

Kompresörlerde silindir basıncı ve valf hareketinin deneysel olarak incelenmesi

Emre OĞUZ*, Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU

İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Programı, 34469, Ayazağa, İstanbul

Özet

Pistonlu kompresörler soğutma, iklimlendirme ve proses endüstrileri başta olmak üzere bir çok farklı alanda havanın veya soğutucu akışkanın basıncını arttırmak amacıyla kullanılmaktadır. Bu kompresörlerde emme ve egzoz valf yapraklarının zamana bağlı hareketi nedeniyle oluşan basınç salınımları, hem kompresörün enerji verimliliğini veya soğutma etkinlik katsayısını (SEK), hem de kompresör ses gücü düzeyini önemli ölçüde etkilemektedir. Bu etkileri incelemek amacıyla yapılan çalışmanın burada sunulan ilk kısmında, soğutucu akışkan kompresörlerinde silindir içerisindeki basıncın ve valf yaprağı deplasmanının zamana bağlı değişiminin deneysel olarak incelenmesinden elde edilen bulgular tartışılmıştır. Bu deneysel çalışmalar şu başlıklar altında sıralanabilir: i-) "Kompresör Kalorimetresi" adı verilen bir test sisteminden yararlanılarak, belirli şartlar altında kompresör soğutma kapasitesinin ve giriş gücünün ölçülmesi; ii-)Optik kodlayıcı ve yüksek frekanslı basınç sensörlerinden yararlanılarak, silindir içerisindeki basıncın kompresör krank açısına bağlı olarak ölçülmesi. 50 Hz nominal çalışma frekansında sıkıştırma yapan bir kompresörde, genişleme, emme, sıkıştırma ve egzoz safhalarından oluşan bir tam çevrim yaklaşık 20 ms sürmekte ve bu sürenin yarısından daha az bir zamanda, emme valf yaprağı birden fazla kez açılma kapanma hareketi yaparak silindire gaz geçişine izin vermektedir. Bu nedenle, emme valf yaprağı hareketinin kompresör krank açısına bağlı olarak ölçülebilmesi için de bir yöntem geliştirilmiş ve örnek bir model kompresörde uygulanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Pistonlu kompresör, silindir basıncı, valf yaprağı titreşimi, pulsatif akış.

*Yazışmaların yapılacağı yazar: Emre OĞUZ. emre.oguz@arcelik.com; Tel: (216) 585 84 46.

Bu makale, birinci yazar tarafından İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'na sunulan ve tez savunması sonrasında jüri tarafından oybirliği ile kabul edilen "Hermetik soğutucu akışkan kompresörlerinde zamana bağlı ısı transferinin kompresör performansına etkisinin incelenmesi" adlı doktora tezinden hazırlanmıştır. Makale metni 20.10.2006 tarihinde dergiye ulaşmış, 28.12.2006 tarihinde basım kararı alınmıştır. Makale ile ilgili tartışmalar 01.02.2009 tarihine kadar dergiye gönderilmelidir.

An experimental investigation on the cylinder pressure and valve displacement of reciprocating compressors

Extended abstract

The energy efficiency and the sound power level of hermetic reciprocating compressors used in refrigeration and air conditioning applications are affected by the pressure pulsations caused by the vibrations of valve leaves during the suction and discharge phases. In the first part of this study a compressor calorimeter set-up is used to measure the refrigeration capacity and the input power of a specific compressor model at standard rating conditions. High frequency pressure transducers and an optical encoder are used to measure the cylinder pressure as a function of compressor crank angle. A method to measure the suction valve displacement as a function of crank angle by standard strain gauges is also developed and applied to the compressor model used in the study.

The compressor calorimeter set-up used to measure the mass flow rate and input power of compressors at specified operating conditions is indeed a basic refrigeration circuit equipped with different pressure, temperature and power measurement devices. The suction and discharge pressures of the compressor which correspond to the evaporation and condensation temperatures in the refrigeration circuit are measured by pressure transducers. The subcooling after the condenser and the superheating at the end of the evaporator are measured by thermocouples where these temperatures are 32.2°C at the standard ASHRAE test conditions. The temperature at the inlet of the compressor is also 32.2°C and by specifying these values the vapor compression cycle is fully determined. The refrigeration capacity of the compressor is determined via two different methods and the relative difference between the results should be lower than 3 % for a stable test. The first method is to measure the electric power utilized by the heater which is placed in a well insulated shell with the evaporator where the second method relies on the measurement of the mass flow rate of the compressor. The input power of the compressor is directly measured and the coefficient of performance (COP) for the compressor can be calculated from the refrigeration capacity and input power. The refrigeration capacity and input power of the specific

compressor model under consideration are found to be 189.01 W and 127.06 W with standard deviations of 0.38 and 0.26 % respectively.

In addition to the calorimeter set-up a specific test system is used to measure the instantaneous cylinder pressure as a function of compressor crank angle. An optical encoder which gives 360 signals per revolution is placed at the top of the crank shaft of the compressor and a specific pressure transducer is placed in the valve plate where it can detect the cylinder pressure. Another pressure transducer is also placed in the suction plenum of the compressor in order to see the pulsation effects caused by the suction valve movement.

The nominal running frequency of the compressor under consideration is 50 Hz which corresponds to a 20 ms cycle time where the complete cycle consists of four processes: expansion of the gas in the dead volume, suction of fresh to the cylinder from the plenum, compression of the gas in the cylinder and finally the discharge to the discharge plenum. Since the complete cycle takes only 20 ms, the suction phase where the suction valve opens and closes several times per one cycle takes 8 to 9 ms. Therefore a strain-gage was used to investigate the suction valve leaf vibration behavior as a function of the compressor crank angle. Both the cylinder pressure and valve displacement measurements were carried out at approximately 18 kHz.

The results of the tests conducted for the cylinder pressure can be used to identify the losses caused by the suction and discharge port and valve leaves and it can be concluded that the experimental indicator diagram of reciprocating compressors is an important tool for research activities to develop high efficiency compressors. The results of this study showed that the pressure drop losses associated with the suction and discharge port and valve leaves consist 5.1 % of the net piston work done on the refrigerant gas for the compressor model under consideration. Though the test carried out both with the cylinder pressure transducer and the strain-gage shows that the 60 µm thick strain-gage has an effect on the pressure pulsations, and hence the force exerted on the valve leaf, the general vibration characteristics of the valve leaf can be observed with such a method.

Keywords: Reciprocating compressor, cylinder pressure, valve leaf vibration, pulsating flow.

Giriş

Hermetik pistonlu kompresörler soğutma, iklimlendirme ve proses endüstrilerinde yaygın olarak kullanılmakta ve bu tip kompresörlerin soğutma etkinlik katsayısı cihaz ve proseslerin enerji verimliliğinde büyük önem taşımaktadır. Ev tipi buzdolapları, klimalar ve ısı pompaları gibi farklı cihazlar için geliştirilen enerji verimliliği standartlarına bağlı olarak kompresörlerin veriminin artırılması ile ilgili araştırma çalışmaları da son yıllarda önemli oranda artmıştır. Bu tür kompresörlerin geometrisi nedeniyle deneysel araştırma imkanları kısıtlı olsa da, özellikle silindir basıncının krank açısına bağlı olarak elde edilmesi ile ilgili bazı çalışmalar literatürde mevcuttur. Silindir basıncı ve hacminin eşzamanlı olarak ölçülmesi ile hazırlanan kompresör indikatör diyagramları, kompresör performansının artırılması için önemli bir araç haline gelmiştir.

Örneğin; Stouffs ve diğerleri (2001) tarafından yapılan çalışmada silindir çapı 76.2 mm olan çift silindirli bir hava kompresörü kullanılmıştır. 579 cc strok hacmine sahip sistemde debi bir orifis yardımıyla ölçülmüş, silindir basıncının anlık olarak belirlenebilmesi ve silindir hacmi bilgisi ile eşleştirilerek indikatör diyagramının oluşturulabilmesi için de piezoelektrik bir basınç algılayıcısı ve krank açısı kodlayıcısından faydalanılmıştır. Farklı egzoz basınçlarında gerçekleştirilen ölçümler ile, aynı çalışma içerisinde oluşturulan global kompresör modeline ampirik veriler çıkarılması amaçlanmıştır.

R12 soğutkanı ile çalışan ve 680 cc strok hacmine sahip bir kompresörün incelenmesi ile ilgili bir çalışma Winandy ve diğerleri. (2002) tarafından sunulmuştur. Kompresör giriş ve çıkışında basınç ve sıcaklık ölçümleri yapılmış, motor moment ve devir ölçümü de bu ölçümlere paralel olarak yürütülmüştür. Kompresör manifoldları içerisinde yapılan sıcaklık ölçümleri sayesinde soğutkan gazın silindire girmeden önce ve silindirden çıktıktan sonra ne kadar ısınıp soğuduğu da belirlenmeye çalışılmıştır.

Kompresörlerin ev tipi buzdolapları üzerindeki geçici rejim davranışının incelenmesi ile ilgili

bir çalışma Porkhial ve diğerleri (2002) tarafından sunulmuştur. Çalışmanın deneysel kısmında giriş ve çıkışına basınç algılayıcıları yerleştirilmiş olan bir kompresör ile çalışan buzdolabı 43°C sıcaklıktaki bir test odasına yerleştirilmiş ve sistemin sıcaklık dengesine ulaşmasından sonra kompresör çalıştırılarak giriş basıncı, çıkış basıncı, kompresör muhafaza sıcaklığı ve güç tüketimi gibi parametreler ölçülmüştür.

Serrano (2002) tarafından yapılan bir çalışmada, soğutma kapasitesi ve giriş gücü gibi global kompresör performans parametrelerinin yanısıra silindir basıncının krank açısı ile değişimi ve kompresör içerisindeki farklı noktaların sıcaklıklarının belirlenmesi gibi detay çalışmalar da yürütülmüştür. Bununla beraber valf yaprağı hareketinin deneysel olarak incelenmesi ile ilgili bir çalışma yapılmamıştır. Bu çalışmanın kompresör simülasyon programlarının valide edilmesinde kullanılması Serrano ve diğerleri (2003) tarafından sunulmuştur.

Hsieh ve Wu (1996) pistonlu bir gaz kompresöründeki ısı transferinin deneysel olarak incelenmesi ile ilgili bir çalışma yürütmüştür. İki kademeli ve yüksek basınçta çalışan bir gaz kompresöründe yapılan çalışmalarda, silindir çapları sırasıyla 209.6 ve 88.9 mm olarak belirtilmiş; bununla beraber kompresörün çalışma hızının oldukça düşük olduğu, 0.105 Hz, eklenmiştir.

Kompresörlerde port ve valf yaprağındaki akışın ayrı olarak incelenmesi ile ilgili çalışmalara da literatürde rastlanmıştır. Wark ve Foss (1984) tarafından sunulan bir çalışmadaki gibi paralel diskler arasındaki radyal akışın yarattığı kuvvet üzerine yapılan deneysel çalışmalarla beraber, doğrudan kompresör port ve valf yaprağı geometrisine benzer geometriler üzerinde akış ve ısı transferi çalışmaları da yürütülmüş ve sonuçlar Ferreira ve diğerleri (1989), Prata ve diğerleri (1995) ve Possamai ve diğerleri (2001) tarafından sunulmuştur.

Kompresör emme valf yaprağı hareketinin Lazer Dopler titreşim ölçme sistemi ile belirlenmesi ile ilgili ilginç bir çalışma Buligan ve

diğerleri (2002) tarafından sunulmuştur. Kompresör muhafazası ve silindir kafasına cam pencereler yerleştirilmesi ile kompresör çalışırken yaprak deplasmanının ölçülmesinin mümkün olduğu belirtilmiştir. Machu ve diğerleri (2004) tarafından yapılan bir çalışmada da valf yaprağı hareketi sonlu elemanlar yöntemi ile modellenmiş ve optik algılayıcılar ile ölçülen deplasman değerleri hesaplanan değerlerle karşılaştırılmıştır. Bu çalışmalardan yalnızca Machu ve diğerleri (2004) silindir basıncı ve valf yaprağı deplasmanını eşzamanlı olarak ölçmüş olup çalışmada kullanılan kompresörün silindir çapı 100 mm ve strok mesafesi ise 46 mm'dir.

Bu çalışmada, literatürde bulunan çalışmalara benzer olarak kompresörde silindir basıncının değişiminin incelenmesi amacıyla yüksek frekanslı basınç algılayıcıları ve optik kodlayıcılardan yararlanılmış; bununla beraber emme valf yaprağı titreşiminin kompresör krank açısına bağlı olarak ölçülebilmesi için literatürde mevcut olmayan bir yöntem geliştirilmiştir.

Kalorimetre ölçümleri

Kompresör kalorimetresi test sistemi

Çalışma kapsamında kullanılan pistonlu soğutkan kompresörünün performansının ölçülebilmesi için, Arçelik A.Ş. Ar-Ge Merkezi laboratuvarlarında kurulu bulunan kompresör kalorimetresi test sisteminden yararlanılmıştır.

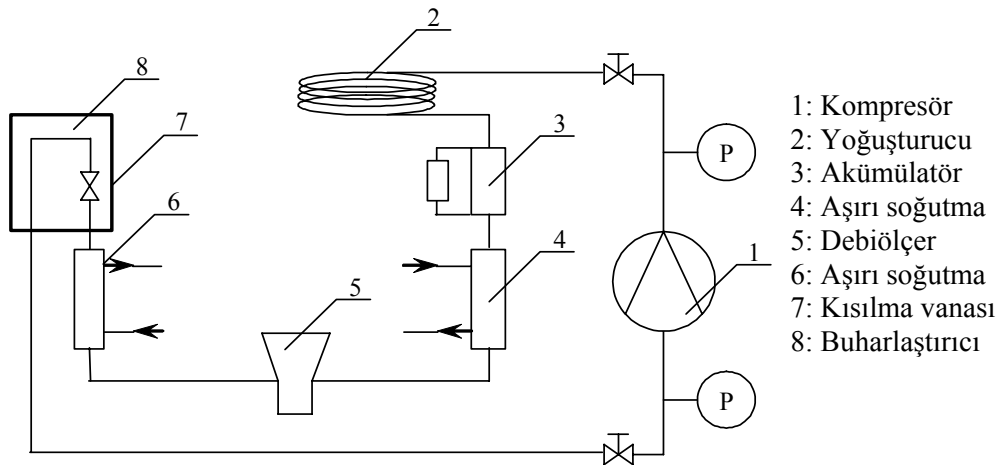
Kompresör kalorimetresi test sistemi, temel olarak, kompresör giriş ve çıkış basıncı ile kısılma

cihazı öncesindeki aşırı soğuma miktarı ve buharlaştırıcı çıkışındaki aşırı kızgınlık derecesini istenilen değerlerde kararlı olarak tutmayı sağlayan bilgisayar kontrollü bir sistemdir (Şekil 1). Hem kompresör, hem de diğer sistem ekipmanları, şartlandırılan kabinlerin içine yerleştirilmiştir. Sistemde, kompresör tarafından basıncı artırılan soğutkan su soğutmalı bir yoğuşturucuya gönderilmekte ve yoğuşma işleminin tamamlanmasından sonra sıvı fazdaki soğutkan bir akümülatörde toplanmaktadır. Coriolis prensibine göre çalışan debimetrenin öncesinde, su soğutmalı bir aşırı soğutucuya giren soğutkanın sıcaklığı, azaltılmakta ve debimetrenin hemen sonrasında, soğutkan, ikinci bir aşırı soğutucuya girerek sıcaklığı istenen değere getirilmektedir.

Soğutma sisteminin buharlaştırıcısı, içinde elektrikli bir ısıtıcı bulunan ayrı bir basınçlı kabin içerisine yerleştirilmiştir. Kısılma vanası yardımıyla basıncı düşürülen soğutkan, bu bölümde buharlaşarak kompresöre geri dönmektedir. Ölçülen büyüklükler, kompresör giriş ve çıkış basınçları, kısılma vanası öncesindeki ve buharlaştırıcı çıkışındaki sıcaklıklar, kompresör giriş gücü ve debisi ve kabin sıcaklıklarıdır.

Kalorimetre ölçüm prensibi

Belirli şartlar altında çalıştırılan kompresörlerin soğutma kapasitesi, ASHRAE (1978) tarafından öngörülen standartlar dahilinde birbirinden bağımsız iki farklı yöntemle ölçülmüştür. Bu yöntemlerin ilkinde, kompresör çıkış basıncının ve



Şekil 1. Kompresör kalorimetresi test sistemi

soğutkanın, kısılma cihazı içerisinde basıncının düşürülmesinden önce sıcaklığının ölçülmesi ve izentalpik kısılma kabulü ile buharlaştırıcı giriş entalpisi; kompresör giriş basıncı ve buharlaştırıcı çıkış sıcaklığının ölçülmesiyle de buharlaştırıcı çıkış entalpisi belirlenmektedir. Buharlaştırıcı giriş-çıkış entalpileri arasındaki fark ile debimetre sayesinde ölçülen soğutkan debisinin çarpılması durumunda soğutma kapasitesi elde edilebilmektedir:

$$\dot{Q}_e = m(\dot{h}_{\text{evap,o}} - \dot{h}_{\text{evap,i}}) \quad (1)$$

Bu eşitlikte \dot{Q}_e (W) soğutma kapasitesini, m (kg/s) debimetre ile ölçülen soğutkan debisini ve $\dot{h}_{\text{evap,o}}$ ve $\dot{h}_{\text{evap,i}}$ (J/kg) ise buharlaştırıcı çıkış ve giriş özgül entalpi değerlerini göstermektedir. Soğutma kapasitesinin ölçülmesinde kullanılan ikinci yöntemde, kalorimetre test düzeneğindeki soğutma sisteminin buharlaştırıcısı, içerisinde ikincil bir ısı transferi akışkanı (R134a) ve elektrikli bir ısıtıcı bulunan basınçlı bir kap içerisine yerleştirilmiş olup, kalorimetre tüpü olarak adlandırılan bu basınçlı kabın iç kısmı ile dış ortam arasında ısı transferi olmadığı kabul edilmektedir. Bu kabul, basınçlı kabın ayrı bir odacık içine yerleştirilmesi ve hem odacığın hem de basınçlı kabın sıcaklıklarının otomatik kontrol sistemi sayesinde eşit tutulması ile gerçekleşmektedir. Basınçlı kap içerisine yerleştirilen elektrikli ısıtıcı sayesinde ikincil akışkana ısı enerjisi aktarılmakta ve gaz fazına geçen akışkan buharlaştırıcı borularının dış yüzeylerinde yoğunlaşarak ısı enerjisiyi test edilen soğutkana aktarmaktadır. İdeal durumda basınçlı kabın adyabatik olduğu düşünülürse şu eşitlik geçerli olacaktır:

$$\dot{Q}_e = \dot{W}_{\text{ht}} \quad (2)$$

Bu eşitlikte \dot{Q}_e (W) soğutma kapasitesini, \dot{W}_{ht} (W) ise elektrikli ısıtıcı gücünü göstermektedir.

Yoğuşturucu ve aşırı soğutucu ünitelerde kullanılan soğutma suyu sıcaklık kontrollü bir banyodan pompalanmakta ve ekipmanların yerleştirildiği kabinlerin şartlandırılması da ısıtıcılar ve

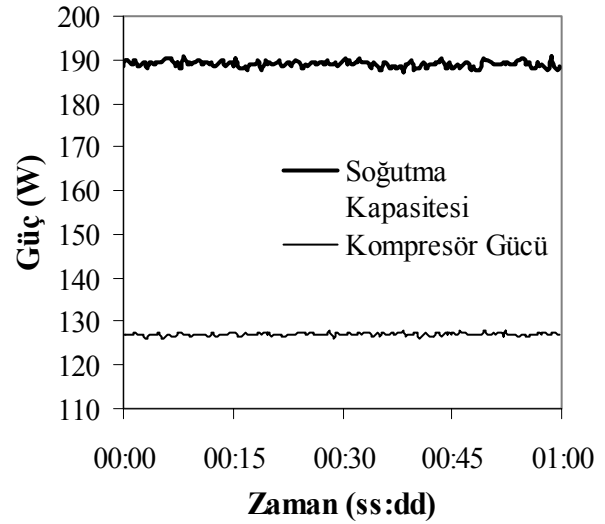
soğutma suyu ile sağlanmaktadır. Sistemdeki tüm kontroller PID devreleri ile gerçekleştirilmektedir.

Kalorimetre test sonuçları

Çalışma kapsamında ele alınan ilk kompresör, model A, Tablo 1’de sunulan standart şartlarda test edilmiştir. Test sonuçlarının verilmesinden önce ölçülen büyüklüklerin kararlılığı hakkında fikir vermesi açısından 1 saat olarak belirlenen sürekli rejim süresi boyunca ölçülen kompresör soğutma kapasitesi ve giriş gücü Şekil 2’de sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere, soğutma kapasitesi % 0.38 ve giriş gücü % 0.26 standart sapma ile belirlenmiştir.

Tablo 1. Standart test şartları

Parametre	Değer
Buharlaşma sıcaklığı (°C)	-23.3
Yoğuşma sıcaklığı (°C)	+54.4
Kompresör girişi (°C)	+32.2
Aşırı soğutma sıcaklığı (°C)	+32.2
Aşırı kızdırma sıcaklığı (°C)	+32.2
Kompresör ortam sıcaklığı (°C)	+32.2



Şekil 2. Soğutma kapasitesi ve giriş gücü

Çalışma kapsamında test edilen ve silindir çapı 25.4 mm, piston stroğu 21.6 mm olan model A kompresöre ait kalorimetre test sonuçları Tablo 2’de verilmiştir. Tablodan görüleceği üzere tüm parametrelerdeki ölçümlerin standart sapması %0.38’in altındadır.

Soğutma kapasitesinin deneysel olarak belirlenmesi ile kompresörün hacimsel verimi, η_v , elde edilebilmektedir:

$$\eta_v = \frac{\dot{Q}_e}{\rho V \omega \Delta h_e} \quad (3)$$

Bu eşitlikte, \dot{Q}_e (W) kalorimetrede ölçülen soğutma kapasitesini, ρ (kg/m³) ideal şartlarda silindiri dolduran soğutkanın yoğunluğunu, V (m³) strok hacmini, ω (Hz) kompresörün nominal dönme frekansını ve Δh_e (J/kg) ilgili çalışma şartlarında buharlaştırıcı çıkış ve girişi arasındaki entalpi farkını göstermektedir. Model A kompresörün bu çalışma şartlarındaki hacimsel verimi (3) numaralı eşitlik ile % 71.2 olarak tespit edilmiştir.

Tablo 2. Kalorimetre test sonuçları

Parametre	Ortalama	Standart Sapma (%)
Buharlaştırma basıncı (bar)	0.624	0.21
Yoğuşma basıncı (bar)	7.615	0.07
Soğutma kap. (W)	189.01	0.38
Giriş gücü (W)	127.06	0.26
Aşırı soğutma (°C)	32.20	0.16
Aşırı kızdırma (°C)	32.20	0.18
Kompresör kabini (°C)	32.20	0.18
Kalorimetre kabini (°C)	32.19	0.16

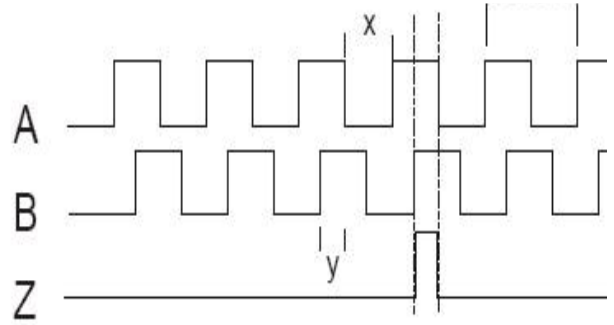
İndikatör diyagramı (pV) ölçümleri pV test sistemi

Kompresörlerde silindir basıncı ile silindir hacminin değişimini veren pV diyagramları, hem emme ve egzoz port ve valf yaprakları nedeniyle oluşan basınç düşümünün kompresör performansına etkisinin belirlenmesi, hem de valf yaprağı hareketi nedeniyle oluşan basınç salınımlarının ölçülmesi açısından büyük önem taşımaktadır. Çalışma kapsamında kullanılan ölçüm sistemi Cinisli (2003) tarafından yapılan çalışmada kullanılan sistem ile büyük benzerlik göstermektedir. Silindir anlık basıncının silindir hacmi ile senkronize olarak ölçülebilmesi için öncelikli olarak krank açısının belirlenmesi gerekmektedir, bu parametrenin ölçülmesi durumun-

da piston kinematiği denklemleri yardımıyla silindir hacmi hesaplanabilmektedir.

Krank açısının belirlenebilmesi için Scancon firması tarafından üretilen 2RM tipinde optik bir kodlayıcı kullanılmıştır. Şekil 3'te görüleceği üzere bu kodlayıcı her bir turda bir kere (Z sinyali) ve her bir derecede bir kere olmak üzere (A veya B sinyali) iki farklı sinyal çıkışı üretilebilmekte ve bu sinyalin veri toplama sistemine beslenmesi durumunda basınç sinyalleri senkronize olarak okunabilmektedir.

Mevcut çalışmada kompresör 50 Hz anma frekansında çalıştığından her bir derece krank açısında alınan sinyallerin frekansı 18 kHz olmaktadır.

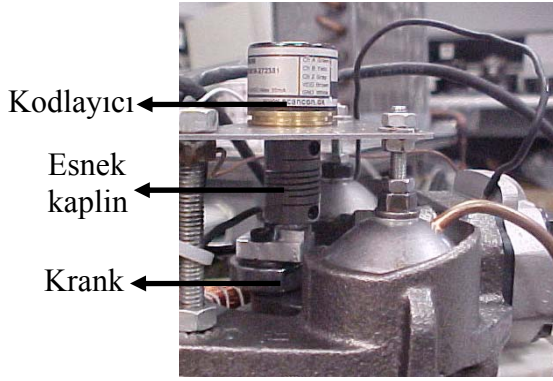


Şekil 3. Kodlayıcı sinyali

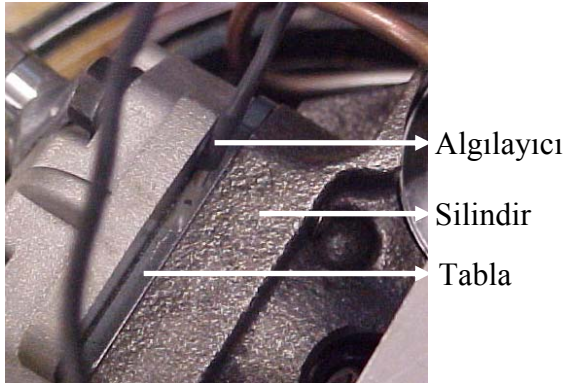
Krank açısının hassas bir şekilde ölçülebilmesi için kodlayıcının krank şaftına monte edilmesi gerekmektedir. Krank şaftı ile beraber dönebilmesi; bununla beraber krank şaftının gövdeye göre yaptığı hareketten olumsuz etkilenmemesi için kodlayıcı esnek bir kaplin kullanılarak şafta monte edilmiştir. Kodlayıcının krank şaftına monte edilmiş hali Şekil 4'de görülebilir. Çalışma kapsamında gerçekleştirilen pV diyagramı ölçümlerinde kompresör silindir basıncı ve emme plenumu basıncının ölçülebilmesi için Kulite firması tarafından üretilen XCE ve XTL tiplerinde iki farklı basınç algılayıcısı kullanılmıştır.

Silindir basıncının ölçülebilmesi için kompresör valf tablasına bir delik açılması ve basınç algılayıcısının bu yuvaya yerleştirilmesi gerektiğinden algılayıcı çapı oldukça kritiktir. 1.6 mm çapındaki algılayıcının ölçüm aralığı 0-17 bar olup

valf tablasına yerleştirildiği nokta Şekil 5’de verilmiştir.



Şekil 4. Kodlayıcı montajı



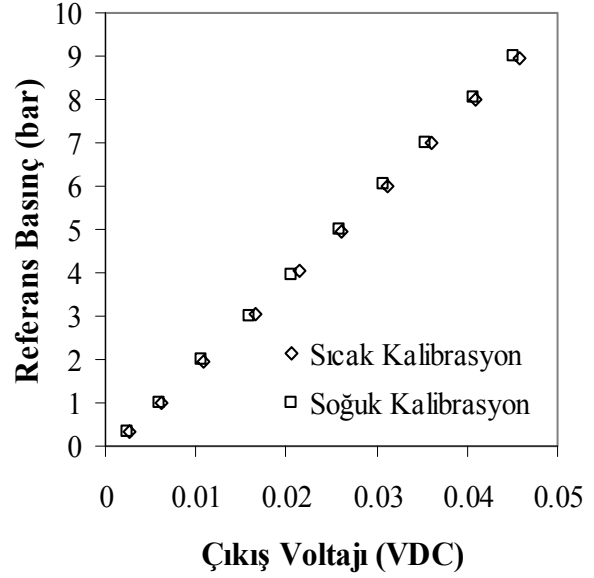
Şekil 5. Silindir basınç sensörünün valf tablasına montajı

Kullanılan algılayıcıların çıkış gerilimi algılayıcı sıcaklığından etkilendiği için algılayıcının iki farklı sıcaklıkta kalibre edilmesi gerekmektedir. Şekil 6’da sunulan silindir basınç kalibrasyon grafiğinden görülebileceği üzere, sıcak ve soğuk olarak adlandırılan iki farklı sıcaklıkta algılayıcının çıkışı oldukça doğrusal olup iki sıcaklık arasında küçük bir fark mevcuttur. Emme plenumundaki basınç buharlaşma basıncının etrafında salındığı için emme plenumu basınç algılayıcısı 0.3-0.8 bar aralığında kalibre edilmiştir. Kalibrasyon sonrasında silindir ve emme plenumu basınç algılayıcıları için maksimum ve ortalama hata değerleri sırasıyla %3.8, %0.8 ve %0.5 ve %0.3 olarak belirlenmiştir.

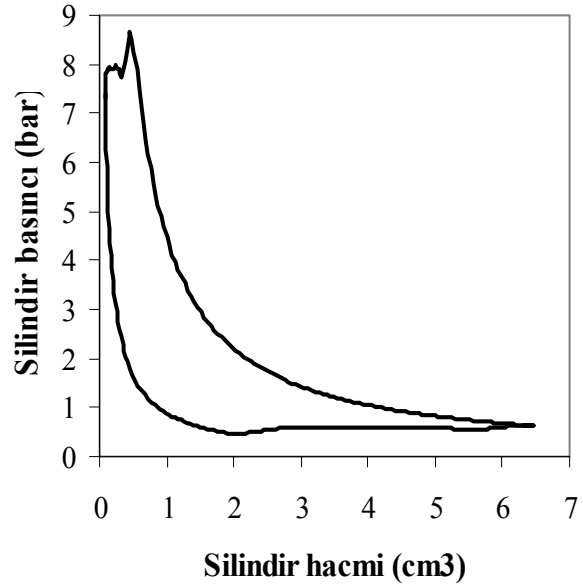
pV test sonuçları

Çalışma kapsamında ele alınan Model B kompresörün ölçümler için hazırlanmasından sonra,

kompresör, kalorimetre testine alınmış ve sistem rejime geldikten sonra, ölçümler gerçekleştirilmiştir. Şekil 7’de sunulan pV diyagramında kompresördeki sıkıştırma, egzoz, genişleme ve emme fazları net olarak görülebilmektedir.



Şekil 6. Silindir basınç algılayıcısının kalibrasyonu



Şekil 7. Deneysel pV diyagramı

İndikatör diyagramı ölçümünden sonra, pV grafiğinde görülen kapalı alanın integre edilmesi ile bir çevrimde soğutkana aktarılan net enerji elde edilebilmekte; ölçüm sırasında kodlayıcıdan her

bir çevrimde sadece bir kez alınan sinyal yardımıyla da kompresörün gerçek çalışma hızı hesaplanabilmektedir.

Kompresörün sıkıştırma işi ve kalorimetre performansı ile ilgili deney sonuçları Tablo 3’de sunulmuştur. Tabloda görüleceği üzere standart şartlarda test edilen ve silindir çapı 24.3 mm, piston stroğu 13.8 mm olan Model B kompresörün soğutma kapasitesi 99.5 W, giriş gücü ise 69.3 W olarak ölçülmüştür. İndikatör diyagramının integre edilmesi ile elde edilen sıkıştırma işi çevrim başına 0.939 J olduğundan, kompresörün 2918 d/d ile döndüğü düşünülecek olursa sıkıştırma gücü 45.6 W olarak hesaplanmıştır. Kompresör giriş gücü ile sıkıştırma gücü arasındaki fark yataklarda meydana gelen sürtünme kayıpları ve elektrik motoru verimsizliğinden kaynaklandığı için bu değer elektro-mekanik kayıp olarak adlandırılmıştır.

Tablo 3. Standart test şartlarında kalorimetre ve pV diyagramı ölçüm sonuçları

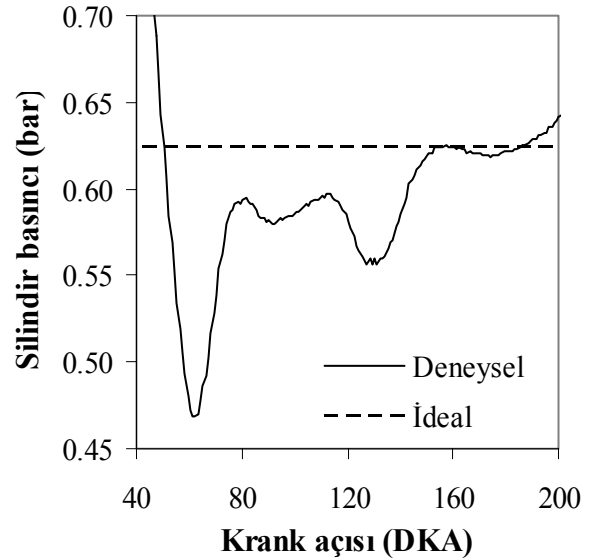
Parametre	Değer
Soğutma kapasitesi (W)	99.5
Giriş gücü (W)	69.3
Soğutma etkinlik katsayısı (-)	1.44
Sıkıştırma işi (J)	0.939
Hız (d/d)	2918
Sıkıştırma gücü (W)	45.6
Elektromekanik kayıp (W)	23.7
Valf tablası kaybı (W)	2.33

İndikatör diyagramı ile elde edilebilecek bir diğer önemli bilgi, emme ve egzoz hatlarında meydana gelen basınç düşümü nedeniyle oluşan kayıplardır. Bu kayıplar toplamda valf tablası kaybı olarak adlandırılmış olup mevcut ölçümlerde 2.33 W, sıkıştırma işinin % 5.1’i, olarak belirlenmiştir. Bu kayıpların hesaplanmasında emme ve egzoz safhasındaki gerçek silindir basıncı ile idealde buharlaşma ve yoğunlaşma basıncına eşit olması gereken basınç değerleri arasındaki fark kullanılmıştır.

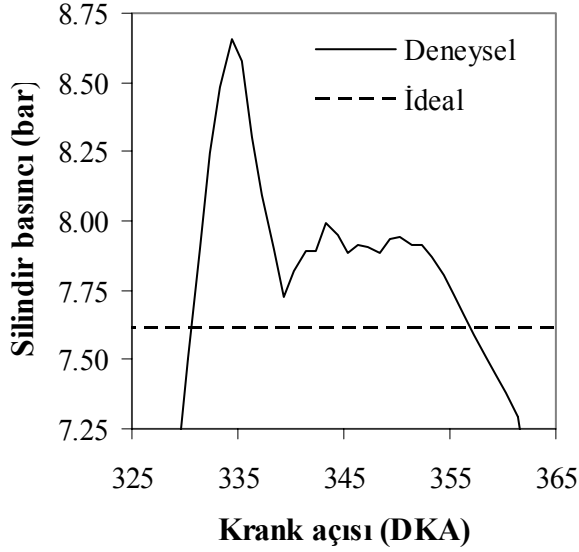
Emme ve egzoz safhası basınç salınımları

Silindir basıncının emme safhası için krank açısı ile değişimi ve ideal silindir basıncı Şekil 8’de sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere, ölü hacimde kalan gazın yoğunlaşma basıncından buharlaşma basıncına kadar genişmesi yaklaşık 50 DKA’na kadar sürmekte ve bu noktadan sonra silindir basıncı ideal değer altına inerek emme valf yaprağının açılması için gerekli basınç farkını oluşturmaktadır. Emme valf yaprağının açılması ile silindir içerisine gaz dolmaya başladığından basınçta bir artış yaşanmakta; bununla beraber valf yaprağı tasarımına bağlı olarak yaprak bir yay gibi hareket edip kapanmaya başladığından 120 DKA civarında silindir basıncı tekrar azalmaya başlamaktadır. Yaprığın ikinci kez açılıp kapanmasından sonra 180 DKA’nda alt ölü noktaya ulaşılmakta ve bu noktadan sonra sıkıştırma safhası başlamaktadır. Şekil 8’de sunulan basınç değerleri pV diyagramında düşünülecek olursa, ideal durum ile ölçülen durum arasındaki fark, emme hattındaki toplam kaybı göstermektedir.

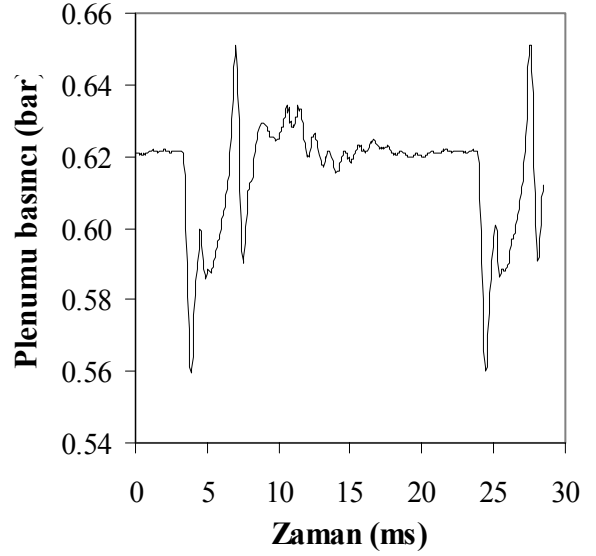
Emme safhasına benzer olarak, egzoz safhasındaki silindir basıncının krank açısı ile değişimi de ideal basınç ile beraber hazırlanarak Şekil 9’da verilmiştir.



Şekil 8. Emme safhasında deneysel ve ideal silindir basıncı



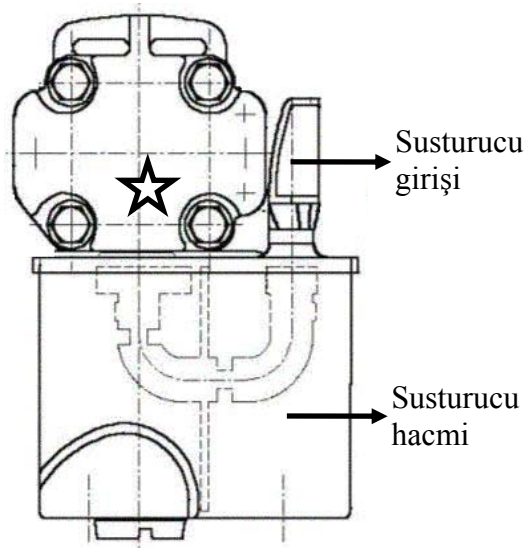
Şekil 9. Egzos safhasında deneysel ve ideal silindir basıncı



Şekil 11. Emme plenumu basıncı

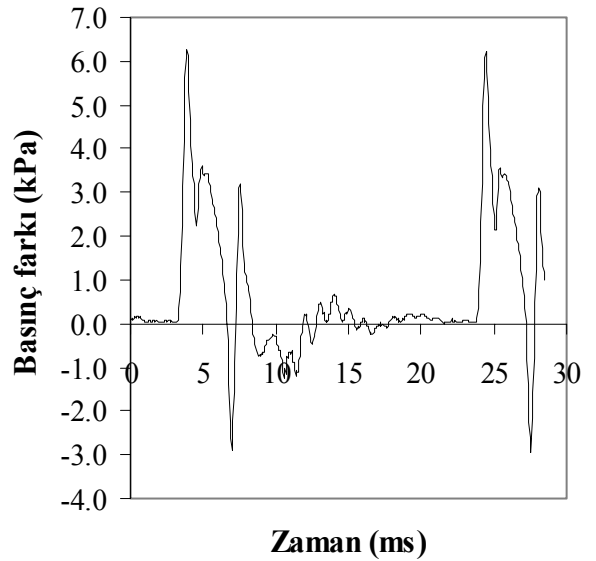
Emme plenumu basınç salınımları

Model B kompresöre ait emme susturucusu ve emme plenumu basıncı ölçüm noktası Şekil 10'da sunulmuştur. Buharlaştırıcıdan gelen düşük basınçtaki gaz kompresör muhafazasına döktükten sonra susturucu girişinden geçerek susturucu hacmi içerisindeki boru hattını takip etmekte ve yıldız ile işaretlenen noktada emme plenumuna gelmektedir. Emme portunun hemen öncesindeki bu noktada yapılan basınç ölçümleri Şekil 11'de sunulmuştur.



Şekil 10. Emme susturucusu ve emme plenumu basınç ölçüm noktası

Şekil 11'de görüleceği üzere emme safhası sırasında plenum içerisinde 6 kPa mertebesinde basınç salınımları olmakta, yaprağın kapanması, yaklaşık 10 ms, sonrasında bu basınç salınımları sönümlenerek devam etmektedir. Susturucu girişindeki basıncın yaklaşık olarak buharlaşma basıncında sabit olduğu düşünülerek, susturucu içerisindeki akışı sağlayan basınç profili, Şekil 12'deki gibi elde edilmiştir. Şekilde görüleceği üzere, yaprağın açılıp kapanma hareketine bağlı olarak, susturucu içerisinde yüksek frekanslı pulsatif bir akış söz konusudur.



Şekil 12. Susturucu giriş-çıkış basınç farkı

Ortalama bir basınç değeri üzerine eklenmiş sinüs dalgası şeklindeki akışlar tam salınımlı akış olarak adlandırılacak olursa, periyodik olan ama tek bir frekansta baskın olarak salınım göstermeyen akışlar pulsatif olarak değerlendirilebilir. Bu akışların bir diğer özelliği, Şekil 12’de görüleceği üzere periyodun belirli bir kısmında basınç farkının hemen hemen sabit olmasıdır.

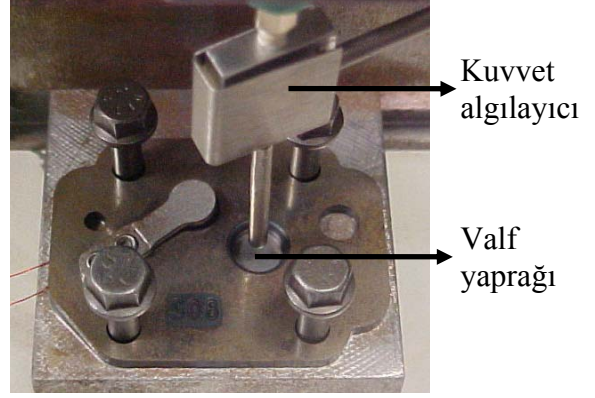
Valf yaprağı deplasman ölçümleri Deplasman ölçüm sistemi

Silindir basıncının krank açısına bağlı olarak ölçülmesinden sonra, emme valf yaprağı deplasmanının da ölçülebilmesi için kompresör emme valf yaprağı çıkarılarak yaprağın sistem içerisinde mesnetlendiği kök kısmına bir uzama ölçer (strain-gage, SG) yerleştirilmiştir. Örnek bir uygulama Şekil 13’de sunulmuş olup yaprak deplasmanı, SG çıkış sinyali ve yaprağa etkiyen kuvvet arasında korelasyon kurulabilmesi için bir kalibrasyon sistemi hazırlanmıştır. Şekil 14’de sunulan sistemde görüleceği üzere kuvvet ölçümünde kullanılan Cooper Instruments Miniature Load Cell algılayıcısının ucuna bir aparat yerleştirilerek yaprağın port merkezine denk gelen kısmına belirli adımlarda kuvvet uygulanmış ve kuvvet algılayıcı çıkışı, SG çıkışı ve dijital mikrometre ile ölçülen deplasman değerleri kaydedilmiştir.

Kalibrasyon sırasında kuvvet algılayıcısından alınan veriler \pm % 15 bandında değişkenlik göstermiş olup ortalama olarak yaprağın katılığı (stiffness) 0.128 N/mm olarak belirlenmiştir.

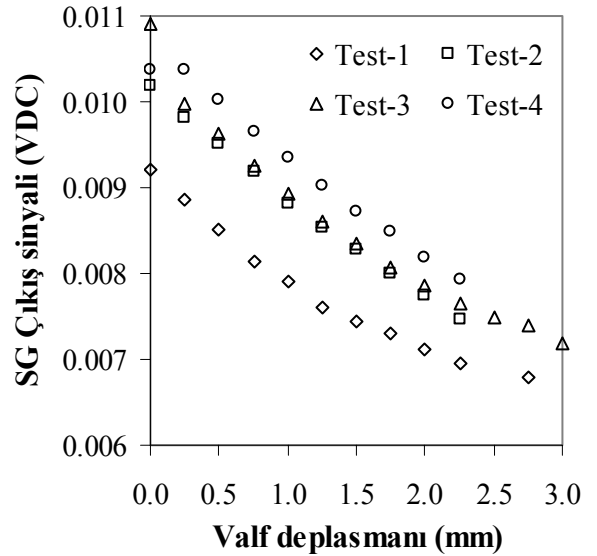


Şekil 13. Emme valf yaprağına SG yapıştırılmasına örnek uygulama



Şekil 14. SG ve kuvvet algılayıcısı kalibrasyonu

Kalibrasyon sırasında SG’den alınan sinyaller ise Şekil 15’de verilmiştir. Şekilden görüleceği üzere 4 kere tekrarlanan kalibrasyonda sıfır noktasında yüksek bir değişkenlik gözlenmiştir; bununla beraber birim uzama için SG’den alınan sinyalin ortalama değerinin 0.85 mm/mVDC olduğu belirlenmiştir.



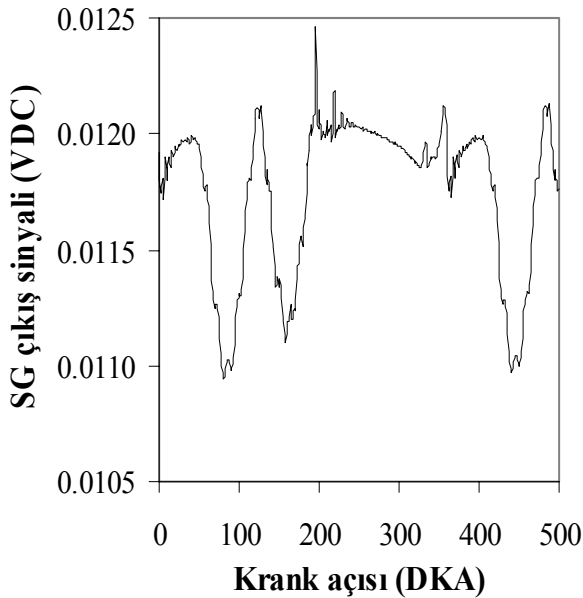
Şekil 15. SG ve kuvvet algılayıcısının kalibrasyonu

Deplasman ölçüm sonuçları

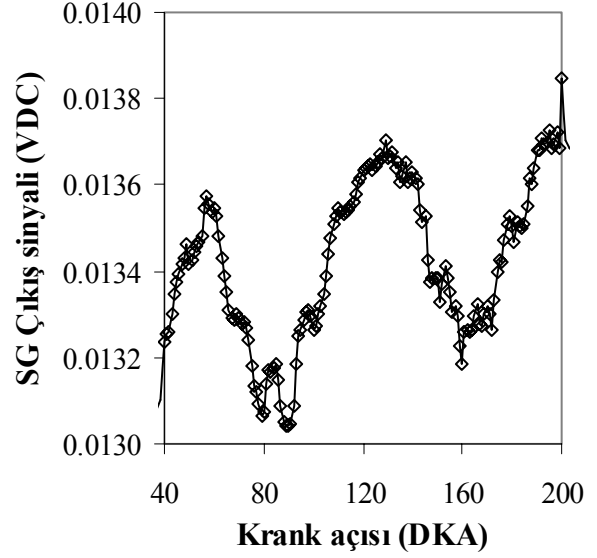
SG, kuvvet algılayıcı ve mikrometre ile yapılan kalibrasyon işlemlerinin ardından kompresör, silindir basıncı ölçüm sistemi ekipmanları ile beraber tekrar teste alınmış ve kodlayıcı ile bağlantılı olacak şekilde SG sinyali toplanmıştır. Sistemdeki basınçlar set edilen değerlere tam olarak ulaşmadan önce alınan veriler Şekil 16’da verilmiştir. Şekilde görüleceği

üzere yaprak 40 DKA civarında açılmakta ve iki kere açılıp kapandıktan sonra 200 DKA civarında sıkıştırma işlemi başlamaktadır. Sistemin rejime girmesinden sonra SG sinyalinin, nedeni anlaşılmayan bir şekilde deforme olduğu gözlenmiş ve sinyal değerinin de azaldığı belirlenmiştir. Bu nedenle kompresör rejim şartlarında çalışırken elde edilen verilerin sadece emme safhasındaki kısmı Şekil 17’de sunulmuştur. Deplasman değerleri hakkında kesin bilgi elde edilemese de, yaprağın 60 DKA civarında açıldığı ve iki kere açılıp kapandıktan sonra 200 DKA civarında sıkıştırma işlemine geçildiği söylenebilir.

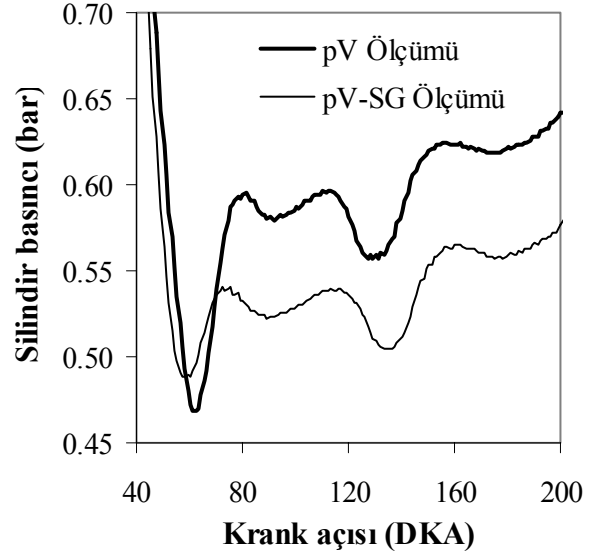
Emme valf yaprağı deplasmanının belirlenmesine yönelik olarak yapılan SG ölçümleri sırasında silindir basıncı verileri de kaydedilmiştir. Bir önceki bölümde sunulan sadece pV ölçümleri ile pV ve SG ölçümlerinin aynı anda yapılması durumunda elde edilen silindir basıncının emme safhasında krank açısı ile değişimi Şekil 18’de verilmiştir. Şekilde görüleceği üzere kalınlığı 150 μm olan valf yaprağının kök kısmına kalınlığı 60 μm olan SG’in yapıştırılması yaprağın yay katsayısını arttırarak açılıp-kapanma için gerekli kuvvet değerini arttırmış ve neticede silindir basıncının daha düşük olmasına neden olmuştur.



Şekil 16. Sistem rejimde değil iken SG çıkış sinyali



Şekil 17. Sistem rejimde iken SG çıkış sinyali



Şekil 18. Solo pV ve pV -SG ölçümleri sırasında silindir basıncının değişimi

Solo pV ölçümleri sırasında elde edilen silindir basıncı ve emme plenumu basınç değişimlerinin karakteri Serrano ve diğerleri. (2002, 2003) tarafından yapılan çalışmada elde edilen değişimlere benzerdir. SG ile elde edilen valf hareketleri ise Buligan ve diğerleri (2002) ve Machu ve diğerleri (2004) tarafından sunulan çalışmalarda karakter ile örtüşmektedir. Farklı çalışmalarda kullanılan kompresör modellerinin ve bileşen tasarımlarının farklı olması nedeniyle basınç salınımlarının detayları da elbette farklı olacaktır.

Sonuçlar

Kompresörlerde silindir basıncı ve valf deplasmanı değişiminin deneysel olarak incelenmesi amacıyla gerçekleştirilen bu çalışmada şu sonuçlara ulaşılmıştır:

- Pistonlu kompresörlerde valf yapraklarının açılıp kapanması için gerekli olan basınç farkı ve yaprak katılığı, emme ve egzoz safhalarında silindir basıncını olumsuz yönde etkilemekte ve kompresör verimini azaltmaktadır.
- Emme valf yaprağının birden fazla kez açılıp kapanması ve sıkıştırma safhasında tamamen kapalı kalması, susturucu giriş-çıkış basıncında ± 6 kPa mertebesinde basınç salınımlarına neden olmaktadır. Bu bölgedeki ısı transferi hesaplanırken bu durumun göz ardı edilmesi mümkün değildir.
- Valf yaprağı hareketinin silindir basıncı ve kompresör krank açısı ile bağlantılı olarak ölçülmesi için bir yöntem geliştirilmiştir. Yaprak üzerine yapıştırılan SG yaprağın mekanik hareketini bir miktar değiştirirse de, genel hareket karakteristiği deneysel olarak elde edilebilmektedir.

Teşekkür

Bu çalışmanın gerçekleştirilmesinde maddi ve manevi desteğini esirgemeyen Arçelik A.Ş. Ar-Ge Merkezi yönetici ve çalışanlarına teşekkür ederiz.

Kaynaklar

- ASHRAE, (1978). Methods of testing for rating positive displacement refrigerant compressors, *ASHRAE Standard*, Atlanta.
- Buligan, G., Paone, N., Revel, G.M. ve Tomasini, E.P., (2002). Valve lift measurement by optical techniques in compressors, *Proceedings, Sixteenth International Compressor Engineering Conference at Purdue*, West Lafayette, U.S.A.
- Cinisi, F., (2003). Hermetik kompresörlerde soğutucu akışkanların indikatör diyagramına etkisinin deneysel olarak incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

- Ferreira, R.T.S., Deschamps, C.J. ve Prata, A.T., (1989). Pressure distribution along valve reeds of hermetic compressors, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **2**, 201-207.
- Hsieh, W.H. ve Wu, T.T., (1996). Experimental investigation of heat transfer in a high pressure reciprocating gas compressor, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **13**, 44-54.
- Machu, G., Albrecht, M., Bielmeier, O., Daxner, T. ve Steinrück, P., (2004). A universal simulation tool for reed valve dynamics, *Proceedings, Seventeenth International Compressor Engineering Conference at Purdue*, West Lafayette, U.S.A.
- Porkhial, S., Khastoo, B. ve Modarres Razavi, M.R., (2002). Transient characteristic of reciprocating compressors in household refrigerators, *Applied Thermal Engineering*, **22**, 1391-1402.
- Possamai, F.C., Ferreira, R.T.S. ve Prata, A.T., (2001). Pressure distribution in laminar radial flow through inclined disks, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **22**, 440-449.
- Prata, A.T., Pilichi, C.D.M. ve Ferreira, R.T.S., (1995). Local heat transfer in axially feeding radial flow between parallel disks, *Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME*, **117**, 47-53.
- Serrano, J.R., (2002). Numerical simulation and experimental validation of hermetic reciprocating compressors. Integration in vapor compression refrigerating systems, *Doktora Tezi*, Universitat Politècnica de Catalunya Departament de Maquines i Motors Termics, Terrassa.
- Serrano, J.R., Perez-Segarra, C.D. ve Oliva, A., (2003). Modeling and numerical simulation of the thermal and fluid dynamic behaviour of hermetic reciprocating compressors – part two: Experimental investigation, *HVAC&R Research*, **9**, 237-249.
- Stouffs, P., Tazerout, M. ve Wauters, P., (2001). Thermodynamic analysis of reciprocating compressors, *International Journal of Thermal Sciences*, **40**, 52-66.
- Wark, C.E. ve Foss, J.F., (1984). Forces caused by the radial outflow between parallel disks, *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, **106**, 292-297.
- Winandy, E., Claudio Saavedra, O. ve Lebrun, J., (2002). Simplified modeling of an open type reciprocating compressor, *International Journal of Thermal Sciences*, **41**, 183-192.