

TAM CEPHELİ TÜNEL AÇMA MAKİNELERİNDE MAKİNE ÇAPI İLE BAZI TASARIM PARAMETRELERİ ARASINDAKİ İLİŞKİLERİN İRDELENMESİ

**The Examination of the Relationship Between Machine Diameter and Other Design Parameters
for Full-Face Tunnel Boring Machines**

Sair **KAHRAMAN*****

ÖZET

Bu çalışmada, tam cepheli tünel açma makinelerinin kazı prensibi açıklandıktan sonra, 1953-1993 yılları arasında kullanılmış olan 200 adet makinenin karakteristiklerinden yararlanarak bu makinelerin tasarım parametreleri irdelenmiştir.

Önce makine çapı ile diğer tasarım parametreleri (güç, baskı, tork ve ağırlık) arasındaki ilişkiler istatistiksel olarak incelenmiştir. Makine çapı arttıkça güç, baskı, tork ve ağırlığın da eksponansiyel ya da üssel olarak arttığı görülmüştür.

Daha sonra, verilen bir makine çapı değeri için bazı tasarım parametrelerini tahmin edebilmek amacıyla bir nomogram geliştirilmiştir. Kayacın tek eksenli basınç dayanımı bilindiği zaman belirli çaptaki bir makine için çizilen grafikler ve geliştirilen nomogram yardımıyla bazı tasarım parametreleri yaklaşık olarak tahmin edilebilmektedir.

Anahtar Sözcükler: Tam Cepheli Tünel Açma Makinesi, Tasarım Parametreleri

ABSTRACT

In this paper, first the excavation principles of full-face tunnel boring machines were explained and then the design parameters of these machines were examined by using design specifications of 200 individual machines utilised between 1953 and 1993.

First, the relationships between the machine diameter and some design parameters (power, thrust, torque and weight) were statistically examined. It was seen that power, thrust, torque and weight show an exponential or power trendline with increasing machine diameter.

Then, a nomogram was developed to predict some design parameters for a given machine diameter. When the uniaxial compressive strength of the rock is known, the design parameters can approximately be estimated for a machine having known diameter using the graphs plotted and the nomogram developed.

Keywords: Full-Face Tunnel Boring Machines, Design Parameters

^Yrd. Doç Dr., N.Ü. Müh. Mim. Fak. Jeoloji Müh. Bölümü, Niğde

1. GİRİŞ

Son 20-30 yıl içinde sağlanan önemli gelişmeler sonucunda mekanize tünel açma oldukça yaygınlaşarak delme-patlatma ile tünel açmanın yerini almaya başlamıştır. Uygun formasyonda uzun tünellerin açılmasında en ekonomik yol tam cepheli tünel açma makinesi (TAM) kullanılmaktadır. Bunun nedeni, TAM ile kazının delme patlatma yöntemine göre çok daha hızlı ve verimli olmasıdır. Son yıllarda 5-10 m çaplı tünellerin kazısında delme-patlatma ile 146 m/hafta' ya kadar olan ilerleme hızı, TAM ile yumuşak kayalarda 434 m/hafta' yi aşmış, sert kayalarda ise 354 m/hafta' ya kadar çıkmıştır (Roberts, 1981; Lewis, 1994). Günümüzde farklı amaçlı tünellerin açılmasında yaygın olarak kullanılan TAM yeraltı madencilğinde de uygulama alanı bulmaktadır. Donkien Morien Kömür Madeni (Kanada) ana nakliyat galerisi (Palmer vd., 1985), Kenya Altın Madeni arama galerisi (Vanin, 1987) ve Free State Geduld Altın Madeni (G.Afrika) ana nakliyat galerisi (Burgess ve Taylor, 1981) TAM ile açılan galeri örnekleridir.

Genellikle iyi kayaç şartlarında kullanılan TAM, geliştirilen yeni tekniklerle kötü şartlarda (zayıf ve akıcı formasyon) da kullanılmaya başlamıştır. Makinenin önünden kayacın çimento enjeksiyonu ile sağlamlaştırılması ve makinenin koruyucu bir şilt içinde çalışması geliştirilen yeni tekniklerdir (Roberts, 1981; Martin, 1988). Sert kayalarda TAM kullanım talebinin artmasına bağlı olarak son yıllarda bu makinelerin tasarımında bir çok gelişme kaydedilmiştir. Günümüzdeki makineler eskilere göre daha fazla güç, tork ve baskı kapasitesi ile daha dayanımlı keski rulmanına sahiptirler. Örneğin, Robbins firmasının 1960-64 yıllarında imal ettikleri makinelerde çapın m' si başına ortalama güç 60 kW iken, 1990'lı yıllarda üretilen makinelerde bu değer 545,3 kW a kadar çıkmıştır (Özdemir, 1984; Stack, 1995). Son yıllarda TAM'ler: üzerindeki geliştirme çalışmaları farklı jeolojik şartlarda çalışabilecek tek bir makine üretmek üzerinde yoğunlaşmıştır (Lewis, 1994).

2. TAM İLE KAZI PRENSİBİ

TAM ile kazı baskı ve kesme ile gerçekleşmektedir. Kesici kafanın kazı,

aynasına doğru itilmesiyle keskinlerin kayaca batması sağlanır ve kafanın döndürülmesiyle kayaç kesilir. Döner (rotary) deliciler için gerekli güç aşağıdaki gibi ifade edilebilir (Teale, 1965).

$$G = Fp + 27INT \quad (1)$$

Burada;

$$\begin{aligned} G_t &= \text{Toplam güç (kW)}, \\ F &= \text{Baskı kuvveti (kN)}, \\ p &= \text{İlerleme hızı (m/s)}, \\ N &= \text{Dönme hızı (devir/s)}, \\ T &= \text{Tork (kNm)} \end{aligned}$$

dur.

Döner delmedeki kazı prensibi ile TAM ile kazı prensibi aynı olduğundan Eşitlik 1 TAM için de kullanılabilir. Ayrıca, TAM ile kazıda baskı için gerekli güç kesme gücüne göre çok düşük olduğundan eşitlikte baskı için gerekli gücü ifade eden (Fp) ihmal edilebilir. (2JNT) ise kesme için gerekli güce karşılık gelmektedir. Kesme için gerekli güç aşağıdaki eşitlikle hesaplanabilir (Roxborough ve Rispin, 1973);

$$G_k = 2rcNfF_cR \quad (2)$$

Burada;

$$\begin{aligned} G_k &= \text{Kesme gücü (kW)}, \\ N &= \text{Dönme hızı (dv/s)}, \\ F_c &= \text{Ortalama keski kuvveti (kN)}, \\ R &= \text{Kesme yarıçapı (m)}, \\ n &= \text{Keski sayısı} \end{aligned}$$

dır.

Burada spesifik enerjiye (SE) de değinmek yerinde olacaktır. Birim hacimdeki kayacın kazılması için gerekli olan enerji olarak tanımlanan SE, kazının verimli olup olmadığına karar vermede en önemli kriterlerden biridir.

Gücün birim zamanda yapılan iş olduğu düşünüldüğünde Eşitlik 1 yardımıyla iş hesaplanabilir. Kesit alanı A (m²) ise, birim zamanda kazılan kayaç hacmi Ap (m³) olacaktır.

Buna göre ;

$$SE = \frac{F}{A} + \left(\frac{2\pi}{A} \right) \left(\frac{NT}{p} \right)$$

$$SE = \frac{F}{A} + \frac{(27 \cdot T \cdot NT)}{A \cdot l \cdot A \cdot \rho \cdot J}$$

şeklinde ifade edilebilir (Teale, 1965),

Burada: F = Baskı kuvveti (kN),
 A = Kazı kesit alanı (m²),
 N = Dönme hızı (dv/s),
 T = Tork (kNm),
 P = Penetrasyon hızı (m/s)

dır.

Eşitlik 3'de görüldüğü gibi SE temel olarak baskı ve dönme hızına bağlıdır. İstenilen kesme derinliğini sağlamak için yeterli baskı uygulanmalıdır. Kesme derinliğinin artması SE'nin düşmesine neden olmaktadır. Fakat kesme derinliğinin artmasına bağlı olarak SE'nin düşmesi belli bir değere kadar olmakta ve bu değerden sonra SE, ya sabit kalmakta ya da tekrar artmaktadır. SE'nin en düşük olduğu noktada en yüksek kazı verimi elde edilir. Her kayaç için SE'nin en düşük olduğu bir optimum S/d (Keskilerarası mesafe / Kesme derinliği) oranı vardır (Roxborough ve Rispin, 1973; Bilgin, 1979). Uygulanan baskı çok fazla olursa keski kayaca gömüleceğinden sürtünme kuvvetleri artar. Bu da, hem kesici kafanın dönme hızını yavaşlatır, hem de aşırı keski aşınmasına yol açar. Baskı düşük tutulduğunda ise, ilerleme hızı azalmakta ve dalgalı yüklenmeler meydana gelmektedir (Eskikaya, 1978). Bu nedenle optimum S/d oranını sağlayacak baskı uygulanmalıdır.

Dönme hızı da kayaç özelliğine göre ayarlanmalıdır. Sert kayaçlarda baskı artırılırken dönme hızı azaltılmalıdır. Aksi takdirde aşırı keski aşınması meydana gelir. Aynı şekilde aşındırıcı formasyonlarda da dönme hızı düşürülmelidir. Yumuşak kayaçlarda ise baskı azaltılırken dönme hızı artırılmalıdır.

3. TASARIM PARAMETRELERİNİN İRDELENMESİ

TAM' ler: dairesel açıklıkların kazısında kullanıldıkları için, açıklığın çapma bağlı olarak

ilk belirlenen makine tasarım parametresi, makine çapıdır. Dolayısıyla diğer tasarım parametreleri makine çapma - göre değerlendirilmektedir. Bu nedenle aşağıda makine çapı ile diğer tasarım parametreleri arasındaki ilişkiler araştırılmıştır.

3.1. Makine Çapı ile Diğer Tasarım Parametreleri Arasındaki İlişkiler

1953-1993 yılları arasında çeşitli projelerde kullanılmış olan 200 adet TAM'ne ait verilerden (Stack, 1995) faydalanarak makine çapı ile güç, baskı, tork ve ağırlık arasındaki ilişkiler istatistiksel analize tabi tutulmuştur. Yapılan analizde kayaç dayanımının etkisini görebilmek amacıyla farklı dayanım gruplarına ($a_c < 50$ MPa, $50 < a_c < 100$ MPa, $100 < a_c < 200$ MPa, $a_c > 200$ MPa) ait formasyonlarda kullanılan makineler ayrı ayrı değerlendirilmiştir. Makine çapı ile diğer tasarım parametreleri arasında yapılan regresyon analizi sonucunda elde edilen grafikler Şekil 1' de, bağıntılar ise Çizelge 1'de verilmiştir.

Grafiklerden aşağıdaki sonuçlar çıkarılabilir:

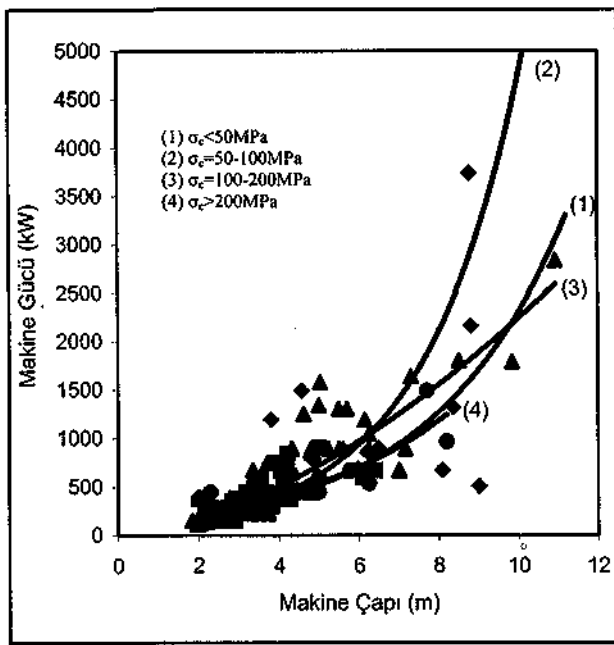
Makine çapı ile tasarım parametreleri arasında eksponansiyel ya da üssel ilişki bulunmaktadır. Yani, makine çapı arttıkça güç, baskı, tork ve ağırlık hızla artan bir eğilim göstermektedir.

Yaklaşık 5 m ve daha küçük makine çapları için farklı dayanım gruplarında kullanılan makinelerin eğrileri birbirleriyle hemen hemen çakışmaktadır. 5 m çap değerinden sonra ise eğriler anlamsız bir şekilde dağılmaktadır.

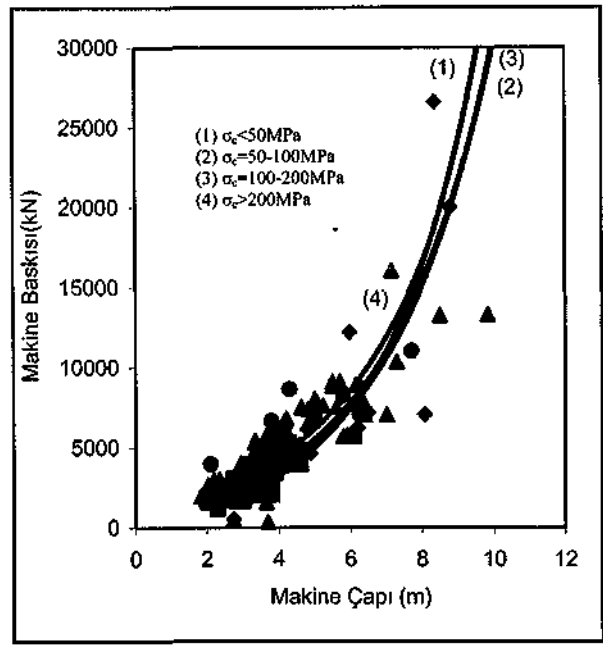
Son yıllarda çap büyüklüğü 11,87 m' ye kadar çıkmıştır (Stack, 1995). Fakat grafiklerde görüldüğü gibi kullanılan makinelerin çoğunun çapı 2-6 m arasında değişmektedir. Bu çap aralığındaki makineler için yaklaşık olarak 250-800 kW güç, 2000-7000 kN baskı, 150-1400 kNm tork ve 40-240 ton ağırlık gerekmektedir.

3.2. Tasarım Parametreleri İçin Geliştirilen Nomogram

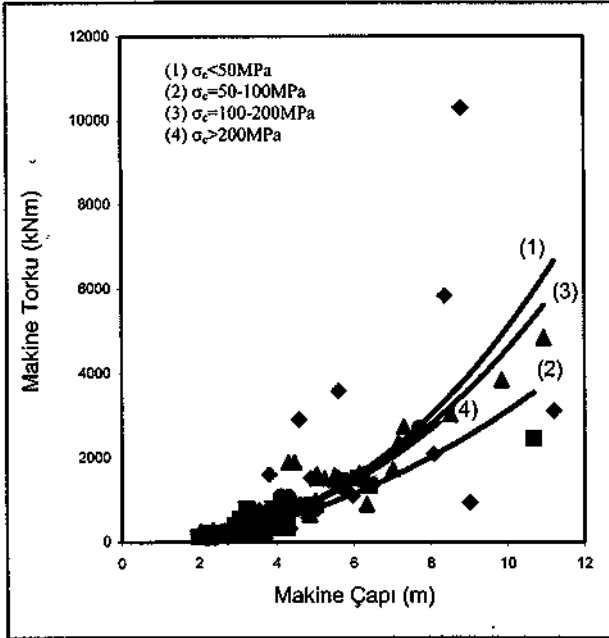
Tasarım parametrelerini yaklaşık olarak tahmin etmek amacıyla yine aynı veriler



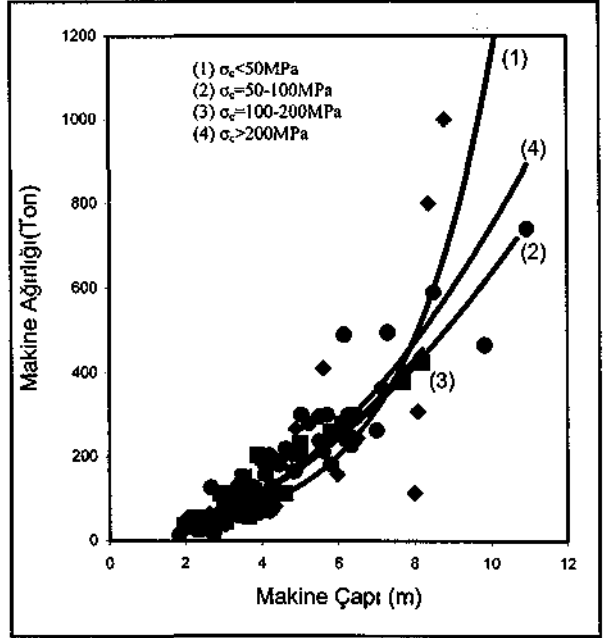
(a)



(b)



(c)



(d)

Şekil 1. Makine çapı ile tasarım parametreleri (güç, baskı, tork, ağırlık) arasındaki istatistiksel ilişkiler.

(Stack, 1995) yardımıyla bir nomogram geliştirilmiştir. Nomogram geliştirilmesinde de regresyon analizinden yararlanılmıştır. Güç-baskı, baskı-tork ve tork-ağırlık arasında yapılan regresyon analizi sonucunda çizilen grafiklerin birleştirilmesiyle Şekil 2' de görülen nomogram elde edilmiştir. Şekil 1' deki grafiklerden ya da Çizelge 1'deki bağıntılardan makine çapına bağlı

olarak uygun basınç dayanımı aralığı için herhangi bir tasarım parametresi değeri bulunduktan sonra bu nomogram yardımıyla diğer tasarım parametrelerinin değerleri yaklaşık olarak tahmin edilebilir. Örneğin, 9 m makine çapı ve 100-200 MPa basınç dayanımı aralığı için Şekil 1a'dan güç 1900

Çizelge 1. Regresyon Analizi ile Elde Edilen Bağlıntılar.

Tasarım Parametresi	$c_c < 50$ MPa	$a_c = 50-100$ MPa	$a_c = 100-200$ MPa	$CT_c > 200$ MPa
Güç(G), kW	$G = U6A6e^{0.20D}$ r = 0,78	$G = 82,302e^{0.41D}$ r = 0,74	$G = 51,85f >^{1.64}$ r = 0,87	$G = 146,61e$ r = 0,83
Baskı(F), kN	$F = 706,86e$ r = 0,88	$F = 888,05e^{0.35D}$ r = 0,70	$F = 1019,7e^{0.34D}$ r = 0,76	$F = 1194,9e^{0.33D}$ r = 0,82
Tork(T), kNm	$T = 22,4SD^{2.66}$ r = 0,89	$T = 33,46f >^{1.97}$ r = 0,86	$T = 27,76D^{2.22}$ r = 0,93	$T = 28,60D^{2.18}$ r = 0,93
Ağırlık(W), ton	$W = 15,29e^{0.43D}$ r = 0,87	$W = 8,35f >^{1.88}$ r = 0,80	$W = 6,87f >^{2.03}$ r = 0,92	$W = 7,42D^{1.66}$ r = 0,95

kW olarak bulunur. Şekil 2' deki nomogramdan bu güç değerine karşılık 12600 kN baskı, 2125 kNm tork ve 290 ton ağırlık değerleri bulunur.

4. SONUÇ

Trenyolu, karayolu, metro, hidroelektrik santral, su ve kanalizasyon tünelleri ile kablo iletim vs. amaçlı tüneller inşaat mühendisliği uygulamalarında önemli bir yere sahiptir. Madencilikte de "Galeri" olarak tanımlanan tüneller yeraltı madenciliğinin ana elemanlarından biridir. Altyapısını yeni yeni tamamlamaya çalışan ülkemizde son yıllarda mekanize tünel açma yaygınlaşmaya başlamıştır.

Yazıda, TAM' nin kazı prensibi açıklandıktan sonra bu makinelerin tasarım parametreleri ile çap arasındaki ilişkilerin incelenmesinden çıkarılan sonuçlar sunulmaktadır. Ayrıca, belirli makine çapı ve kayaç basınç dayanımı için çizilen grafikler ve geliştirilen nomogram yardımıyla tasarım parametreleri (güç, baskı, tork ve ağırlık) yaklaşık olarak tahmin edilebilmektedir.

5. KAYNAKLAR

Bilgin, N., 1979; "Galeri Açma Makinelerinin

Seçilmesine Etki Eden Faktörler", Türkiye Madencilik Bil. ve Tek. 6. Kongresi, 19-23 Şubat, Ankara, s. 19/1-19/14.

Burgess, H. ve Taylor, J. G, 1981; "Tunnel Boring in A Deep South African Gold Mine", Trans, of Inst, of Min. and Metali., Nisan, s. A76-A81.

Eskikaya, Ş., 1978; "Galeri Açma Makineleri", Türkiye 1. Kömür Kongresi, 23-27 Ocak, Zonguldak, s. 429-450.

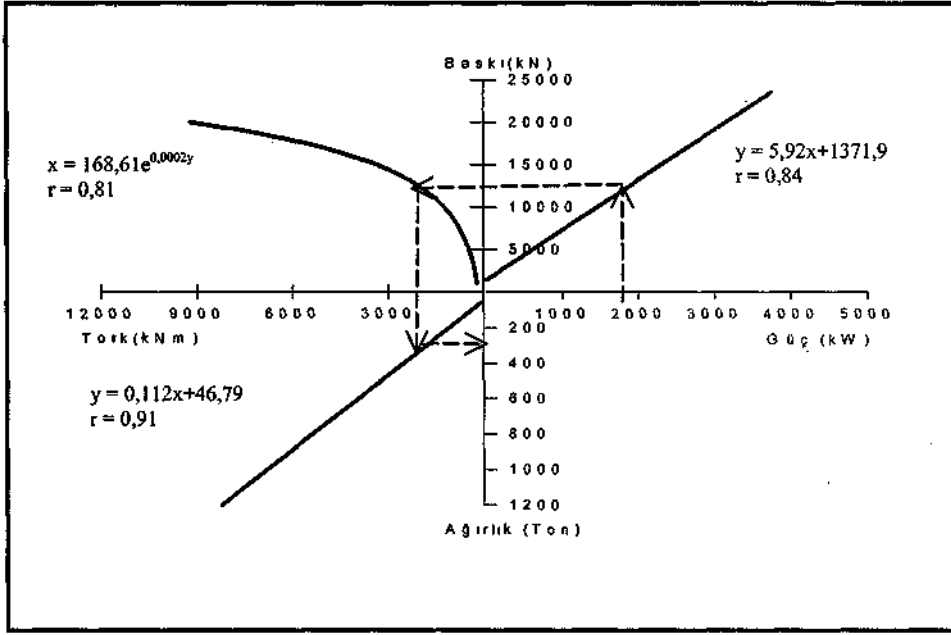
Lewis, R., 1994; "The Changing Face of The TAM", Tunnels and Tunnelling, Mayıs, s.35-37.

Martin, D., 1988; "TBM Tunnelling in Poor and Very Poor Rock Conditions", Tunnels and Tunnelling, Mart, s. 22-28.

Özdemir, L., 1984; "Recent Developments in Mechanical and Waterjet Assisted Tunnel Boring Technology for Civil and Mining Engineering

Applications", ISRM Symposium, Designed for Performance of Underground Excavations, s.295-303.

Palmer, J. H. L., Lovat, R. P. ve Marsh, J. C, 1985; "Performance of A 7.6 Diameter Full-Face



Şekil 2. Tasarım parametrelerinin tahmini için geliştirilen nomogram.

Tunnel-Boring Machine Designed for A Canadian Coal Mine", Tunnelling'85, The Inst. of Min. and Metall., s.203-208.

Teale, R., 1965; "The Concept of Specific Energy in Rock Drilling", Int. J. Rock Mech. Min. Sci., Cilt.2, s.57-73.

Roberts, A., 1981, "Applied Geotechnology", Pergamon Press, s.335.

Vanin, D., 1987; "The Application of Tunnel Boring Machine for Exploration Drifting at Kiena Gold Mines Limited", CIM Bulletin, Ekim, s.58-61.

Roxborough, F. F ve Rispin, A., 1973; "A Laboratory Investigation into The Application of Picks for Mechanized Tunnel Boring in The Lower Chalk", The Mining Engineer, Ekim, s.1-13.

Stack, B., 1995; "Encyclopaedia of Tunnelling, Mining and Drilling Equipment", Sayı 2, Muden Publishing Company, Hobart, Australia, s.522.