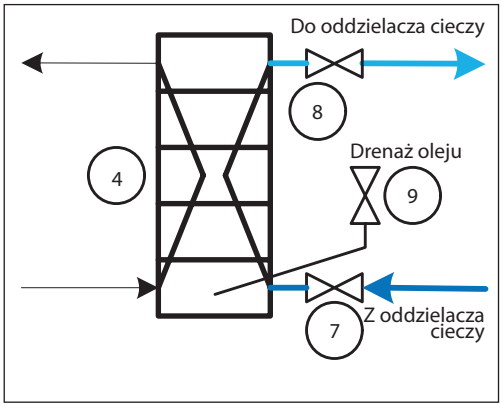
Grawitacyjne zasilanie parowników obrazuje rysunek 12.3.1.

Ciecz o wysokim ciśnieniu ulega zdławieniu w zaworze rozprężnym (2), a następnie czynnik dostaje się do oddzielacza cieczy (1). Faza ciekła opada ku dołowi i spływa do parownika (4) rurociągiem opadowym (3). Para mokra z parownika płynie rurociągiem powrotnym (5) do oddzielacza cieczy, w którym ponownie następuje wytrącenie fazy ciekłej. Parę nasyconą suchą odsysa z niego sprężarka rurociągiem ssawnym (6). Parownik posiada dwa zawory serwisowe SVA (7 i 8).

Drenaż oleju
Zawór drenażowy oleju znajduje się w dolnej części rury opadowej. Ważne, aby olej gromadził się w tym miejscu i nie wpływał do parownika. W przeciwnym wypadku zanieczyści powierzchnię wymiany ciepła i pogorszy intensywność wymiany ciepła. W najgorszym przypadku olej może częściowo wypełnić parownik. Odcinek łączący rurociąg opadowy z parownikiem trzeba poprowadzić ze wzniosem i tak zwymiarować, aby prędkość przepływu była w nim mała. Olej będzie wtedy spływać wstecz do dolnej części rury opadowej, skąd można go odprowadzić.
W pewnych przypadkach, olej spływa do zewnętrznego zbiornika podłączonego do dołu rury opadowej. Jeśli powrót oleju ma następować automatycznie, to dopływ do zbiornika powinien otwierać zawór elektromagnetyczny, a olej powinien powracać do sprężarki pod działaniem ciśnienia tłoczenia.

Często spotykanym rozwiązaniem alternatywnym jest zainstalowanie małej rurki do odprowadzania oleju z dołu wymiennika ciepła (rysunek 12.3.2).

Rysunek 12.3.2: Odprowadzanie oleju z parownika



Chociaż rozwiązanie to umożliwia odprowadzanie oleju, to nie jest zalecane, gdyż dopuszcza gromadzenie się środka smarnego w parowniku. W kanale utworzonym przez otwory w płytach przepływ może być turbulentny i drenaż oleju może się nie udać dopóki nie zbierze się jego duża ilość.

Cyrkulacja czynnika
Różnica wysokości między lustrem cieczy w oddzielaczu i wlotem do parownika jest siłą napędową przepływu czynnika chłodniczego przez parownik. Różnica ciśnienia wynosi więc:

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot \Delta H$$

gdzie

ΔP	napędowa różnica ciśnienia [Pa]
ρ	gęstość cieczy [kg/m3]
g	jest przyspieszenie ziemskie [m/s2]
ΔH	różnica poziomów [m]

Ta napędowa różnica ciśnienia musi przewyższać sumę spadków ciśnienia w parowniku, w rurociągu powrotnym pary mokrej i w zaworach zastosowanych w tym układzie.

Zaleca się krotność cyrkulacji na poziomie 3, gdyż ta wartość daje pewien margines bezpieczeństwa na niepewność co do dokładności wyników obliczeń. Jeśli w rzeczywistości krotność cyrkulacji spadnie do 2,5, układ nadal będzie funkcjonować satysfakcjonująco. Jeśli natomiast przyjmie się obliczeniową krotność cyrkulacji 1,2, a w rzeczywistości będzie ona wynosić mniej niż 1, to układ nie będzie działać zgodnie z oczekiwaniami.

Spadek ciśnienia w parowniku wynika z jego konstrukcji i jest podany pośród wyników obliczeń.

Parowniki zasilane pompowo
W przypadku parowników zasilanych pompowo – często są to chłodnice powietrza lub wymienniki zamrażarek płytowych – trzeba wziąć pod uwagę kilka tych samych względów, co dla parowników zasilanych grawitacyjnie. W tym przypadku różnicę ciśnienia wymuszającą przepływ zapewnia tu pompa. Rurociąg powrotny pary mokrej nadal musi być zaprojektowany z uwzględnieniem podanych reguł, ale na plan pierwszy wysuwa się tu spadek ciśnienia, który może się przyczynić do wzrostu temperatury parowania i w efekcie do obniżenia wydajności chłodniczej.

12.3.2 Parowniki zasilane ciśnieniowo
Zasilanie ciśnieniowe oznacza, że do parownika dopływa bezpośrednio czynnik chłodniczy dławiony w zaworze rozprężnym od wysokiego ciśnienia. W tradycyjnym układzie regulacji zawór doprowadza do parownika tyle czynnika, aby utrzymać wymagane przegrzanie. Żeby zapewnić całkowite odparowanie czynnika chłodniczego, przegrzanie powinno zwykle wynosić od 5 do 10 K. Niedotrzymanie tej wartości może skutkować zniszczeniem sprężarki w wyniku uderzenia hydraulicznego (dostania się cieczy do przestrzeni roboczej) bądź niedostatecznego smarowania (w wyniku nadmiernej ilości czynnika rozpuszczonego w oleju).

Parowniki zasilane ciśnieniowo spotyka się zwykle w instalacjach komór chłodniczych bądź w agregatach do chłodzenia cieczy, napełnionych CO_2 lub czynnikami HFC. W układach amoniakalnych ich szersze stosowanie hamują trudności z regulacją wtrysku czynnika do parownika, chociaż w ostatnich latach przeprowadzono wiele prac w tym zakresie i rozwiązanie problemu może już być na wyciągnięcie ręki.

© Danfoss | 2020.10

W procesie dławienia następuje częściowe odparowanie czynnika chłodniczego, toteż prędkość jego przepływu w parowniku jest wysoka już od początku – w przeciwieństwie do parowników zalanych, w których na wlocie cały czynnik jest cieczą i prędkość przepływu jest mała. Przekłada się to na większą intensywność wymiany ciepła w pierwszej części parownika zasilanego ciśnieniowo. Natomiast w końcowej strefie tego wymiennika musi zachodzić przegrzewanie pary i wymiana ciepła przebiega tam mniej intensywnie (i przy mniejszej różnicy temperatury mediów). Ogólnie rzecz biorąc, parowniki zasilane ciśnieniowo często wymagają większej różnicy temperatury między medium chłodzonym i wrzącym czynnikiem chłodniczym, aby poradzić sobie z przegrzewaniem pary, co czyni ich pracę mniej efektywną niż parowników zalanych.

Specjalnym wyzwaniem jest równomierne doprowadzenie czynnika chłodniczego do poszczególnych sekcji parownika zasilanego ciśnieniowo, gdyż czynnik wpływa doń pod postacią mieszaniny pary i cieczy. Dla różnych parowników stosuje się rozdzielacze czynnika o różnej konstrukcji, ale wszystkie one charakteryzują się generalnie wysokim spadkiem ciśnienia, który sam w sobie nie stanowi problemu, gdyż nie wpływa na funkcjonowanie parownika. Jednakże ten spadek ciśnienia sprawia, że zawór rozprężny pracuje przy mniejszej różnicy ciśnień, co należy wziąć pod uwagę przy doborze zaworu.

12.3.3 Skraplacze

Sposób zainstalowania skraplacza zależy od metody regulacji wtrysku czynnika chłodniczego na stronę niskiego ciśnienia. Określenia „praca z zaworem pływakowym wysokiego ciśnienia" i „praca z zaworem pływakowym niskiego ciśnienia" odnoszą się do zasady działania, a niekoniecznie do zastosowania akurat zaworu pływakowego. Zamiast niego można zastosować układ regulacji obejmujący wyłączniki bądź przetworniki poziomu cieczy oraz zwykłe zawory rozprężne.

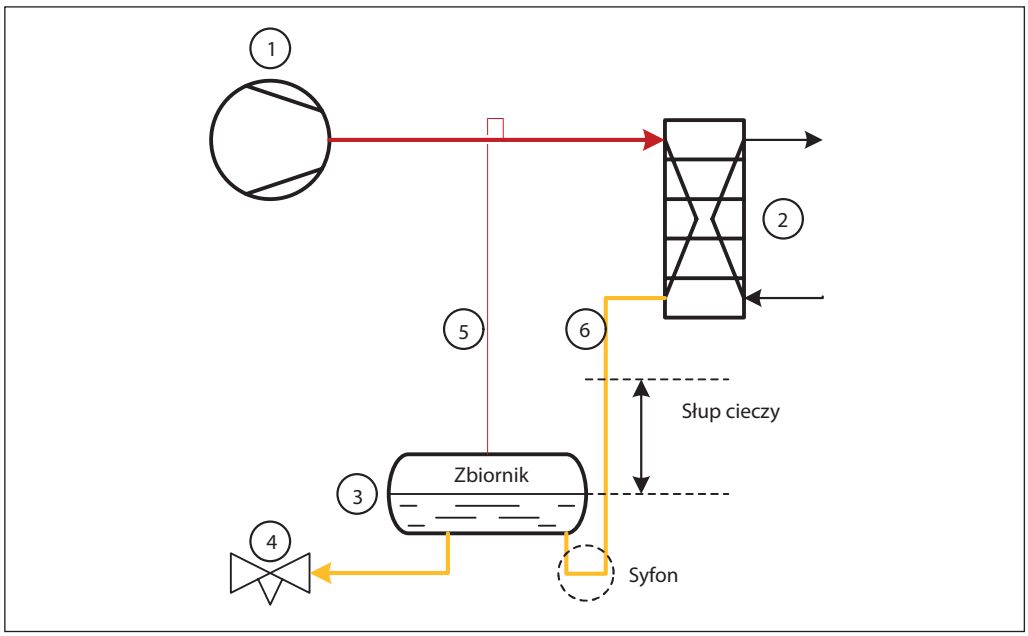
Praca z zaworem pływakowym wysokiego ciśnienia

W tym przypadku dławienie zachodzi bezpośrednio za skraplaczem. Wszelkie zmiany objętości czynnika w następstwie zmian wydajności muszą być kompensowane po stronie niskiego ciśnienia, tzn. w oddzielaczu cieczy. Ponieważ przepływ za zaworem rozprężnym jest dwufazowy, nie nadaje się on do doprowadzenia w więcej niż jedno miejsce i dlatego ten sposób pracy występuje w układach z jednym tylko oddzielaczem cieczy, jak np. w agregatach do chłodzenia cieczy.

Zawory pływakowe wysokiego ciśnienia instaluje się zwykle tuż za skraplaczami i wobec tego nie przysparzają specjalnych problemów w zakresie instalowania tych wymienników ciepła.

Praca z zaworem pływakowym niskiego ciśnienia

Ten sposób pracy polega na utrzymywaniu zadanego poziomu cieczy w jednym lub kilku niskociśnieniowych oddzielaczach cieczy. Wszelkie zmiany objętości czynnika w następstwie zmian wydajności muszą być kompensowane po stronie wysokiego ciśnienia, tzn. w zbiorniku cieczy. Dla właściwego funkcjonowania skraplacza w układzie z zaworem pływakowym niskiego ciśnienia, ważna jest jego poprawna instalacja.



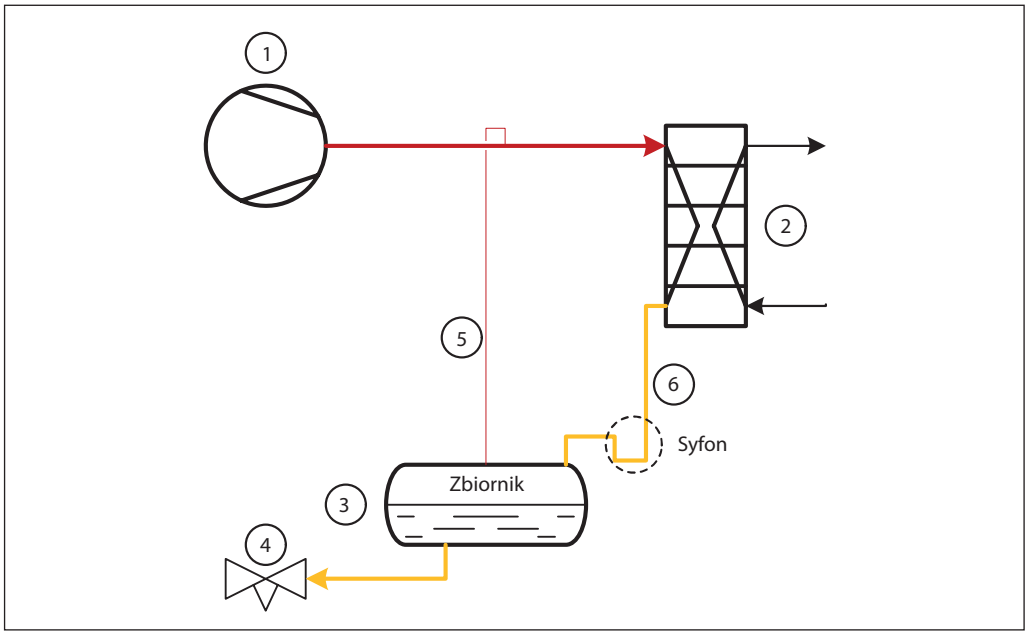
Rysunek 12.3.3: Układ z zaworem pływakowym niskiego ciśnienia i z wprowadzaniem cieczy do zbiornika od dołu

Sprężarka (1) wtłacza parę do skraplacza (2), w którym czynnik zamienia się w ciecz spływającą następnie do zbiornika (3). Ciekły czynnik gromadzi się w nim do czasu, kiedy zapotrzebowanie strony niskiego ciśnienia na ciecz wymusi otwarcie zaworu rozprężnego (4).

Podczas gdy zawór rozprężny jest zamknięty, w skraplaczu wciąż powstaje ciecz, która musi spływać do zbiornika. Jednakże wprowadzenie do niego pewnej objętości cieczy wymaga usunięcia takiej samej objętości pary. W przeciwnym razie wzrośnie ciśnienie w skraplaczu i w zbiorniku, albo ciecz będzie zalegać w skraplaczu. Obie sytuacje prowadzą do niepożądanego stanu pracy skraplacza (i sprężarki). W celu odprowadzania pary ze zbiornika instaluje się rurociąg wyrównawczy (5), którym para przechodzi z powrotem do skraplacza. Do zbiornika zaś może swobodnie napływać ciecz.

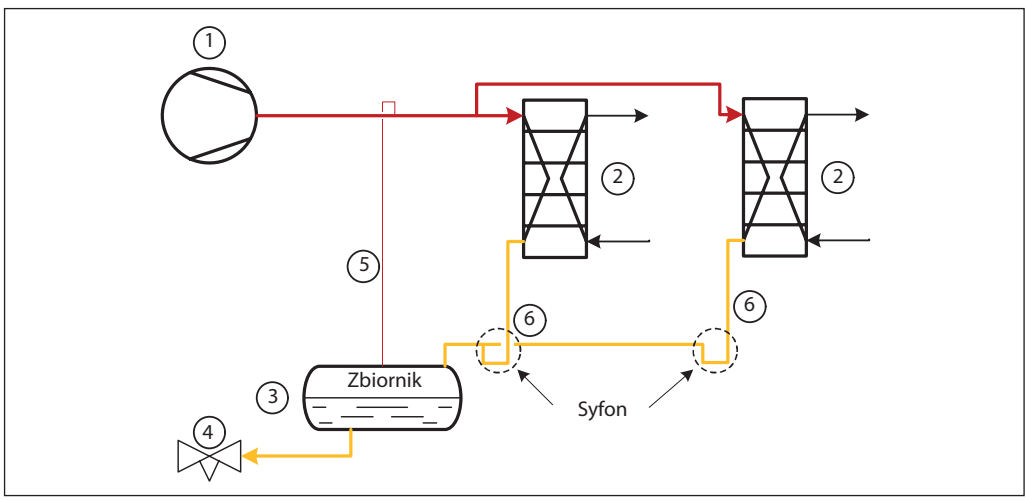
Rurociąg wyrównawczy stanowi jednak krótkie obejście skraplacza. Spadek ciśnienia w skraplaczu spowoduje, że na jego wylocie ciśnienie będzie niższe niż w zbiorniku, co będzie hamować przepływ w kierunku zbiornika. Aby temu zapobiec, na wylocie ze skraplacza trzeba zainstalować rurę opadową (6). Musi ona mieć u dołu syfon (pułapkę cieczową), aby w rurze powstał słup cieczy, którego ciśnienie hydrostatyczne skompensuje spadek ciśnienia w skraplaczu. Wysokość rury opadowej musi być większa od straty ciśnienia w skraplaczu wyrażonej w metrach słupa cieczy. Na schemacie z rysunku 12.3.3 syfon utworzono przez wprowadzenie rurociągu od dołu zbiornika. Alternatywnym rozwiązaniem jest wprowadzenie go od góry, przy czym w rurociągu tym również trzeba wykonać syfon, jak pokazano na rysunku 12.3.4.

Rysunek 12.3.4: Układ z zaworem pływakowym niskiego ciśnienia i z wprowadzaniem cieczy do zbiornika od góry



Przestrzeganie tych zaleceń ma newralgiczne znaczenie w przypadku występowania kilku skraplaczy w układzie bądź kilku sekcji w jednym skraplaczu.

Rysunek 12.3.5: Układ z zaworem pływakowym niskiego ciśnienia i ze skraplaczami połączonymi równolegle



© Danfoss | 2020.10

Należy zauważyć, że rurociągi wylotowe z poszczególnych skraplaczy łączą się dopiero za syfonami. Umożliwia to kompensację spadku ciśnienia w każdym skraplaczu indywidualnie. Jeśli skraplacze posiadają inną wielkość bądź konstrukcję, czy też mają różny stopień zanieczyszczenia wewnątrz, to czynnik chłodniczy doznaje w nich różnego spadku ciśnienia. Połączenie ich wylotów spowodowałoby zaleganie cieczy w wymienniku o najniższym spadku ciśnienia i pogorszenie jego wydajności.

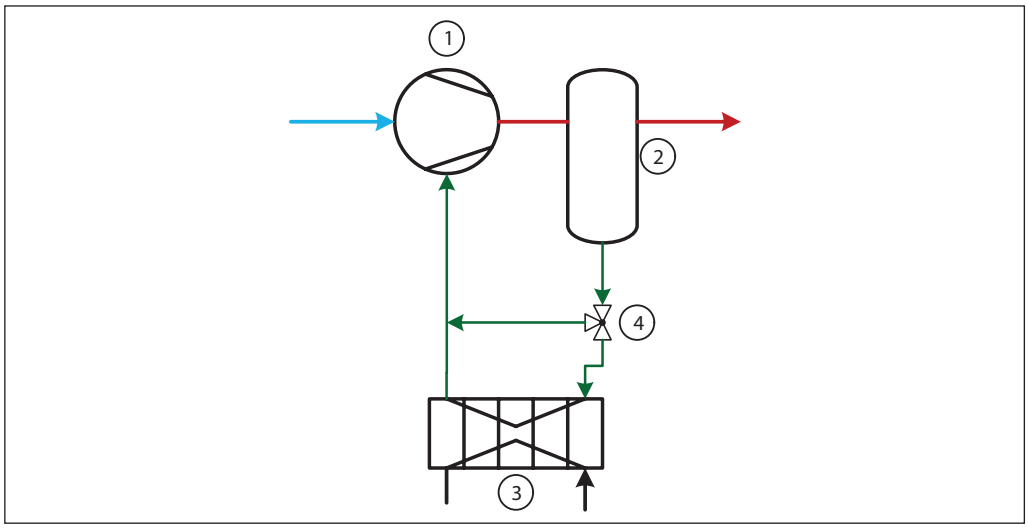
Instalacja indywidualnych rur opadowych jest również konieczna w układzie z zaworem pływakowym wysokiego ciśnienia i z kilkoma skraplaczami lub sekcjami skraplacza.

12.3.4 Chłodnice oleju

Chłodnice oleju opisane w tym punkcie są chłodzone zewnętrzną cieczą, albo czynnikiem chłodniczym. Powietrzne chłodnice oleju przedstawiono w rozdziale 6.

Cieczowe chłodnice oleju często są jednym ze źródeł ciepła w układach odzysku ciepła, chociaż popularnym rozwiązaniem jest też rozpraszanie tego ciepła w oddzielnych wymiennikach chłodzonych powietrzem. Chłodnice oleju chłodzone cieczą nie przysparzają specjalnych problemów eksploatacyjnych.

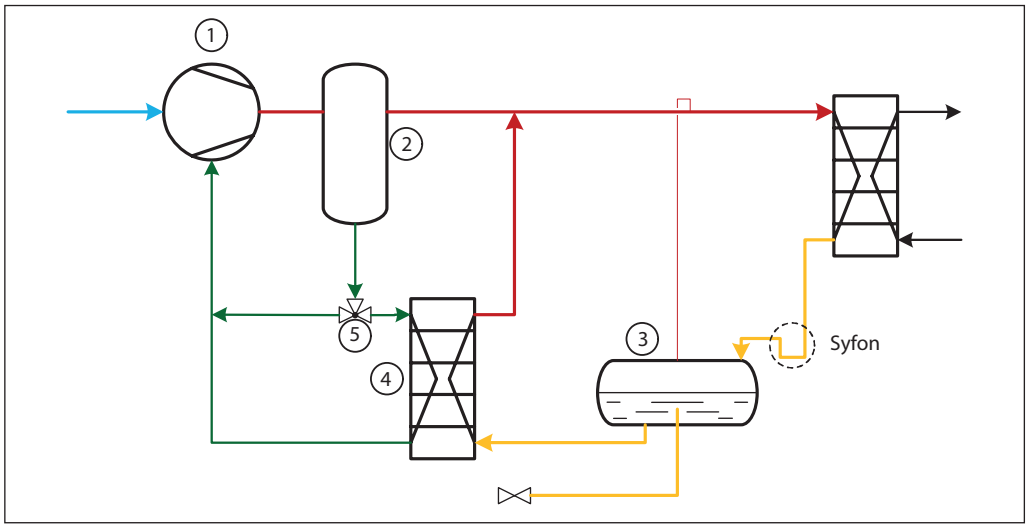
Rysunek 12.3.6: Cieczowa chłodnica oleju



Para wytłaczana ze sprężarki śrubowej (1) niesie olej, który następnie wytrąca się w odolejaczu (2). Olej ten trafia do chłodnicy (3), w której oddaje ciepło do przepływającej wody bądź glikolu. Zawór 3-drogowy (4) reguluje temperaturę oleju zawracanego do sprężarki, gdyż wydajność chłodnicy oleju może się okazać za duża przy różnym obciążeniu sprężarki i przy różnej temperaturze skraplania.

Chłodnice oleju chłodzone czynnikiem chłodniczym bywają też nazywane termosyfonowymi chłodnicami oleju, z uwagi na ich grawitacyjne zasilanie czynnikiem.

Rysunek 12.3.6: Cieczowa chłodnica oleju



Obieg oleju jest taki sam, jak w przypadku chłodnic cieczowych. Odbieranie ciepła od oleju zachodzi tu natomiast na skutek wrzenia ciekłego czynnika chłodniczego pobieranego zza skraplacza. Czynnik ten po odparowaniu pod ciśnieniem skraplania (w temperaturze skraplania) trafia na powrót do rurociągu tłocznego i potem do skraplacza w celu ponownej przemiany w ciecz. Alternatywnie, częściowo odparowany czynnik chłodniczy może płynąć do zbiornika, ale rozwiązanie to wymaga poprowadzenia rurociągu wyrównania ciśnienia od zbiornika do rurociągu tłocznego, zwymiarowanego na przepływ pary.

Strona czynnikowa tych chłodnic oleju wymaga takiej samej troski, co parowniki zasilane grawitacyjnie. Przepływ czynnika wymusza ciśnienie hydrostatyczne słupa cieczy o wysokości liczonej od lustra cieczy w zbiorniku, które musi przezwyciężyć spadki ciśnienia w parowniku (chłodnicy oleju) i w rurociągu powrotnym pary mokrej. Również i tu pionowy rurociąg powrotny trzeba odpowiednio zaprojektować.

Chłodnicy oleju trzeba zapewnić pierwszeństwo w dostarczaniu czynnika chłodniczego. Jeśli istnieje duże zapotrzebowanie na ciecz po stronie niskiego ciśnienia, a chłodnica oleju nie ma priorytetu, to może w niej dojść do niedoboru czynnika i braku chłodzenia oleju, co oczywiście stanowi problem dla sprężarki. Zwykle rezerwę cieczy dla chłodnicy oleju oblicza się jako ilość czynnika odparowywanego w niej w czasie 5 do 7 minut. Rezerwę tę można zapewnić organizując odpływ cieczy na stronę niskiego ciśnienia z pewnej wysokości ponad dnem zbiornika, albo dodając oddzielny zbiornik napełniany cieczą ze skraplacza, zanim zacznie ona dopływać do zbiornika głównego. Pierwsze z tych rozwiązań pokazano na rysunku 3.3.1.

Chłodnice oleju chłodzone czynnikiem rzadko spotyka się w połączeniu z zaworami pływakowymi wysokiego ciśnienia, gdyż nie ma wtedy zbiornika, z którego można by czerpać ciecz. Można zainstalować osobny zbiornik między skraplaczem i zaworem rozprężnym, ale trzeba wtedy zniwelować spadek ciśnienia w skraplaczu, gdyż odparowany w chłodnicy czynnik musi powracać do rurociągu tłocznego, w którym panuje ciśnienie wyższe niż przed zaworem rozprężnym (odpowiednio do spadku ciśnienia w skraplaczu właśnie). Podobnie jak w układzie z zaworem pływakowym niskiego ciśnienia, trzeba zainstalować rurociąg opadowy z odpowiednią wysokością słupa cieczy.

12.3.5 Przedskraplacze

Pierwszoplanowym kwestią dotyczącą przedskraplacza (desuperheatera) jest jak najmniejszy spadek ciśnienia płynącego przezeń czynnika chłodniczego, aby nadmiernie nie podnosić ciśnienia tłoczenia sprężarki i związanego z tym poboru mocy.

Po drugie, w przedskraplaczu nie może dochodzić do skraplania. A możliwość taka istnieje, jeśli medium ogrzewane w tym wymienniku ciepła ma temperaturę niższą od temperatury skraplania czynnika chłodniczego. Zaleca się więc unikanie takiej sytuacji. Jeśli nie jest to możliwe, to przedskraplacz powinien być tak zbudowany, żeby ewentualne skropliny z niego wypływały i nie gromadziły się wewnątrz. Rurociąg wylotowy należy pochylić w kierunku skraplacza, aby ciekły czynnik nie miał tendencji do zalegania w niepożądanych miejscach.

12.3.6 Dochładzacze

Podobnie jak przedskraplacz, dochładzacz nie jest newralgicznym elementem instalacji. Najistotniejsze jest, aby spadek ciśnienia czynnika chłodniczego nie był w nim zbyt duży. Jeśli będzie on na tyle znaczny, że temperatura nasycenia czynnika spadnie w wartość przekraczającą uzyskiwane w wymienniku dochłodzenie, to na wylocie pojawią się pęcherzyki pary, utrudniające pracę zaworu rozprężnego zainstalowanego za dochładzaczem.

12.3.7 Ekonomizery

Ekonomizer może mieć konstrukcję bezprzeponową, albo przeponową. W obu przypadkach, ciśnienie w ekonomizerze wynika z równowagi między jego wydajnością i ilością pary, jaka może wpływać do okna pośredniego sprężarki.

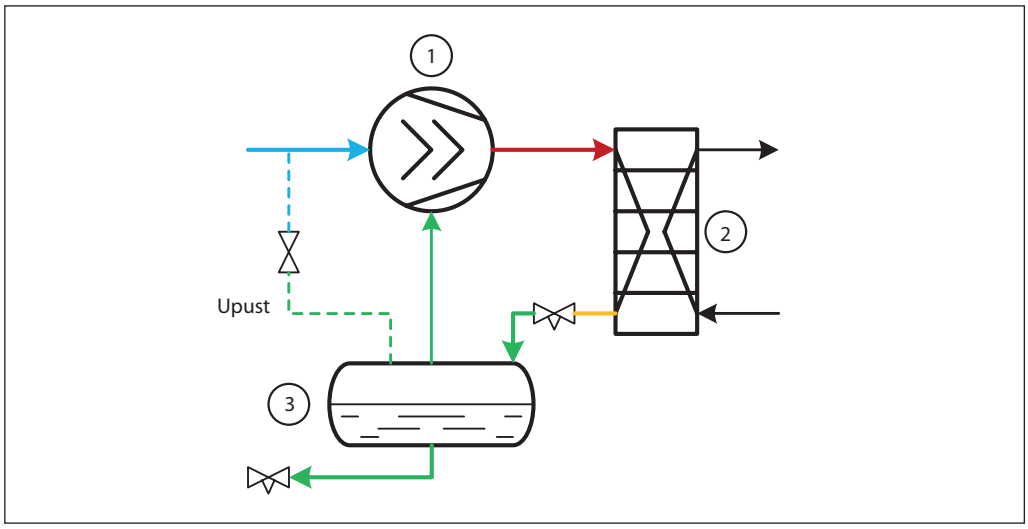
Okno pośrednie umożliwia dopływ dodatkowego strumienia czynnika chłodniczego do sprężarki śrubowej już po rozpoczęciu procesu sprężania. Ciśnienie między śrubami jest już wyższe od ciśnienia ssania i żeby doprowadzić dodatkową ilość pary, jej ciśnienie musi by jeszcze wyższe. Im wyższe ciśnienie w ekonomizerze, tym więcej pary może wpłynąć do przestrzeni roboczej sprężarki. Z drugiej strony, ciśnieniu temu odpowiada konkretna temperatura nasycenia (parowania) w ekonomizerze – im jest ona wyższa, tym mniejszą wydajność ma wymiennik.

W wielu przypadkach, ciśnienie w ekonomizerze utrzymuje regulator ciśnienia ssania – na poziomie wyższym niż wynika to z umiejscowienia okna pośredniego sprężarki. Oczywiście nie jest możliwe obniżenie ciśnienia w wymienniku poniżej tego progu.

© Danfoss | 2020.10

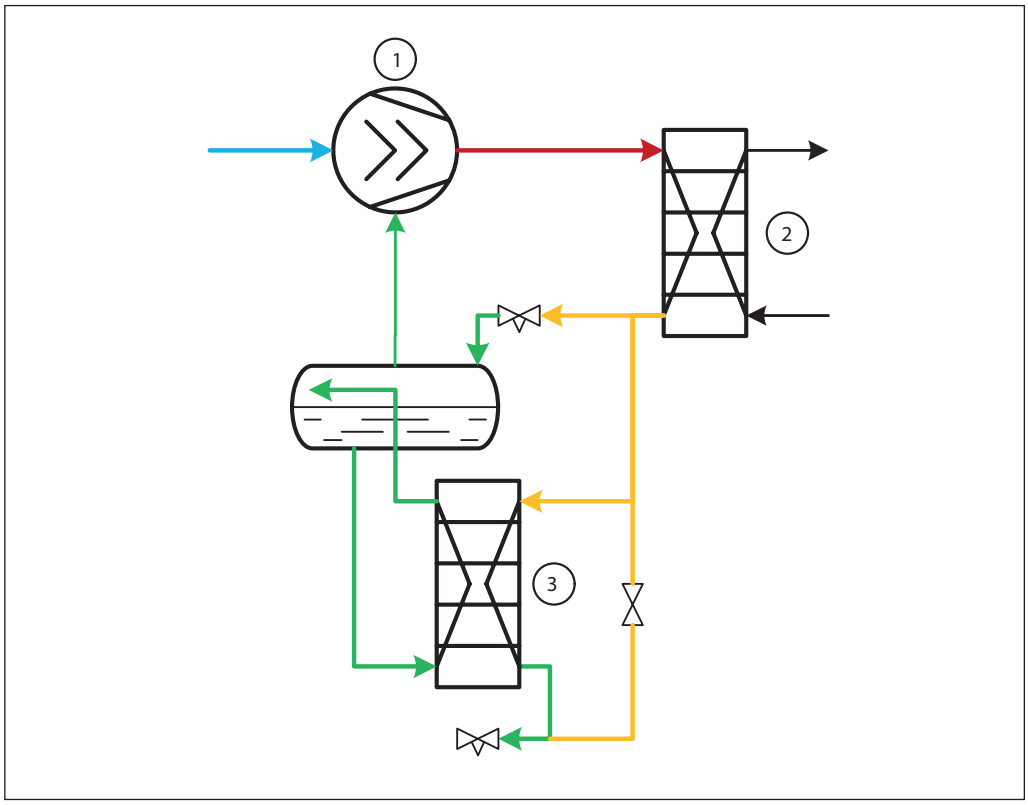
Najprostszą formę ma ekonomizer bezprzeponowy. Jest to zbiornik (3 na rysunku 12.3.8), do którego wtryskiwany jest czynnik chłodniczy pobrany w postaci cieczy zza skraplacza (2) i zdławiony do ciśnienia panującego w ekonomizerze. Para powstała w procesie dławienia odsysana jest do okna pośredniego sprężarki, natomiast ciecz o temperaturze nasycenia ulega powtórnemu dławieniu i kieruje się do niskociśnieniowej części układu. Zaletą tego rozwiązania jest prostota oraz najniższa możliwa temperatura cieczy trafiającej do zaworów rozprężnych. Wadą jest niższe ciśnienie tej cieczy, wymagające większych zaworów rozprężnych.

Rysunek 12.3.8: Ekonomizer bezprzeponowy z rurociągiem upustowym



Natomiast ekonomizer przeponowy to wymiennik ciepła (3 na rysunku 12.3.9), który dochładza ciecz o ciśnieniu skraplania wypływającą ze skraplacza (2). W tym celu część tej cieczy jest dławiona do ciśnienia panującego w ekonomizerze i odparowuje, a następnie odpływa do okna pośredniego sprężarki (1). Na rysunku 12.3.9 ekonomizer pracuje w układzie grawitacyjnym, ale może też być zasilany ciśnieniowo.

Rysunek 12.3.9: Ekonomizer przeponowy



Zaletą ekonomizera przeponowego jest wtryskiwanie na stronę niskociśnieniową cieczy dławionej od ciśnienia skraplania, dzięki czemu zawory rozprężne mogą być mniejsze niż w przypadku ekonomizera bezprzeponowego. Wadą jest to, że nie uzyskuje się tak niskiej temperatury cieczy, jak w poprzednim rozwiązaniu, gdyż w wymienniku ciepła musi istnieć różnica temperatury. Dlatego ekonomizery przeponowe są nieco mniej efektywne od bezprzeponowych.

Ważną kwestią dotyczącą sprężarek śrubowych z oknem pośrednim jest to, że w przypadku zmniejszania jej wydajności za pomocą suwaka poniżej 100%, bardzo szybko dochodzi do kontaktu tego okna z przestrzenią ssawną. Ma to dwa ważne skutki. Ciśnienie w ekonomizerze spada do ciśnienia ssania, co jest szczególnie niekorzystne dla ekonomizera bezprzeponowego, bo zanika różnica ciśnienia między jego zbiornikiem i stroną ssawną, co oznacza brak przepływu czynnika chłodniczego przez zawory rozprężne na stronę niskiego ciśnienia. Natomiast zwiększa się wydajność ekonomizera przeponowego. Niezależnie od tego, para z ekonomizera obciąża przestrzeń ssawną, przez co sprężarka może zassać mniej pary z niskociśnieniowej części układu.

Oczywiście problemy te nie występują w przypadku regulacji wydajności sprężarki za pomocą zmiany prędkości obrotowej jej wirników.

Ekonomizery zwykle są wyposażone w zawory na wylocie pary, które otwierają i zamykają przepływ w zależności od ciśnienia, żeby zapobiec wspomnianym problemom. W pewnych przypadkach niepożądane jest wykorzystywanie pełnej przepustowości okna pośredniego i wtedy stosuje się prostą regulację ciśnienia ssania. W ekonomizerach bezprzeponowych przy sprężarkach z suwakami do regulacji wydajności trzeba utrzymywać minimalne ciśnienie dla poprawnej pracy zaworów rozprężnych. Utrzymywać można właśnie to ciśnienie zakładając, że ciśnienie ssania nie wzrośnie powyżej pewnego poziomu, albo też można regulować różnicę względem ciśnienia ssania.

Podsumowując, pożądane może być włączanie i wyłączanie ekonomizera z pracy, w zależności od sposobu eksploatacji układu. Ekonomizer przeponowy wyłącza się łatwo, za pomocą zaworu elektromagnetycznego zainstalowanego na wylocie pary do sprężarki. Trzeba zwrócić uwagę na spadek ciśnienia dochładzanej cieczy w odniesieniu do przewidywanego dochłodzenia, aby uniknąć pojawiania się pęcherzyków pary przed zaworem rozprężnym.

Zainstalowanie zaworu elektromagnetycznego na wylocie pary nie jest odpowiednim rozwiązaniem dla ekonomizera bezprzeponowego. Do jego zbiornika trafia cały strumień czynnika chłodniczego, toteż para powstająca w procesie dławienia podniesie w nim ciśnienie praktycznie do poziomu ciśnienia skraplania. Uniemożliwi to przepływ wystarczającej ilości czynnika przez zawór rozprężny zainstalowany między skraplaczem i ekonomizerem. Dlatego potrzebny jest oddzielny rurociąg upustowy, odprowadzający parę do rurociągu ssawnego. W rurociągu tym muszą być zainstalowane zawory zapewniające odpowiedni poziom ciśnienia w ekonomizerze dla właściwej pracy obu zaworów rozprężnych. W porównaniu do układu bez ekonomizera, wypadkowy wpływ tego rozwiązania na wydajność jest zerowy. Ilość pary wprowadzanej do rurociągu ssawnego kompensowana jest przez niższą temperaturę cieczy kierowanej na zasilanie parowników.

Jednakże, jeśli w układzie występuje poboczny parownik podłączony równolegle względem ekonomizera, wyłączanie ekonomizera z pracy jest niemożliwe bądź nieefektywne. Wyłączenie ekonomizera przeponowego zatrzyma też pracę parownika, natomiast w przypadku ekonomizera bezprzeponowego para z parownika pobocznego obciąży ssanie sprężarki, znacznie pogarszając efektywność.

Wręby wirnika sprężarki śrubowej mijają okno pośrednie, umożliwiając przepływ między sąsiednimi przestrzeniami. Skutkuje to pulsacjami ciśnienia w ekonomizerze, które mogą prowadzić do niepożądanych zjawisk w rodzaju oscylacji zaworów. Aby temu przeciwdziałać, można zamontować układ tłumienia gaszący te pulsacje i odciążający mechanicznie układ ekonomizera. Rozwiązanie to opisano w punkcie 2.5.

12.3.8 Przegrzewacze

Przegrzewacze – regeneracyjne wymienniki ciepła – wykorzystują ciepło odbierane od cieczy zza skraplacza do ogrzewania pary płynącej do sprężarki, chroniąc ją przed zassaniem kropel ciekłego czynnika.

Jak w przypadku dochładzaczy i przedskraplaczy, dla efektywności działania układu ważny jest jak najmniejszy spadek ciśnienia w przegrzewaczu. Oprócz tego, elementy te nie przysparzają istotnych problemów.

© Danfoss | 2020.10

Notatki

Notatki

© Danfoss | 2020.10

Danfoss Poland Sp. z o.o.
z siedzibą w Grodzisku Mazowieckim 05-825 przy ul. Chrzanowskiej 5, zarejestrowana w Sądzie Rejonowym dla m. st. Warszawa w Warszawie, XIV Wydział Gospodarczy Krajowego Rejestru Sądowego, KRS: 0000018540, NIP: 586-000-58-44, REGON: 190209149, Kapitał Zakładowy 31 922 100 zł. www.danfoss.pl, tel.: + 48 22 104 00 00, e-mail: bok@danfoss.com

Firma Danfoss nie ponosi żadnej odpowiedzialności za ewentualne błędy w katalogach, broszurach czy innych drukowanych materiałach. Firma Danfoss zastrzega sobie prawo do wprowadza modyfikacji w swoich wyrobach bez powiadamiania. Dotyczy to także produktów już zamówionych pod warunkiem, że modyfikacje te nie pociągają za sobą zmian w już uzgodnionych warunkach zamówienia. Wszystkie znaki handlowe użyte w tym materiale stanowią własność odnośnych przedsiębiorstw. Marka Danfoss i logotyp Danfoss są znakami handlowymi Danfoss A/S. Wszelkie prawa zastrzeżone.