



KADEMELİ SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE BELİRLİ SOĞUTUCU AKIŞKANLAR İÇİN İKİNCİ KANUN ANALİZİ

Perihan ÖCAL¹, Prof. Dr. Kazım PIHTILİ¹

¹Bingöl Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 12000- Bingöl
pocal@bingol.edu.tr
kpihtili@bingol.edu.tr

ÖZET

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde normal çalışma şartları içinde -20°C 'ye kadar olan buharlaştırıcı sıcaklıkları için genellikle tek kademeli çevrim kullanılmaktadır. Çok düşük buharlaşma sıcaklıklarında ve yoğuşma sıcaklığı yüksek olan çalışma şartlarında soğutma kapasitesi ve performans katsayısının hızla düştüğü görülür. Özellikle -30°C ile -60°C arasındaki sıcaklıklarda çalışma zorunluluğu doğduğunda tek kademeli soğutma sistemleri yetersiz kaldığı anlaşılır. Bu nedenle söz konusu sıcaklık aralıklarında kademeli soğutma sistemleri kullanılması zorunlu olmaktadır. Bilindiği gibi kompresör çıkış sıcaklıklarının 100°C 'nin üzerinde olması istenmeyen bir durumdur. Kompresör çıkış sıcaklığının çok yüksek olması halinde; yağlama yağının yanmasını ve kompresör mekanik aksamalarında termik gerilmelerin artmasına ve ince şerit türü elemanların kısa sürede kullanılmaz hale gelmesine; ayrıca akışkan özelliklerinin bozulmasına neden olur. Bu nedenle kademeli soğutma sistemlerin kullanılması ile sistemin çalışma dengesi, basınç oranları, volümetrik verim, kompresör çıkış sıcaklıkları istenen çalışma şartlarına uygun hale gelir.

Bu çalışmada, R600a, R290 ve R410a endüstriyel soğutma sistemlerinde halen yoğun olarak kullanılan soğutucu akışkanlar olan R717 ve R22'ye alternatif olarak ele alınmıştır. Söz konusu akışkanlar için termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu tek ve çift kademeli sistemlere uygulanmıştır. Çalışmada hidrokarbon grubu olan R600a ve R290'nın, kompresör çıkış sıcaklığı, hacimsel verim ve ikinci kanun verimi bakımından R717 ve R22'ye alternatif olabileceği ve R410a'nın ise özellikle R22'ye alternatif olarak kullanılabilceği anlaşılmıştır. Ayrıca ilgili tasarım şartları için kademeli soğutmanın gerekliliği ortaya konulmuştur.

Anahtar kelimeler: Enerji, ekserji analizi, ikinci yasa verimi, soğutucu akışkan, performans katsayısı.

SUMMARY

In refrigeration cooling cycles, Single-stage vapor compression systems have good performance at -20°C . Coefficient of performance and second law efficiency of system is decreases rapidly at low evaporation temperature and high condenser temperature. Especially between -30°C and -60°C evaporation temperatures single-stage vapor compression systems will be insufficient. So for such that, at low evaporative temperature it will be necessary to use multi-stage cooling systems. As it known compressor outlet temperature being above 100°C is undesirable situation. If compressor outlet temperature is too high; it will cause lubrication oil burning, increasing thermal stress in mechanical components of the compressor and also causes deterioration of fluid properties. Therefore by use of multi-stage refrigeration system, operating stability of system, pressure conditions, volumetric efficiency, desired operating conditions of the compressor outlet temperature can be suitable.

In this study R600a, R290 and R410a are discussed as an alternative to R717 and R22 which are still heavily used in industrial cooling systems. First and second law of thermodynamik was applied to single and multi-stage for that refrigerant. It was understood that R600a and R290 could be used as alternative refrigerant in terms of compressor outlet temperature, volumetric and second law efficiency to R717 and R22 and also R410 could be used as alternative to R22. Also necessity of multi-stage cooling system demonstrated for operating conditions based on.

Key Words: First law analysis, second law analysis, second law efficiency, irreversibility, multi-stage cooling.

1. GİRİŞ

Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde normal çalışma şartlarında -20°C 'ye kadar olan buharlaştırıcı sıcaklıkları için genellikle tek kademeli çevrim kullanılmaktadır. Daha düşük buharlaşma sıcaklıklarında ve yoğunlaşma sıcaklığı yüksek olan çalışma şartlarında soğutma kapasitesi ve performans katsayısının hızla düştüğü görülmektedir. Özellikle de endüstriyel soğutma sistemlerinde -30°C ile -60°C arasındaki sıcaklıklarda çalışma zorunluluğu doğduğunda, yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı basınç oranı (P_y/P_b) 9'un üzerine çıkmaktadır. Yüksek basınç oranında çalışan tek kademeli sistemlerde, kompresör çıkış sıcaklıkları yükselmekte, kompresör için harcanan güç artmakta ve hacimsel verim hızlı bir şekilde düşmektedir. Bu durumda tek kademeli soğutma sistemlerinin yetersiz kaldığı anlaşılır, dolayısıyla kademeli sistemlere ihtiyaç duyulur.

Bu çalışma, günümüz kademeli soğutma sistemlerinde kullanılan en yaygın soğutucu akışkanlar olmaları ve bir takım dezavantajları olmasından dolayı R717 ve R22'ye alternatif akışkan tespit etmek amaçlı ele alınmıştır. Özellikle soğutma sistemlerinin sanayideki uygulamalarında R717 (amonyak gazı) öne çıkmaktadır. R717 yüksek gizli ısıya sahip olması bakımından uzun süreden bu yana soğutma sistemlerinde tercih edilmektedir. Bu akışkanın en önemli tercih edilme sebeplerinden biri de ucuz olmasıdır. Ancak R717'nin iyi soğutma avantajının yanı sıra zehirli bir yapıya sahip olması, kararsız yapısı nedeniyle özellikle bakır esaslı alaşımlar ile kimyasal reaksiyona girmesi gibi önemli dezavantajlara da sahiptir. Ayrıca, keskin ve yakıcı kokusu, boğucu ve zehirleyici etkisinden ötürü insanların toplu halde buldukları yerlerde ve gıda ürünlerinin muhafazalarında, soğutucu akışkan olarak amonyağın kullanılması risk sebebidir. Zehirleyici etkisinin fazla önem taşımadığı hallerde, büyük kapasiteli tesislerde, soğuk depoculukta, buz üretiminde, buz pateni sahalarında ve donmuş paketlenme uygulamalarında yaygın olarak kullanılabilir. Zehirli ve bakır alaşımlı malzemelere karşı kararsız yapısından dolayı R717 akışkanı kullanan soğutma sistemleri, çelik malzemedeki yapılmakta ve söz konusu yapılar hantal olup, ilk maliyetleri çok yüksek olmaktadır.

R22 akışkanı hidro kloroflorokarbon grubu bir akışkan olup yapısında klor, flor gibi doğaya zarar veren elementler içerdiği için yüksek sera etkisine ve yüksek ozon delme potansiyeline sahiptir. Nitekim yapılan pek çok çalışmalar sonucunda CFC ve HCFC'lerin ozonu tükettiği anlaşılmıştır. Bu doğrultuda CFC'lerin kullanımı Türkiye'de 2010 yılında durdurulmuştur. Şu an geçici olarak kullanılmakta olan HFC grubu akışkanların da 2030 yılına kadar kaldırılacağı düşünülmektedir. Bu bakımdan özellikle R22'ye alternatif oluşturması

bakımından R410a; hem R717 hem de R22'ye alternatif oluşturması bakımından R600a ve R290 akışkanları ele alınmıştır.

Soğutma sistemlerinde son zamanlarda özellikle R22'ye alternatif olarak kullanılmaya başlanmış R410a termodinamik özellikler bakımında R22'ye çok yakın değerler göstermektedir. Ayrıca R410a'nın ozon delme potansiyeli sıfır olması, yanıcı olmaması ve alüminyum, bakır, çelik vb metal parçalarla temaslarında uzun süre kararlılığını koruması R410a'nın avantajları arasındadır [1]. Ancak R410a R22'ye göre daha yüksek basınç değerlerine sahip olması ve mineral yağlarla uyumsuz çalışmasından dolayı mevcut R22'ye göre tasarlanmış sistemlere şarj edilemez; ancak tasarlanan yeni cihazlarda kullanılabilir [2]. Aynı tasarım şartlarında R410a'nın yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı basınçları R22'nin basınç değerlerinden çok daha yüksektir, ancak bu R410a'nın sıkıştırma oranının daha yüksek olduğu anlamına gelmemektedir, aksine R22'ye ait sıkıştırma oranı R410a'ya göre bir miktar daha fazladır[3].

Endüstriyel soğutma sistemleri, gıda soğutma sektörü, ticari soğutma uygulamalarında, soğuk depoculukta vb yerlerde soğutma amaçlı kullanılmakta olan R290 ve R600a, özellikle R22 yerine kullanılması durumunda sistem ile uyumlu olacaktır. Özellikle R600a ve R290 'nin hem mineral hem de sentetik yağlarda çözünebilir olmasından dolayı böyle bir sistemde herhangi bir parça değişimi yada yağ değişimine gerek olmayacaktır. Ayrıca hidrokarbonlar ucuz ve sistem maliyeti düşük gazlardır. Petrol rafinerisi ve doğalgazdan elde edilir. Çevre dostu olan hidrokarbonlar; doğal, zehirsiz, ozonu tüketmeyen, yüksek enerji verimliliği sağlayan, küresel ısınma potansiyeli değeri ihmal edilebilir düzeyde olan, soğutma sistemi ekipmanları değişmeden çalışabilen ve mevcut soğutucu akışkan yağları ile uyumluluk gösteren akışkanlardır [4]. Ayrıca termodinamik özellikleri bakımından da yine hem R717 hem de R22'ye alternatif olabilecek potansiyele sahiptirler. Yalnız tüm bu avantajlarının yanı sıra en büyük dezavantajları, yanıcı özelliklerinin olmasıdır. Ancak bu akışkanlar en önemli yanıcı ve patlayıcı dezavantajlarına sahip olsalar bile, tutuşma sıcaklıkları çok yüksek oldukları için böyle bir ihtimali azaltmaktadır. Nitekim bu grupta olan izobütanın tutuşma sıcaklığı 494°C iken propan için bu değer 470°C'dir [2]. Hidrokarbonların yüksek yanıcılık ve patlayıcılık özelliklerinden dolayı Avrupa Birliği ve Amerika'da belirlenen bazı standartlar ile hidrokarbonların soğutma sistemlerindeki kullanım miktarı kısıtlanmıştır [5].

Kademeli soğutma sistemleri ve alternatif soğutucu akışkanlar ile ilgili yapılan bir takım çalışmalar olmakla birlikte, çalışmaların genel anlamda kaskat tipi kademeli soğutma sistemlerine yönelik olduğu görülmüştür.

A.Şencan, B. Kılıç, O. İpek, tarafından yapılan çalışmada, aynı çalışma şartlarında tek kademeli soğutma sistemi, tek kademeli ısı değiştiricili soğutma sistemi ve iki kademeli ekonomizörlü soğutma sisteminin performans analizi yapılmıştır. Her üç sistemde de soğutucu akışkan olarak R134a kullanılmıştır. Her üç soğutma sisteminin termodinamik analizleri yapılmıştır. Yapılan analiz sonucunda, aynı çalışma şartlarında en yüksek soğutma etkinlik katsayısı (COP) değerine, iki kademeli ekonomizörlü soğutma sisteminde ulaşılmıştır [6].

M. Ceylan, (2002) tarafından yapılan yüksek lisans çalışmasında Türkiye'de henüz yerli imalatı yapılmayan, düşük sıcaklıkta çalışan iki kademeli soğutma(kaskat) sistemleri incelenmiştir. Düşük sıcaklıkta çalışan soğutucu sistemlerin çalışma prensibi incelenerek, kademeli soğutma sistemini oluşturan mekanik elemanların özellikleri, düşük sıcaklıkta kullanılan soğutucu gazların fiziksel ve termodinamik özellikleri, bu gazların sistem elemanlarıyla uyumluluğu düşük sıcaklığın sistemi oluşturan metaller üzerindeki ilişkisi ve ozon tabakasına etkisi araştırılmıştır, ayrıca iki soğutuculu kademeli soğutma sistemlerinde makine tasarımında uygulanacak hesaplama yöntemi formülize edilmiştir [7].

E. Çelik, (2003) yapmış olduğu yüksek lisans çalışması, absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin performanslarını tahmin edebilmek konusundadır. Oluşturulan bir Fortran bilgisayar programı desteğiyle tek ve çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin karşılaştırılması yer almaktadır. Farklı absorpsiyonlu soğutma sistemleri tartışılmış ve bu sistemlerin çevrimleri izah edilmiştir. Lityum bromür-su çifti ile çalışan çift kademeli paralel ve seri akışlı absorpsiyonlu çevrimler analiz edilmiş, tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri de analiz edilip, bu iki sistemin performans katsayıları ve bunların işletme şartlarına olan hassasiyeti karşılaştırılmıştır. Lityum bromür - su çiftini kullanan tek ve çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri için parametrelerin etkileri, diyagramlar halinde sunularak karşılaştırma yapılmıştır. Çift kademeli çevrim için elde

edilebilir maksimum STK, burada ele alınan çalışma şartları dahilinde tek kademeli çevrim için elde edilebilir olandan daha büyük olduğu tespit edilmiştir [8].

T. Menlik, (2005) ele aldığı doktora çalışması alternatif akışkanlı iki kademeli kaskad soğutma sisteminin tasarımı, imalatı ve performans deneyleri üzerinedir. Sistemde piyasadan temini mümkün olan soğutma elemanları kullanılmıştır. Yüksek sıcaklık devresi (YSD) için R-404A, düşük sıcaklık devresi (DSD) için de R-508B soğutucu akışkanları seçilmiştir. Sistemde en hassas eleman olarak düşünülen kaskat ısı değiştirici için plakalı ısı değiştirici seçilmiştir. Yapılan deneyler sonucunda, tasarlanan sıcaklık değerinden 2°C daha düşük olarak -88°C buharlaştırıcı yüzey sıcaklığına ve 5 saatte -75°C ortam sıcaklığına ulaşılmıştır. Bu çalışma sıcaklıklarında sistemin soğutma tesir katsayısı (STK) 1.05 olarak hesaplanmıştır [9].

S. Savaş, Y. Yalçın, (2006) yaptıkları bu çalışmalarında Çift kademeli sistemlerde R717 kullanılması durumunda sistemin karmaşık olması bakımından tek ve çift kademeli amonyaklı soğutma sistemlerinde daha basit donanım imkanlarının nasıl sağlanacağı üzerine yoğunlaşmışlardır. Söz konusu çalışmada endüstride kullanılan büyük çaplı amonyaklı soğutma sistemini sadeleştirme yoluna gidilmiştir [10].

A. Alan, (2011) tarafından yapılan yüksek lisans çalışmasında, çift kademeli kritik üstü çalışan CO2 çevriminin enerji tasarruf potansiyeli teorik olarak incelenmiştir. Buharlaştırıcı ve gaz soğutucu basınçları değişken parametre alınmış ve genişleme valfi yerine genişleme türbini kullanılması durumunda performans katsayısının nasıl etkilendiği gözlemlenmiştir. Çalışma sonucunda genişleme türbininin kullanımının yerinde olacağı sonucuna varılmıştır [11].

H. Özcan, E. Arcaklıoğlu, (2011) tarafından yapılan çalışmada gelecekte CFC ve HCFC akışkanları yerine bu akışkanlara en iyi alternatifler olarak hidrokarbonların kullanılabileceği belirtilmiştir. Çevre dostu hidrokarbonların soğutma sistemlerinde kullanımı üzerine ülkemizde daha kapsamlı bilimsel çalışmalar yapılması gerektiği üzerinde durulmuştur. Farklı oranlarda HC karışımları, CFC ve HFC ile çalışan sistemlere uygunlukları, mevcut yağlama yağları ile uyumlulukları ve güvenlik önlemleri üzerine ilave çalışmalarla bu soğutucu akışkanların soğutma sistemlerinde sorunsuz olarak çalışabileceği belirtilmiştir[12].

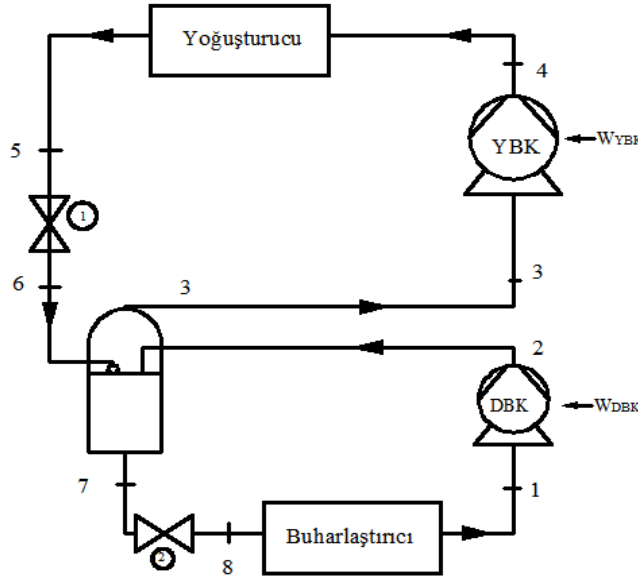
M. Söğüt, H. Bulgurcu, E. Yalçın, (2013) yaptıkları çalışmada kloroflorokarbon(CFC), hidro florokarbon (HFC) ve hidro kloroflorokarbon (HCFC) soğutucu akışkanların tüketim ve neden oldukları emisyon envanteri sektör, soğutma sistemleri, soğutucu akışkan ve emisyon parametreleri dikkate alınarak incelenmiştir. Çalışmada soğutma sistemleri sınıflandırılmış ve her bir sistemin neden olduğu sızıntı oranları, ayrı ayrı incelenmiştir. Ayrıca soğutucu akışkana bağlı olarak emisyon potansiyelleri de ayrı ayrı değerlendirilmiştir. Çalışmada CFC ve HCFC gazların emisyon etkilerinin oldukça yüksek olduğu, HFC'lerde ise yüksek GWP nedeniyle emisyon salınımlarının projeksiyon sürecinde önemli potansiyele sahip olacağı görülmüştür. Çalışmanın sonunda emisyon potansiyellerinin sonuçları dikkate alınarak verimsizliğin giderilmesi ve soğutma sistemlerinde enerjinin etkin kullanımına ilişkin değerlendirmeler yapılmıştır [13].

H. Jürgensen, yapmış olduğu çalışmasında yüksek çevre sıcaklıklarında R290'nın R22 yerine alternatif olarak kullanılabileceğini vurgulamaktadır. R290'nın hem termodinamik özellikler olarak, hem de R22'ye ait kompresörlerde direk kullanılabileceği üzerinde durmuştur. Ayrıca R290'nın yanıcı özelliğinin dezavantajını, kullanılan akışkan miktarını sınırlamakla önlenebileceğini ifade etmektedir [14].

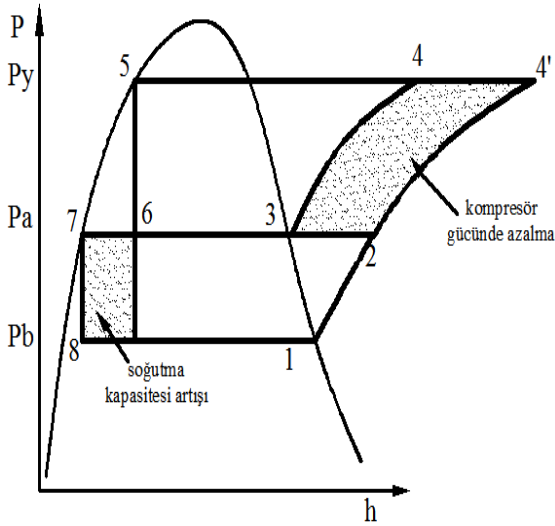
Soğutma sistemlerinde günümüzde kullanılmakta olan soğutucu akışkanların çoğu CFC veya HCFC grubu akışkanlar olup doğaya zarar veren akışkan türleri olması bakımından günümüzde bu akışkanlar için alternatif oluşturacak akışkanların tespit edilmesi zaruri olmuştur. Bu çalışmamızda hem çevreci bir akışkan hem de termodinamik özellik olarak yüksek basınç oranlarına karşı iyi performans gösterecek, günümüzde yaygın olarak kullanılan R717 ve R22'ye alternatif oluşturması bakımından R410a ve hidrokarbon grubu akışkanlar ele alınmıştır. Söz konusu çalışma hem kademeli sistemler hem de kademeli sistemlerde kullanılacak alternatif soğutucu akışkan bakımından yeni çalışmalara referans oluşturması bakımından önemlidir.

2. MATERYAL VE METOD

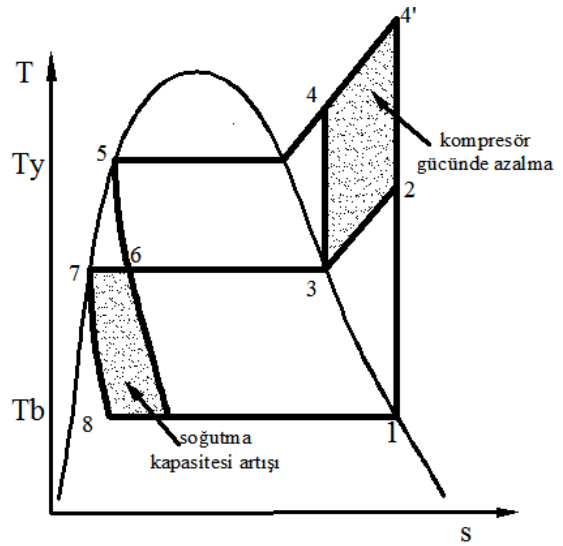
Esas alınan kademeli sistem buhar sıkıştırımlı olup, açık tip ara soğutmalı, bir adet buharlaştırıcı, bir adet düşük basınç kompresörü, 1 adet açık tip ara soğutma ünitesi, bir adet yüksek basınç kompresörü, 1 adet yoğuşturucu, akışkan depolama tankı ve 2 adet genişleme vanasından oluşmaktadır. Söz konusu sisteme ait şematik diyagram Şekil 2.1'de, P-h ve T-s diyagramları sırasıyla Şekil 2.2 ve Şekil 2.3'te verilmiştir.



Şekil 2.1. Açık tip ara soğutmalı kademeli sistem şematik diyagramı



Şekil 2.2. Açık tip ara soğutmalı kademeli sistem P-h diyagramı



Şekil 2.3. Açık tip ara soğutmalı kademeli sistem T-s diyagramı

Bu sistemde soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdan çıkışı doymuş buhar, yoğuşturucu çıkışında doymuş sıvı olduğu varsayılmıştır; ayrıca ara soğutma işleminde kızgın buhar doymuş buhar haline gelinceye kadar soğutma yapılmıştır. Çalışmamızda sıcaklıklar endüstriyel sistemler esas alındığı için buharlaştırıcı -30 ile -50 C aralığında alınmıştır. Bu çalışmada esas alınan kademeli soğutma sistem türü olarak, açık tip ara soğutmalı kademeli soğutma sistemi tercih edilmiştir. Esas alınan sistemde 1 ton soğutma için hesaplar tek kademeli ideal buhar sıkıştırımlı normal bir soğutma sistemine uygulanarak gerekli analizler yapılmıştır. Tek

kademeli sistem kullanımı da tropikal bölge baz alınarak yoğuşturucu sıcaklıkları 30 ile 50°C ve -30 -50°C buharlaştırıcı sıcaklıkları için R717, R22 ve bunlara alternatif soğutucu akışkanlar olarak R290, R600a, R410a soğutucu akışkanlar ele alınarak, sistem performansı, ikinci kanun verimi, tersinmezlikler, volümetrik verim gibi bir çok faktör esas alınarak sistem termodinamik analize tabi tutulmuştur. İkinci adımda aynı tasarım şartları için, esas alınan kademeli soğutma sistemi için hesaplanmış, böylece kademeliye geçişteki avantaj sayısal değerlerle ve grafiksel olarak izah edilmiş ve uygun akışkan türü belirlenmeye çalışılmıştır.

3. TERMODİNAMİK ANALİZ

3.1 Tek Kademeli Sistem Termodinamik Analizi

Buharlaştırıcı toplam soğutma yükü (kJ/s):

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (1)$$

Buharlaştırıcı birim kütle soğutma yükü (kJ/kg):

$$Q_b = h_1 - h_4 \quad (2)$$

Yoğuşturucuda atılan toplam ısı yükü (kJ/s):

$$\dot{Q}_y = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (3)$$

Kompresör gücü (kW):

$$\dot{W}_{net} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (4)$$

Sistemin soğutma performansı:

$$COP = \dot{Q}_0 / \dot{W}_{net} = (h_1 - h_4) / (h_2 - h_1) \quad (5)$$

\dot{m} : çevrimin soğutucu akışkan debisi (kg/s) olmak üzere

$$\dot{m} = \dot{Q}_0 / Q_b = 3.517 / (h_1 - h_4) \quad (6)$$

ifadesinden bir ton soğutma yükü için bulunmuştur.

Karnot performans katsayısı:

$$COP_{tr} = T_L / (T_H - T_L) \quad (7)$$

T_L : ısı çekilen ortam mutlak sıcaklığı (°K)

T_H : ısı atılan kaynak sıcaklığı (°K)

Çevrimin toplam tersinmezliği (kJ/s):

$$I_{net} = T_0^* (\dot{Q}_y / T_0 - \dot{Q}_0 / T_L) \quad (8)$$

Sistemin ikinci yasa verimi:

$$\eta_{II} = COP / COP_{tr} \quad (9)$$

Sistemin hacimsel verimi:

$$\eta_{vol} = 1 - C^* [(p_2 / p_1)^{1/n} - 1] \quad (10)$$

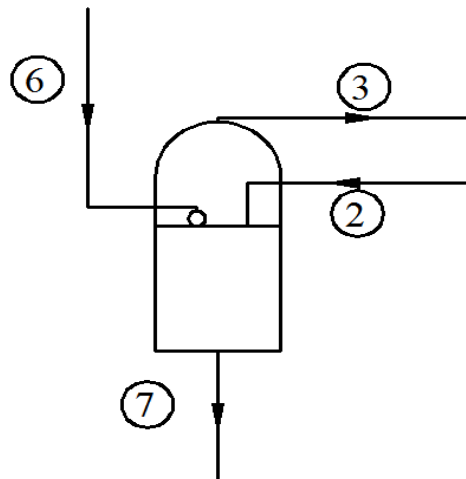
burada C değeri kompresörün yapısına bağlı olarak C=0.04 alınmıştır. p_1 ve p_2 sırasıyla kompresör giriş ve çıkış basınçlarını, n ise akışkana ait politropik katsayıyı gösterir.

3.2 Kademeli Sistem Termodinamik Analizi

Buharlaştırıcı toplam soğutma yükü (kJ/s):

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_1 (h_1 - h_8) \quad (11)$$

Buharlaştırıcı birim kütle soğutma yükü (kJ/kg):



Şekil 3.1 Ara soğutma ünitesi

$$Q_b = h_1 - h_8 \quad (12)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{Q}_o / Q_b = 3.517 / (h_1 - h_8) \quad (13)$$

Yoğuşturucuda atılan ısı yükü (kJ/s):

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_3 (h_4 - h_5) \quad (14)$$

Düşük basınç kompresör gücü (kW):

$$\dot{W}_{DBK} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \quad (15)$$

Yüksek basınç kompresör gücü (kW):

$$\dot{W}_{YBK} = \dot{m}_3 (h_4 - h_3) \quad (16)$$

Net kompresör gücü (kW):

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{DBK} + \dot{W}_{YBK} \quad (17)$$

Sistemin performans katsayısı:

$$COP = \dot{Q}_o / \dot{W}_{net} \quad (18)$$

Kademeli sistemin toplam tersinmezliği (kJ/s):

$$I_{top} = I_{DBK} + I_{ASOĞ} + I_{YBK} + I_{YOĞ} + I_{GEN1} + I_{GEN2} + I_{BUH} \quad (19)$$

şeklinde hesaplanmıştır. Burada I_{DBK} ve I_{YBK} sırasıyla düşük basınç ve yüksek basınç kompresör tersinmezliği olup, ilgili kompresörlerin tersinir-adyabatik çalıştığı varsayımıyla sıfır alınmıştır.

Ara soğutma ünitesine ait tersinmezlik değeri (kJ/kg):

$$I_{ASOĞ} = T_0^* (s_7 - s_2) * \dot{m}_1 + T_0^* (s_3 - s_6) * \dot{m}_3 \quad (20)$$

Yoğuşturucu tersinmezlik değeri (kJ/s):

$$I_{YOĞ} = T_0^* [(s_5 - s_4) + (h_4 - h_5) / T_0] * \dot{m}_3 \quad (21)$$

h_4 , h_5 , s_4 , s_5 sırasıyla yoğuşturucu giriş/çıkış özgül entalpi ve entropi değerleridir.

1 nolu genişleme vanasına ait tersinmezlik (kJ/s):

$$I_{GEN1} = T_0^* (s_6 - s_5) * \dot{m}_3 \quad (22)$$

\dot{m}_3 değeri 32 nolu denklemde verilmiştir.

s_5 ve s_6 sırasıyla Şekil 2.1'e göre 1 nolu genişleme vanası giriş ve çıkış özgül entropileridir.

2 nolu genişleme vanasına ait tersinmezlik (kJ/s):

$$I_{GEN2} = T_0^* (s_8 - s_7) * \dot{m}_1 \quad (23)$$

s_7 ve s_8 sırasıyla şekil 2.1'e göre 2 nolu genişleme vanasına ait giriş ve çıkış özgül entropileridir.

Buharlaştırıcı bölümüne ait tersinmezlik (kJ/s):

$$I_{BUH} = T_0^* [(s_1 - s_8) + (h_8 - h_1) / T_L] * \dot{m}_1 \quad (24)$$

h_1 , h_8 , s_1 , s_8 sırasıyla buharlaştırıcı giriş ve çıkış özgül entalpi ve entropileridir.

Sistemin ikinci yasa verimi:

$$\eta_{II} = COP / COP_{tr} \quad (9)$$

Sistemin birinci kademede hacimsel verimi:

$$\eta_{vol} = 1 - C^* [(p_a / p_1)^{1/n} - 1] \quad (25)$$

Kademeli sistemin ara basıncı kademeler arasındaki basınç oranı denkliğinden

$$P_a = \sqrt{P_b \cdot P_y} \quad \text{veya} \\ P_a = \sqrt{P_b \cdot P_y} + 0.35 \quad (\text{bar}) \quad (26)$$

şeklinde ifade edilebilir. P_b ve P_y sırasıyla buharlaştırıcı ve yoğuşturucu basınçlarıdır.

Sistemin ikinci kademe hacimsel verimi:

$$\eta_{vol} = 1 - C^* [(p_4 / p_a)^{1/n} - 1] \quad (27)$$

P_a ve P_4 basınçları yüksek basınç kompresörü giriş ve çıkış basınçlarını göstermektedir.

Şekil 3.1 'de görülen ara soğutma ünitesi adyabatik karışım odası olduğu düşünülerek termodinamiğin birinci kanunu :

$$\delta \dot{Q} - \delta \dot{W} = dh \quad (28)$$

şeklinde uygulanabilir. 28 eşitliği aynı zamanda giriş çıkış entalpi eşitliğinden

$$\sum \dot{m}_g h_g = \sum \dot{m}_c h_c \quad (29)$$

şeklinde de ifade edilebilir. Bu durumda

$$\dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_6 \cdot h_6 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_7 h_7 \quad (30)$$

elde edilir.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_7 \text{ ve } \dot{m}_3 = \dot{m}_6 \text{ alınırsa,}$$

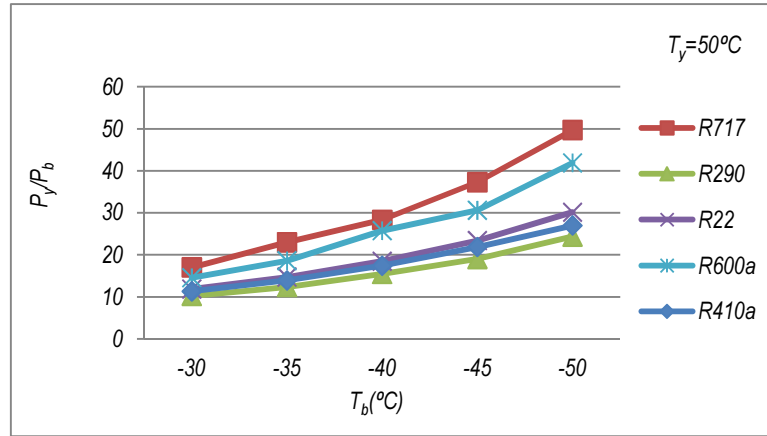
elde edilir.

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 (h_7 - h_2) / (h_6 - h_3) \quad (32)$$

$$\dot{m}_1 h_2 + \dot{m}_3 h_6 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_1 h_7 \quad (31)$$

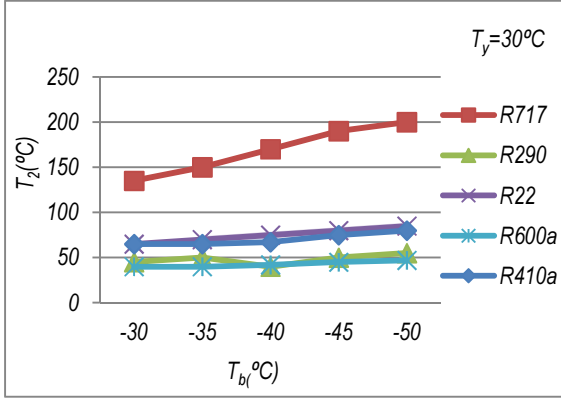
4. TERMODİNAMİK ANALİZ YORUMLARI

Soğutma sistemlerinde iklim bölgelerine bağlı olarak yoğuşturucu sıcaklıklarının artması ve farklı soğutma ihtiyaçlarına bağlı olarak buharlaştırıcı sıcaklıklarının düşmesi, yüksek yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınç oranının oluşmasına neden olur. Yoğuşturucu basınç (P_y) ve buharlaştırıcı basınç (P_b) oranı P_y/P_b değerinin 9'u aşmaması durumunda iklimlendirme ve soğutma amaçlı tek kademeli sistemler kullanılabilir; bu değer 9 ve üzeri olması halinde, kompresör çıkış sıcaklıklarını artırması, sistemin hacimsel ve ikinci kanun verimini düşürmesi ayrıca kompresör gücünü artırması nedeniyle kademeli sistemlere geçme ihtiyacı hissedilir. Bu doğrultuda ele alınan akışkanların yoğuşturucu sıcaklığı 50°C için basınç oranları şekil 4.1 'de verilmiştir. Görüldüğü gibi en yüksek basınç oranı R717 (amonyak), en düşük basınç oranı ise R290 soğutucu akışkana ait olmakla birlikte, ele alınan tüm akışkanlar için ilgili tasarım şartlarında kademeli sistem kullanılması zaruri görülmüştür. Şekilden de görüldüğü R717'ye ait yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınç oranı diğer akışkanlara göre en yüksek çıkmıştır. Daha sonra diğer şekillerden de görüleceği gibi yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınç oranının yüksek olması R717'ye ait kompresör çıkış sıcaklığının diğer akışkanlara göre daha yüksek olmasını beraberinde getirmiştir.

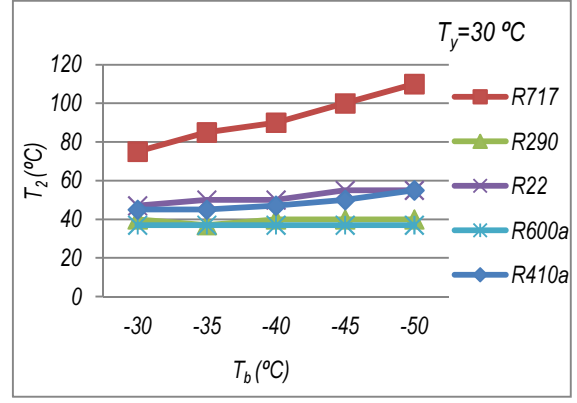


Şekil 4.1 Buharlaştırıcı sıcaklıklarına bağlı basınç oranları

Şekil 4.1'e göre aynı tasarım şartları için R717'nin sıkıştırma basıncının en yüksek değerini alırken; R600a R717'ye göre daha düşük ve R290 ise en düşük değeri almaktadır. Bu durum daha sonra sıcaklık grafiklerinde de görüleceği gibi basınç oranlarına paralel olarak R717'ye göre R600a ve R290'nun kompresör sıcaklık değerleri de düşük çıkacaktır. Ayrıca basınç oranının küçüklüğü aynı zamanda daha küçük kompresör kullanımını sağlayacaktır. Yine aynı şekilden R22'nin bir alternatifi olarak günümüzde kullanılmakta olan R410a'nın sıkıştırma basınç oranları R22'ye paralel değerler almıştır. Oysa aynı tasarım şartları için R410'nun yoğuşturucu ve buharlaştırıcı sıcaklık değerleri R22'nin yaklaşık olarak 2 katında olur ve bu durum R410a'nın günümüzde mevcut R22'li sistemlerde direk olarak kullanılmasını engellerken, R410a'ya özgü yeni sistemler tasarlanarak bu sistemlerin R22'nin yaptığı soğutmaya yapmaları mümkün olmaktadır.



Şekil 4.2 $T_y=30^\circ\text{C}$ için tek kademeli sistem kompresör çıkış sıcaklığı

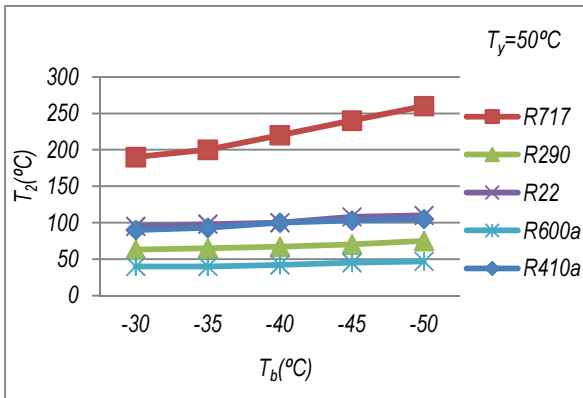


Şekil 4.3 $T_y=30^\circ\text{C}$ için kademeli sistem kompresör çıkış sıcaklığı

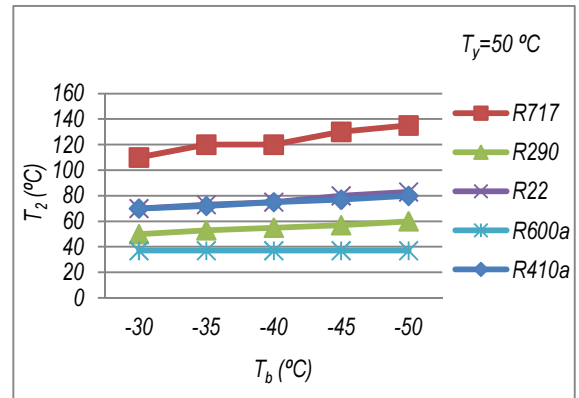
Bilindiği gibi R22'nin yüksek sera etkisine sebep olduğunun anlaşılması üzerine bu akışkan yerine son zamanlarda alternatif olarak R410a akışkanı, kullanılmaya başlanmıştır. R410a akışkanı mineral yağlarla uyumsuz çalışmasının dışında soğutma performansı bakımından Şekil 4.1'de ve daha sonraki şekillerden de anlaşılacağı gibi termodinamik özellik bakımından genel anlamda R22 ile paralel değerler göstermiştir. Yine Şekil 4.1'de R290'nın en düşük basınç oranına sahip olduğu ve R600a'nın da R717'ye göre daha düşük basınç oranına sahip olduğu anlaşılmaktadır.

Tek kademeli soğutma sistemlerinde yüksek basınç oranlarının neden olduğu istenmeyen sonuçlardan biri kompresör çıkış sıcaklıklarının yüksek olmasıdır. Yüksek kompresör çıkış sıcaklıkları, yağlama yağının yanmasına, kompresör mekanik aksamalarında termik gerilmelerin artmasına ve ince şerit türü elemanların kısa sürede kullanılmaz hale gelmesine; ayrıca akışkan özelliklerinin bozulmasına neden olur. Bu durumda Şekil 4.2 ve Şekil 4.3 'te verilen sıcaklık değerlerine baktığımızda, her akışkanın ayrı ayrı olarak çift kademeli sistem kullanılması durumunda kompresör çıkış sıcaklıklarının tek kademeli sisteme göre önemli derecede düşüş gösterdiği görülmüştür. Özellikle R717 için Şekil 4.2'de kompresör çıkış sıcaklıkları 140-200°C'de değişiyorken; Şekil 4.3'te kademeli sistemde kompresör çıkış sıcaklıklarının 70-120°C arasına düştüğü görülmektedir.

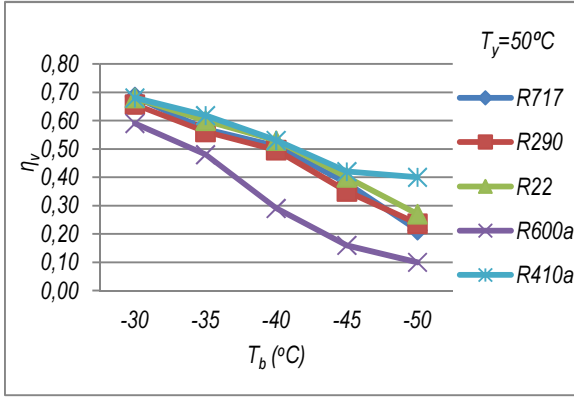
R22 ve R410a akışkanlarına ait kompresör çıkış sıcaklıkları hem Şekil 4.2 hem de Şekil 4.3'te R717'ye göre çok daha düşük çıkmakla birlikte, R410a kompresör çıkış sıcaklıklarının R22 'ye paralellik gösterdiği görülmektedir. Aynı şekillerden R600a ve R290'nın kompresör çıkış sıcaklıkları bakımından diğer akışkanlara göre çok daha iyi değerler gösterdiği anlaşılmaktadır.



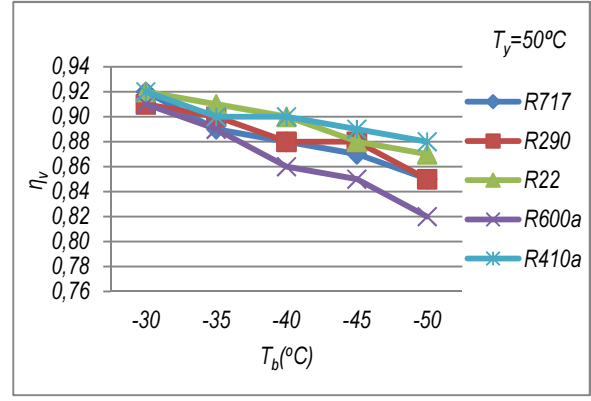
Şekil 4.4 $T_y=50^\circ\text{C}$ için tek kademeli sistem kompresör çıkış sıcaklığı



Şekil 4.5 $T_y=50^\circ\text{C}$ için kademeli sistem kompresör çıkış sıcaklığı



Şekil 4.6 Ty=50°C için tek kademeli sistem hacimsel verim değerleri

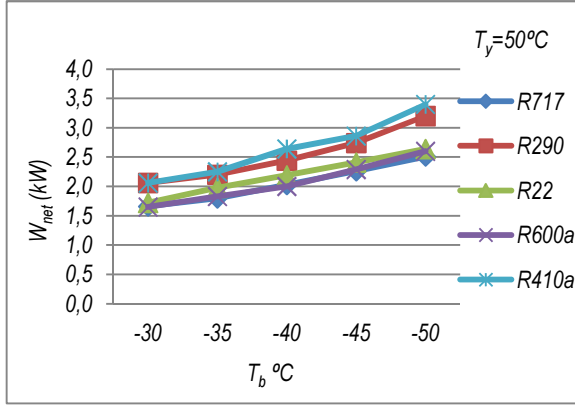


Şekil 4.7 Ty=50°C için kademeli sistem hacimsel verim değerleri

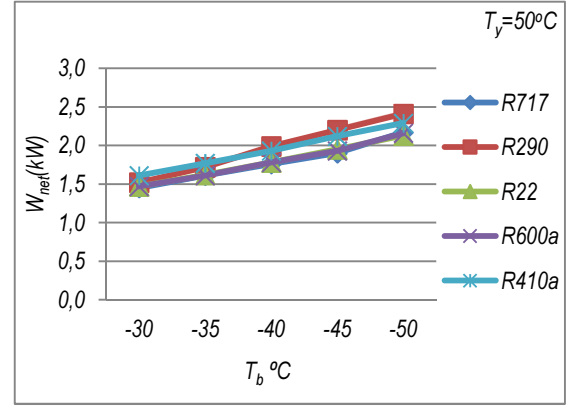
Şekil 4.4 ve Şekil 4.5'te ise 50°C yoğuşurucu sıcaklığı için sırasıyla tek kademeli ve çift kademeli sisteme ait kompresör çıkış sıcaklıkları görülmektedir. Yoğuşurucu sıcaklıkların yükselmesiyle tek kademeli sistemde R717 için kompresör çıkış sıcaklıklarının 200-300°C'ye yükseldiği ancak; söz konusu tasarım şartlarında Şekil 4.5'te görülmek üzere kademeli sistem kullanılması durumunda ilgili sıcaklıkların 110-140°C arasına düştüğü görülmektedir. Ancak yine de R717'nin sıcaklığı 100°C'nin üzerinde kalmaktadır. Bu tür yüksek sıcaklıklardan dolayı R717 akışkanını kullanan sistemlerde su soğutmalı eşanjörler tercih edilmektedir. Bilindiği gibi su soğutmalı eşanjörlerin kullanılması durumunda su soğutma kulelerinin kullanımı zaruri olmaktadır. Bu durum ise R717 kullanan soğutma sistemlerinin, çok daha maliyetli ve karmaşık bir yapıya sahip olmasına sebep olmaktadır. Oysa aynı şekillerden hidrokarbon grubu akışkanlar olan R600a ve R290 kompresör çıkış sıcaklıkları diğer akışkanlara göre çok daha düşük olduğu anlaşılmaktadır. Dolayısıyla sadece kompresör sıcaklıkları bakımından bir değerlendirme yapılması gerektiğinde R600a ve R290'nun endüstriyel sistemlerde kullanılmakta olan R717 ve R22 'ye iyi bir alternatif oluşturabileceği görülmektedir.

Soğutma sistemlerinde karşılaşılan önemli problemlerden biri yüksek basınç oranları ve akışkanların özgül hacimlerinden kaynaklanan hacimsel verim düşüşüdür. Yüksek basınç oranlarında tek kademeli sistemlerde belirli şartlardan sonra aşırı bir şekilde hacimsel verim düşüşü meydana gelir. Aşırı hacimsel verim düşüşü sırasında sistem çalışıyor görünse bile, akışkan şarj edilemeyecektir. Bu doğrultuda Şekil 4.6 ve Şekil 4.7 'de 50°C yoğuşurucu sıcaklığı için her akışkanın ayrı ayrı, tek kademeli ve kademeli sistem hacimsel verim değerleri görülmektedir. Şekil 4.6'dan tek kademeli soğutma sistemlerinde yüksek yoğuşurucu sıcaklığında hemen hemen tüm akışkanların hacimsel verim değerinin 0,4'ün altına düştüğü görülmektedir. Özellikle buharlaştırıcı sıcaklığının -50°C olması durumunda hacimsel verimin aşırı bir şekilde düştüğü anlaşılmaktadır. Oysa Şekil 4.7'de sözkonusu tasarım şartlarında kademeli sistemde birinci ve ikinci kademe için en düşük volümetrik verimin %80'in üzerinde kaldığı görülmektedir. Dolayısıyla söz konusu tasarım şartlarında, uygun hacimsel verimin elde edilmesi için kademeli sistem kullanımının daha uygun olacağı söylenebilir.

Yüksek basınç oranlarında kullanılan kademeli soğutma sistemlerin, aynı tasarım şartlarında çalıştırılan tek kademeli soğutma sistemlerine göre avantajlarından biri de kompresör gücünün az olmasıdır. Kademeli soğutma sistemlerinde iyi bir ara soğutma ile kompresör gücü önemli bir şekilde azalacaktır. Ele alınan tasarım şartları için Şekil 2.2 'deki 324'4 taralı alanı kadar kompresör gücünde azalma olduğu görüldüğü gibi, Şekil 4.8 ve Şekil 4.9'dan da bu durumu görmek mümkündür. Nitekim ele alınan akışkanlar için Şekil 4.8'de tek kademeli sistem kompresör güç değerleri ve Şekil 4.9'da ise kademeli sistem kompresör güç değerleri ele alınmıştır. Tek kademeli sistemde, sistemin kompresör gücü 1,5-3,5 kW arasında değişirken; Şekil 4.9'da ilgili tasarım şartları için kademeli sistemde 1,5-2,5 kW arasında değiştiği görülmektedir. İlgili şekillerden de anlaşıldığı gibi, tek kademeli sisteme göre kademeli sistemde kompresör gücünde önemli azalma olmuştur.



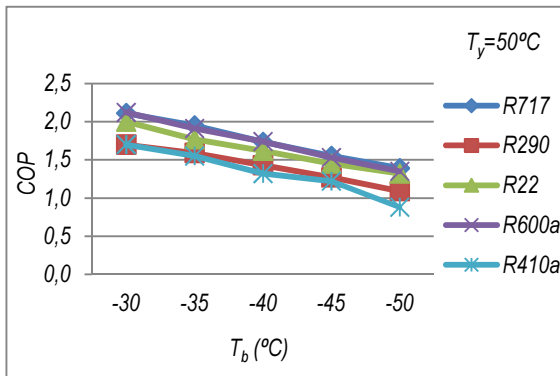
Şekil 4.8 T_y=50°C için tek kademeli sistem kompresör gücü



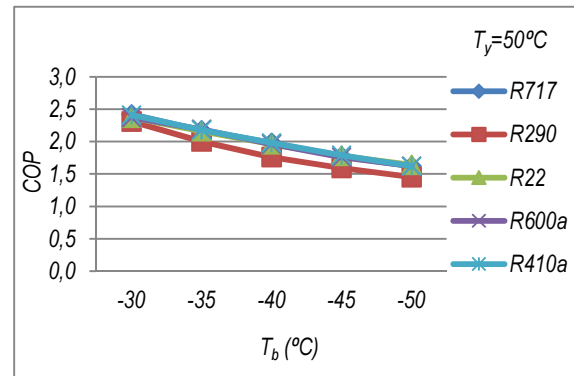
Şekil 4.9 T_y=50°C için kademeli sistem kompresör gücü

Soğutma sistemlerinde önem taşıyan parametrelerden bir diğeri ise soğutma performans katsayısıdır. soğutma performans katsayısı, soğutma sistemlerinde harcanan birim kompresör gücüne mukabil yapılan soğutma miktarını ifade eder. Şekil 4.10 ve Şekil 4.11 'den 50°C yoğuşturucu sıcaklığı için sırasıyla tek kademeli ve kademeli sistem için sistemin performans değerleri görülmektedir. Şekillerden de görüldüğü gibi kademeli sistemin performans katsayısı, tek kademeli sisteme göre artış göstermiştir. Nitekim Şekil 4.10'da tek kademeli sistem için soğutma performans katsayısı 1-2 arasında değişiyorken; Şekil 4.11'de 1.5-2.5 arasında değişmektedir. Şekil 4.11'den ele alınan akışkanların tümüne ait performans katsayıları yaklaşık aynı değerleri gösterdiği görülmektedir. Bu durumda kompresör sıcaklıkları bakımından iyi performans gösteren R600a ve R290'nun soğutma performansı bakımından R717 ve R22'ye ters düşmediği anlaşılmaktadır.

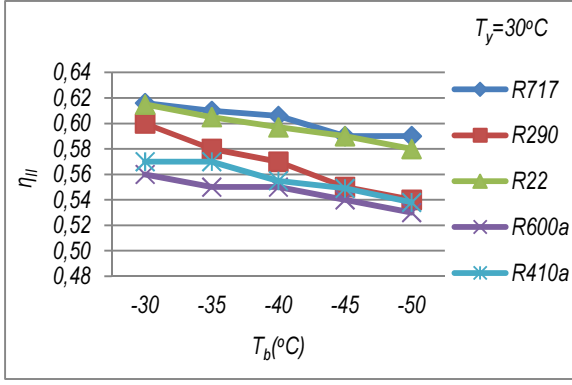
Soğutma sistemlerinde nihai kararın verilmesini sağlayan en önemli belirleyici kriter şüphesiz ikinci kanun verimidir. Nitekim Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin niceliği ile ilgilenirken; termodinamiğin ikinci kanunu ise enerjinin niteliği ile ilgilenir. Yani birinci kanuna göre enerji yok olmaz; ancak ikinci kanun birinci kanunla çelişmemekle birlikte entropinin var olduğunu dolayısıyla eldeki tüm ısı enerjisinin faydalı iş olarak kullanılamayacağını öne sürer. Dolayısıyla sistemin verimliliği konusunda birinci kanun ile birlikte ikinci kanun bakımından da değerlendirilmesi gerekliliği kaçınılmazdır. Bu doğrultuda elde edilen ikinci kanun verim değerlerini Şekil 4.12'de 30°C yoğuşturucu sıcaklığında tek kademeli sistem için ve Şekil 4.13'te ise 30°C yoğuşturucu sıcaklığında kademeli sistem için görmek mümkündür. İlgili şekillerden tüm akışkanlar için genel anlamda kademeli sistemde ikinci kanun verim değerleri, tek kademeli sisteme göre artış gösterdiği



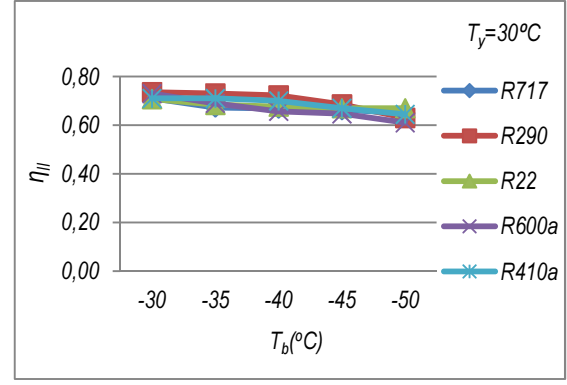
Şekil 4.10 T_y=50°C için tek kademeli sistem soğutma performansı



Şekil 4.11 T_y=50°C için kademeli sistem soğutma performansı



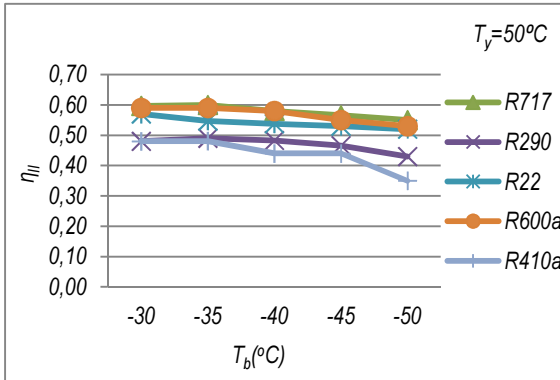
Şekil 4.12 T_y=50°C için tek kademeli sistem ikinci yasa verimi



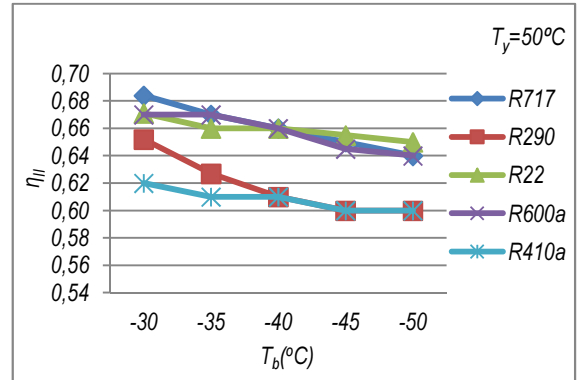
Şekil 4.13 T_y=50°C için kademeli sistem ikinci yasa verimi

anlaşılmaktadır. Bununla birlikte tek kademeli sistemde, büyük farklar olmamakla birlikte en yüksek değerler R717 ve R22'ye ait çıkmıştır. Kademeli sistemde ise tüm akışkanlar için ikinci kanun verimi benzer değerler almıştır.

Şekil 4.14 ve Şekil 4.15'te 50°C yoğuşturucu sıcaklığı için tek kademeli ve kademeli sistem için ikinci kanun verim değerleri görülmektedir. Söz konusu tasarım şartları için kademeli sistem ikinci kanun değerleri 0,68 ile 0,60 arasında değişim göstermiş tek kademelide ise 0,60 ile 0,35 arasında değerler almıştır. Dolayısıyla kademeli sistemde ikinci kanun değerleri tüm akışkanlar için yüksek değerler göstermiştir. Ayrıca kademeli sistem için ikinci kanun değerlerine baktığımızda diğer akışkanlardan çok fark olmamakla birlikte R717, R22 ve R600a'nın en yüksek değerleri gösterdiği görülmektedir.



Şekil 4.14 T_y=50°C için tek kademeli sistem ikinci yasa verimi



Şekil 4.15 T_y=50°C için kademeli sistem ikinci yasa verimi

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan çalışmada yoğuşturucu sıcaklıklarının 40°C 'yi aşan bölgelerde proje gereği -30 -60°C gibi düşük sıcaklık aralığında çalışılmasının zorunlu olduğu durumlarda, kademeli sistemlerin gerekliliği ortaya çıkmıştır. Bu gereklilik pratik uygulamada görüldüğü gibi, bu çalışmada yapılan termodinamik analiz sonuçlarından da görülmüştür. Günümüz endüstriyel kademeli soğutma sistemlerinde kullanılan R717'nin yüksek yoğuşturucu ve düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında yüksek basınç oranına ve diğer akışkanlara nazaran çok yüksek kompresör çıkış sıcaklıklarına sahip olduğu anlaşılmıştır. R717 için kademeli sistemlerde bile kompresör çıkış sıcaklıkları 100-150°C arasında değişebilmektedir. Oysa hidrokarbon grubu akışkanlarından olan R290 ve R600a akışkanlarının kompresör çıkış sıcaklıkları ele alınan diğer akışkanlara nazaran çok daha düşük olduğu görülmüştür. Hidrokarbonların performansı ve ikinci yasa verim eğrileri yaklaşık olarak R717 ve R22 ile aynı çıkmıştır. Bu durum ise bu akışkanların kompresör çıkış sıcaklıkları bakımından R22 ve R717'ye alternatif oluşturabileceğini göstermektedir. Bunların yanı sıra R290 ve R600a arasında bir kıyas yapılacak olursa R290'nun basınç oranı, R600a'nın basınç oranından düşüktür. Dolayısıyla bu durum kendini volümetrik verimde de göstermektedir. Bunun sonucu olarak aynı şartlarda R600a'nın volümetrik verimi R290 'a göre

daha düşük olmaktadır. Yoğusturucu sıcaklıkları 30-35°C olması durumlarında -30(-50)°C buharlaştırıcı sıcaklık aralığı için R290 ve R600a'nın ikinci yasa verim değerleri yaklaşık benzer değerler alırken, yüksek yoğusturucu sıcaklıklarında R600a'nın R290'a nazaran daha iyi performans gösterdiği söylenebilir.

Bilindiği gibi R22 hidro kloroflorokarbonlar (HCFC) Klor, flor, hidrojen ve karbon içeren, oldukça yüksek sera etkisine sahip bir akışkandır. Bu nedenle çevreye zararlı olduğu anlaşılmıştır. Genellikle R22'ye alternatif olarak kullanılan hidro fluokarbon grubu olan R32a ve R125a'nın (%50) oranında karıştırılması ile elde edilmiş azeotropik bir gaz olan R410a soğutucu akışkanın basınç oranı, kompresör çıkış sıcaklıkları ve volümetrik verim olarak R22 ile benzer davranışlar göstermiştir. Ayrıca performans katsayısı ve ikinci yasa verim değerleri olarak da R22'ye paralel değerler almıştır. Dolayısıyla R22'ye göre daha çevreci olan R410a soğutucu akışkanı R22'ye iyi bir alternatif oluşturabileceği söylenebilir. Ancak mineral yağlarla uyumsuz çalışması, aynı yoğusturucu ve buharlaştırıcı sıcaklıklarında R22'ye göre daha yüksek basınca sahip olması bakımından R22'ye ait mevcut sistemlerde kullanılması mümkün değildir; ancak bu akışkana ait yeni sistemlerin tasarlanmasıyla kullanımı mümkün olacaktır.

Sonuç olarak bu çalışma ile halen kademeli soğutma sistemlerinde yoğun olarak kullanılan R717, R22 gibi soğutucu akışkanlara alternatif olarak yerine göre kullanılacak daha çevreci, basınç oranları ve kompresör çıkış sıcaklıkları daha düşük olan R290, R600a ve R410a soğutucu akışkanların kullanımının uygun olduğu söylenebilir. Özellikle yoğusturucu sıcaklıklarının 30-40°C ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının da -30 ile -50°C arasında değişmesi durumunda kademeli soğutma sistemlerinde hem R290 hem de R600a kullanılabilirken; yoğusturucu sıcaklıklarının 40-50°C gibi yüksek sıcaklık ve -30 ile -60°C buharlaştırıcı sıcaklık aralığında R600a'nın daha iyi performans göstereceği söylenebilir.

KAYNAKLAR

- [1] DuPont™ Suva® 407C (R-407C) and DuPont™ Suva® 410A (R-410A) Properties, Uses, Storage, and Handling.
- [2] Solkane® 410 Thermodynamics.
- [3] By Norm Christopherson, The Essentials Of Working With R-410A.
- [4] www.hychill.com.au/pdf/facts.pdf, (Erişim tarihi: 20.05.2014).
- [5] <http://www.transfairgmbh.homepage.tonline.de/Transfair%20Refrigerator%20Cooling%20Circuit%20Designing.pdf>, (Erişim Tarihi: 20 Temmuz 2014)
- [6] R.Yaman Karadeniz, İ. Horuz, S. Coşkun, Soğutma tekniği ve uygulamaları, 1. baskı, Ankara, 2002.
- [7] M. Ceylan, Kademeli Soğutma Sistemlerinde Makine Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2002.
- [8] E. Çelik, Tek ve Çift Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Simülasyonu Ve Kıyaslaması, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa, 2003.
- [9] B. Kılıç, A. Şencan Şahin, O. İpek, Aynı Çalışma Şartlarında Üç Farklı Soğutma Sisteminin Karşılaştırmalı Performans Analizi.
- [10] S. Savaş, E. Yalçın, Tek ve Çift Kademeli Amonyaklı Soğutma Sistemlerinde Daha Basit Donanım İmkanları, Tesisat Mühendisliği Dergisi, Sayı: 94, 2006.
- [11] A. Alan, Çift Kademeli CO2'li soğutma sistemlerinde genleşme türbini kullanımının enerji potansiyeline etkisi, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 2011.
- [12] H. Özcan, E. Arcaklıoğlu, Alternatif Soğutucu Akışkanlar Olarak Çevre Dostu Hidrokarbonların Kullanılması Üzerine Bir Değerlendirme, 6.Uluslararası İleri Teknoloji Sempozyumu, Elazığ 2011.
- [13] M. Ziya Söğüt, H. Bulgurcu, E. Yalçın, Soğutma Sektöründe Soğutucu Akışkanlara Bağlı Emisyon Envanteri, Tesisat Mühendisliği, Sayı: 137, 2013.
- [14] Heinz Jürgensen, Propane as R22-Replacement in Commercial Appliances.
- [15] K. PIHTILI, Soğutma Tekniği Ders Notları.
- [16] A.Yunus Çengel, A. Boles. Michael, Mühendislik yaklaşımıyla termodinamik, 2010.
- [17] R.J. Dossat, Principles of Refrigeration, Prentice Hall, New Jersey, A.B.D., 1997.

