

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**VİDALI BAĞLANTILARDA GÖVDEYE MANUEL OLARAK DELİK
AÇMADA YAPILAN HATALARIN BAĞLANTININ
ÇEKME MUKAVEMETİNE ETKİSİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Kamil FERATOĞLU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ

OCAK 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**VİDALI BAĞLANTILARDA GÖVDEYE MANUEL OLARAK DELİK
AÇMADA YAPILAN HATALARIN BAĞLANTININ
ÇEKME MUKAVEMETİNE ETKİSİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Kamil FERATOĞLU
(503101230)**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Tez Danışmanı: Yrd.Doç. Dr. Vedat TEMİZ

OCAK 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503101230 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Kamil FERATOĞLU**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**VİDALI BAĞLANTILARDA GÖVDEYE MANUEL OLARAK DELİK AÇMADA YAPILAN HATALARIN BAĞLANTININ ÇEKME MUKAVEMETİNE ETKİSİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Cevat Erdem İMRAK**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Özgen ÇOLAK
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **15 Aralık 2014**
Savunma Tarihi : **23 Ocak 2015**

Anneme,

ÖNSÖZ

Hazırlamış olduğum Yüksek Lisans tezi konusunu öneren, çalışmalarımnda bilgi ve tecrübeleriyle beni yönlendiren değerli hocalarım Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ'e saygı ve şükranlarımı sunarım. Ayrıca hazırladığım tezde her türlü malzeme ve ekipman desteğini sağlayan İTÜ Makina Elamanları Laboratuvarı teknikeri Orhan KANBUROĞLU'na, deneysel çalışmalarımı sorunsuz bir şekilde sonuçlandırmamda çok büyük katkısı olan IŞIK ÜNİVERSİTESİ Malzeme ve Ölçme laboratuvarı yüksek teknikeri Sadettin OZAN'a, tezimi hazırlama sürecinde benden yardımlarını esirgemeyen Uzman Umut KINIT'a ve bugüne kadar benden maddi ve manevi desteğini esirgemeyen bütün aileme çok teşekkür ederim.

Aralık 2014

Kamil FERATOĞLU
(Makine Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xv
SUMMARY	xviii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	1
1.2 Literatür Araştırması	1
1.3 Civata	2
1.3.1 Vida	3
1.3.1.1 Çok kullanılan vida çeşitleri.....	4
1.3.2 Vida toleransları	5
1.3.3 Civata malzemesi ve mukavemet değerleri	6
1.3.4 Civata bağlantıları	7
1.3.4.1 Konstrüksiyon esasları	7
1.3.4.2 Bağlantılarda dişlerin sıyrılması	8
1.4 Civata ve Somun İmalatı	9
1.4.1 Civata imalat basamakları	9
1.4.1.1 Tel çekme	9
1.4.1.2 Presleme	10
1.4.1.3 Ovalama (Diş açma).....	12
1.4.2 Somun imalatı (Kılavuz ile iç vida çekme).....	15
1.4.2.1 Kılavuzlar	15
1.4.2.2 Kesme sıvıları.....	17
1.5 Çekme Gerilmesi İle Statik Zorlama Durumunda Malzemelerin Dayanım Değerleri.....	18
1.5.1 Çekme deneyi ile elde edilen bazı malzeme özellikleri	18
1.5.1.1 Akma sınırı.....	18
1.5.1.2 Çekme dayanımı.....	19
1.5.1.3 Süneklik, gevreklik	20
1.5.2 Ön gerilme verilmemiş civatanın statik çekme gerilmesi ile zorlanması .	20
2. NUMUNELER VE DENEY METODU	23
2.1 Numune Kriterleri	24
2.2 Malzeme Seçimi	25
2.3 Deneyin Parametreleri.....	27
2.4 Deneyler ve Metod	28
2.4.1 Hasar türleri.....	28
2.4.2 Deneyler	30
3. SONUÇLAR	39
KAYNAKLAR	53
ÖZGEÇMİŞ.....	55

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1	: Toleransların Kullanım Alanları [4].....	6
Çizelge 1.2	: Delme ve vida çekmede kullanılan soğutucular [14]	18
Çizelge 2.1	: Çekme testi sonuçları	26
Çizelge 2.2	: Test Sonuçları (m=5 mm, H1 = 0,515 mm).	31
Çizelge 2.3	: Test Sonuçları (m=5 mm, H1 = 0,415 mm).	31
Çizelge 2.4	: Test Sonuçları (m=5 mm, H1 = 0,365 mm).	32
Çizelge 2.5	: Test Sonuçları (m=5 mm, H1 = 0,315 mm).	32
Çizelge 2.6	: Test Sonuçları (H1 = 0,315 mm).	34
Çizelge 2.7	: Test Sonuçları (m=5 mm, H1= 0,265 mm).	35
Çizelge 2.8	: Test Sonuçları (m=6-8mm, H ₁ = 0,265 mm).	35
Çizelge 3.1	: Dişlere Gelen Basınç (m=5, H1=0,515mm).....	40
Çizelge 3.2	: Dişlere Gelen Basınç (m=5, H1=0,415mm).....	40
Çizelge 3.3	: Dişlere Gelen Basınç (m=5, H ₁ =0,365mm).	41
Çizelge 3.4	: Dişlere Gelen Basınç (m=5, H ₁ =0,315mm)	41
Çizelge 3.5	: Dişlere Gelen Basınç (m=6-8mm, H ₁ =0,315mm).....	41
Çizelge 3.6	: Dişlere Gelen Basınç (m=5, H ₁ =0,265mm).	42
Çizelge 3.7	: Dişlere Gelen Basınç (m=6-8mm, H ₁ =0,265mm).....	42
Çizelge 3.8	: Maksimum Yük [1].	43
Çizelge 3.9	: Hasar tipine göre numune sınıflandırması [1].	44
Çizelge 3.10	: Matkap Çapı ve Somun yüksekliği.	47
Çizelge 3.11	: Dişlere gelen yükler.....	51
Çizelge 3.12	: Genel Durum.	52

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Civata [3].	3
Şekil 1.2 : Vida Helis [3].	3
Şekil 1.3 : (a) Metrik vida, (b) Metrik ince vida, (c) Whitworth vidası, (d) Trapez vida, (e) Testere dişli vida, (f) Yuvarlak dişli vida [3].	4
Şekil 1.4 : Metrik vida [3].	4
Şekil 1.5 : Vida tolerans alanları [4].	5
Şekil 1.6 : Civata Malzeme Değeri [7].	6
Şekil 1.7 : Konstrüksiyon dikkat edilecek önemli noktalar [5].	7
Şekil 1.8 : Civatalarda Kopma Bölgeleri (1: %15, 2:%20, 3:%65).	8
Şekil 1.9 : Şematik Tel Çekme [11].	9
Şekil 1.10 : Telin Matristen Geçiş [12].	10
Şekil 1.11 : Vida Çekmek İçin Hazırlanmış Muhtelif Perçinler [8].	10
Şekil 1.12 : Civata Başı İçin Kafa Şişirme [8].	11
Şekil 1.13 : Çeşitli Civata Kafası Kalıpları[8].	11
Şekil 1.14 : M10 Civata İçin Kesme ve Ovalama Perçin Çaplarının Görünüşü[10].	13
Şekil 1.15 : Ovalama ve kesme yöntemi ile açılmış vida dişi örnekleri[10].	13
Şekil 1.16 : Kılavuzun Kısımları[14].	15
Şekil 1.17 : Kılavuz Takımı ve Kesme sırası[14].	16
Şekil 1.18 : Sabit ve ayarlı kılavuz kolları [14].	17
Şekil 1.19 : Kılavuzun dik olarak ayarlanması [14].	17
Şekil 1.20 : Akma sınırı göstermeyen bir malzeme için akma sınırının bulunması[8].	19
Şekil 1.21 : Az karbonlu bir çeliğin çekme deney grafiği [8].	19
Şekil 1.22 : Ön Gerilme Verilmemiş civatanın statik Çekme Gerilmesi [9].	21
Şekil 2.1 : TESTOMETRIC Üniversal Çekme Cihazı.	23
Şekil 2.2 : Civata Çekme Aparatı.	23
Şekil 2.3 : Metrik üçgen profil normal vida dişi için boyutlar [4]	24
Şekil 2.4 : 5mm çaplı numuneler.	25
Şekil 2.5 : Çekme öncesi.	26
Şekil 2.6 : Çekme sonrası.	26
Şekil 2.7 : Deney parametreleri.	27
Şekil 2.8 : Deney parametreleri.	28
Şekil 2.9 : Rmn/Rmb[2].	29
Şekil 2.10 : Civata-somun bağlantısı kesiti ($H_1=0,515\text{mm}$).	33
Şekil 2.11 : Civata-somun bağlantısı kesiti ($H_1=0,315\text{mm}$).	33
Şekil 2.12 : Civatanın koptuğu ve dişlerin hasar gördüğü testler.	36
Şekil 2.13 : Civatayla dişlerinin hasar gördüğü bir test.	37
Şekil 3.1 : Bölüm Dairesi çapı.	39
Şekil 3.2 : Civata ve somun olarak fonksiyon gösterecek şekilde hazırlanmış numuneler[1].	43
Şekil 3.3 : Maksimum yük ile temas halindeki diş sayısı arasındaki ilişki [1].	44
Şekil 3.4 : Yük Dayanımı ve Diş sayısı arasındaki ilişki [1].	45
Şekil 3.5 : Yük Dayanımı ve Somun yüksekliği arasındaki ilişki.	46
Şekil 3.6 : Yük Dayanımı ve Diş sayısı regresyon grafiği [1].	48
Şekil 3.7 : Yük Dayanımı ve Somun yüksekliği (diş sayısı) regresyon grafiği.	49
Şekil 3.8 : Yük Dayanımı ve Somun yüksekliği (diş sayısı) regresyon grafiği.	49

Şekil 3.9 : Civatayla somun bağlantısında yük dağılımı [15].....	50
Şekil 3.10 : Civatayla somun bağlantısında yük dağılımı [16].....	50

VİDALI BAĞLANTILARDA GÖVDEYE MANUEL OLARAK DELİK AÇMADA YAPILAN HATALARIN BAĞLANTININ ÇEKME MUKAVEMETİNE ETKİSİ

ÖZET

Günümüzde, civata ve kaynak bağlantıları çelik konstrüksiyonların bir parçası olarak sık kullanılırlar. Her iki bağlantı türünde avantajları ve dezavantajları vardır. Eğer, düzgün bir şekilde tasarlanırsa iki tür bağlantıda aynı dayanıma sahip olur. Bu bağlantı türleri arasındaki en önemli fark ise, civatalı bağlantı eğitimsiz bir işçi tarafından bile uygulanabiliyorken, kaynaklı bağlantı sertifikalı bir kaynakçı tarafından yapılmalıdır.

Bu tezde, bir gövdeye manuel olarak delik açılması sırasında ortaya çıkabilecek hataların, bağlantının dayanımını nasıl etkilediği ve bu hata geçici bir süre için nasıl telafi edilebilir soruları üzerinde durulmuştur.

Deneylerde, piyasada mevcut bilinen bir marka civata kullanılmıştır. 8.8 kalite civata seçilmiştir. 8.8 kaliteyi seçmemizin sebebi piyasada istenilen özellikleri sağlayan ve en çok kullanılan civata olmasıdır. Somun malzemesi olarak AISI 1040 çeliği kullanılmıştır. Bir üreticiden işlenmemiş olarak alınan AISI 1040 çelik çubuklara standart kılavuzlar ile manuel diş açılmıştır.

İlk aşamada somun malzemesi olarak kullanılan AISI 1040 çeliğinin istenilen mekanik özellikleri sağlayıp sağlamadığını kontrol amaçlı, bu malzemeden iki adet 5mm çapa sahip numune üretilmiş ve bunlar çekme testine tabii tutulmuştur. Elde edilen sonuçlarda malzemenin maksimum dayanım yükü ortalama 14,8 kN, kopma mukavemeti ise 753 MPa'dır. 8 kalite çelik somunun dayanımının 800 MPa olduğu ve piyasada kullanılan çoğu somunundada çelik yerine demir alaşımları kullanıldığı düşünülürse, elde edilen değerler makuldür. Üretilen somunlarda kullanılan matkap çapları aşama aşama arttırılarak, somunların diş üstü çapları azaltılmış yani civata somun bağlantısında eksene dik diş temas derinlikleri azaltılmıştır. Bu yapılarak, civata somun bağlantısında meydana gelen zarar türünün hangi aralıklarda değiştiği saptanmaya çalışılmıştır. Deneylerde gerçekleşen zararlar civatanın kopması ve civata dişlerine zarar gelmesi olarak iki şekilde meydana gelmiştir. Elde edilen sonuçlarda, yaklaşık 5 mm kalınlığa sahip bir somunun kullanıldığı bağlantılarda yaklaşık 0,365 ila 0,315 mm arasında değişen eksene dik diş temas derinliklerinde bağlantıda dişlere zarar geldiği tespit edilmiştir. Bu aralık saptandıktan sonra, bu saptanan diş yüksekliği sabit tutularak somun yüksekliği arttırılmış ve bağlantıda diş zarar gelmemesi için bu yüksekliğin hangi aralıklarda olması gerektiği saptanmaya çalışılmıştır. Sonuçlar, yaklaşık 0,315 mm eksene dik diş temas yüksekliğine sahip bir bağlantıda 6,12 mm somun kalınlığında dişlere zarar gelmiş, 6,18 mm somun kalınlığında ise civata kopmuştur. Yani, zararın türünü belirleyen aralık 6,12 ila 6,18 mm aralığıdır. Sonuç olarak, 0,315 mm eksene dik diş temas

derinliğine sahip bağlantıda somun yüksekliği, somun minör çapının % 137 ila %139'su olduğu aralığın altındaki değerlerde dişlerde hasar oluşmakta, üstündeki değerlerde ise civata kopmaktadır. Eksene dik diş temas yüksekliğinin sabit olmadığı genel durum ele alınırsa, kullanılan matkap çapının somun yüksekliğinden küçük olduğu durumlarda matkap çapı somun yüksekliğinin yaklaşık olarak %89'u ve üstünde ise civata kopmakta, altında ise civatanın dişlerinde hasar oluşmaktadır. Matkap çapının somun yüksekliğinden fazla olduğu durumlarda ise, matkap çapı somun yüksekliğinin 1,07 katından küçük veya eşit ise civata kopmakta, 1,09 katından büyükse civatanın dişlerine hasar gelmektedir.

Deneylere ek olarak, dişlerde hasar oluşan somun ölçülerinde somun ile civata dişleri arasına reçine bazlı yapıştırıcılar sürülerek bağlantının dayanımı arttırılmaya çalışılmıştır, ancak tutarlı sonuçlar elde edilememiştir.

Somunların diş yüksekliklerinin daha az olması, yarı mamül somuna delik açılırken kullanılan standart matkap çaplarından daha büyük matkap çapları kullanılarak delik çapları arttırılmış ve standart kılavuzlar kullanılarak sağlanmıştır.

Üniversal çekme cihazında, civata bağlantısını çekebilmek için hazır bir aparat olmadığı için, M6,M8 ve M10'luk civata bağlantılarının kullanıldığı deneylerin yapılabileceği bir çekme aparatı tasarlanmış ve İTÜ Makine Fakültesi Makine Elemanları laboratuvarlarında üretilmiştir.

Deneylerde kullanılan 3 ton kapasiteye sahip Üniversal çekme cihazının kapasitesi göz önünde bulundurarak deneylerde M6 civata kullanılmak üzere seçilmiştir. Somunlar, İTÜ Makine Fakültesi Makine Elemanları laboratuvarlarında üretilmiş, Işık Üniversitesi Makine mühendisliği laboratuvarlarında deneyler gerçekleştirilmiştir.

EFFECTS OF MISTAKES WHICH MADE DURING THE HOLE TAPPING MANUALLY ON TENSILE STRENGTH OF A THREADED CONNECTION

SUMMARY

Nowadays, bolted and welded joint are commonly used as parts of steel construction. Both joint types have advantages as well as disadvantages. If bolted and welded joint are designed properly, they will result in the same strength. The difference between these joint types is that bolt joint can be performed by untrained worker; meanwhile weld joint must be performed by certified welder.

Bolt and nut connection at steel joint starts working due to the application of shear force and/ or tension force in the longitudinal axis of the bolt. The strength of bolted joint is affected not only by the quality of steel, which is used as bolt material, but also by the strength of bolt and nut connection. The strength of this connection depends on thread size, thread length(number of thread), and the thickness of nut.

In bolted joints which are used in machine manufacturing, material, sizing, position and number of bolts is very important. Beside that, fundamentals like notch effect on bolt, uniform load distribution on bolt, connection surfaces, loosening safety are the matters which must be paid attention.

There are two main failure type in the bolted joints. These failure types are bolt rupture and thread failure. % 65 of bolt ruptures occur in first thread that bolt and nut are contact with eachother, %20 in the region which threads starts on the bolt, %15 bolt head and shank transition region. To prevent this rupture, proper transitions in the region which thread starts on bolt and the region between shank and bolt head are the possible solutions.

Applied loads to the bolted joints are not distributed uniformly to the threads which carry the load. The first engaged thread carries the most of the load. Therefore, the first damage is occured on the first engaged thread and then the other threads are damaged. This damage mostly occurs in two different types. These are thread bending and thread stripping. Rate between ultimate tensile strength of nut's material and bolt's material specify the type of thread failure in the connection. Using elastic material for the nut material or using elastic nut are the most used methods to prevent thread failure in the bolted joints. To determine the mechanical properties of a material, tensile test is performed. This test is performed by applying a force to the specimen which is taken from the material and measuring the stress and strain on the specimen.

In this thesis, how the mistakes which could be made during the process of tapping manually to a hole of a part could effect the strength of a threaded connection and how these mistakes could be compensated is studied.

In the experiments, standard bolts are used and nuts are used as tapped hole. Nuts are manufactured non-standard. During the manufacturing process of nuts, two main parameters which are minor diameter of nut and nut height are considered. Threaded connection's strength is examined with the different variations of these two parameters.

In the experiments, available and known brand standard bolts are used. 8.8 is chosen as quality for bolts because 8.8 quality bolts are widely used in the market. M6 is chosen as nominal diameter. Because, available tensile testing device has a capacity of 3000 kgf. M8 bolt which has 8.8 quality has ultimate tensile strength of 800 Mpa and if M8 Bolt's stress cross sectional area is considered, this strength is correspond to 2988 kgf approximately and this load is very close to tensile testing device's loading capacity. Thus, M6 8.8 quality bolt which loads the tensile testing device 1641 kgf approximately under the ultimate tensile strength is chosen.

In the bolted joint, nut and bolt's quality is usually same. So, nut's quality is chosen as 8 which correspond to 800 Mpa ultimate tensile strength. AISI 1040 steel which is widely used in the market is chosen as nut material and supplied from a manufacturer as a semi-product of nut. This chosen material's ultimate tensile strength is tested in tensile testing device. From the derived results, material's tensile strength is 750 Mpa averagely. Considering other nut's materials using in the market, this value is fairly enough.

AISI 1040 steel bars which are bought from a supplier as a semi-product are processed to desired nut height and tapped manually by using standard taps. By reducing the nut's depth of thread, depth of thread ranges which thread failure and bolt failure occurs are determined. Reducing the nut's depth of thread is provided by using drill which has bigger diameter then the standards. Using drill with the bigger diameter provides bigger hole in the nut. Therefore, using standard taps for bigger hole provides less depth of thread then the standards.

Two failure type are occurred during the test. These failures are bolt rupture and thread failure. In the threaded connections, thread failure has two types which are thread stripping and thread bending. In the tests, thread failure type was thread bending. No stripping is occurred. Because, thread engagement depth is almost half of the standards and this means less cross sectional area which bolt and nut threads engaged on. Decreasing in the cross sectional area provides more pressure on the threads and bending will occur.

Nut threads are not damaged during the experiments, all damages happen on bolt threads. According to a research, if ratio between ultimate tensile strength of nut material and ultimate tensile strength of bolt material is above 0,88, bolt threads will damaged. 8.8 M6 bolt's material has 800 Mpa ultimate tensile strength and supplied AISI 1040 steel has 750 MPa ultimate tensile strength. Ratio between nut and bolt ultimate tensile strength is approximately 0,9.

In the experiments, standard nut height which means standard length of engagement of 5mm is used and depth of thread engagement which is vertical to the axis is reduced step by step. In the connections which have 0,515, 0,415, 0,365 mm depth of thread engagement, the failure occurs with bolt rupture. In the engagement of 0,315

and 0,265 mm thread failure occurs. To prevent this thread failure on 0,315 mm thread engagement depth, nut height is increased step by step and range between 6,12 and 6,18 mm nut height identify the failure type. While thread failure occurs under 6,12 mm nut height, above 6,18 mm nut height bolt is ruptured. Therefore, 6,18mm nut height is enough for 0,315 mm thread engagement depth to prevent thread failure. As a result, if ratio between nut height and minor diameter of nut is equal or less than %137 thread failure will happen, if it's equal or more then %139 bolt will rupture. For 0,265mm thread engagement, small ranges which identify the failure type for nut height couldn't be obtained. When nut height is 6mm thread failure occurs, 8mm nut height provides enough strength to prevent thread failure and bolt is ruptured. In the case that nut height is greater than drill diameter, if ratio between drill diameter and nut height is less than 0,89 bolt will rupture, if this ratio is greater than or equal to 0,89 thread failure will occur. In the case that nut height is less than drill diameter, if ratio between drill diameter and nut height is less than or equal to 1,07 bolt will rupture, if this ratio is greater than or equal to 1,09 thread failure will occur. The other examined results is the results which shows the relation between thread engagement depth and nut height. If the thread engagement depth is less than %4,42 of nut height or greater than %7,3 of nut height bolt will rupture, rates apart from these stated ranges are the rates which thread failure occurs.

In addition to these results, from the graph which shows the relation between maximum load that connection could handle and nut height, a regression equation is obtained from datas for 0,315 mm thread engagement depth. Since, the pitch is 1mm for the M6 bolt and nut, nut height is equal to number of thread which carry the tensile load. Equation shows that, one additional thread to the number of thread which carry the tensile load increases the maximum load which the connection could handle 1,7 times. This graph contains the nut height values between 6,1mm and 6,18mm. If this range is expanded to between 5mm and 8mm, the regression equation indicates that, maximum load that can be supported by the thread connection is equivalent to number of thread to the 0,91th power.

Additionally, the nuts which have geometry that cause thread failure in the connection are used with resine based adhesive. The adhesive is rubbed on threads between nut and bolt to increase the strength of the connection. However, the results were not consistent.

Two apparatus are designed and mount to upper and lower holders of the tensile testing device to perform the experiments. These apparatus are designed for testing M6,M8 and M10 bolt and nut connections. Manufacturing process of these apparatus are done in İstanbul Technical University Machine Elements Laboratory.

Nuts with different minor diameters and different heights are produced in İTÜ Machine Elements Laboratory. Experiments are performed with Testometric 3000 kgf capacity tensile testing device in Işık University Materials and Instrumentation Laboratory.

1. GİRİŞ

1.1 Tezin Amacı

Bu tezin amacı, gövdeye manuel olarak diş açılmış vidalı bağlantılarda diş temas uzunluğu, diş yüksekliği gibi geometrik karakteristikler üzerinde değişiklikler yaparak bağlantıda dişlerin sıyrılmasını önlemeye dair tedbirleri belirlemek ve bunların bağlantının dayanımına etkisini araştırmaktır.

1.2 Literatür Araştırması

Sudjono, Tjong veYohannes (2008) vidalı bağlantıların gövdeye (veya somuna) giren diş derinliğine bağlı olarak mekanizmasının nasıl işlediğini daha iyi kavramak için bir araştırma yapmışlardır. Vidalı bağlantının çekme dayanımını deneysel olarak iki çelik çubuk kullanarak elde etmişlerdir. İlk çelik çubuğun çapı 18,5 mm olarak almışlar ve çubuğun bir ucuna inch başına 16 diş düşecek şekilde vida açmışlardır. İkinci çelik çubuğun çapını 45 mm olarak almışlar ve bu çubuk somun fonksiyonu görmüştür. Deneylerin sonucunda özetlenebilirki, gövdeye giren diş derinliği somunun minor çapının (diş üstü çapı) %90' ına eşit veya daha büyükse çelik çubuk koparken, %90'ından küçükse dişlere zarar gelmektedir. Ayrıca sonuçlar göstermiştirki, diş sayısı ile bağlantının desteklediği maksimum yük arasındaki korelasyon doğrusal değildir [1].

Martínez ve Ríos (2008) vidalı bağlantılarda halen bir problem olan, diş açılmış bir gövdeye bağlanan bir civatada, dişlerin sıyrılmasını önlemek için diş temas uzunluğunun tespiti üzerinde durmuşlardır. Civatanın direkt olarak sünek bir malzemeden üretilmiş bir gövdeye bağlandığı durumlar için herhangi bir formülize edilmiş hesaplama yöntemi bulunmamakta. Yayınladıkları makalede, sonlu elemanlar yöntemi ile modelleme yaparak, üzerine yük gelen bir bağlantıda dişlerin sıyrılması davranışını üzerinde çalışmışlardır. Çalışmalarında, civata ve diş açılan gövde için farklı malzemeler kullanmışlar ve diş açılan gövdenin dış çapı, dişlerin temas uzunluğu gibi geometrik karakteristikler üzerinde durmuşlardır. İlk aşamada,

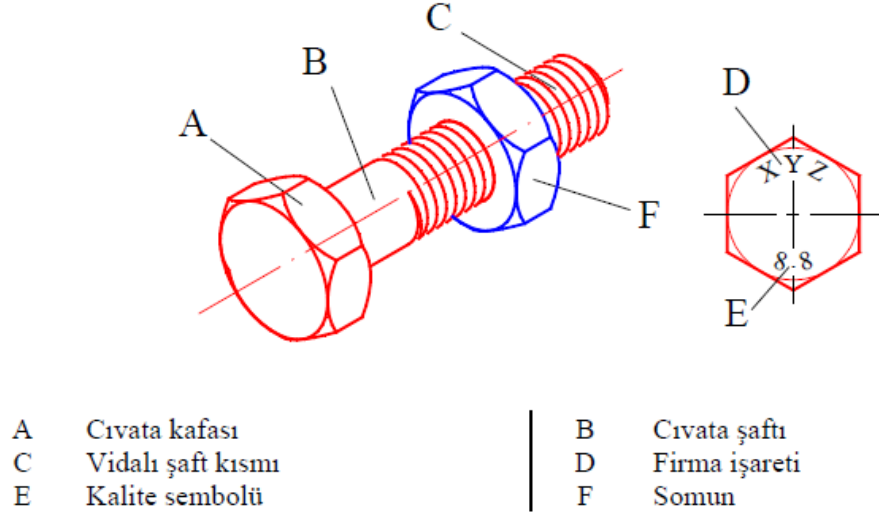
civata ve diş açılan gövdenin malzemeleri, civata çapı ve diş açılan gövdenin geometrisi değişmeden yapılan deneylerde, bağlantının taşıyabildiği maksimum yük ile diş temas uzunluğu arasındaki ilişkiyi incelemişler ve civatanın dişlerinin sıyrıldığı ve koptuğu diş temas uzunluğunu belirlemişlerdir. İkinci aşamada, kullanılan civata malzemesinin çekme dayanımı ile bağlantının taşıyabildiği yükü karşılaştırdıklarında korelasyonun lineer olduğunu görmüşlerdir. Üçüncü aşamada, diş temas uzunluğu sabit tutulmuş ve diş açılan gövdede farklı malzemeler kullanarak, diş açılan gövdenin malzemesinin çekme dayanımı ile civata malzemesinin çekme dayanımı arasındaki oran ile bağlantının taşıyabileceği maksimum yük arasındaki korelasyonu incelemişlerdir. Ortaya çıkan sonuçlar göstermektedir ki, 0,73'ün altındaki oranlarda diş açılmış gövdenin dişlerinde sıyrılma olmasına rağmen, civatanın dişlerinde gözle görülebilir bir bozulma olmamıştır. 0,73 ile 0,88 arasındaki oranlarda hem civatanın hemde diş açılmış gövdenin dişlerinde sıyrılmalar görülmüş, 0,88 ve üzerindeki oranlarda ise sadece civatanın dişlerinde sıyrılmalar gözlemlenmiştir. Dördüncü aşamada, diş açılmış gövdenin dış çapının dayanıma etkisini araştırmak amacıyla, bu dış çap ile civatanın nominal çapı arasındaki oran ile taşıyabilmek maksimum kuvvet arasındaki korelasyon incelenmiş ve 2'nin üstündeki oranların taşıyabilen yüke bir etkisi olmamıştır. Son aşamada ise, diş açılan gövdenin dış çapı ile civatanın nominal çapı arasındaki oranı 3 alarak, civatanın nominal çapı ile taşıyabilen yük arasındaki ilişki incelenmiş, çapı 6 mm'den 20 mm'ye değişen aralıklarda yükünde doğru orantılı olarak değiştiği gözlemlenmiştir [2].

1.3 Civata

Civatalar çok çeşitli ürünlerde yüksek miktarlarda kullanılan makina parçalarıdır.

Civataların tasarımı ve üretimi önemli bir iştir ve dikkate değer bir ekonomik büyüklüğe sahiptir. Dünya üzerinde binlerce değişik üretici her yıl milyonlarca değişik özelliğe sahip civatayı piyasaya sunmaya devam etmektedir. Civataların kullanım sıklığına örnek olması bakımından bir Boeing 747 uçağında yaklaşık olarak 2,5 milyon civata kullanılmaktadır [13].

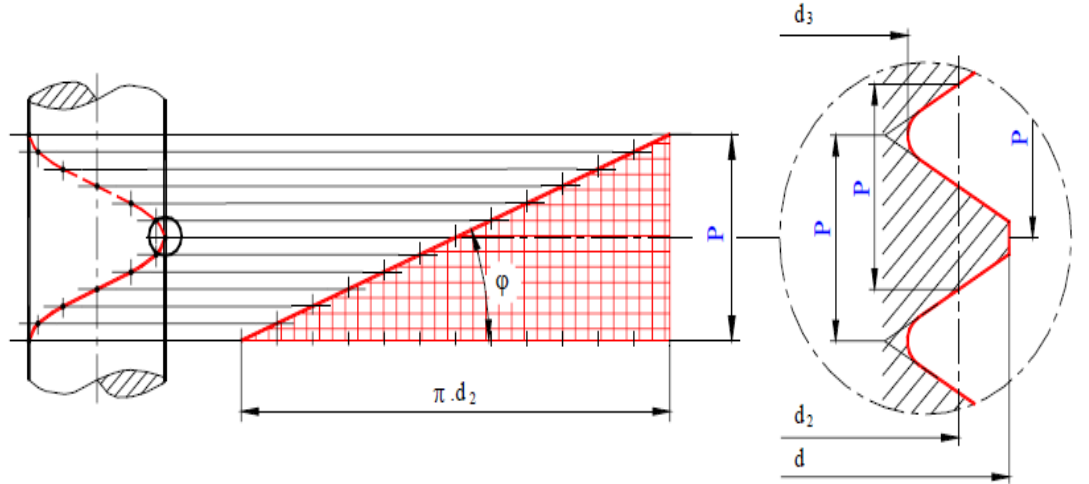
Civata silindirik bir çubuğa vida çekilerek yapılır. Şekil 1.1' de makina branşında kullanılan tipik sağ helisli civata resmi görülmektedir.



Şekil 1.1: Cıvata [3].

1.3.1 Vida

Vida helis şeklindeki bir kamanın, yani bir dik üçgenin bir silindirin üzerine sarılmasıyla elde edilir (Şekil 1.2). Standartlaştırılmış vidalarda bütün ölçüler ve tanımlamalar standartlar ile tam olarak belirlenmiştir.



Şekil 1.2: Vida Helis [3].

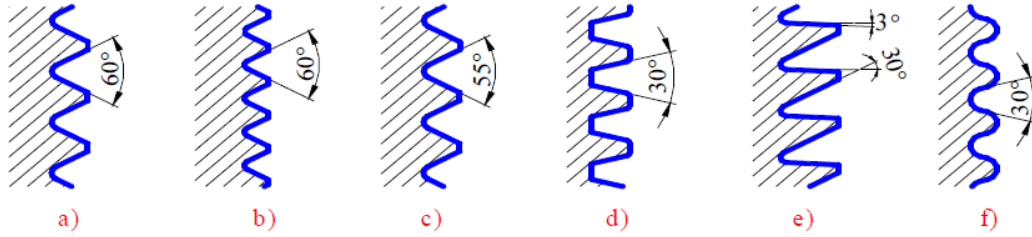
Helisel eğrilerde olduğu gibi burada da vida helisini üç ana faktör karakterize eder:

- *Adım, hatve (P)*: Vidanın 360° dönüşünde almış olduğu, dönme eksenini yöündeki yol.
- *Bölüm dairesi çapı (d₂)*: Vida bir kanal şeklinde olduğundan burada üç çap vardır.

Vidanın değerleri bölüm dairesi çapı " d_2 " ile tanımlanır. Diğer çaplar başka maksatlarla kullanılır. Fakat hatve her üç çap içinde aynı büyüklüktedir.

- *Helis açısı* (ϕ): Helis açısının tanjant değeri, hatvenin bölüm dairesi çap çemberinin boyuna ($\pi \cdot d_2$) bölünmesiyle bulunur[3].

1.3.1.1 Çok kullanılan vida çeşitleri

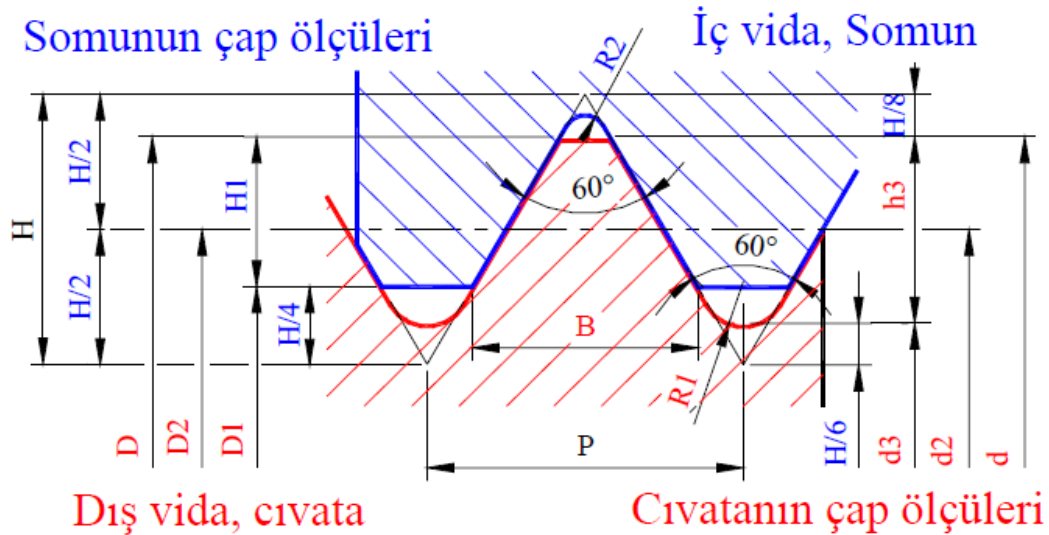


Şekil 1.3: a) Metrik vida, b) Metrik ince vida, c) Whitworth vidası, d) Trapez vida, e) Testere dişli vida, f) Yuvarlak dişli vida [3].

Metrik vida

Metrik vida, normal

Makina imalatında en çok kullanılan vida tipidir ve. Uç açısı 60° dir. Dış vida ucu kesilmiş ve iç vida içi yuvarlatılmıştır. Böylece çentik etkisi azaltılmıştır. Bağlantı elemanı olarak kullanılan cıvataların vida şeklidir. Metrik vida Şekil 7 ile gösterilmiştir.



Şekil 1.4: Metrik vida [3].

Metrik vida, ince

Form olarak normal ISO-Vidasından farkı yoktur. Yalnız adımı küçük olduğundan vida derinliği oldukça küçüktür. Vida derinliğinin küçük olmasından dolayı çentik etkisi çok az olur. Dinamik yük altında çalışan bağlantılarda kullanılır.

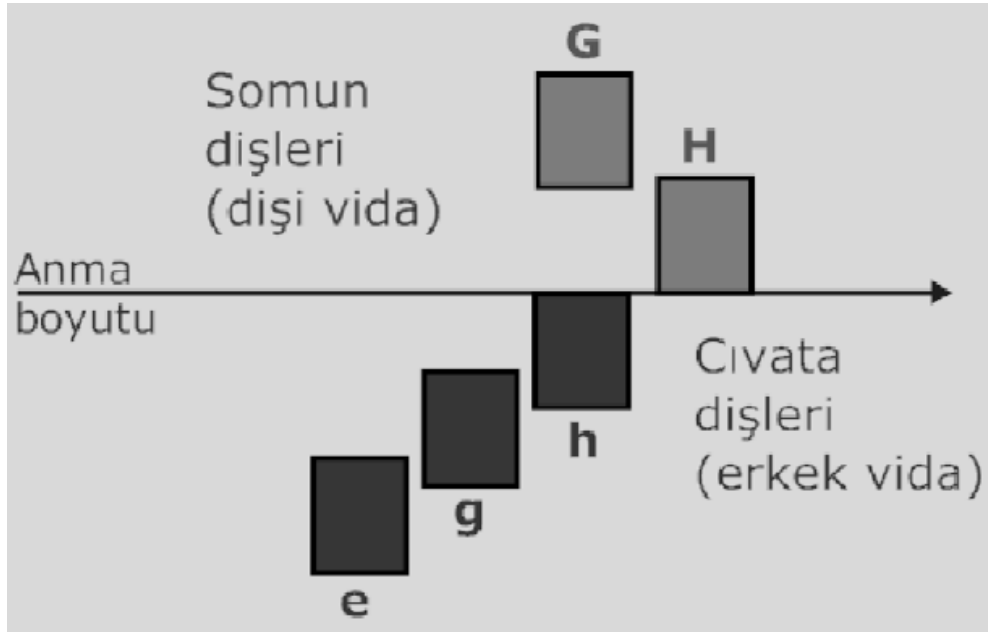
1.3.2 Vida toleransları

Civata ve somun vidaları belirli toleranslara uymak zorundadır. Bu toleranslar sayesinde vidaların birbirine uyması, ekonomik üretim, bağlantının yeterli kalite ve mukavemete sahip olabilmesi sağlanır. Civata için a,b,c,d,e,f, ve g toleransları; somun için ise H ve G toleransları tespit edilmiştir.

ISO sisteminde vida toleransları ince, orta ve kaba olmak üzere üç sınıfa ayrılır. Bu sınıflandırmaya göre;

- İnce geçmede; somun için: 4H, 5H; civata için 4h, 4g, 4e
- Orta geçmede; somun için: 5H, 6H, 5G, 6G; civata için 6h, 6g, 6e
- Kaba geçmede; somun için: 7H, 7G; civata için 8g, 8e

tolerans kaliteleri kullanılır. Vidaların toleranslarını göstermek üzere vida simgelerinin sonuna toleransları konur. Örneğin, civata vidası için: M10-4g; somun vidası için M24-5H.



Şekil 1.5: Vida tolerans alanları [4].

Çizelge 1.1: Toleransların Kullanım Alanları[4].

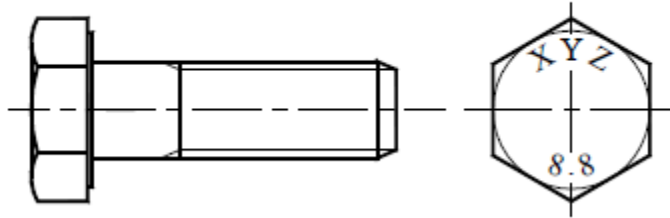
İfade	Toleranslar	Kullanım Alanları
İnce	4H, 5H/ 4h	Çok büyük hassiyet gerektiğinde, çıplak veya ince fosfat tabaka
Orta	6H/6g	Genel amaçlı kullanım, çıplak, fosfatlanmış veya ince galvanize tabaka
Kaba	7H/8g	Hassasiyet açısından herhangi bir isteğin olmadığı hallerde

1.3.3 Civata malzemesi ve mukavemet değerleri

Civatalarda en çok kullanılan malzemeler sünekliği yüksek olan çeliklerdir. İşletme sıcaklığı -50°C ile 300°C arasında olan, kaynak edilebilme ve korozyona dayanım açısından özel koşullar istenmeyen hallerde alaşımsız veya düşük alaşımlı çeliklerden imal edilmiş, mukavemet sınıfları aşağıda belirtilen civatalar yeterlidir. 3.6 ile 6.8 arasındaki civatalara ısıtıl işlem uygulanmaz. Kopma değeri 800 N/mm^2

‘den daha yüksek civatalar için ince taneli ıslah edilmiş çelikler kullanılır [5].

Civata malzemesinin kalite sayısından malzemenin mukavemet değerleri çıkarılır.



Şekil 1.6: Civata Malzeme Değeri [7].

Şekil 1.6’de gösterilen civatanın kalitesi 8.8 dir. Burada birinci rakamın 100 ile çarpımı civata malzemesinin garantili kopma "Rm" mukavemet değerini, ikinci rakamın kendisinin on katı ile çarpımı civata malzemesinin garantili akma "Re veya Rp 0,2" mukavemet değerini verir.

$$R_m = 8 \times 100 = 800 \text{ N/mm}^2$$

$$R_e \text{ veya } R_{p\ 0,2} = 8 \times 80 = 640 \text{ N/mm}^2 [7].$$

Civata mukavemet sınıfları: 3.6, 4.6, 4.8, 5.6, 5.8, 6.6, 6.8, 6.9, 8.8, 10.9, 12.9, 14.9

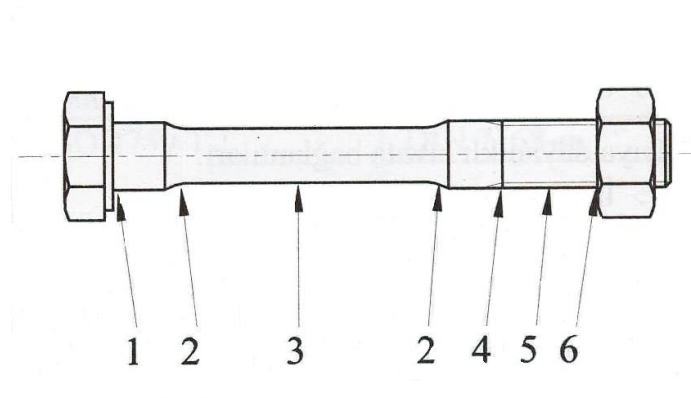
Somun mukavemet sınıfları: 4, 5, 6, 8,10, 12, 14

1.3.4 Civata bağlantıları

Günümüzde, civata ve kaynak bağlantıları çelik konstrüksiyonların bir parçası olarak sık kullanılırlar. Her iki bağlantı türünde avantajları ve dezavantajları vardır. Eğer, düzgün bir şekilde tasarlanırsa iki tür bağlantıda aynı dayanıma sahip olur. Bu bağlantı türleri arasındaki en önemli fark ise, civatalı bağlantı eğitimsiz bir işçi tarafından bile uygulanabiliyorken, kaynaklı bağlantı sertifikalı bir kaynakçı tarafından yapılmalıdır. Civata ve somun bağlantısı, civataya eksen boyuncası kesme kuvveti veya gerilme kuvveti uygulanmasıyla çalışmaya başlar. Civatalı bağlantının dayanımı, sadece malzeme olarak kullanılan çeliğin kalitesine bağlı değil, aynı zamanda civata ve somun bağlantısının dayanımında bağlıdır. Bu dayanımda, dış boyutuna, somun ile temas halinde olan dış uzunluğuna (dış sayısına) ve somunun kalınlığına bağlıdır [1].

1.3.4.1 Konstrüksiyon esasları

Makine imalatında kullanılan civata bağlantılarında civataların malzemesi, boyutlandırılması, konumlanması ve adetleri son derece önem arz etmektedir. Bunun yanında civatadaki çentik etkisi, gerilmelerin uniform yayılması, bağlantı yüzeyleri, gevşeme emniyeti gibi esaslar civata bağlantılarında en çok dikkat edilmesi gereken hususlardır [5].

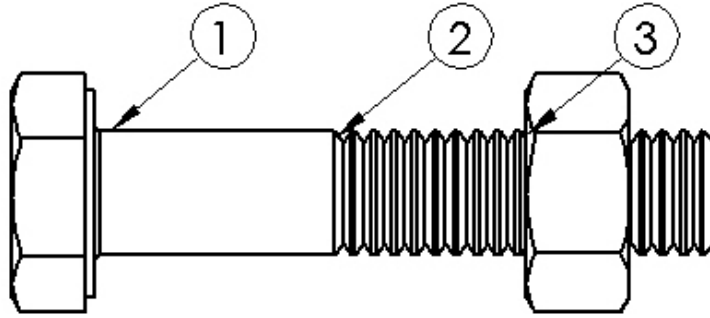


Şekil 1.7: Konstrüksiyon dikkat edilecek önemli noktalar [5].

1. Şaft ile civata başını birleştiren yuvarlaklığa çentik etkisinden dolayı dikkat edilmelidir.
2. Şaft incelleme yerindeki bağlantı yuvarlaklığına dikkat edilmeli,

3. Şaftın yüzey işleme toleransları ekonomik olarak seçilmeli,
4. Vida sonu çentik etkisini önleyecek şekilde yapılmalı, geçiş gayet yumuşak olmalı,
5. Vida sonu ile somun başlangıcı birbirinden oldukça uzak seçilmelidir,
6. Vida sonu ile somun bağlantısında özellikle cep somunda civatanın vida sonu somunun içinde olması çentik etkisinden dolayı avantajdır [yukarıyla aynı].

Civatalarda kopmaların %65'i somunun civatayı kavradığı yerde yani ilk dişte, %20'si vidanın civata gövdesine geçiş yerinde ve %15'i civata başı ile gövde arasındaki geçiş yerinde meydana gelmektedir (Şekil 1.3). Civata başı ile gövde arasında ve vidanın civata gövdesine geçiş yerinde uygun geçişler yapmak, yüzey işçilik kalitesini arttırmak suretiyle kopmalar azaltılabilir.



Şekil 1.8: Civatalarda Kopma Bölgeleri (1: %15, 2:%20, 3:%65).

1.3.4.2 Bağlantılarda dişlerin sıyrılması

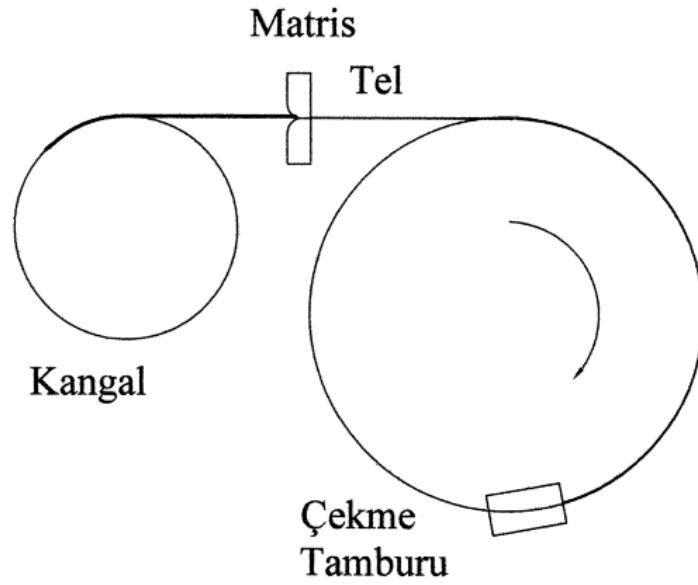
Civata ve somun üzerindeki dişler arasındaki temas sonucunda dişler uygulanan yükleri eşit miktarlarda paylaşırlar. Civatalara göre daha yumuşak malzemeden imal edilmiş olan somunlar kullanıldığında yüklenme sonucunda somun dişleri üzerinde oluşan bölgesel akımlar nedeniyle yük paylaşımında düzgünlüğün arttığı görülür. Dişlerin sıyrılmasına neden olan etken ise dişlerde oluşan kesme gerilmeleridir. Civata ve somun dişleri arasında hangisinin sıyrılmaya uğrayacağı birbirlerine göre sahip olunan mukavemet değerine bağlıdır [6].

1.4 Civata ve Somun İmalatı

1.4.1 Civata imalat basamakları

1.4.1.1 Tel çekme

Tel çekme işlemi sıcak haddelenmiş filmaşın tellerden başlamaktadır. Filmaşın tel önce matrise zarar vermemesi ve yüzey pürüzlükleri olmaması için ya asitle yıkanarak veya mekanik yolla soyulup cürufu dökülerek temizlenmektedir. Kuru çekmede yağlayıcı olarak gres veya sabun tozu, ıslak çekmede ise yağlayıcı sıvı kullanılır. Tel çekme işlemi Şekil 1,9’da gösterilmiştir[11].



Şekil 1.9: Şematik Tel Çekme [11].

Şekil 1.10’da telin istenilen çapa getirilinceye kadar, sürekli olarak ardışık matrislerden geçirilmesi görülmektedir. Her bir matrisin ve ardışık matrislerin çapları materyalin giriş çapından küçüktür ve telin kesiti her bir matristen geçtikçe küçülmektedir. Teorik olarak, tel çekme işlemi, hiçbir materyalin atılmasının istenmediği atık sız bir işlemdir. Bu nedenle, telin hacmi çekilse bile aslında aynı kalırken, telin boyu uzamakta veya sünmektedir. Pratikte, çekilmiş materyale ve yağlama koşullarına bağlı olarak mekanik özelliklerde farklılıklara rastlanmaktadır. Metale uygulanan redüksiyona bağlı olarak, ara tavlamalara ihtiyaç duyulmaktadır.



Şekil 1.10: Telin Matristen Geçışı [12].

Tel çekme işlemi metal şekillendirilirken ısı uygulanmadığı için soğuk şekillendirme olarak adlandırılmaktadır. Ancak, tel daha küçük çaplara çekilirken soğuk şekillendirmeye bağlı olarak kangal demirinin özellikleri değişirken sıcaklık da artmaktadır.

Tel çekme işlemi için, çekme makinesi, tel, yağlayıcı ve matris gereklidir. Kullanılan yağlayıcının tipine göre; su veya sıvı yağ kullanılırsa ıslak, kuru tip yağlayıcılar kullanılırsa kuru tel çekme olarak adlandırılır.

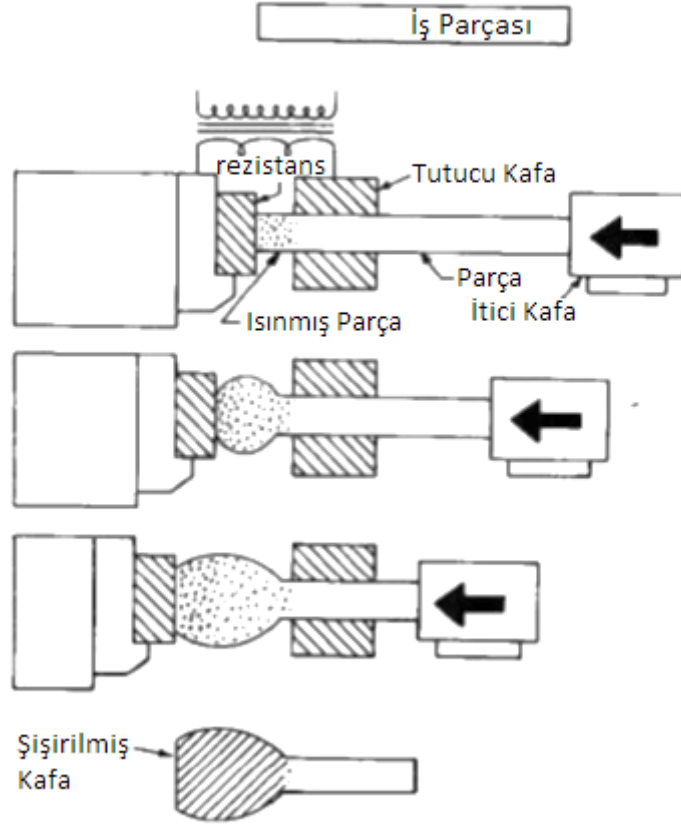
1.4.1.2 Presleme

Yığma dövme

Bu dövmenin özelliği, kapalı kalıpla yatay preslerde işlemin yapılmasıdır. Cıvata, perçin, çivi, vida, çubuk gibi başı yığma ile şekillendirme gerektiren parçalara uygulanır.

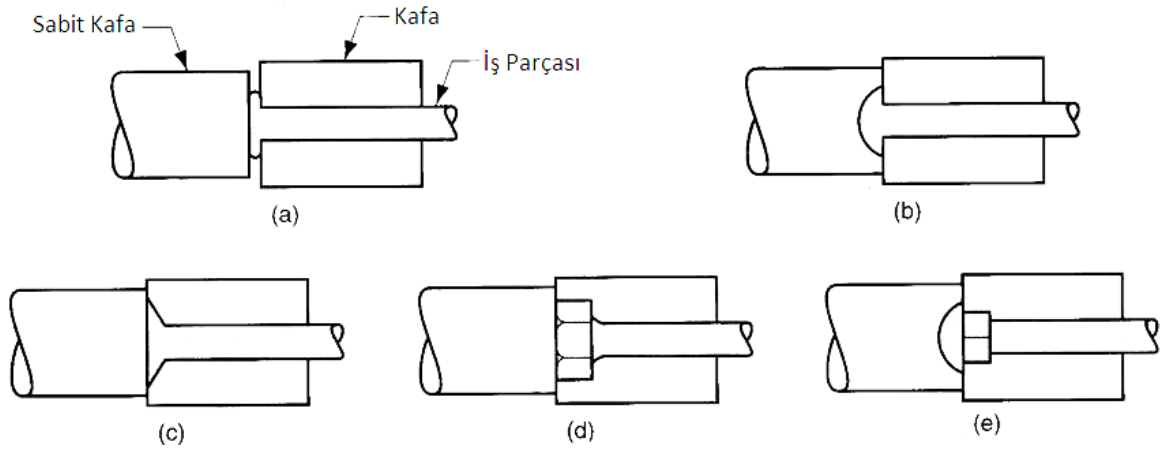


Şekil 1.11: Vida Çekmek İçin Hazırlanmış Muhtelif Perçinler [8].



Şekil 1.12: Civata Başı İçin Kafa Şişirme [8].

Farklı geometrilerdeki civata, perçin, çivi, vida, çubuk gibi başı yığma ile şekillendirme gerektiren parçalara uygulanır.



Şekil 1.13: Çeşitli Civata Kafası Kalıpları[8].

Civata imalatinde dövme makinelerine aynı zamanda perçin makinesi de denir.

Birkaç tipi vardır:

2 İstasyonlu Mak.; 1. istasyonda çeliğe vurulan ilk darbe ile baş kısmı şekillenmeye başlar ve armut şekli adı verilen bir yapı oluşur. 2. istasyonda gelen 2. darbe ile cıvata başı son halini alır. Cıvata başı imal edeceğimiz 6 köşe ölçülerine göre meydana getirilir.

3 İstasyonlu Mak.; 2 istasyonlu makinaya 6 köşe çapaklama makinasının ilavesiyle oluşur. Bu makina taşlama yöntemi ile cıvatanın 6 köşesini oluşturur. Çapağı bir tarafa cıvatayı bir tarafa ayırır.

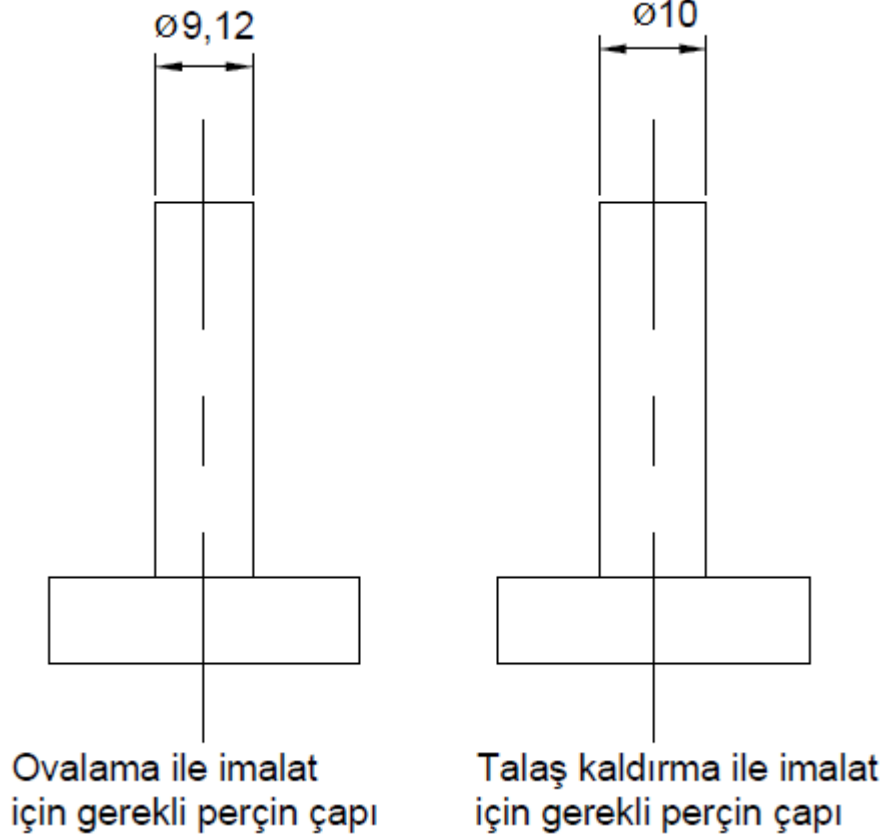
4 İstasyonlu Mak.; Daha çok deformasyon isteyen, zor şekillenen parçaların imalatında kullanılır. Bu parçalara şekil vermek zor olduğundan 3 vuruş yetmez. Örneğin kademeli bir cıvata...

5 İstasyonlu Mak.; Çok karışık parçalar için kullanılır. Bu makina ile bir boru bile yapılabilir.

6 İstasyonlu Mak.; Bu makina yeni çıkmıştır. Diğerlerine göre çok fonksiyonel olan bu makina ile parça üretimi yapılır[9].

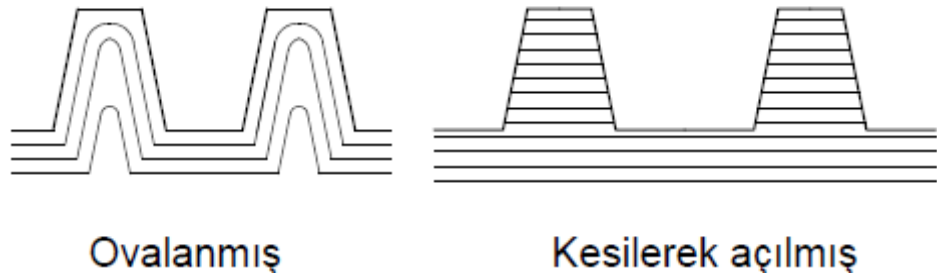
1.4.1.3 Ovalama (Dış açma)

Ovalayarak vida imalatı; keserek vida imalatında olduğu gibi malzemenin koparılıp uzaklaştırılması yerine, parçayı ezerek vida şeklini verme prosesidir. Bu proste, başlangıçtaki yuvarlak çelik parçanın çapı, vida dış çapından daha küçüktür. Örnek olarak; 1" çapında bir vida çapı için 0,912"lik bir yuvarlak çelik çubuk kullanılır. Pitch çapı (bölüm dairesi çapı) adını verdiğimiz bu çap; max ve min vida dışı çaplarının ortalaması olan bir çaptır. Cıvata, set halinde karşılıklı çalışan ovalama kalıpları arasında döndürülür. Çelik çubukta malzeme akarak yer değiştirir ve vida formu üretilir. Üretilen vidanın tam çapı 1"dir. Fakat başlangıçtaki çubuk çapı 0,912"dir [10].



Şekil 1.14: M10 Cıvata İçin Kesme ve Ovalama Perçin Çaplarının Görünüşü[10].

Ovalama işlemi esnasında oluşan deformasyon sertleşmesi bu yolla açılan vidaları daha mukavemetli yapar. İlave olarak, kesme yolu ile vida imalatında tanelerin tabii yapıları kesilirken, ovalamada yeniden forma sokulur. Böylece yapısal bütünlük açısından, ovalama yöntemi daha üstün olur [10].



Şekil 1.15: Ovalama ve kesme yöntemi ile açılmış vida dişi örnekleri[10].

Ovalama yöntemi ile daha kısa zamanda çok iş yapılır, Ovalanmış cıvatalar için daha küçük çaplı yuvarlak parçalar kullanıldığından, ağırlıkları daha azdır. Bu ağırlık azalması malzeme fiyatını, galvanizleme fiyatını, ısıtma işlem fiyatını, kaplama fiyatını, nakliye fiyatını ve diğer ağırlıkla ilgili tüm işlemlerin fiyatını düşürür. Soğuk

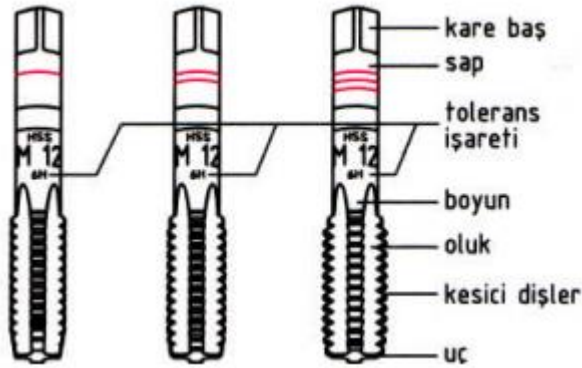
uygulanan vida dişi açma işleml; açılan vidaları daha dirençli yapar. Ovalanan vidalar, ovalama işleminin bir etkisi olarak daha parlak olduğundan daha düzgün yüzeyli görünürler. Dezavantajlar: Maksimum çapları ve maksimum vida uzunlukları sınırlıdır. Vida dişi bölüm dairesi çapı, belirli malzemeler için sınırlıdır. Ovalanmış vidalar, kesilerek açılmışlardan % 20 daha güçlüdürler. Bu daha çok tanelerin kesilmemiş, kıvrılmış olmasındandır [10].

Ovalamanın avantajları

Talaşsız soğuk işlem yaparak vida ovalama başlıkları kullanarak açılan vidalar, diğer yöntemlerle açılan vidalara aşağıdaki üstünlükleri sağlarlar. Takım ömrü daha uzun, ovalama hızı daha yüksektir. Kesilerek açılan vidaların mukavemetinden % 20 daha güçlü vidalar elde edilir. Soğuk şekil vermede kalıplarda hiç aşınma yoktur ve kalıplar faydalı ömür aralığında çalışmaktadırlar. Ortaya çıkan son vida ürünü ilk vida ürünü kadar iyi ve hassas olacaktır. Soğuk şekil vererek üretilen vidalarda mükemmel bir içyapı, düzgün ayna gibi görüntü ve hayli yüksek mukavemet için iyileşmiş bir tane yapısı oluşur. Ovalama işlemi, vida oluşturmak için malzemeyi yukarı ve dışa doğru akmaya zorlar. Çünkü vida malzemenin yukarı ve dışa doğru malzeme akışıyla şekillenir. Hazırlanan ovalanacak parça, kesme için hazırlanan parçadan daha küçüktür. Bu malzeme tasarrufu sağlar. Vida ovalama için uygulama şartı, vida kesme için olan uygulama şartından daha zor olur. Vida ovalamanın kullanıldığı yerler vida kesme yönteminin kullanıldığı yerlere göre üstün pek çok avantaj sunabilir [10].

1.4.2 Somun imalatı (Kılavuz ile iç vida çekme)

1.4.2.1 Kılavuzlar



Şekil 1.16: Kılavuzun Kısımları[14].

Küçük boyutlardaki somunlar için, iç vida dişi açma işlemi genellikle el ile ve kılavuzlar yardımıyla yapılır. Kılavuzlar vida gibi görünen ve davranan ama takım çeliğinden veya yüksek hız çeliğinden üretilmiş ve keskin kenarlara sahip olan iç vida çekme elemanlarıdır. Metrik ve whitworth olarak yapılmışlardır.

Normal diş kılavuzlar, İnce diş kılavuzlar, Boru kılavuzları, Makine kılavuzları olmak üzere 4 farklı çeşidi vardır.

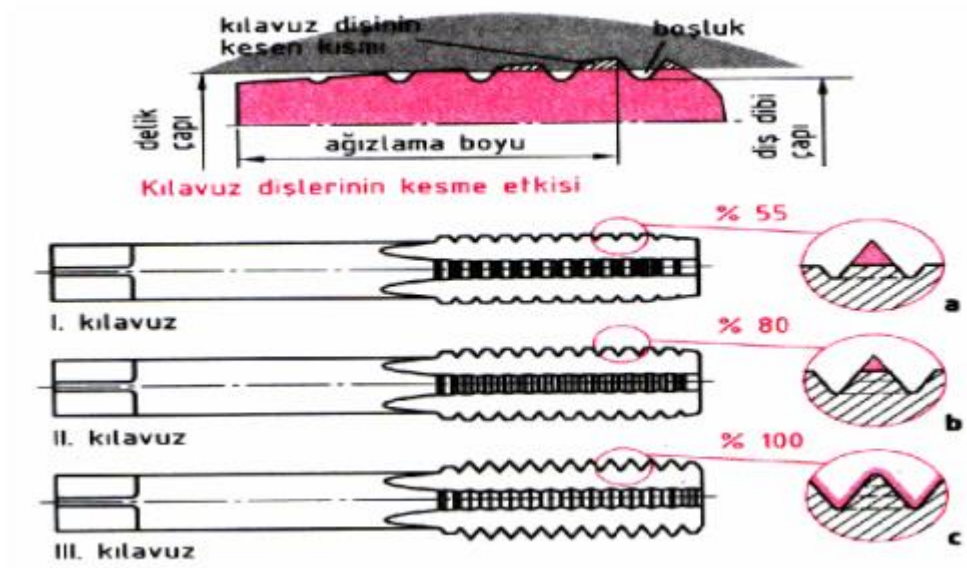
Kılavuz takımları

I. Kılavuz: Bu kılavuzların dişli kısmı, uç çapı, diş dibi çapına eşit olan bir kesik konidir. Deliği iyi ağızlar ve az talaş kaldırır. Sap kısmında bir çizgi vardır.

II. Kılavuz: Diş üstü çapı birinciden biraz daha büyüktür. Birinciden daha derin talaş kaldırır. Sapında iki çizgi vardır.

III. Kılavuz: Bu son kılavuz ikinci kılavuzun açtığı kanalları izleyerek vidayı oluşturur. Sapında üç çizgi vardır.

Bazı kılavuz takımlarının saplarında çizgi bulunmaz. Bu tip kılavuzlarda kesici uç kısmının ağız uç konikliğinin fazla olmasına bakılarak (en fazla olan 1, daha sonra 2, en az lansa 3) sıralanır[14].



Şekil 1.17: Kılavuz Takımı ve Kesme sırası[14].

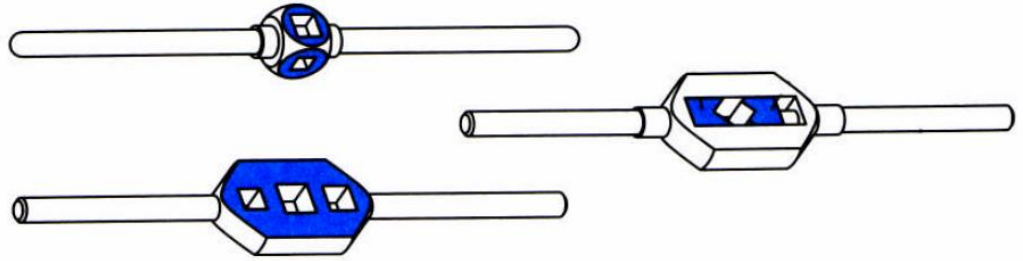
Kılavuz Çekmede Dikkat Edilecek Hususlar:

1. Delik çapı vidanın diş üstü çapından, adımı kadar küçük delinmelidir.
2. Deliğin girişine 90 derece havşa açılmalıdır.
3. Delik eksenini dik olacak şekilde iş parçası mengeneye bağlanmalıdır.
4. Uygun kılavuz koluna takılan I. kılavuz delik eksenine dik olacak şekilde ağızlatılmalıdır.
5. Kılavuz çekerken malzemeye uygun bir yağlama yapılmalıdır.
6. Özellikle çelik malzemelerde, her iki üç dönüşte bir talaşı kırmak için geri hareket yaptırılmalıdır. Geri hareket, kılavuz kanallarının talaşla tıkanmasını ve kılavuzun kırılmasını önler.
7. Eğer kör deliğe kılavuz çekiyorsak kılavuz bir kaç defa çıkarılmalı, delik ve kılavuz talaşlardan temizlenmelidir[14].

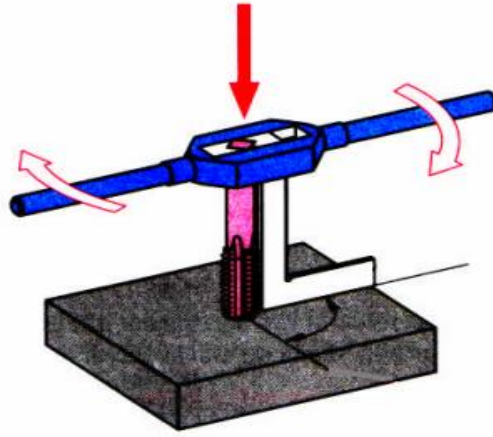
İşlem sırası:

1. Kılavuza uygun kılavuz kolu seçilerek kılavuz (buji) koluna takılmalıdır. Kılavuz seçilmelidir.
2. I numaralı kılavuz delik eksenine dik olacak şekilde ağızlatılmalıdır.

3. Kesme sıvısı kullanılmalıdır.
4. Saat ibresi yönünde az bir baskı ile döndürülmelidir.
5. Her $\frac{1}{4}$ turda saat ibresi tersine geri döndürülerek talaşın kırılması sağlanmalıdır.
6. Kılavuz sıkışırsa çok fazla zorlanmamalıdır.
7. Vida işlemi bitinceye kadar aynı işlemlere devam edilmelidir.
8. Aynı şekilde II. ve III. kılavuzlarda deliğe salınarak vida tamamlanmalıdır[14].



Şekil 1.18: Sabit ve ayarlı kılavuz kolları [14].



Şekil 1.19: Kılavuzun dik olarak ayarlanması [14].

1.4.2.2 Kesme sıvıları

Kesmenin etkili olabilmesi sağlamak, ısınmayı gidermek ve talaşın malzemeden ayrılmasını kolaylaştırmak için kesme sıvıları kullanılır.

Çizelge 1.2: Delme ve vida çekmede kullanılan soğutucular [14].

Malzemeler	Kesme sıvıları
Az dirençli çelik	Madensel yağlar ve suda çözülen yağlar
Yüksek dirençli çelik	
Dökme demir	Kuru
Dövme demir	Sodali su ve suda çözülen yağlar
Bakır v alüminyum	Gaz yağı
Bronz ve pirinç	Kuru veya suda çözülen yağlar

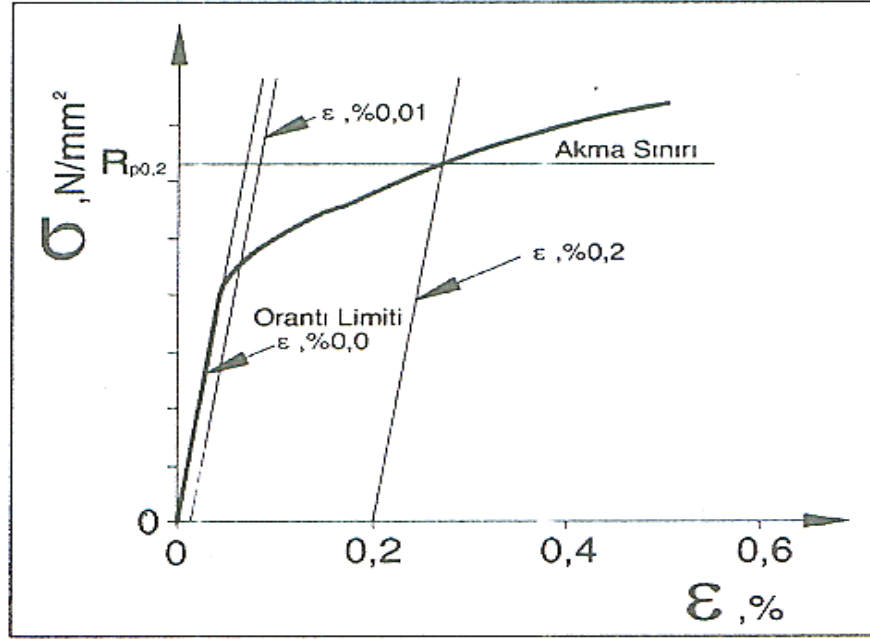
1.5 Çekme Gerilmesi İle Statik Zorlama Durumunda Malzemelerin Dayanım Değerleri

Bir malzemenin eksenî yönünde bir kuvvetle zorlanması durumunda göstereceği özellikleri belirlemek için çekme deneyi yapılır. Çekme deneyi, numune üzerine kuvvet uygulayarak numune üzerinde oluşan gerilme ve birim şekil değiştirme (ϵ - σ) ölçülerek yapılır. Malzeme üzerine kuvvet uygulandığında şekil değiştirir. Kuvvetin kaldırılması durumunda malzeme eski haline geliyor ise elastik şekil değişikliği, kırılma olmadan eski haline geliyor ise plastik şekil değişikliği var demektir[8].

1.5.1 Çekme deneyi ile elde edilen bazı malzeme özellikleri

1.5.1.1 Akma sınırı

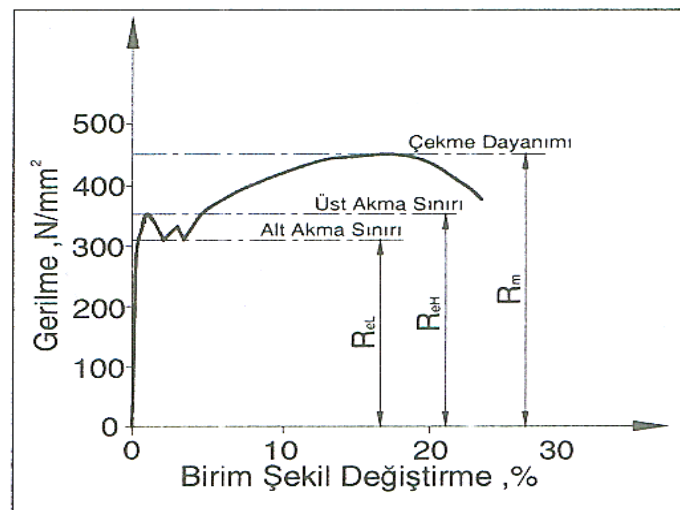
Akma sınırı gerilme-birim şekil değiştirme(ϵ - σ) diyagramında, şekil değiştirmenin artmasına rağmen yükün artmadığı sınırdır. Belirli bir plastik şekil değiştirmenin meydana geldiği gerilmedir. Akma sınırı azkarbonlu çelik gibi akma sınırı gösteren malzemeler için R_e ile, akma sınırı göstermeyen malzemeler için $R_p 0.2$ ile gösterilir.



Şekil 1.20: Akma sınırı göstermeyen bir malzeme için akma sınırının bulunması[8].

1.5.1.2 Çekme dayanımı

(ϵ - σ) gerilme-birim şekil değiştirme diyagramındaki en büyük gerilmedir. Çekme dayanımı R_m sembolü ile gösterilir ve malzemenin çekme zorlamasında göstermiş olduğu en büyük dayanım değeridir. Bir malzemede çekme gerilmesi değerinin aşılması durumunda malzeme daha fazla yük taşıyamaz ve koparak kırılır. Gevrek malzemeler için çekme dayanımı, statik zorlama şartlarında dayanım sınırı olarak kabul edilir.



Şekil 1.21: Az karbonlu bir çeliğin çekme deney grafiği [8]

1.5.1.3 Süneklik, gevreklik

Kopma durumunda numunede meydana gelen uzama miktarının ilk boy oranına kopma uzaması denir. Kopma uzaması, malzemelerin süneklik özelliklerinin bir ölçüsüdür. Kopmadan önce belirli bir uzama gösteren (% 5 kopma uzaması sınır kabul edilmektedir)malzemelere sünek malzeme, göstermeyen malzemelere gevrek malzeme denir[8].

1.5.2 Ön gerilme verilmemiş cıvatanın statik çekme gerilmesi ile zorlanması

Şekil 1.6 daki gibi bir cıvata F kuvveti ile zorlansın, F kuvveti cıvatayı dış dibinden hasara uğratmaya çalışır. Cıvatayı zorlayan çekme gerilmesi

$$\sigma_{\zeta} = \frac{F}{A_s} \quad (1.1)$$

Anma Gerilmesi Kesit Alanı:

$$A_s = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_1 + d_2}{2} \right)^2 \quad (1.2)$$

$$d_1 = \text{Vida dış dibi çapı}$$

$$d_2 = \text{Vida bölüm eksen çapı}$$

M12 cıvata için bu değer hesaplandığında 84.3 mm² çıkmaktadır.

Cıvatanın dayanım değeri

$$\sigma_{em} = \frac{R_e}{S} \quad (1.3)$$

F kuvveti cıvatanın veya somunun dişlereini kesmeye çalışır. Kesilme düzlemi, bölüm eksen çapındaki kesitte meydana geldiği kabul edilebilir. Vida dişlerini kesmeye zorlayan gerilme

$$\tau_k = \frac{F}{S_0} = \frac{F}{\pi d_2 \frac{L}{2}} \quad (1.4)$$

Vida dişlerinin kesilmeye göre dayanım değeri

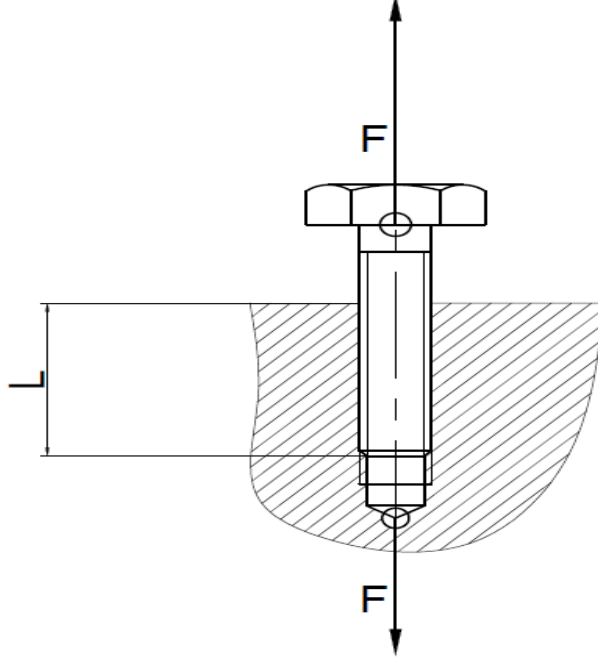
$$R_{em} = \frac{R_e}{2S} \quad (1.5)$$

F kuvveti diş yüzeylerini ezmeye çalışır

$$P = \frac{F}{z \frac{\pi(d^2 - d_1^2)}{4}} \quad (1.6)$$

z:diş sayısı

$$P_{em} = \frac{R_e}{S} \quad (1.7)$$



Şekil 1.22: Ön Gerilme Verilmemiş cıvatanın statik Çekme Gerilmesi [9].

2. NUMUNELER VE DENEY METODU

DeneYler Işık Üniversitesi Malzeme ve Ölçme laboratuvarlarında 3 tonluk kapasiteye sahip ünİversal TESTOMETRIC M500-30CT çekme cihazında gerçEkleştirildi. Civata bağlantısı çekmeye uygun herhangi bir hazır aparat bulunmadığı için çekme cihazına uygun bir aparat tasarlandı. M6,M8 ve M10 civataların çekilebileceğı şekilde tasarlanan bu aparat İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ MAKİNE ELEMANLARI LABORATUVAR'larında üretildi.



Şekil 2.1: TESTOMETRIC Ünİversal Çekme Cihazı.



Şekil 2.2: Civata Çekme Aparatı.

2.1 Numune Kriterleri

Çekme deneyinde kullanılan TESTOMETRIC çekme cihazı 3 ton kapasiteye sahiptir. Başlangıçta M8 8.8 kalite civata kullanılmak istenmiş, dişlerin sıyrılması durumunda kapasite aşma durumu ortaya çıkmamasına rağmen, civatanın koptuğu durumlarda çekme cihazının kapasitesinin zorlandığı gözlemlenmiştir. Bu durum işlemlerle şu şekilde ortaya koyulmuştur;

8.8 kalite civata için çekme dayanımı,

$$R_m = 8.100 = 800N/mm^2$$

M8 civata için anma gerilmesi kesit alanı,

$$A_s = 36 mm^2$$

<i>Metrik ISO profiller (DIN 13 e göre)</i>						
<i>Anma çapı</i>	<i>Hatve (adım)</i>	<i>Dişdibi çapı</i>		<i>Ortalama vida çapı</i>	<i>Gerilme kesit alanı</i>	<i>Diş yükseklği</i>
<i>d</i>	<i>P</i>	<i>d₃</i>	<i>D₁</i>	<i>d₂ = D₂</i>	<i>A_s [mm²]</i>	<i>H₁</i>
3	0,5	2,387	2,459	2,675	5,03	0,271
4	0,7	3,141	3,242	3,545	8,78	0,379
5	0,8	4,019	4,134	4,480	14,2	0,433
6	1	4,773	4,917	5,350	20,1	0,541
8	1,25	6,466	6,647	7,188	36,6	0,677
10	1,5	8,160	8,376	9,026	58,0	0,812
12	1,75	9,853	10,106	10,863	84,3	0,947
14	2	11,546	11,835	12,701	115	1,083
16	2	13,546	13,835	14,701	157	1,083
20	2,5	16,933	17,294	18,376	245	1,353
24	3	20,319	20,752	22,051	353	1,624
30	3,5	25,706	26,211	27,727	561	1,894
36	4	31,093	31,670	33,402	817	2,165
42	4,5	36,479	37,129	39,077	1121	2,436
48	5	41,866	42,587	44,752	1473	2,706

Şekil 2.3: Metrik üçgen profil normal vida dişi için boyutlar [4].

$$\sigma_{\zeta} = \frac{F}{A_s} \quad (1.1)$$

$$F = \left(\frac{800N}{mm^2} \right) \cdot (36,6 mm^2) = 29280 N \cong 2988 kg$$

Çıkan sonuç çekme cihazının kapasitesine oldukça yakındır. Bu sebeple M6 civata kullanılmaya karar verilmiştir.

M6 civata için bu kuvvet yaklaşık olarak şöyledir,

M6 civata için anma gerilmesi kesit alanı $A_s = 20,1 mm^2$,

$$F = \left(\frac{800N}{mm^2} \right) \cdot (20,1 mm^2) = 16080 N \cong 1641 kg$$

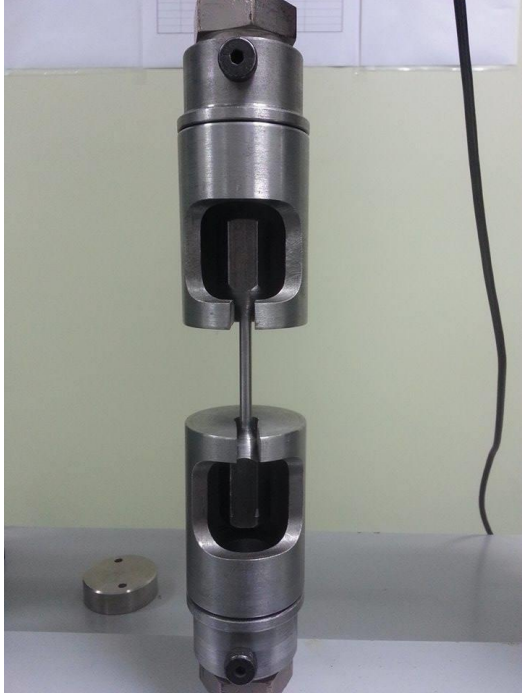
2.2 Malzeme Seçimi

8.8 kalite civata malzemesine karşılık gelen somun malzemesi kalitesi DIN 934 standardına göre 8'dir. Deneylerde somun malzemesi olarak kullanılan AISI 1040 çeliğinin gerekli standartları sağlayıp sağlamadığını tespit etmek amacıyla 5 mm çapa sahip iki adet numune hazırlanmış ve bunlara çekme testi uygulanmıştır.



Şekil 2.4: 5mm çaplı numuneler.

Yapılan deneylerde, malzemenin dayanım yükü ortalama 14,8 kN, kopma mukavemeti ise yaklaşık olarak 753 MPa elde edilmiştir. 8 kalite çelik somunun dayanımının 800 MPa olduğu ve piyasada kullanılan çoğu somunundada çelik yerine demir alaşımları kullanıldığı düşünülürse, elde edilen değerler makuldür.



Şekil 2.5: Çekme öncesi.



Şekil 2.6: Çekme sonrası.

Çizelge 2.1: Çekme testi sonuçları.

Test Numarası	Kuvvet@kopma	Kuvvet@maks.	Kuvvet@akma
	(N)	(N)	(N)
1	12500,5	14194,1	14194,1
2	12524,1	15380,8	15369,9

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

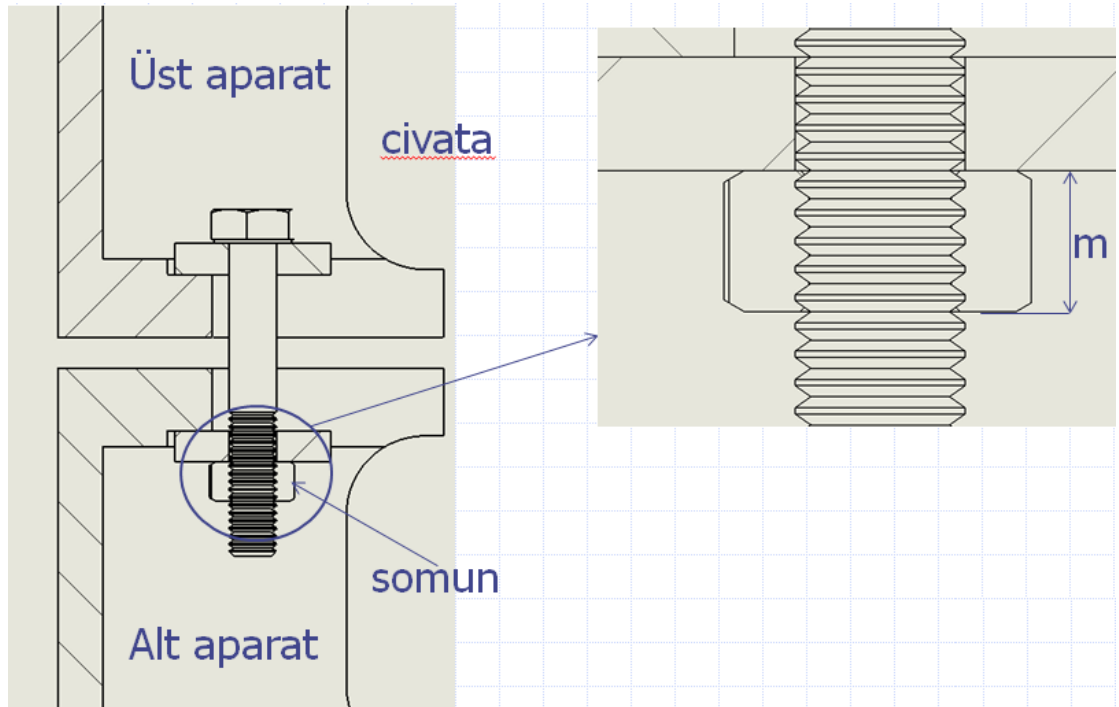
$$F_{\text{peak}_{\text{ort}}} = \frac{(14194,15 + 15380)N}{2} = 14787,5 \text{ N}$$

$$\sigma = \frac{14787,5N}{\pi(5\text{mm})^2/4} \cong 753 \text{ MPa}$$

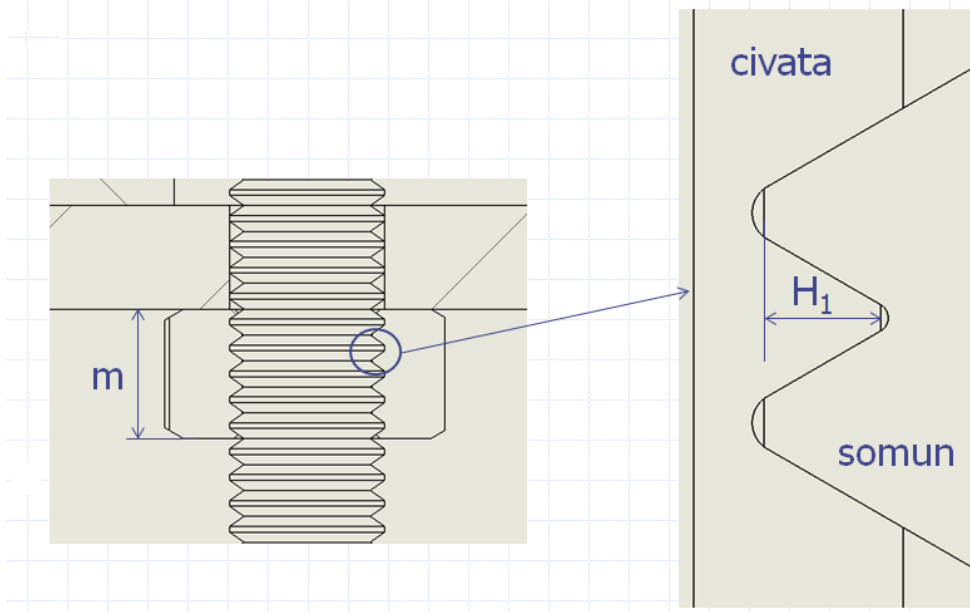
2.3 Deneyin Parametreleri

Deneyin ilk parametresi somun yüksekliği yani somunla temas halinde olan diş uzunluğu veya diş sayısı olarak alınmıştır. Değişen somun yüksekliği ile çekme dayanımı arasındaki ilişki araştırılmıştır. Çekme dayanımı bağlantının taşıyabildiği maksimum yüküdür.

İkinci parametre ise somun ve civata bağlantısında temas halinde bulunan diş yüksekliğidir(H_1). Somun malzemesine delik açmak için kullanılan farklı matkap çapları ile somunda değişik diş üstü çapları(D_1) elde edilerek temas halindeki diş yüksekliği ile oynanmıştır.



Şekil 2.7: Deney parametreleri.



Şekil 2.8: Deney parametreleri.

2.4 Deneyler ve Metod

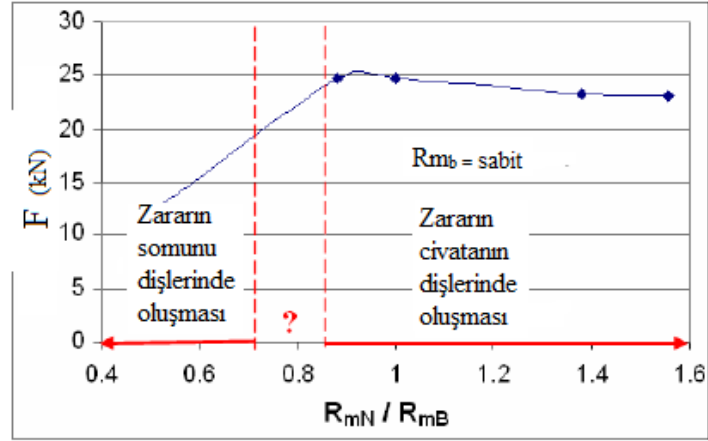
2.4.1 Hasar türleri

Civata somun bağlantılarında hasarlar genelde diş sıyrılması şeklinde meydana gelir. Ancak, bu eksene dik diş temas derinliğinin ($H_{1std.}$) standart olduğu durumlar için daha olası bir durumdur. Bu tip durumlarda, temas derinlikleri diş dibine kadar uzanmakta, bu da diş sıyrılmasına sebep olmaktadır.

Yapılan deneylerde, eksene dik diş temas yüksekliği (H_1) aşama aşama azaltıldığından dolayı, dişlere gelen basınç artmakta ve dişlerdeki hasar ezilme şeklinde gerçekleşmektedir. Hasara uğrayan dişler civatanın dişleridir, somunun dişlerinde herhangi bir hasar gözlemlenmemiştir. Bunun sebebi, Manuel Martínez Martínez, and Daniel Zavala Ríos[2] 'un yaptığı çalışmalarda belirttiği üzere, somun ve civatada kullanılan malzemelerin mekanik özelliklerinden kaynaklanıyor olması olasıdır.

Manuel Martínez Martínez, and Daniel Zavala Ríos [2], bir civatanın diş açılmış bir gövde ile bağlantısında diğer bütün parametreleri sabit tutarak, civatayla ve diş açılan gövde malzemeleri çeşitlendirmişlerdir. Dişlere zarar gelen durumlar için, diş açılan gövdenin malzemesinin çekme mukavemeti ile civatanın malzemesinin çekme

mukavemeti arasındaki ilişkinin (R_{mn}/R_{mb}), dişlere zarar gelme mekanizmasını nasıl etkilediğini araştırmışlardır. 0,73'ün altındaki oranlarda diş açılan gövdenin dişleri sıyrılmış, 0,88'in üstündeki oranlarda ise civatayla dişlerine zarar gelmektedir. Bu değerler arasındaki değerlerde her ikisinin dişlerinede zarar gelebilmektedir.



Şekil 2.9: R_{mn}/R_{mb} [2].

AISI 1040 çeliğinin kopma dayanımı bakımından istenilen mekanik özellikleri sağlayıp sağlamadığını saptamak amacıyla yapılan deneylerin sonuçlarından yola çıkarak yapılan hesaplamalarda somun malzemesinin kopma mukavemetinin (R_{mn}), civata malzemesinin kopma mukavemetine oranı yaklaşık olarak 0,9 çıkmıştır. Bu oran ise Manuel Martínez Martínez, and Daniel Zavala Ríos [2]'in belirttiği oranlar ile karşılaştırıldığında civata dişlerinin hasara uğradığı orandır.

$$\sigma_n(R_{m_{nort}}) \cong 753 \text{ MPa}$$

$$\sigma_b(R_{m_b}) = 800 \text{ MPa}$$

$$\frac{R_{m_n}}{R_{m_b}} \cong 0,9$$

2.4.2 Deneyler

Deneyler Işık Üniversitesi Malzeme ve Ölçme laboratuvarlarında 3 tonluk kapasiteye sahip universal çekme cihazında gerçekleştirilmiştir. Numuneler eksenleri boyunca 1mm/dk hız ile çekilmişlerdir. Deneyin ilk aşamasında elde edilen veriler Çizelge 2.2’de gösterilmiştir, somun yükseklikleri (m) yaklaşık olarak 5 mm alınmıştır. Somunlara delik açmada kullanılan matkap çapı ise 5,05 mm’dir. Yani, eksene dik dış temas derinliği hesaplamalara dayalı olarak 0,515 mm elde edilmiştir.

$$H_1 = H_{1 \text{ std.}} - \frac{(D_{\text{matkap}} - D_{\text{matkap std.}})}{2} \quad (2.1)$$

$$H_{1 \text{ std.}} = 0,54. P \quad (2.2)$$

H_1 : Eksene dik dış temas derinliği

$H_{1 \text{ std.}}$: Standart eksene dik dış temas derinliği

P : Dış adımı (M6 civata ve somun için 1mm)

D_{matkap} : Somuna delik açmak için kullanılan matkap çapı

$D_{\text{matkap std.}}$: Somuna delik açmak için kullanılan standart matkap çapı (5mm)

$D_{\text{matkap}}=5,05\text{mm}$:

$$H_1 = 0,54 - \frac{(5,05 - 5)}{2} = 0,515\text{mm}$$

Beklenildiği üzere bağlantıda dişlere herhangi bir zarar gelmemiştir ve civata kopmuştur. Bağlantının taşıyabildiği ortalama yük yaklaşık 1800,78 kg olarak tespit edilmiştir. Bu 8.8 kalite M6 civata için hesaplanan 1641 kg maksimum dayanım değerini sağlamış hatta aşmıştır. Bunun sebebi olarak, civataların belli bir güvenlik katsayısına bağlı kalınarak üretildiği düşünülebilir.

Çizelge 2.2: Test Sonuçları (m=5 mm, H₁ : 0,515).

	Kuvvet @	Kuvvet @	Kuvvet @	Gerilim @	Gerilim @	Gerilim @	Zararın meydana geldiği yer
	Kopma	Maksimum	Akma	Kopma	Maksimum	Akma	
Test No	(kgf)	(kgf)	(kgf)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	
1	1127,9	1773,2	1773,0	957,2	1504,8	1504,7	Civata kopması
2	1055,5	1824,9	1824,9	895,8	1548,7	1548,7	Civata kopması
3	1113,4	1781,0	1781,0	944,9	1511,5	1511,5	Civata kopması
4	1130,0	1824,0	1822,4	959,0	1547,9	1546,6	Civata kopması
ortalama:	1106,7	1800,8	1800,3	939,2	1528,2	1527,9	

İkinci ve üçüncü aşamalarda somun yükseklikleri yine 5 mm olarak alınmış ve somunun diş yüksekliği belli aralıklarla azaltılmıştır. Bu işlemde, standart matkap çapından daha büyük çaplar kullanılarak somuna açılan deliğin çapı genişletilmiştir. Standart kılavuzlar ile diş açıldığında daha düşük somun diş yükseklikleri elde edilmiştir. Buna bağlı olarak da H₁ azalmıştır. Elde edilen H₁ yükseklikleri şu şekildedir,

D_{matkap}=5,25mm;

$$H_1 = 0,54 - \frac{(5,25 - 5)}{2} = 0,415 \text{ mm}$$

D_{matkap}=5,35mm;

$$H_1 = 0,54 - \frac{(5,35 - 5)}{2} = 0,365 \text{ mm}$$

Çizelge 2.3: Test Sonuçları (m=5 mm, H₁ = 0,415 mm).

	Kuvvet @	Kuvvet @	Kuvvet @	Gerilim @	Gerilim @	Gerilim @	Hasar Türü
	Kopma	Maksimum	Akma	Kopma	Maksimum	Akma	
Test No	(kgf)	(kgf)	(kgf)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	
5	1044,4	1803,1	1803,1	886,3	1530,2	1530,2	Civata kopması
6	1047,1	1802,5	1802,5	888,6	1529,7	1529,7	Civata kopması
7	993,7	1743,9	1743,9	843,3	1480,0	1480,0	Civata kopması
8	1064,7	1797,0	1797,0	903,6	1525,0	1525,0	Civata kopması
ortalama:	1037,5	1786,6	1786,6	880,5	1516,2	1516,2	

Çizelge 2.4: Test Sonuçları (m=5 mm, H₁ = 0,365 mm).

	Kuvvet @	Kuvvet @	Kuvvet @	Gerilim @	Gerilim @	Gerilim @	Hasar türü
	Kopma	Maksimum	Akma	Kopma	Maksimum	Akma	
Test No	(kgf)	(kgf)	(kgf)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	
9	1053,5	1795,6	1795,6	894,1	1523,8	1523,8	Civata kopması
10	1084,9	1815,6	1815,6	920,7	1540,8	1540,8	Civata kopması
11	1035,6	1779,0	1779,0	878,9	1509,8	1509,8	Civata kopması
ortalama:	1058,0	1796,7	1796,7	897,9	1524,8	1524,8	

Çizelge 2.3 ve 2.4'den görüldüğü üzere H₁'in 0,415 mm ve 0,365 mm olduğu değerlerde yine somun veya civata dişlerine herhangi bir zarar gelmemiştir.

Üçüncü aşamada, somun yüksekliği 5 mm iken, kullanılan matkap çapı 5,45 mm alınmıştır.

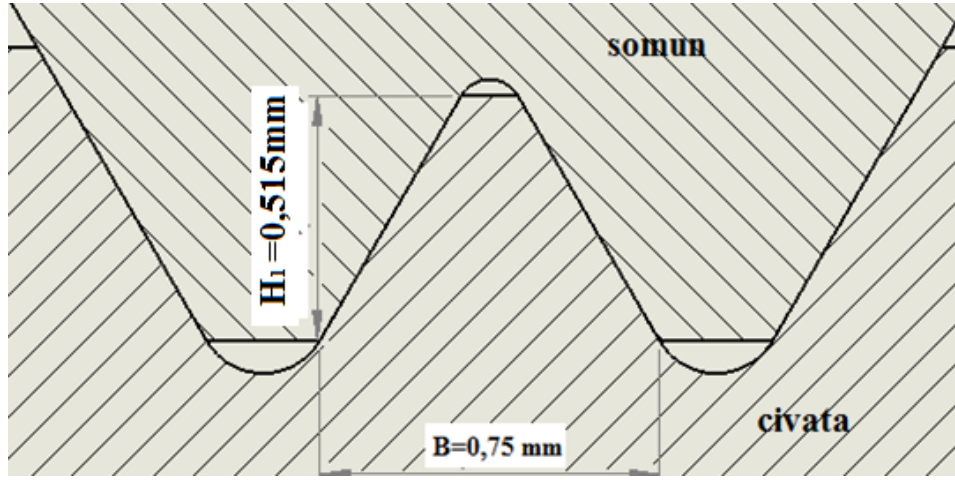
$$H_1 = 0,54 - \frac{(5,45 - 5)}{2} = 0,315 \text{ mm}$$

Çizelge 2.5: Test Sonuçları (m=5 mm, H₁ = 0,315 mm).

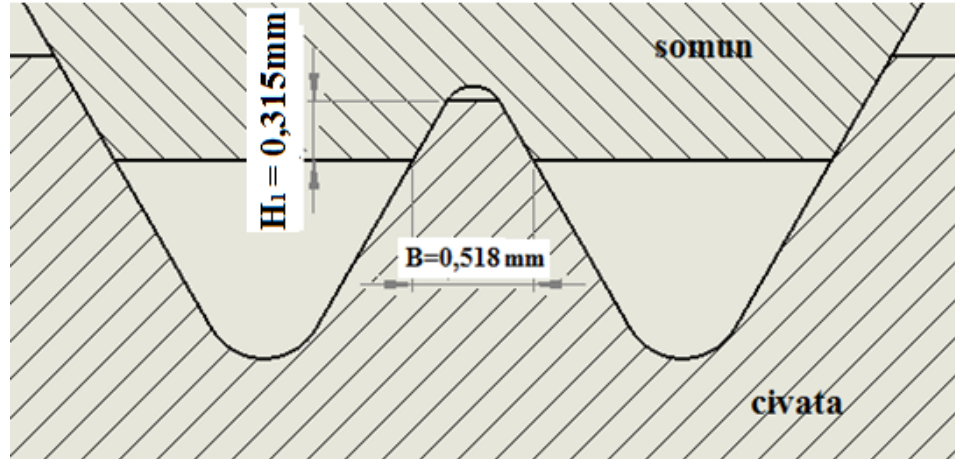
	Kuvvet @	Kuvvet @	Kuvvet @	Gerilim @	Gerilim @	Gerilim @	Hasar türü
	Kopma	Maksimum	Akma	Kopma	Maksimum	Akma	
Test No	(kgf)	(kgf)	(kgf)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	
12	953,6	1112,3	1112,3	809,3	944,0	944,0	Diş ezilmesi
13	884,7	1063,8	1051,8	750,8	902,8	892,6	Diş ezilmesi
14	978,4	1125,5	1125,5	830,3	955,2	955,2	Diş ezilmesi
15	964,4	1149,3	1149,3	818,4	975,4	975,4	Diş ezilmesi
16	1198,7	1278,7	1278,7	1017,3	1085,2	1085,2	Diş ezilmesi
ortalama:	996,0	1145,9	1143,5	845,2	972,5	1058,0	

Sonuç olarak, bağlantıda civatanın dişlerine zarar gelmiştir ve ezilmiştir. Somunun dişlerinde herhangi bir zarar görülmemiştir. Bunun sebebi, Şekil 2.3 ve 2.4'de gösterildiği gibi, somunun diş yüksekliği azaldıkça civata dişlerine oturduğu alanda azalmakta, buna bağlı olarak da aynı yük altında daha fazla basınca maruz

kalmaktadır. Bağlantının yani civatanın dişlerinin dayanabildiği yük ise yaklaşık 1145,92 kgf seviyelerindedir.



Şekil 2.10: Civata-somun bağlantısı kesiti ($H_1=0,515\text{mm}$).



Şekil 2.11: Civata-somun bağlantısı kesiti ($H_1=0,315\text{mm}$).

Dördüncü aşamada, H_1 sabit tutulmuş ve somun yüksekliği yani somunun civata ile temas halinde olduğu uzunluk içerisinde kalan diş sayısı (z) yani somun yüksekliği artırılarak, somun dişlerinin civata dişleri üzerine oturduğu alan arttırılmaya çalışılmıştır. Bunun sonucunda civata dişlerine gelen basınç azalacak ve dişlerin dayanabildiği yük miktarı artacaktır.

Somun yüksekliği 6mm mertebesinde elde edilmeye çalışılmış, ancak uniform olmayan yükseklikler elde edilmiştir. Bunlarda bağlantıda dişlerdemi yoksa civatadamı hasar oluşacağını belirleyici yükseklikleri ortaya çıkarmıştır. 6,12 ila 6,18 mm aralıkları zararın türünü belirleyen aralıklar olarak saptanmıştır.

Çizelge 2.6: Test Sonuçları ($H_1 = 0,315$ mm).

		Kuvvet@	Kuvvet@	Civata dişlerine gelen basınç	Hasar türü
		Maksimum	Maksimum		
Test no	m	(kgf)	(kN)	(MPa)	
17	6	1764	17,3	512,1	Diş ezilmesi
18	6	1772	17,4	514,5	Diş ezilmesi
19	6	1718,9	16,8	499	Diş ezilmesi
20	6,1	1722,5	16,9	491,9	Diş ezilmesi
21	6,12	1726,2	16,9	491,3	Diş ezilmesi
22	6,18	1768,5	17,3	498,5	Civata kopması
23	6,2	1781,1	17,5	500,4	Civata kopması
24	6,24	1801,2	17,7	502,8	Civata kopması
25	6,26	1800,3	17,6	501	Civata kopması
26	~8	1837,4	18,0	400,1	Civata kopması
27	~8	1778,8	17,4	387,3	Civata kopması
28	~8	1818,5	17,8	396	Civata kopması
29	~8	1821,7	17,9	396,7	Civata kopması

Diş hasarı oluşan durumlar için elde daha çok veri olması açısından, 5,55 mm çaplı matkap ile diş açılan somunlar için deneyler gerçekleştirilmiştir. Yine aynı yöntem izlenerek bağlantıda dişlerin sıyrıldığı ve civatanın koptuğu aralık saptanmaya çalışılmıştır.

$$H_1 = H_{1std.} - \frac{(D_{matkap} - 5,05)}{2} \quad (2.1)$$

$$H_{1std.} = 0,54127 \cdot P \quad (2.2)$$

2.1 ve 2.2 numaralı formüllerden yola çıkarak 5,55 mm çapa sahip matkapla delik açılmış somunun eksene dik diş temas derinliği (H_1),

$$H_1 = 0,54 - \frac{(5,55 - 5)}{2} = 0,265mm$$

Çizelge 2.7: Test Sonuçları (m=5 mm, H₁= 0,265 mm).

	Kuvvet @	Kuvvet @	Kuvvet @	Gerilim @	Gerilim @	Gerilim @	Hasar türü
	Kopma	Maksimum	Akma	Kopma	Maksimum	Akma	
Test No	(kgf)	(kgf)	(kgf)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	
30	668	843,4	823,6	566,9	715,7	698,9	Diş ezilmesi
31	1075,7	1156,3	1156,3	912,9	981,2	981,2	Diş ezilmesi
32	1200	1249,2	1249,2	1018,4	1060,1	1060,1	Diş ezilmesi
33	989,6	1116,3	1116,3	839,8	947,3	947,3	Diş ezilmesi
34	758,7	1078,3	1078,3	643,9	915,1	915,1	Diş ezilmesi
ortalama:	938,4	1088,7	1084,74	796,4	923,9	920,5	

Beklenildiği üzere 5mm somun yüksekliğinde ve 5,55 matkap çapı kullanıldığında dişlerde hasar meydana gelmiştir. Daha sonraki aşamada, somun yüksekliği artırılarak 6 ila 8mm aralıklarında herhangi bir hasar türünü belirleyen belirgin bir sınır gözlemlenmeye çalışılmıştır, ancak elde edilen verilerle bu mümkün olmamıştır.

Çizelge 2.8: Test Sonuçları (m=6-8mm, H₁= 0,265 mm).

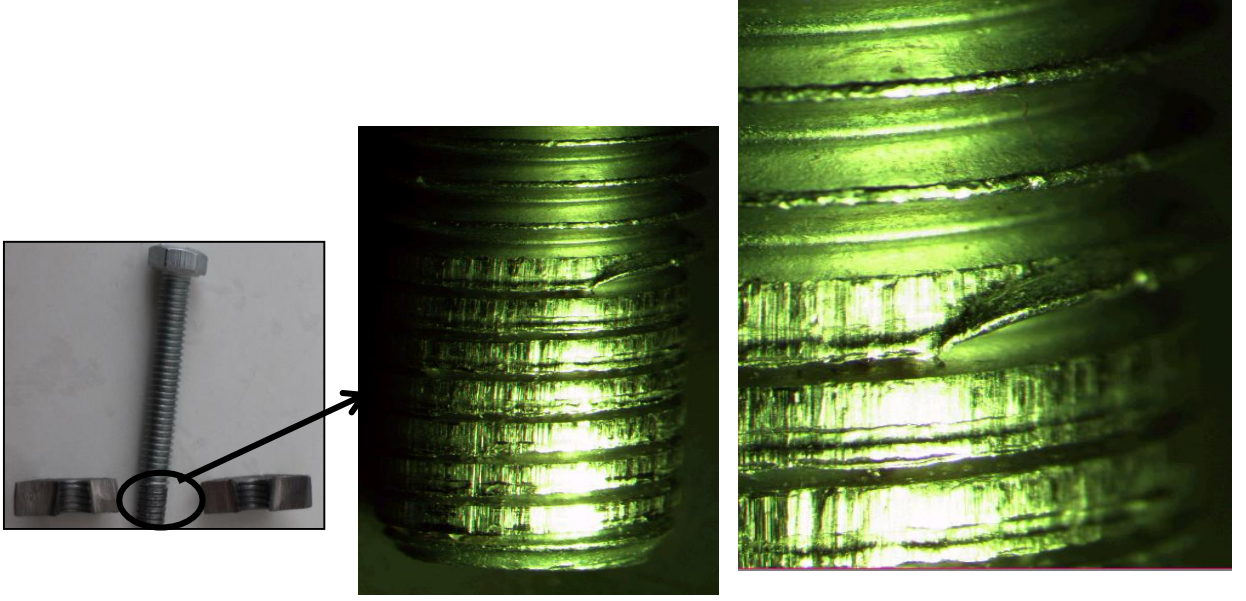
		Kuvvet@	Kuvvet@	Civata dişlerine gelen basınç	Hasar türü
		Maksimum	Maksimum		
Test no	m	(kgf)	(kN)	(MPa)	
35	~6	1632,6	15999,5	558,5	Diş ezilmesi
36	~6	1684,9	16512,0	576,4	Diş ezilmesi
37	~6	1464,4	14351,1	501,0	Diş ezilmesi
38	~6	1552,8	15217,4	531,2	Diş ezilmesi
39	~6	1685,2	16515,0	576,5	Diş ezilmesi
40	~6	1560,3	15290,9	533,8	Diş ezilmesi
41	~8	1613,1	15808,4	413,9	Diş ezilmesi
42	~8	1795,5	17595,9	460,7	Civata kopması
43	~8	1813	17767,4	465,2	Civata kopması
44	~8	1804	17679,2	462,9	Civata kopması
45	~8	1794,3	17584,1	460,4	Civata kopması
46	~8	1771,2	17357,8	454,4	Civata kopması



Şekil 2.12: Civatanın koptuğu ve dişlerin hasar gördüğü testler.

Şekil 2.11’de civatanın koptuğu bir testte kullanılan numune görülmektedir. Kopmanın sünek bir şekilde gerçekleştiği görülebilmektedir. Civatanın dişlerine zarar gelen bir bağlantı görülmektedir. Civatanın dişlerindeki ezilme rahatça görülebilmektedir. Somunun dişlerinde ise herhangi bir zarar görülmemektedir.

Sonuçlarda görülmektedir ki, beklenildiği üzere somun yüksekliğini arttırmak civatanın dişlerine gelen basıncı azaltmış ve bağlantının taşıyabildiği yük artmıştır. 0,315 mm eksene dik temas halindeki diş derinliği ve 5 mm somun yüksekliğinde dişlerin taşıyabildiği ortalama yük 11,2kN iken, somun yüksekliği 6 mm’ye çıkarıldığında bu yük 17,2 kN’a kadaryükselmiş ve yaklaşık 6,18mm yükseklikte olduğunda dişlere herhangi bir zarar gelmemiş ve civata kopmuştur.



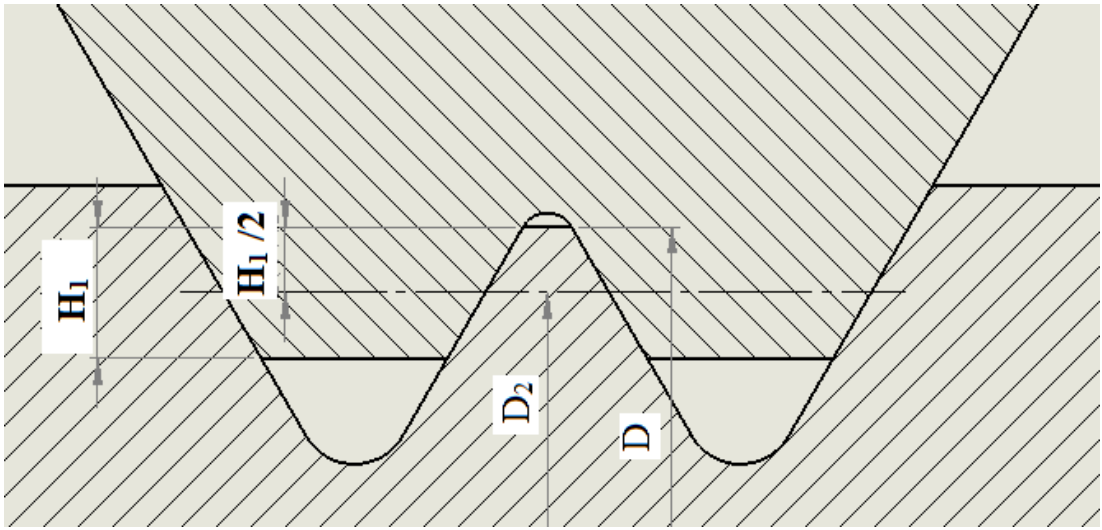
Şekil 2.13: Civata dişlerinin hasar gördüğü bir test.

3. SONUÇLAR

Civatanın dişlerine gelen basınç şu şekilde ifade edilebilir[4],

$$P = \frac{F}{z \cdot \pi \cdot D_2 \cdot H_1} \quad (3.1)$$

Denklemde, z diş sayısını, D_2 bölüm dairesi çapını, H_1 civata ve somun temas yüzeyinin eksene dik yönde ölçülen derinliğini simgelemektedir.



Şekil 3.1: Bölüm Dairesi Çapı.

Diş yüksekliğinin azaltıldığı durumlarda, bölüm dairesi çapı (D_2) Şekil 3.1’de görüldüğü gibi H_1 yüksekliğinin tam ortasından geçtiği varsayılmış ve anma çapından yola çıkarak (D) aşağıdaki formülle elde edilmiştir

$$D_2 = D - H_1 \quad (3.2)$$

Somun yüksekliği ile yük taşıyan diş sayısı arasındaki ilişkide standartlarda şöyledir,

$$m = z \cdot P \quad (3.3)$$

m somun yüksekliğini, z yük taşıyan diş sayısını, P diş adımını sembolize etmektedir.

M6 somun için diş adımı 1 mm olduğuna göre, 5 mm somun yüksekliği için,

$$z = \frac{m}{p} = \frac{5}{1} = 5 \text{ yük taşıyan diş}$$

Bu durumda $z=5$ ve $H_1=0,34127$ mm olduğu durum için civata dişlerine gelen basınç aşağıdaki örnekte olduğu gibi hesaplanmıştır ve her test için ortaya çıkan basınçlar aşağıdaki çizelgelerde belirtilmiştir.

$$P = \frac{F}{z \cdot \pi \cdot D_2 \cdot H_1} = \frac{F}{z \cdot \pi \cdot (D - H_1) \cdot H_1}$$

$$= \frac{(1112,3 \text{ kgf}) \cdot (9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})}{5 \cdot \pi \cdot (6 \text{ mm} - 0,34127 \text{ mm}) \cdot (0,34127 \text{ mm})} = 359,34 \text{ MPa}$$

Çizelge 3.1: Dişlere Gelen Basınç ($m=5$, $H_1=0,515$ mm).

	Kuvvet @	Civata dişlerine gelen basınç (Mpa)	Hasar türü
	Maksimum		
Test No	(kgf)		
1	1773,2	374,4194066	Civata kopması
2	1824,9	385,3361015	Civata kopması
3	1781	376,0664128	Civata kopması
4	1824	385,1460623	Civata kopması
ortalama:	1800,775	380,2419958	

Çizelge 3.2: Dişlere Gelen Basınç ($m=5$, $H_1=0,415$ mm).

	Kuvvet @	Civata dişlerine gelen basınç (Mpa)	Hasar türü
	Maksimum		
Test No	(kgf)		
5	1803,1	458,6126497	Civata kopması
6	1802,5	458,4600416	Civata kopması
7	1743,9	443,5553212	Civata kopması
8	1797	457,0611344	Civata kopması
ortalama:	1786,625	454,4222867	

Çizelge 3.3: Dişlere Gelen Basınç (m=5, H₁=0,365mm).

	Kuvvet @	Civata dişlerine gelen basınç (Mpa)	Hasar türü
	Maksimum		
Test No	(kgf)		
9	1795,6	510,4752743	Civata kopması
10	1815,6	516,1611205	Civata kopması
11	1779	505,7560219	Civata kopması
ortalama:	1796,733	510,7973775	

Çizelge 3.4: Dişlere Gelen Basınç (m=5, H₁=0,315mm).

	Kuvvet @	Civata dişlerine gelen basınç (Mpa)	Hasar türü
	Maksimum		
Test No	(kgf)		
12	1112,3	359,3445404	Diş ezilmesi
13	1063,8	343,6759166	Diş ezilmesi
14	1125,5	363,6089905	Diş ezilmesi
15	1149,3	371,2979234	Diş ezilmesi
16	1278,7	413,1024578	Diş ezilmesi
ortalama:	1145,92	370,2059657	

Çizelge 3.5: Dişlere Gelen Basınç (m=6-8mm, H₁=0,315mm).

		Kuvvet@	Kuvvet@	Civata dişlerine gelen basınç	Hasar türü
		Maksimum	Maksimum		
Test no	m	(kgf)	(kN)	(MPa)	
17	6	1764	17,3	512,1	Diş ezilmesi
18	6	1772	17,4	514,5	Diş ezilmesi
19	6	1718,9	16,8	499	Diş ezilmesi
20	6,1	1722,5	16,9	491,9	Diş ezilmesi
21	6,12	1726,2	16,9	491,3	Diş ezilmesi
22	6,18	1768,5	17,3	498,5	Civata kopması
23	6,2	1781,1	17,5	500,4	Civata kopması
24	6,24	1801,2	17,7	502,8	Civata kopması
25	6,26	1800,3	17,6	501	Civata kopması
26	~8	1837,4	18,0	400,1	Civata kopması
27	~8	1778,8	17,4	387,3	Civata kopması
28	~8	1818,5	17,8	396	Civata kopması
29	~8	1821,7	17,9	396,7	Civata kopması

Çizelge 3.6: Dişlere Gelen Basınç (m=5, H₁=0,265mm).

	Kuvvet @	Civata dişlerine gelen basınç (Mpa)	Hasar türü
	Maksimum		
Test No	(kgf)		
30	843,4	316,4495893	Diş ezilmesi
31	1156,3	433,8518617	Diş ezilmesi
32	1249,2	468,7085926	Diş ezilmesi
33	1116,3	418,8435814	Diş ezilmesi
34	1078,3	404,5857152	Diş ezilmesi
ortalama:	1088,7	408,4878681	

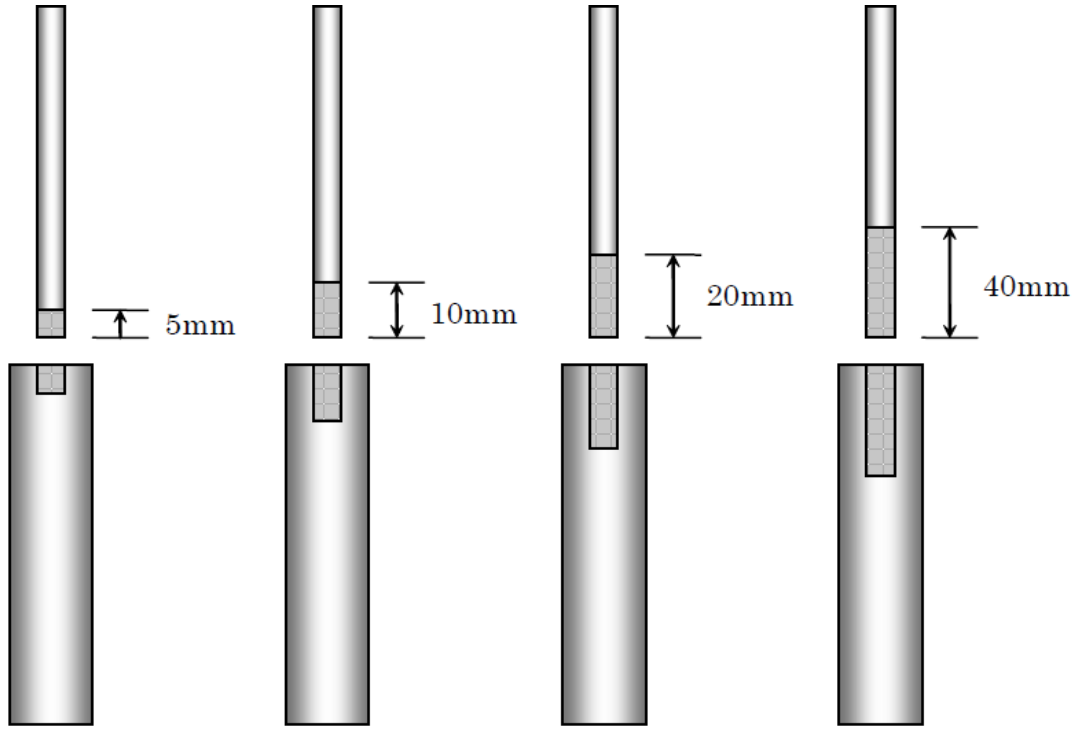
Çizelge 3.7: Dişlere Gelen Basınç (m=6-8mm, H₁=0,265mm).

		Kuvvet@	Kuvvet@	Civata dişlerine gelen basınç	Hasar türü
		Maksimum	Maksimum		
Test no	m	(kgf)	(kN)	(MPa)	
35	~6	1632,6	15999,5	558,5	Diş ezilmesi
36	~6	1684,9	16512,0	576,4	Diş ezilmesi
37	~6	1464,4	14351,1	501,0	Diş ezilmesi
38	~6	1552,8	15217,4	531,2	Diş ezilmesi
39	~6	1685,2	16515,0	576,5	Diş ezilmesi
40	~6	1560,3	15290,9	533,8	Diş ezilmesi
41	~8	1613,1	15808,4	413,9	Diş ezilmesi
42	~8	1795,5	17595,9	460,7	Civata kopması
43	~8	1813	17767,4	465,2	Civata kopması
44	~8	1804	17679,2	462,9	Civata kopması
45	~8	1794,3	17584,1	460,4	Civata kopması
46	~8	1771,2	17357,8	454,4	Civata kopması

Dişlerin sıyrıldığı durumlara bakıldığında, somun yüksekliği yani temas halindeki diş sayısı arttırıldığında yükün uygulandığı alan arttığı için civata dişlerine gelen basınçlar azalmış ve en nihayetinde dişlere zarar gelmemiş, civata kopmuştur.

Agus Santosa Sudjono, Lydia F. Tjong, and Yohannes [1], yaptıkları deneylerde, Şekil 2.6’da belirtildiği gibi iki adet çelik çubuğu, büyük çaplı olan somun ve küçük

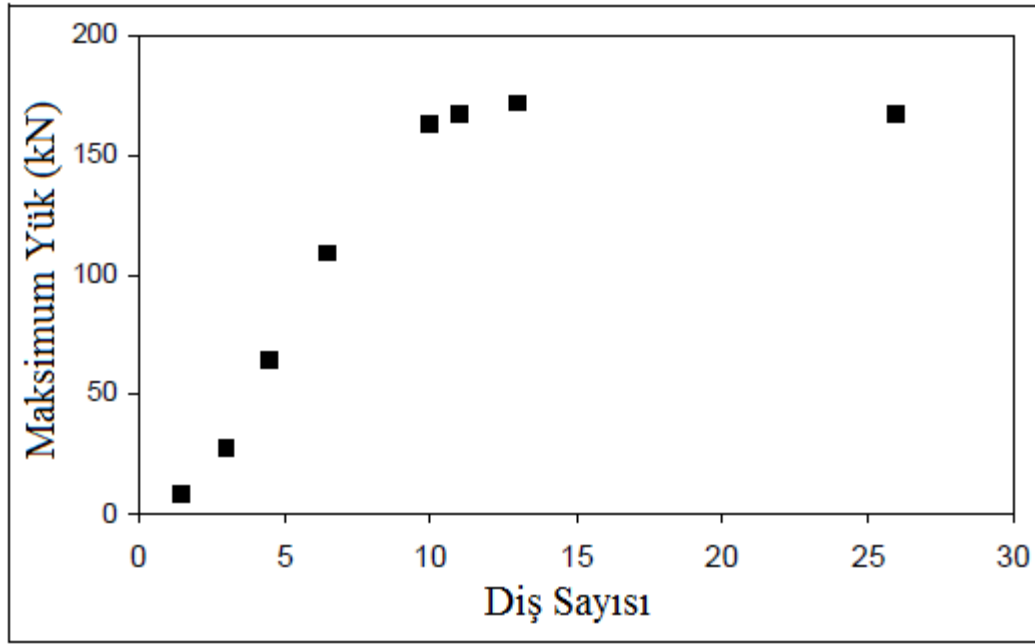
aplı olan civata olacak şekilde fonksiyon gösterecek şekilde di açmışlardır. Temas halindeki di sayılarını arttırarak bağlantının dayanımını incelemişlerdir.



Şekil 3.2: Civata ve somun olarak fonksiyon gösterecek şekilde hazırlanmış numuneler [1].

Çizelge 3.8: Maksimum Yük [1].

Numuneler	Temas halindeki di sayısı	Temas uzunluğu (mm)	Yük (kN)
1	3	4,8	27,053
2	6,5	10,4	108,104
3	13	20,8	170,951
4	26	41,6	166,727
5	1,5	2,4	8,394
6	4,5	7,2	63,622
7	10	15,8	162,587
8	11	17,6	166,727



Şekil 3.3: Maksimum yük ile temas halindeki diş sayısı arasındaki ilişki [1].

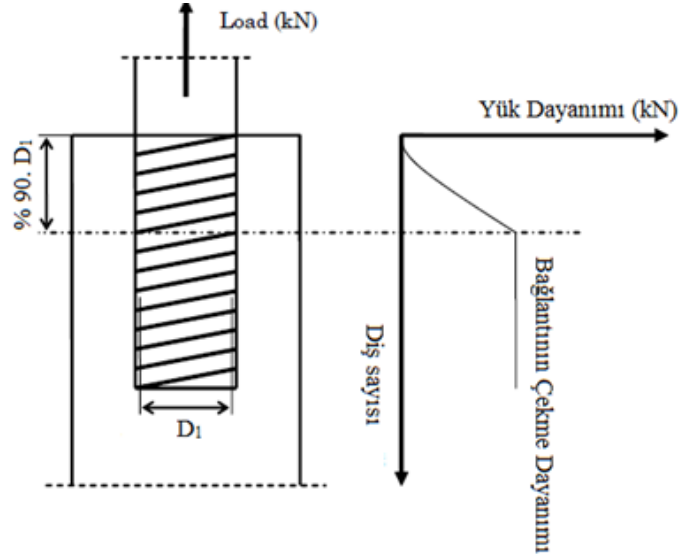
Şekil 3.3’de grafikten görüldüğü üzere temas halindeki diş sayısı arttıkça bağlantının dayanabildiği yük miktarıda artmaktadır.

Agus Santosa Sudjono, Lydia F. Tjong, and Yohannes [1], bu deneyleri sabit diş temas yüksekliğinde (H_1) , temas halindeki diş sayısı (z) ile oynayarak gerçekleştirmişlerdir. Dişlere zarar gelen ve çelik çubuğa zarar gelen durumların belirtildiği çizelge şu şekildedir,

Çizelge 3.9: Hasar tipine göre numune sınıflandırması [1].

Numuneler	Temas halindeki diş sayısı	Temas uzunluğu (mm)	Yük (kN)	Hasar Tipi
5	1,5	2,4	8,394	Diş hasarı
1	3	4,8	27,053	
6	4,5	7,2	63,622	
2	6,5	10,4	108,104	
7	10	15,8	162,587	Çelik çubuk (civata hasarı)
8	11	17,6	166,727	
3	13	20,8	170,951	
4	26	41,6	166,727	

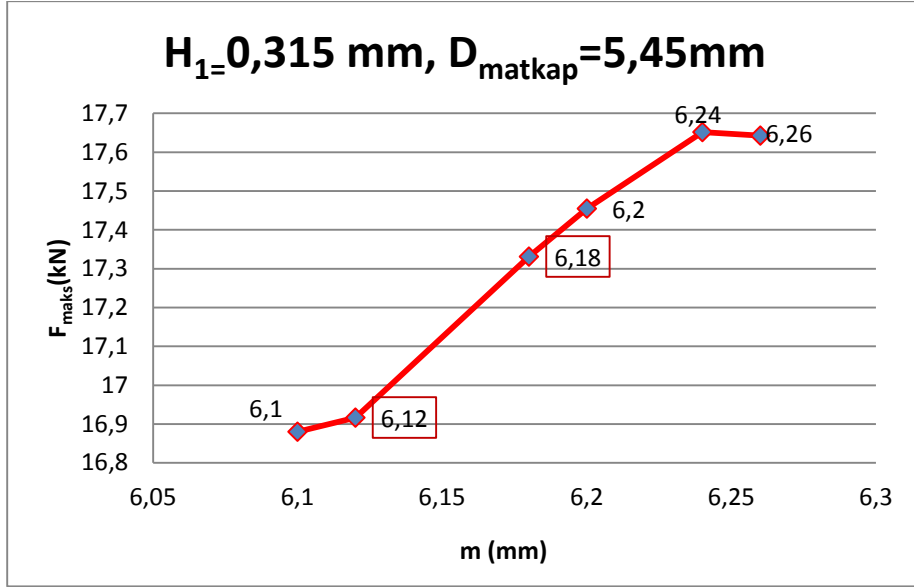
Sonuç olarak, diş temas uzunluğu somun minör çapının (D_1) %90'ının altındaki bir değerde ise hasar dişte meydana gelmekte yani diş sıyrılmakta, üstündeki değerlerde çelik çubuğa zarar gelmekte yani kopmaktadır.



Şekil 3.4: Yük Dayanımı ve Diş sayısı arasındaki ilişki [1].

Agus Santosa Sudjono, Lydia F. Tjong, and Yohannes [1] 'in yaptığı deneylerle, bu çalışmada yapılan deneylerin karşılaştırılabileceği durumlar, civata dişi ve somun dişi arasında eksene dik temas yüksekliğinin (H_1) sabit tutulduğu deneyler olabilir.

H_1 yüksekliğinin 0,315 mm olduğu durum için somun yüksekliği (diş adımı 1mm olduğu için aynı zamanda diş sayısı) ile yük dayanımı (F_{maks}) arasındaki ilişkiyi veren grafik şöyledir,



Şekil 3.5: Yük Dayanımı ve Somun yüksekliği arasındaki ilişki.

Ortaya çıkan sonuçlar, diş temas uzunluğu yani somun yüksekliği somun minör çapının yaklaşık %137'sinin altında olduğu durumlarda dişlere zarar gelmiş, %139'unun üstünde olduğu durumlarda ise civata kopmuştur.

Minör Çap Hesabı:

$$D_1(0,315\text{mm}) = D_{1\text{std.}} - (D_{\text{matkap}} - D_{\text{matkapstd.}}) \quad 3.4$$

$$D_1(0,315\text{mm}) = 4,91 \text{ mm} - (5,45\text{mm} - 5\text{mm}) = 4,46\text{mm}$$

$D_1(0,315\text{mm})$: Eksene dik diş temas derinliği 0,315 mm olan bağlantıda kullanılan somunun diş üstü çapı

$D_{1\text{std.}}$: Standart somun diş üstü çapı

D_{matkap} : Kullanılan matkap çapı

$D_{\text{matkap std.}}$: Standart matkap çapı

Somun kalınlığı 6,12 mm için,

$$\frac{m}{D_1} \leq \frac{6,12\text{mm}}{4,46\text{mm}} \cong \%137 \Rightarrow \text{civata dışında hasar}$$

Somun kalınlığı 6,18 mm için,

$$\frac{m}{D_1} \geq \frac{6,18\text{mm}}{4,46\text{mm}} \cong \%139 \Rightarrow \text{civata kopması}$$

Somun yüksekliği ve matkap çapı arasındaki ilişkiyi de incelemek gerekir, çünkü her iki parametreye hesaplamalarla elde edilen değil, ölçüm yoluyla elde edilen parametrelerdir ve daha doğru sonuçlar vereceği düşünülebilir.

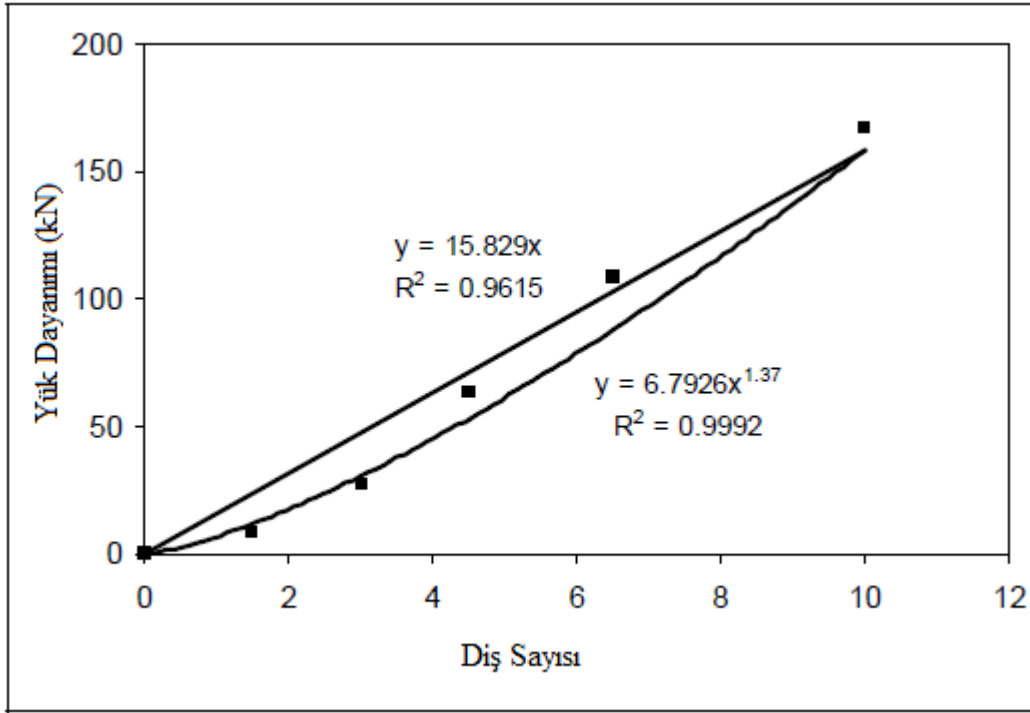
Çizelge 3.10: Matkap Çapı ve Somun yüksekliği.

H ₁ (mm)	D _m (mm)	m(mm)	D _m /m	Yük(kN)	Gerilme(Mpa)	Zarar türü
0,315	5,45	8	0,68125	17,78	395,0	civata
0,265	5,55	8	0,69375	17,3	452,9	civata
0,315	5,45	6,26	0,870607	17,64	501,0	civata
0,315	5,45	6,24	0,873397	17,65	502,8	civata
0,315	5,45	6,2	0,879032	17,45	500,4	civata
0,315	5,45	6,18	0,881877	17,33	498,5	civata
0,315	5,45	6,12	0,890523	16,92	491,3	diş
0,315	5,45	6,1	0,893443	16,88	491,9	diş
0,315	5,45	6	0,908333	17,16	508,5	diş
0,265	5,55	6	0,925	15,6	546,2	diş
0,515	5,05	5	1,01	17,65	397,7	civata
0,415	5,25	5	1,05	17,5	480,9	civata
0,365	5,35	5	1,07	17,6	544,9	civata
0,315	5,45	5	1,09	11,23	399,2	diş
0,265	5,55	5	1,11	10,67	446,9	diş

Çizelge 3.10'dan anlaşılacağı üzere matkap çapının somun yüksekliğinden küçük ve büyük olduğu iki durum söz konusudur. Matkap çapı ve somun yüksekliği arasındaki ilişki bu iki durum için ayrı ayrı incelemek gerekir. Matkap çapının somun yüksekliğinden küçük olduğu durumlarda, matkap çapı somun yüksekliğinin %89'undan küçük ise hasar civatada görülmüş, %89'una eşit veya büyükse hasar civatayla dişlerinde görülmüştür. Matkap çapının somun yüksekliğinden büyük olduğu durumlarda ise, somun yüksekliği matkap çapının %93,5'ine eşit veya

büyükse hasar civatada görülmüş, %91,7'sinden küçükse hasar civatayla dişlerinde görülmüştür.

Agus Santosa Sudjono, Lydia F. Tjong, and Yohannes [1], bir diş gelen yükü belirlemek amacıyla, diş sayısı ve yük dayanımı grafiğinden biri linner ve biri üstel olmak üzere iki regresyon fonksiyonu elde etmişlerdir. Grafikte sadece dişlere zararın geldiği kısım alınmıştır.(Temas halindeki diş uzunluğunun somunun minör çapının %90'ı ve altı olduğu durumlar için.)

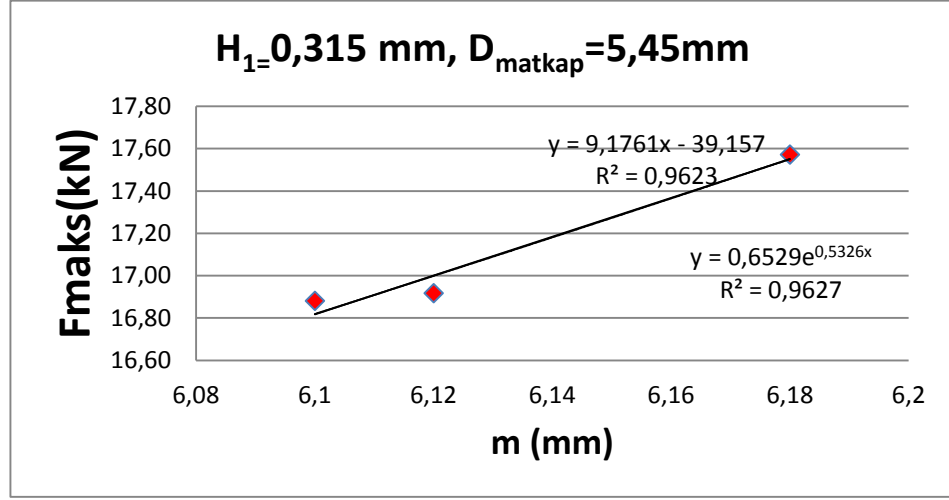


Şekil 3.6: Yük Dayanımı ve Diş sayısı regresyon grafiği [1].

Şekil 2.9'daki grafikte lineer denklemden bir dişin dayanabildiği yük miktarının 15,829 kN olduğu anlaşılmaktadır. İkinci denkleme göre ise bu değer 6,7926 kN'dur. Determinasyon katsayısı (R^2) verilerle regresyon denklemi arasındaki doğruluğu gösterdiği için bir diş gelen kuvvetin 6,7926 kN olduğunu söyleyenebilir.

Agus Santosa Sudjono, Lydia F. Tjong, and Yohannes [1]'in elde ettiği regresyon eğrisinde tek diş gelen yükü yaklaşık olarak bulmak için grafiğe (0,0) noktasını ekleyerek, eğrinin x=1 noktasından geçmesini sağlamışlardır. Ancak, somun yüksekliğinin 5 mm'den başladığı deneyler için (0,0) noktası eklemek suretiyle elde

edilecek regresyon denklemi hassas olmayacaktır. Bu nedenle 6,1 mm ila 6,18 mm arası somun yükseklikleri için bir regresyon denklemi oluşturulmaya çalışılmıştır,

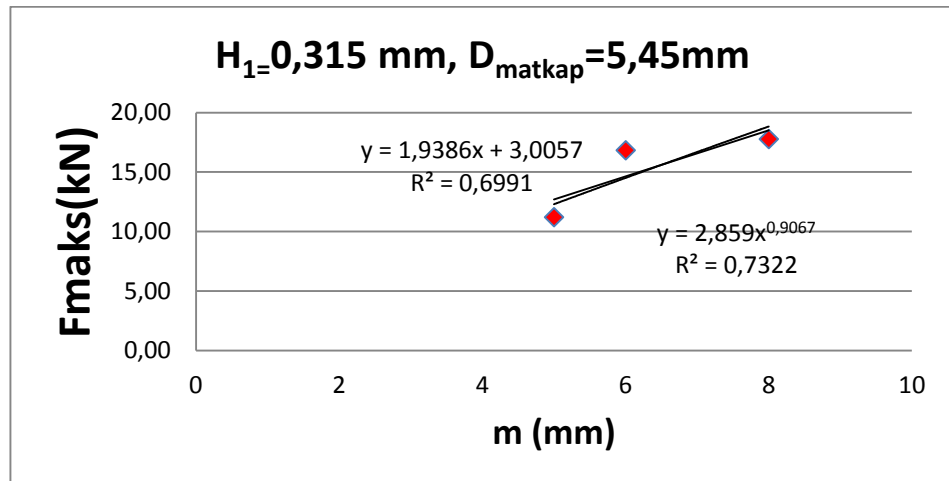


Şekil 3.7: Yükleme Dayanımı ve Somun yüksekliği (diş sayısı) regresyon grafiği.

Determinasyon katsayısı 0,9627 olan denklem ele alınırsa, yük taşıyan diş sayısının 1 artması yük dayanımını 1,7 kat arttırmaktadır.

$$y = 0,6529 \cdot e^{0,5326 \cdot x} = 0,6529 \cdot 1,7^x$$

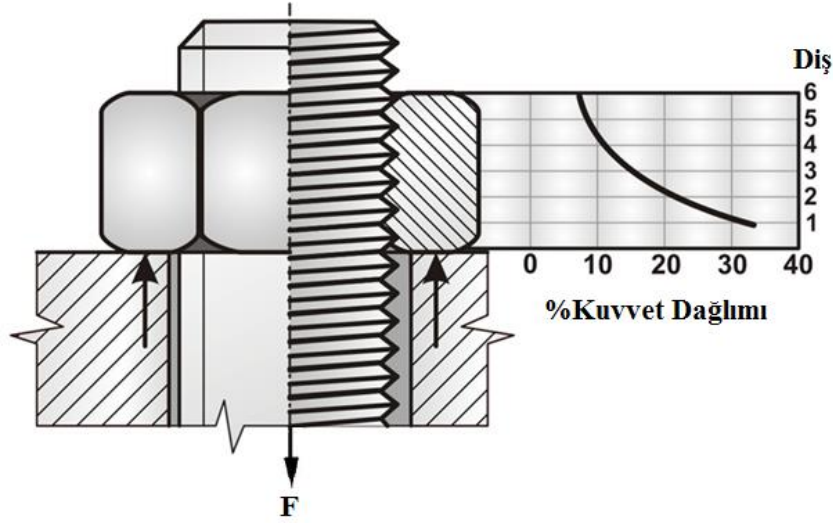
5mm ila 8mm arası somun yükseklikleri için elde edilen grafik,



Şekil 3.8: Yükleme Dayanımı ve Somun yüksekliği (diş sayısı) regresyon grafiği.

Verilerle grafiğin en iyi uyduğu regresyon denklemi determinasyon katsayısının 0,7322 olduğu denklemdir. Sonuçlar, dişler tarafından taşınabilen maksimum yükün, 0,91. Kuvveti ile doğru orantılı olduğunu göstermektedir.

Ancak, bir civata somun bağlantısında ilk dişin yükün büyük bir çoğunluğunu taşıdığı düşünülürse tek dişe gelen yükün regresyon denkleminde elde edilmesi çok doğru bir durum değildir. Somunlar ve civatalar rijid değildir ve yük altında hafifçe esnerler, teorik olarak sonsuz uzunluktaki bir civatada esas olarak ilk 6 diş neredeyse yükün tamamını taşır, geri kalan dişlere neredeyse hiç yük kalmaz [17].



Şekil 3.9: Civata somun bağlantısında yük dağılımı [15].

Diş	%	%Toplam
1	34%	34%
2	23%	55%
3	16%	71%
4	11%	82%
5	9%	91%
6	7%	98%

Şekil 3.10: Civata somun bağlantısında yük dağılımı [16].

Her bir eksene dik diş temas derinliği (H_1) ve somun yüksekliği(m) için bağlantılarda dişlere gelen yükler şu şekildedir;

Çizelge 3.11: Dişlere gelen yükler.

H_1 (mm)	m (mm)	Yük (kN)	Gerilme (Mpa)	Hasar türü	YÜK DAĞILIMI (kN)					
					1.diş(%34)	2.diş(%23)	3.diş(%16)	4.diş(%11)	5.diş(%9)	6.diş(%7)
0,315	8	17,78	395,0	civata	6,05	4,09	2,84	1,96	1,60	1,24
0,265	8	17,3	452,9	civata	5,88	3,98	2,77	1,90	1,56	1,21
0,315	6,26	17,64	501,0	civata	6,00	4,06	2,82	1,94	1,59	1,23
0,315	6,24	17,65	502,8	civata	6,00	4,06	2,82	1,94	1,59	1,24
0,315	6,2	17,45	500,4	civata	5,93	4,01	2,79	1,92	1,57	1,22
0,315	6,18	17,33	498,5	civata	5,89	3,99	2,77	1,91	1,56	1,21
0,315	6,12	16,92	491,3	diş	5,75	3,89	2,71	1,86	1,52	1,18
0,315	6,1	16,88	491,9	diş	5,74	3,88	2,70	1,86	1,52	1,18
0,315	6	17,16	508,5	diş	5,83	3,95	2,75	1,89	1,54	1,20
0,265	6	15,6	546,2	diş	5,30	3,59	2,50	1,72	1,40	1,09
H_1 (mm)	m(mm)	Yük(kN)	Gerilme(Mpa)	Hasar türü	1.diş(%35,4)	2.diş(%24,4)	3.diş(%17,4)	4.diş(%12,4)	5.diş(%10,4)	
0,515	5	17,65	397,7	civata	6,25	4,31	3,07	2,19	1,84	
0,415	5	17,5	480,9	civata	6,20	4,27	3,05	2,17	1,82	
0,365	5	17,6	544,9	civata	6,23	4,29	3,06	2,18	1,83	
0,315	5	11,23	399,2	diş	3,98	2,74	1,95	1,39	1,17	
0,265	5	10,67	446,9	diş	3,78	2,60	1,86	1,32	1,11	

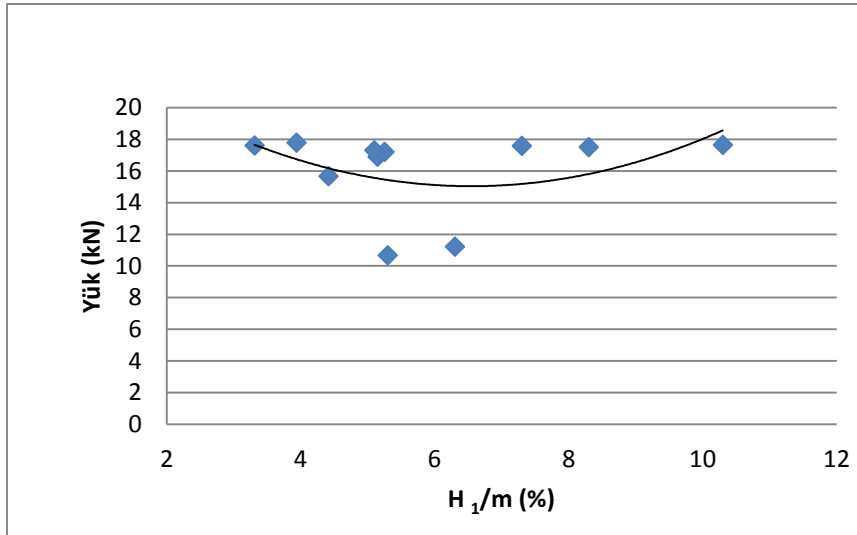
Agus Santosa Sudjono, Lydia F. Tjong, and Yohannes [1]'in kullandığı yöntemle, 0,315mm H_1 yüksekliği için diş hasarı görülen bölgede elde edilen ortalama tek diş gelen yük yaklaşık 2,69 kN idi. Ancak, pratikte dişlere gelen yük dağılımlarının yaklaşık %34'ünün ilk diş tarafından taşındığı göz önüne alınırsa, sadece ilk diş için bu değer yaklaşık 5,23 kN'dur. H_1 yüksekliğinin 0,265 mm olduğu durumlarda, diş hasarı görülen bölgede tek diş gelen yük yaklaşık 2,285 kN iken, pratikte bu ilk diş için yaklaşık olarak 4,54 kN'dur.

Genel duruma bakılacak olursa,

Çizelge 3.12: Genel Durum.

$D_m(\text{mm})$	$D_1(\text{mm})$	$H_1(\text{mm})$	$m(\text{mm})$	$m/D_1(\%)$	$H_1/m(\%)$	Yük (kN)	Zarar
5,05	4,86	0,515	5	102,88	10,30	17,65	civata
5,25	4,66	0,415	5	107,30	8,30	17,51	civata
5,35	4,56	0,365	5	109,65	7,30	17,6	civata
5,45	4,46	0,315	5	112,11	6,30	11,23	diş
5,45	4,46	0,315	6	134,53	5,25	17,2	diş
5,45	4,46	0,315	6,12	137,22	5,15	16,9	diş
5,45	4,46	0,315	6,18	138,57	5,10	17,3	civata
5,45	4,46	0,315	8	179,37	3,94	17,8	civata
5,55	4,36	0,265	5	114,68	5,30	10,67	diş
5,55	4,36	0,265	6	137,61	4,42	15,67	diş
5,55	4,36	0,265	8	183,49	3,31	17,62	civata

Çekme eksenine dik civata ve somun dişlerinin temas derinliği (H_1) ile somun yüksekliği (m) arasındaki ilişki (H_1/m) ile yük dayanımı arasındaki ilişkiye bakılırsa, oranın yaklaşık % 4,42 ve altı ile % 7,3 ve üstü olduğu durumlarda dişlere zarar gelmemiş diğer durumlarda civata dişleri hasar görmüştür.

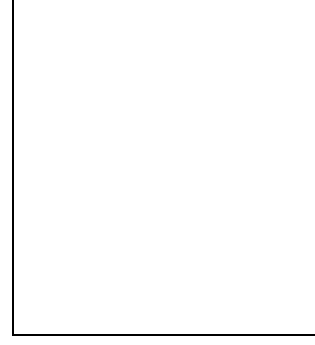


Şekil 3.11: Yük Dayanımının ve H_1/m (%) oranına göre değişimi.

KAYNAKLAR

- [1] **Agus Santosa Sudjono, Lydia F. Tjong, and Yohannes.** (2008). The Tension Strength Experiment of Thread Connection Based on The Depth of Thread Penetration.
- [2] **Manuel Martínez Martínez, and Daniel Zavala Ríos.** (2008). An Empirical Model to Calculate the Threads Stripping of a Bolt Installed in a Tapped Part.
- [3] **Kutay, G.** (2009). Cıvatalar ve Somunlar Özet Ön Germeli Cıvata Bağlantıları <http://www.guven-kutay.ch/index_10.html>
- [4] **Temiz, V.** (t.y.). Vidalı Bağlantılar.
- [5] **Mühendis ve Makina.** (t.y.). Bağlantı Elemanları Cilt 51, sayı 602.
- [6] **Özen, S.** (2004). AKMA SINIRINA KADAR SIKILAN VİDALI BAĞLANTILARDA GERİLME ANALİZİ
- [7] **Çiğdem, M.** (1996). İmal Usulleri. Çağlayan Kitabevi, 424 s, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [8] **Ay,İ.** İmalatYöntemleri2Dövme(forging).16.08.2014
<http://w3.balikesir.edu.tr/~ay/lectures/iy2/lecture4.pdf>.
- [9] **Yazıcı,B.** Cıvata İmalatı 21.09.14
<https://www.google.com.tr/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=2&ved=0CDIQFjAB&url=http%3A%2F%2Fwww.dersindir.net%2Findir%2Fcivataimalati.doc&ei=yDlGUYS0KciVswaf9YCIAw&usg=AFQjCNEl6mCHjyEJylk9UqHte7IJvIWdg&sig2=UJaNRT8wjQ2at-STP0CH6g&bvm=bv.44770516,d.Yms&cad=rja>.
- [10] **Ay, İ.ve Demircioğlu ,K.** (2005). Kesme ve ovalama yolu ile cıvata-vida dişi imalat yöntemlerinin kıyaslanması Makine Magazin 111s.10.
- [11] **Can, A.Ç.** (2006). Makine Elemanları Tasarımı sh.4-5.
- [12] **Can, A.Ç.** (2006). Makine Elemanları Tasarımı sh.154.
- [13] **Norton, R.** (1998). Machine Design. Prentice Hall, New York 889-940
- [14] **Url-1**
<http://hbogm.meb.gov.tr/modulerprogramlar/kursprogramlari/makine_tek/moduller/delme_ve_vida_islemleri.pdf>, alındığı tarih: 29.06.2014
- [15] **Url-2** <<http://pubs.sciepub.com/ajme/1/7/50/>>, alındığı tarih: 10.12.2014
- [16] **Url-3** <<http://fleetwatch.co.za/magazines/May2008/47-Maak%20vas.htm>>, alındığı tarih: 10.12.2014
- [17] **Url-4** <<https://www.fastenal.com/web/en/78/screw-thread-design>>, alındığı tarih: 8.12.2014
- [18] **Url-5** <<http://nptel.ac.in/courses/112105127/pdf/LM-31.pdf>>, alındığı tarih: 12.12.2014

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad : Kamil FERATOĞLU
Doğum Yeri ve Tarihi : BULGARİSTAN, 21.03.1988
E-Posta : kamilferatoglu@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2010, Eskişehir Osmangazi Üniveristesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü
- **Lisans** : 2011, Eskişehir Osmangazi Üniveristesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Endüstri Mühendisliği Bölümü