

BİLYALI DEĞİRMENLERİN ÇEKTIĞİ GÜCÜN BELİRLENMESİNDE KULLANILAN YÖNTEMLER VE KURU SİSTEM ÇALIŞAN KAMARALI BİLYALI DEĞİRMENLERE UYGULANMASI

**The Methods Used to Determine of the Power of Bali Mills and Their Application Dry-System
Multi-Compartment Bali Mills**

Geliş (received) 02 Ağustos (August) 2009; Kabul (accepted) 03 Kasım (November) 2009

A. Seyfi ERDEM (*)

ÖZET

Bu çalışmada, Bond (1961) ve Morrell (1996) tarafından yaş sistem bilyalı, otojen ve yarı otojen değirmenlerin çektiği gücün belirlenmesi için önerilen yaklaşımların kuru sistem çalışan kamaralı bilyalı değirmenlerdeki tahmin gücü sınanmıştır. Her iki yaklaşımda, tasarım ve işletme değişkenlerinin çekilen güç üzerindeki etkileri incelenmiştir. Klinker öğütmedevrelerinde yer alan ve çapları 3,2-4,8 m arasında değişen 13 adet kamaralı bilyalı değirmenin çektiği güç değerleri her iki yöntemle hesaplanmış ve tasarım değerleri ile karşılaştırılmıştır. Her iki yöntemin de kuru sistem çalışan kamaralı bilyalı değirmenlerin çektiği gücü tahmin etmede başarılı olduğu görülmüştür.

Anahtar Sözcükler: Öğütme, Bilyalı Değirmen Gücü.

ABSTRACT

In this study, the Bond (1961) approach and the Morrell (1996) approach proposed for the prediction of the power of wet bali mills, autogenous mills and semi-autogenous mills were tested. Effects of operational and design parameters on the power drawn by the mill were investigated for both approaches. The power of 13 multi-compartment bali mills operating in cement grinding circuits and having 3,2-4,8 m diameter was calculated using both approaches and compared with design results. It was concluded that both methods are sufficient for predicting the power of dry-grinding multi-compartment bali mills.

Keywords: Grinding, Bali Mill Power.

(*) Dr. A. Seyfi Erdem, Eti Bakır A.Ş., Murgul işletmesi, Damar/ARTViN, aserdem@hacettepe.edu.tr

1 GİRİŞ

Çimento fabrikaları enerjinin en yoğun kullanıldığı endüstri kuruluşlarından biridir. Dünyadaki yıllık çimento üretimi yaklaşık olarak 2,6 milyar tondur (Anon (a), 2008) ve çimento üretim aşamalarındaki öğütme işlemi için harcanan elektrik enerjisi, bütün dünyadaki elektrik enerjisi üretiminin %2'sine denk gelmektedir (Norholm, 1995). Bir çimento fabrikasındaki çimento üretim aşamalarında harcanan elektrik enerjisinin %60'ı klinker ve hammadde öğütme işlemlerinde ve bunun da %40'ı, klinker öğütme birim işleminde harcanmaktadır (Zhang vd, 1988 ve Fujimoto, 1993). Bu sayısal değerler çimento fabrikalarındaki en önemli maliyet biriminin enerji olduğunu göstermektedir. Bu nedenle, çimento öğütme işlemlerinde harcanan enerjinin doğru bir şekilde belirlenmesi, öğütme için gereksinim duyulan ekipmanların doğru seçiminde ve optimum öğütme koşullarının saptanmasında büyük önem arz etmektedir.

Çimento üretim prosesindeki klinker boyut küçültme işleminin en önemli amacı kullanım için uygun dayanım ve istenilen özelliklere sahip nihai ürün malzemesini üretmektir. Bu aşama yaygın olarak tüp değirmen olarak da adlandırılan kuru sistem çalışan karnaralı bilyalı değirmenlerle gerçekleştirilmektedir (Gouda, 1981).

Tüp değirmenlerin çektiği gücü tahmin eden ve tasarım ile birlikte işletme parametrelerini içeren genel kabul görmüş bir matematiksel eşitlik henüz yoktur. Literatürde, bu değirmenlerin çektiği gücün belirlenmesine yönelik önerilen çeşitli çalışmalar ve ampirik eşitlikler bulunmaktadır (Duda, 1985). Ancak bu eşitliklerin pek çoğu belirli amaçlar doğrultusunda ve kısıtlı deneysel koşullar altında yapıldığı için genel eşitlikler değildir. Bu eşitliklerden en önemlisi Bond tarafından önerilen ve Rowland tarafından ufak değişiklikle son halini alan Bond eşitliğidir (Rowland, 1985; Napier-Munn vd, 1996). Bond yöntemi özellikle yaş sistem çalışan bilyalı değirmenlerin seçiminde ve çektiği gücün belirlenmesinde yaklaşık 50 yıldır oldukça geniş bir uygulama alanı bulmuştur.

Bond yönteminde malzemenin istenilen ürün tane boyunun altına indirgemek için gerekli enerji hesaplanmakta ve değirmen boyutlandırılması yapılmaktadır. Bu yöntem işletme ve tasarım değişkenlerinde meydana gelebilecek bir

değişiklik durumunda devre performansını tahmin edememektedir (Austin vd, 1982; Austin vd, 1984; Napier-Munn vd, 1996; Morrell ve Man, 1997; Man, 2000). Ayrıca çimento hammaddeleri, boksit, kil gibi malzemelerin, değirmenin çekeceği güçte değişikliğe neden olabileceği ve dolayısıyla bu malzemelerin öğütülmesi için seçilecek olan bilyalı değirmenlerin boyutlandırılmasında ve güç değerlerinin belirlenmesinde Bond yönteminin yetersiz kalabileceği ve değirmen üretici firmalarına danışılması gerektiği belirtilmektedir (Rowland ve Kjos, 1980).

Bilgisayar teknolojisinin gelişmesini müteakiben matematiksel modelleme ve simülasyon tekniklerinin öğütme devrelerinin tasarımı ve optimizasyonunda kullanılmasıyla birlikte değirmen seçimi konusunda önemli gelişmeler sağlanmıştır. Ancak tüp değirmenlerin tasarımı ve çektiği gücün belirlenmesine yönelik yapılan çalışmalar, öğütme sistemi ve ekipman tasarımındaki farklılıklar nedeniyle, yaş sistem bilyalı değirmenlerdeki kadar değildir. Yaş sistem çalışan bilyalı değirmenlerin çektiği gücün tahmini üzerine yapılmış en son çalışma Morrell (1996) yöntemidir. Bu yöntemde, yaş sistem bilyalı, otojen ve yarı otojen değirmenlerin çektiği güç yeni bir yaklaşımla hesaplanmakta ve oldukça fazla sayıda tesis verisiyle yöntemin başarısı sınanmaktadır. Bölüm 2'de, Bond (1961) ve Morrell (1996) yaklaşımları hakkında detaylı bilgi verilmektedir.

Bu çalışmada, hali hazırda çalışmakta olan ve çapları 3,2-4,8 m arasında değişen 13 adet karnaralı bilyalı değirmenden toplanan veriler kullanılarak değirmenlerin çektiği güç değerleri değirmen geometrisine göre yeniden düzenlenen Morrell (1996) ve Bond (1961) yaklaşımı ile ayrı ayrı belirlenmiştir. Bulunan sonuçlar, tasarım güç değerleri ile karşılaştırılmış ve her iki yaklaşımın kuru sistem karnaralı bilyalı değirmenlerin çektiği gücü tahmin etmedeki performansı değerlendirilmiştir.

2 DEĞİRMEN GÜCÜNÜN HESAPLANMASI

2.1 Bond (1961)Yöntemi

Bond öğütülebilirlik testleri, Maxson, Cadena ve Bond tarafından 1934 yılında geliştirilmiştir. Bond bilyalı değirmen öğütülebilirlik testi, öğütme için gerekli enerjinin tahmin edilmesi

aşamasında kullanılan iş indeksi (W_i) değerinin belirlenmesinde faydalanılan kapalı devre öğütme testidir. Bond (1952), öğütülebilirlik test sonucunu iş indeksiyle ilişkilendirmiştir. Daha sonra, bu deneysel ilişki düzenlenmiş ve 1961 yılında son halini almıştır.

Bond yönteminde öncelikle standart ölçülere sahip laboratuvar ölçekli bir değirmende gerçekleştirilen bilyalı değirmen öğütülebilirlik testi yardımıyla malzemenin öğütülebilirliği belirlenmekte ve %80'inin geçtiği tane boyu verilen belirli bir besleme hızına sahip malzemenin, %80'ini ürün tane boyunun altına indirgemek için gerekli enerji hesaplanmaktadır. Daha sonra, ampirik eşitlikler kullanılarak ölçek büyütme işlemi gerçekleştirilmekte, değirmenin çekeceği güç belirlenmekte ve değirmenin boyutlandırılması yapılmaktadır. Ayrıca yaş sistem boğazdan taşmalı bilyalı değirmenlerin çektiği güç, Bond tarafından önerilen Eşitlik 1'deki matematiksel ifade ile hesaplanmaktadır.

$$kW_b = 4,879D^{2,3} \times (3,2 - 3V_p) \times C_s \times \left(1 - \frac{0,1}{2^{9-10C_s}}\right) + S_s \quad (1)$$

kW_b : 1 ton bilya hareketi için değirmenin çekeceği güç, kW/t

D : Değirmen iç çapı, m

V_p : Değirmen % bilya şarj oranı

C_s : Değirmen % kritik hız oranı

S_s : Bilya boyu faktörü, kW/t

Değirmen çapının 3,3 m'den büyük olması durumunda, Eşitlik 2'deki bilya boyu etkisi hesaba katılmaktadır.

$$S_s = 1,102 \times \left(\frac{B - 12,5 \times D}{50,8}\right) \quad (2)$$

S_s : B ya boyu faktörü, kW/t

B : En büyük bilya boyu, mm

Öğütme ortamından dolayı, yaş ve kuru sistem öğütme işlemlerinde harcanan enerji farklılık göstermekte ve kuru sistem öğütmede daha fazla enerji sarfiyatı olmaktadır. Izgara çıkışlı kuru sistem bilyalı değirmenlerin çekeceği güç, Eşitlik 1 ile bulunan değer 1,08 ile çarpımıyla elde edilmektedir. Kuru sistem kamaralı bilyalı değirmenler, seri haldeki iki veya daha fazla izgara çıkışlı bilyalı değirmenden oluşmaktadır. Bu nedenle, aynı eşitlik seri haldeki her bir değirmenin çektiği gücün hesaplanmasında kullanılmakta ve kamaralı bilyalı değirmenin

çektiği güç, her bir bilyalı değirmen için ayrı ayrı hesaplanan güçlerin toplamına eşit olmaktadır (Rowland, 1985).

2.2 Morrell (1996) Yöntemi

Morrell (1996) yaklaşımında endüstriyel ölçekli değirmenlerdeki güç çekiminin modellenmesi, değirmen içerisindeki öğütücü ortam ve öğütülen malzemeden oluşan yükün hareketi ile tanımlanmaktadır. Değirmendeki yükün sürekli bir hareket içerisinde davranması ve tanelerin sabit hızla hareket etmesi, modelde bulunacak eşitliklerin geliştirilmesi için gerekli analitik çözümlerin bulunmasına izin vermektedir. Değirmenin hareketi ile yük yukarı doğru taşınmakta, bu durum da belirli bir enerji harcanmasına neden olmaktadır. Bu yük hareketi tanımlanarak, değirmen içerisindeki yüke hangi oranda potansiyel ve kinetik enerji sağlandığı belirlenmekte ve Eşitlik 3 ile değirmenin çekeceği toplam güç hesaplanmaktadır (Morrell, 1992).

Toplam güç = değirmenin yüksüzken çektiği güç + (k x yük hareketi için gerekli güç)

$$P_T = P_y + (k \times (P_i + P_c)) \quad (3)$$

P_T : Değirmenin çektiği toplam güç, kW

P_y : Değirmenin yüksüzken çektiği güç, kW

P_i : Silindirik kısımdaki yük hareketi için gerekli güç, kW

P_c : Konik kısımdaki yük hareketi için gerekli güç, kW

k : Sabit

Yaklaşımında, değirmen yüzeyinin yüke hangi oranda potansiyel ve kinetik enerji sağladığı belirlenmekte ve bir k düzeltme katsayısıyla çarpılarak, silindirik ve konik kısımdaki toplam yükün hareketi için gerekli net güç hesaplanmaktadır. Daha sonra, değirmenin yüksüzken çekeceği güç hesaplanarak, değirmen motorundaki gücü ifade eden değirmenin çekeceği toplam güç bulunmaktadır. Silindirik kısımdaki yük hareketi için gerekli teorik güç Eşitlik 4, konik kısımdaki yük hareketi için gerekli teorik güç Eşitlik 5 ve değirmenin yüksüzken çekeceği güç Eşitlik 6 ile ifade edilmektedir. k bir düzeltme katsayısı olup; iç sürtünmeden kaynaklanan ısı ve ses için harcanan enerji kaybı, aşındırma ile kırmada harcanan enerji, öğütülen ortamın dönüş hareketinde harcanan enerji ve yükün hareketi ve şeklini belirlerken yapılan hata

değerlerini içeren bir değerdir. k değerinin 1,26 olduğu durumda elde edilen sonuçların ölçülen değerlere en iyi uyum sağladığı görülmüştür (Morrell, 1996).

Otojen, yarı otojen ve yaş sistem bilyalı değirmenler için önerilen bu modelde, silindirik ve konik kısımdaki yük hareketi için gerekli güç ayrı ayrı hesaplanmaktadır. Ancak kamaralı bilyalı değirmenlerdeki konik kısım, tasarım farklılığı nedeniyle diyagramı Şekil 1'de görülen yaş sistem bilyalı değirmendeki gibi değildir ve bu konik kısım, kamaralı bilyalı değirmenlerdeki öğütme ortamının çok ufak bir kısmını oluşturmaktadır. Bu nedenle, kamaralı bilyalı değirmenlerin çektiği net güç hesaplanırken konik kısmın çektiği güç ihmal edilebilir.

Silindirik kısımdaki yük hareketi için gerekli teorik güç;

$$P_t = \left[\frac{\pi \times g \times L \times N_m \times r_m}{3(r_m - z \times r_i)} \right] \times [2r_m^3 - 3z \times r_m^2 \times r_i + r_i^3(3z - 2)] + \left[\rho_c \times (\sin \theta_s - \sin \theta_r) + \rho_p \times (\sin \theta_r - \sin \theta_{ro}) \right] \times \left[L \times \rho_c \times \left(\frac{N_m \times r_m \times \pi}{(r_m - z \times r_i)} \right)^2 \times [r_m^2 - z \times r_m \times r_i + r_i^2 \times (z - 1)^2] \right] \quad (4)$$

P_t : Silindirik kısımdaki yük hareketi için gerekli güç, kW

L : Değirmen silindirik kısmının uzunluğu, m

N_m : Değirmen dönüş hızı, dev/s

g : Yerçekimi ivmesi, m/s²

ρ_c : Değirmendeki yükün yoğunluğu, t/m³

ρ_p : Değirmen çıkışı malzeme yoğunluğu, t/m³

Z : Şarj oranına bağlı bir parametre

r_m : Değirmen iç yüzey yarıçapı, m

r_i : Değirmendeki yükün iç yüzeyinin merkeze olan uzaklığı, m

θ_s : Değirmen yüzeyinde omuz bölgesinin açılmal yer değiştirmesi, radyan

θ_r : Değirmen yüzeyinde topuk bölgesinin açılmal yer değiştirmesi, radyan

θ_{ro} : Boğazdan taşmalı değirmenler için topukta pulp havuzu yüzeyinin açılmal yer değiştirmesi, radyan (izgara çıkışlı değirmenlerde $\theta_{ro} = \theta_r$ 'dir)

Konik kısımdaki yük hareketi için gerekli teorik güç;

$$P_c = \left[\frac{\pi \times g \times L_d \times N_m}{3(r_m - r_i)} \times [r_m^4 - 4r_m \times r_i^3 + 3r_i^4] \right] \times \left[\rho_c \times (\sin \theta_s - \sin \theta_r) + \rho_p \times (\sin \theta_r - \sin \theta_{ro}) \right] + \left[\frac{2\pi^3 \times N_m^3 \times L_d \times \rho_c}{5(r_m - r_i)} \times (r_m^5 - 5r_m \times r_i^4 + 4r_i^5) \right] \quad (5)$$

P_c : Konik kısımdaki yük hareketi için gerekli güç, kW

L_d : Değirmen konik kısmının uzunluğu, m

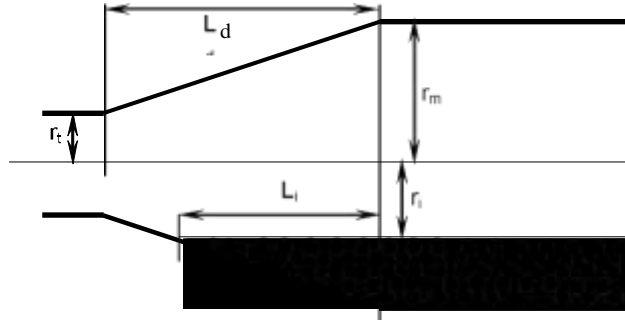
r_i : Değirmen çıkış boğazının yarıçapı, m

Değirmenin yüksüzken çektiği güç;

$$P_y = 1,68D^{2,05} \times [\phi \times (0,667L_d + L)]^{0,82} \quad (6)$$

D : Değirmen iç çapı, m

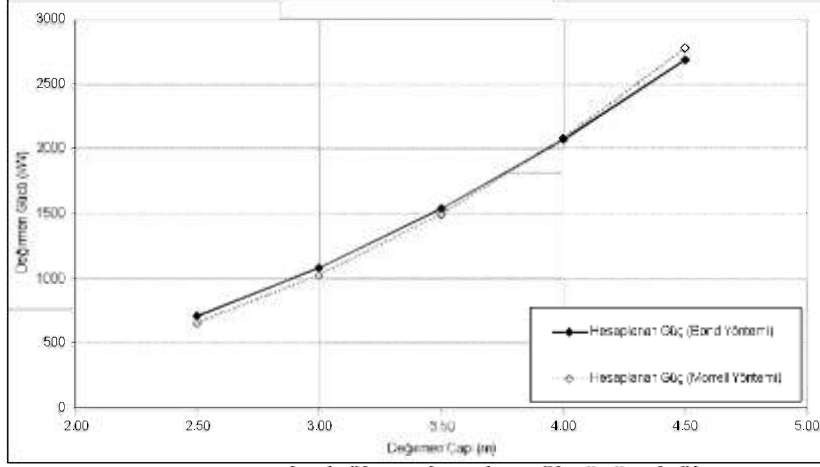
ϕ : Değirmen % kritik hız oranı



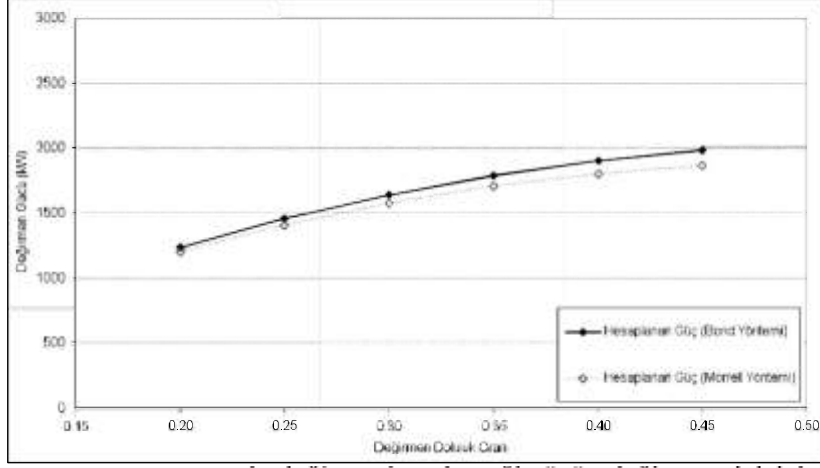
Şekil 1. Morrell (1996) modelindeki yaş sistem bilyalı değirmenin konik kısmının şematik görünümü (Morrell, 1996'dan alınarak düzenlenmiş tir)

Bond (1961) ve Morrell (1996) yaklaşımının her ikisinde de değirmenin çektiği güç büyük oranda değirmen çapı, boyu ve doldurma oranıyla ilişkili olup dönüş hızı, bilya çapı, malzeme ve yük yoğunluğu güç üzerinde daha az etkisi olan değişkenlerdir. Her iki yaklaşımın da matematiksel ifadelerinde bulunan bu değişkenlerin hesaplanan güç değerleri üzerindeki etkileri Şekil 2-Şekil 5'te

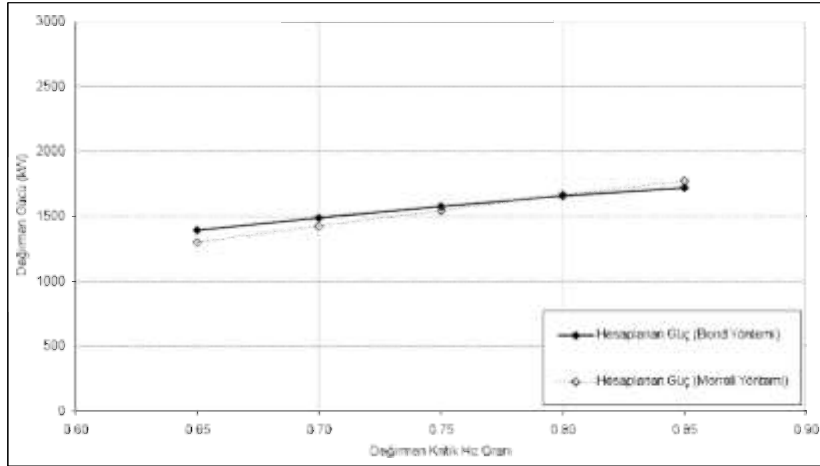
verilmektedir. Değirmen güç hesabı bölümünde detaylı teknik bilgileri verilecek olan 3,5 m çapında, 9,65 m uzunluğunda, %72,89 kritik hız oranına sahip, birinci kamarasında %23,48 ve ikinci kamarasında %30,63 doluluk oranı olan bir kamaralı bilyalı değirmenin verileri kullanılarak bu grafikler elde edilmiştir.



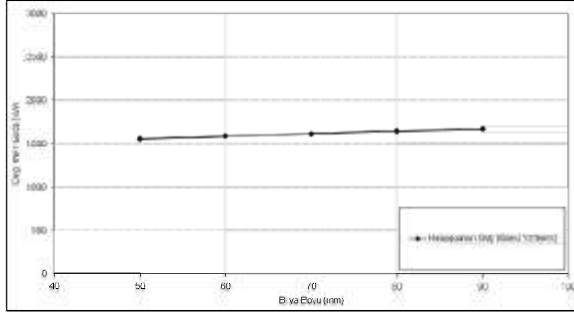
Şekil 2 Bond ve Morrell yaklaşımında değirmenin çekeceği gücün değirmen çapı ile değişimi



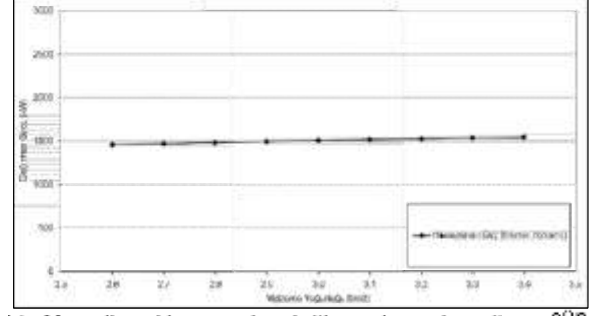
Şekil 3 Bond ve Morrell yaklaşımında değirmenin çekeceği gücün değirmen doluluk oranı ile değişimi



Şekil 4 Bond ve Morrell yaklaşımında değirmenin çekeceği gücün kritik hız oranı ile değişimi



a) Bond yaklaşımında değirmenin çekeceği gücün bilya boyu ile değişimi



b) Morrell yaklaşımında değirmenin çekeceği gücün malzeme yoğunluğu ile değişimi

Şekil 5 Bond ve Morrell yaklaşımında değirmen gücünün bilya boyu ve malzeme yoğunluğu ile değişimi

3 TESİS ÖRNEKLEME VE DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Klinker öğütme devrelerindeki kamaralı bilyalı değirmenlerde ölçüm ve örnekleme çalışmaları yürütülmüş, gerekli ölçümler alınmış ve teknik bilgiler toplanmıştır. Bu değirmenlere ait tasarım ve işletme değişkenleri Çizelge 1'de verilmektedir.

Değirmenlerdeki doluluk oranı değerlerinin daha doğru bir şekilde belirlenebilmesi amacıyla değirmen içi ölçümleri alınmıştır. Değirmenler sabit koşullarda çalışırken ani duruş yapılmış ve değirmen içerisindeki yük yüzeyi boyunca, her bir

kamaradan en az 3 farklı noktadan olmak üzere, yatay ve dikey uzunluk ölçümleri yapılmıştır. Bu ölçümlerle değirmenlerin farklı noktalarındaki yük genişliği (X) ve yük ile değirmen üst iç yüzeyi arasındaki mesafeler (Y) belirlenmiştir. Ayrıca değirmenlerin mevcut koşullarda çektiği güç değerleri kaydedilmiştir.

Öğütülen malzemelerin özgül ağırlığı ve yığın yoğunluğunu belirlemek amacıyla temsili numuneler de alınmıştır. Malzemelerin özgül ağırlığı havalı ve normal piknometreyle, yığın yoğunlukları ise ölçeklendirilmiş mezürle belirlenmiştir.

Çizelge 1. Örnekleme Çalışması Yürütülen Değirmenlerin İşletme ve Tasarım Değişkenleri

İşletme ve Tasarım Değişkenleri		Değer Aralığı	
Değirmen çapı		3,2	
1. ve 2. kamaralar uzunluğu		4,25 / 5,18 10,00	
Değirmen dönüş hızı, dev/dk		14,87 47,34	
Değirmen kritik hız oranım		3,15 71,89 77,02	
1. ve 2. kama		36,20 / 24,00 34,90	
		100,9 / 70,8 233,74	
		100 80 / 60 25	
şarj oranı (bilya+malzeme+boşluk)		29,00	
1. ve 2. kamaradaki bilya tonajı t		34,2	
1. ve 2. kamaradaki maksimum bilya boyu, mm			
ğütülen malzemenin özgül ağırlığı ve yığın yoğunluğu			
Değirmen tasarım güç değeri	t/m ³	2,90	3,10 / 1,54 2,07
	kW	1450 5200	

4 HESAPLAMALAR VE SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

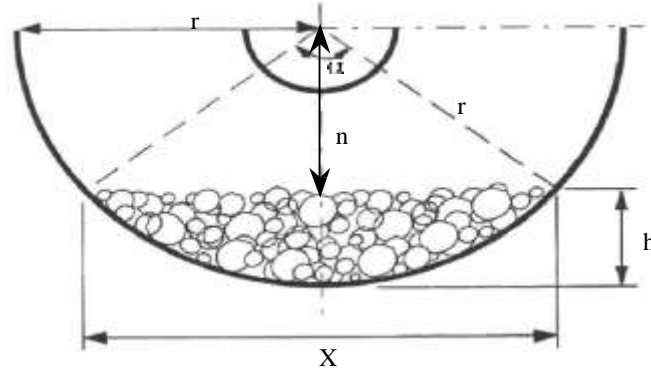
Bu çalışmada yer alan her iki yaklaşımda direk olarak sonuca etki eden ve sonucu büyük oranda değiştiren en önemli değişken doldurma oranıdır. Değirmen hareketi ile birlikte zamanla bilyalarda meydana gelen aşınma kaybı nedeniyle eldeki mevcut bilgilerle değirmenin çalıştığı andaki

doluluk oranını doğru şekilde belirlemek oldukça güç bir işlemdir ve yapılan hesaplamalar yüksek hatalar içerebilir. Bu nedenle, değirmen doluluk oranının değirmen içi ölçümlerinin kullanıldığı farklı hesaplamalarla belirlenerek kontrol edilmesi daha gerçekçi sonuçlara ulaşılmasına yardımcı olacağı için değirmenlerin doluluk oranları farklı eşitliklerle belirlenmiştir.

4.1 Değirmen Doluluk Oranı Hesabı

Farklı araştırmacılar ve firmalar tarafından önerilen değirmen doluluk oranlarının belirlendiği matematiksel ifadeler mevcuttur (Napier-Munn, 1996). Ani duruş sonrası belirlenen X ve Y ölçümleri kullanılarak, bu önerilen matematiksel eşitlikler ve basit geometrik bağıntılar yardımıyla değirmen doluluk oranları hesaplanmıştır.

Geometrik bağıntıların kullanıldığı matematiksel ifade Eşitlik 7, Morrell tarafından önerilen matematiksel bağıntı Eşitlik 8 ve Allis Chalmers firması tarafından önerilen matematiksel bağıntı Eşitlik 9 ile verilmiştir. Ayrıca değirmen içerisindeki toplam bilya tonajının bilinmesi durumunda, Eşitlik 10 ile değirmen doluluk oranı belirlenebilmektedir. Eşitliklerde kullanılan sembollerin gösterimi Şekil 6'da görülmektedir.



Şekil 6. Bir bilyalı değirmenin kesit görünümü ve eşitliklerde kullanılan sembollerin gösterimi

$$\% \text{ doluluk oranı} = \frac{(A_{\alpha} - A_{\tilde{u}})}{A_d} \times 100 \quad (7)$$

$$\% \text{ doluluk oranı} = \frac{\left(\frac{h}{6X} \times (3h^2 + 4X^2) \right)}{A_d} \times 100 \quad (8)$$

$$\% \text{ doluluk oranı} = 113 - \left(\frac{Y}{D} \times 126 \right) \quad (9)$$

$$\% \text{ doluluk oranı} = \frac{\left(\frac{10m_d}{6\rho_b} \right)}{A_d \times L} \times 100 \quad (10)$$

- D : Değirmen çapı, m
- L : Kamara uzunluğu, m
- m_d : Her bir kamaradaki toplam bilya tonajı, t
- ρ_b : Bilya yoğunluğu, t/m³
- A_{α} : Taban uzunluğu X ve yüksekliği n olan üçgenin alanı, m²
- $A_{\tilde{u}}$: α açılı yayın alanı, m²
- A_d : r yarıçaplı dairenin alanı, m²
- h : Yükün yüksekliği, m
- X : Yükün genişliği, m
- Y : Yük ve astar yüzeyi arasındaki mesafe (n+r), m

Bilyalı değirmenlerin birinci ve ikinci kamaralarındaki doluluk oranları yukarıda açıklanan dört farklı şekilde hesaplanmıştır. Örnek bir hesaplama için gerekli veriler Çizelge 2'de, hesaplama sonucunda bulunan değerler ise Çizelge 3'te verilmektedir. Değirmen güç hesaplamalarında kamaralardaki toplam bilya tonajı kullanılarak hesaplanan doluluk oranı değerleri kullanılmıştır. Değirmenlerdeki farklı astar tasarımları ve değirmen giriş kapağının üst pozisyondayken ani duruş işleminin yapılamaması sonucunda değirmene manevra yaptırılırken yükün eğimli bir pozisyon alması nedeniyle değirmen içindeki X ve Y ölçümleri farklılık göstermektedir. Bu durum çok farklı doluluk oranı değerlerinin hesaplanması olarak sonuçlara yansımaktadır. Dolayısıyla daha doğru doluluk oranlarının belirlenebilmesi için bu noktalara dikkat edilmeli ve daha hassas değirmen içi ölçümleri yapılmalıdır.

Çizelge 2. Öğütme Devresindeki Kamaralı Bilyalı Değirmenin Özellikleri

Değirmen yarıçapı, m	1,75
1. ve 2. kamara uzunluğu, m	3,85 - 5,80
1. ve 2. kamaradaki bilya tonajı, t	40,70 - 80,00
Bilya yoğunluğu, t/m ³	7,8
Yük üzerinde ölçülen yatay uzunluk, (X), m	3,15
Yük üzerinde ölçülen dikey uzunluk, (Y), m	2,28

Çizelge 3. Öğütme Devresindeki Değirmen İçin Hesaplanan Doluluk Oran Değerleri

Kullanılan Eşitlik	% Doluluk Oranı	
	1. Kamara	2. Kamara
Geometrik eşitlik (X ölçüm değeri kullanılarak)	23,26	31,40
Geometrik eşitlik (Y ölçüm değeri kullanılarak)	30,91	33,46
Allis Chalmers eşitliği	30,81	33,44
Morrell eşitliği	29,56	33,22
Matematiksel eşitlik (bilya tonajı kullanılarak)	23,48	30,63

Değirmenlerin çektikleri güç değerleri her iki yöntemle ayrı ayrı hesaplanmıştır. Hesaplama aşamalarını gösteren örnek bir çalışma Bölüm 4.2 ve Bölüm 4.3'te, bu örnek çalışmadaki

hesaplamalar için gerekli malzeme özellikleriyle birlikte işletme ve tasarım değişkenlerini içeren değirmen teknik bilgileri ise Çizelge 4'te verilmektedir.

Çizelge 4. Öğütülen Malzeme ve Değirmen Teknik Bilgileri

Değirmen çapı, m	3,50
1 ve 2 kamara uzunluğu, m	3,85 - 5,80
Değirmen dönüş hızı, dev/dk	16,48
Değirmen % kritik hız oranı	72,89
1. ve 2. kamara % doluluk oranı (bilya+malzeme+boşluk)	23,48 - 30,63
Öğütücü ortam (bilya) yoğunluğu, t/m ³	7,80
Öğütülen malzemenin özgül ağırlığı, t/m ³	2,90
Öğütülen malzemenin yığın yoğunluğu, t/m ³	1,88
Malzeme porosite oranı	0,40

4.2 Bond Yöntemi ile Değirmen Güç Hesabı

Bond yöntemi ile kamaralı bilyalı değirmenin çekeceği gücün hesaplanması iki aşamadan oluşmaktadır. İlk aşamada, her iki kamaradaki bir ton bilyanın çekeceği güç ayrı ayrı hesaplanmaktadır. Daha sonra, kamaralardaki toplam bilya tonajı kullanılarak değirmenin çekeceği değirmen motorundaki güç belirlenmektedir. Bu örnekteki değirmen çapı 3,3 m'den büyük olduğu için bu faktör de hesaplama işlemlerinde hesaba katılmıştır.

a) 1 ton bilyanın öğütme hareketi için çekilen güç:

Eşitlik 1 kullanılarak birinci kamaradaki 1 ton bilya hareketi için çekilen güç, 13,532 kW ve

ikinci kamaradaki 1 ton bilya hareketi için çekilen güç, 10,937 kW olarak bulunmuştur.

b) Değirmenin çektiği toplam güç:

Değirmenin birinci kamarasında 40,7 ton ve ikinci kamarasında ise 80,0 ton bilya bulunmaktadır. Bu durumda, birinci kamaranın çektiği toplam güç, 550,75 kW, ikinci kamaranın çektiği toplam güç, 874,96 kW ve bu iki kamaranın toplamı olan değirmenin çektiği güç, 1425,71 kW'tir. Bu güç değeri yaş sistem ve boğazdan taşmalı bilyalı değirmenler içindir. Değirmenin ızgara çıkışlı olması ve kuru öğütme yapması durumunda, bulunan değer 1,08 katsayısı ile çarpılmaktadır. Sonuçta bu yöntemle yapılan hesaplama neticesinde bu değirmenin çektiği toplam güç 1539,77 kW olarak belirlenmiştir.

4.3 Morrell Yöntemi ile Değirmen Güç Hesabı

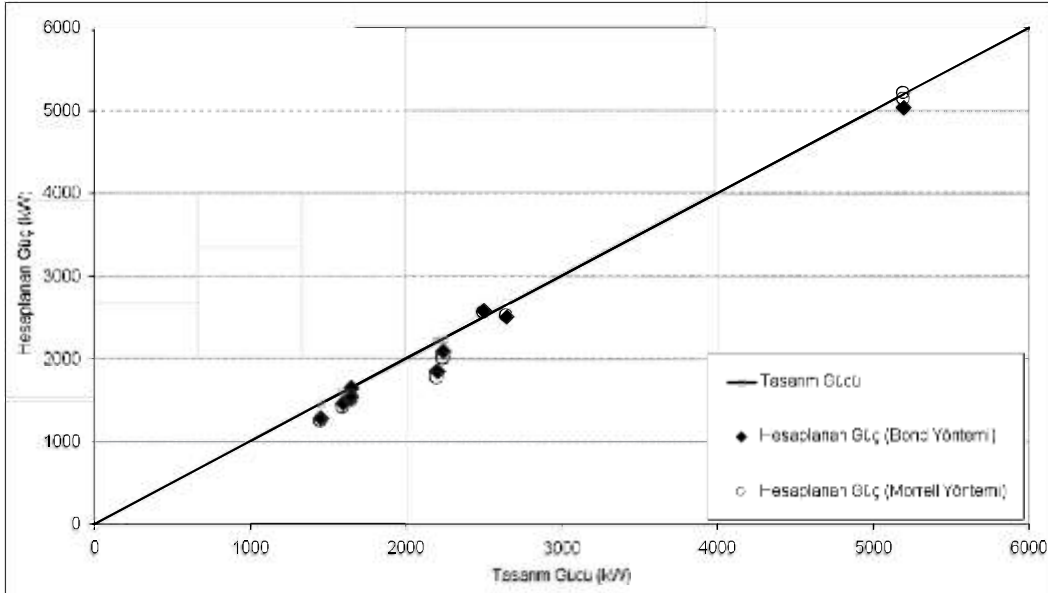
Morrell yaklaşımı ile bu değirmenin çekeceği güç değeri, Eşitlik 3, Eşitlik 4 ve Eşitlik 6 kullanılarak üç aşamada hesaplanmaktadır. Öncelikle kamaralardaki yükün hareketi için gerekli güç belirlenmektedir. Daha sonra, boş haldeki kamaraların hareketi için gerekli güç belirlenmekte ve değirmenin çekeceği toplam güç değerine ulaşılmaktadır.

a) Kamaralardaki yük hareketi için gerekli güç: Eşitlik 4 kullanılarak birinci kamaradaki yük hareketi için gerekli güç, 387,28 kW ve ikinci kamaradaki yük hareketi için gerekli güç, 701,28 kW olarak bulunmuştur.

b) Kamaraların yüksüzken hareketi için gerekli güç: Eşitlik 6 kullanılarak birinci kamaranın yüksüzken hareketi için gerekli güç, 51,06 kW ve ikinci kamaranın yüksüzken hareketi için gerekli güç, 71,46 kW olarak bulunmuştur.

c) Değirmenin çektiği toplam güç: Her iki kamaradaki yük hareketi için gerekli toplam güç, 1088,56 kW ve kamaraların yüksüzken hareketi için gerekli toplam güç, 122,52 kW'tır. Eşitlik 3'ten bu değirmenin çektiği toplam güç değeri 1494,10 kW olarak belirlenmiştir.

Bond ve Morrell yaklaşımı ile değirmenlerin tahmin edilen ve tasarım güç değerlerinin grafiksel olarak sunumu Şekil 7'de verilmektedir.



Şekil 7. Bond ve Morrell yöntemi ile tahmin edilen ve gözlemlenen değirmen güç değerleri

Kuru sistem çalışan kamaralı bilyalı değirmenlerin çektiği gücün belirlenmesine yönelik olarak bu çalışmada tahmin güçleri sınanan her iki yöntemin bir değerlendirilmesi yapıldığında, Şekil 7'de görüldüğü gibi, Bond ve Morrell yaklaşımı kuru sistem kamaralı bilyalı değirmenlerin çektiği güçü tahmin etmede kabul edilebilir sonuçlar vermekte ve güç hesaplamalarında başarıyla kullanılabileceği görülmektedir. Değirmenlerin tasarım ve her iki yaklaşımla hesaplanan güç değerleri Çizelge 5'te verilmektedir. Bond yaklaşımındaki matematiksel ifadeler ampirik,

Morrell yaklaşımındakiler ise fiziksel anlam yüklenmiş eşitlikler olmasına karşın her iki yaklaşımda da sonuç üzerinde en fazla etkisi olan değişkenler benzer değişimler göstermekte ve her iki yöntemle de birbirine yakın güç tahminleri yapılmaktadır.

Bilyalı değirmenlerin çektiği güç, değirmen çapı, boyu, dönüş hızı, malzeme yoğunluğu, bilya yoğunluğu ve doldurma oranının bir fonksiyonu olarak değişmektedir. Bilyalı değirmenlerde harcanan enerjinin büyük kısmı öğütücü ortam

ve malzemeden oluşan yükün hareketinde harcadığı için şarj oranı değirmen güç çekimini etkileyen en önemli işletme değişkenidir.

Her iki yaklaşımla belirlenen güç değerleri ile tasarım güç değerleri arasındaki farklılığın, değirmenlerin doluluk oranlarının duyarlı olarak belirlenememesinden dolayı kaynaklandığı düşünülmektedir. Değirmen iç yüzeyindeki astar yapısı ve ani duruşla birlikte yük yüzeyinde oluşan düzensizlik nedeniyle değirmen içi ölçümlerinde farklı sayısal değerler elde edilmesi ayrıca zamanla değişen tasarım bilya tonajlarının kayıt altında tutulmaması nedeniyle Çizelge 3'te de görüldüğü gibi farklı doluluk oranı sonuçları bulunmaktadır. Bu durumda güç tahmininde sapmalara neden olmaktadır.

Bond yaklaşımında istenilen öğütme koşullarını sağlayacak değirmenin boyutlandırılması bu işlem için gerekli değirmenin gücü belirlendikten sonra yapılmaktadır. Dolayısıyla değirmenin çekeceği gücün yeterli duyarlılıkta belirlenebilmesi durumunda daha doğru değirmen boyutlandırma işlemi gerçekleştirilebilecektir.

Kuru sistem çalışan bilyalı değirmenlerin modellenmesi ve simülasyonu çalışmalarında başarıyla kullanılan Austin (1974) mükemmel karışım modelinde belirlenen kırılma hızı parametresine tasarım ve işlem değişkenlerinin etkisi Eşitlik 11'de verilen matematiksel ifade (Napier-Munn vd, 1996) yardımıyla yansıtılmakta ve aynı zamanda ölçek büyütme işlemi de gerçekleştirilebilmektedir (Erdem, 2002). Morrell

yaklaşımı mükemmel karışım modeliyle birlikte kullanılarak simülasyon çalışmalarında belirlenen yeni işletme ve tasarım koşulları için değirmen gücündeki değişim hesaplanabilir. Ayrıca özgül enerji tüketimindeki değişim belirlenebilir, belirlenen yeni koşulların devreye uygulanabilirliği kontrol edilebilir ve bu değişikliklerin öğütme devresine olan maliyeti daha doğru bir şekilde ortaya konulabilir.

$$\frac{d_{\text{yeni}}}{d_{\text{eski}}} = \left(\frac{D_{\text{yeni}}}{D_{\text{eski}}} \right)^{0.5} \times \left(\frac{1-LF_{\text{yeni}}}{1-LF_{\text{eski}}} \right) \times \left(\frac{LF_{\text{yeni}}}{LF_{\text{eski}}} \right) \times \left(\frac{CS_{\text{yeni}}}{CS_{\text{eski}}} \right) \times \left(\frac{WI_{\text{yeni}}}{WI_{\text{eski}}} \right)^{1.8} \quad (11)$$

r/d : Kırılma hızı parametresi

D : Değirmen çapı, m

LF : Değirmen % şarj oranı

Cs : Değirmen % kritik hız oranı

WI : İş indeksi değeri, kWs/t

Çimento fabrikalarında klinker ve hammadde öğütmede kullanılan kamaralı bilyalı değirmenlerde akışkan ortamın hava olması, tasarım farklılıklarından kaynaklanan bir takım fiziksel kısıtlamalar ve malzemelerin fiziksel değişkenliği nedeniyle bu değirmenlerde güç hesaplanması konusunda yapılan çalışmalar sınırlı sayıdadır. Yürütülen çalışmalar da genelde belirli bir amaç doğrultusunda yapıldığından ve laboratuvar ölçekli değirmen verilerine dayandığı için genel bir uygulama alanı bulamamıştır. Sonuçta, kuru sistem çalışan kamaralı bilyalı değirmenlerin güç değerleri, Morrell ve Bond yaklaşımı ile doğrudan hesaplanabilir ve işlem değişkenleri ile devredeki özgül enerji tüketimindeki değişim belirlenebilir.

Çizelge 5. Değirmenlerin Tasarım ve Hesaplanan Güç Değerleri

Değirmen	Tasarım Gücü (kW)	Hesaplanan Güç (kW)		% Hata Değeri	
		Bond Yöntemi	Morrell Yöntemi	Bond Yöntemi	Morrell Yöntemi
A	1650	1652	1537	+0.1	6.8 B
	2200	1851	1780	15.8	19.1
c	1650	1652	1550	+0.1	6.0 D
	2500	2583	2550	+3.3	+2.0 E
	5200	5034	5127	3.2	1.4 F
	1650	1652	1550	+0.1	6.0
G	5200	5034	5206	3.2	+0.1 H
	1455	1284	1248	11.7	14.2
	1650	1540	1494	6.7	9.4 J
	1600	1464	1403	8.5	12.3
K	2240	2091	2001	6.7	10.7
L	5200	5034	5213	3.2	+0.2
M	2650	2497	2513	5.8	5.2

5 SONUÇLAR

Bond (1961) ve Morrell (1996) yaklaşımlarının kuru sistem çalışan karnaralı bilyalı değirmenlerin çektiği gücün hesaplanmasında başarıyla kullanılabileceği görülmektedir.

Her iki yaklaşımda da değirmen çapı, değirmen boyu ve doldurma oranı karnaralı bilyalı değirmenlerin çektiği güç üzerinde büyük oranda etkili olan ve sonuç üzerinde önemli değişiklikler yapan değişkenlerdir.

Bond yaklaşımıyla kuru sistem çalışan karnaralı bilyalı değirmenin çekeceği gücün yeterli duyarlılıkla belirlenebilmesi durumunda daha doğru değirmen boyutlandırma işlemi gerçekleştirilebilir. Morrell yaklaşımı ise mükemmel karışım modeliyle birlikte kullanıldığında ölçek büyütme ve simülasyon çalışmalarında değirmen gücü önceden tahmin edilebilir ve devredeki özgül enerji tüketimindeki değişim hesaplanabilir.

Kuru sistem karnaralı bilyalı değirmenlerin çektiği gücün hesaplanmasında bu yaklaşımların geliştirilip geliştirilebilmesi için daha çok sayıda veriyle sınanması gerekmektedir.

KAYNAKLAR

Anon(a), 2008; "U.S. Geological Survey, Mineral Commodity Summaries, January 2008" <http://minerals.usgs.gov/minerals/pubs/commodity/cement/mcs-2008-cemen.pdf>, 2008.

Austin, L. G., Klimpel, R. R., Luckie, P. T. and Rogers, R. S. C., 1982; "Simulation of Grinding Circuits for Design, Design and Installation of Comminution Circuits", AIME Ine, New Jersey, Editor; Mular, A. L., Jergensen, G. V., Chapter 19, 301-324.

Austin, L. G., Klimpel, R. R. and Luckie, P. T., 1984; Process Engineering of Size Reduction: Bali Milling, AIME Ine, New York, 561.

Bond, F. C., 1952, The Third Theory of Comminution, Transaction AIME, 193, 484-494.

Bond, F. C., 1961; "Crushing and Grinding Calculations, Part 1", British Chemical Engineering, 6(6), 378-385.

Bond, F. C., 1961; "Crushing and Grinding Calculations,

Part II", British Chemical Engineering, 6(8), 543-548.

Duda, W H., 1985; Cement Data Book 1 and 2, Bauverlag GmbH-Weisbaden und Berlin.

Erdem, A. S., 2002; "Modelleme Yardımıyla Karnaralı Bilyalı Değirmen Tasarımı ve Tane Boyu Dağılımlarının Belirlenmesi", Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, Yüksek Lisans Tezi, 223s.

Fujimoto, S., 1993; "Reducing Specific Power Usage in Cement Plant", World Cement, No. 7, 25-35.

Gouda, G. R., 1981; "Technical Aspects of Comminution in the Cement Industry", World CementTechnology, April 1981, 112-122.

Napier-Munn, T. J., Morrell, S., Morrison, R. D., Kojovic, T., 1996; "Mineral Comminution Circuits Their Operation and Optimisation", Editor; Napier-Munn, T. J, 1-413.

Man, Y. T., 2000; "A Model-Based Procedure for Scale-Up of Wet, Overflow Bali Mills", Julius Kruttschnitt Mineral Research Centre Department of Mining, Minerals and Materials Engineering, Degree of Doctor of Philosophy, The University of Queensland, February 2000.

Morrell, S., 1992; "Prediction of Grinding-Mill Power", Transeation of IMM, Section C: Mineral Processing and Extractive Metallurgy, 101, 25-32.

Morrell, S., 1996; "Power Draw of Wet Tumbling Mills and Its Relationship to Charge Dynamics, Part 1: A Continuum Approach to Mathematical Modelling of Mill Power Draw", Transeation of IMM, Section C: Mineral Processing and Extractive Metallurgy, 105, 43-53.

Morrell, S., Man, Y. T., 1997; "Using Modelling and Simulation for the Design of Full Scale Bali Mill Circuits", Minerals Engineering, 10(12), 1311-1327.

Norholm A., 1995; "Notes on Energy Conservation", FL Smidth and Co. Seminar, September 1995, Istanbul, Turkey.

Rowland, C. A., Kjos, D. M., 1980, "Rod and Bali Mills", Mineral Processing Plant Design, 2nd Edition, Editors; Mular, A. L., Roshan, B. B., AIME Ine, New York, Chapter 12, 239-277.

Rowland, C. A. 1985; "Bali Mills", SME Mineral Processing Handbook, AIME Ine, New York, Editor; Weiss, N. L., Section 3C.

Zhang Y. M., Napier-Munn T. J., Kavetsky A., 1988; "Application of Comminution and Classification Modelling to Grinding of Cement Clinker", Transactions of IMM, Section C: Mineral Processing and Extractive Metallurgy, 97, 207-214.