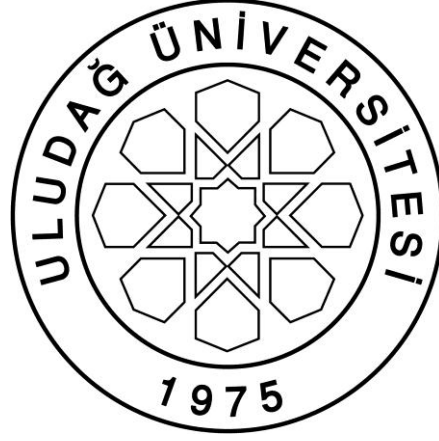


**ÜÇ ETKİLİ, YÜKSEK HIZLI BİR HİDROLİK PRESİN TASARIMI VE
ANALİZİ**

Serhat KÖSELER



T.C.

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÜÇ ETKİLİ, YÜKSEK HIZLI BİR HİDROLİK PRESİN TASARIMI VE
ANALİZİ**

Serhat KÖSELER

Prof. Dr. İbrahim YÜKSEL

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

BURSA – 2014

Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Serhat KÖSELER tarafından hazırlanan “ Üç Etkili, Yüksek Hızlı Bir Hidrolik Presin Tasarımı Ve Analizi ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. İbrahim YÜKSEL

Başkan : Prof. Dr. İbrahim YÜKSEL
Uludağ Üniversitesi Müh. Mim. Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye : Prof. Dr. Osman KOPMAZ
Uludağ Üniversitesi Müh. Mim. Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye : Prof. Dr. Recep EREN
Uludağ Üniversitesi Müh. Mim. Fakültesi,
Tekstil Mühendisliği Anabilim Dalı

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Ali Osman DEMİR

Enstitü Müdürü

../../.... (Tarih)

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

07.03.2014

İmza

Serhat KÖSELER

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ÜÇ ETKİLİ, YÜKSEK HIZLI BİR HİDROLİK PRESİN TASARIMI VE ANALİZİ

Serhat KÖSELER

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. İbrahim YÜKSEL

Pres teknolojileri, günümüzde endüstrinin birçok farklı alanında kullanılmaktadır. Bu alanlardan birisi de otomotiv sektörüdür. Otomotiv sektöründe kullanılan presleri genel olarak, plastik parçaların üretildiği enjeksiyon presleri ve metal parçaların üretildiği sac şekillendirme presleri şeklinde, iki ana gruba ayırmak mümkündür. Sac şekillendirmede kullanılan presler, gelişen malzeme teknolojisi ve üretim yöntemlerine bağlı olarak sürekli gelişmektedir. Teknolojik gelişime ek olarak, artan üretim adetleri ve esnek üretim modelleri düşünüldüğünde, bu makinelerinde tüm bu talepleri karşılayacak şekilde üretilmesi gerekmektedir.

Bu çalışmada sac şekillendirmede kullanılan ve hat başı presi olarak tanımlanan hidrolik presler incelenmiştir. Pres hatlarında kullanılan konvansiyonel hidrolik presler 4-6 vuruş/dk hızda çalışmakta olup arkasında çalışan mekanik presler 16-20 vuruş/dk hızla çalışmaktadır. Tez konusu olan hızlı hidrolik pres için vuruş sayısı 15 vuruş/dk olarak belirlenmiş ve tasarım hesaplamaları bu parametreye göre yapılmıştır. Bu hesaplamalara göre pres piston hızı 750 mm/s olarak belirlenmiş olup bu değer bilinen yüksek hızlı preslerde erişilen değerden % 50 daha yüksektir. Tasarım ve boyutlandırması gerçekleştirilen hidrolik presin dinamik davranışı ve kontrolüne ışık tutmak amacıyla matematiksel denklemleri çıkarılmıştır. Bu denklemlerin **MATLAB/Simscape** ortamında bir modeli kurularak sayısal çözümleri; yani benzetimi elde edilmiştir. Elde edilen benzetim sonuçlarının, imalatı gerçekleştirilen sistemden elde edilen sonuçlarla uyum gösterdiği anlaşılmıştır. Tasarım ve imalat sonrası elde edilen sonuçlar dinamik analiz, performans analizi ve maliyet analizi yönünden irdelenmiş ve değerlendirilmiştir. Bu çalışmanın, otomotiv sektöründe pres sistemleri için yapılacak yatırımlarda yol gösterici olacağı düşünülmektedir.

Anahtar Kelimeler: proses tasarım, pres makineleri, üç etkili hidrolik pres, yatırım analizi

2014, vi+120 sayfa

ABSTRACT

MSc Thesis

DESIGN AND CONTROL FOR THREE ACTION HYDRAULIC PRESS

Serhat KÖSELER

Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Machine Engineering

Supervisor: Prof. Dr. İbrahim YÜKSEL

Recently, press technologies are used in different areas of industry. One of these areas is the automotive sector. The presses used in the area of the automotive are generally divided two categories such as: injection presses which are used to produce plastic parts and sheet forming presses which are used to produce metal parts. Presses used to form sheet are being continuously developed depending on the development in material technology and production methods. Addition to technological development, considering to increase in the number of production and models of flexible production, press system must be manufactured such as to meet demands.

In this study, hydraulic presses which are used to form sheet and are defined as a press of the head of the production line are investigated. Conventional hydraulic press used in the production line works with the speed of 4-6 strokes/min., whereas mechanical presses placed behind the hydraulic presses works the speed of 16-20 strokes/min. Stroke number of a hydraulic press which is subject of the thesis is determined as 15 strokes/min. and design calculations are made according to this speed. According the calculations, speed of the piston of the press is determined as 750 mm/s and this speed is % 50 more than present known high speed presses.

To give an idea for the dynamic behavior and the control of the hydraulic press, mathematical equations of hydraulic cylinder are derived. MATLAB/SimScape model is set up according to the mathematical equations and simulation results are obtained. The simulation results show good agreement with the experimental results. The results obtained from the designed system are investigated and evaluated from the standpoint of the dynamic analysis, performance analysis and cost analysis. It is considered that this study guidance for investment of press systems in the automotive industry

Key words: process design, press machines, three action hydraulic press, investments analysis

2014, vi+120 page

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Otomotiv sektöründe ilk yatırım maliyeti ve çalışma verimliliği açısından kullanılan en önemli makineler pres tezgahlarıdır. Bu nedenle bu tezgahların daha hızlı ve daha esnek çalışması amacı ile günümüzde makine ve otomotiv üreticileri tarafından bir çok çalışma yapılmaktadır.

Bu çalışmada da daha hızlı çalışabilen ve farklı üretim proseslerine cevap verebilecek bir üç etkili hidrolik pres tasarımı ve bunun sonuçları üzerinde durulacaktır. Özellikle otomotiv sektöründe yatırım yapacaklar firmalar için bu çalışmanın yol gösterici olacağı düşünülmektedir.

Yüksek lisans öğrenimim süresince danışmanlığımı yürüten ve aktardığı deneyimler ile mekatronik disiplinine daha fazla uyum sağlamamı sağlayan Sayın Prof. Dr. İbrahim YÜKSEL'e teşekkür ederim.

Serhat KÖSELER

07.03.2014

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR	iii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	iv
ÇİZELGELER DİZİNİ	vi
1. GİRİŞ.....	6
2. KURAMSAL TEMELLER.....	9
2.1. PRESLERİN TANIMI.....	9
2.2. PRESLERİN SAC ŞEKİLLENDİRMEDE KULLANIMI.....	10
2.3. PRESLERİN SINIFLANDIRILMASI.....	12
2.4. PRESLERİN TAHRİK ŞEKLİNE GÖRE SINIFLANDIRILMASI	15
2.4.1. Hidrolik Presler	15
2.4.2. Mekanik Presler	18
2.4.3. Servo Motorlu Presler	26
2.4.4. Hidrolik Preslerin Ana Grupları	32
2.4.5. Alt Köprü Grubu	33
2.4.6. Üst Köprü Grubu.....	34
2.4.7. Gergi Mili Ve Kolon Grubu	35
2.4.8. Alt Tabla Ve Mobil Tabla Grubu	36
2.4.9. Koç Tabla Grubu	40
2.4.10. Yastık Tabla Grubu.....	41
2.4.11. Hidrolik Emniyet Grubu	44
2.4.12. Hidrolik Silindir ve Hidrolik Donanım Grubu.....	46
2.5. HİDROLİK PRESLERDE BOYUTLANDIRMA VE HESAP KRİTERLERİ.....	51
2.5.1. Mekanik Tasarım Boyutlandırma Ve Hesap Kriterleri	51
2.5.2. Mekanik Tasarım Analiz Kriterleri	53
2.5.3. Hidrolik Sistem Hesap Kriterleri	56
3. MATERYAL VE YÖNTEM	62
3.1. MATERYAL.....	62
3.1.1. Üç Etkili Presler	62
3.1.2. Üç etkili preslerin kullanım yerleri ve çalışması	66
3.1.3. Üç etkili preslerin boyutlandırılması.....	69
3.1.4. Üç etkili preslerde çalışma eğrisi ve çevrim zamanı	72
3.1.5. Üç etkili presin mekanik tasarımı.....	73
3.1.6. Üç etkili presin hidrolik devre elemanlarının tasarım	82
3.1.7. Üç etkili preste kullanılan donanım elemanlarının tasarımı	100
3.1.8. Üç etkili presin valf silindir sisteminin matematik modeli	106
4. BULGULAR.....	62
5. SONUÇ.....	124
KAYNAKLAR.....	125

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1 Sac şekillendirme presi-----	8
Şekil 2.2 Sac şekillendirme prosesi-----	9
Şekil 2.3 Proses ve kalıp tasarım uygulaması -----	10
Şekil 2.4 Tahrik sistemine göre presler -----	11
Şekil 2.5 Gövde tipine göre presler-----	12
Şekil 2.6 Derin çekme işlemi ve üç etkili pres hareketi-----	13
Şekil 2.7 Kuvvet etki sayısına göre presler -----	14
Şekil 2.8 Hidrolik presin temel elemanları-----	15
Şekil 2.9 Hidrolik silindirlerin hareketi-----	16
Şekil 2.10 Mekanik pres ana grupları -----	18
Şekil 2.11 Kavrama fren grubu -----	19
Şekil 2.12 Mekanik pres tahrik grubu-----	20
Şekil 2.13 Dişli ve biyel kolları grupları -----	21
Şekil 2.14 Mekanik presin gövde grupları -----	22
Şekil 2.15 Mekanik preslerde mekanizma uygulamaları -----	23
Şekil 2.16 Servo motorlu mekanik pres uygulamaları -----	25
Şekil 2.17 Servo motorlu mekanik preslerde tahrik uygulamaları -----	26
Şekil 2.18 Servo motorlu preslerde kontrol uygulamaları-----	28
Şekil 2.19 Servo motor ve pompa uygulamaları-----	29
Şekil 2.20 Servo hidrolik pres çalışma prensibi -----	30
Şekil 2.21 Hidrolik presin ana grupları -----	32
Şekil 2.22 Alt köprü grubu-----	33
Şekil 2.23 Üst köprü grubu -----	34
Şekil 2.24 Kolon ve gergi grubu-----	35
Şekil 2.25 Monoblok gövde ve alt tabla grubu-----	36
Şekil 2.26 Mobil tabla grubu -----	37
Şekil 2.27 Mobil tabla uygulaması-----	38
Şekil 2.28 Mobil tabla iç yapısı-----	38
Şekil 2.29 Koç tabla grubu ve iç yapısı-----	40
Şekil 2.30 Yastık tabla grubu ve iç yapısı-----	41
Şekil 2.31 Yastık tabla ve kalıp uygulamaları-----	42
Şekil 2.32 Hidrolik emniyet grupları -----	43
Şekil 2.33 Hidrolik emniyet grubu iç yapısı ve çalışma prensibi-----	44
Şekil 2.34 Hidrolik preslerde silindir yerleşimi ve kullanımı -----	45
Şekil 2.35 Çift etkili silindir iç yapısı-----	46
Şekil 2.36 Tek etkili silindir iç yapısı-----	47
Şekil 2.37 Hidrolik devre elemanları -----	49
Şekil 2.38 Hidrolik preslerde tabla ölçülerinin kullanımı -----	50
Şekil 2.39 Pres gövdesinde emniyet katsayısı analizi -----	52
Şekil 2.40 Pres gövdesinde yer değiştirme analizi -----	53
Şekil 2.41 Koç tabla yerdeğiştirme analizi-----	53

Şekil 2.42 Koç tabla von mises analizi -----	54
Şekil 2.43 Hidrolik pres hızları ve tanımları-----	55
Şekil 3.1 Üç etkili hidrolik pres ve tanımları -----	61
Şekil 3.2 Tek etkili kalıp uygulaması -----	62
Şekil 3.3 Çift etkili kalıp uygulaması -----	64
Şekil 3.4 Tij milli çift etkili kalıp uygulaması -----	65
Şekil 3.5 Çift etkili kalıp ve pres uygulaması -----	67
Şekil 3.6 Üç etkili mekanik pres koç tabla ve yastık tabla uygulaması -----	68
Şekil 3.7 Üç etkili hidrolik pres koç tabla ve silindir grubu -----	70
Şekil 3.8 Hidrolik presin çalışma eğrisi ve zamana bağlı değişkenler -----	72
Şekil 3.9 Hatbaşı preslerde mobil tabla uygulaması -----	73
Şekil 3.10 Mobil tabla mekanik tasarımı -----	74
Şekil 3.11 Yastık tabla mekanik tasarımı -----	75
Şekil 3.12 Alt köprü grubu mekanik tasarımı -----	76
Şekil 3.13 Kolon grubu mekanik tasarımı-----	77
Şekil 3.14 Pres alt grup elemanları mekanik tasarımı -----	77
Şekil 3.15 Dış koç tabla grubu mekanik tasarımı -----	78
Şekil 3.16 İç koç tabla grubu mekanik tasarımı -----	79
Şekil 3.17 Üst köprü grubu mekanik tasarımı-----	80
Şekil 3.18 Üç etkili presin mekanik tasarımı -----	81
Şekil 3.19 Koç tabla hidrolik silindir yerleşimi-----	82
Şekil 3.20 Üç etkili preste hidrolik silindir yerleşimi -----	84
Şekil 3.21 Değişken deplasmanlı aksenal tip pompa ve iç yapısı -----	90
Şekil 3.22 Hidrolik preste basıncın zamana bağlı değişimi -----	92
Şekil 3.23 Hidrolik preste debinin zamana bağlı değişimi -----	92
Şekil 3.24 Hidrolik preste gücün zamana bağlı değişimi-----	93
Şekil 3.25 Hidrolik preste verim hesabı -----	94
Şekil 3.26 Hidrolik devre şeması-----	95
Şekil 3.27 Silindir ve valf grubu-----	95
Şekil 3.28 İç koç kontrol bloğu-----	96
Şekil 3.29 Dış koç kontrol bloğu -----	96
Şekil 3.30 Yastık tabla kontrol bloğu -----	97
Şekil 3.31 Akümülatör grubu -----	97
Şekil 3.32 Pompa grubu -----	98
Şekil 3.33 Hidrolik donanım grubu mekanik tasarımı -----	99
Şekil 3.34 Mobil tabla sensör uygulaması -----	100
Şekil 3.35 Yastık tabla lineer cetvel uygulaması -----	101
Şekil 3.36 Koç tabla limit sviç uygulaması -----	102
Şekil 3.37 Koç tabla enkoder uygulaması-----	103
Şekil 3.38 Preslerde kontrol ekranı -----	104
Şekil 3.39 Preslerde kontrol panosu -----	104
Şekil 3.40 Silindir Valf Sistemi-----	104
Şekil 3.41 Üç etkili Pres Sistem Modeli Tasarımı -----	108

Şekil 3.42 Güç Ünitesi Grubu ve Pompa Parametreleri -----	108
Şekil 3.43 Pompa Parametreleri -----	109
Şekil 3.44 Valf Parametreleri -----	110
Şekil 3.45 Silindir Parametreleri -----	111
Şekil 3.46 Koç tablanın zamana bağlı yer değiştirmesi-----	112
Şekil 3.47 Debinin zamana bağlı değişimi-----	112
Şekil 3.48 Basıncın zamana bağlı değişimi-----	113
Şekil 4.1 Koç tablanın zamana bağlı yer değiştirmesi-----	115
Şekil 4.2 Debinin zamana bağlı değişimi -----	115
Şekil 4.3 Basıncın zamana bağlı değişimi-----	116

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 2.1 Preslerin enerji tüketimine göre karşılaştırma tablosu.....	31
Çizelge 3.1 Pres basınç ve kuvvet değerleri tablosu.....	81
Çizelge 3.2 Değişken deplasmanlı pompa teknik özellikleri tablosu.....	91
Çizelge 3.3 Hidrolik devre temel elemanları malzeme listesi.....	98
Çizelge 4.1 Üç etkili pres çelik malzeme maliyet tablosu	105
Çizelge 4.2 Üç etkili pres hidrolik malzeme maliyet tablosu	106
Çizelge 4.3 Üç etkili pres elektronik ve otomasyon malzeme maliyet tablosu.....	106
Çizelge 4.4 Üç etkili pres işçilik maliyeti tablosu.....	107
Çizelge 4.5 Üç etkili hızlı pres için maliyet tablosu	107
Çizelge 4.6 Üç etkili yavaş çalışan pres için maliyet tablosu	108
Çizelge 4.7 Üç etkili pres karşılaştırma tablosu.....	110

1. GİRİŞ

Günümüzde pres teknolojileri sanayinin bir çok alanında kullanılmaktadır. Bu alanları genel olarak otomotiv, beyaz eşya, makine, elektronik, savunma, gemi imalatı, demir-çelik sektörü gibi özetlemek mümkündür.

Yukarıda bahsedilen sektörlerde kullanılan preslerin her biri belli bir amaca yönelik olarak kullanılmaktadır. Örneğin otomotiv sektöründe plastik veya sac parçaların şekillendirilmesinde enjeksiyon presleri veya sac parçaların basıldığı mekanik ve hidrolik presler kullanılmaktadır. Buna ek olarak farklı şekillendirme işlemleri için farklı özelliklere sahip özel presler de pres teknolojisinin bir parçasıdır. Örneğin savunma sanayinde kullanılan gererek şekillendirme (stretch-forming) yönteminde kullanılan preslerde, şekillendirme işlemine bağlı olarak farklı bir çalışma şekli olmakla beraber yöntemin esas parçayı şekillendirme esasına dayanır. Bu kadar farklı uygulama sahası olan pres teknolojilerinin sınıflandırmasını yapmak oldukça zordur. Bu çalışmada ise, ülkemizde en geniş kullanım alanına sahip olan otomotiv sektöründe sac parça şekillendirmede kullanılan presler ve bu preslerden hatbaşında kullanılan hidrolik presler ele alınacak ve bu preslere ait uygulamalar tanımlanarak uygun bir pres tasarımı araştırılacaktır. .

Ülkemiz otomotiv sanayi açısından gelişmiş ve ülke ekonomisine yüksek oranda katma değer sağlayan bir sektör haline gelmiştir. Özellikle ana sanayi yatırımları ile beraber bölgemizde yan sanayiler de gelişmiş ve belli bir üretim kültürünü ülkemize yerleştirmiştir. Otomotiv sanayi ülkemizde özellikle sac parça üretimi konusunda kendini geliştirmiş ve diğer otomotiv parçalarına kıyasla bu alandaki üretimde uzmanlaşmıştır. Otomobil üzerinde bulunan sac parçalar aracın iskeletini oluşturmaktadır ve bu parçaların üretimi için kullanılan iki ana ekipman vardır. Bunlar kalıp ve pres olarak iki ana gruba ayrılabilir. Bu gruplardan ilki olan kalıplar parçaya bağlı olarak her defasında yeniden üretilmektedir, diğer grup olan presler ise değişen parçalardan bağımsız olarak üretimde kullanılmaya devam etmektedir. Ancak günümüzde üretilen araç sayısı, araçların modellerindeki hızlı değişimler, üretim maliyetlerinin artması, sac parça özelliklerinin değişmesi gibi çok sayıda değişkene bağlı olarak pres teknolojisinde de yenilikçi çözümlere ihtiyaç duyulmaktadır. Örneğin geçmişte üç ayrı parçanın farklı kalıplarda üretildiğini ve bu parçaların ayrı ayrı araç

iskeletine montajının yapıldığı bir parçayı ele alalım, daha sonra ise bu üç parçanın farklı bir modelde tek parçadan oluştuğunu ve bu şekilde araca montajının yapıldığını varsayalım. Burada bu tek parçayı üretmek için kullanılan presin tablası kalıp ölçülerinden dolayı küçük kalabilir veya tabla ölçüleri uygun olsa bile kalıp işlem kuvveti pres tonajından büyük olabilir ki bu durumda bu parça bu preste üretilemez sonucu ortaya çıkmaktadır. Buna benzer başka bir örneği sac parça malzemelerindeki değişime bağlı olarak ta verebiliriz. Önceden kalınlığı 2 mm ve düşük akma gerilmesine sahip olan bir sac parçanın yerine yüksek mukavemetli sacdan ve kalınlığı 1,5 mm olan bir parçanın üretimini ele alalım. Burada değişen malzeme cinsine bağlı olarak parçayı üretmek için gerekli işleme kuvvetleri artacaktır ve böylece kullanılacak presin tonajının da artması söz konusu olacaktır. Bu konudaki bir başka örnekte ise üretim adetlerini ele alabiliriz. Örneğin 480 parça/saat ile çalışan bir pres hattı düşünelim, eğer üretimi sayısı arttırılacak ise yapılması gereken ilk şeylerden biri presin hızını arttırmak olacaktır ki buda daha hızlı ve yeni bir pres demektir.

Otomotiv sektöründe kullanılan preslerden hatbaşında kullanılan hidrolik presler 4-6 vuruş/dk aralığında çalışmaktadır. Bu preslerin arkasında çalışan mekanik presler ise 16-20 vuruş/dk hıza sahiptir. Hidrolik hatbaşı presinin hızı ne kadar yüksek olur ise birim zamanda üretilen parça adedi de o denli artacaktır. Bu da günümüzdeki otomasyon sistemlerinde, otomasyonlu üretim yanında hızlı üretim talebini de o oranda karşılamış olacaktır. Diğer taraftan, benzeri imalat sistemlerinde olduğu gibi hidrolik presler de aynı presleme kuvveti altında daha yüksek hızlara çıkılabilmesi için daha fazla güce ihtiyaç gösterir. Bu durumda günlük enerji tüketimi de o oranda artmış olacaktır. Buna karşılık iyi bir tasarım ile, birim zamanda üretilen parça sayısındaki artış ile enerji maliyetindeki artışı birbirini dengeleyebilir ve hatta üretim daha verimli hale getirilebilir.

Bu çalışmada yüksek hızlı bir hidrolik pres tasarımı yapılmış ve pres 3 ana başlıkta incelenmiştir. Bu başlıklardan ilki çalışma performansına aittir. Hızlı hidrolik presin çalışma performansı incelenmiş ve dakikadaki parça üretim hızı ele alınarak yaratacağı katma değerli iş gücü hesaplanmıştır. Çalışmada ele alınan bir diğer konu da hızlı hidrolik presin kurulum ve işletme maliyetlerinin analiz edilmesidir. Hızlı hidrolik presin ilk kurulum maliyeti incelenmiş özellikle üretiminde oluşan maliyet kalemleri ele

alınmıştır. Bu kalemler hidrolik pompa, motor, tesisat ekipmanları, hidrolik silindir ve sızdırmazlık elemanları gibi başlıklar altında özetlenebilir. Bu ilave maliyet kalemlerinin presin üretim ve işletme maliyetlerine etkisi bu çalışmada analiz edilmiştir. Bununla beraber presin çalışma esnasında tükettiği enerji ve presin verimlilik hesabı yapılmış ve sonuçlar tablolar halinde ele alınmıştır.

Sistemin dinamik çalışmasının analizine esas teşkil etmek amacıyla, tasarımı yapılan hızlı hidrolik presindeki valf-silindir grubunun matematik modeli çıkarılmıştır. Bu matematik modelin benzetimi ise **MATLAB/Simulink** programı altında çalışan **SimScape** programının **SimHydraulic** alt programında gerçekleştirilmiştir. Kurulan benzetim model ile presin, konum, debi ve basıncı değişimlerinin grafikleri elde edilerek dinamik davranış analizleri yapılmıştır. Elde edilen veriler ile sistemin tasarımdan öngörülen veriler karşılaştırılarak sonuçlar yorumlanmıştır. Hızlı hidrolik preste, hazırlanan matematik model ve elde edilen sonuçların ileride hızlı hidrolik pres ile ilgili yapılacak denetim ve kontrol uygulamalarında faydalı bir kaynak olacağı öngörülmektedir.

Yukarıda bahsedilen bilgiler ışığında görülmüştür ki hat başı presler bir pres hattının üretimi açısından en önemli halkadır ve bu halkanın en zayıf noktası da vuruş sayısının düşük oluşudur. Bu nedenlere bağlı olarak bu çalışmada bu zayıf kısmın güçlendirilmesi için ve aynı zamanda üretim çeşitliliğinin artırılması amacı ile üç etkili bir hatbaşı hızlı hidrolik pres tasarımı yapılması hedeflenmiştir.

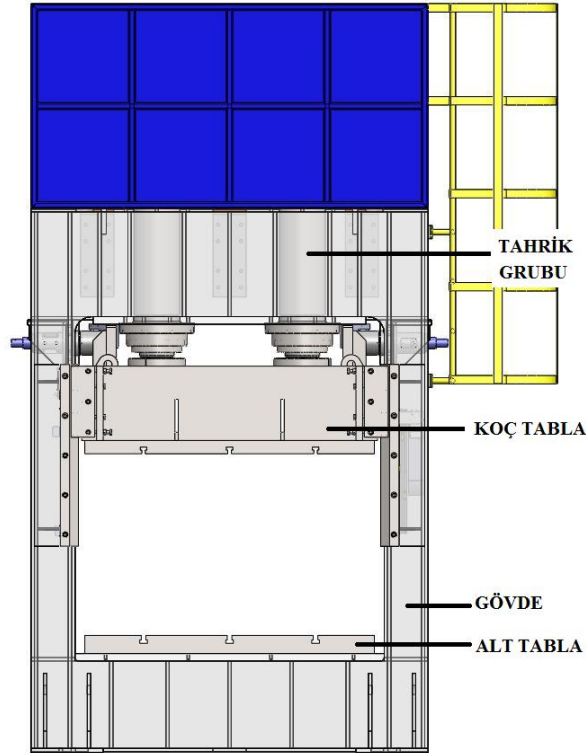
Yapılacak çalışma ile bu tarz bir presin mekanik tasarım, hidrolik sistem tasarımı, sistemin kontrol tasarımı, üretim aşamaları, montaj aşamaları gibi noktalar sorgulanacak ve elde edilecek bulgular sonucunda böyle bir makinenin avantaj veya dezavantajları karşılaştırılacaktır. Bu çalışmanın otomotiv sektöründe sac parça imalatı yapan kurumlara yatırım, üretim verimliliği ve üretim çeşitliliği gibi noktalarda bilgilendirici ve yol gösterici bir kaynak olması beklenir.

2. KURAMSAL TEMELLER

2.1. Preslerin Tanımı

Presler genel olarak belirli bir alana belli bir kuvvet uygulamak sureti ile çalışan makinelerdir. Bu makinelerin kullanım amacına göre enjeksiyon presleri, sac şekillendirme presleri, doğrultma presleri vb gibi çeşitli tipleri mevcuttur.

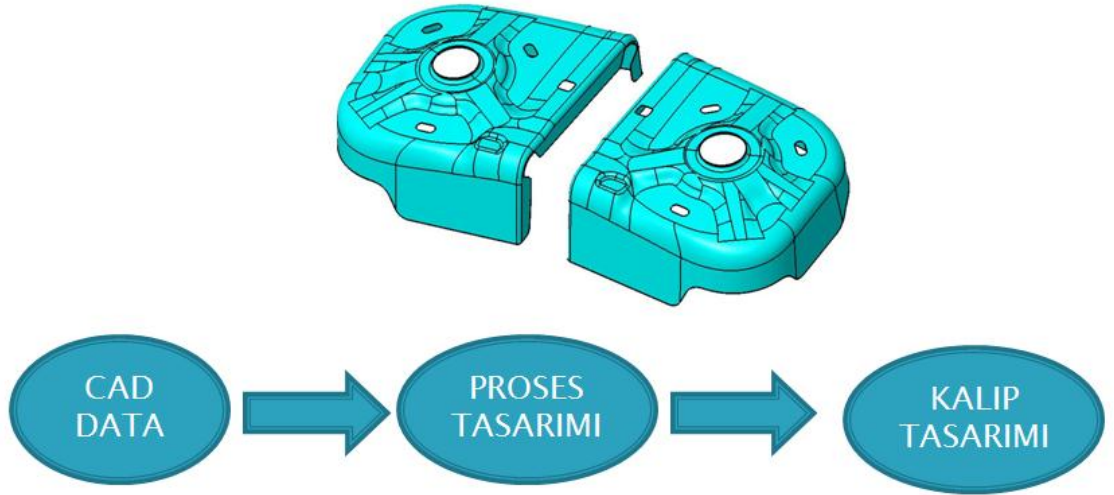
Otomotiv sektöründe kullanılan presler bir çok farklı alanda sınıflandırılabilir. Preslerin sınıflandırılması diğer bölümlerde yapılacaktır. Ancak bundan önce bilinmesi gereken preslere ait bir kaç tanım bulunmaktadır. Şekil 2.1 de otomotiv sektöründe kullanılan bir prese ait resim görülmektedir. Bu resimden görüleceği üzere bir preste, gövde, koç tabla, alt tabla, tahrik grubu (hidrolik veya mekanik) olmak üzere 4 ana grup bulunmaktadır. Burada koç tabla ile alt tabla arasında kalıp bağlanır. Koç tabla hareketini tahrik grubundan alır ve üzerine bağlanan kalıbın üst grubunu yukarı ve aşağı yönde hareket ettirir. Koç tablanın hareketi ile kalıp çalışır ve kalıp içerisinde gerekli operasyon yapılarak parça imalatı gerçekleştirilir.



Şekil 2.1. Sac Şekillendirme Presi

2.2. Preslerin Sac Şekillendirmede Kullanımı

Presler sektörel bazda otomotiv, demir-çelik, savunma vb gibi alanlarda yoğun bir şekilde kullanılmaktadır. Konumuz gereği otomotiv sektörünü referans alacağımız için bu noktada bu sektöre ait uygulamalar ele alınacaktır. Otomotiv sektöründe presler sac parça ve plastik parça imalatı şeklinde sınıflandırılabilir. Burada plastik parçaların üretimi için kullanılan kalıplara hacim kalıpları ve bu kalıpların çalışması için kullanılan preslere enjeksiyon presleri adı verilir. Bu uygulamalarda genelde sıcak şekillendirme ile parça gerekli hacim kalıbının içine dolarak nihai ürünü oluşturur. Sac şekillendirmede ise üretim prosesi biraz daha farklıdır. Bu noktadan hareket ile otomotivde kullanılan bir sac parçanın üretim etapları örnek bir parça için Şekil 2.2 de gösterilmiştir.



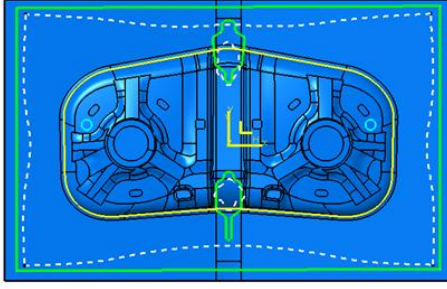
Şekil 2.2 Sac Şekillendirme Prosesi

Yukarıdaki Şekil 2.2 'de üretilecek iş parçası cad data olarak oluşturulur ve bu dataya bağlı olarak parçanın proses tasarımı ve kalıp tasarımı yapılır.Yapılan bu tasarım aktivitelerinden sonra kalıpların imalatı gerçekleştirilir. Üretilen kalıplar preslerde basılarak parçanın seri üretimine başlanır. Proses tasarımında parçanın hangi operasyonlar ile üretileceği ve bunun için gerekli proses kuvvetleri belirlenir. Kalıp tasarımında ise procese ait kalıp tasarımları yapılır ve uygun pres hattı seçilerek bu pres hattının özelliklerine göre kalıbın nihai tasarımı gerçekleştirilir. Yukarıdaki örnek parçaya ait proses tasarımı ve kalıp tasarımı Şekil 2.3' te görülmektedir. Bu tasarımlar sonucunda belirlenen preslerde parçalar üretilir. Görüleceği üzere sac şekillendirme preslerinin kuvveti proses tasarımında, tabla ölçüleri ise kalıp tasarımında

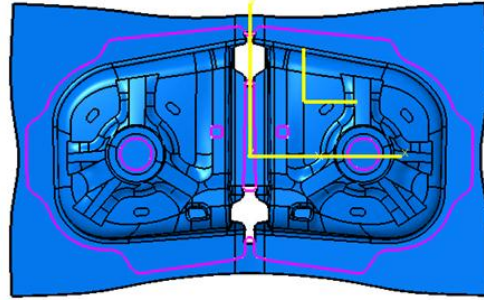
kullanılmaktadır. Dolayısıyla bir presin bu ve buna benzer parçaların imalatını yapabilecek ölçülere ve hıza sahip olması gerekmektedir. Bununla beraber bir presin özellikleri ne kadar fazla ise üretebileceği parça çeşitinin de o kadar fazla olacağı sonucuna varılabilir.

PROSES TASARIMI

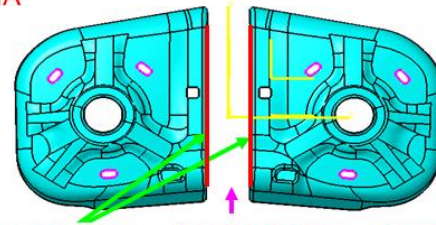
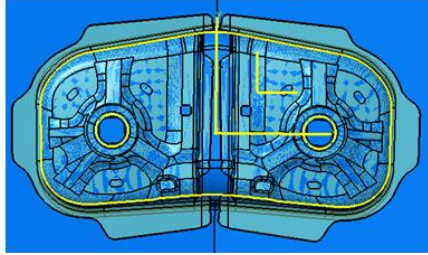
OP 10 AÇINIM KESME+ ÇEKME



OP 20 ÇEVRE KESME + DELME



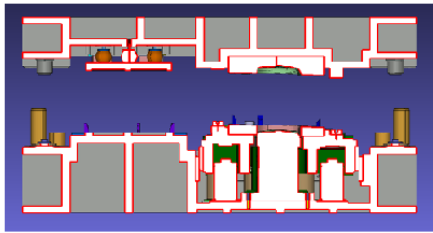
OP30 DIŞ ETEK BÜKME +DELİK KENARLAMA



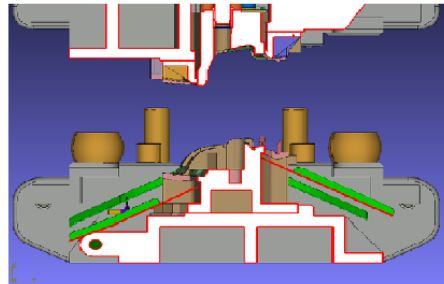
OP40 BÜKME + KAMLI BÜKME +DELME

KALIP TASARIMI

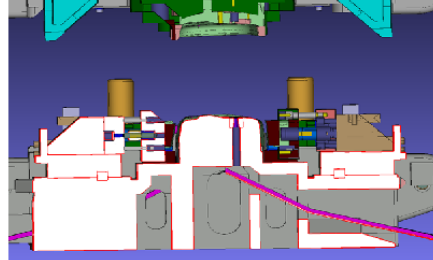
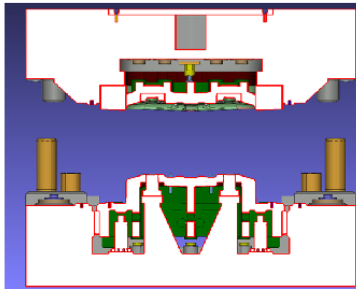
OP 10 AÇINIM KESME+ ÇEKME



OP 20 ÇEVRE KESME + DELME



OP30 DIŞ ETEK BÜKME +DELİK KENARLAMA



OP40 BÜKME + KAMLI BÜKME +DELME

Şekil 2.3. Proses ve Kalıp Tasarım Uygulaması

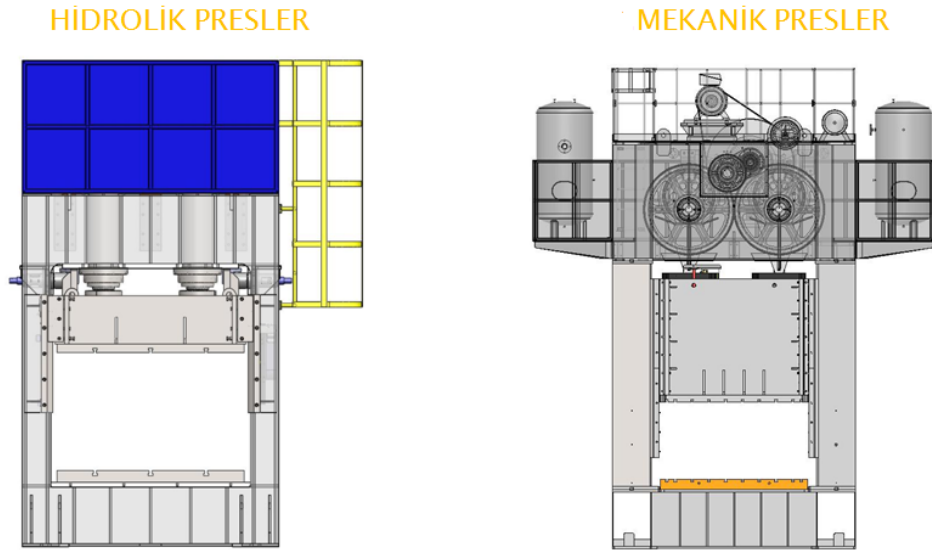
2.3. Preslerin Sınıflandırılması

Bu çalışmada referans alınacak presler otomotivde sac şekillendirme de kullanılan presler olduğu için yapılacak sınıflandırmada buna paralel olarak gerçekleştirilecektir. Bu noktada presler üç ana grupta sınıflandırılacaktır.

- Tahrik Sistemine Göre Presler
- Gövde Tipine Göre Presler
- Kuvvet Etki Sayısına Göre Presler

Tahrik sistemine göre presleri hidrolik presler, mekanik presler ve servo motor kontrollü presler olarak üç alt gruba ayırabiliriz. Bu gruplardan ilki olan hidrolik preslerde, presleme için gerekli güç hidrolik silindirler yardımıyla ve sistem kontrolü ise hidrolik donanımlar ile yapıldığı için bu tip preslere hidrolik presler adı verilir. Diğer pres tipi olan mekanik preslerde ise gerekli güç elektrik motoru-volan-biyel kolu sıralaması ile oluşturulduğu için bu tarz preslere mekanik presler denilmektedir. Son grup olan servo motor kontrollü preslerde ise kontrol ve güç iletimi servo motorlar ile yapılmaktadır. Bununla beraber bu tip presler hidrolik veya mekanik olsalar dahi kontrol servo ile yapıldığı için böyle bir tanımlama uygun görülecektir. Şekil 2.4 te tahrik sistemine göre presler görülmektedir.

TAHRİK SİSTEMİNE GÖRE

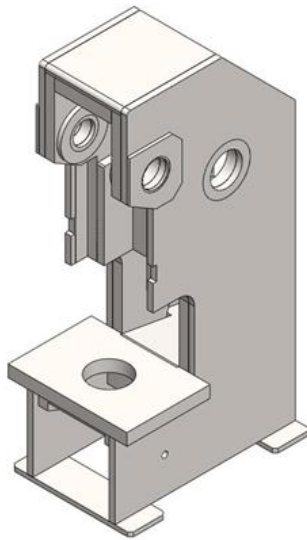


Şekil 2.4. Tahrik Sistemine Göre Presler

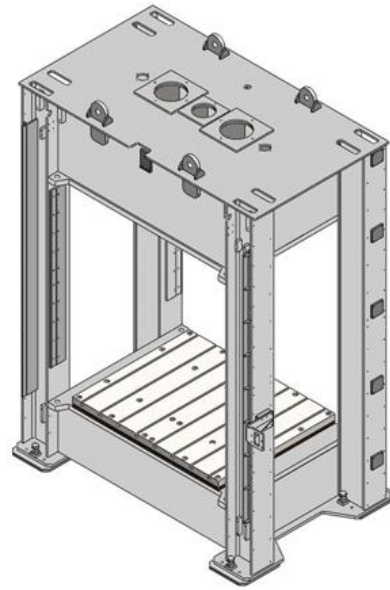
Bir diğerk ana grup olan gövde tipine göre presler ise Şekil 2.5' ten de anlaşılacağı üzere pres tablası ve pres tonajına bağılı olarak sınıflandırılmıştır. C tipi gövdeli preslerde tabla küçük olduğu için basılacak parçalar ve kalıp ölçüleride küçük olmaktadır. Bu tip presler isteğe bağılı olarak hidrolik veya mekanik tahrikli presler olabilir. H tipi preslerde ise pres tonajı ve tabla ölçüleri çok daha büyük olduğu için büyük sac parçaların üretimi yapılabilir. Ancak H tipi preslerde pres ölçüleri büyüdükçe presin üretimi, taşınması ve devreye alınması gibi etaplarda bir takım zorluklar ile karşılaşılır. Bu nedenle bu tip H gövdeli preslerde kendi içinde tek parça gövdeli ve gövdenin parçalı olarak üretildiği çok parçalı gövdeler olarak iki gruba ayrılabilir. Çalışmaya esas olacak pres çok parçalı olacağı için bu tip presler ait parçalar ilerleyen sayfalarda anlatılacaktır. Aşağıda resmi görülen H tipi ise monoblok gövde olarak tanımlanan tek parçalı gövdeye örnek olarak verilmiştir.

GÖVDE TIPINE GÖRE

C TIPI GÖVDELER



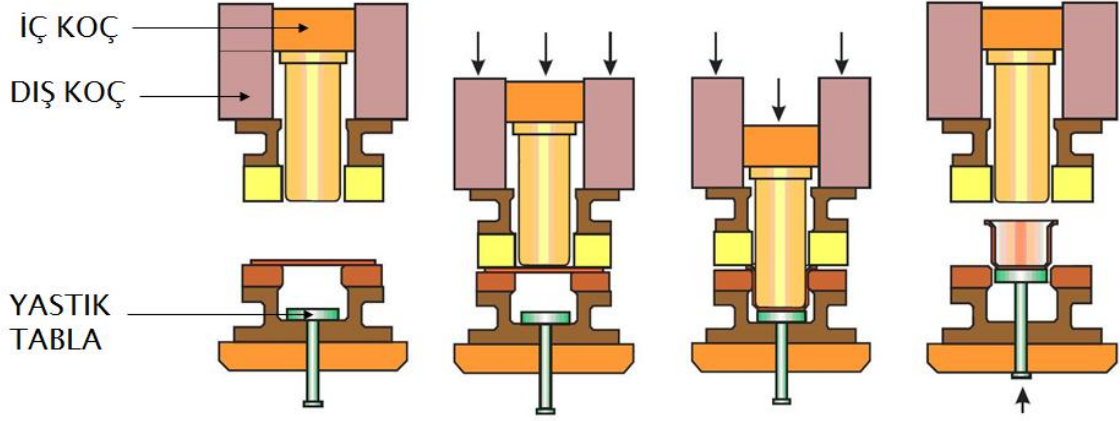
H TIPI GÖVDELER



Şekil 2.5. Gövde Tipine Göre Presler

Preslerin sınıflandırılmasındaki son grupta ise presler kuvvet etki sayısına göre sınıflandırılacak ve tek etkili, çift etkili ve üç etkili olmak üzere üç alt gruba ayrılacaktır. Etki tipi presler de şekillendirme prosesinin bir ihtiyacı olarak ortaya çıkmıştır. Özellikle parça formlarındaki değişiklikler çekme operasyonunun derinliğinin

artması ve ihtiyaç duyulan kuvvetin artışı ile beraber bu tip preslere ihtiyaçta artmıştır. Bu tip preslerin çalışmasına örnek olarak derin çekme operasyonu Şekil 2.6 da verilmiştir.



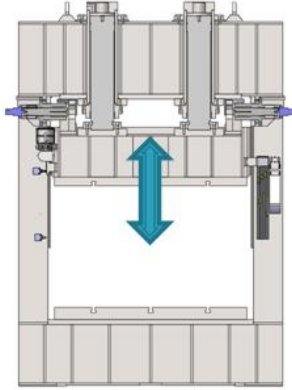
Şekil 2.6. Derin Çekme İşlemi ve 3 Etkili Pres Hareketi

Yukarıdaki şekilden görüleceği üzere bu operasyonda kalıbın üst grubunun bağlandığı köç tabla iç içe çalışan iki parçadan oluşmaktadır. Bunlardan içeride çalışan iç köç tabla dışarıda çalışan ise dış köç tabla olarak isimlendirilir. Operasyon başlangıcında parça alt kalıp üzerinde bulunmaktadır, sonrasında dış köç tablaya bağlı olan pot çemberi isimli kalıp parçası hareket ederek parçaya dış hattı boyunca basmakta ve parçayı tutmaktadır. Parça pot çemberi tarafından tutulur iken iç köç tablaya bağlı olan erkek grup isimli kalıp parçası hareket ettirilerek parçaya form vermeye başlamaktadır. Form verme işlemi tamamlandıktan sonra alt kalıp gruba bağlı çıkarıcı grubu yukarı hareket ederek parçayı kalıp dışına çıkarmaktadır. Bu proses sırasında kalıbın iç ve dış köç tablasını ve alt çıkarıcı tablayı pres hareket ettirmektedir ve toplamda bu operasyonda üç farklı hareket kontrol edildiği için bu tarz çalışan bir prese 3 etkili pres adı verilmektedir. Bu procesten yola çıkarak diğer etki tiplerini gösteren resim Şekil 2.7' de verilmektedir. Şekilde verilen preslerden ilki tek etkili bir prestir ve bu pres hidrolik veya mekanik olabilir bununla beraber görüleceği üzere preste köç tabla tek parça ve alt gövdede çıkarıcı bir grup olmadığı için bu prese tek etkili pres denilmektedir. Diğer resimdeki pres iki etkili bir mekanik prestir ve bu preste iki köç tabla olmasına rağmen çıkarıcı olmadığı için bu prese iki etkili pres denilmektedir. Son resimdeki pres ise üç etkilidir ve derin çekme operasyonuna paralel olarak iki adet köç tabla ve alt grupta çıkarıcı olarak kullanılan yastık tabladan oluşmaktadır.

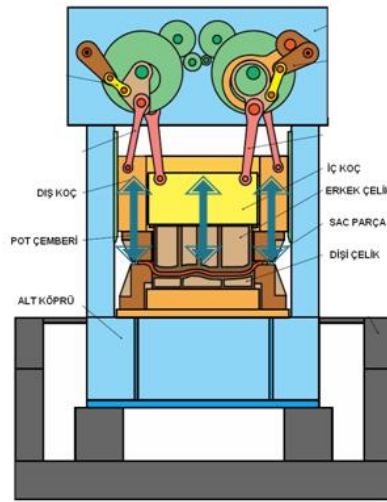
Presler yukarıda yapılan sınıflandırma dışındada bir çok farklı şekilde sınıflandırılabilir. Ancak bu çalışmanın konusu gereği preslerin sınıflandırılması bu noktada bitirilecek ve preslerin tahrik şekline göre sınıflandırılması üzerinde durulacaktır.

KUVVET ETKİ SAYISINA GÖRE

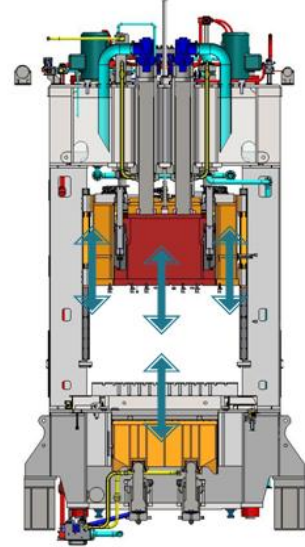
1. TEK ETKİLİ PRESLER



2. İKİ ETKİLİ PRESLER



3. ÜÇ ETKİLİ PRESLER



Şekil 2.7. Kuvvet Etki Sayısına Göre Presler

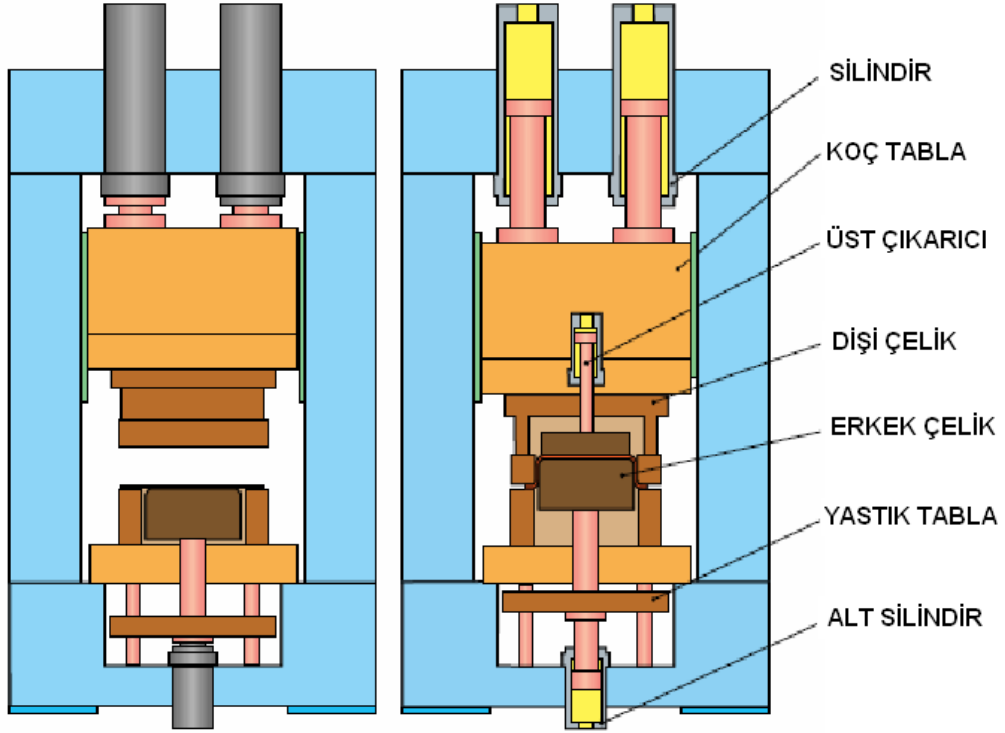
2.4. Preslerin Tahrik Şekline Göre Sınıflandırılması

Preslerin sınıflandırılması konusunda en önemli grup preslerin tahrik sistemine göre sınıflandırıldığı kısımdır. Özellikle otomotivde kullanılan preslerin hidrolik ve mekanik yapıları üretim adedini ve parça üretilebilirliğini belirlediği için bu nokta ele alınacak ve her iki pres tipi ile ilgili özellikler açıklanacaktır.

2.4.1. Hidrolik Presler

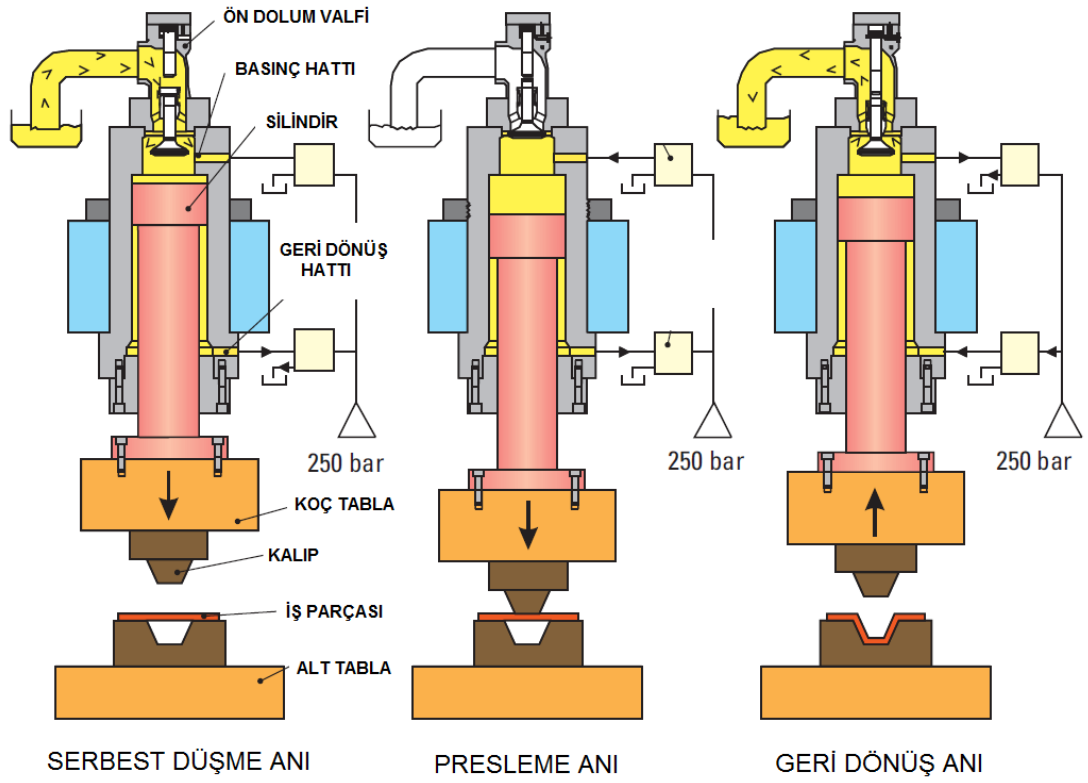
Hidrolik preslerde elektrik motoru ile çalışan pompalar tahrik edilir ve bu sayede sistem için gerekli basınçlı yağ elde edilir. Bu basınçlı yağ yön denetim valfleri ve basınç ayar regülatörleri ile kontrol edilerek silindirlere ulaştırılır ve bu sayede silindirlerin hareketi sağlanır. Silindirlerin aşağı ve yukarı yöndeki bu hareketi ile silindire bağlı olan koç tabla hareket ettirilir. Silindirlere gönderilen yağ miktarı ve basınç kontrol edilebildiği için presin aşağı ve yukarı yöndeki hızları, iş anındaki hızı ve presin tonajı her

pozisyonda kontrol edilebilir ve isteğe göre arttırılıp azaltılabilir. Bu özelliklerinden dolayı hidrolik presler çekme, form verme ve derin çekme operasyonlarında tercih edilirler. Hidrolik presler tek etkili, çift etkili veya üç etkili olabilirler. Genelde yüksek tonajlı oldukları için H tipi gövdeye sahiplerdir.



Şekil 2.8.Hidrolik Presin Temel Elemanları (Schuler Metal Handbook)

Şekil 2.8' de iki etkili bir hidrolik pres resmi görülmektedir. Bu preste yastık tabla olarak tanımlanan grup kullanılmaz ise pres bu hali ile tek etkili olur ya da koç tabla iki gruptan oluşuyor ise burada iç koç ve dış koç tabla var demektir ki bu şekilde pres üç etkili olacaktır. Resimden görüleceği üzere hidrolik presin hareketini sağlayan silindirler ve hidrolik donanım bu tip preslerde tüm teknik özellikleri belirleyen gruplardır. Şekil 2.9' da bir hidrolik prese ait silindirlerin pres çalışma anındaki valf pozisyonları gösterilmektedir. Şekilde silindir ilk konumunda iken ön dolum valfi üzerinden silindire yağ akışı olmakta ve sonrasında silindir aşağı yönde hareket ettirilmektedir. Silindirin geri dönüşünde ise koç tablayı ve kalıp üst grubunu yukarı kaldırmak amacıyla kontrollü olarak çalıştırılmaktadır.



Şekil 2.9.Hidrolik Silindirlerin Hareketi (Schuler Metal Handbook)

Genel olarak bir hidrolik presin çalışması bu şekilde özetlenebilir. Bununla beraber hidrolik preslerde presin özelliklerini belirleyen tanımlamalar vardır. Bu tanımlara bağlı olarak bir hidrolik pres tasarımı yapılmaktadır .

- Baskı Kuvveti : Presin oluşturacağı maksimum kuvveti belirtir ve ton ile ölçülür.
- Geri Dönüş Kuvveti : Pres koç tablası , silindir piston kolu ve üst kalıbın toplam ağırlığını kaldırabilmek için gerekli kuvveti belirtir ve ton ile ölçülür.
- Kurs : Koç tablanın hareket edebildiği maksimum mesafedir ve mm ile ölçülür.
- Tablalar Arası Maks Açıklık : Pres koç tablası en üst pozisyonda iken alt tabla ile arasındaki mesafedir ve mm ile ölçülür.
- Tablalar Arası Min Açıklık : Pres koç tablası en alt pozisyonda iken alt tabla ile arasındaki mesafedir ve mm ile ölçülür.
- Serbest Düşme Hızı : Pres koç tablasının iş yapma anına kadar dikey ekseninde yukarıdan aşağıya doğru hareket ettiği hızdır ve mm/sn ile ölçülür.
- İş Hızı : Pres koç tablasının iş anındaki hızıdır ve mm/sn ile ölçülür.

- Geri Dönüş Hızı : Pres koç tablasının iş yaptıktan sonra aşağıdan yukarıya doğru çıkış hızıdır ve mm/sn ile ölçülür.

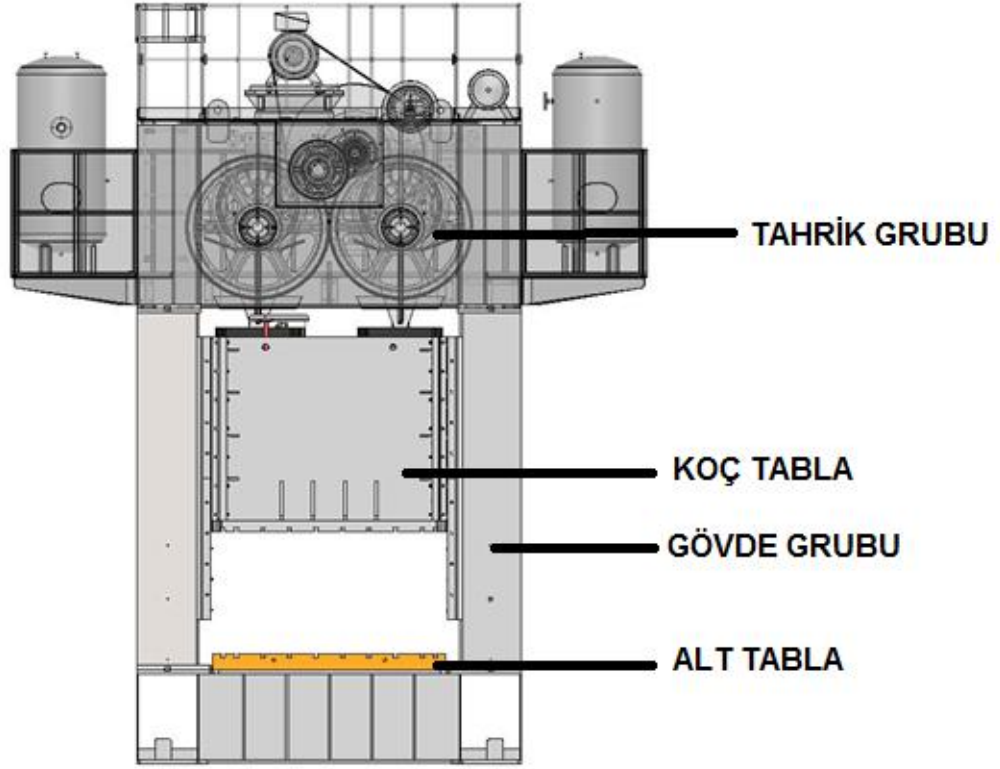
Bu tanımlamalara göre bir hidrolik presin silindir hesabı, hidrolik pompa hesabı ve bunlara bağlı olarak mekanik tasarım hesapları yapılmaktadır. Buna ek olarak diğer özelliklerde kullanıcı firma tarafından verilmelidir.

Hidrolik presleri mekanik preslerden ayıran en büyük özelliklerinden biride dakikadaki çevrim sayısının düşük olmasıdır. Hidrolik presler dakikada 4-6 vuruş yaparken mekanik presler 16-20 vuruş yapabilmektedirler. Bu farkın kapanabimesi için hidrolik preslerin hızlandırılması gerekmektedir. Bunun için ise hidrolik silindirlerin daha hızlı çalışması yani debinin artması bunun için ise pompa gücünün artması gerekmektedir ki bunlarda bir presin maliyetini önemli ölçüde arttırmaktadır. Hidrolik presler ile mekanik preslerin karşılaştırılması mekanik presler ile ilgili kısmın sonunda yapılacaktır.

2.4.2. Mekanik Presler

Mekanik presler volandan aldığı enerjiyi dişli grupları yardımıyla koç tablaya veren ve koç tablanın alt ölü noktasında bu enerjiyi işe çeviren makinalardır. Koç tablanın aşağı inişten geri dönüşe geçtiği pozisyona alt ölü nokta geri dönüşten inişe geçtiği tepe konumunda üst ölü nokta denir. Koç tabla bu iki nokta arasında periyodik bir iniş çıkış hareketi yapar. Operasyon süresince volan sürekli boşta dönmekte ve vuruş istendiğinde kavramaya geçmektedir.

Şekil 2.10 da bir mekanik prese ait resim bulunmaktadır. Burada görüleceği üzere bir mekanik preste tıpkı hidrolik preslerde olduğu gibi gövde, koç tabla, alt tabla ve tahrik grubundan oluşmaktadır. Burada tahrik grubunda dişli grubu, volan grubu, kavrama ve fren grubu ve biyel kolu grubu bulunmaktadır. Mekanik preslerde kurs sabittir. Ayrıca bu preslerde koç tablanın aşırı yük durumlarından korunması amacıyla overload silindir grupları bulunmaktadır. Bu grup koç tablanın emniyetli çalışması amacıyla kullanılmaktadır.

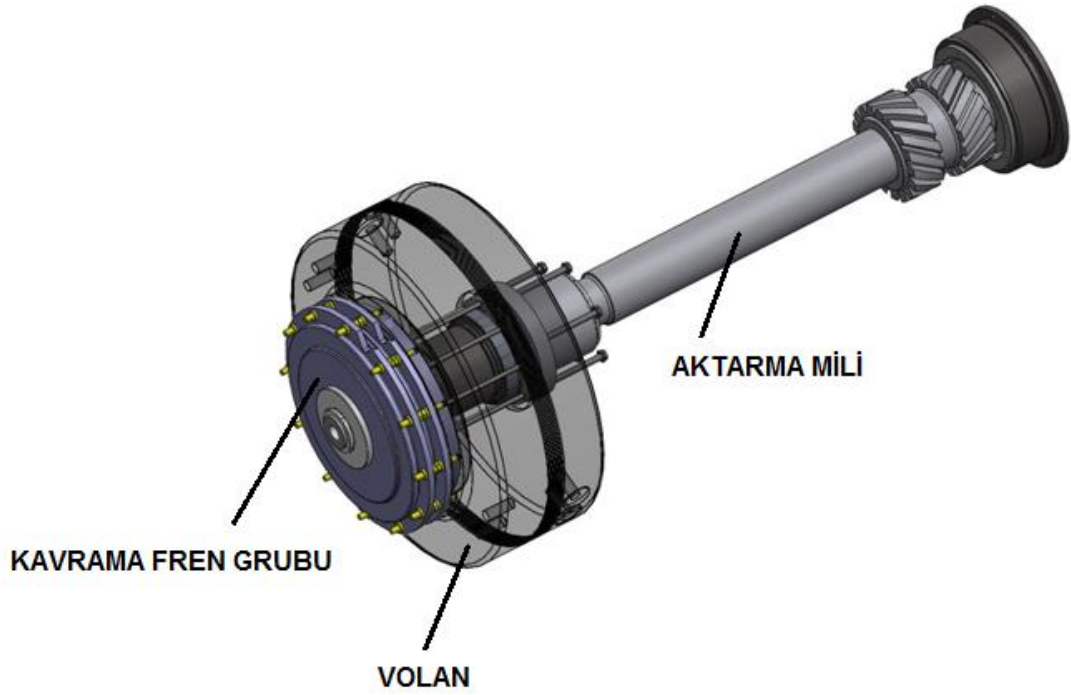


Şekil 2.10.Mekanik Presin Ana Grupları

Mekanik preslerde tahrik grubu yani kavrama-fren grubu ve dişli-biyel grubu gücün oluşturulması ve koç tablaya iletilmesi açısından en önemli gruplardır. Bu gruplardan kavrama fren grubu, motordan volana aktarılan dönme hareketini istenildiği zaman şafta aktaran ve dolayısıyla presin aşağı yukarı inip kalkmasını ve istendiği zaman durdurulmasını sağlayan mekanizmadır.

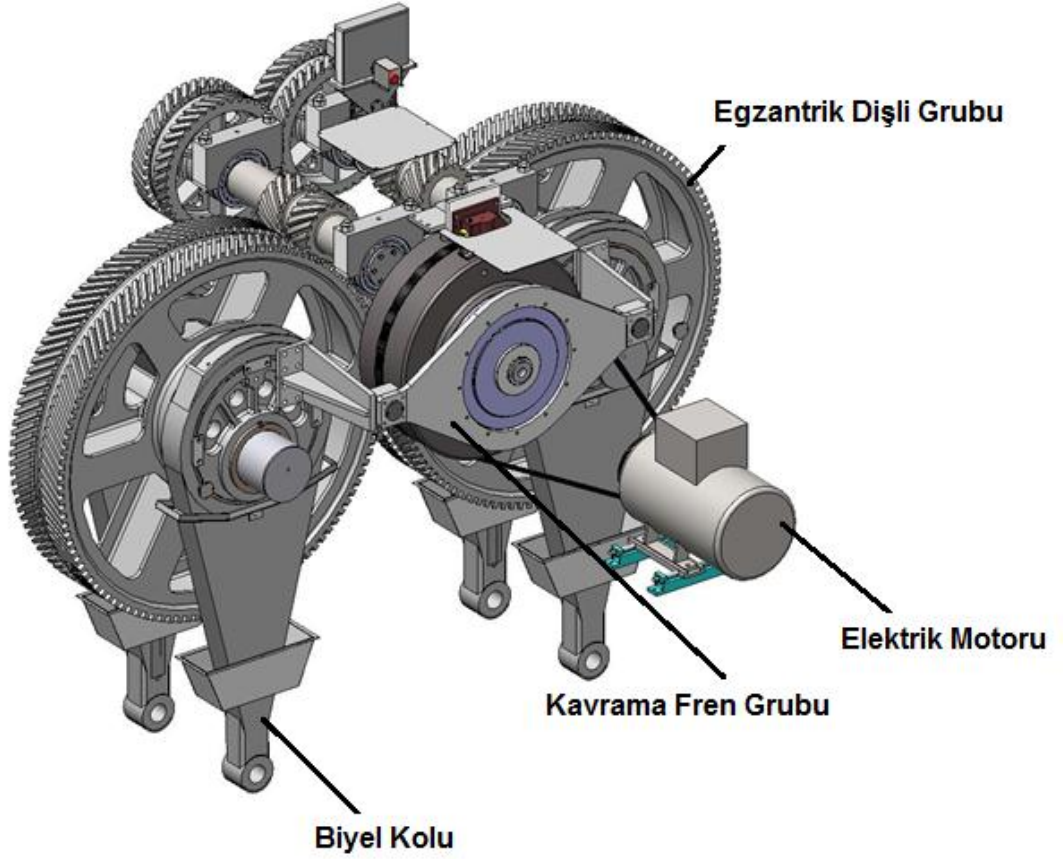
Kavrama ve fren grubu hava ile çalışır. Kavrama dişlilerinden alınan güç ara dişlilerle şafta aktarılır. Ara dişlilerde bu hareketi şaft ile biyel koluna aktarır. Preslerin başarıyla ve güvenli çalışmasında en mükemmel çalışması gereken sistemler kavrama ve fren sistemleridir. kavrama metal şekillendirmesi için gerekli kuvveti sağlar ve kontrol eder. Pres devamlı çalıştığında kavrama volandan şafta güç aktarır. Her vuruş istendiğinde kavrama, presin dönen kısımlarını hareketsiz konumdan tam hıza geçirmekte, frenlerde bu hızlı hareketi her vuruşun sonunda durağan hale getirmektedir. Frenler ve kavramalar sürekli bakım ve kontrole ihtiyaç duyarlar.

Kavrama hava basıncıyla sürtünmeli yüzeyleri birleştirirken, frenlerde yay kullanır. Yay kullanılmasının sebebi, güç kesilmesi veya hava basıncının düşmesi halinde fonksiyonunu kaybetmemesi içindir. Şekil 2.11 de bir mekanik preste kavrama ve fren grubunun volan ile montajlanmış resmi bulunmaktadır.



Şekil 2.11.Kavrama Fren Grubu

Çalışma prensibinden de anlaşılacağı üzere, volan tarafından enerjinin depolandığı ve bu depolanan enerjinin güce çevrildiği grup olan kavrama fren grubu bir mekanik pres için en önemli bileşenlerden biridir. Kavrama grubu hesabı ve seçimi çok önemlidir. Bu seçim yapılırken dikkat edilmesi gereken en önemli parametrelerden biride dakikada istenen vuruş sayısıdır. Eğer istenen pres kısa kursta ve yüksek vuruş sayısında ise, örneğin 100 mm kurs ve 80 vuruş/dakika gibi bir değerde ise o zaman seçilecek kavramanın ömrü ve tipi buna göre belirlenmelidir. Aksi bir durumda kavrama grubu çok kısa zaman aralıklarında değiştirilmek zorunda kalınabilir. Bu grupta hesaplanması gereken bir diğer parametre de volanda oluşturulacak olan enerjidir. Volanın kesidi ve motor tarafından dönmesi ile elde edilen atalet momenti direk güç olarak aktarılacağı için bu noktada volanın kesidi ve ağırlığı çok iyi hesaplanmalı ve tasarıma yansıtılmalıdır.

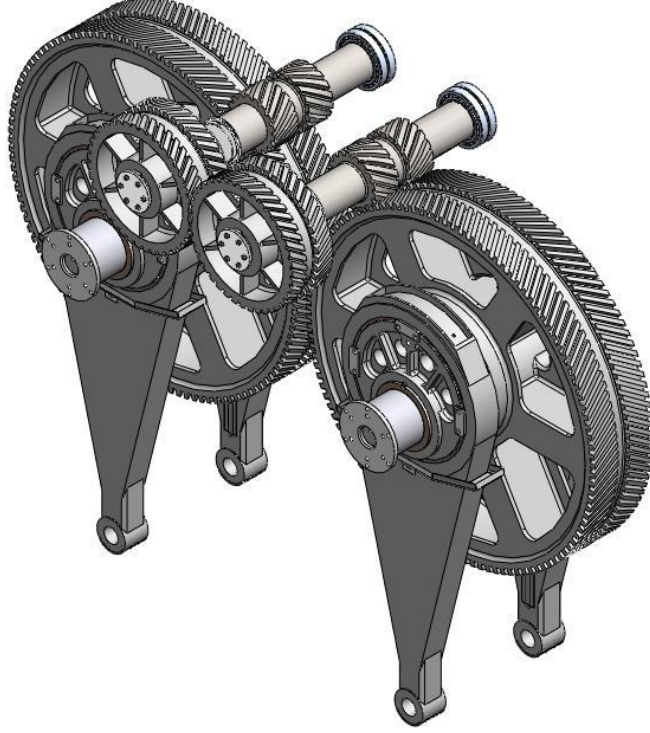


Şekil 2.12.Mekanik Pres Tahrik Grubu

Şekil 2.12' de bir mekanik prese ait tahrik grubunun komple resmi görülmektedir. Burada elektrik motoru dönmekte ve bu dönme hareketini volana kayışlar yardımıyla aktarmaktadır. Volan ve kavrama grubu aynı mil üzerinde yataklanmıştır ve volanda dönme hareketi ile oluşan moment kavrama fren grubunun devreye girmesi ile hareketi eksantrik dişlilere aktarmakta ve dişlilerde bunu biyel kollarının doğrusal hareketi için kullanmaktadır.

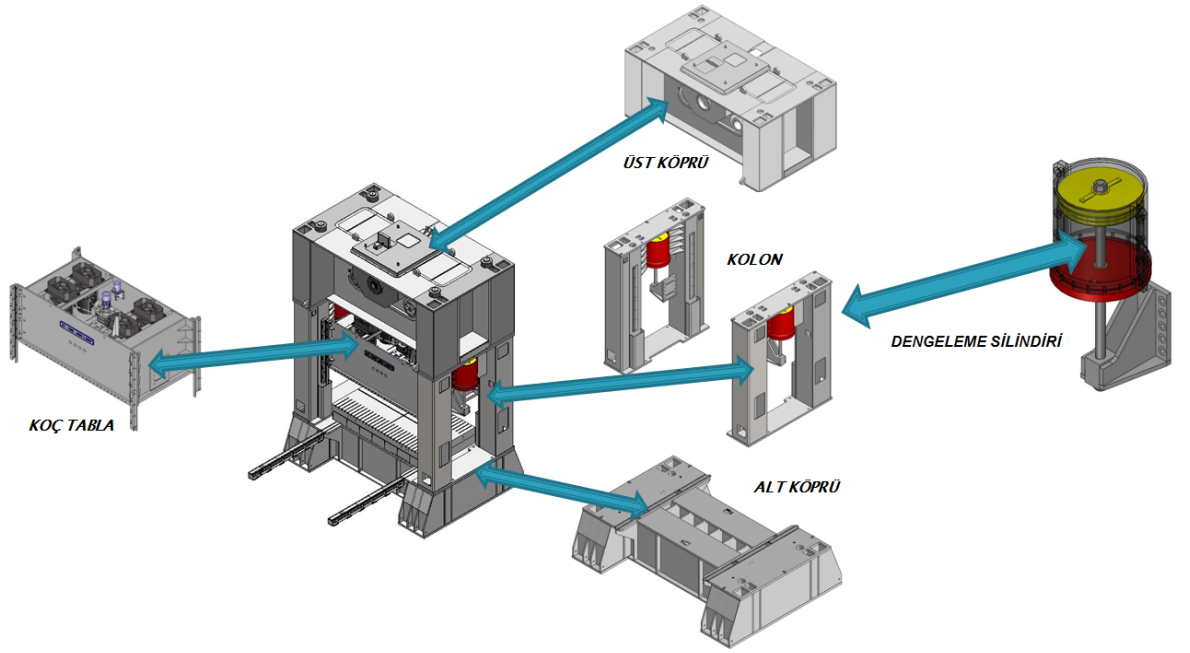
Eksantrik dişli ve biyel kolu grubu kavrama milinden aldığı dönme hareketini dişliler vasıtasıyla krank miline aktarır. Krank milinin dönmesi ile biyel kolu krank milinin eksantrik kaçıklığı kadar doğrusal hareket yapar. Eksantrik dişlilerin konstrüksiyon yapısına göre preste istenen hız elde edilir. Bu hız ayarı pres imalatı sırasında, presin kullanılma amacına göre istenen koç hızı da göz önüne alınarak ayarlanır.Şekil 2.13' te biyel kollarının dişli takımına bağlı hareketini daha yakından incelemek mümkündür.

Ayrıca resimde dikkat edilecek olursa bu preste 4 adet biyel kolu kullanılmıştır, buda bu presteki toplam tonajın dört eşit noktadan koç tablaya uygulandığı anlamına gelmektedir.



Şekil 2.13.Dişli Ve Biyel Kolları Grubu

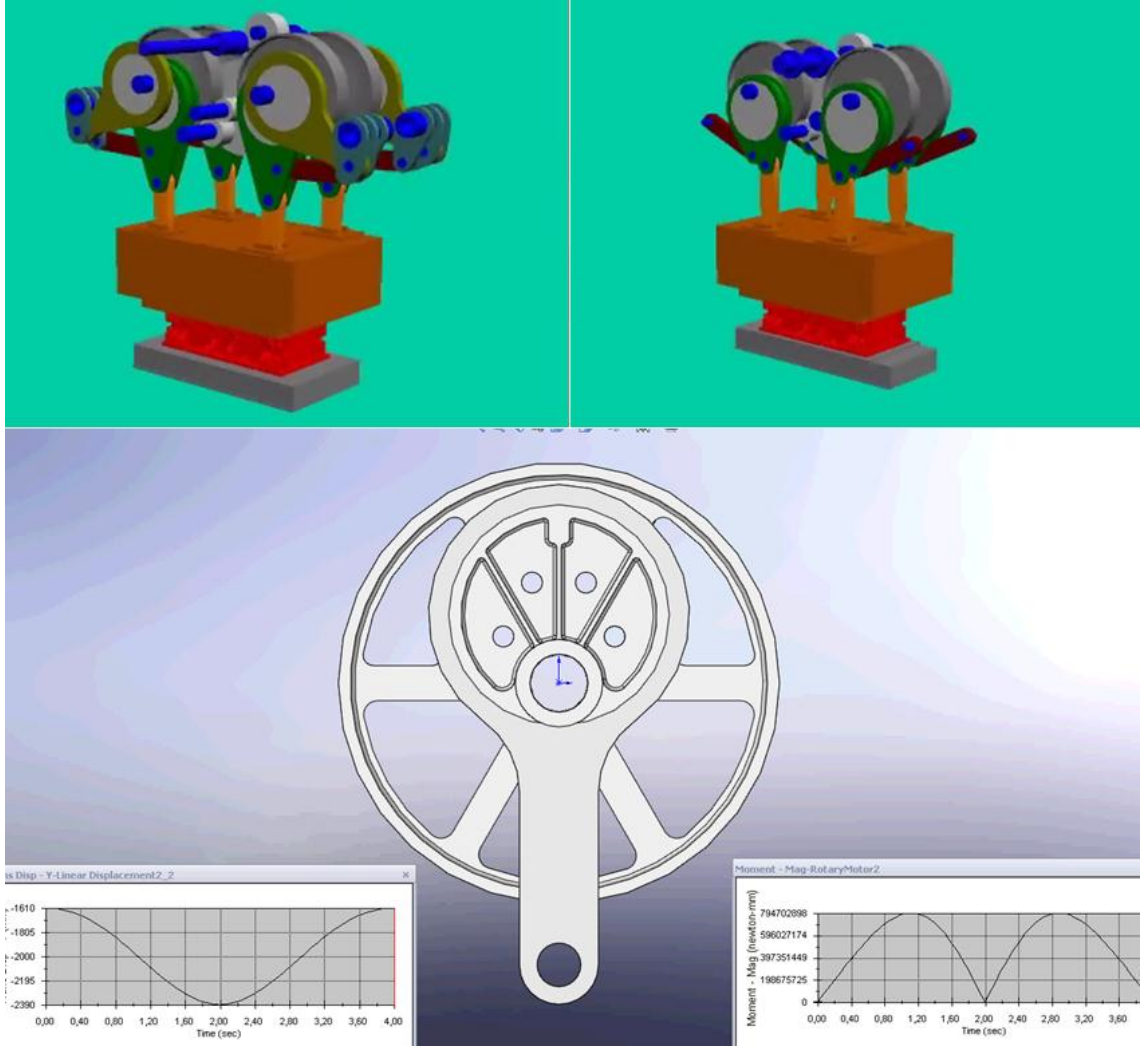
Mekanik preslerde koç tablaya bağlanan üst kalıbın ağırlığı her kalıp için değişkendir. Koç tablanın volandan aldığı ve vuruş esnasında kullandığı enerjiyi üst ölü noktaya çıkarken boşa harcamamak için, değişen kalıp ağırlıklarına karşı koç tablaya hava basıncı yardımıyla fazladan bir güç kazandırılır. Bu gücün değeri her kalıp için ayrıdır ve bu da denge silindirlerinin basıncını değiştirmek suretiyle yapılır. Kısacası, bu ağırlığın koç tabla üzerindeki etkisini ortadan kaldırmamıza yardımcı olur. Denge silindiri hızlı ve darbeleri hareketler sonucu oluşabilecek dişlilerin aşınmasını ve boşluk doğmasını engeller. Şekil 2.14' teki resimde dengeleme silindirlerinin mekanik pres gövdesinde kullanım yeri görülmektedir. Bununla beraber resimde H tipi çok parçalı gövdeden imal edilen presin diğer gövde grupları da görülmektedir.



Şekil 2.14.Mekanik Presin Gövde Grupları

Mekanik presler kendi aralarında da sınıflandırılabilir. Gövde tipine göre C tipi ve H tipi olabilirler. H tipi preslerde tek parça gövdeli yada çok parçalı gövdeli olabilirler bu durum presin tonaj değerine ve tabla ölçülerine bağlıdır. Ayrıca mekanik presler etki sayısına göre tek veya iki etkili preslerde olabilir. Bu gruplandırmalara ek olarak mekanik presleri tahrik grubunun mekanizma tekniğine göre dişliden eksantrik, knockle joint(çok eklemlili) veya link drive gibi çeşitli gruplarada ayırmak mümkündür.Şekil 2.15' te mekanik preslerin tahrik mekanizmalarına göre çeşitli tipleri görülmektedir. Bu mekanizmalarda amaç, kursu ve kuvveti daha küçük boyutlu dişliler yardımıyla oluşturmak ve böylece presin AÖN da kalacağı zamanı ve bununla beraber çevrim zamanını değiştirmektir. Buna ek olarak, iki etkili bir mekanik preste iç ve dış koçu ayrı ayrı tahrik etmek amacıyla da bu çalışmalar uygulanmaktadır.

Şekil 2.15' te mekanizmalara ek olarak verilen diyagram bir krank biyel mekanizması için yer değiştirme eğrisidir. Diyagramda her bir çevrim için geçen zaman dilimi periyotlar halinde görülmektedir. Bu noktadan hareket ile bu tip farklı mekanizmalar ile, bu periyotların düşürülmeye çalışıldığını ve böylece pres çevrim zamanını azaltarak dakikadaki vuruş hızının arttırıldığını söylemek mümkündür.



Şekil 2.15 Mekanik Preslerde Mekanizma Uygulamaları

Mekanik preslerin dakikadaki vuruş sayısı yönünden hidrolik preslerden daha üstün olduğunu söyleyebiliriz. Bununla beraber hidrolik preslerinde mekanik preslerden üstün olduğu noktalarda bulunmaktadır. Aşağıda hidrolik ve mekanik preslerin birbiri ile karşılaştırması yapılmış ve maddeler halinde ele alınmıştır.

- Hidrolik preste vuruş boyunca kuvvet sabittir, mekanik preste ise slayt pozisyonuna göre kuvvet değişir.
- Hidrolik preste kurs yüksekliği kolayca ayarlanır ve kontrol altındadır. Mekanik preste ise kurs yüksekliği krank ve eksantrik dönüşüyle sınırlıdır.
- Hidrolik presin hızı ayarlanabilir, mekanik presin hızı ise tahrik sistemiyle sınırlı ve sabittir.

- Hidrolik pres aşırı yüke giremez, önceden ayarlanmış bir kuvvete ulaşıncaya koç tabla hareketini sona erdirir. Mekanik pres ise aşırı yüke girer ve koruyucu sistem yoksa prese ve kalıba zarar verebilir.
- Mekanik presler, devrini daha hızlı tamamlar ve seri üretime daha yatkındır.
- Enerji volanda depolandığından mekanik preste daha küçük motor kullanılır. Hidrolik presler, eşdeğer bir mekanik prese oranla 2-2,5 kat daha güçlü motor kullanır.
- Mekanik presin slayt hızı, daha yüksek olduğundan yüksek darbe hareketi isteyen kesme ve delme işlemlerine daha uygundur. Aynı işlemler hidrolik preslerde yapılabilir ancak bıçak ve zımbaların metali kesim esnasındaki şoku hidrolik sisteme zarar verebilir.

Mekanik presler harekete geçtikten sonra koç tabla geri alınamaz ve vuruşunu tamamlamak zorundadır. Eğer direnç fazla gelirse aşağıda kalarak ya sıkışma olur ya da kalıbı kırar (veya presi zayıf bir noktadan kırabilir). Hidrolik sistemde basınç, ayarlı bir valf ile ayarlanabilir. Sistem basıncı sadece malzeme direncini geçecek seviyede tutulur. Malzeme kalınlığı, cinsi, çift basma ve yanlış kalıp bağlamalarda sistem sadece valf değeri kadar basınç uygular, üstüne çıkmaz. Hidrolik presleri aşırı yüke sokmak hemen hemen imkansızdır.

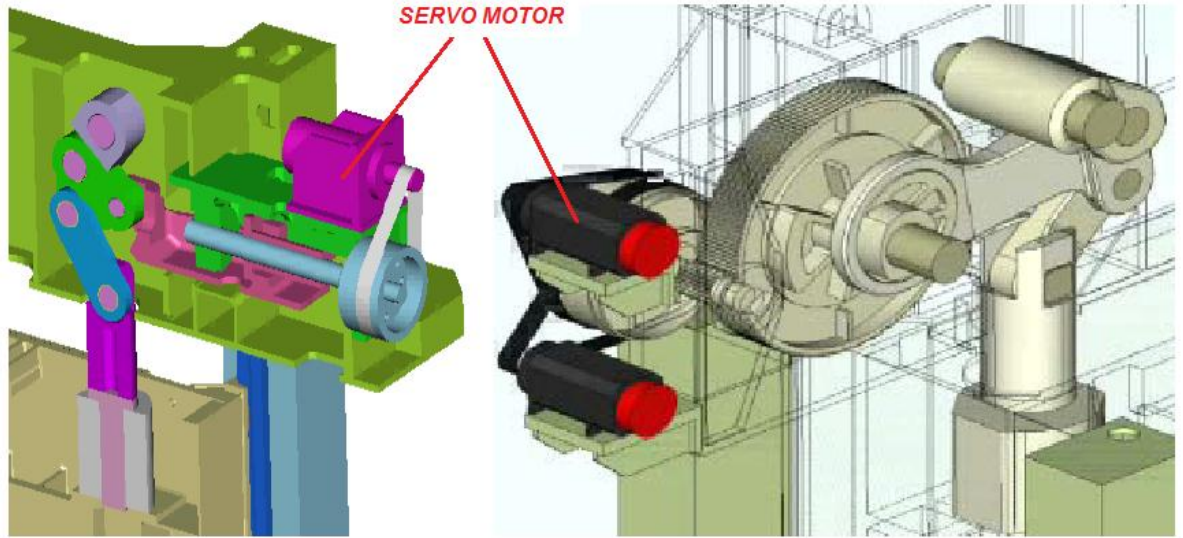
Yukarıdaki maddelere ilave olarak mekanik ve hidrolik presler, yaptıkları işlere bağlı olarak sınıflandırılabilir. Herbir pres tezgahında yapılabilen üretim prosesleri aşağıda belirtilmiştir. Burada belirtilen prosesler sac şekillendirme prosesleri olup genel olarak preslerin en verimli çalışacağı operasyonları belirtmek amacıyla oluşturulmuştur.

Mekanik Presler	Hidrolik Presler	Mekanik ve Hidrolik Presler
- Fazla derin olmayan çekme operasyonları	- Derin çekmeler	- Orta ve derin çekmeler
- Seri imalat	- Düzgün olmayan parça şekillendirmeleri	- Etek kesimi
- Kesme operasyonu	- Kesme operasyonu	- Otomasyonlu çalışma
- Delme operasyonu	- Kalıp alıştırmaları	
- Kalibre operasyonu		
- Açınım kesme operasyonu		
- Otomasyonlu çalışma		

2.4.3. Servo Motorlu Presler

Servo motor teknolojisindeki gelişmeler sonucunda bu tip motorlar günümüzde preslerde de kullanılmaya başlanmıştır. Servo motorlar gerek hidrolik presler gerekse mekanik prelerde kullanılabilirler. Bu bölümde öncelikle servo motorların mekanik preslerde kullanımı daha sonra ise hidrolik preslerde kullanımı açıklanacaktır.

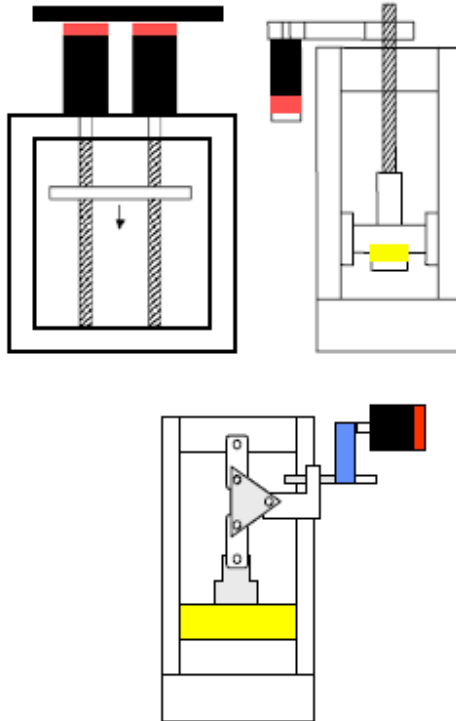
Mekanik preslerin çalışması geçmiş bölümlerde anlatıldığı üzere elektrik motorunun kayışlar yardımıyla volanı döndürmesi ve bu sayede volanda depolanan enerjinin kavrama ve fren grubu ile koç tablayı hareket ettirmesi esasına dayanır. Servo motorların bu yapıda kullanılması ile bu sistemde kullanılan elektrik motoru, kayış grubu, volan, kavrama ve fren grubu ortadan kaldırılır. Sistemin çalışmasında ihtiyaç duyulan güç motor yardımıyla sağlanır. Bilindiği üzere servo motorlar ile hız, konum ve tork kontrolü sağlanmaktadır ve böyle bir teknoloji ile presin tüm parametreleri kontrol edilebilir. Bu tip mekanik presler ile sadece kontrol değil aynı zamanda, kavrama fren grubu olmayacağı için hava tasarrufu ve elektrik tasarrufuda sağlanmaktadır.Yapılan çalışmalarda bu tip servo motor uygulaması ile % 20- 25 aralığında bir enerji tasarrufu olduğu görülmüştür. (Komatsu Ind.2008).



Şekil 2.16.Servo Motorlu Mekanik Pres Uygulamaları

Şekil 2.16' da servo motorların bir mekanik preste ne şekilde motajlanacağına dair resimler görülmektedir. Resimden de görüleceği üzere servo motorlar mekanizmayı kayış grubu ile beraber tahrik etmektedir. Bu uygulamaya ek olarak servo motorlar preslere direk olarak tahrik verebilirler. Buradan yola çıkarak servo motorlu mekanik presleri kendi içerisinde gruplandırabilir. Gücün aktarılmasına göre servo presleri vidalı tip presler ve mafsallı tip presler olarak ayırmak mümkündür.

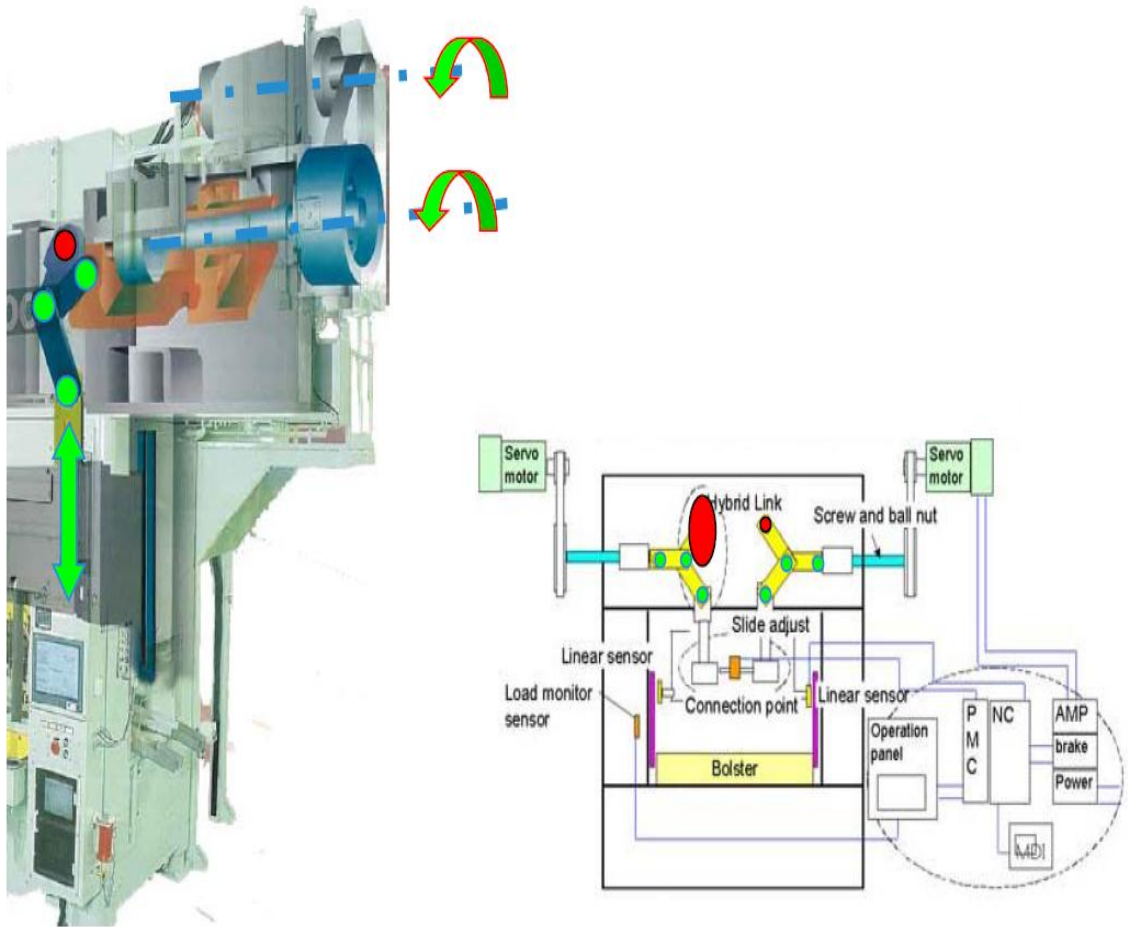
Vidalı tip servo preslerde motor çıkışına bir vidalı mil grubu bağlanmaktadır ve bu milin diğer ucu da direk olarak koç tablaya bağlıdır. Servo motorun hareketi ile vidalı mil dönmekte ve koç tabla hareket ettirilmektedir. Anlaşılacağı üzere bu tip bir preste kullanılacak olan servo motor, mekanizmalı tipe göre çok daha büyük olmak zorundadır. Ayrıca böyle bir presin yüksekliği de kursa bağlı olarak artmaktadır. Diğer taraftan mekanizmalı preslerde ise çok daha küçük ölçülü motorlar kullanılarak aynı güç elde edilmektedir. Bununla beraber mekanizmalı tip presler kayış grubundan dolayı diğer tip prese göre çalışma anında daha çok ses çıkartırlar. Şekil 2.17' de bu iki tip prese ait resimler görülmektedir.

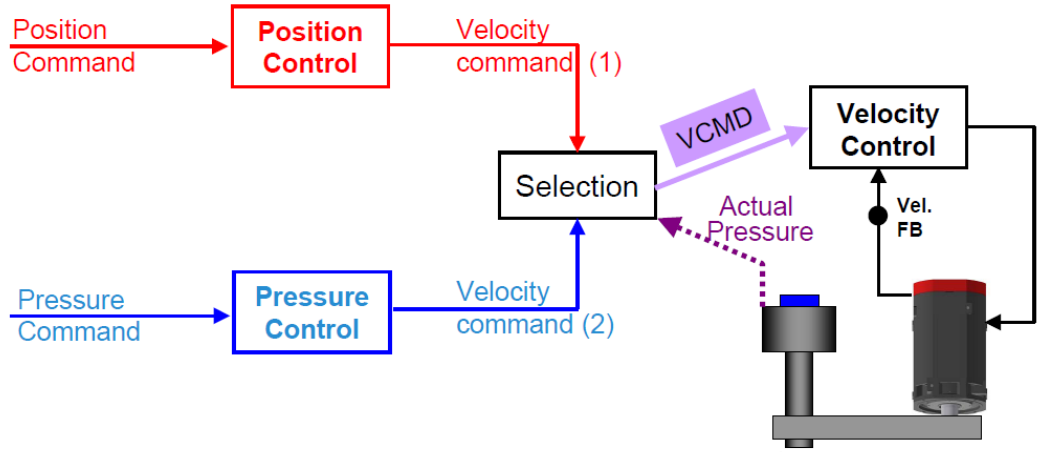


Şekil 2.17 Servo Motorlu Mekanik Preslerde Tahrik Uygulamaları

Genel olarak servo motor kontrollü preslerde mafsallı tip yapının daha uygun olduğu söylenebilir. Buna ek olarak mafsallı tip bir presin kontrol grubundan da bahsetmekte fayda vardır. Şekil 2.18' de mafsallı tip bir presin kontrolünde kullanılan diğer grupların şematik gösterimi verilmiştir.

Bu tip preslerde yük değişimini anlık olarak kontrol eden yük algılayıcılar, pozisyon kontrolünü sağlamak amacıyla lineer sensörler yani cetvel grupları kullanılmaktadır. Bu gruplar presin girilen değerlerine göre presi kontrollü bir şekilde çalıştırmaktadır. Böylece geleneksel bir mekanik presten farklı olarak presin her çalışma anında gücü ve pozisyonu ayarlanabilir. Bununla beraber, daha hızlı, daha esnek ve daha az enerji sarfiyatlı bir üretim gerçekleştirilir. Bu tip presler günümüzde 50 ton ile 2500 ton kapasiteli bir uygulama aralığına sahiptir. Bu avantajların yanında servo motorlu preslerin ilk yatırım maliyeti konvansiyonel tipe göre 3 ila 4 kat daha yüksektir.





Şekil 2.18 Servo Motorlu Preslerde Tasarım ve Kontrol Uygulamaları (Fanuc Motor Technology)

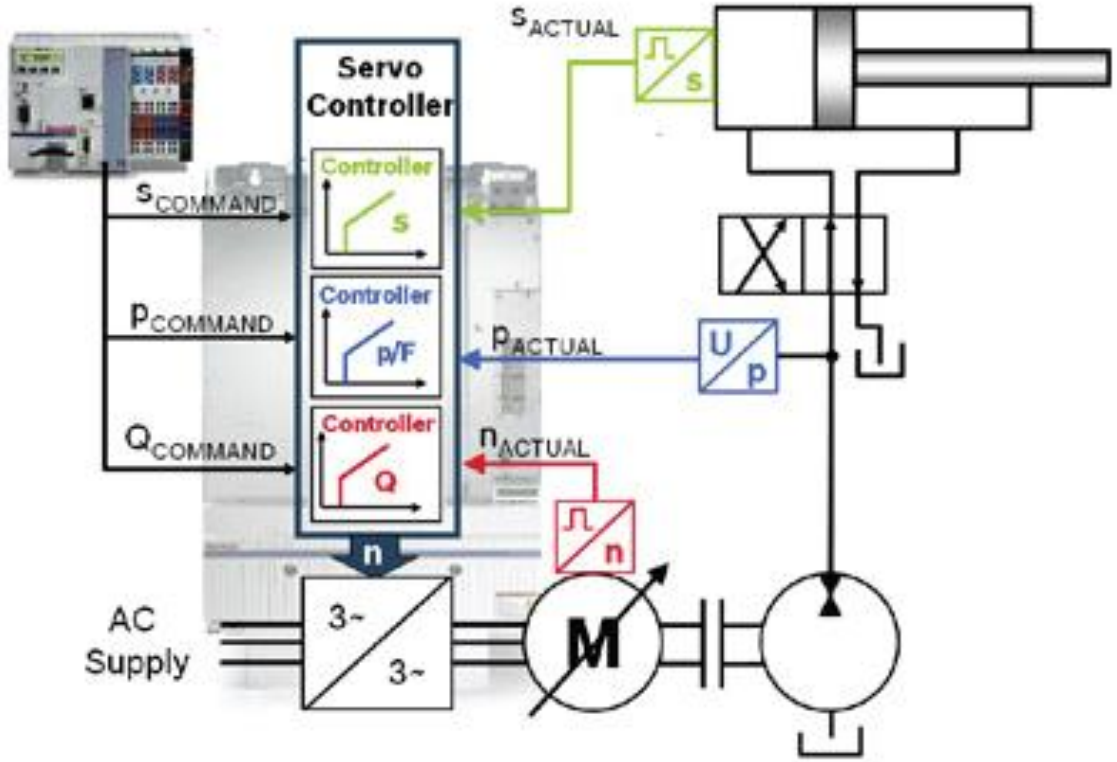
Servo motorların preslerde bir diğer uygulaması ise hidrolik preslerdedir. Bilindiği üzere hidrolik presler hareketini pompa tarafından oluşturulan basınçlı yağ yardımıyla alırlar. Servo motorlar ise bu tip preslerde pompayı tahtik eden elektrik motorlarının yerini alırlar. Bu tip bir uygulamanın yapılabilmesi için sadece motorun servo olması yeterli değildir aynı zamanda pompanında böyle bir sistem için uygun olması gerekmektedir. Bu tip bir sistemin kurulabilmesi için kullanılacak pompaların değişken hızlı pompa olması gerekmektedir.

Bilindiği üzere konvansiyonel tip bir hidrolik preste pompalar sabit bir devirde ve sürekli olarak çalışırlar ve böylece bekleme veya yüksüz konumlarda enerji harcarlar ancak değişken hızlı tahrik sistemlerinde sisteme sadece ihtiyaç duyulduğu zaman ve ihtiyaç kadar debi ve basınç sağlanır. Geleneksel hidrolik preslerde hidrolik donanım içerisinde debi ve basınç kontrol valfleri kullanılmaktadır ve bu valf geçişleri sırasında sistemde ısı kayıpları oluşmaktadır ancak servo motorlu ve değişken hızlı pompa teknolojisinde pompanın devrini kontrol etmek mümkün olacağı için akış enerji kaybı olmadan gerçekleştirilir. Servo motor kontrollü sistemlerde sistemde ihtiyaç duyulduğu anda servo motor pompa gibi çalışarak sisteme gerekli enerjiyi sağlayabilir bununla beraber sistemden enerji akışı olduğunda bu enerjiyi tekrar sürücüsüne göndererek bir jeneratör gibi de çalışabilir. Şekil 2.19' da bir hidrolik preste kullanılan değişken hızlı pompa ve sisteme akuple edilen servo motor grubunun resmi bulunmaktadır.



Şekil 2.19 Servo Motor ve Pompa Uygulamaları (Bosch Rexroth)

Servo motor kontrollü bir preste, servo motor pompayı tahrik eder ve servo motorun devri ile pompanın deplasmanın çarpımı sonucunda sistem için gerekli bir çıkış debisi elde edilir. Motor çıkış devri değişken olduğu için pompa çıkışındaki basınçta değişkendir bu nedenle burada basınç algılayıcı sensörler kullanılır. Sensörlerin kontrol kısmında ise yazılımdan faydalanılmaktadır. Yazılım kısmında sistem de kontrol edilecek basınç, konum ve hız bilgileri işlenerek sistem tüm bu parametrelere göre kontrol edilir. Bu tip bir yazılımda basınç kontrolünden debi kontrolüne veya debi kontrolünden basınç kontrolüne geçiş yapmak mümkündür. Bu tip bir preste kullanılan PLC tarafından işlenen veriler servo motor sürücüsüne ve buradan servo motora gönderilir aynı zamanda servo motorun anlık çalışmasında elde edilen verilerde aynı hat ile PLC ye gönderilmektedir. Sistemin çalışması sırasında aktarılan bu verilerden basınç bilgileri özel bir PID sistem ile kontrol edilerek optimize edilir ve sistemin oluşabilecek anlık hata değerleri bu şekilde ortadan kaldırılır. Şekil 2.20' de servo motor kontrollü bir hidrolik presin temel çalışma prensibi şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.20 Servo Hidrolik Pres Çalışma Prensibi (Bosch Rexroth)

Bu tip bir pres ile konvansiyonel tip bir hidrolik presin aynı tonaj ve kurs değerleri için bir karşılaştırmasını yapmak mümkündür. Bu karşılaştırmada presin hız değerleri eşit alınacak olup preste kullanılacak motor ve pompa grubu elemanlarının enerji tüketim değerleri hesaplanarak tablo içerisine yansıtılacaktır. Bu amaçla yapılan bir hesap tablosu Çizelge 2.1' de verilmiştir. Görülmektedir ki servo presler parça basım adedi ve enerji tüketimi açısından konvansiyonel sistemlerden daha üstündür. Ancak aynı tip presler için maliyet analizi yapıldığında konvansiyonel sistemin hidrolik donanım maliyetinin servo kontrollüye oranla 4 kat daha ucuz olduğu söylenebilir. Bu aşağıda verilen özelliklerde bir pres için bu şekilde gerçekleşir, bununla beraber presin tonajı arttırılırsa bu oranda o ölçüde artış gösterecektir.

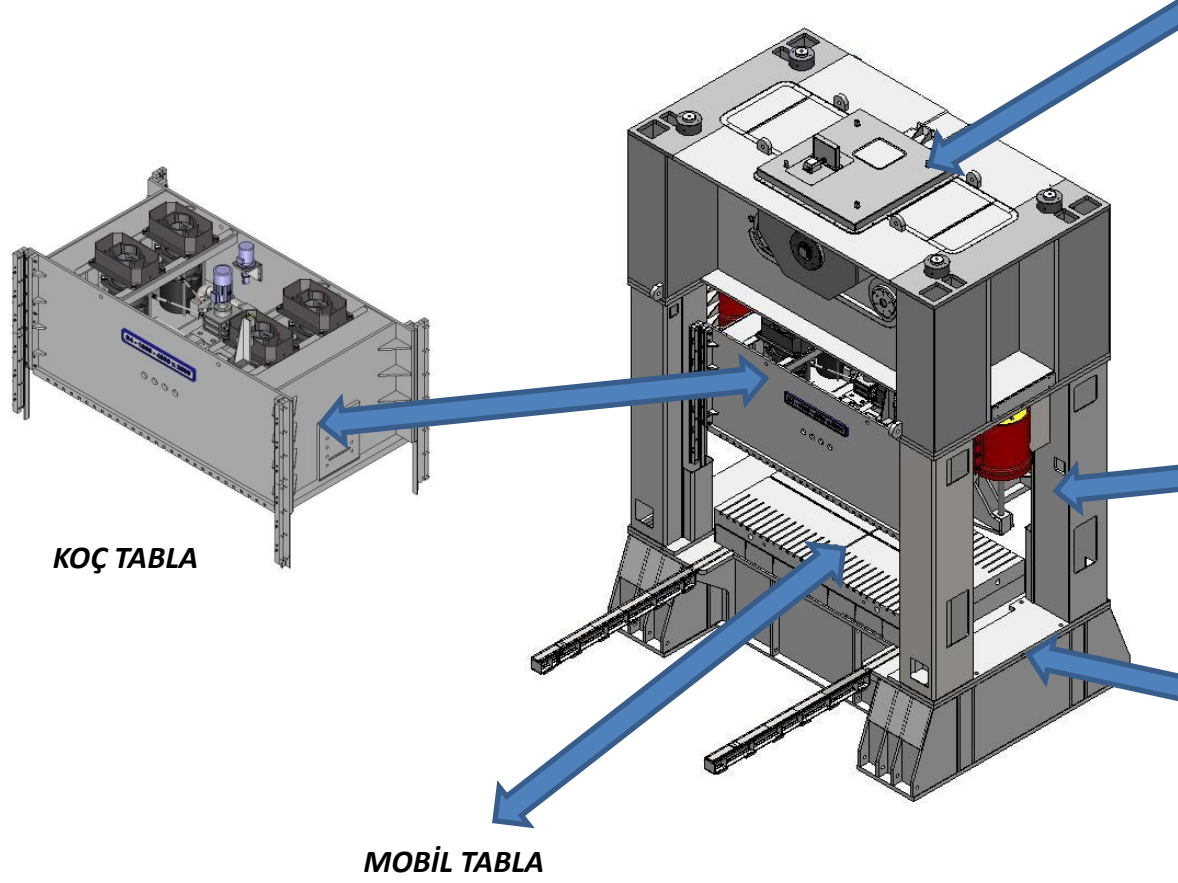
Çizelge 2.1 Preslerin Enerji Tüketimine Göre Karşılaştırılması

		Servo Hidrolik Pres	Konvansiyonel Hidrolik Pres
Serbest düşme hızı	mm/s.	650	650
İlk Form verme hızı	mm/s.	60	60
İş hızı	mm/s.	30	30
Sıyırma hızı	mm/s.	150	60
Geri dönüş hızı	mm/s.	650	650
Çevrim sayısı	adet/dak.	9	8
Tabla Hassasiyeti	mm/m	0.15	0.17
Kurulu güç ihtiyacı Ana Sistem	kW	165	240
Saate Tükettiği Toplam Enerji	kWh	57.355	76.2556
Parça Başına Tüketilen Enerji-Yastıklı	kWh/çevrim	0.1025	0.1586

2.4.4. Hidrolik Preslerin Ana Grupları

Bu bölümde bir hidrolik presi oluşturan çelik gövde grubu ve hidrolik sistem elemanları ayrı ayrı ele alınacak ve bir presteki görevleri açıklanacaktır. Bu bileşenleri aşağıdaki şekilde gruplandırabiliriz. Şekil 2.21 de bu grupların bir pres üzerinde bulunduğu montaj pozisyonlarını görmek mümkündür.

1. Alt köprü grubu
2. Üst köprü grubu
3. Gergi mili ve kolon grubu
4. Alt tabla ve Mobil tabla grubu
5. Koç tabla grubu
6. Yastık tabla grubu
7. Hidrolik Emniyet grubu
8. Hidrolik silindir grubu
9. Hidrolik donanım grubu

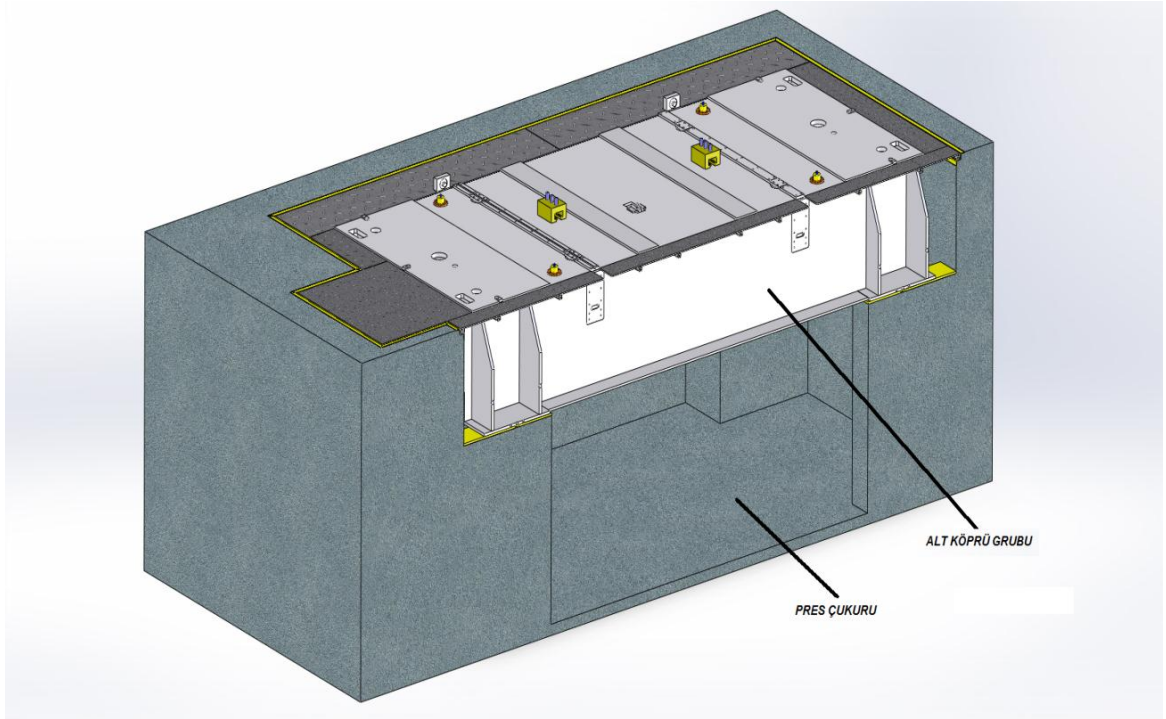


Şekil 2.21 Hidrolik Presin Ana Grupları

2.4.5. Alt Köprü Grubu

Pres gövdesinin taban kısmını oluşturan alt köprü grubu, çok parçalı preslerde, hazırlanan beton temele oturan gruptur. Bu grubun taban ve tavan yüzeyleri işlenerek

beton temele oturtulur. Beton temele oturan bu grupta, temel ile işlenen yüzey arasında şok emici lastik gruplar bulunmaktadır. Presin çalışması sırasında oluşan tüm yük alt köprü grubuna iletilir bu nedenle bu grubun altına şok plakaları montajlanır. Alt köprü grubunun üzerine kolon grupları montajlanır. Şekil 2.22' de bir alt köprü grubunun zemine montajlanmış hali görülmektedir. Alt köprü grubu kaynaklı konstrüksiyondan imal edilir ve kaynak sonrası tavlama işlemi ile oluşan kaynak gerilimleri giderilir. Yastık tablalı veya mobil tablalı uygulamalarda alt köprü tasarımı istenen özelliklere göre tasarlanır. Yastık tablalı uygulamalarda tabla çalışacağı için bu kısım boşaltılır. Mobil tablalı uygulamalarda ise tablanın hareket edeceği raylar ve hareketini sağlayan silindir grupları alt köprü grubu üzerinde çalışacağı için buna bağlı bir tasarım yapılır.

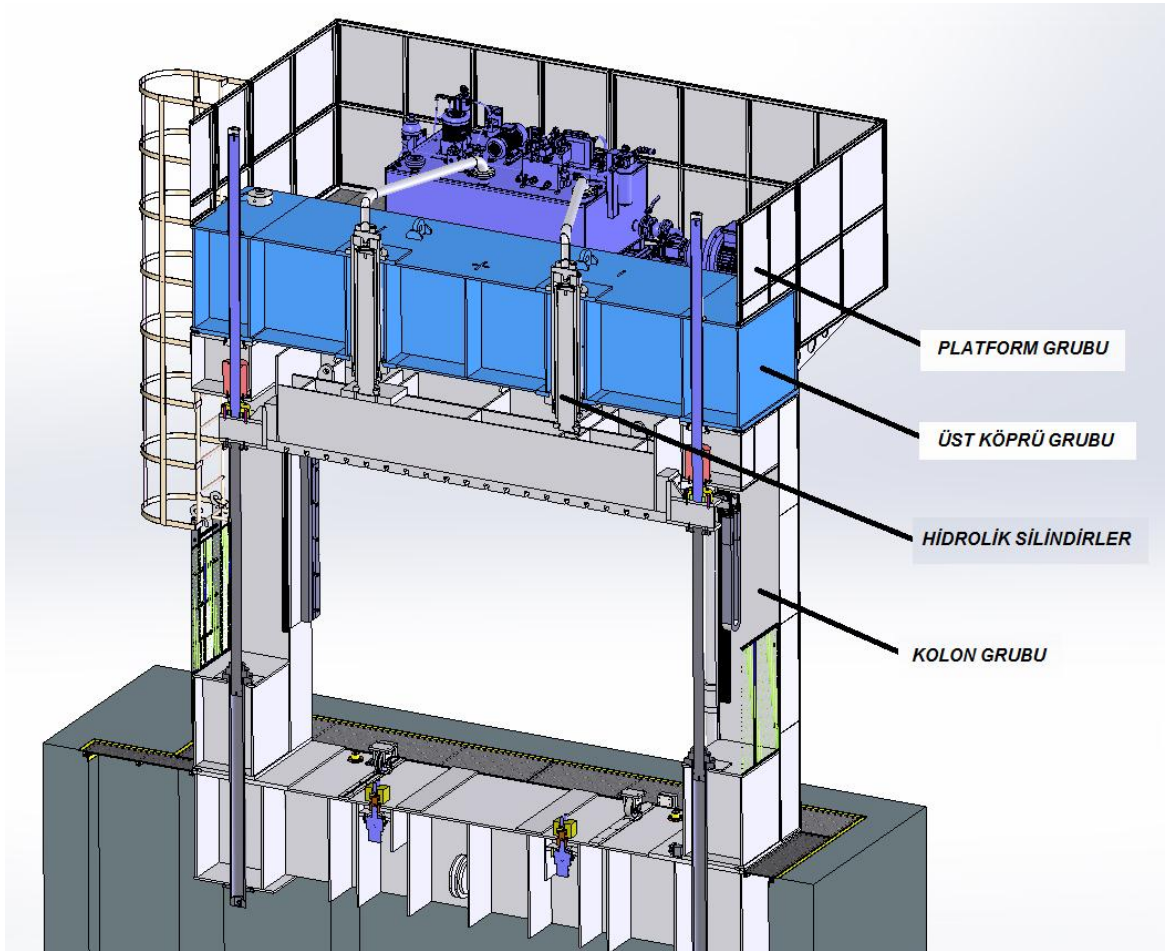


Şekil 2.22 Alt Köprü Grubu

2.4.6. Üst Köprü Grubu

Hidrolik preslerde üst köprü grubu, hidrolik ünitenin ve hidrolik silindirlere bağlıdır. Bu grubun mekanik montajı kolonlar üzerine yapılmaktadır. Üst köprü grubu parçalı gövdeye sahip pres uygulamalarında kullanılır. Yüksek tonajlı örneğin 1000 ton

ve üzerindeki pres uygulamalarında üst köprü grubu aynı zamanda presin hidrolik yağ tankı olarakta kullanılmaktadır. Şekil 2.23' te bir preste üst köprü grubunun pres üzerine motajlanmış hali ve üst köprü grubunun iç yapısı görülmektedir. Kaynaklı konstrüksiyon ile imal edilen üst köprü grubu sonrasında gerilim giderme tavlaması ile normalize edilir. Üst köprü grubu kolonların üzerine kama ile merkezlenir ve gergi mili somunları ile sıkılarak yerine montajı gerçekleştirilir.

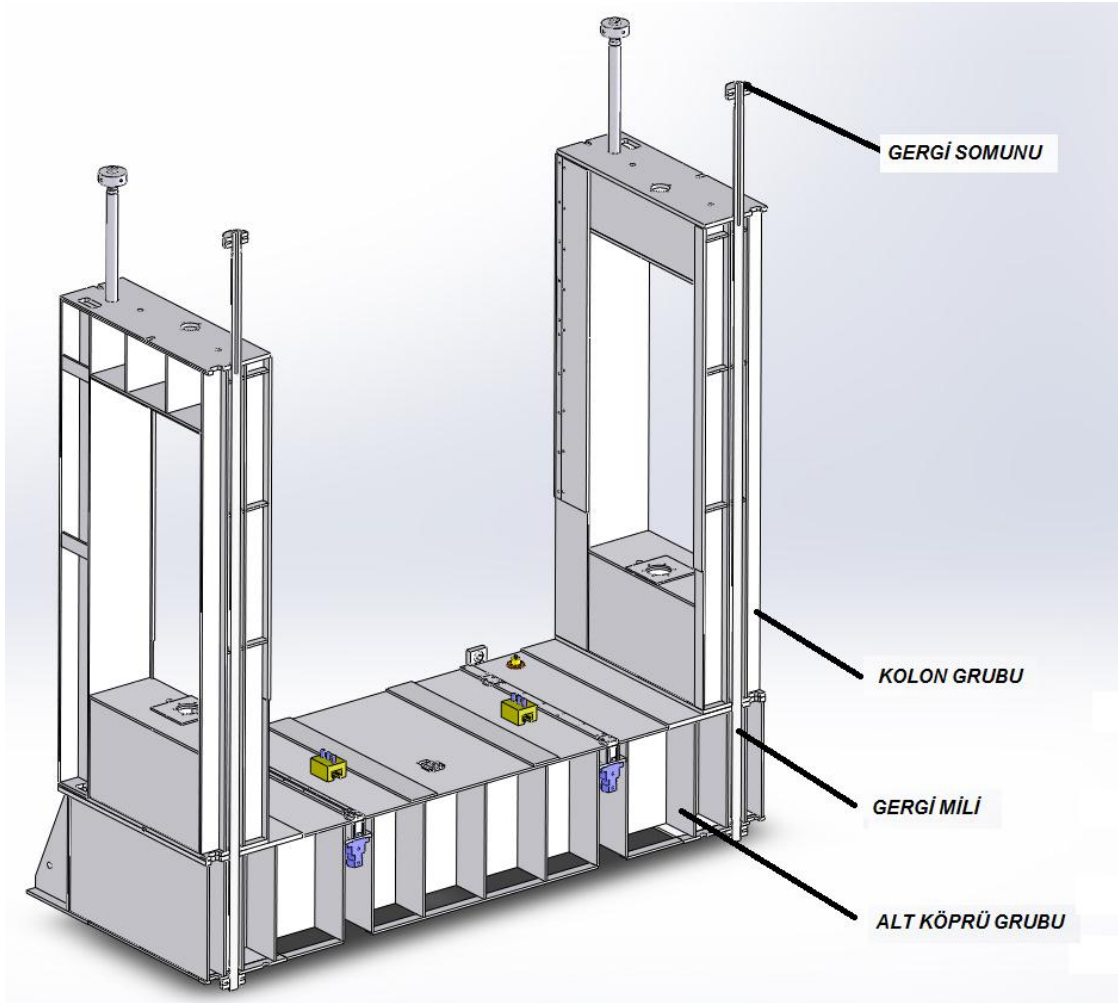


Şekil 2.23 Üst Köprü Grubu

2.4.7. Gergi Mili Ve Kolon Grubu

Çok parçalı gövdeye sahip pres uygulamalarında, alt köprü ile üst köprü arasına montajlanan ve bir presin tüm parçalarının birbirine motajlandığı grup kolon grubudur. Kolon grubu pres büyüklüğüne göre iki veya dört parçalı olabilir. Bu gruplar kaynaklı

konstrüksiyon ile üretilir. Kolon grubu alt ve üst köprü grubuna kamalar ile merkezlenirler. Merkezleme işlemi sonrası presin gövde parçalarını bir arada bağlamak amacıyla gergi mili denilen parçalar kolon grubu içerisinde geçirilir ve bu miller ucundaki somunlar ile birbirine monte edilir. Kolon grubu üzerinde koç tablanın yukarı aşağı hareketini yataklayan kızak grupları da bulunmaktadır. Koç tabla hareketini yataklayan kızak gruplarının, bir kısmı kolon grubuna diğer kısmı ise koç tabla üzerine montajlanır ve bu sayede kızak grupları yataklar içerisinde çalışır. Şekil 2.24 te kolon grubunun ve içerisinde çalışan gergi milinin montaj resmi bulunmaktadır.

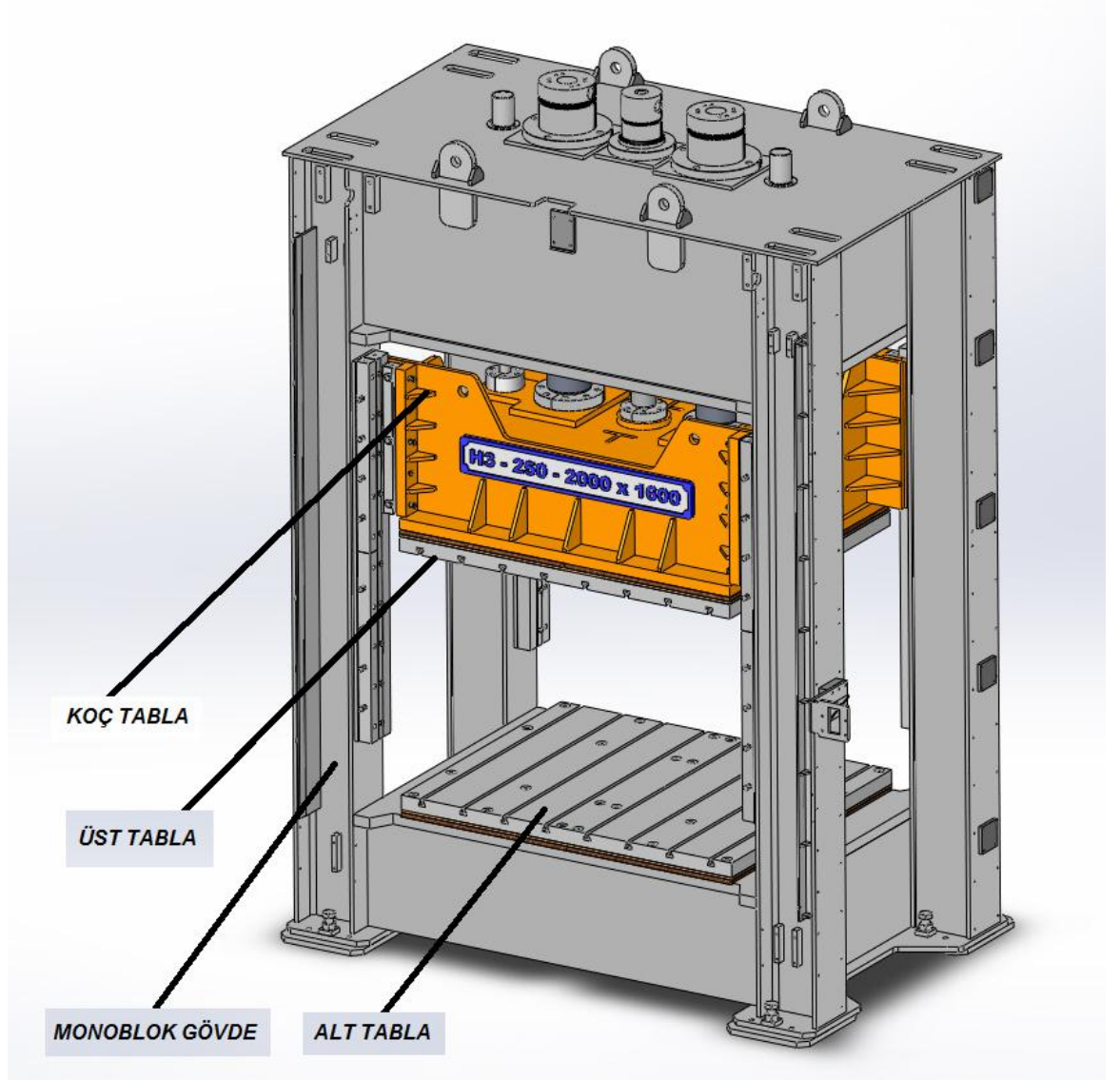


Şekil 2.24 Kolon ve Gergi Grubu

2.4.8. Alt Tabla Ve Mobil Tabla Grubu

Hidrolik preslerde alt tabla genelde tek parçalı gövdeye sahip uygulamalarda kullanılır. Alt tabla preslerde prese bağlanacak kalıbın alt grubunun bağlandığı ve

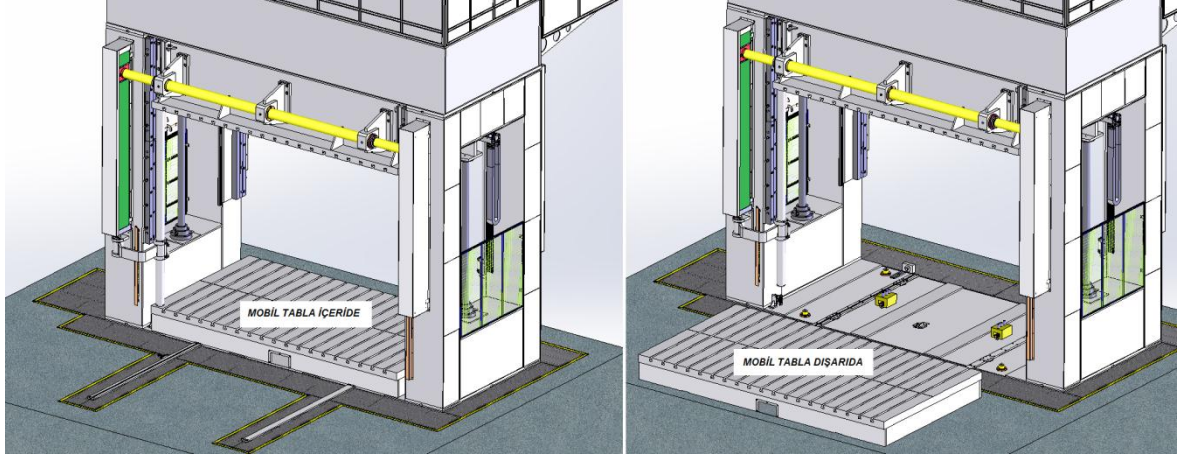
merkezlendiği grubtur. Alt tablanın üzerine açılan bağlantı kanalları ve sıkma pabuçları ile kalıp prese bağlanmaktadır. Şekil 2.25' te monoblok gövdeye sahip bir pres ve alt tablası görülmektedir. Alt tabla pres gövdesine civatalar ile bağlanır ve genelde tek parça plakadan işlenerek üretilir.



Şekil 2.25 Monoblok Gövde Ve Alt Tabla Grubu

Çok parçalı gövdeden oluşan preslerde, bağlanacak kalıp ölçüleri daha büyük ve kalıplar daha ağırdır. Bu nedenle bu tip preslerde kalıbın prese bağlanması amacıyla kalıp alt tablasının hareketli olması istenir. Bu gibi durumlarda pres dışına hareket eden tablolara mobil tablalar denir ve bu uygulamada kalıbın bağlandığı alt tabla, mobil tabla

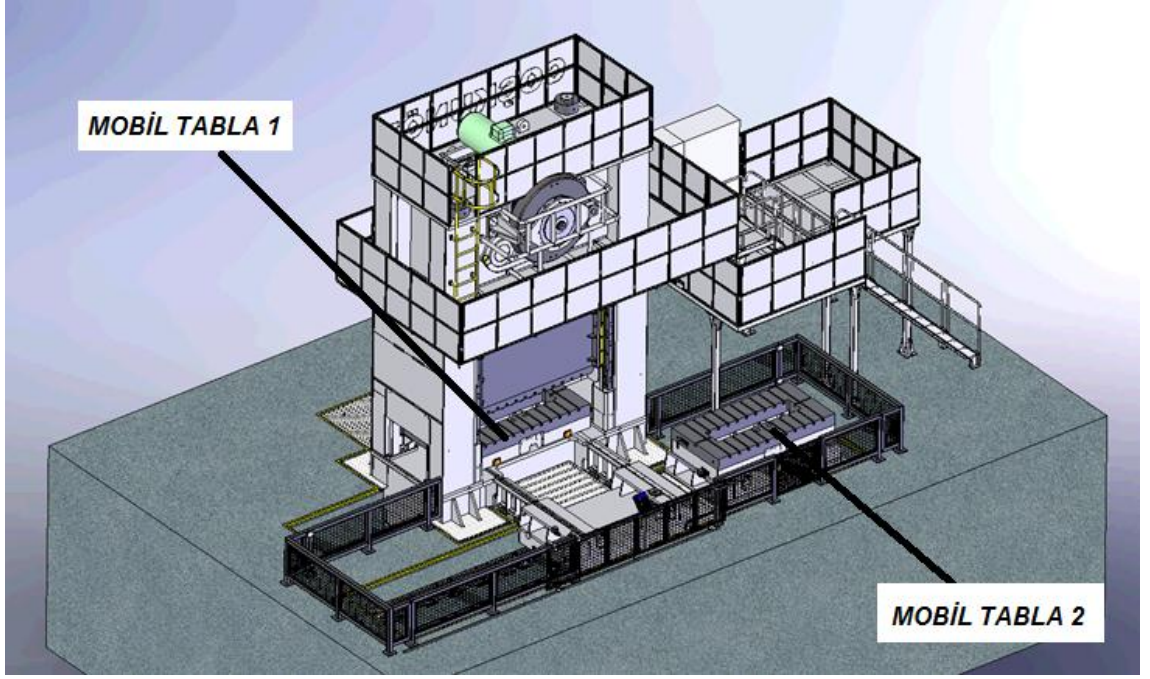
ile tek parça olarak kaynaklı konstrüksiyon ile üretilir. Şekil 2.26' da mobil tabla uygulamasına ait bir örnek resim bulunmaktadır.



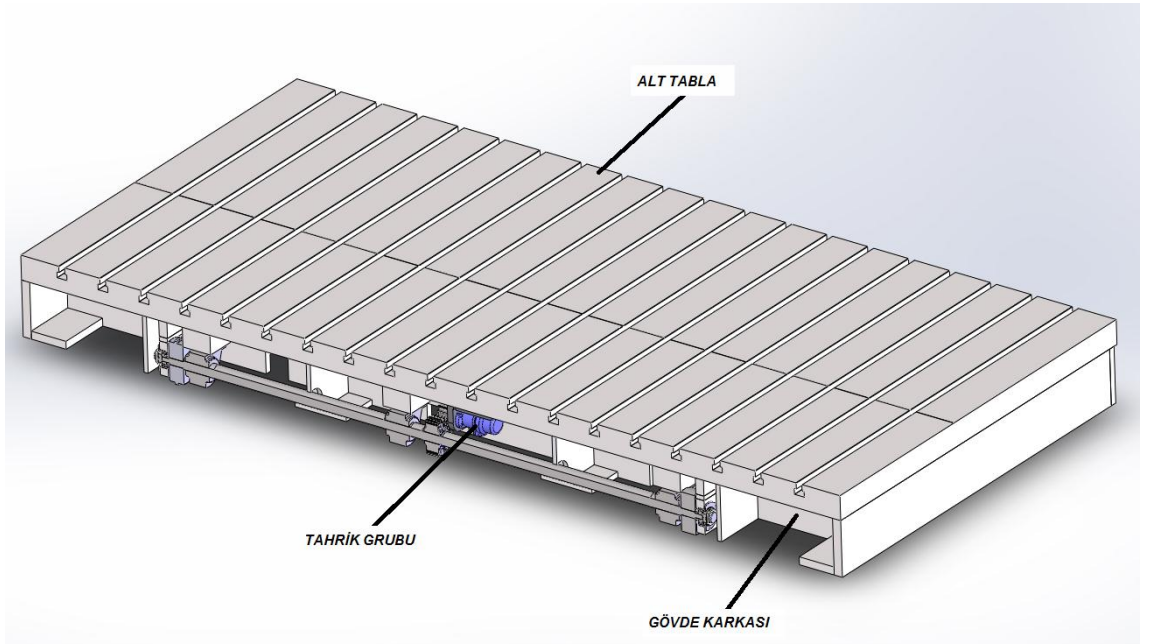
Şekil 2.26 Mobil Tabla Grubu

Resimden görüleceği üzere, pres içinde çalışan mobil tablalar pres üzerine kalıp seti bağlanacağı zaman pres dışına çıkmakta ve kalıp bağlandıktan sonra tekrar eski konumuna dönmektedir. Mobil tablaların kalıp bağlantısına ek olarak bir diğer önemli faydasıda kalıp set up sürelerini azaltmasıdır. Yüksek tonajlı preslerde 2 adet mobil tabla kullanılmaktadır. Bu tablalardan ilkinde üretilen kalıp bağlanırken diğer tablaya ise sonraki kalıp seti bağlanır ve bu sayede diğer kalıp için yapılacak bağlantı süresi ortadan kaldırılır. Bu uygulamaya ait resim Şekil 2.27' de görülmektedir.

Mobil tablalar genelde kaynaklı konstrüksiyon ile üretilir ve kaynak sonrası gerilim giderme tavlamasına tabi tutulur. Mobil tablaların hareketi için gerekli tahrik çeşitli şekillerde verilebilir. Tahrik grubu bir elektrik motoru veya hidromotor olabilir. Tahrik grubu tablayı temel planı üzerine yerleştirilen raylar üzerinde hareket ettirir. Hareket sonrası mobil tablanın pres içerisinde merkezlendiği ve yukarı hareket etmesini engelleyen kilitleme grupları bulunmaktadır. Bu gruplara ait resimler Şekil 2.28' de görülmektedir.



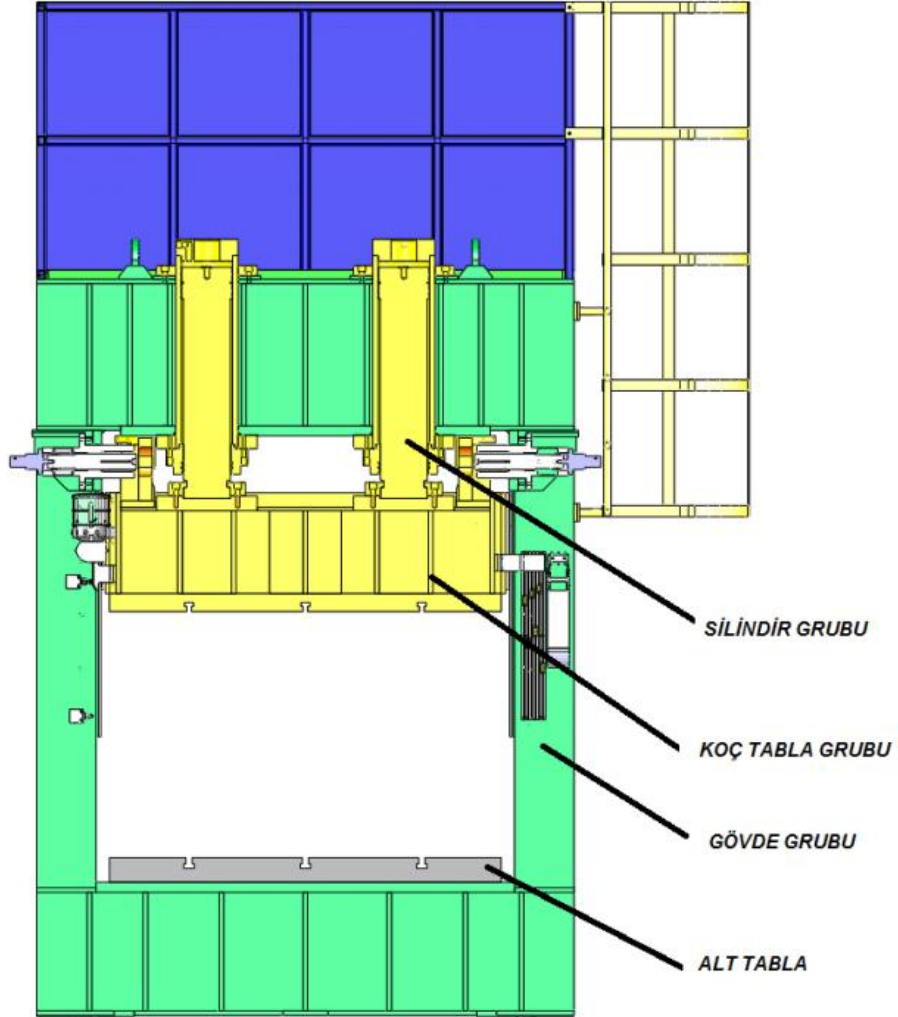
Şekil 2.27 Mobil Tabla Uygulaması

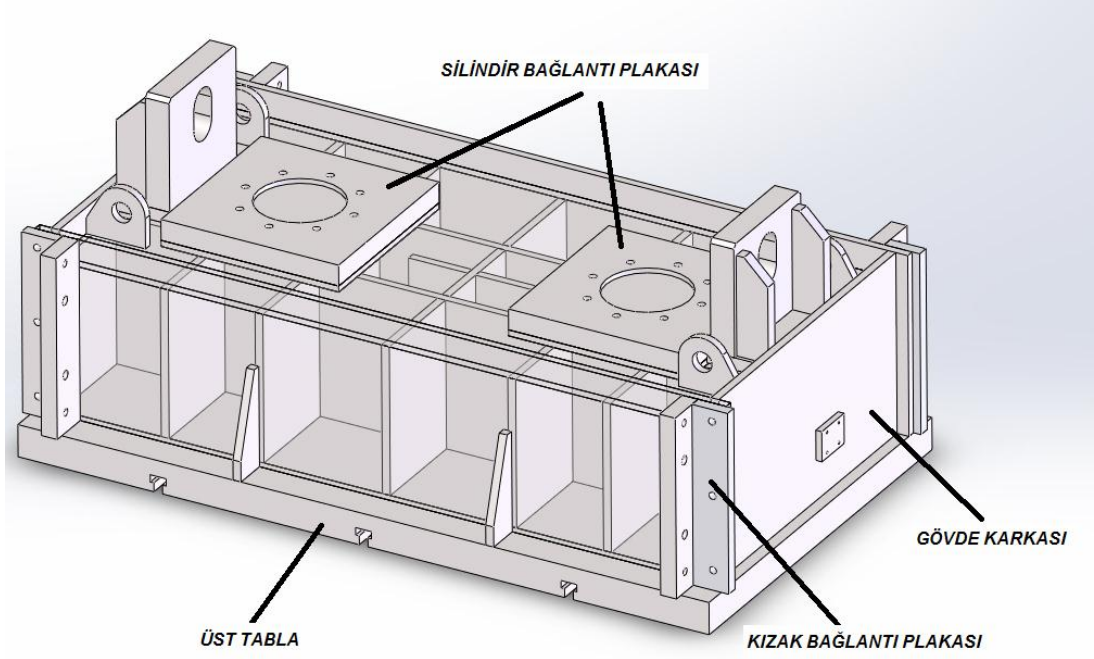


Şekil 2.28 Mobil Tabla İç Yapısı

2.4.9. Koç Tabla Grubu

Preslerde kullanılan koç tabla grubu hidrolik silindirlerin hareket ettirdiği ve kuvvetin alt gruba iletilmesini sağlayan gruptur. Koç tabla yukarı ve aşağı yönde hareket ettirilerek pres içerisine bağlanan kalıbı çalıştırır. Koç tabla gövdesi üzerinde 3 temel işlem gerçekleştirilir. Bu işlemlerden ilki yukarı aşağı hareket, ikincisi kızak grubunun hareketi ve son olarak silindir grubunun montajıdır. Şekil 2.29' da bir pres gövdesi ve içerisinde çalışan koç tablanın gövde yapısı görülmektedir. Koç tabla genelde kaynaklı konstrüksiyon ile üretilir ve sonrasında tavlama işlemine maruz bırakılır. Koç tablanın üzerine üst tablada kaynatılır. Kaynatılan bu üst tabla üzerine kalıbın üst grubu bağlama pabuçları ile bağlanır ve üretim gerçekleştirilir.





Şekil 2.29 Koç Tabla Grubu Ve İç Yapısı

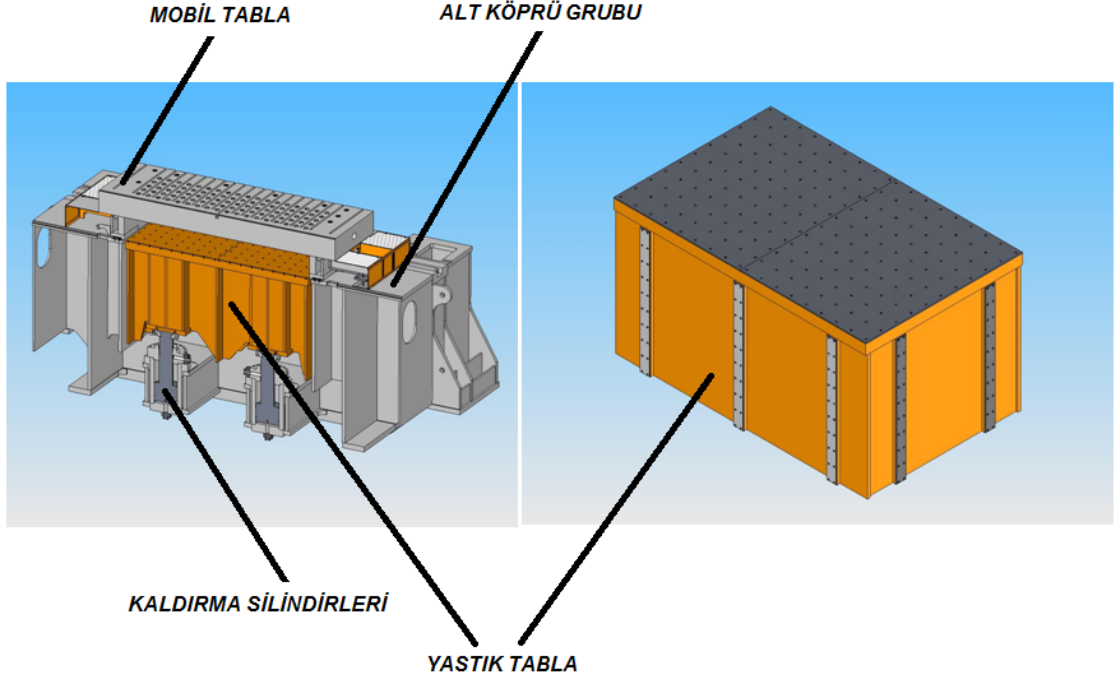
2.4.10. Yastık Tabla Grubu

Hidrolik preslerde yastık tablalar, alt köprü içerisinde çalışan ve preste aşağıdan yukarıya doğru bir kuvvet taşıyan gruplardır. Bu grupların hareketi için hidrolik silindirlere kullanılmaktadır. Yastık tablanın bir pres içerisinde çalışma şekli Şekil 2.30 da görülmektedir.

Yastık tabla uygulamaları preslerde iki amaç için kullanılır. Bunlardan ilki özellikle küçük tablalı preslerde, derin çekme sonrası parçayı çıkarmak amacıyla yöneliktir. Diğer kullanımda ise yastık tablalar çekme kalıplarında hareketli pot çemberinin ihtiyaç duyduğu tutma kuvvetini oluşturmak amacıyla kullanılırlar. Bu kuvvetin iletimi için yastık tablanın üzerine tij mili adı verilen miller montajlanır ve bu miller yastık tablada oluşan kuvveti pot çemberine aktarırlar.

Otomotivde özellikle büyük sac parçaların şekillendirilmesi için yüksek çekme kuvvetlerine ihtiyaç duyulmaktadır ve bu kuvvetlere karşı pot çemberinde de yüksek kuvvetler kullanılmalıdır. Bu tip kalıplarda pot çemberinin ihtiyaç duyduğu kuvvet gaz

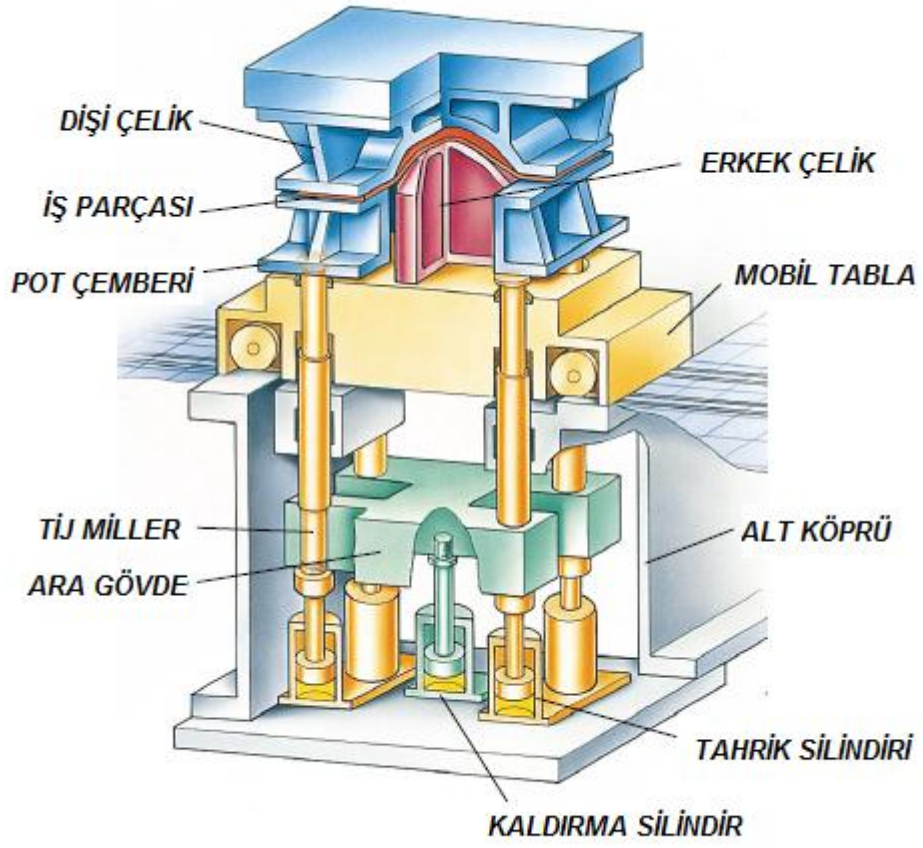
silindirleri ile sağlanamayabilir işte bu noktada yastık tablalar kullanılarak gerekli kuvvet elde edilir.

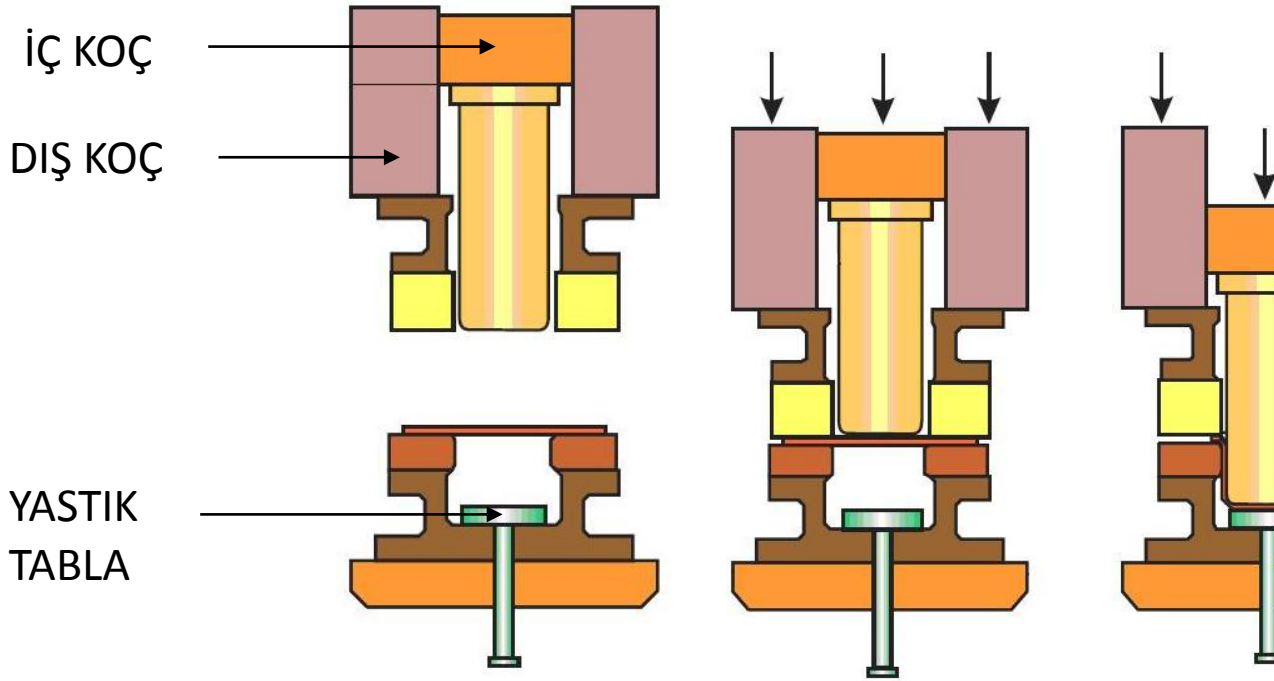


Şekil 2.30 Yastık Tabla Grubu Ve İç Yapısı

Şekil 2.31' de yastık tabla kullanılarak parça şekillendiren bir çekme kalıbı resmi görülmektedir. Burada çekilecek parça derinliği yüksek ve bunun için ihtiyaç duyulan pot çemberi kuvvetide fazladır. Şekilden de anlaşılacağı üzere yastık tablalardaki hareket iletimini tij milleri sağlar. Bu uygulamalar mobil tablalı preslerde kullanılır. Mobil tablada tij millerinin çalışan bölgeleri boşaltılır ve buralardan tij milleri gerekli kuvveti aktarır. Tij millerinin kaç noktadan çalışacağı kalıp tasarım sırasında belirlenir ve imalata bağlantı yerlerini gösteren bir resim ile teslim edilir.

Şekil 2.31' de verilen diğer resimde ise yastık tablanın kullanıldığı bir başka proses olan derin çekme prosesine ait resim görülmektedir. Burada kullanılan yastık tabla çekme işlemi sonrasında parçayı kalıp içerisinden çıkarmak amacıyla kullanılmaktadır.

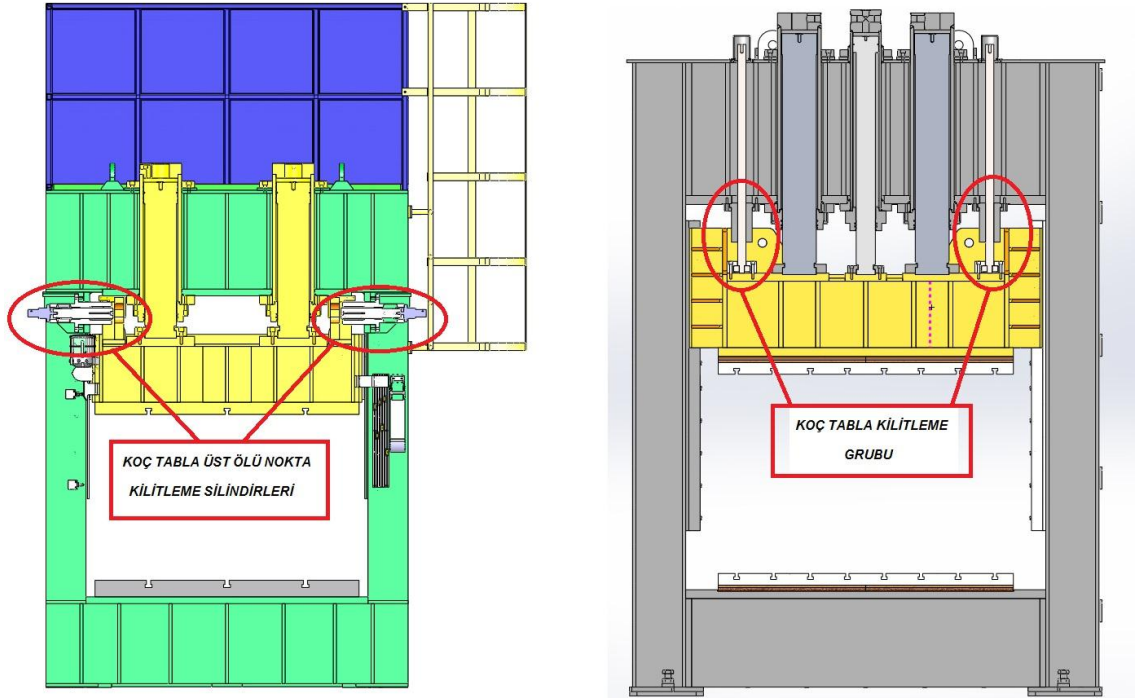




Şekil 2.31 Yastık Tabla Ve Kalıp Uygulamaları

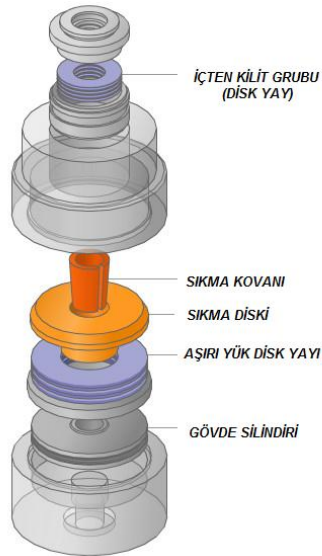
2.4.11. Hidrolik Emniyet Grubu

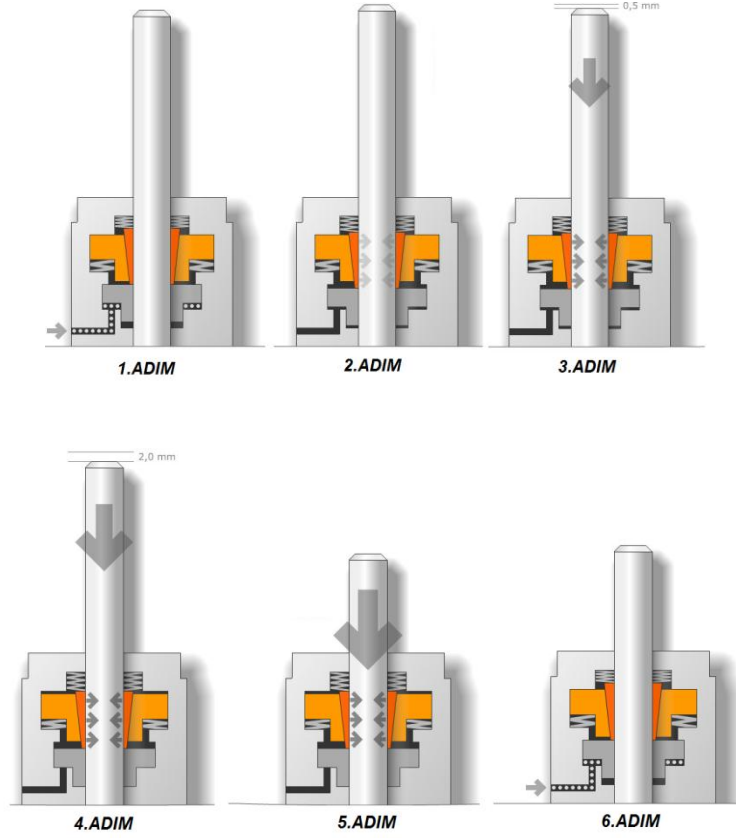
Hidrolik preslerde, presin uzun süreli duruşları olabilir veya koç tablanın hareketi sırasında enerji kesintisi meydana gelebilir. Bu tür durumlarda presi ve çalışanı emniyet altına almak amacıyla koç tablayı kilitlemek gerekir. Bu durumlarda kullanılan gruplara genel olarak hidrolik emniyet grupları adı verilmektedir. Emniyet gruplarının da kendi arasında iki gruba ayırmak mümkündür. Bunlardan ilki koç tablanın üst ölü noktaya geldiği anda devreye giren ve uzun süreli beklemelemlerde kullanılan, hidrolik silindirler ile kilitleme şeklindedir. Bu sistemde koç tabla karşılıklı olarak silindirler ile kilitletir ve pres emniyet altına alınır. Diğer bir grup ise koç tablanın herhangi bir konumu için, enerji kesintisinde devreye giren ve mekanik olarak koç tablayı bulunduğu konumda kilitleyen mekanik kilit gruplarıdır. Bu gruplar ile ilgili resim Şekil 2.32' de verilmektedir. Özellikle mekanik kilitlemede kullanılacak komponent seçiminde dikkat edilecek nokta, koç tabla ve kalıp üst grup ağırlığıdır. Ağırlığa bağlı olarak preste kullanılacak mekanik kilitleme sisteminin adedi hesaplanır.



Şekil 2.32 Hidrolik Emniyet Grupları

Hidrolik preslerde kullanılan ve koç tablanın istenen pozisyonda kilitlemesini sağlayan hidrolik + mekanik kilitleme gruplarının çalışma prensibi sistemin iç yapısı Şekil 2.33 de görülmektedir.



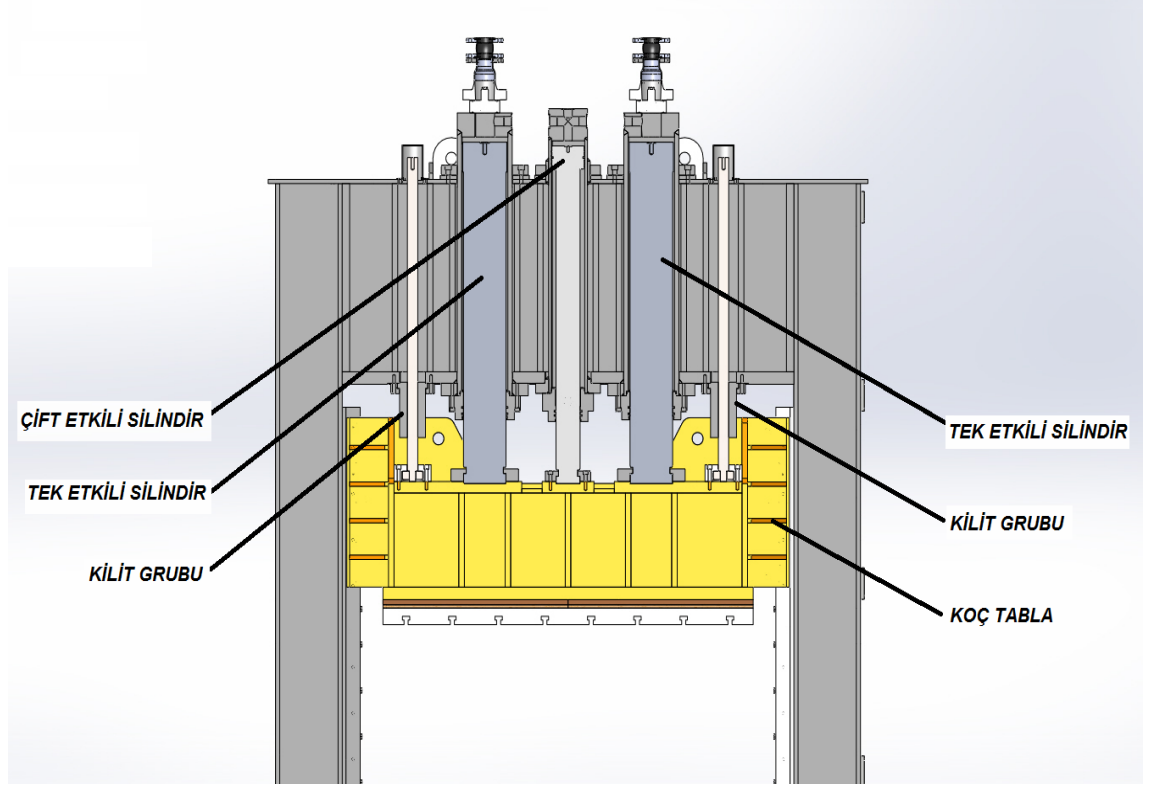


Şekil 2.33 Hidrolik Emniyet Grubu İç Yapısı Ve Çalışma Prensibi (Sitema)

Kilitleme grubunda sistem yaylar yardımıyla mekanik olarak hareket eder ve kilitlenirken hidrolik silindir yardımıyla sistemin hareketi için gerekli tahrik sağlanmaktadır. Bu mekanizmanın kullanımında sisteme bir adet mil bağlanır ve sistem bu milin üzerine etki eder. Milin dış yüzeyi sıkma ve bırakma işlemine tabi olurken uç kısmı koç tabla üzerine bağlanır ve böylece koç tabla hareketi kontrol edilir. Bu sistemin pres ile veya presten bağımsız çalışması pres ana kontrol grubu üzerinden yapılmaktadır.

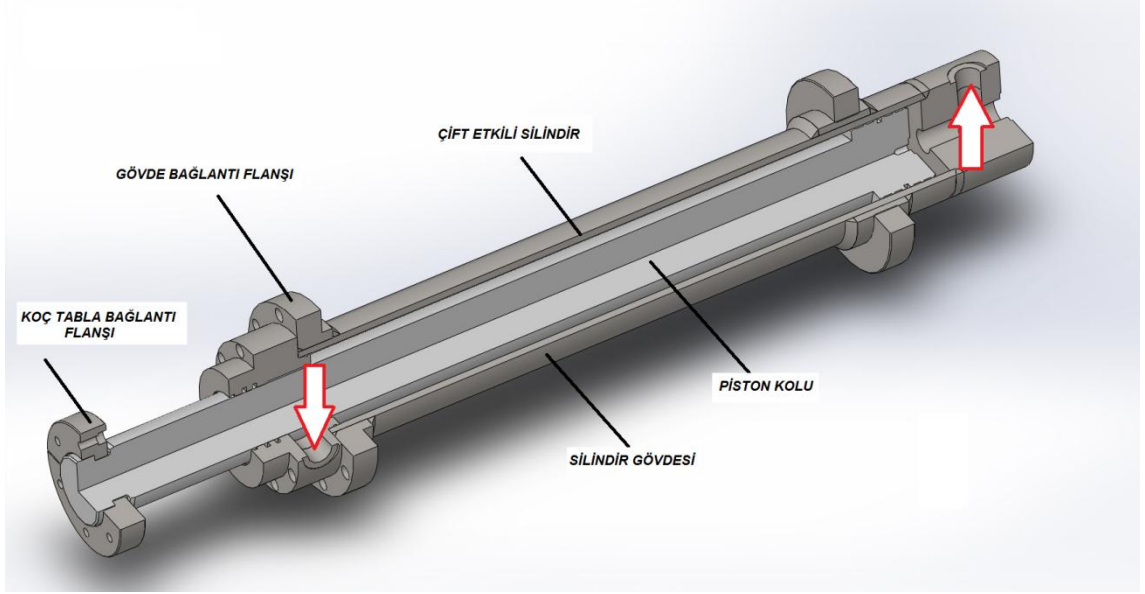
2.4.12. Hidrolik Silindir ve Hidrolik Donanım Grubu

Hidrolik preslerde, koç tablanın hareketini sağlayan ve istenen pozisyonda tutan elemanlar hidrolik silindirlerdir. Bilindiği üzere silindirleri hareket ettiren sistem tarafından sağlanan basınçlı yağdır. Hidrolik silindirlerin preslerde montaj ve kullanımını gösteren resim Şekil 2.34' te verilmiştir. Resimden görüleceği üzere bir preste kullanılan silindirler tek etkili veya çift etkili silindirler olabilir.



Şekil 2.34 Hidrolik Preslerde Silindir Yerleşimi Ve Kullanımı

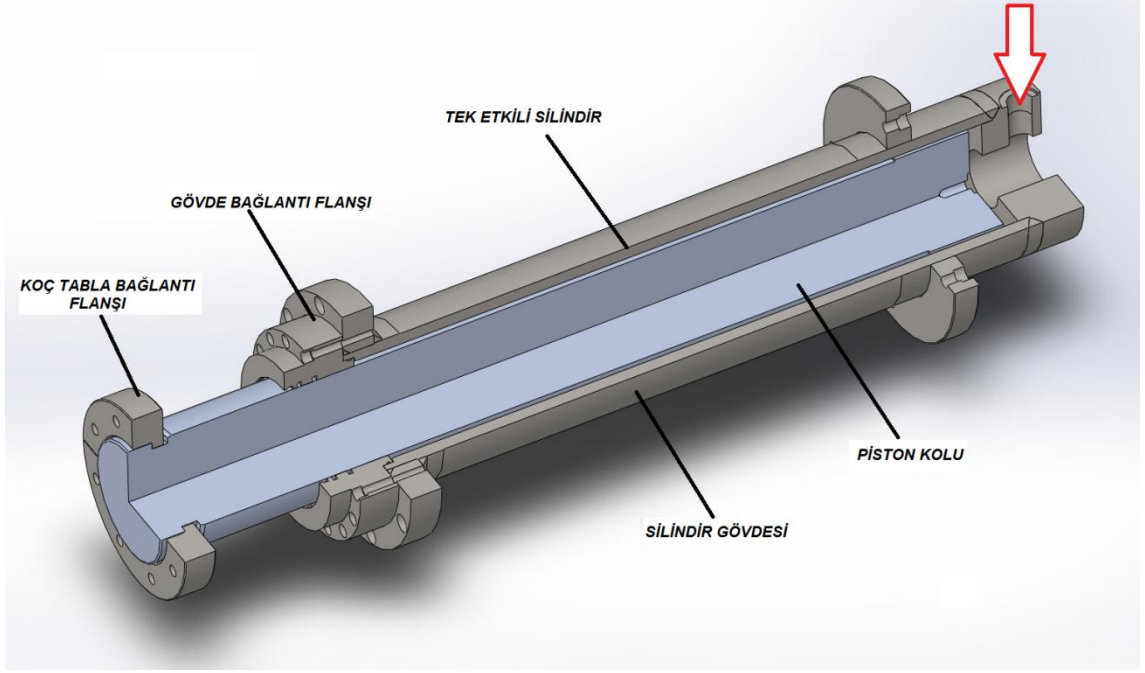
Genelde kullanılan çift etkili silindirlerdir ancak bazı durumlarda tasarımın ön gördüğü kısımlar için tek etkili silindirlerde hidrolik preslerde kullanılmaktadır. Çift etkili silindirler aşağı ve yukarı yönde yağ basılarak her iki kısımdada güç oluşturmaktadır. Tek etkili silindirler ise yalnızca aşağı yönde kuvvet oluşturmurlar. Örnek resimde sistem aşağı yönde hareket ederken tüm silindirler aşağı yönde güç oluşturmurlar ancak koç tablanın yukarı hareketinde sadece çift etkili silindir güç üretir ve bu güç koç tablayı diğer silindirleri ve kalbın üst grubunu yukarı kaldırmak amacıyla kullanılır. Çift etkili silindirlerin iç yapısını gösteren resim Şekil 2.35' te vermiştir.



Şekil 2.35 Çift Etkili Silindirin İç Yapısı

Yukarıdaki resimden görüleceği üzere çift etkili bir silindirde aşağı ve yukarı yönde hareket için iki adet yağ giriş ve çıkış deliği bulunmaktadır. Silindirlerin koç tablaya ve gövdeye bağlantısı için flanşlar kullanılır ve bu flanşlardaki montaj delikleri ile silindirler bağlanır. Koç tabla ve kalıp üst grup ağırlığı hesaplanarak bu flanşlardaki civataların sayısı hesaplanır ve buna göre bağlantı yapılır. Bu noktada özellikle koç tablada kullanılan civataların büyüklüğü ve adedi çok önemli bir yer tutar eğer hesaplama yanlış yapılır ise koç tabla ile silindir arasındaki bu civatalar kopar ve koç tablanın aniden düşmesine neden olabilir. Özellikle hızlı ve dinamik yükün fazla olduğu durumlarda bu konu çok büyük bir öneme sahiptir. Silindirlerin iç yapısında kullanılan piston kolları ise gerekli kuvvet hesabına göre belirlenir ve çap ölçüsü tasarım aşamasında hesaplanır. Silindirler açısından bir diğer önemli noktada keçe seçimidir. Keçelerin yüksek basınca dayanıklı tip seçilmesi silindirlerin verimli çalışması açısından büyük bir öneme sahiptir. Özellikle çalışma basıncı 250 bar ve üzeri olan hidrolik sistemlerde basınca dayanıklı ve çift sıralı keçe yapısı tercih edilmektedir.

Çift etkili silindirler ile tek etkili silindirlerin gövde yapısı aynıdır. Şekil 2.36' da tek etkili bir silindirin iç yapısı görülmektedir. Bu tip silindirlerde de gövde kaynaklı konstrüksiyon ile üretilir ve bağlantı flanşları aynı şekilde kullanılır.



Şekil 2.36 Tek Etkili Silindirin İç Yapısı

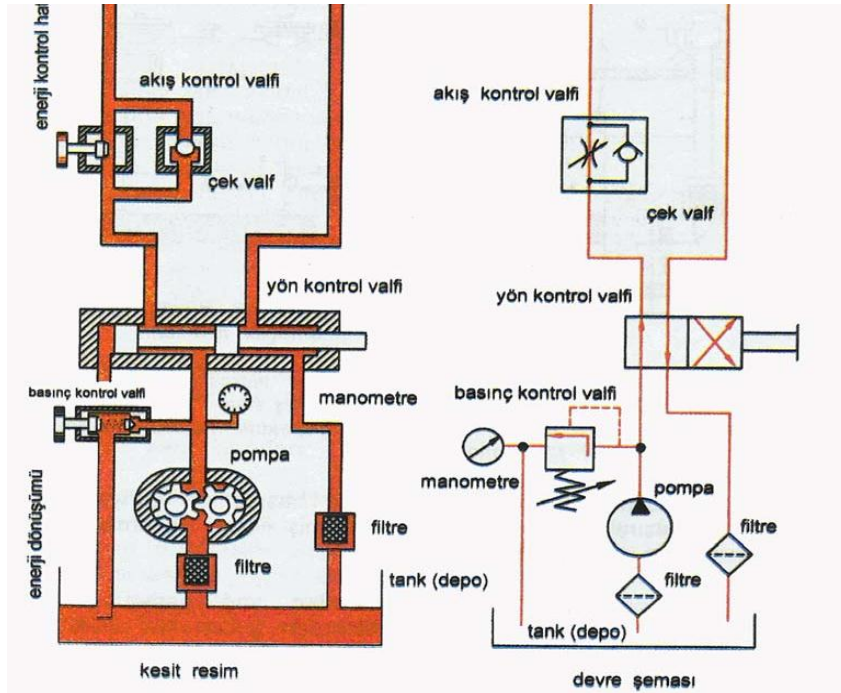
Hidrolik silindirlerin hesap metodu ve çaplarının belirlenmesi ile ilgili tanımlar bir sonraki bölümde daha detaylı olarak açıklanacaktır. Silindirlerin dışında hidrolik preslerde bulunan bir diğer önemli grupta hidrolik donanım grubudur. Şekil 2.37' de bir hidrolik silindirin kontrolü için kurulan bir devre şeması ve kullanılan hidrolik ekipmanları bulunmaktadır.

Görüleceği üzere hidrolik tankta bekleyen akışkan, pompa yardımıyla sisteme gönderilmekte ve sistemde bulunan basınç ve yön kontrol valfleri yardımıyla silindire ulaşmaktadır. Bir hidrolik devre kurulurken hesaplanacak iki ana parametre vardır. Bunlar basınç ve debi olarak ifade edilirler. Basınç, sistemde istenen kuvveti, debi ise sistemin hızını belirler. Bu iki değerın çarpımı ile ise sistem gücü belirlenir.

Basınç değeri ne kadar yüksek ise pres tonajı o oranda artmaktadır aynı şekilde bir preste debi değeri ne kadar yüksek olur ise presin hızıda o oranda artmaktadır ki bu debi değeri direk olarak presin toplam çevrim hızını etkilemektedir. Bu iki değer, hidrolik preslerde hidrolik ekipman maliyetini direk etkilediği için özellikle çok dikkatli olarak

belirlenmelidir. Özellikle belirlenen debi ve basınç değerinin çarpımının, presin gücüne direk etki edeceği, bunun sonucun da ise presin enerji maliyetlerinin elde edileceği düşünülecek olursa bu iki değerini önemi daha açık bir şekilde gösterilmiş olur. Hesaplanan debi değeri ile beraber hidrolik silindir kursuna bağlı olarak, preste kullanılacak hidrolik tank ölçüsüleride belirlenmektedir. Böylece presin ihtiyacı olan yağ miktarıda hesaplanabilir. Sistemde kullanılan yön valfleri hareketin yönünü belirlemektedir. Koç tablanın aşağı ve yukarı yöndeki hareketlerinin kontrolünde bu valflerde yararlanılmaktadır. Basınç valfleri ise sistemin istenen basınç değerinde çalışmasını sağlamaktadır. Sistem için hesaplanan basınç değeri her bir kalıp için farklı ayarlanabilmektedir. Bu değerlerin kontrolü bu valfler yardımı ile yapılmaktadır.

Sistemde ayrıca tank içinde ve çıkışta, emiş ve geri dönüş hattında filtreler bulunmaktadır. Bu filtreler sistemde yağın kirlilik seviyesini düşürmek amacıyla kullanılır. Özellikle yüksek tonajlı preslerde, hidrolik tank olarak üst köprü grubunun içi kullanılan durumlarda, bu filtreler büyük öneme sahiptir. Bu tip uygulamalarda sistem silindirler çalıştırılmadan belli bir süre çalıştırılarak yağın tank içinde devir daim olması ve yağ kirlilik seviyesinin düşürülmesi sağlanır. Standart bir pres hidrolik devresinde bulunan temel bileşenleri ve bu bileşenlerin temel fonksiyonları bu şekilde özetlenebilir.



Şekil 2.37 Hidrolik Devre Elemanları

2.5. Hidrolik Preslerde Boyutlandırma Ve Hesap Kriterleri

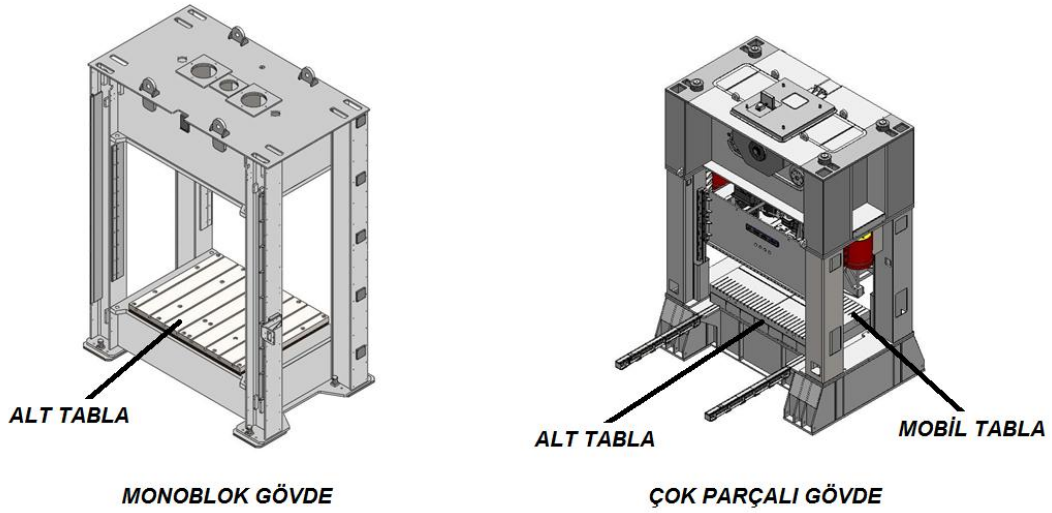
Hidrolik preslerde tasarım yapılacak olan işin özelliklerine göre belirlenir ve belirlenen özelliklere göre ortaya çıkan tasarım ölçütlerine göre uygun olup olmadığı sorgulanır. Tasarım ölçütleri kendi içinde iki gruba ayrılabilir. Bunlardan ilki presin genel ölçülerinin teknik özelliklere göre belirlendiği mekanik tasarım diğeri ise presin çalışma şekline bağlı olarak yapılan hidrolik tasarım ve boyutlandırma. Mekanik tasarım ile hidrolik tasarım ölçütleri beraber ele alınarak bir hidrolik presin tasarımı gerçekleştirilir. Aşağıdaki ilk konu da bir presin tabla ölçülerine göre mekanik tasarım boyutlandırması ele alınacak sonrasında ise bu yapıya ilave olacak hidrolik tasarım konusundan bahsedilecektir.

2.5.1. Mekanik Tasarım Boyutlandırma Ve Hesap Kriterleri

Bir hidrolik presin mekanik tasarımında göz önünde bulundurulması gereken parametreler bulunmaktadır. Parametreler ve bu parametrelerin bunların bir presin tasarımına etkileri aşağıdaki şekilde açıklanmıştır.

- Tabla ölçüleri : Hidrolik preslerde tasarıma başlarken incelenecek ilk ölçüt presin tabla ölçüleridir. Tabla ölçüleri müşteri isteğine göre belirlenmektedir. Tabla ölçüleri bir presin aynı zamanda gövde tipinde belirlemektedir. Tabla ölçüleri küçük ise pres gövdesi kaynaklı konstrüksiyona sahip monoblok gövde olarak tanımlanan tek parça gövdeden olabilir. Ancak tabla ölçüleri büyük ise presin çok parçalı gövdeden yapılması gerekmektedir. Gövde tipinin belirlenmesi aynı zamanda presin temel planını da belirlemektedir. Eğer tabla ölçüleri büyük ise gövde çok parçalı olacağı için alt köprü grubu olacak ve bununla beton zemine montajlanması gerekecektir. Bir preste tabla ölçüleri o

prese bağlanacak olan sac şekillendirme kalıbının ölçülerini de belirlemektedir. Prese bağlanacak kalıbın ölçüleri tabla ölçülerinden daha büyük olamaz. Kalıp ölçüleri ne kadar büyük ise o kalıbın ağırlığıda o kadar fazla olur ve bunun sonucunda bu tip büyük kalıpların prese bağlanabilmesi için preslerin mekanik tasarımına mobil tabla tasarımı ilave edilir. Dolayısıyla tabla ölçüleri bir preste aynı zamanda mobil tabla kullanılıp kullanılmayacağını da belirlemektedir. Şekil 2.38' de tabla ölçülerinin bir preste kullanımına ait resim bulunmaktadır. Tabla ölçüleri bir presin mekanik tasarımında, gövde tipi, mobil tabla kullanımı, temel planı gibi ölçütlerin belirlenmesini sağlamaktadır.



Şekil 2.38 Hidrolik Preslerde Tabla Ölçülerinin Kullanımı

- **Pres Tonajı** : Pres tasarımında bir diğer önemli parametrede presin sağlayacağı kuvveti yada başka bir deyişle pres tonajıdır. Presin tonajı kullanılacak silindirlerin adedini ve ölçülerini belirler. İstenen tonaja göre kullanılacak silindirlerin hesabı yapılır. Silindir hesabında kullanılan basınç değeri presin çalışma basıncı olarak tanımlanmaktadır. Bir preste tonaj belirlenirken sadece ana presleme işine göre koç tabla tarafından uygulanacak kuvvet yanında diğer kuvvetlerinde tanımlanması gerekmektedir. Örneğin pres tonajı, iç koç için 600 ton, dış koç için 800 ton ve yastık tabla için 300 ton olan bir preste sadece koç

tablanın tonajı yanında yastıklama tonajıda hesaplanır. Böylece presin kuvvet iletimine göre çalışma şekli bu aşamada belirlenir. Pres tonajı ve kuvvet oluşturan diğer gruptaki tonajlar hesaplanarak mekanik ve hidrolik elemanların konstrüksiyonuna uygulanır ve presin eni ve genişlik ölçüleri tayin edilir. Bir hidrolik pres için yapılan tonaj ve silindir ölçülerine dair örnek uygulama hidrolik hesap kriterleri kısmında yapılacaktır.

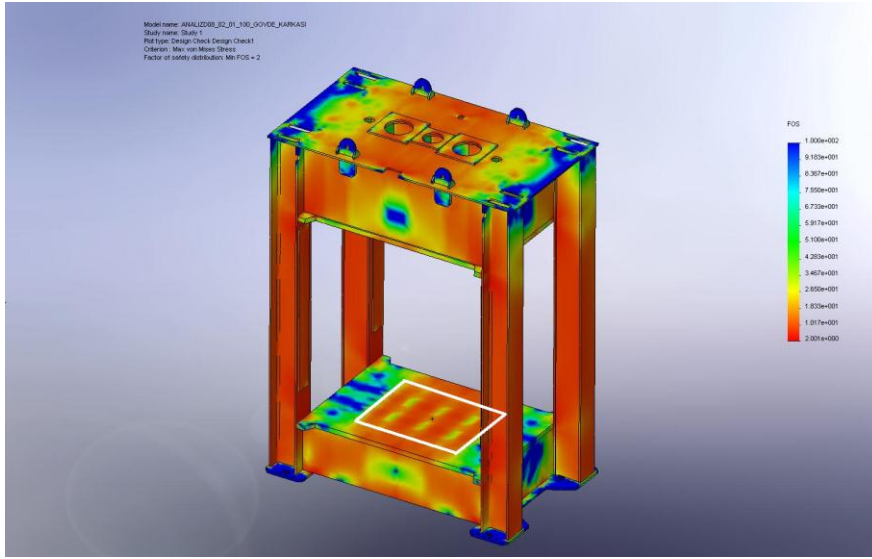
- Koç Tabla Kursu : Koç tablanın toplam hareket mesafesi, bir preste silindir boyutlandırmasının yanında presin toplam yüksekliğini de belirler. Dolayısıyla kurs bilgisine bağlı olarak presin mekanik tasarımında ihtiyaç duyulan son ölçüt olan presin yükseklik değeri belirlenir. Presin yüksekliği bazen problem oluşturabilir. Özellikle büyük tonajlı ve yüksek kursa sahip preslerde fabrika çatısının boyu presin toplam boyundan küçük olabilir. Bu tarz problemler ön tasarım aşamasında belirlenmeli ve çözümlenmelidir.

Yukarıdaki bilgilere bağlı olarak, bir presin en boy ve yükseklik ölçüleri belirlenmektedir. Bununla beraber presin tonaj ve kurs bilgileri ile de hidrolik silindirlere ait boyutlandırmalar yapılmaktadır. Bu parametrelerin dışında ilave olarak başka değerlerde verilebilir ancak temel bileşenler bunlardır ve bunlara bağlı olarak presle ilgili diğer özellikler belirlenebilir. Örneğin koç tablanın ölçülendirilmesi için tabla ölçüleri kullanılabilir buna ek olarak silindir sayısı ve kurs bilgilerine göre koç tablanın konstrüksiyonu şekillendirilebilir.

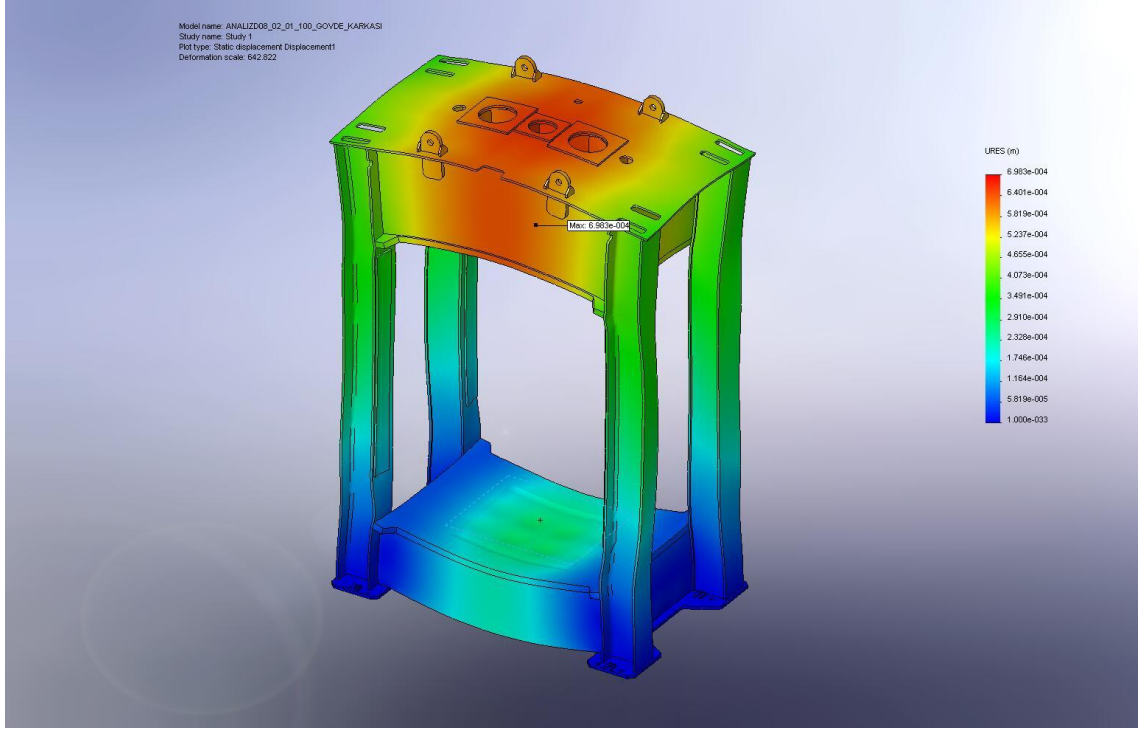
2.5.2. Mekanik Tasarım Analiz Kriterleri

Hidrolik preslerin mekanik tasarımı sonrasında uygulanacak kuvvete bağlı olarak yapılan statik analiz uygulamaları bulunmaktadır. Bu analizler pres üzerinde gövde için ve koç tabla için yapılmaktadır. Analizlerde uygulanan kuvvet karşısında gövdenin ve koç tablanın yer değiştirmesi, emniyet katsayısı toplam uzaması gibi temel parametreler incelenir. Analiz sonrasında uygun olmayan değerler için tasarım revize edilerek uygun değerlere getirilir. Şekil 2.39' da pres gövdesinde emniyet katsayısı için yapılan bir

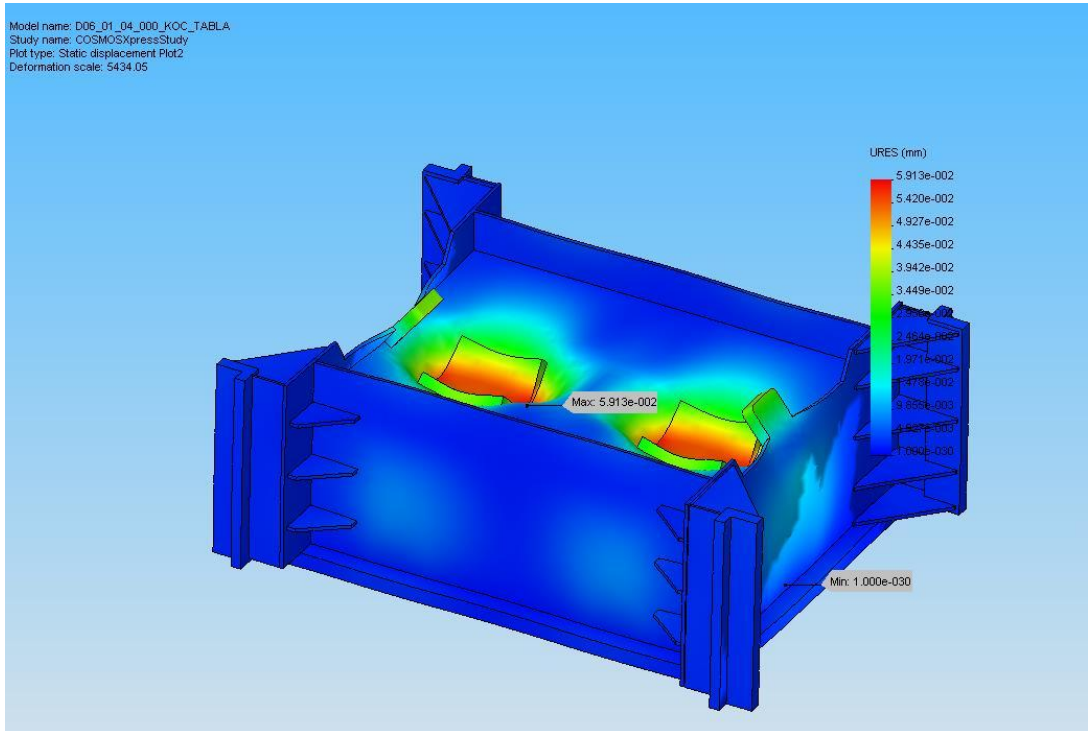
analiz uygulamasına ait bir resim bulunmaktadır. Resimde alt tabla üzerinde beyaz çizgiler ile tanımlanan alan kuvvetin etki alanı olarak tanımlanmıştır. Bu alan üzerine etkiyen kuvvet toplan pres kuvvetidir. Bu örnek analizde emniyet katsayısı 2 ile 100 kat arasında değişmektedir ve en krtik bölgede emniyet katsayısı iki olmaktadır. Pres gövdesi için yapılan diğer bir analiz uygulaması ise Şekil 2.40' ta görülmektedir. Bu resimde aynı pres gövdesinde kuvvet uygulandığı anda gövdedeki yerdeğişmeler görülmektedir. Bu uygulama için maksimum yerdeğişirme 0,6 mm dir ve görüleceği üzere silindirin bağlantı kısmında oluşmaktadır. Bunun nedeni ise pres gövdesinin yere sabit olarak referans alınması ve analizin bu yönde yapılmasıdır. Pres gövdesinde yapılan bu analizin aynı uygulaması koç tabla içinde yapılmaktadır. Şekil 2.41' de koç tabla için yapılan bir analiz uygulamasına ait resim bulunmaktadır. Bu analizde, koç tablaya kuvvet, silindir bağlantı flanşlarının olduğu bölgeden etki etmektedir. Görüleceği üzere yerdeğişirme maksimum değerini bu bölgede almaktadır.



Şekil 2.39 Pres Gövdesinde Emniyet Katsayısı Analizi

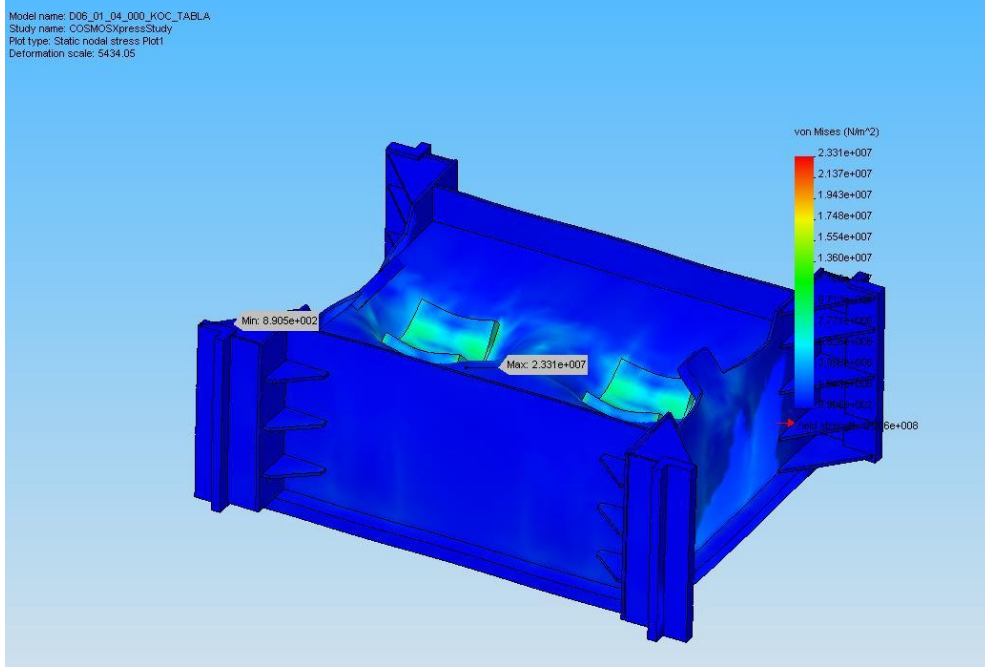


Şekil 2.40 Pres Gövdesinde Yerdeğiştirme Analizi



Şekil 2.41 Koç Tabla Yerdeğiştirme Analizi

Koç tabla için yapılan bir diğer analiz uygulamasına ait resim Şekil 2.42' de verilmiştir. Buradaki analizde von mises değerine bağlı bir analiz yaklaşımı yapılmıştır. Görüleceği üzere en kritik bölge silindir bağlantı kısmıdır.

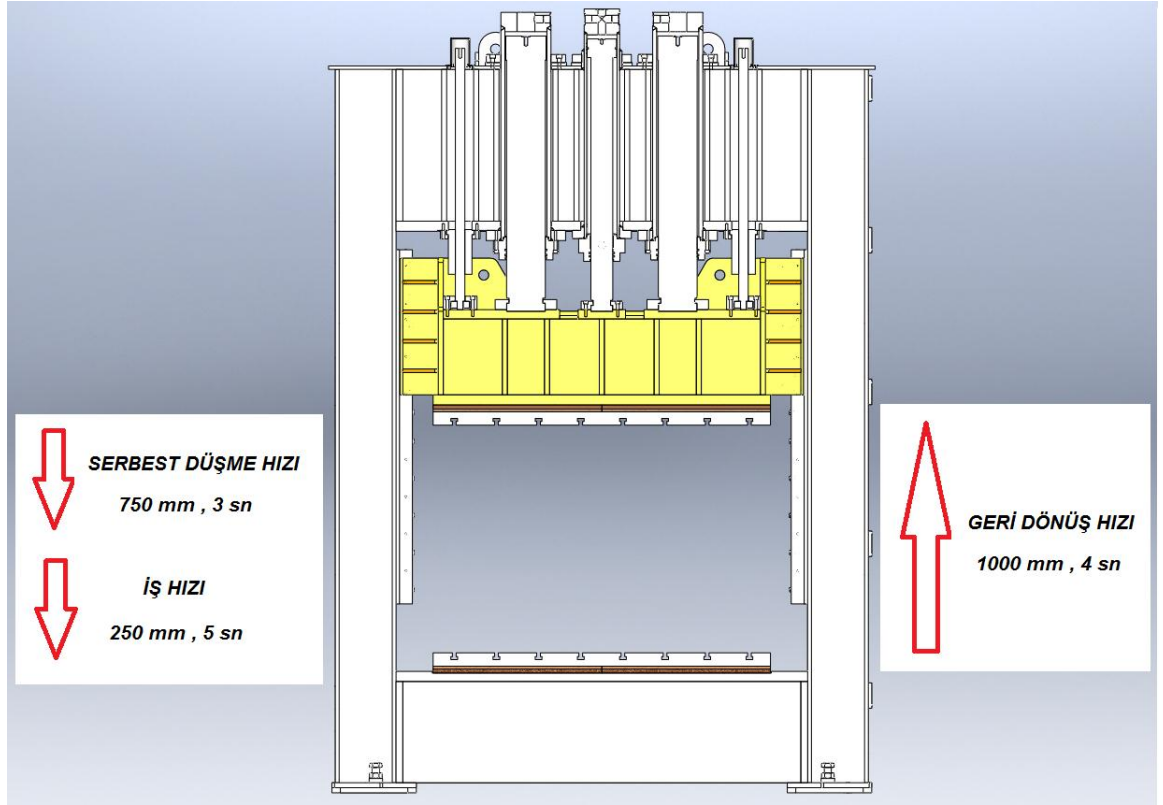


Şekil 2.42 Koç Tabla Von mises Analizi

2.5.3. Hidrolik Sistem Hesap Kriterleri

Hidrolik preslerde kullanılacak hidrolik sistemde hidrolik silindirlerin hesabı ve buna ek olarak kullanılacak pompa ve motorun kuvvet hesabı tasarım aşamasında yapılmaktadır. Bu hesaplamalar için örnek bir uygulama aşağıda yapılacaktır. Ancak bu hesaplamaların yapılabilmesi için bir takım kabuller yapılmalıdır. Aşağıdaki uygulamada öncelikle bir hidrolik pres için kabuller yapılacak sonrasında ise hesaplamalara geçilecektir. Şekil 2.43' te bir hidrolik presin hızlarını gösteren resim bulunmaktadır. Resimde görülen ölçüler uygulamada kullanılacak değerlerdir. Resimde çalışma hız değerleri ve gerçekleşme zamanları koç tabla toplam kursuna göre belirtilmiştir.

Kabuller :



Şekil 2.43 Hidrolik Pres Hızları Ve Tanımları

Pres Tonajı : 200 ton

Çalışma Basıncı : 250 bar

Toplam Silindir Sayısı : 2 adet

Koç Tabla Ağırlığı : 8 ton

Kalıp Ağırlığı : 2 ton

Silindir Tutma Kuvveti : 10 ton

Tutma Basıncı : 50-60 bar (Geri dönüş ağırlığı için)

Toplam Kurs : 1000 mm

Serbest Düşme Kursu : 750 mm

Serbest Düşme Süresi : 3 sn

Serbest Düşme Hızı : 250 mm/sn

İş Kursu : 250 mm

İş Süresi : 5 sn

İş Hızı : 50 mm/sn

Geri Dönüş Süresi : 4 sn

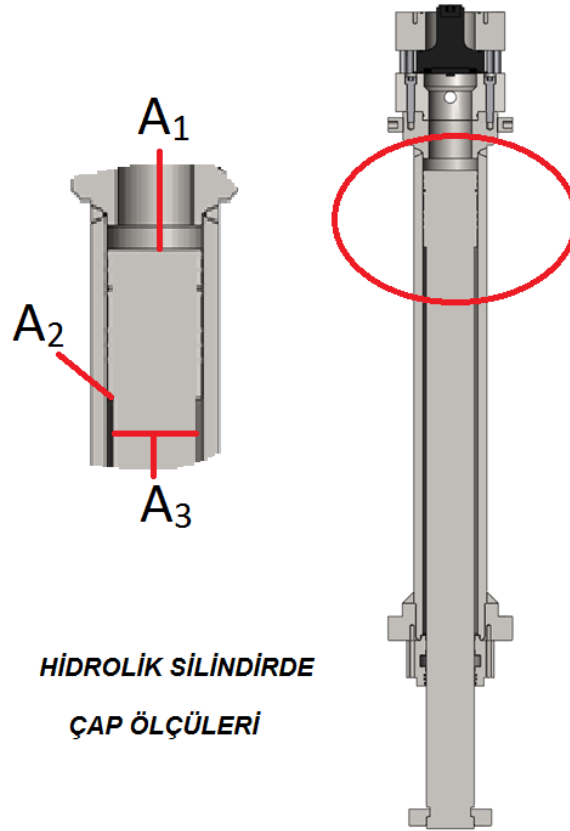
Geri Dönüş Hızı : 250 mm/sn

Toplam Çevrim Süresi : 12 sn

Bu kabullere göre öncelikle silindirlerin basınç ve kuvvete göre , en küçük ve en büyük çap ölçüleri hesaplanır. Bu hesaplamalarda silindirin ileri giderken sistem basınç değeri, geri dönüşte ise sistemde kullanılan tutma basıncı değeri referans alınır.

Silindir ölçülerinin hesaplanmasından sonra hidrolik sistem için gerekli debi hesabı yapılmaktadır. Debi hesaplama sonucunda çıkan değer yardımıyla sistemde kullanılacak pompa ve elektrik motoru gücü bulunur.

Silindir Hesabı :



$$P = \frac{F}{A} \Rightarrow A = \frac{F}{P} = \frac{200 * 10^4 N}{250 * 10^5 N/mm^2} = 0,08 m^2$$

$$A = 800 cm^2, \quad A_{SİL} = \frac{800}{2} = 400 cm^2$$

$$A_{SİL} = \pi r^2 \Rightarrow r = 11,3 cm \Rightarrow d = 22,6 cm \cong d = 23 cm$$

$$\underline{d = 23 cm \text{ için } A_{SİL} = A_1 = 415 cm^2}$$

Toplam Silindir Tutma Kuvveti = 10 000 kg (Pres bağlanacak kalıbın ağırlığı)

Tutma Basıncı = 50 bar

$$P = \frac{F}{A} \Rightarrow A = \frac{F}{P} = \frac{10 * 10^4 N}{50 * 10^5 N/mm^2} = 0,02 m^2$$

$$A_{TUTMA} = 200 cm^2 \Rightarrow 2 \text{ adet silindir için } \underline{A_{TUTMA} = 100 cm^2}$$

$$A_3 = A_{SİL} - A_{TUTMA} = 415 - 100 = 315 cm^2$$

$$A_3 = \pi r^2 \Rightarrow \underline{d_3 = 20 cm}$$

Silindir Ölçüleri : Ø 230 mm / Ø 200 mm ve silindir boyu Kurs + 200 mm

Debi Hesabı :

$$F = 200 000 kg$$

$$P = 250 bar$$

$$A_1 = 415 cm^2$$

$$A_2 = 100 cm^2$$

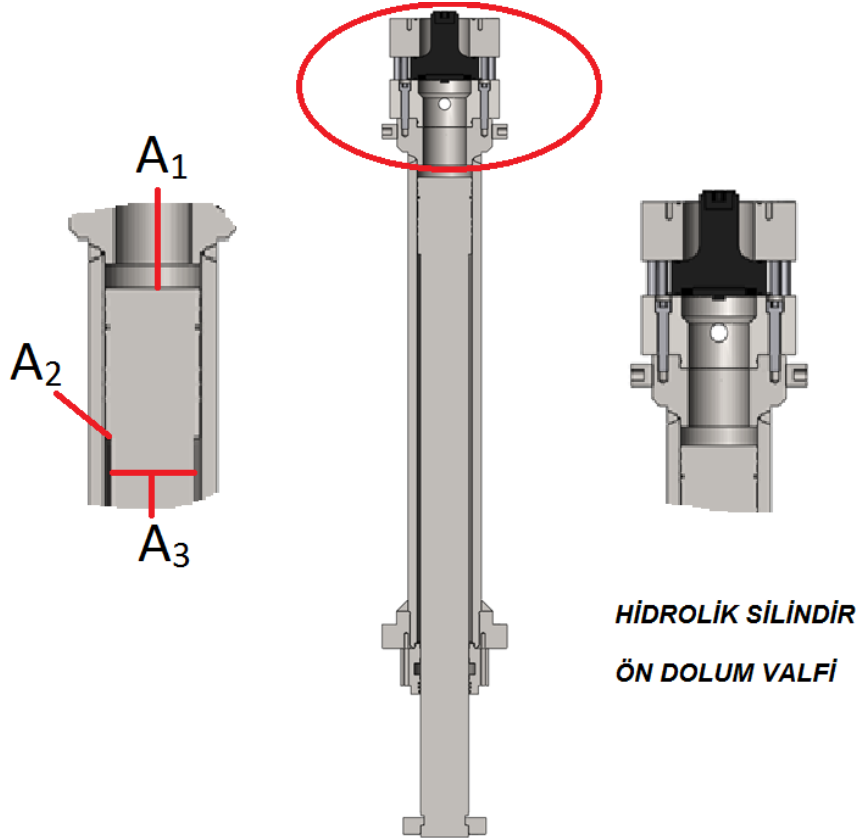
$$V_{SİL} = 250 mm/sn$$

$$V_{İŞ} = 50 mm/sn$$

$$V_{SD} = 250 mm/sn$$

Hız değerlerinin en yüksek olanı için ön dolum valfi debi hesabı yapılır. Ön dolum valfi debi hesabı. Bu hesaplamada A değeri silindirin hesaplanan kesidini, V değeri ise silindirin serbest düşme anındaki hız değerini gösterir.

$$Q = \frac{3 * A * V}{50} \Rightarrow Q = \frac{3 * 415 * 25}{50} = \underline{622,5 \text{ lt/dk}} \text{ ön dolum için gerekli debi .}$$



$$Q_2 = \frac{3 * A * V}{50} \Rightarrow Q_2 = \frac{3 * 100 * 20}{50} = \underline{120 \text{ lt/dk}}$$

$$Q_{2 \text{ iş}} = 120 \text{ lt/dk} * 2 \text{ (Sil. Sayısı)} = \underline{240 \text{ lt/dk}}$$

$$Q_3 = \frac{3 * A * V}{50} \Rightarrow Q_3 = \frac{3 * 100 * 25}{50} = \underline{150 \text{ lt/dk}}$$

$$Q_{3 \text{ SD}} = \underline{150 \text{ lt/dk}}$$

$$Q_4 = \frac{3 * A * V}{50} \Rightarrow Q_4 = \frac{3 * 100 * 5}{50} = \underline{30 \text{ lt/dk}}$$

$$Q_4 \text{ iş} = \underline{30 \text{ lt/dk}}$$

$$Q_5 = \frac{3 * A * V}{50} \Rightarrow Q_5 = \frac{3 * 415 * 5}{50} = \underline{125 \text{ lt/dk}}$$

$$Q_5 \text{ iş} = \underline{125 \text{ lt/dk} * 2 \text{ (Sil. Sayısı)}} = \underline{250 \text{ lt/dk}}$$

Maksimum debi seçilir. Q = 250 lt/dk

Pompa ve Motor Seçimi :

Motor devri : 1450 dev/dk seçiliyor.

$$D = \frac{Q}{n} = \frac{250}{1,45} = 172 \text{ cm}^3 / \text{devir}$$

Hesaplanan pompa için bir üst değer seçilir. Örneğin $P_p = 180 \text{ cm}^3 / \text{devir}$

$$P = \underline{180 \text{ cm}^3 / \text{devir}}$$

$$Q_{MAX} = \underline{260 \text{ lt/dk} \text{ (Emniyetli olarak büyük seçilir)}}$$

$$\eta = \underline{\text{Pompa Verimi} = 0,85}$$

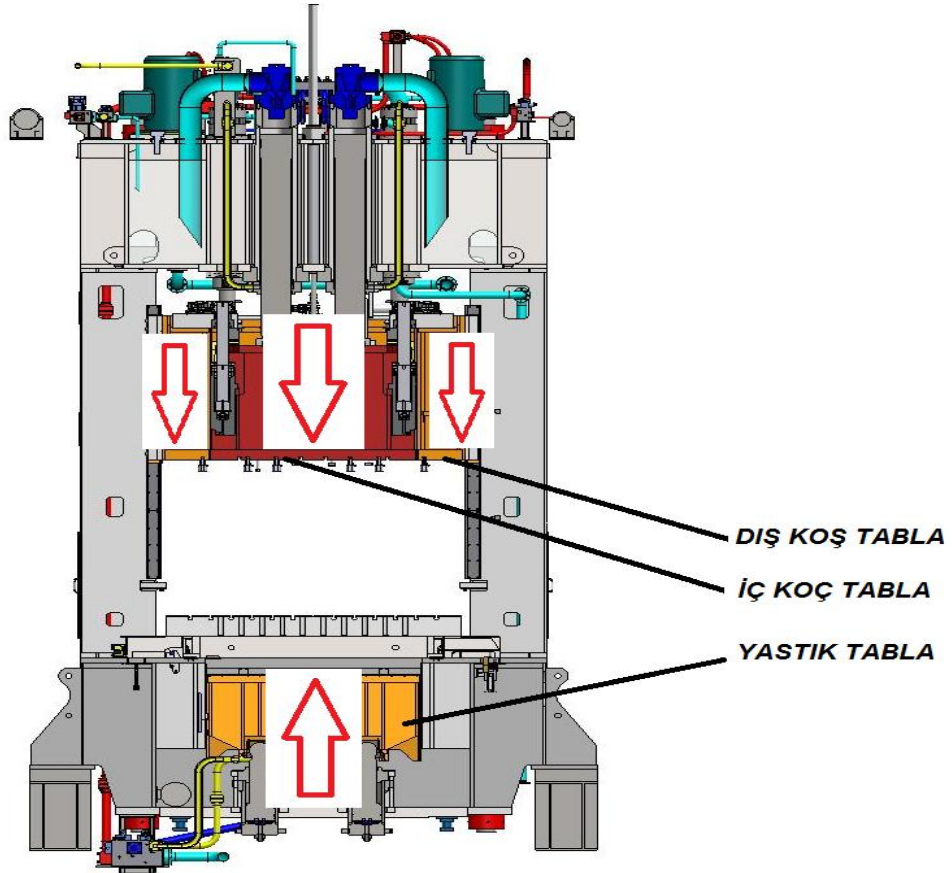
$$\text{Motor Gücü} = G = \frac{Q * P}{600 * \eta} = \frac{260 * 250}{600 * 0,85} \Rightarrow \underline{G = 75 \text{ Kw}}$$

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

3.1.1. Üç Etkili Presler

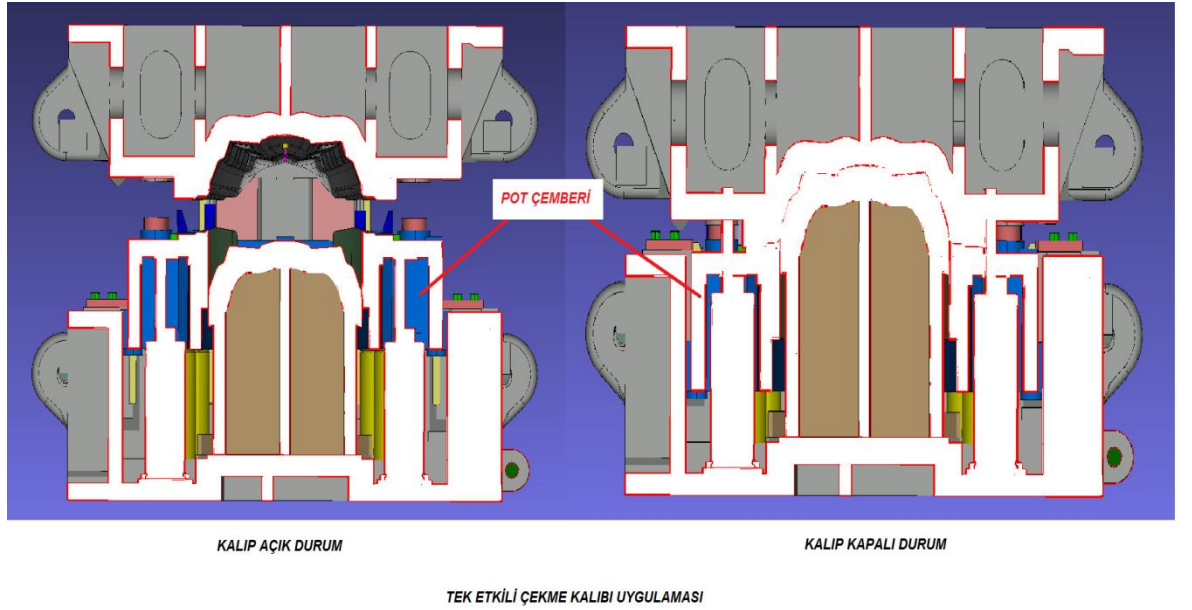
Üç etkili presler ile 3 farklı bölgede kuvvetin iletimi yapılmaktadır. Temel de bir preste koç tablanın aşağı yönlü hareketi ile kuvvet kalıba iletilir ve bu tip preslere tek etkili pres adı verilir. Bazı durumlarda ise koç tabla iki parçadan oluşur ve bu iki parça ayrı ayrı kuvvet iletir, bu tip preslere çift etkili presler denir. Buna ek olarak koç tablanın tek tabladan oluştuğu ancak karşı yönde yastık tabla tarafından kuvvet oluşturulan preslerde vardır ki bu tip preslerde çift etkili presler denir. Üç etkili preslerde ise hem koç tabla iki parçalı olarak kuvvet oluşturur hemde yastık tabla ters yönde kuvvet oluşturur, bu nedenle bu tip preslere üç etkili presler denir.



Şekil 3.1 Üç Etkili Hidrolik Pres Ve Tanımları

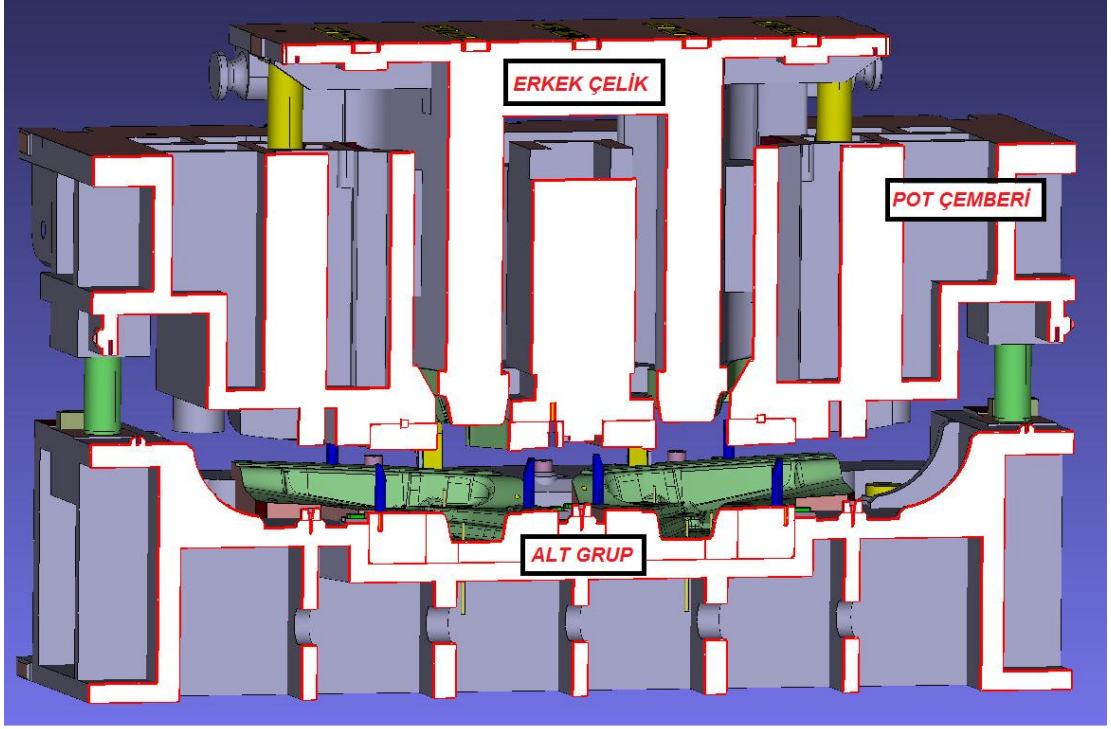
Üç etkili preslerde iki koç tabla aynı seviyeye indirilerek tek bir koç tabla çalışmasında sağlanabilir ki bu durumda pres iki etkili hale getirilir. Üç etkili preslerde bir başka çalışma fonksiyonunda ise koç tabla tek olarak çalıştırılırken, yastık tablada çalıştırılmaya bilinir, bu tip durumlarda ise üç etkili pres tek etkili gibi çalışır. Bu tip farklı çalışma modları ve kabiliyetlerinden ötürü üç etkili presler daha esnek ve daha geniş bir alanda üretim yapma kabiliyetine sahiptir. Bu nedenle üretim sektörü içerisinde tercih edilmektedirler. Şekil 3.1' de üç etkili bir pres görülmektedir. Bu preste iç koç ve dış koç tabla birleşerek tek tabla gibi çalışmaktadır. Yastık tabla ise kalıba bağlı olarak çalıştırılır veya çalıştırılmaz.

Üç etkili bir preste bağlanacak kalıp tipleride aşağıdaki şekillerde görülmektedir. Şekil 3.2' de pot çemberinin aşağıda bulunduğu tip kalıplar ve çalışmalarına bağlı olarak açık ve kapalı konumları gösterilmiştir. Bu tip çalışan kalıplar tek etkili kalıplardır.

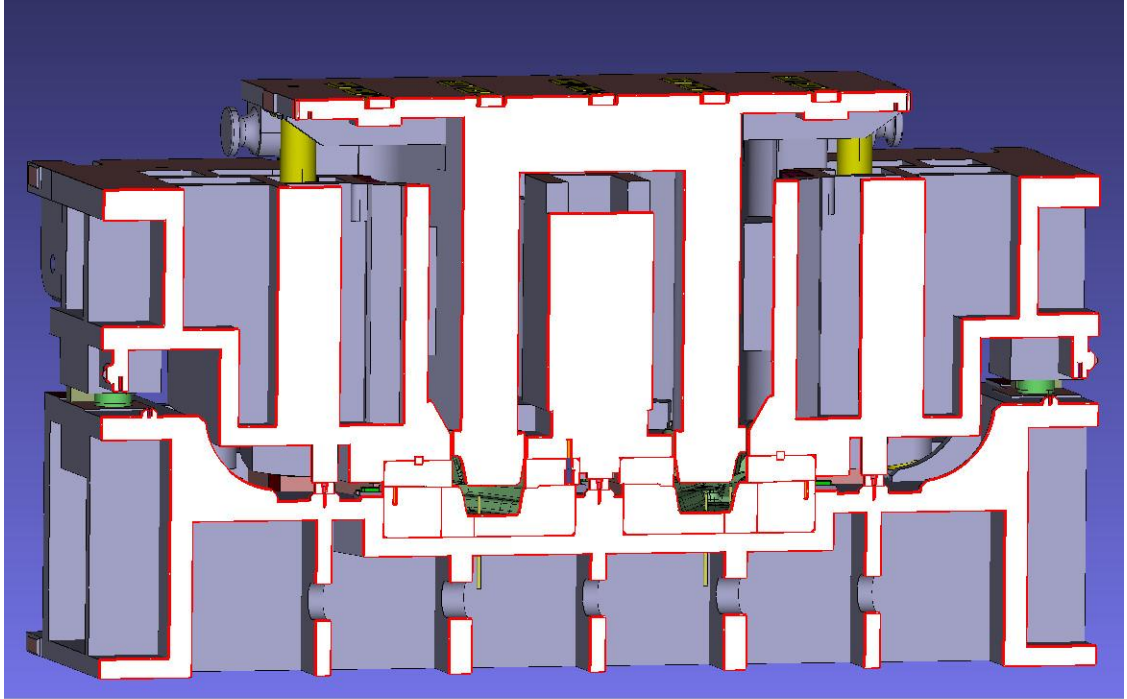


Şekil 3.2 Tek Etkili Kalıp Uygulaması

Pot çemberinin üst grupta bulunduğu ve iç koç tablaya erkek çelik grubunun bağlandığı kalıplar çift etkili kalıplardır. Şekil 3.3' de çift etkili çalışan ve üst kalıp grubu iki parçadan oluşan bir kalıbın açık ve kapalı konumlarını gösteren resim bulunmaktadır.



1.DURUM KALIP AÇIK



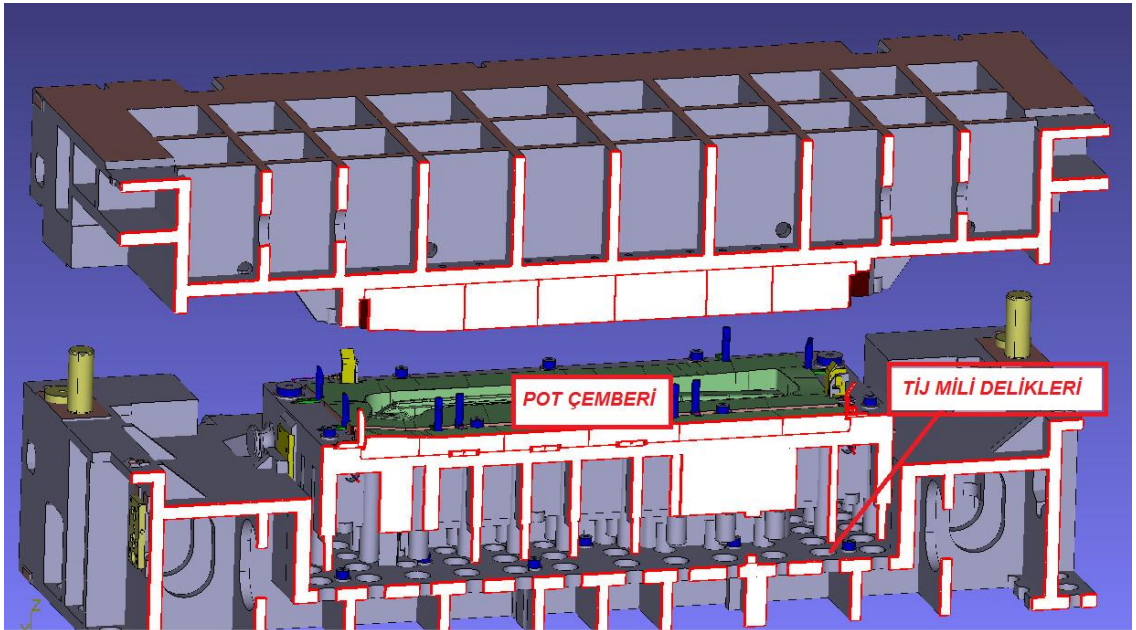
2.DURUM POT ÇEMBERİ BASKIDA, ERKEK ÇELİK KURSUNU TAMAMLAMADI



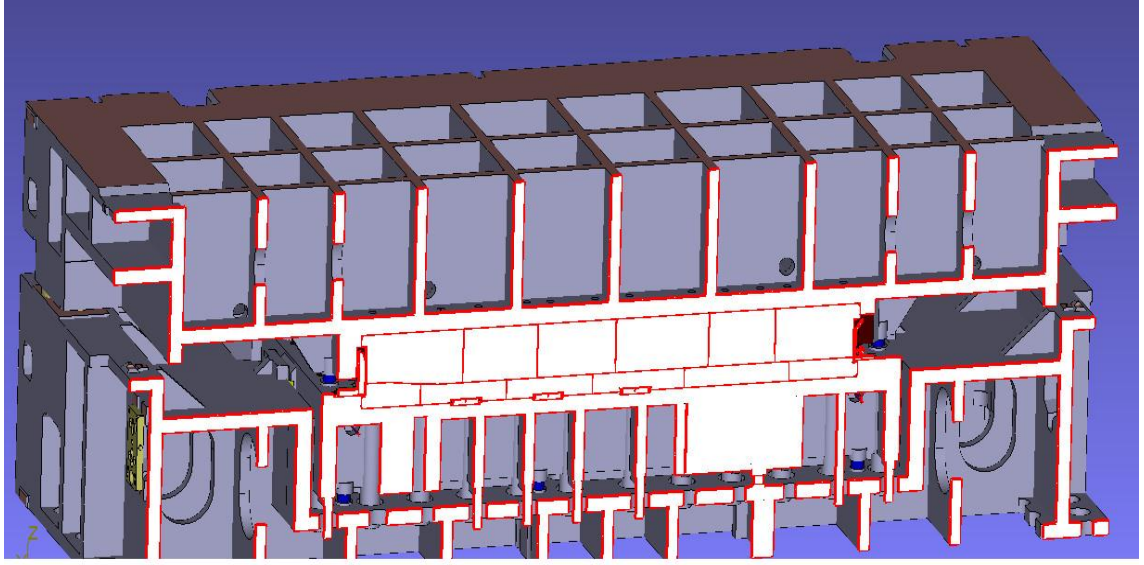
3.DURUM KALIP KAPALI KONUMDA

Şekil 3.3 Çift Etkili Kalıp Uygulaması

Diğer bir uygulamada ise pot çemberi alt gruptadır ve pot çemberi hareketi için yastık tabla kullanılmıştır. Şekil 3.4' de bu uygulamaya ait resim görülmektedir. Bu uygulamada aslında çift etkili bir uygulamadır ancak burada koç tabla iki parça değil tek parça olarak kalıpta çalışmaktadır.



1.DURUM KALIP AÇIK



2.DURUM KALIP KAPALI KONUMDA

Şekil 3.4 Tij Milli Çift Etkili Kalıp Uygulaması

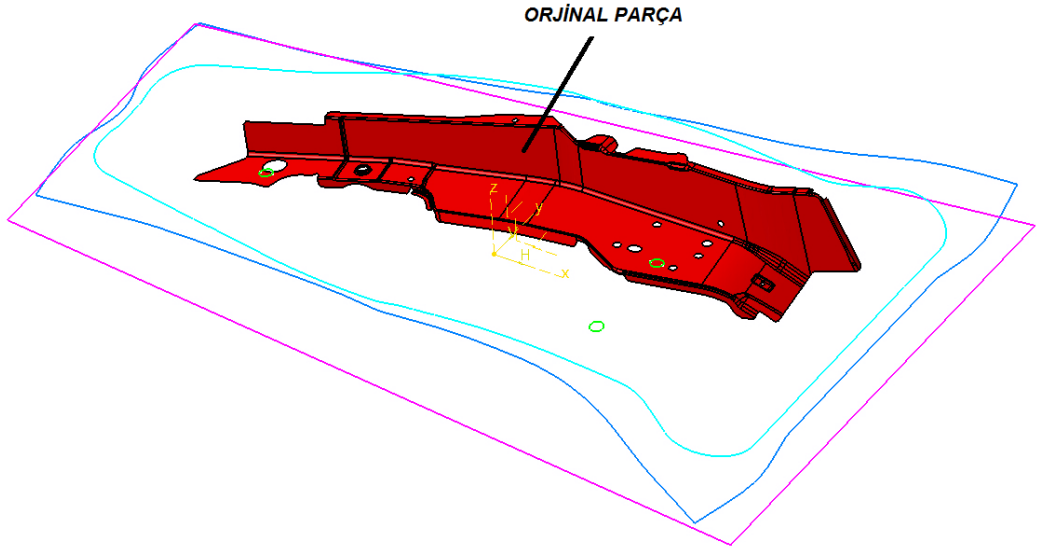
3.1.2. Üç etkili preslerin kullanım yerleri ve çalışması

Üç etkili presler yapısal olarak aynı anda üç yönde kuvveti iletebilirler. Ancak kalıp uygulamalarında aynı anda bu etkinin sadece iki etkili varyasyonu kullanılır. Genel olarak üç etkili preslerin iki farklı çalışma modu vardır. Bunlardan ilki iç koç+dış koç beraber çalışarak ve yastık tabla kullanılarak gerçekleştirilen prostedir. Diğer uygulamada ise iç ve dış koç tabla birbirinden bağımsız olarak çalıştırılır ve yastık tabla çalıştırılmaz. Bu uygulamaların kullanımı tasarlanacak olan kalıba bağlı olarak gerçekleştirilir. Kalıplarda yapılan uygulamalar yukarıdaki bölümde detaylı olarak açıklanmıştır. Bu bölümde bu preslerin kullanılma nedenleri açıklanacaktır.

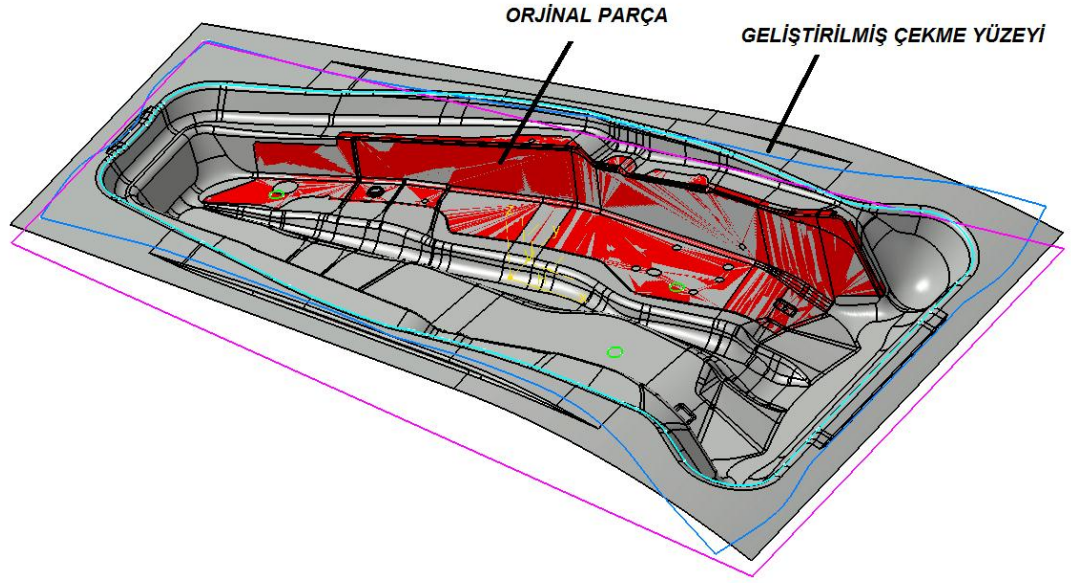
Üç etkili bir presin kullanıldığı parçalar, derin çekme prosesi ile elde edilebilen parçalardır. Bu parçaların çekme derinlikleri 100 mm den fazladır. Buna ek olarak bu tip parçaların şekillendirilmesi için gerekli kuvvetler çok fazladır. Örneğin çekme derinliği 250 mm olan ve proses kuvvetleri : Çekme kuvveti 800 ton ve pot kuvveti 200 ton olan bir parça üç etkili bir preste üretilebilir. Bu örnekte bahsedilen 200 tonluk pot kuvveti kalıpta gaz silindirleri kullanılarak sağlanamayacağı için ihtiyaç duyulan kuvvet pres tarafından sağlanmaktadır. Bu nedendir ki yüksek tonaja ihtiyaç duyulan derin çekme ölçüsüne sahip sac parçalarda üç etkili presler kullanılır.

Şekil 3.5' de derin çekme prosesine sahip bir sac parçanın datası, geliştirilmiş çekme yüzeyi ve bu parçanın kalıbı görülmektedir. Bu parçanın şekillendirilmesi için ihtiyaç duyulan çekme kuvveti 720 ton ve gerekli pot kuvveti 180 tondur. Bu parçanın toplam proses kuvveti 900 tondur. Genel olarak bu toplam kuvvetin % 25 fazlası alınarak gerekli pres tonajı belirlenmektedir. Bir başka deyişle bu parçanın basılacağı presin tonajı emniyetli olarak hesaplandığında 1125 tondan fazla olmalıdır. Buna ek olarak ihtiyaç duyulan 180 tonluk pot kuvvetini ancak pres dış koç tablası yada yastık tablası yardımı ile sağlamak mümkündür. Bununla beraber parça derinliğinde iç koç kursundan küçük olması gerekmektedir.

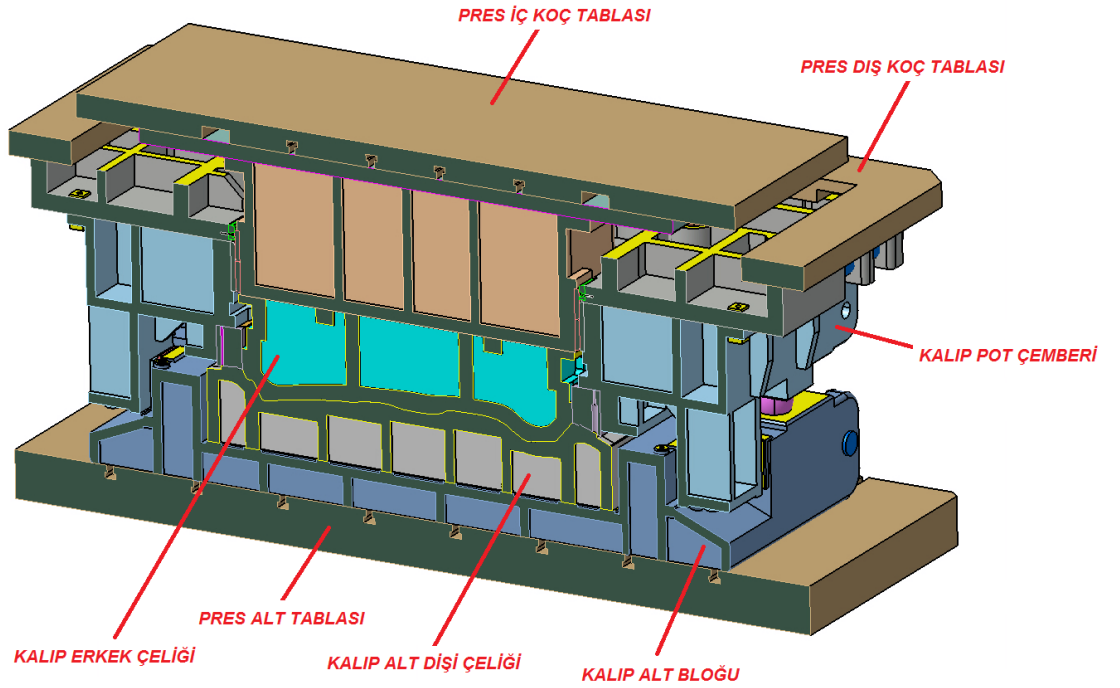
Görülebileceği üzere üç etkili presler yüksek tonaj ve derin çekme işlemlerinde tercih edilirler. Bu tip preslerin çalışma modlarını ise parça geometrisi yada başka bir deyişle kalıp tasarımı belirlemektedir. Hesaplanan proses kuvvetleri ve pres kurs bilgileri ise parçanın hangi preste üretilebileceğini belirlemektedir.



Üretilecek sac parçanın cad datası



Üretilcek sac parçanın kalıp için oluşturulan çekme prosesi yüzeyi



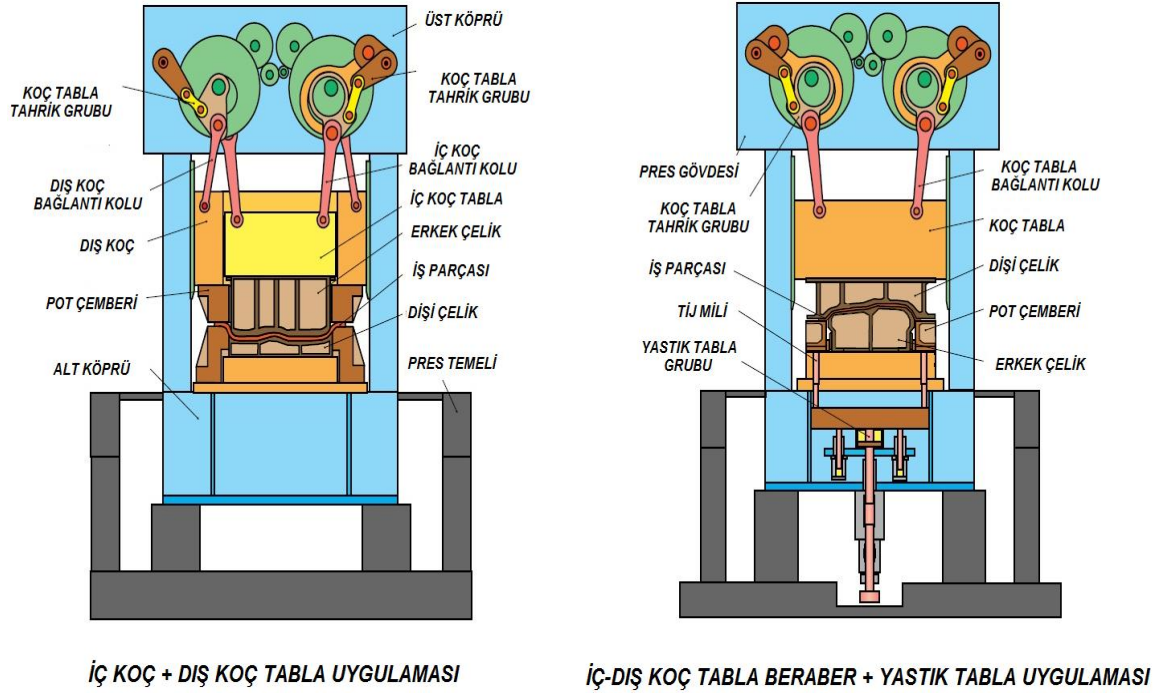
Üretilcek sac parçanın yüzeye göre tasarlanan kalıp datası

Şekil 3.5 Çift Etkili Kalıp Ve Pres Uygulaması

3.1.3. Üç etkili preslerin boyutlandırılması

Üç etkili preslerde boyutlandırma iki aşamalı olarak ele alınabilir. Bu aşamalardan ilki kalıp-pres ilişkisine bağlı olarak yapılan mekanik boyutlandırma diğeri ise parça proses kuvvetlerine göre yapılan hidrolik boyutlandırmadır. Bu boyutlandırmalardan hidrolik boyutlandırma konusu detaylı olarak ele alınacaktır. Ancak üç etkili preslerde mekanik tahrik ile çalışan preslerde bulunmaktadır. Bu tip preslerin kalıpla beraber çalışma modlarını gösteren resim Şekil 3.6' da görülmektedir.

Mekanik boyutlandırmada standart pres parametrelerine ilave olarak iç koç tabla ölçüsü, yastık tabla ölçüsü gibi parametrelerde önem taşımaktadır. Üç etkili preslerde bu parametreler kalıp ölçülerine göre tasarlanır ancak kalıp ölçüleri parçadan parçaya değişeceği için burada bir takım ölçü sıkıntıları ile karşılaşılır. Bununla beraber bu sıkıntının bir benzeri hidrolik boyutlandırma kısmında da söz konusudur. Hidrolik boyutlandırmada söz konusu olan iç koç kursu, dış koç kursu, koç tabla tonajları gibi değerlerde parça proses kuvvetine göre değişkenlik göstermektedir. Bu nedenlerden dolayı üç etkili preslerin boyutlandırmaları çok zor yapılmaktadır.



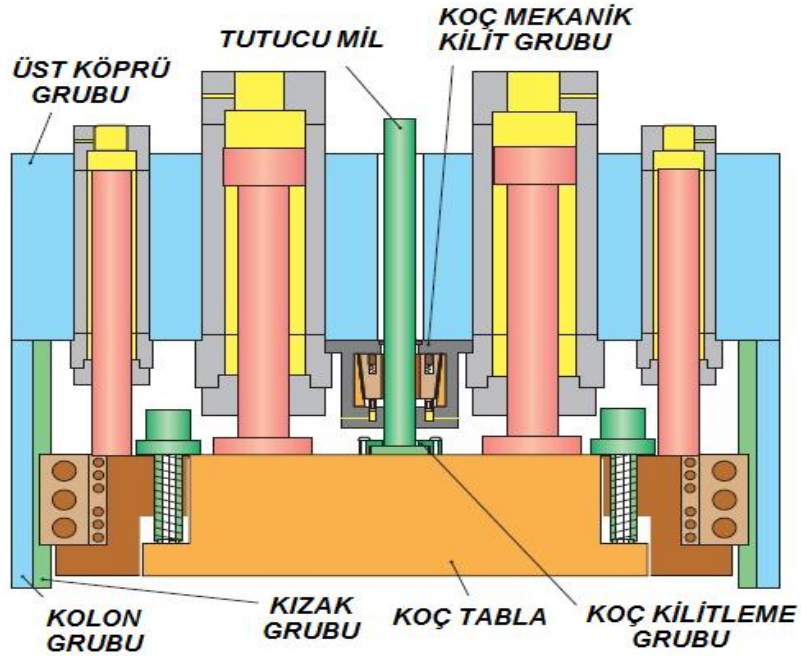
Şekil 3.6 Üç Etkili Mekanik Pres Koç Tabla Ve Yastık Tabla Uygulaması

Bu sıkıntıyı aşmak için otomotiv ana sanayi firmaları kendi üç etkili kalıp tasarımlarını standart hale getirmişler ve dolayısıyla parçadan bağımsız olarak preslerin boyutlandırmasını gerçekleştirmişlerdir. Bu yöntemle kalıpları 3 tipe ayırmışlardır. Bu tipler, küçük parçalar için presler, orta büyüklükteki parçalar için presler ve büyük parçalar için presler olarak sınıflandırılmıştır. Bunun sonucunda pres özellikleri standart hale getirilmiş ve parça hangi pres tipine uygun ise o preste üretilmesi sağlanmıştır. Üç etkili preslerde bu standartlaştırma yapılır iken bilinmesi gereken bir takım tanımlamalar mevcuttur. Bu tanımlamalar ve açıklamaları şu şekilde özetlemek mümkündür.

- Tabla ölçüleri : Bilindiği üzere bir preste alt tabla ölçüleri ile presin en ve genişlik bilgileri elde edilmektedir. Üç etkili preslerde bu bilgi ile beraber iç koç tablanın ölçüleride presin ölçülerini etkileyen bir parametredir. Preste istenen iç koç tonajına ve dış koç tonajına bağlı olarak kullanılacak silindir ölçüleri belirlenir. Bu tonaj ve ölçülere bağlı olarak silindirler bazı durumlarda koç tablaların içerisine bağlanamaz bu tip durumlarda tablanın ölçülerini büyütme gerekebilir. Böyle bir durumda belirlenen tabla ölçülerini değiştirmek anlamına gelmektedir. Bu nedenle üç etkili bir presin boyutlandırması yapılır iken bununla eş zamanlı olarak hidrolik boyutlandırmanın yapılması gerekmektedir. Üç etkili bir preste iç koç tablaya erkek çelik grubu dış koç tablaya ise pot çemberi bağlanmaktadır. Bu durumda erkek çelik ve pot çemberinin ölçülerini standart hale getirmek bu kalıbın bağlanacağı pres tablalarının da standart hale getirmektedir.
- Pres tonajı : Üç etkili preste iç koç tabla erkek çelik grubunu taşımaktadır ve şekillendirmede en yüksek kuvvetin kullanıldığı kısım burasıdır. Dış koç tabla pot çemberini taşımaktadır ve buradaki tonaj parçayı tutmak ve germek için kullanılır. Yastık tabla tonajı iç koç tabla ve dış koç tablanın beraber çalıştığı durumlarda kullanılmaktadır. Dolayısıyla yastık tabla tonajının iç koç + dış koç tonajlarının toplamı kadar ki bir çekme kuvvetinde pot çemberinin tutma kuvvetine sahip olması gerekmektedir. Örneğin iç koç tonajı 800 ton ve dış koç tonajı 400 ton olan bir preste yastık tabla tonajının 1200 ton çekme kuvvetine

göre minimum 300 ton olması gerekmektedir. Bu tonaj pres yastık tablası pot çemberi vazifesi gördüğünde ihtiyaç duyulan tutma kuvveti anlamına gelmektedir.

- Silindir Kursu : Üç etki preslerde, pres yüksekliğinin belirlenmesi için 3 adet kurs bilgisine ihtiyaç vardır. Bunlar iç koç kursu, dış koç kursu ve yastık tabla kursu olarak tanımlanmaktadır. İç koç kursu diğer kurslardan daha büyük olmalıdır. Bunun nedeni üzerine bağlanacak erkek çelik grubunun bağlantısını yapmak amacıyla. Erkek çeliğin prese bağlanabilmesi için iç koçun dışarı çıkması gerekir sonrasında erkek çelik preste yukarı kaldırılarak pot çemberi iç koç üzerine bağlanır. Çalışma esnasında ise parça çekme derinliğine bağlı olarak dış koç tabla iç koç tablanın önünde yer alır ve ondan çalışma esnasında ondan daha fazla kurs yapar. Yastık tabla ise presin koç tablaları beraber çalışır ike kalıbın çekme derinliğine bağlı olarak kursunu gerçekleştirir. Yastık tabla kursu parçanın çekme derinliğine göre kursunu tamamlar. Üç etkili bir preste hidrolik silindirlerin bağlantı ve çalışma şeklini gösteren resim Şekil 3.7' de verilmiştir.



3.1.4. Üç etkili preslerde çalışma eğrisi ve çevrim zamanı

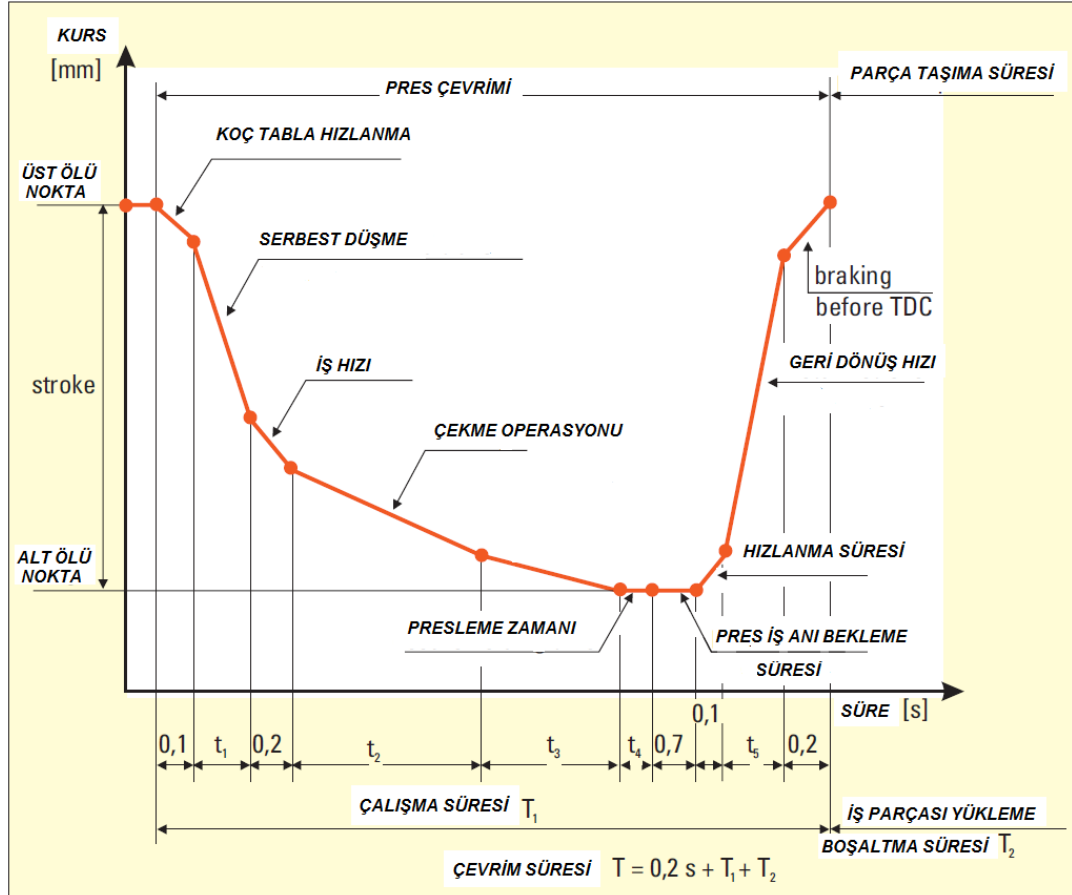
Hidrolik preslerin çalışmasında değişken 3 adet parametre bulunmaktadır. Bu parametreler pres tonajı, koç tabla kursu ve presin toplam çevrim süresi yani hızıdır. Hidrolik preslerde tonaj çalışma basıncına bağlı olarak artar veya azalır. Preslerde seri üretim çalışma koşullarında ise bağlanacak kalıba bağlı olarak bazen değişken bazen ise sabit değerlerde bulunur. Üç etkili preslerde genel hesaplamalar maksimum çalışma basıncı referans alınarak hesaplandığı için yapılacak uygulamada da bu değer sabit tutulacaktır.

Koç tabla kurs değeri ise bağlanan kalıbın kapalı kalıp yüksekliğine göre değişmektedir. Pres içerisine bağlanan kalıplar belli bir değer aralığında olmalıdır ki böylece ihtiyaç duyulan presleme kuvveti pres içerisinde oluşturulabilsin. Üç etkili preslerde kalıp yüksekliği değerinden bağımsız olarak preste üretilecek kuvvet aynı olmalıdır. Bu değerlerin aynı kalabilmesi için girilen pres yüksekliğine bağlı olarak presin serbest düşme hızı mesafesi iş hızı mesafesi ve geri dönüş mesafesi değerleri de preste çalışmaya başlamadan önce girilmesi gereken değerlerdir.

Preslerde toplam çevrim süresi değeri 3 değerlerin toplanmasına eşittir. Bu değerler, serbest düşme mesafesi, iş hızı mesafesi ve geri dönüş hızı mesafesinden çıkan süre şeklinde tanımlanmaktadır. Bu değerler debi değeri değiştirilerek artırılabilir veya azaltılabilir. Preslerin üretim içerisinde performansları dakikadaki yaptıkları vuruş sayısına bağlıdır. Bu konu ile ilgili örnek vermek gerekir ise, dakikada 15 vuruş yapan bir hidrolik preste, bir adet parça üretimi için harcanan toplam süre 4 sn dir. Bu sürenin içerisinde parça yükleme ve boşaltma zamanında bulunmaktadır. Buna göre bu tip bir imalat için 1 sn parça yükleme 1 sn parça boşaltma alınır ise bu presin toplam çevrim süresi 2 sn olarak hesaplanabilir. Toplam çevrimi 2 sn olan bir preste koç tabla inişi için 1 sn ve çıkışı içinde 1 sn değerleri alınır ise bu değerlerin sağlanması için ihtiyaç duyulan basınç ve debi değerleri hesaplanabilir.

Yukarıda bahsedilen 3 ana parametrenin kontrolü ve girilen değerlerine karşı çalışma eğrilerinin elde edilmesi, günümüzde endüstriyel tabanlı bilgisayarlar yardımı ile yapılmaktadır. Ancak hidrolik preslerde tasarım öncesinde zamanların belirlenmesi gerekmektedir. Presin çalışma sürelerine bağlı olarak hidrolik sistem tasarımı yapılacağı

için gerekli hız bilgilerinin baştan planlanması ve buna göre tasarım faaliyetlerinin başlaması gerekir. Şekil 3.8' de bir hidrolik presin çalışma zamanlarını bir eğri üzerinde nasıl olması gerektiğine ait örnek bulunmaktadır. Bu eğriler bahsedilen bilgisayarlar tarafından da sağlanara preslerin genel çalışma eğrileri oluşturulmaktadır.



Şekil 3.8 Hidrolik Presin Çalışma Eğrisi ve Zamana Bağlı Değişkenler

3.1.5. Üç etkili presin mekanik tasarımı

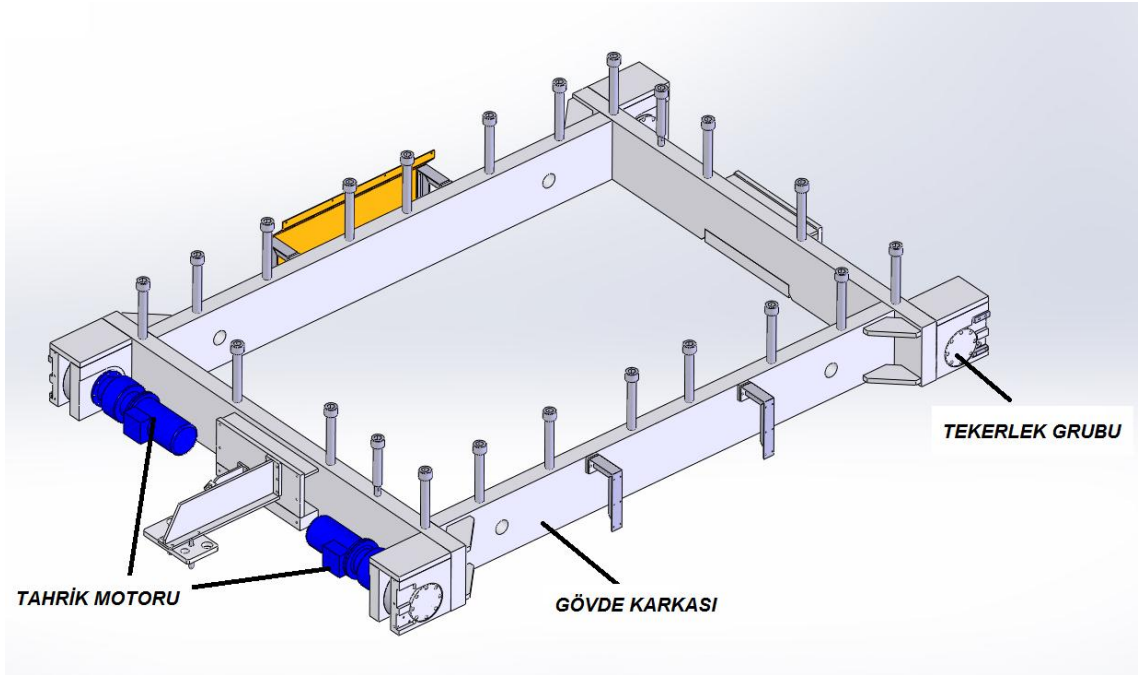
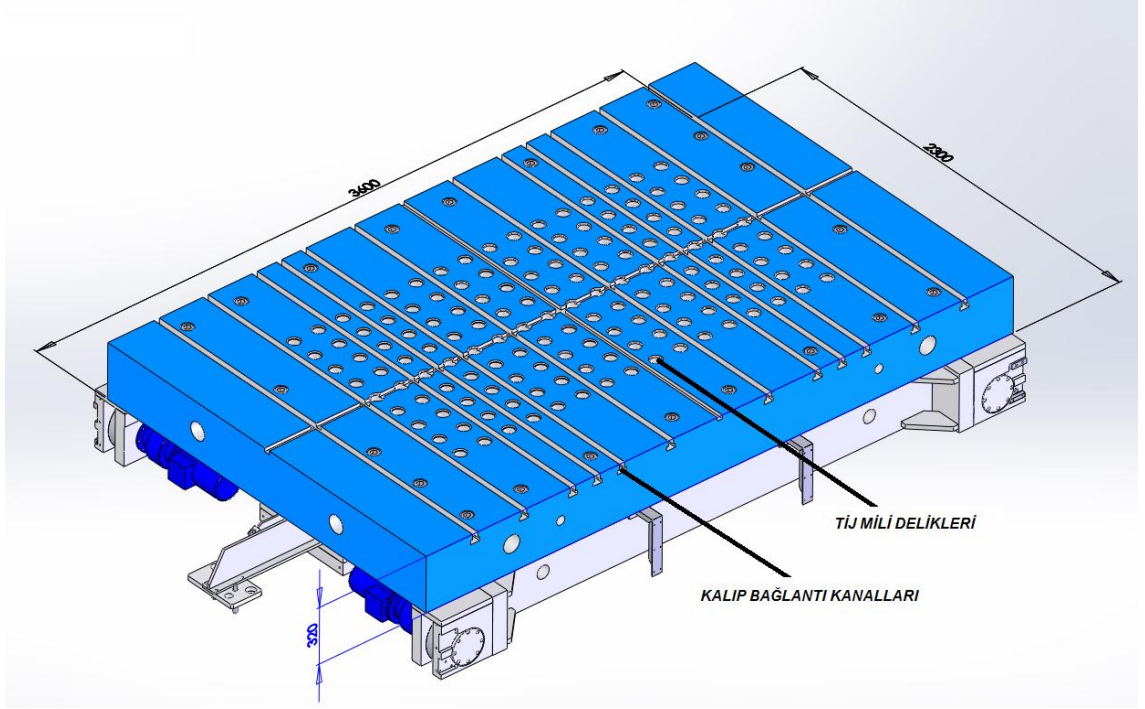
Bu bölümde üç etkili hidrolik presin tabla ölçülerine göre mekanik tasarım faaliyetleri ve analiz uygulamaları gerçekleştirilecektir. Mekanik tasarımın başlangıcında presin tabla ölçüleri belirlenir ve tabla ölçülerine göre presin mobil tablalı veya tek parça gövdeli tip olacağı konusu sorgulanır. Bu projede tasarımı yapılacak olan pres çok parçalı gövdeli ve mobil tablalı olarak tasarlanmıştır. Mobil tabla kolonların arasında hareket edecek ve kolonun arasında çalışacaktır. Bunun nedeni yapılacak presin hatbaşı

presi olması ve preste iş parçası yükleme işleminin robotla yapılacak olmasıdır. Günümüzde yüksek tonajlı pres uygulamalarında basılacak parçaların ağırlıklarının fazla olması nedeni ile (10 kg ve üstü) preslerde parça yükleme ve boşaltmalarda robotlar çalıştırılmaktadır. Bu çalışmaya ait örnek bir pres hattı resmi Şekil 3.9' da görülmektedir.



Şekil 3.9 Hat başı preslerde mobil tabla uygulaması

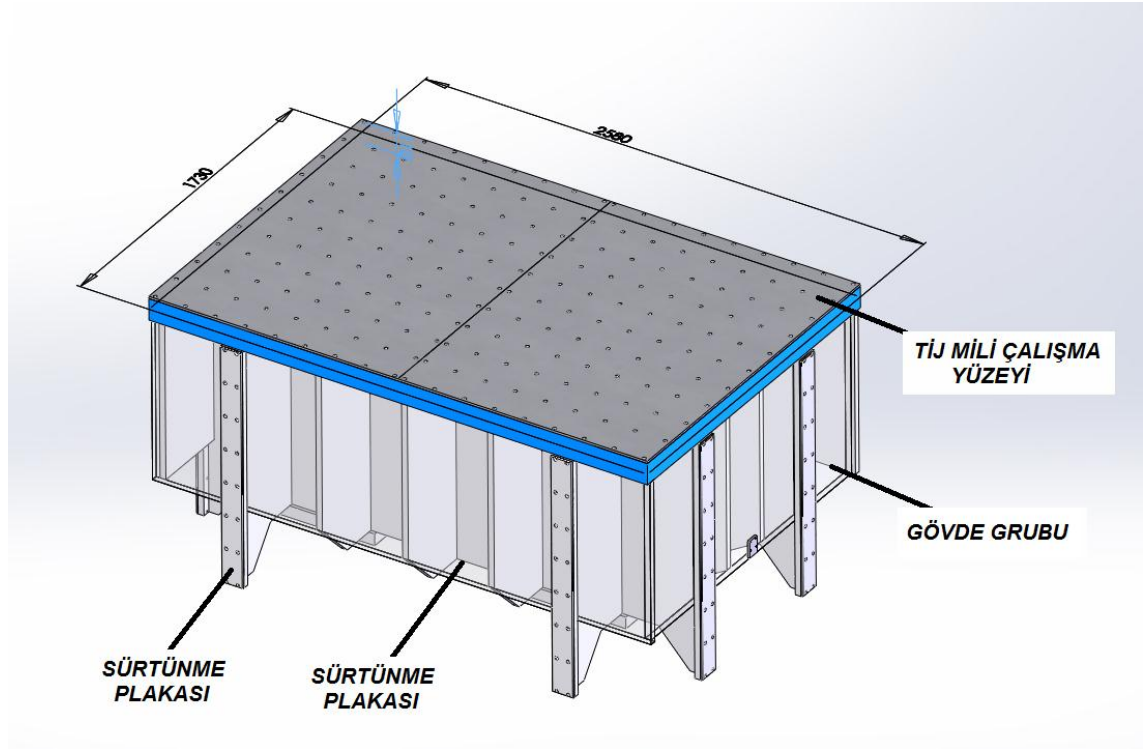
Bu bilgilere göre öncelikle mobil tabla tasarımı ile mekanik tasarım faaliyetleri başlayacaktır. Şekil 3.10' da presin bu kabullere göre yapılmış mobil tabla tasarımı ve tabla ölçüleri görülmektedir. Mobil tabla elektrik motoru ile tahrik edilmektedir ve tablanın istenen konumda durması için yavaşlama ve durdurma sensörleri kullanılmaktadır. Mobil tabla pres içerisine girdiğinde tablanın yukarı yönde hareket etmesini engelleyen kilitleme silindirleri kullanılmaktadır. Mobil tablanın üzerinde tij milerinin çalışacağı delikler ve alt kalıbın bağlantısı için bağlantı kanalları açılmıştır.



Şekil 3.10 Mobil tabla mekanik tasarımı

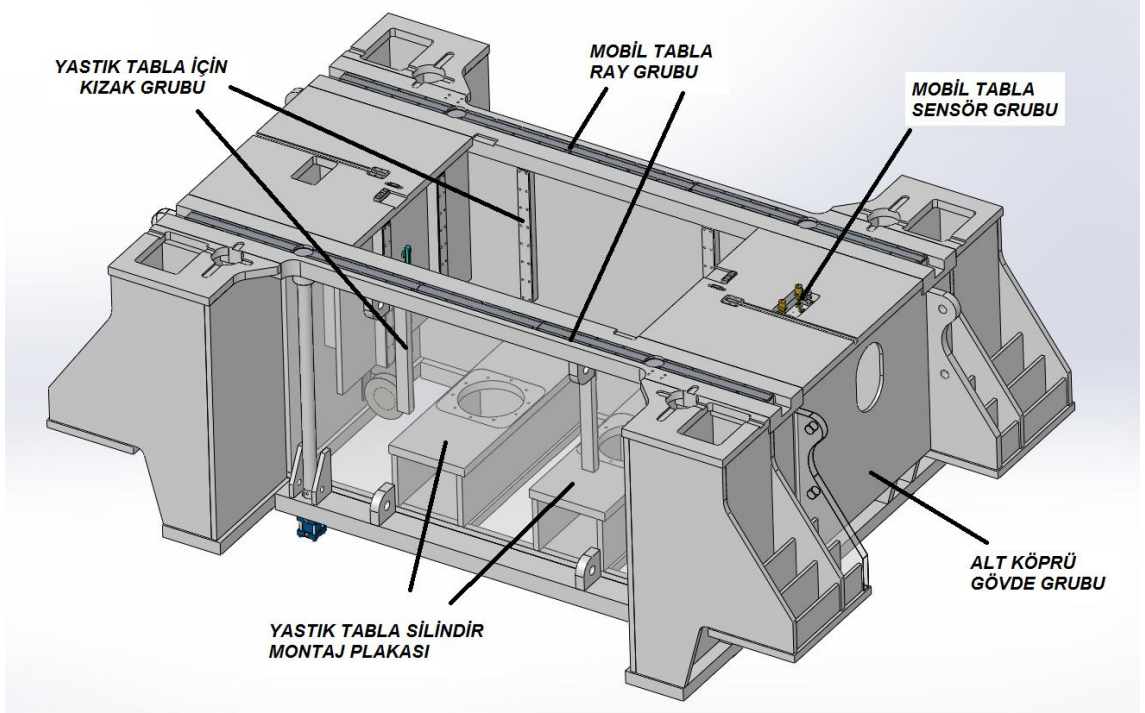
Şekilden görüleceği üzere tabla ölçüleri 3600 mm x 2300 mm dir. Bu ölçülere göre presin yastık tabla tasarımı yapılır. Yastık tabla ölçüleri mobil tabla üzerindeki tij deliklerini karşılayacak ölçülerde olmalıdır. Yastık tabla hareketi hidrolik silindirler ile sağlanır bunun için gerekli silindir seçimi hidrolik tasarım kısmında ele alınacaktır.

Yastık tablanın tasarımı ile alt köprü grubunun tasarımında şekillenmektedir. Alt köprü grubu ve yastık tabla tasarımı ile presin oturacağı temel planına ait ölçülerde bulunur ve buna uygun temel planı tasarımı yapılır. Şekil 3.11' de presin yastık tablasına ait tasarım görülmektedir. Yastık tablanın yataklaması için yan yüzeylerde sürtünme plakaları kullanılmıştır. Tablanın üst yüzeyünde kullanılan plaka tij millerini çalıştıracacağı için bu plakanın malzemesi yüzeyi sertleştirilebilir türden olmalıdır.



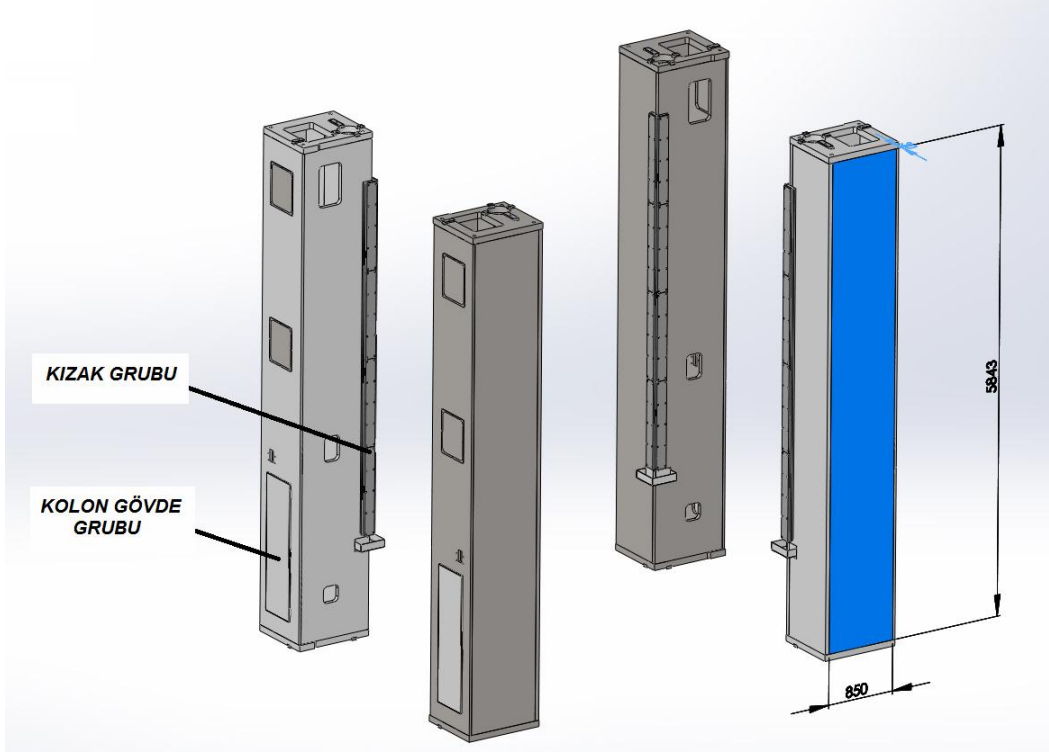
Şekil 3.11 Yastık tabla mekanik tasarımı

Yastık tablanın mekanik tasarımı ile beraber alt köprü grubunda mekanik tasarımı için gerekli ölçüler bulunmaktadır . Bu ölçülere göre yapılan alt köprü tasarımı Şekil 3.12' de görülmektedir. Bu tasarım sonucunda presin kolon grubuna ait ölçülerde belirlenmektedir. Alt köprü tamamen kaynaklı konstrüksiyon ile üretilmesi planlanmıştır. Yastık tabla ile çalışan kızak yüzeyleri de resimde görülmektedir. Alt köprü grubu üzerinde ayrıca mobil tablanın hareket ettiği ray grupları da bulunmaktadır. Mobil tablanın pres içerisindeki pozisyonunu algılayan konum sensörleride alt köprü grubunun içerisinde yer alır.

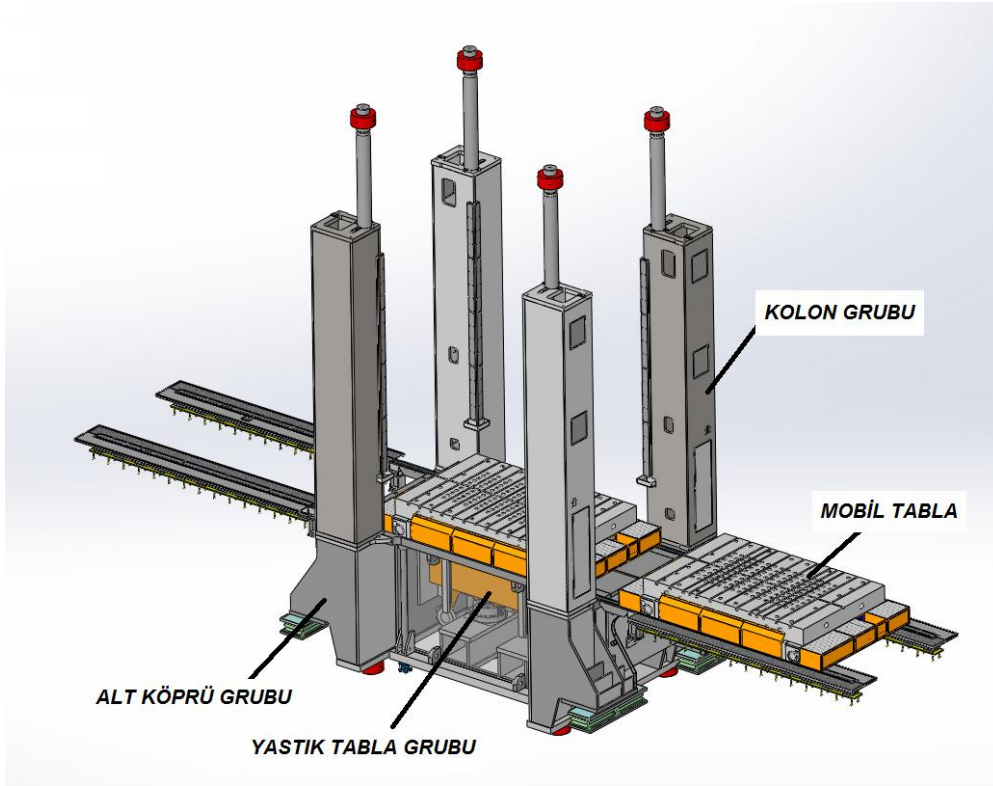


Şekil 3.12 Alt köprü grubu mekanik tasarımı

Alt köprü grubunun tasarımı sonrasında presin kolon gruplarının tasarımı yapılır. Kolon grupları presin tabla ölçüleri ve mobil tablanın çalışma yönü dikkate alınarak ayrı ayrı dört parça olarak tasarlanır. Kolon grubunun tasarımı Şekil 3.13' de görülmektedir. Bu tasarımda kolon grubunun yüksekliği koç tablanın kursu ile orantılı olarak değişmektedir. Presin kurs bilgileri ise tablalar arası max ve minimum mesafeye bağlıdır. Tablalalar arası maksimum açıklık 2400 mm ve minimum açıklık ise 850 mm olacaktır. Bu değerlerin birbirinden çıkarılması ile 1550 mm kurs değeri hesaplanır. Bulunan bu kurs değerine göre şekilde verilen kolon tasarımı gerçekleştirilmiştir. Kolon grubunun üzerinde koç tablanın çalışacağı kızak grupları da bulunur. Kolon grubu tasarımı sonrasında presin tasarımı yapılan diğer gruplarını gösteren resim Şekil 3.14' te görülmektedir. Resimde kolon grubunun tasarımı sonrasında koç tablaların tasarımları yapılmış ve ardından üst köprü grubunun tasarımı ile presin genel ölçülerine ait mekanik tasarımlar tamamlanmıştır.

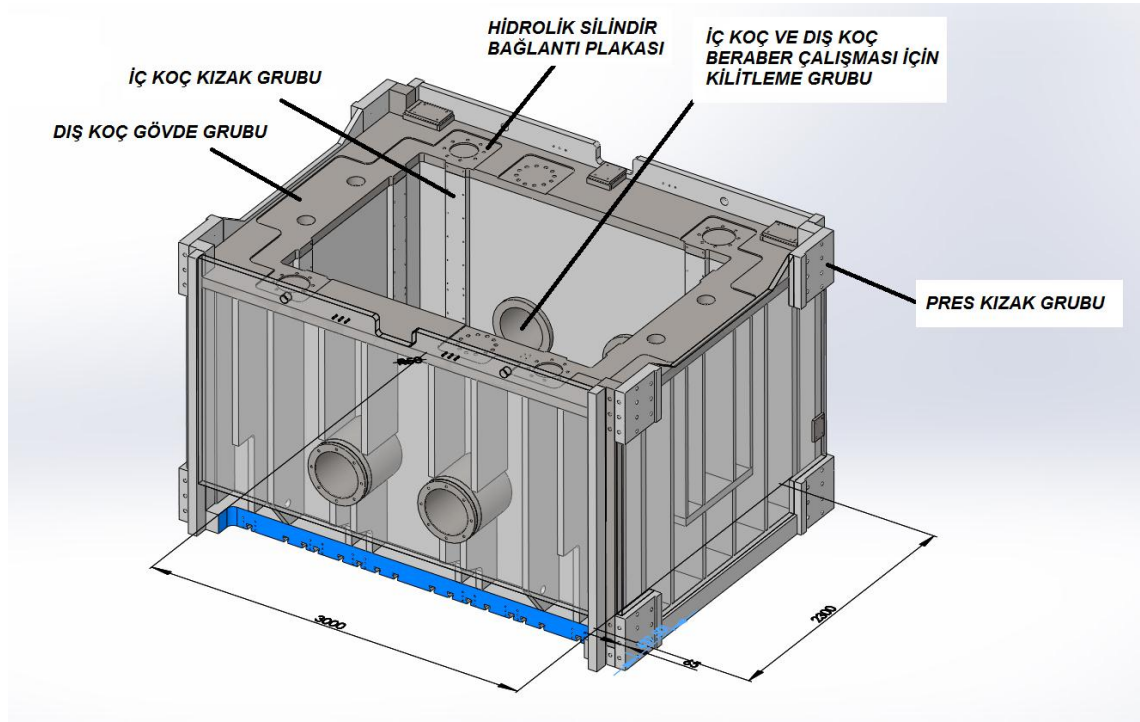


Şekil 3.13 Kolon grubu mekanik tasarımı



Şekil 3.14 Pres alt grup elemanları mekanik tasarımı

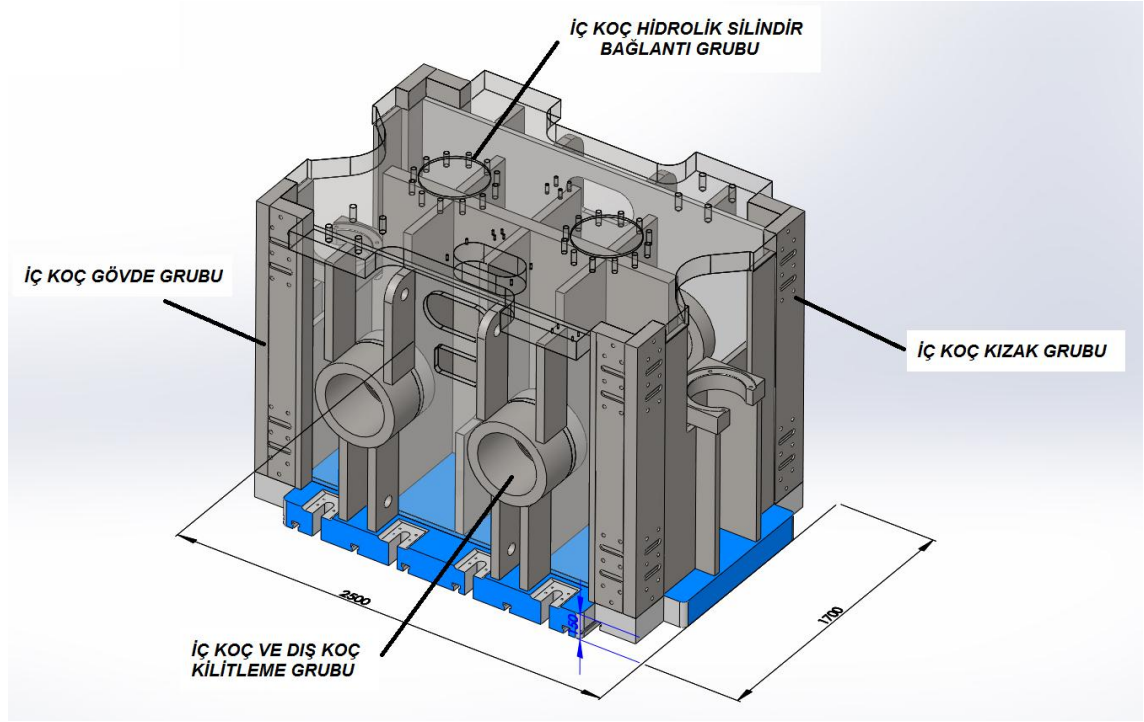
Kolon grubunun tasarımı ile ortaya çıkan kızak ölçülerine göre presin dış koç tablasının mekanik tasarım çalışması yapılır. Tasarımda koç tabla üzerine bağlanacak hidrolik silindirler ve iç koç ile beraber çalışması için sistemi kilitleyen silindirlerin yerleri belirlenir. Bu bölgelerde çalışacak silindirlerin tasarım ölçüleri hidrolik hesaplamalara göre bulunur. Dış koç tablanın içerisinde çalışan iç koç tablanın kızak grupları da bu tasarım faaliyeti ile beraber gerçekleştirilir. Şekil 3.15' de bu kriterlere göre tasarımı yapılan dış koç tabla ve buna ait tabla ölçülerini gösteren resim bulunmaktadır.



Şekil 3.15 Dış koç tabla grubu mekanik tasarımı

Dış koç tabla tasarımı ile belirlenen iç koç tabla ölçüleri ve kızak yerleşimine bağlı olarak yapılan tasarım çalışmaları Şekil 3.16' da görülmektedir. Burada iç koç tablanın ölçüleri ve üzerine bağlanan silindirlerin bağlantı plakaları görülmektedir. İç koç ile dış koçun beraber çalışması durumunda devreye giren kilitleme silindirlerinin çalışma konumları da tasarım içerisinde bulunmaktadır. Tasarımı yapılan iç koç tabla ve dış koç tablanın ölçülerine göre preste kullanılacak toplam silindir sayısında belirlenmiştir. Dış tabla tasarımına göre burada tabla hareketi için 4 adet hidrolik silindir kullanılacaktır. Aynı şekilde iç koç tabla tasarımına göre gerekli hareketlerin yapılması için 2 adet hidrolik silindir kullanılır. Belirlenen bu sayılara göre ve mevcut mekanik tasarıma

bağlı olarak kullanılan hidrolik silindirlerin hesabı ve boyutlandırması hidrolik tasarımı kısmında ele alınacaktır.

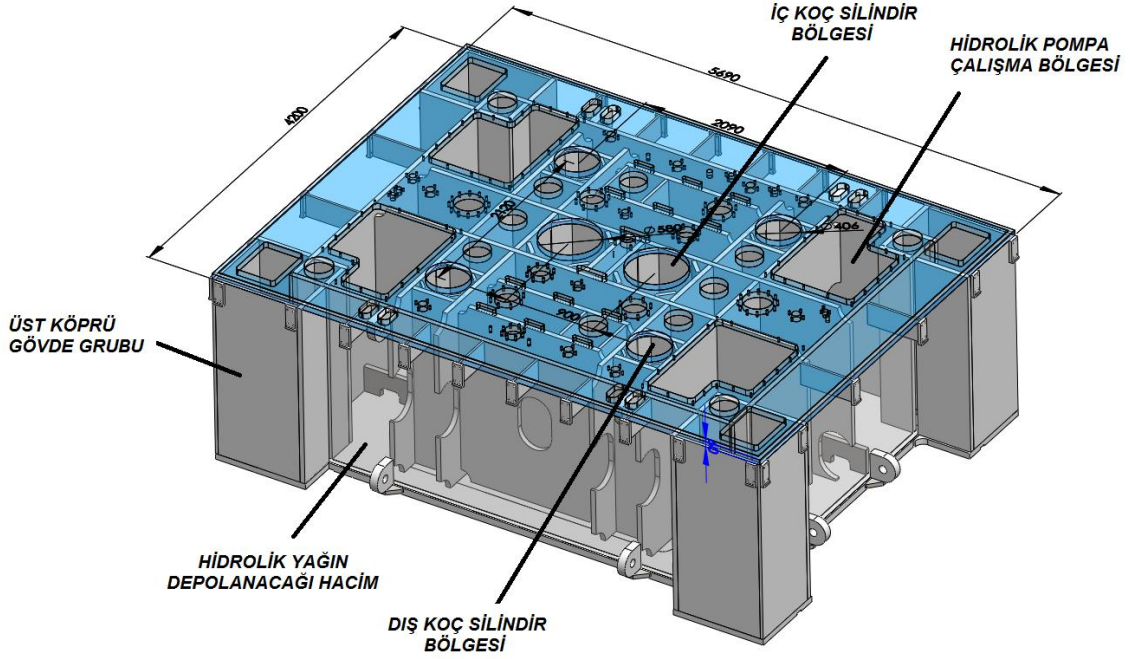


Şekil 3.16 İç koç tabla grubu mekanik tasarımı

Üç etkili presin mekanik tasarımı konusunda yapılacak olan son tasarım faaliyeti üst köprü grubunun tasarımıdır. Üst köprü grubu üzerinde genelde, koç tablaları hareket ettiren silindirler bulunmaktadır. Ancak yüksek tonajlı hızlı tip çalışan bir üç etkili hidrolik preste, üst köprü grubu aynı zamanda hidrolik yağın depolandığı tank olarakta kullanılmaktadır. Şekil 3.17' te yapılan prese ait üst köprü grubunun tasarımı bulunmaktadır. Tasarımda silindir bağlantı delikleri ile beraber üst köprü grubunun iç yapısıda görülmektedir. Üst köprü grubunun içerisinde yağın depolandığı kısımda dalgakıran olarka tanımlanan bölmeler ve bu bölmelerin iç yapısı şekilde görülmektedir.

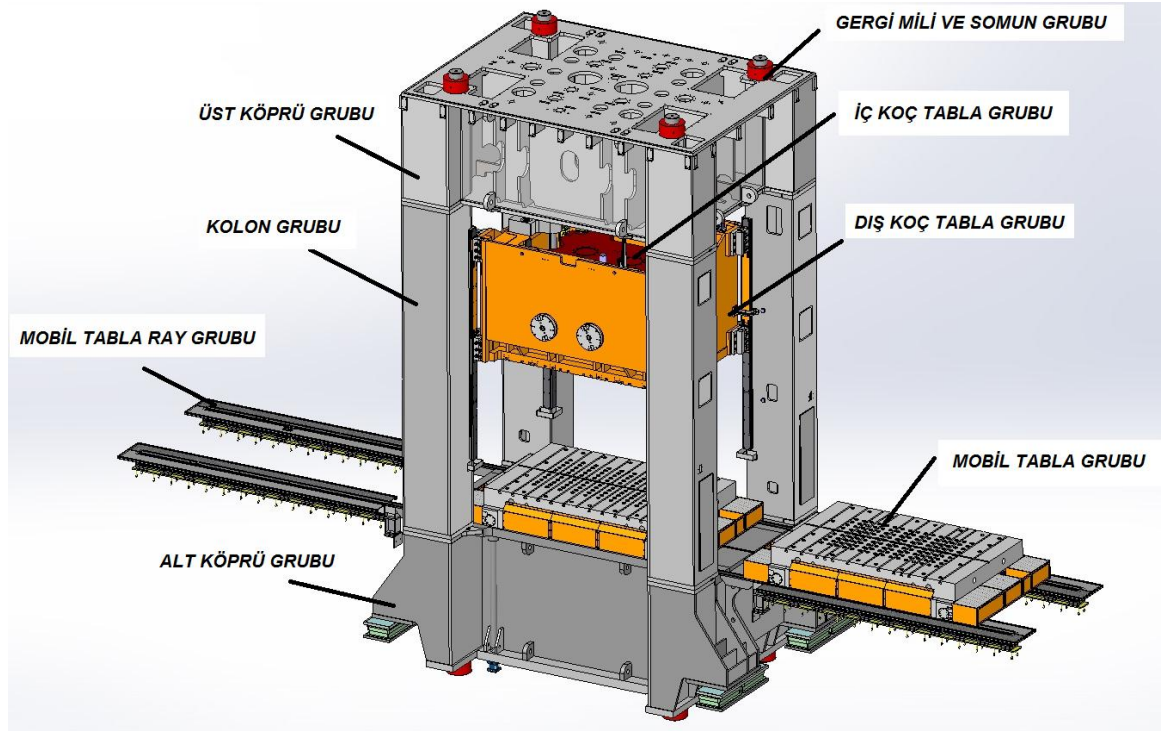
Üst köprüde yağın emme ve basma anında oluşturacağı karşı yönlü hareketleri minimum seviyeye indirecek dalga kıranlar ve pompaların çalışması için gerekli boş hacim bölgeleri oluşturulmuştur. Üst köprü grubun yükseklik ölçüsü, üst köprünün alacağı yağ miktarını belirler ki buda presin çalışma hızına etki etmektedir. Yapılan tasarımda üst köprü için toplam hacim 15 000 lt olacak şekilde tasarım faaliyeti yapılmıştır. Bu değer silindir çap ve kurslarına bağlı olarak yapılacak hesaplamalar

sonucunda tasarıma net olarak yansıtılır. Ancak bu tasarımda ihtiyaç duyulan yağ hacmi kadar mevcut mekanik tasarımda emniyeti göz önünde bulundurulacağı için tasarımın nihai hali hidrolik ve mekanik analizler sonrasında belirlenir.



Şekil 3.17 Üst köprü grubu mekanik tasarımı

Üst köprü grubunun mekanik tasarımı ile beraber üç etkili hidrolik prese ait mekanik tasarım faaliyetleri tamamlanmıştır. Yapılan tasarım sonucunda presin mevcut durumunu gösteren resim Şekil 3.18' te görülmektedir. Prese ait yapılacak sonraki tasarım çalışmasında hidrolik hesaplamalar ve bu hesaplamalara göre bulunan hidrolik silindirlere mekanik tasarım içerisine yerleştirilecek ve böylece presin genel tasarım faaliyetleri tamamlanacaktır. Mekanik tasarım faaliyetlerinde ön görülen silindir ölçüleri ve adetlerinin hidrolik hesap kısmında doğrulama işlemleri gerçekleştirilir ve mekanik tasarımda revize edilmesi gereken kısımlarda gerekli ölçüsel değişiklikler yapılır. Mekanik tasarım sonucunda presin tabla ölçüleri, mobil tabla çalışma şekli, presin toplam yüksekliği gibi temel ölçüler elde edilmiştir. Bununla beraber presin hidrolik hesabında kullanılacak koç tabla ağırlığı, mobil tabla ağırlığı, yağ tankı hacmi gibi değerlere ulaşılır.



Şekil 3.18 Üç etkili presin mekanik tasarımı

3.1.6. Üç etkili presin hidrolik devre elemanlarının tasarım

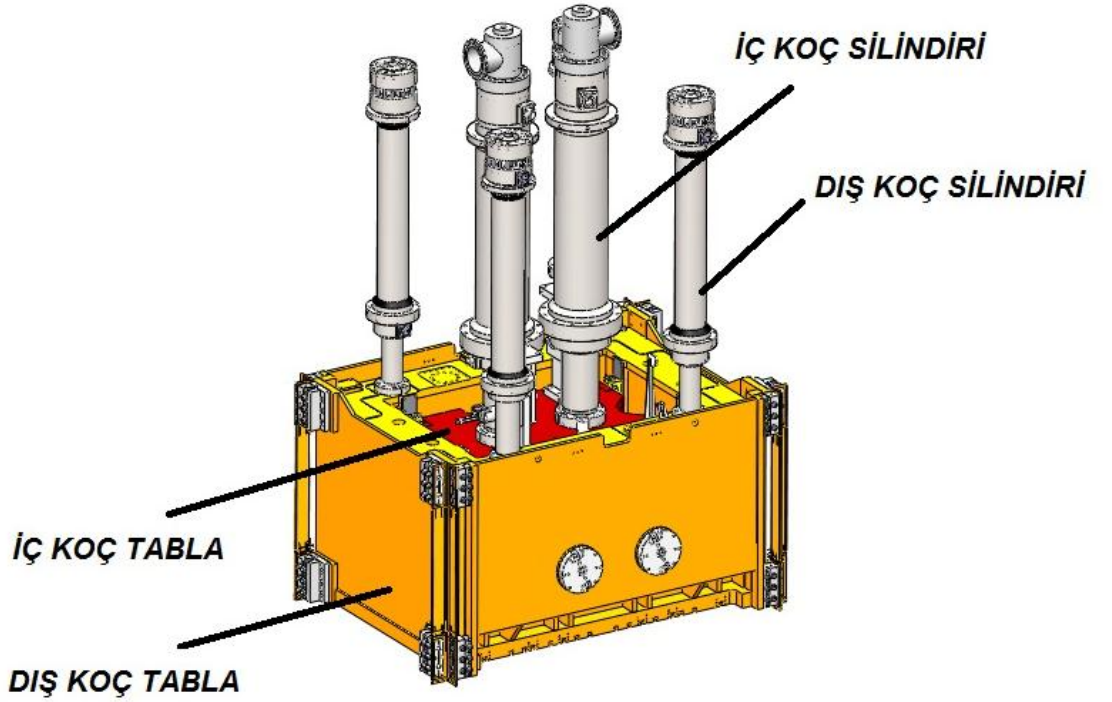
Hidrolik tasarım kısmında yapılan ilk hesaplama, sistemde kullanılacak silindirlerin çalışma basıncına bağlı ölçülerinin bulunmasına yöneliktir. Bunun için belirlenmesi gereken ilk parametre çalışma basıncı değeridir. Sistem üç etkili olarak çalışacağı için hesaplamalarda üç farklı çalışma basıncına göre yapılacaktır. Hesaplamalar önce iç koç silindirleri sonrasında dış koç silindirleri ve son olarakta yastık tabla silindirlerine göre gerçekleştirilir. Bu üç grup için referans alınarak bulunan tonaj ve çalışma basıncı değerleri aşağıdaki Çizelge 3.1' de görülmektedir.

Çizelge 3.1 Pres basınç ve kuvvet değerleri

AÇIKLAMA	ÇALIŞMA BASINCI (Bar)	ÜRETİLECEK KUVVET (Ton)	SİLİNDİR SAYISI
İÇ KOÇ GRUBU	320	800	2
DIŞ KOÇ GRUBU	300	400	4
YASTIK TABLA GRUBU	200	400	2
İÇ KOÇ+ DIŞ KOÇ BERABER ÇALIŞMA	310	1200	6

İç koç silindir hesabı :

İç koç tablada 2 adet hidrolik silindir kullanılır ve bu silindirler ile toplamda 800 ton luk bir kuvvet sağlar. Bu kuvvet değerinin elde edilmesi için 800 tonluk kuvvet değeri ve 320 bar çalışma basıncı değerine göre, iç koç hidrolik silindirlerinin hesabı aşağıdaki şekilde yapılmaktadır. Şekil 3.19' da iç koç ve dış koç tablada kullanılacak hidrolik silindirlerin yerleşimine ait resim görülmektedir.



Şekil 3.19 Koç tabla hidrolik silindirlerinin yerleşimi

$$P = \frac{F}{A} \Rightarrow A = \frac{F}{P} = \frac{800 * 10^4 N}{320 * 10^5 N/mm^2} = 0,25 m^2$$

$$A = 2500 cm^2, \quad A_{SİL} = \frac{2500}{2} = 1250 cm^2$$

$$A_{SİL} = \pi r^2 \Rightarrow r = 19,95 cm \Rightarrow d = 39,9 cm \cong d = 40 cm$$

$$d = 40 cm \text{ için } A_{SİL} = A_1 = 1256 cm^2$$

Toplam Silindir Tutma Kuvveti = 100 ton , Tutma Basıncı = 180 bar

$$P = \frac{F}{A} \Rightarrow A = \frac{F}{P} = \frac{100 * 10^4 N}{180 * 10^5 N/mm^2} = 0,06 m^2$$

$$A_{TUTMA} = 600 cm^2 \Rightarrow 2 \text{ adet silindir için} \quad \underline{A_{TUTMA} = 300 cm^2}$$

$$A_3 = A_{SIL} - A_{TUTMA} = 1256 - 300 = 956 cm^2$$

$$A_3 = \pi r^2 \Rightarrow \underline{d_3 = 35 cm}$$

Silindir Ölçüleri : Ø 400 mm / Ø 360 mm Kurs : 1865 mm

Dış koç silindir hesabı :

Dış koç tablada toplam 4 adet hidrolik silindir kullanılır. Bununla beraber dış koç tabla için maksimum çalışma basıncı 300 bar olarak ve toplam kuvvet 400 ton olarak kabul edilir ise, bu iki değere bağlı yapılacak silindir hesabı aşağıdaki şekilde gerçekleştirilir.

$$P = \frac{F}{A} \Rightarrow A = \frac{F}{P} = \frac{400 * 10^4 N}{300 * 10^5 N/mm^2} = 0,133 m^2$$

$$A = 1333 cm^2, \quad A_{SIL} = \frac{1333}{4} = 333,25 cm^2$$

$$A_{SIL} = \pi r^2 \Rightarrow r = 10,3 cm \Rightarrow d = 20,6 cm \cong d = 21 cm$$

$$\underline{d = 21 cm için \quad A_{SIL} = A_1 = 346 cm^2}$$

Toplam Silindir Tutma Kuvveti = 80 ton , Tutma Basıncı = 180 bar

$$P = \frac{F}{A} \Rightarrow A = \frac{F}{P} = \frac{80 * 10^4 N}{180 * 10^5 N/mm^2} = 0,04 m^2$$

$$A_{TUTMA} = 400 cm^2 \Rightarrow 4 \text{ adet silindir için} \quad \underline{A_{TUTMA} = 100 cm^2}$$

$$A_3 = A_{SIL} - A_{TUTMA} = 346 - 100 = 246 cm^2$$

$$A_3 = \pi r^2 \Rightarrow \underline{d_3 = 18 cm}$$

Silindir Ölçüleri : Ø 210 mm / Ø 180 mm Kurs : 1670 mm

Yastıklama silindir hesabı :

Yastıklama grubunda 2 adet hidrolik silindir kullanılır. Bu silindirler toplam 400 ton kuvvet oluştururlar ve bu kuvveti 200 bar çalışma basıncında yastık tablaya iletirler.

$$P = \frac{F}{A} \Rightarrow A = \frac{F}{P} = \frac{400 * 10^4 N}{200 * 10^5 N/mm^2} = 0,2 m^2$$

$$A = 2000 cm^2, A_{SİL} = \frac{2000}{2} = 1000 cm^2$$

$$A_{SİL} = \pi r^2 \Rightarrow r = 17,85 cm \Rightarrow d = 35,7 cm \cong d = 36 cm$$

$$d = 36 cm \text{ için } A_{SİL} = A_1 = 1018 cm^2$$

Toplam Silindir Tutma Kuvveti = 50 ton , Tutma Basıncı = 100 bar

$$P = \frac{F}{A} \Rightarrow A = \frac{F}{P} = \frac{50 * 10^4 N}{100 * 10^5 N/mm^2} = 0,05 m^2$$

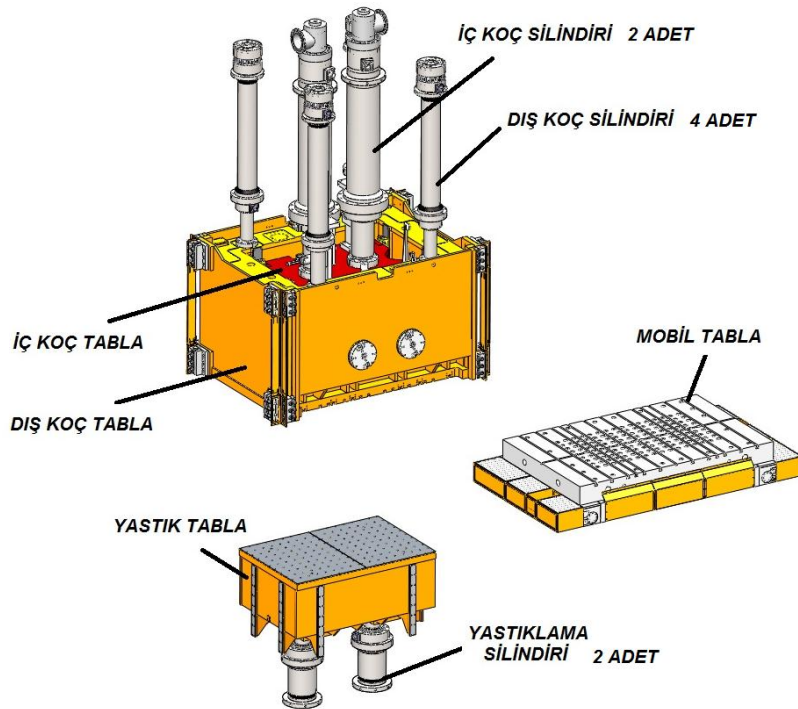
$$A_{TUTMA} = 500 cm^2 \Rightarrow 2 \text{ adet silindir için } \underline{A_{TUTMA} = 250 cm^2}$$

$$A_3 = A_{SİL} - A_{TUTMA} = 1018 - 250 = 768 cm^2$$

$$A_3 = \pi r^2 \Rightarrow \underline{d_3 = 31 cm}$$

Silindir Ölçüleri : Ø 360 mm / Ø 310 mm Kurs : 825 mm

Yukarıda hesaplanan ölçülere göre silindirlerin presin mekanik tasarımı içerisinde yerleşimini gösteren resim Şekil 3.20' de görülmektedir.



Şekil 3.20 Üç etkili preste hidrolik silindir yerleşimi

Debi Hesabı :

Debi hesabı yapılır iken yukarıdaki kısımda hesaplanan hidrolik silindirlerin kesit alanları, hidrolik silindir hesabı yapılırken kullanılan pres kuvvet değerleri ve presin çalışma hızları kullanılır. Burada pres kuvvetleri ve kesit alanı değerleri bir önceki sayfada bulunmaktadır. Prese ait hız değerleri ise aşağıda verilmiştir. Bu hız değerleri konvansiyonel bir hidrolik preste dakikadaki vuruş sayısına bağlı olarak 4-6 vuruş arasında gerçekleşir. Ancak tasarımı yapılan hızlı tip hidrolik preste bu değer 15 vuruş olarak referans alınmıştır. Bu değer 15 vuruş olarak alınmasının sebebi, hidrolik pres ile aynı hatta çalışan diğer mekanik preslerin vuruş sayısının da 15 ile 16 vuruş arasında gerçekleşmesidir. Bu açıklamalara bağlı olarak yapılacak debi hesabı için kullanılan değerler aşağıda bulunmaktadır.

$$F = 400 \text{ ton} + 800 \text{ ton} = 1200 \text{ ton}$$

$$P_1 = 320 \text{ bar} , P_2 = 300 \text{ bar} , P_3 = 200 \text{ bar}$$

$$\text{İç Koç Silindir için : } A_1 = 1256 \text{ cm}^2 , A_2 = 240 \text{ cm}^2 , 1 \text{ adet silindir için}$$

$$\text{Dış Koç Silindir için : } A_1 = 346 \text{ cm}^2 , A_2 = 92 \text{ cm}^2 , 1 \text{ adet silindir için}$$

$$\text{Yastık tabla Silindir için : } A_1 = 1018 \text{ cm}^2 , A_2 = 264 \text{ cm}^2 , 1 \text{ adet silindir için}$$

$$\text{Presin dakikadaki vuruş sayısı : } 15 \text{ adet}$$

$$\text{Presin toplam Çevrim Süresi : } 4 \text{ sn}$$

$$\text{Koç tablanın toplam kursu : } C : 900 \text{ mm}$$

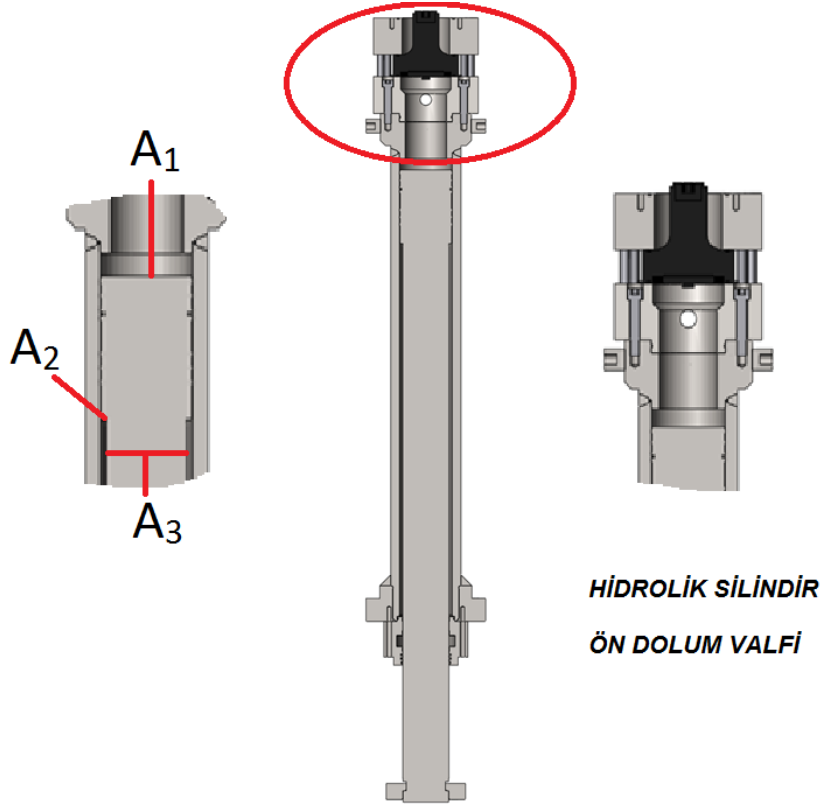
$$\text{Koç tablanın serbest düşme hızı : } V_{SD} = 750 \text{ mm/sn} , t = 1 \text{ sn}$$

$$\text{Koç tablanın presleme anındaki hızı : } V_{İŞ} = 150 \text{ mm/sn} , t = 2 \text{ sn}$$

$$\text{Koç tablanın presleme sonrası geri dönüş hızı : } V_{GD} = 900 \text{ mm/sn} , t = 1 \text{ sn}$$

Pres için yapılacak debi hesabı iç koç, dış koç ve presin iş anındaki hızlarına bağlı olarak hesaplanır. Hesaplanan bu debi değerlerinden bulunan maksimum değer, presin ihtiyaç duyacağı pompa ve motor gücü hesabında kullanılır. Hesaplanan debi değerlerine bağlı olarak ayrıca hidrolik silindirlerin önünde kullanılan ön dolum valflerinin de tipi ve kapasitesi belirlenmektedir. Ön dolum valfleri çalışma prensibi olarak aç-kapa tipli valflerdir. Ancak bu valfler özellikle hızlı çalışan hidrolik preslerde, silindir arkasında çalışarak silindirlerin ihtiyaç duyacağı yağ pompalar tarafından

basılmaksızın silindirlere iletirler. Ön dolum valflerinin avantajları debi hesabı sonrasında karşılaştırmalı olarak verilecektir.



İç koç silindirleri için ön dolum valfi ve debi hesabı :

$$Q_1 = A * V = 1256 (\text{cm}^2) * 750 (\text{mm/sn}) = 12,56 (\text{dm}^2) * 7,5 (\text{dm/sn})$$

$$Q_1 = 94,2 \text{ dm}^3/\text{sn} * 60 (\text{sn değerini dk ya çevirmek için})$$

$$Q_1 = 5652 \text{ dm}^3/\text{dk} = \underline{5652 \text{ lt/dk}} \text{ ön dolum için gerekli debi .}$$

İç koç mil tarafı debi hesabı :

$$Q_2 = A * V = 240 (\text{cm}^2) * 750 (\text{mm/sn}) = 2,4 (\text{dm}^2) * 7,5 (\text{dm/sn})$$

$$Q_2 = 18 \text{ dm}^3/\text{sn} * 60 (\text{sn değerini dk ya çevirmek için})$$

$$Q_2 = 1080 \text{ dm}^3/\text{dk} = \underline{1080 \text{ lt/dk}}$$

$$Q_{2T} = 1080 \text{ lt/dk} * 2 (\text{Sil. Sayısı}) = \underline{2160 \text{ lt/dk}}$$

Dış koç silindirleri için ön dolum valfi ve debi hesabı :

$$Q_1 = A * V = 346 \text{ (cm}^2 \text{)} * 750 \text{ (mm/sn)} = 3,46 \text{ (dm}^2 \text{)} * 7,5 \text{ (dm/sn)}$$

$$Q_1 = 25,95 \text{ dm}^3/\text{sn} * 60 \text{ (sn değerini dk ya çevirmek için)}$$

$$Q_1 = 1557 \text{ dm}^3/\text{dk} = \underline{1557 \text{ lt/dk}} \text{ ön dolum için gerekli debi .}$$

Dış koç mil tarafı debi hesabı :

$$Q_2 = A * V = 92 \text{ (cm}^2 \text{)} * 750 \text{ (mm/sn)} = 0,92 \text{ (dm}^2 \text{)} * 7,5 \text{ (dm/sn)}$$

$$Q_2 = 6,9 \text{ dm}^3/\text{sn} * 60 \text{ (sn değerini dk ya çevirmek için)}$$

$$Q_2 = 414 \text{ dm}^3/\text{dk} = \underline{414 \text{ lt/dk}}$$

$$Q_{2T} = \underline{414 \text{ lt/dk}} * 4 \text{ (Sil. Sayısı)} = \underline{1656 \text{ lt/dk}}$$

İş Hızının gerektirdiği debi hesabı :

İş hızında maksimum debi değeri hesabı için, iç koç ve dış koç beraber çalışması durumundaki parametreler kullanılır.

$$\text{Toplam Alan : (1256 * 2) + (346 * 4)} = 3896 \text{ cm}^2 = 38,96 \text{ dm}^2$$

$$\text{İş Hızı : 150 mm/sn} = 1,5 \text{ dm/sn}$$

$$Q_i = A * V = 38,96 \text{ (dm}^2 \text{)} * 1,5 \text{ (dm/sn)}$$

$$Q_i = 58,44 \text{ dm}^3/\text{sn} * 60 \text{ (sn değerini dk ya çevirmek için)}$$

$$Q_i = 3506,4 \text{ dm}^3/\text{dk} = \underline{3506,4 \text{ lt/dk}} \text{ (Pompa için)}$$

İş hızı için hesaplanan debi değeri, preste hesaplanacak pompa ve motor gücü değerleri için kullanılır. Bu değere bağlı olarak silindir arkasında çalışacak ön dolum valflerinin tipi de belirlenir. Hidrolik preslerde ihtiyaç duyulan hızların yakalanması amacı ile silindir arkasında kullanılan ön dolum valfleri çok büyük bir öneme sahiptir. Eğer sistemde ön dolum valfi kullanılmazsa sistemin ihtiyaç duyacağı toplam debi pompalara tarafından sağlanacak ve buda sistemde kullanılan pompa ve motor grubunun büyüklüğünü arttıracaktı. Hidrolik preslerde hız istenen durumlarda kullanılan ön dolum valflerinin avantajları aşağıdaki şekilde sıralanabilir.

1- Ön dolum valfi preste kullanılmaz ise silindirleri istenen hızda hareket ettirmek için toplam 17 532 lt/dk lık debiyi sağlayacak pompa grubunun kullanılması gerekmektedir.

Ancak ön dolum valfi ile bu değer 3506 lt/dk ya düşmekte ve pompa bu değere göre hesaplanmaktadır.

2- Ön dolum valfi olmaz ise 17 532 lt/dk lık debiyi silindirlerin arkasına aktarmak için 68,90 mm iç çapı olan 2 adet, 36,16 mm iç çapı olan 4 adet yüksek basınca dayanıklı hidrolik tesisat borusunun kullanılması gerekmektedir. Ön dolum valfi ile bu değerler 30,82 mm iç çapı olan 2 adet ve 16,17 mm iç çapı olan 4 adet hidrolik tesisat borusuna düşmektedir.

3- Ön dolum valfinin olmadığı bir preste koç tablanın kontrolünü sağlamak için gerekli olan yön kontrol valfinin geçirgenliğinin 17 532 lt/dk debiye göre olması ve bu valfin bağlanacağı blok grubunun ve diğer kontrol ekipmanlarının bu boyutlara uygun olması gerekmektedir. Ön dolum valfi olduğu durumda tüm bu ekipmanlar 3506 lt/dk lık debiye göre seçilecektir.

4- Ön dolumlu sistem ile ön dolumsuz sistem için debi değerleri orantılandığında 1/5 gibi bir ortalama değer bulunmaktadır. Ancak bu değerler hidrolik sistem maliyeti göz önüne alınarak orantılandığında aralarında 1/15 gibi bir değer ortaya çıkar. Bunun sonucunda bir hidrolik presin, hidrolik sistem maliyetinin ön dolum valfi olmayan preste 15 kat daha yüksek olacağı söylenebilir.

Pompa Hesabı :

Preste kullanılacak tüm pompalar için toplam geometrik debi hesabında motor devri ve presin iş hızı konumundaki debi değeri kullanılacaktır. Bu değerlerden motor devri değeri çeşitli kataloğlardan ön hesaplama sonrasında

n : 970 dev/dk olarak seçilmiştir.

İş hızındaki debi değeri ise :

Q_i = 3506,4 lt/dk olarak yukarıda hesaplanmıştır.

Bu iki değere göre pres için toplam pompa geometrik debisi :

$$D_P = \frac{Q}{n} = \frac{3506,4 \text{ lt/dk}}{970 \text{ dev/dk}} = 3,615 \text{ lt/dev}$$

olarak hesaplanır. Bu değer birimini cm³/devir

cinsinden yazmak için :

$$D_p = 3,615 * 1000 = \underline{3615 \text{ cm}^3/\text{devir}}$$

olarak geometrik debi hesaplanır.

Bu değer hidrolik sistemde oluşabilecek kayıp ve kaçaklar dikkate alındığında % 10 emniyetli olarak $4000 \text{ cm}^3 / \text{devir}$ seçilir. Hesaplanan bu toplam değere bağlı olarak seçilecek pompa tipi ve adedi motor seçiminden sonra yapılacaktır.

$$D_{PT} = 4000 \text{ cm}^3 / \text{devir}$$

Motor Hesabı :

Prete pompaları hareket ettirecek motorların glerinin hesaplanması için, sistemin çalışma basıncı değerine, iş hızındaki debi değerine ve kullanılacak pompanın verim değerine ihtiyaç duyulamaktadır. Hidrolik prete i koç ve dış koçun beraber çalışma modundaki basınç değeri :

$$P_{\max} = 310 \text{ bar dır.}$$

Presin iş hızındaki debi değeri ise $Q = 3506,4 \text{ lt/dk}$ dır. Ancak bu değer motor güç hesabında, sistemde oluşacak kayıplarda düşünülerek % 10 emniyetli olarak hesaplamaya katılacaktır. Buna göre debinin hesap değeri

$$Q = 3800 \text{ lt/dk olarak kabul edilir.}$$

Sistemde kullanılacak pompa verimi ise pompa tipine bağlı olarak $\eta = 0,85$ olarak kabul edilecektir. Yukarıdaki bu değerler aşağıdaki formülde yerine yazılarak gerekli hesaplama yapılır ise :

$$Q = 3800 \text{ lt/dk} = 3,8 \text{ m}^3/\text{dk} = 3,8 / 60 = 0,063333 \text{ m}^3/\text{sn}$$

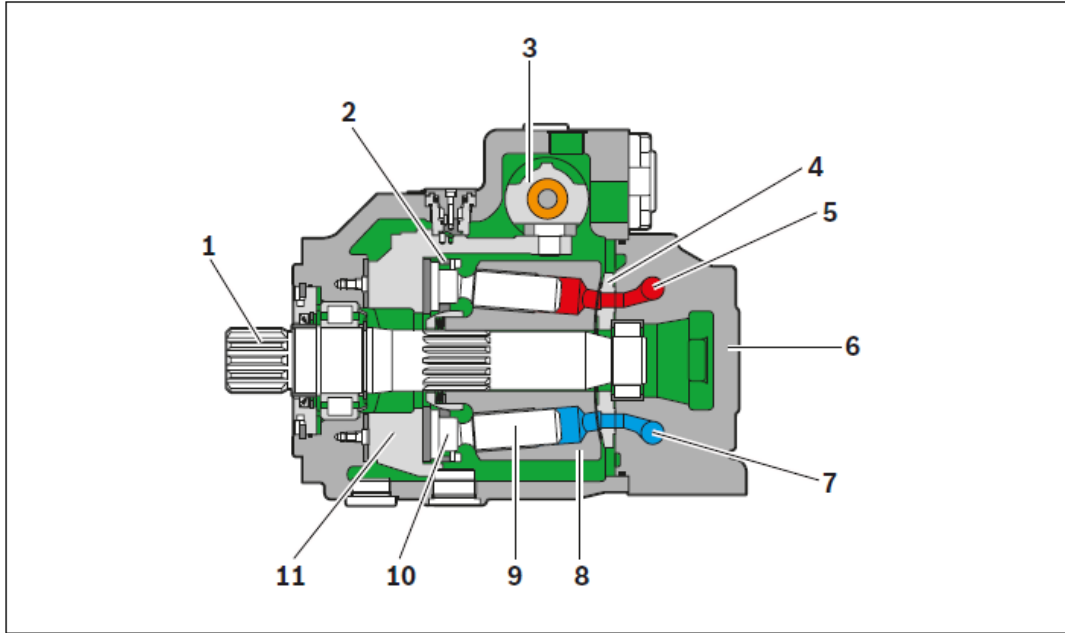
$$P = 310 \text{ bar} = 310 * 10^5 \text{ Pa} = 310 * 10^5 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Motor Gücü} = W = \frac{Q * P}{\eta} = \frac{0,063333 * 310 * 10^5}{0,85} \Rightarrow W = 2310 \text{ Kw}$$

Yukarıda hesaplanan gücün sağlanabilmesi için tesisin yaklaşık 2,4 Mw lık bir trafoya ihtiyacı vardır.

Pompa Seçimi :

Prete ihtiyaç duyulan toplam geometrik debi değeri $4000 \text{ cm}^3/\text{devir}$ olarak yukarıda hesaplanmıştır. Bulunan bu değerin, toplam 4 adet $1000 \text{ cm}^3/\text{devir}$ yer değiştirme değerine sahip aksenal pistonlu değişken deplasmanlı pompa ile sağlanabileceği görülmektedir . Buna göre seçilen pompa ve bununla ilgili gerekli diğer pompa özellikleri ,üretici bir firmanın kataloğundan alınan değerlere göre Çizelge 3.2' de görülmektedir.Bu tip bir pompanın iç yapısını gösteren resim Şekil 3.21' de verilmiştir.



- | | |
|--------------------------|--------------------------------|
| 1 Tahrik mili | 5 Yüksek basınç bölgesi |
| 2 Ezilme plakası | 6 Giriş portu |
| 3 Kurs pistonu | 7 Düşük basınç bölgesi |
| 4 Kontrol plakası | 8 Silindir |
| 9 | 10 |
| 11 | |

Şekil 3.21 Değişken deplasmanlı aksenal tip pompa ve iç yapısı

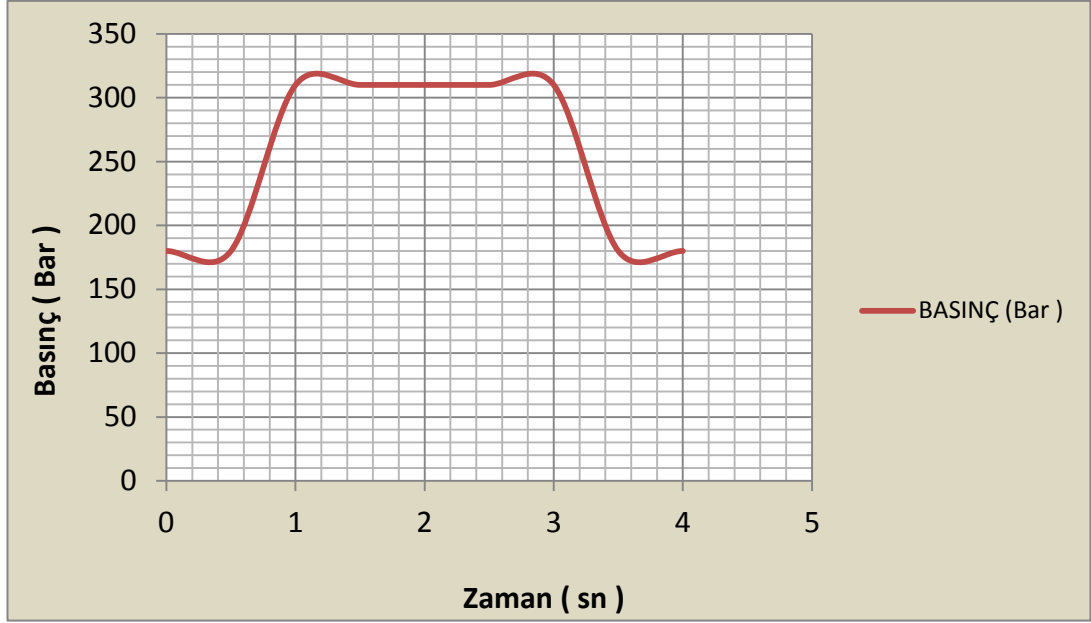
Çizelge 3.2 Değişken deplasmanlı pompa teknik özellikleri (Kaynak: Bosch Rexroth)

Table of values (theoretical values, without considering η_{mh} and η_v ; values rounded)

Size			40	71	125	180	250	355	500	750	1000	
Displacement	$V_{g\ max}$	in ³ /rev (cm ³ /rev)	2.44 (40)	4.33 (71)	7.63 (125)	11.0 (180)	15.26 (250)	21.7 (355)	30.51 (500)	45.8 (750)	61.02 (1000)	
Max. speed	n_{max}	rpm	3700	3200	2600	2400	2200	2000	1800	1600	1600	
Max. flow	at n_{max}	Q_{max}	gpm	39.1	60.0	85.9	114.1	145.3	187.5	237.7	317.0	422.6
			(L/min)	(148)	(227)	(325)	(432)	(550)	(710)	(900)	(1200)	(1600)
			at $n_E = 1200$ rpm	gpm	12.7	22.5	39.6	57.0	79.3	112.5	158.5	237.8
		(L/min)	(48)	(85)	(150)	(216)	(300)	(426)	(600)	(900)	(1200)	
	at $n_E = 1800$ rpm	gpm	19.0	33.7	59.4	85.6	118.9	168.8	237.7	—	—	
		(L/min)	(72)	(128)	(225.9)	(324)	(450)	(639)	(900)	—	—	
Max. power $\Delta p = 5100$ psi (350 bar)	at n_{max}	P_{max}	HP	116	178	255	339	432	558	707	943	1257
			(kW)	(86)	(132)	(190)	(252)	(321)	(414)	(525)	(700)	(933)
			at $n_E = 1200$ rpm	HP	37.8	66.9	117.8	169.6	236.0	334.7	471.6	707.6
		(kW)	(28)	(50)	(88)	(126)	(175)	(248)	(350)	(525)	(700)	
	at $n_E = 1800$ rpm	HP	56.5	100.3	176.7	254.7	353.8	502.3	707	—	—	
		(kW)	(42)	(75)	(131)	(189)	(263)	(373)	(525)	—	—	
Max. torque $\Delta p = 5100$ psi (350 bar)	at $V_{g\ max}$	T_{max}	lb-ft	165	293	516	743	1032	1465	2064	3096	4127
			(Nm)	(223)	(395)	(696)	(1002)	(1391)	(1976)	(2783)	(4174)	(5565)
Torque $\Delta p = 1450$ psi (100 bar)	at $V_{g\ max}$	T	lb-ft	32	57	101	146	202	287	405	607	
			(Nm)	(64)	(113)	(199)	(286)	(398)	(564)	(795)	(1193)	
Moment of inertia about drive axis	J		lb-ft ²	0.116	0.287	0.712	1.305	2.276	4.509	7.890	15.66	28.47
			(kgm ²)	(0.005)	(0.012)	(0.03)	(0.055)	(0.096)	(0.19)	(0.333)	(0.66)	(1.20)
Filling volume (case)			gal	0.5	0.6	1.3	1.0	2.6	2.1	3.7	5.0	7.13
			(L)	(2)	(2.5)	(5)	(4)	(10)	(8)	(14)	(19)	(27)
Approx. weight (pump with press. control)	m		lbs	104	132	220	251	472	523	772	1102	1389
			(kg)	(47)	(60)	(100)	(114)	(214)	(237)	(350)	(500)	(630)
Permissible loading of drive shaft	max. axial force $\pm F_{ax\ max}$		lbf	135	180	225	315	405	450	450	495	495
			(N)	(600)	(800)	(1000)	(1400)	(1800)	(2000)	(2000)	(2200)	(2200)
	max. radial force $F_{q\ max}$		lbf	225	270	360	450	450	495	562	674	
			(N)	(1000)	(1200)	(1600)	(2000)	(2000)	(2200)	(2500)	(3000)	

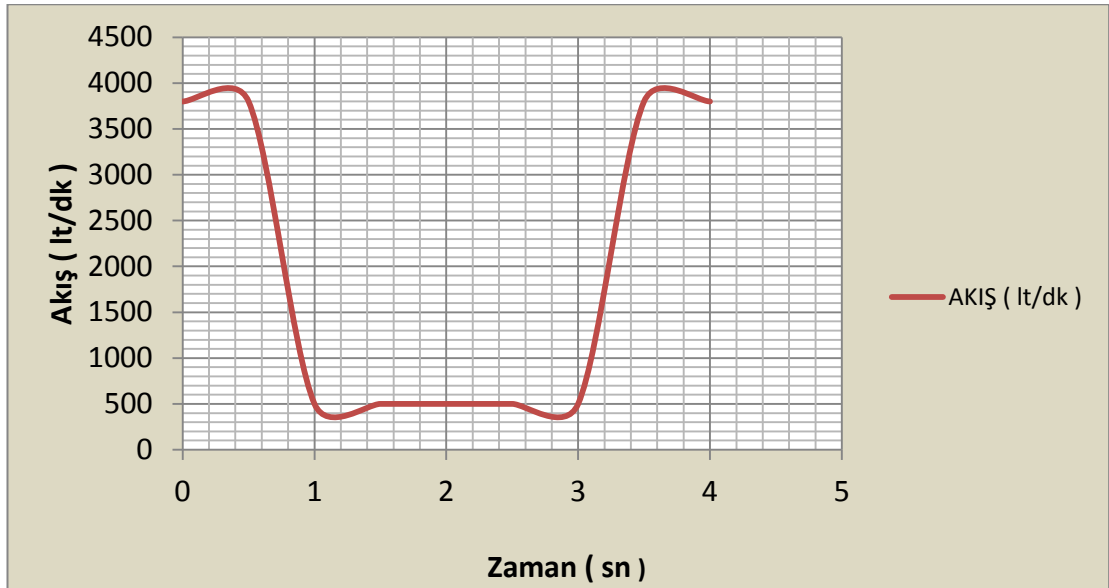
Pres için seçilen pompa ile beraber, bir hidrolik pres için yapılacak temel hidrolik hesaplamaları tamamlanır. Bu hesaplamalardan çıkan, zaman, basınç ve debi değerleri kullanılarak hidrolik prese ait çeşitli eğriler elde edilmektedir. Bu eğrilerden ilki presin bir çevrimi için basıncın zaman bağlı değişimini gösteren eğridir. Şekil 3.22' de hesaplanan basınç değerinin, serbest düşme, iş ve geri dönüş anlarındaki değerleri görülmektedir. Pres serbest düşme anında 1 sn içerisinde kursunu tamamlamakta ve iş hızına geçerek maksimum kuvvet değerini oluşturmaktadır, sonrasında iş hızı bitip koç tabla geri dönüş hızında ilk pozisyonuna dönmektedir.

Bu eğri için toplam çevrim süresi 4 sn dir ve bu eğri için çalışma basıncı 180 ile 310 bar aralığında değişmektedir. Preste maksimum kuvvet kullanımı, iç koç ve dış koçun beraber çalıştığı durumda oluşacağı için bu eğride bu çalışma moduna bağlı olarak oluşturulmuştur. Preste toplam çevrim süresinin en kısa olduğu bu çalışma durumunda, pres tek etkili bir hidrolik pres gibi çalışmaktadır.



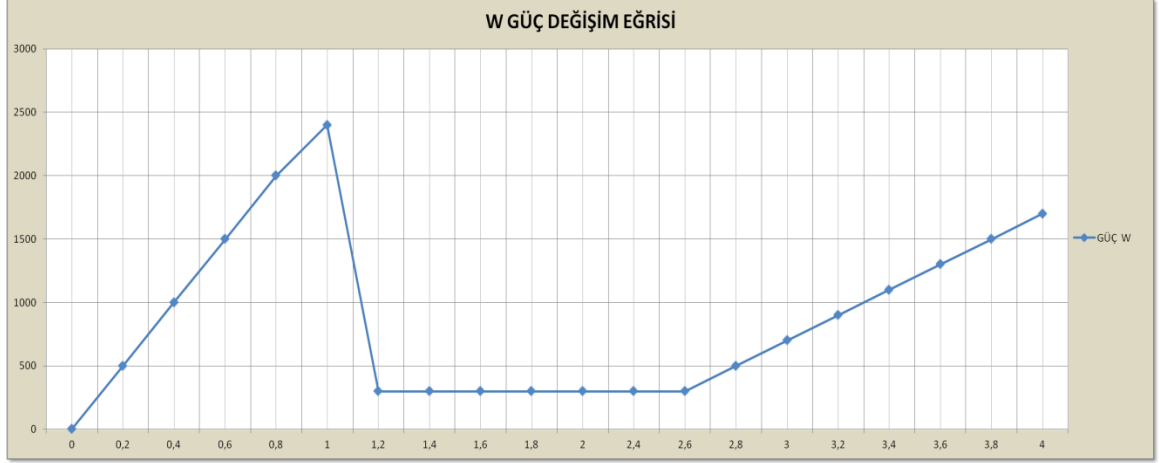
Şekil 3.22 Hidrolik preste basıncın zamana bağlı değişimi

Presin bir çevrimi için debinin zamana bağlı değişimini gösteren eğri Şekil 3.23' de verilmiştir. Debi değeri koç tablanın serbest düşme anında maksimum değerde olup sonrasında pres iş hızına geçmeye başladığında sıfıra doğru yaklaşmaktadır. Bu bölgede pres iş yapmakta olup aynı zaman diliminde basınç maksimum değere ulaşmaktadır. Sonrasında iş hızı tamalanıp koç tabla yukarı yönde hareketine başlamakta olup bu zaman aralığında debi değeri yeniden yükselmekte ve geri dönüş hızını sağlayarak pres koç tablasını ilk konumuna geri döndürmektedir.



Şekil 3.23 Hidrolik preste debinin zamana bağlı değişimi

Hidrolik pres için elde edilen bu iki eğrideki basınç ve debi değerlerinin bir araya getirilmesi ile prese ait güç değerleri elde edilmektedir. Presin bu değerler kullanılarak ve bir çevrimi için elde edilen güç eğrisi Şekil 3.24' de verilmiştir.



Şekil 3.24 Hidrolik preste gücün zamana bağlı değişimi

Yukarıdaki şekilde presin iş hızına başladığı ana kadar güç eğrisinin doğrusal olarak arttığı ve sonrasında maksimum güç değerine ulaştığı görülmektedir. Pres için elde edilen maksimum güç sonrasında iş hızı anında gücün sifira yaklaştığı ve presleme sonrasında ise koç tabla yukarı çıkarken tekrar artış gösterdiği görülmektedir. Bu artış ve azalışlar presin her farklı iş adımında üretilen gücü temsil etmektedir. Ancak preste yapılan işten bağımsız olarak sağlanan güç sabittir. Bu konuyu daha yakından açıklamak için Şekil 3.25' deki alanlardan faydalanılır.

Şekil 3.25' de presin bir çevrimi için sağlanan sabit güç değeri ve presin farklı iş adımları için ihtiyaç duyduğu güç eğrisi verilmiştir. Pres için sistem tarafından sağlanan toplam güç 0 ile 4 sn aralığında kırmızı dikdörtgenler ile çizilen alanın toplamı kadardır. Yani hesaplanacak olursa :

Sistem tarafından sağlanan enerji : $4 \text{ sn} * 2,4 \cdot 10^6 \text{ J/sn} = \underline{9,6 \cdot 10^6 \text{ J}}$

Hesaplanan bu değere karşılık presin sistemden çektiği güç ise Alan1, Alan 2 ve Alan 3 değerlerinin toplamı kadar olacaktır. Bu alanlar hesaplanır ve toplanır ise :

Alan 1 (Üçgen alan hesabı yapılarak) : $2,4 \cdot 10^6 \text{ J/sn} * 1,2 \text{ sn} / 2 = \underline{1,44 \cdot 10^6 \text{ J}}$

Alan 3 (Dikdörtgen alan hesabı ile) : $0,3 \cdot 10^6 \text{ J/sn} \cdot 2,8 \text{ sn} = \underline{0,84 \cdot 10^6 \text{ J}}$

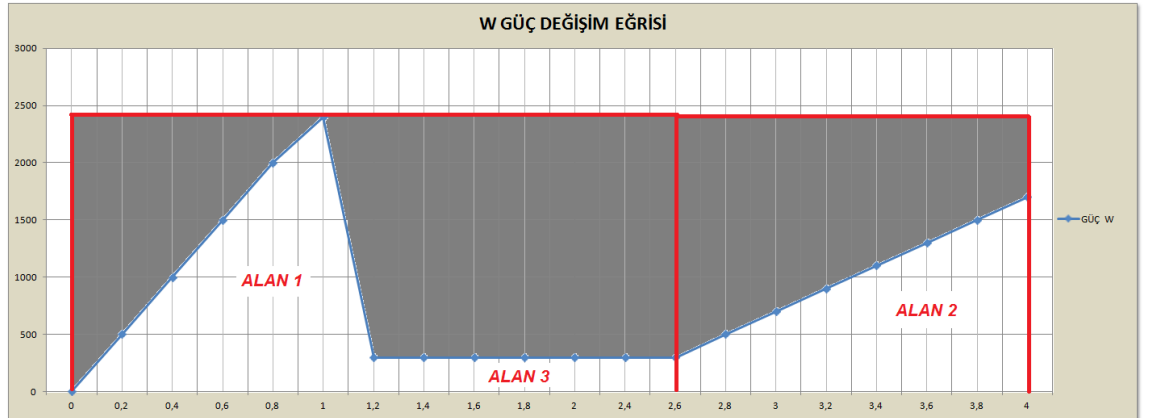
Alan 2 (Üçgen alan hesabı yapılarak) : $1,5 \cdot 10^6 \text{ J/sn} \cdot 1,4 \text{ sn} / 2 = \underline{1,05 \cdot 10^6 \text{ J}}$

Toplam alan (Presin çektiği güç) : $1,44 + 0,84 + 1,05 = 3,33 \cdot 10^6 \text{ J}$ olarak hesaplanır.

Yukarıda hesaplanan bu güç değerlerinin birbirine bölünmesi ile sistemin toplam verimi hesaplanabilmektedir. Yani bu tip bir hidrolik pres makinesinde, presin kullandığı enerjinin, sistem tarafından sağlanan enerjiye bölünmesi ile sistemin genel verim hesabı yapılabilir. Buna göre bu makinenin verim hesabı yapılırsa :

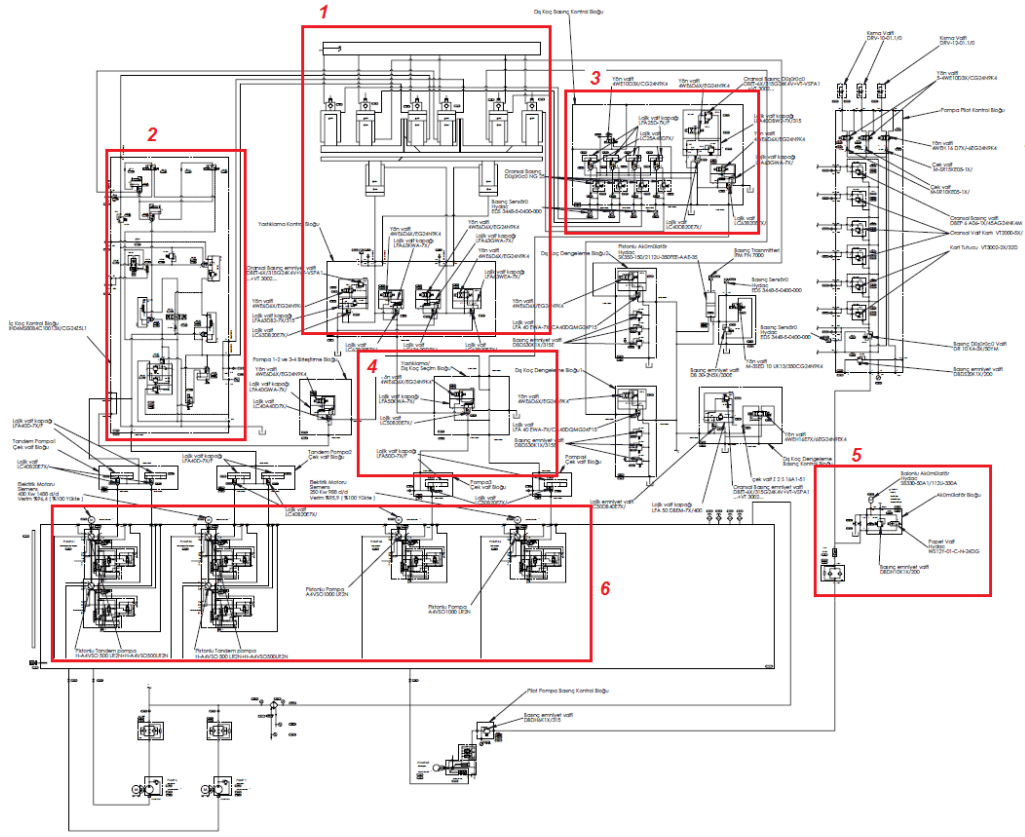
$$\frac{3,33 \text{ J} \cdot 100}{9,6 \text{ J}} = \% 35 \text{ sistem verimi değeri bulunur.}$$

Bulunan bu değer genel hidrolik pres verim değerinin üzerindedir. Genel olarak endüstride kullanılan preslerin verimi % 25-30 arasında değişmektedir. Bu değer bu uygulamada yüksek çıkmasının temel nedeni sistemde kullanılan pompanın aksenal tip olmasıdır. Bunun dışında kullanılan sistem komponentlerindeki (akümülatör vb) verime olumlu katkısı bulunmaktadır.



Şekil 3.25 Hidrolik preste verim hesabı

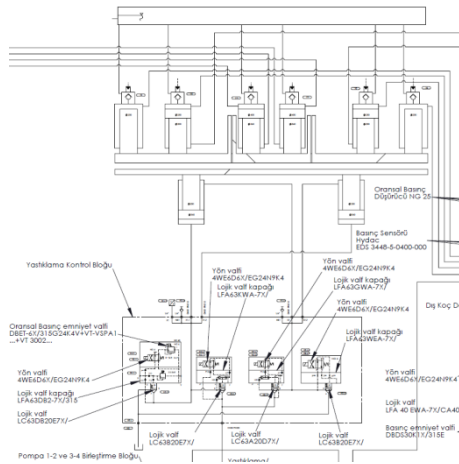
Hidrolik hesaplamalar kısmının son etabında sistemin hidrolik devre şeması ve kullanılan ekipmanların listelendiği bir malzeme listesi oluşturulur. Oluşturulan devre şemasına bağlı olarak presin hidrolik donanımında kullanılan ana elemanların mekanik tasarım üzerine montajı yapılacak ve prese ait hidrolik ve mekanik tasarım faaliyetleri tamamlanır. Prese ait hidrolik devre şeması Şekil 3.26' da görülmektedir.



Şekil 3.26 Hidrolik devre şeması

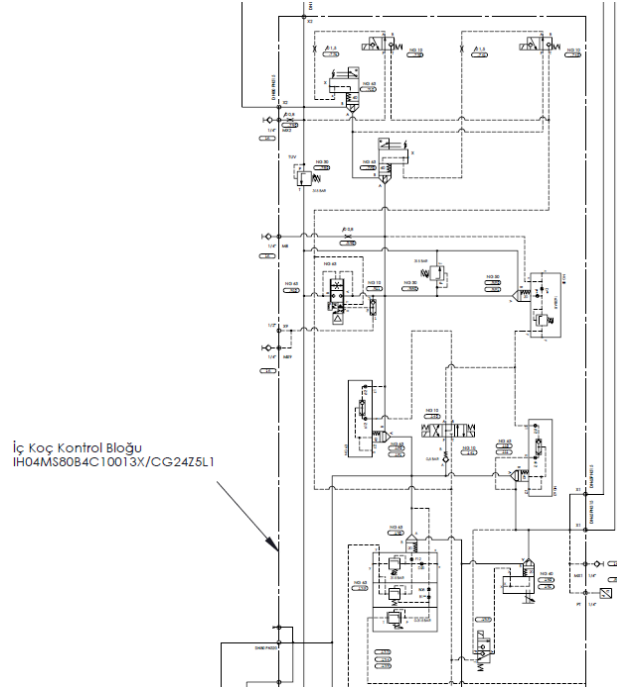
Hidrolik devre şeması içerisinde 6 ana grup bulunmaktadır. Bu gruplar verilen poz numaralarına göre :

1- Silindir ve valf grubu : İç koç ve dış koç silindirleri ve bunların yön valflerinin bağlantısının gösterildiği gruptur.



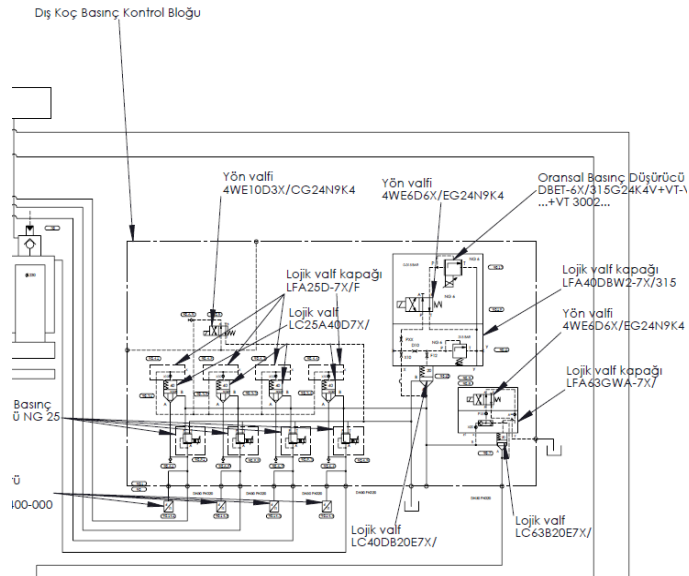
Şekil 3.27 Silindir ve valf grubu

2- İç Koç kontrol bloğu : İç koç silindirlerinin giriş ve çıkışlarının bulunduğu kontrol bloğudur.



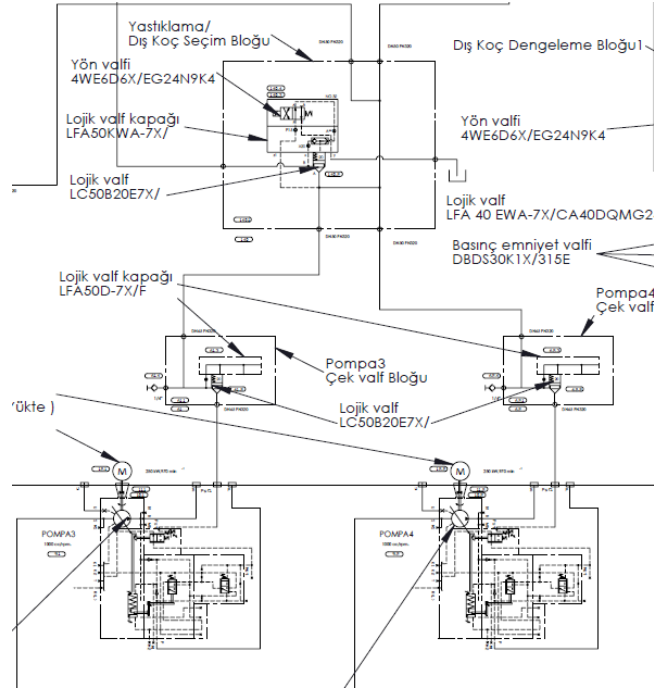
Şekil 3.28 İç koç kontrol bloğu

3- Dış koç kontrol bloğu : Dış koç silindirlerinin giriş ve çıkışlarının bulunduğu ve üzerinde oransal basınç düşürücü valf bloğunun bulunduğu gruptur.



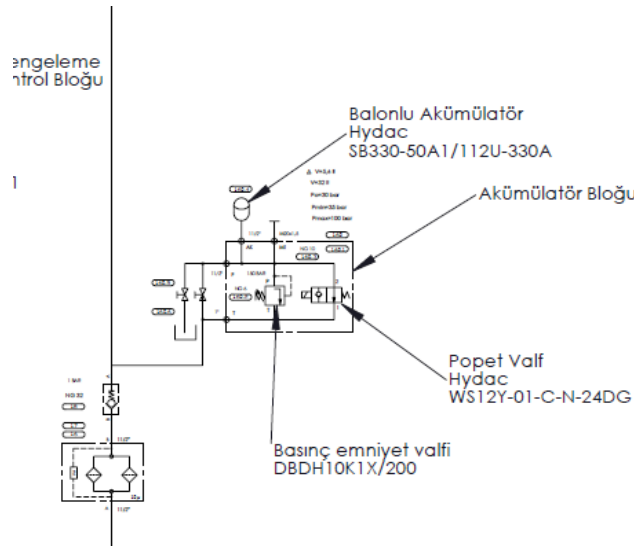
Şekil 3.29 Dış koç kontrol bloğu

4- Yastık tabla kontrol bloğu : Yastıklama grubunun kontrol edildiği ve üzerinde yön valfinin bulunduğu blok grubudur.



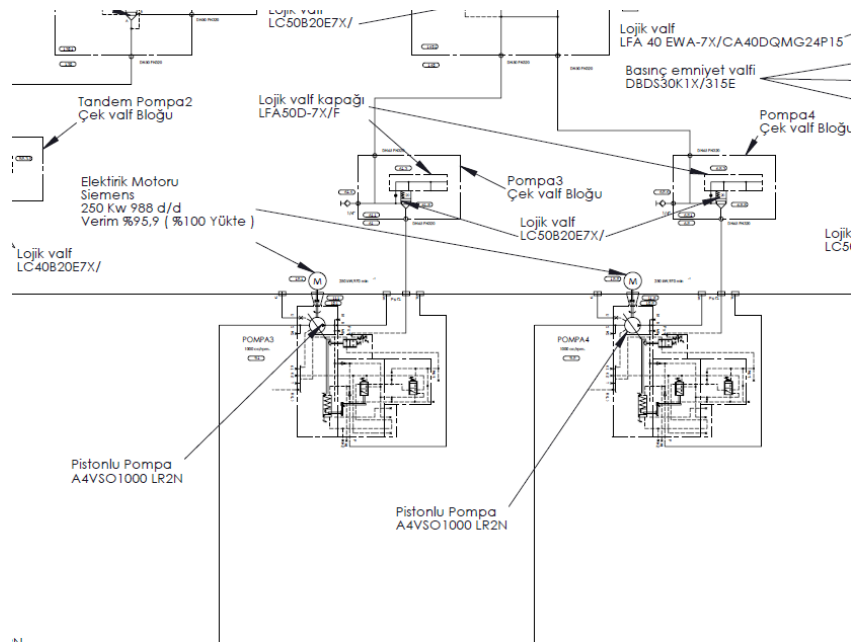
Şekil 3.30 Yastık tabla kontrol bloğu

5- Akümülatör : Preste kullanılan akümülatörün bağlantı grupları ve kontrol bloğunun bulunduğu gruptur.



Şekil 3.31 Akümülatör grubu

6- Pompa grubu : Preste kullanılan pompa ve elektrik motorunun bağlandığı gruptur.



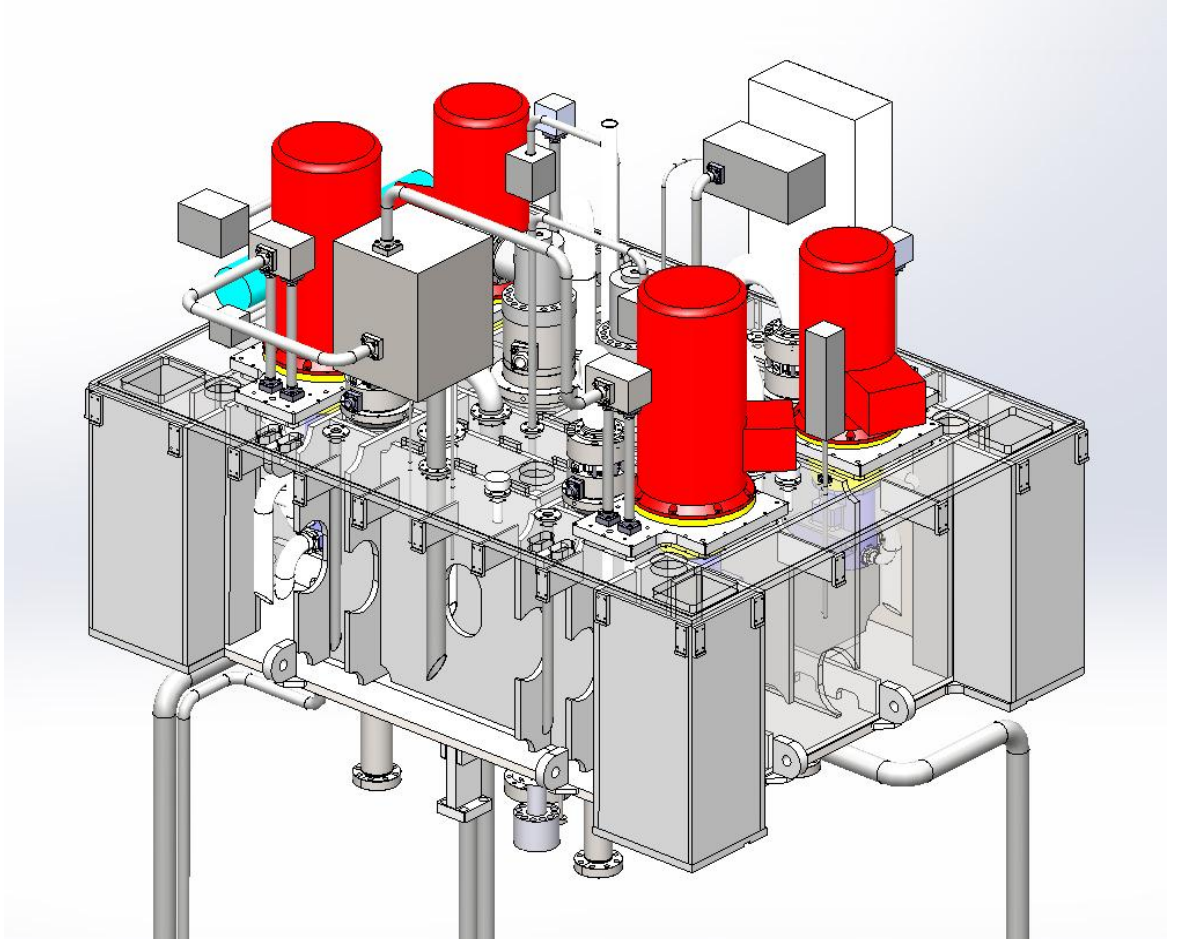
Şekil 3.32 Pompa grubu

Hidrolik devre şeması ve alt gruplarda kullanılan temel devre elemanlarına ait malzeme listesi Çizelge 3.3' de verilmiştir. Malzeme listesinde, sistemde kullanılan pompalar, elektrik motorları ve valflere ait malzeme kodları bulunmaktadır.

Çizelge 3.3 Hidrolik devre temel elemanları malzeme listesi

POZ. NO	MALZEMENİN ADI	MALZEMENİN KODU	ADET
1	Depo Özel	15.000 Lt.	1
2	Havalandırma kapağı	ELF P 5 G 2 1/2" 10 W 1.	4
3	Seviye İndikatörü		1
4	Sıcaklık Sensörü		1
5	Pistonlu Tandem pompa	H-A4VSO 500 LR2N+H-A4VSO500LR2N	2
6	Kaplin	GR 200	2
7	Kampana	P 900	2
8	Elektrik Motoru	400 Kw 1488 d/d Verim %96,4 (%100 Yükte)	2
9	Pistonlu Pompa	A4VSO1000 LR2N	2
10	Kaplin	GR 200	2
11	Kampana	P 800	2
12	Elektrik Motoru	250 Kw 988 d/d Verim %95,9 (%100 Yükte)	2
13	Pistonlu Pompa	A10VO100DFR	1
14	Motor Akuplajı	30 Kw	1
15	Elektrik Motoru	30 Kw 1450 d/d	1
16	Basınç Hat Filtresi	DF BN/HC 500 G 10 A1.1	2
17	Filtre Kirlilik Sivici	VD 5 D.0 /-L24	2
18	Çek Valf	G 1 1/4"	1
19	Sivikli Küresel Vana	DN 100 PN 16	2
20	Vidalı Pompa	GR 70	2
21	Akuplaj	22 Kw	2
22	Elektrik Motoru	22 Kw 1450 d/d.	2
23	Orta Basınç Hat Filtresi	NF BN/HC26 10 DP 003 CZ.2.	2
24	Filtre Kirlilik Sivici	VD 5 Z.1 / -DB	2
25	Çek Valf	DN100 PN16 0.5 Bar	2
26	Plakalı Tip Eşanjör	GX-42-P-65	1
27	Selanoit Vana	DN80 PN16	1
28	G. Manometre	Ø100 - 16 Bar	4
29	Ön Dolum Valfi	SFA 250 A11-4X/	2
30	Ön Dolum Valfi	ZSF160F1-1-1X/M01	4

Hidrolik pres için hazırlanan devre şemasına göre sistemde kullanılacak komponentlerin mekanik tasarım içerisinde montajlanmış gösterimi Şekil 3.33' te görülmektedir. Şekilde preste kullanılan pompa ve motor grubunun bağlantı yerleri, akümülatörün bağlantı yeri gibi genel donanım elemanlarının yerleşimi verilmiştir. Bu yerleşim aynı zamanda preste yapılacak hidrolik tesisat işleri içinde çok önemlidir. Kullanılacak olan tesisat elemanlarının ölçüsü ve miktarı bu tasarım sonucunda belirlenmektedir.



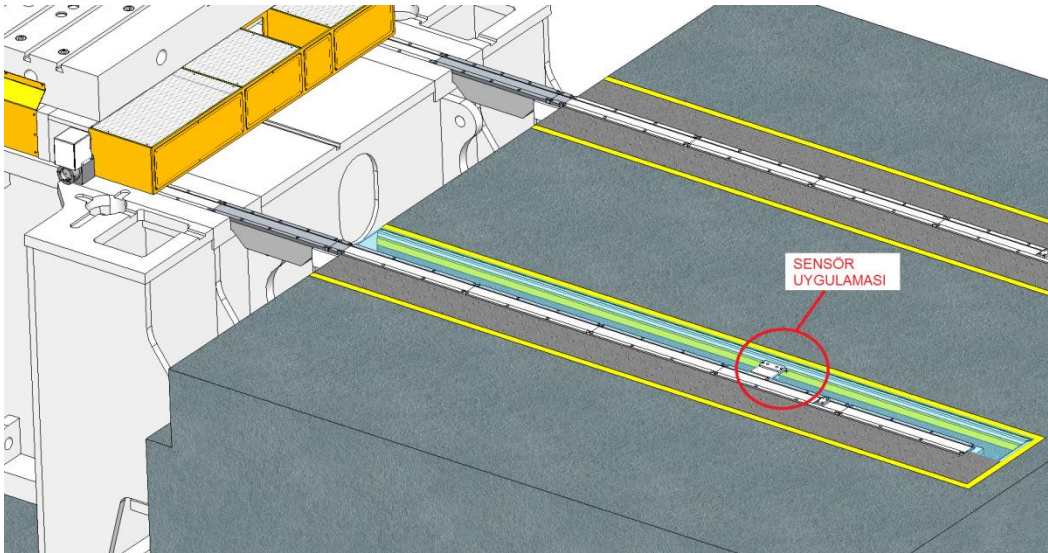
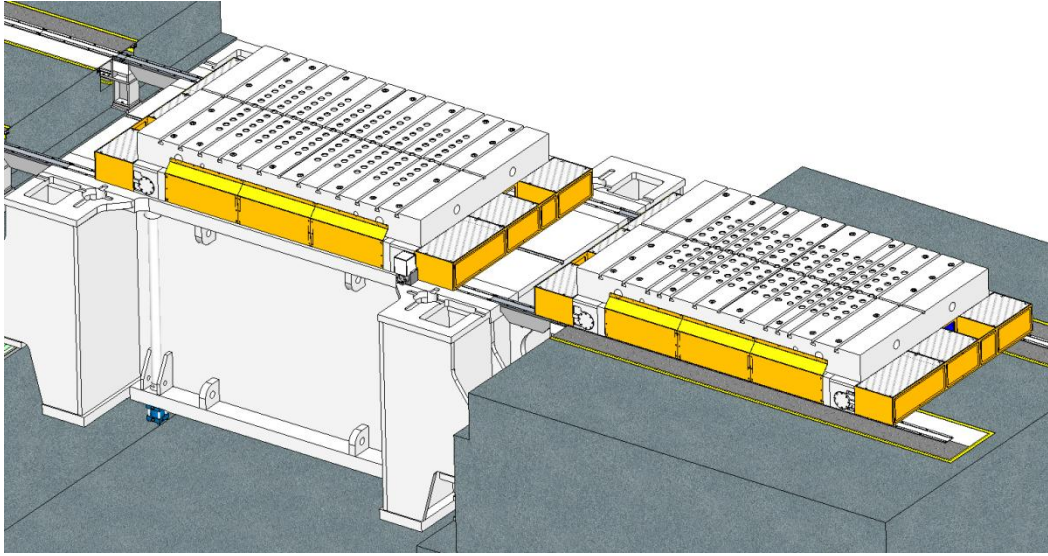
Şekil 3.33 Hidrolik donanım grubu mekanik tasarımı

3.1.7. Üç etkili presin otomasyon donanım elemanlarının tasarımı

Bu bölümde üç etkili preste kullanılan algılayıcı ve sınır anahtarı gibi otomasyon elemanlarının yerleşimi ele alınacaktır. Üç etkili bir preste kullanılan en temel donanım elemanları konum kontrolünü sağlayan algılayıcılardır. Algılayıcıların üç etkili preste hangi parçalarda ve ne şekilde çalışacağı, tasarımı yapılan pres üzerinden açıklanacaktır.

Hareketli Tabla Uygulaması :

Hareketli tabla bir preste kalıbın presin içerisine alınmasını sağlayan ve aynı zamanda presin alt tablasının bulunduğu hareketli gruptur. Hareketli tablanın hareketi presin çalışacağı yere göre yatay veya dikey yönde olabilir. Tasarımı yapılan preste hareketli tabla kolonlar arasında ve yatay yönde hareket etmektedir. Hareketli tablanın pres dışına doğru yaptığı bu hareketin kontrolünde algılayıcılar kullanılmaktadır. Algılayıcıların bağlandığı yerler ve bağlantı şekli Şekil 3.34' te görülmektedir..



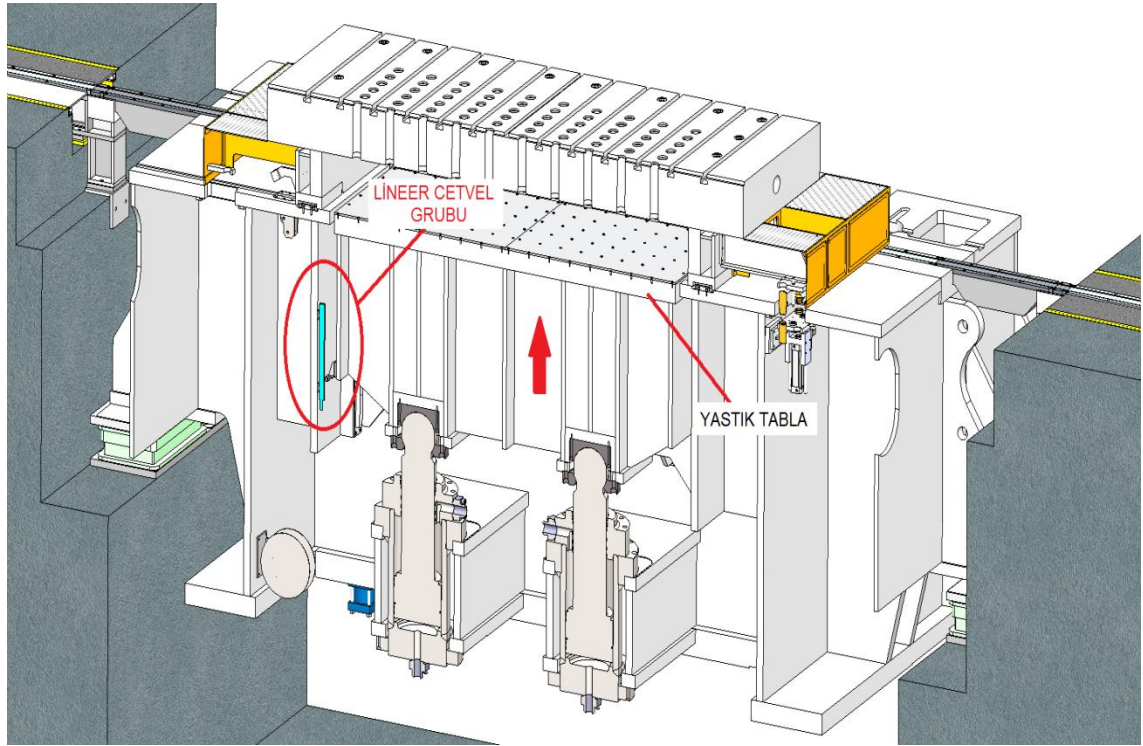
Şekil 3.34 Hareketli tabla algılayıcı uygulaması

Şekil 3.34' te ilk resimde hareketli tablanın pres içinde ve dışında konumları görülmektedir. Alttaki resimde ise hareketli tablanın hareketi sırasında konumunu kontrol eden algılayıcı

grubunun yerleşimi görülmektedir. Hareketli tabla pres dışına hareket ederken belli bir hızla gitmektedir. Bu hız algılayıcılar yardımıyla önce yavaşlatılır daha sonra ise hareketli tabla durdurulur. Aynı sistemde hareketli tabla pres içerisine alınırken önce yavaşlatılır daha sonra ise istenilen konumda durdurulur. Bu hareketleri kontrol için kullanılan algılayıcılar endüstride genel olarak mesafe anahtarı/mesafe algılayıcısı uygulamaları olarak bilinirler. Bunlar belirli konumları algılamak için kullanılırlar sürekli konum algılama özellikleri yoktur. Bu uygulamalarda kullanılan anahtarlar mesafeyi algılama ve cevap hızlarına göre çeşitli tiplerde olabilir. Yapılacak olan uygulamanın hassasiyetine göre bu anahtarların seçimi yapılmaktadır.

Yastık Tabla Uygulaması :

Yastık tabla, hidrolik silindirler tarafından hareket ettirilen ve aşağıdan yukarı doğru kuvvet ileten gruptur. Yastık tablanın hareketi pres bağlanan kalıba göre değişmektedir. Bu nedenle yastık tablanın pozisyonu her defasında değiştirilebilir olmalıdır. Bunu sağlamak amacıyla preslerde yastık tablanın kontrolünde lineer cetvel olarak tanımlanan elemanlar kullanılır. Yastık tablada kullanılan bu elemanların pres içindeki montajına ait uygulama Şekil 3.35' te verilmiştir.

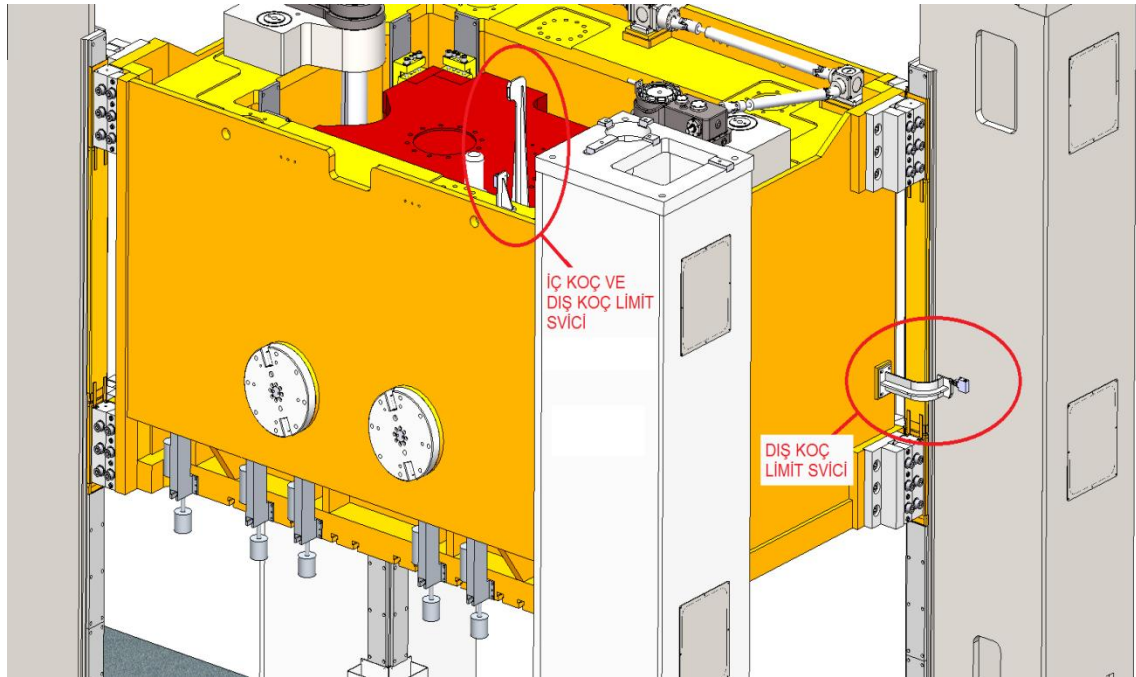


Şekil 3.35 Yastık tabla lineer cetvel uygulaması

Şekilden görüleceği üzere lineer cetvelin gövdesi alt köprü üzerine, okuyucu kısmı ise yastık tabla üzerine bağlanır. Yastık tablanın çalışma sırasında, cetvel grubuna önceden girilen değere ulaşmaya kadar tabla hareket eder sonrasında ise son değerde kalır. Yastık tablada kullanılan lineer cetvel grubu hassas pozisyon kontrolü sağlamaktadır.

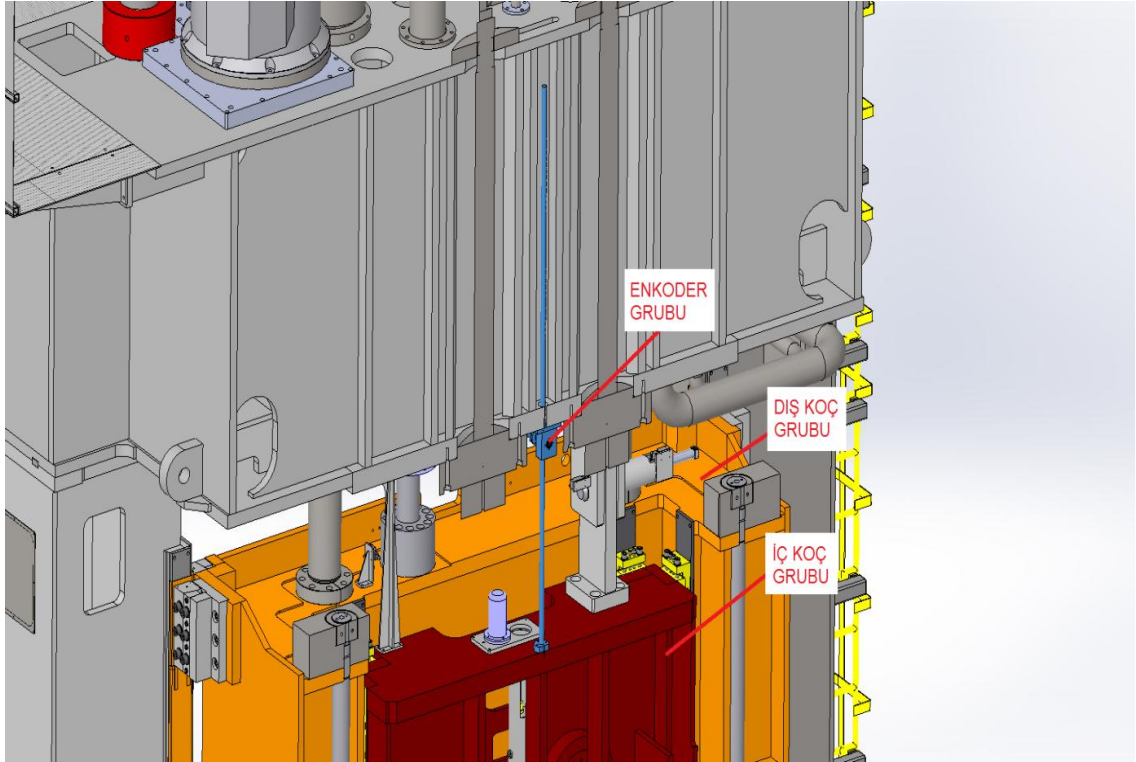
Koç Tabla Uygulaması :

Üç etkili preste hareketli son grup koç tabla grubudur. Üç etkili preslerde koç tabla iki parçalıdır. Bu nedenle hem iç koç, hem dış koç, hemde ikisinin beraber çalışma moduna bağlı olarak koç tablaların konumları kontrol edilir. Bu konum kontrolü iki farklı şekilde gerçekleştirilir. Bunlardan ilki ile koç tablaların maksimum ve minimum mesafelerinin kontrolü yapılırken diğeri ile koç tablaların maksimum ve minimum konum kontrolü yapılmaktadır. Şekil 3.36' da koç tablaların limitlerinin kontrol edildiği grup görülmektedir. Burada koç tablanın konum anahtarları ile alt ve üst çalışma limitleri kontrol altına alınır. Sınır anahtarları olarak tanımlanan bu grupta dış koç tablanın alt ve üst ölü nokta kontrolü sağlanır. Resimde ayrıca iç koç ile dış koç arasında da sınır anahtarı uygulaması görülmektedir. Burada ise amaç birbiri içerisinde hareket eden tablaların minimum ve maksimum emniyetli değerler aralığında çalışmasını kontrol etmektir.



Şekil 3.36 Koç tabla limit sviç uygulaması

Koç tablalarının birbiri ile olan mesafelerinin hassas olarak kontrolünü sağlayan grup Şekil 3.37' de vermiştir. Burada iç koç ile dış koç tabla arasına bağlanan grup ve bu gruptan her an mesafe değerlerini algılayan konum enkoder grubu çalışmaktadır. İç koç tablanın mesafesi anlık olarak enkoder tarafından okunur ve istenen mesafe değeri sağlanır. Koç tablaları arasındaki mesafe değeri bağlanacak kalıplara göre değişken olacağı için tıpkı yastık tablada olduğu gibi hassas olarak kontrol edilir.

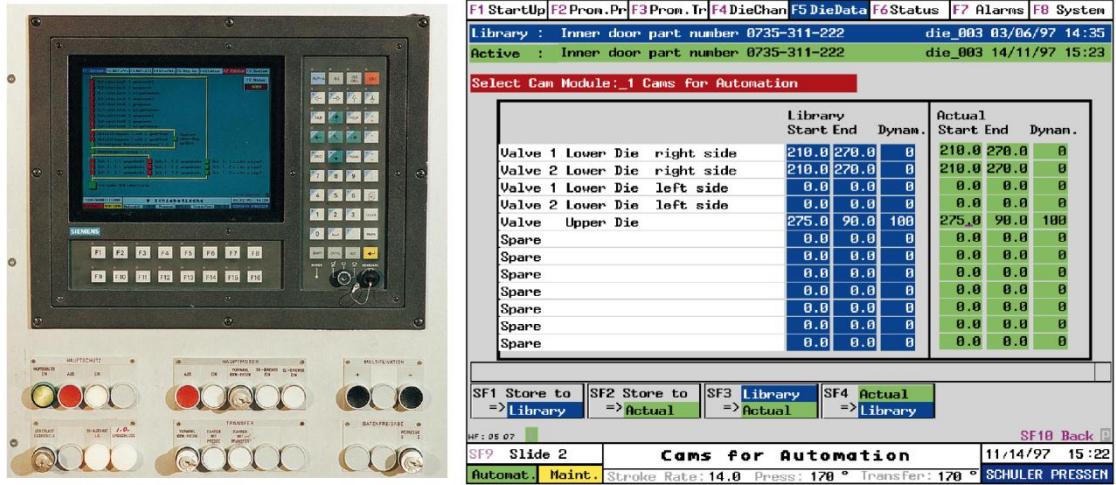


Şekil 3.37 Koç tabla enkoder uygulaması

Yukarıda bahsedilen hareketli gruplar ve bu gruplarda kullanılan donanım ekipmanlarından alınan değerler, presin tüm parametrelerinin kontrol edildiği sistemde toplanmaktadır. Bu parametreler günümüzde endüstriyel tabanlı bilgisayarlar olarak tanımlanan sistemlerdir ve bu bilgisayarlar ile presin her anının kontrolü sağlanır.

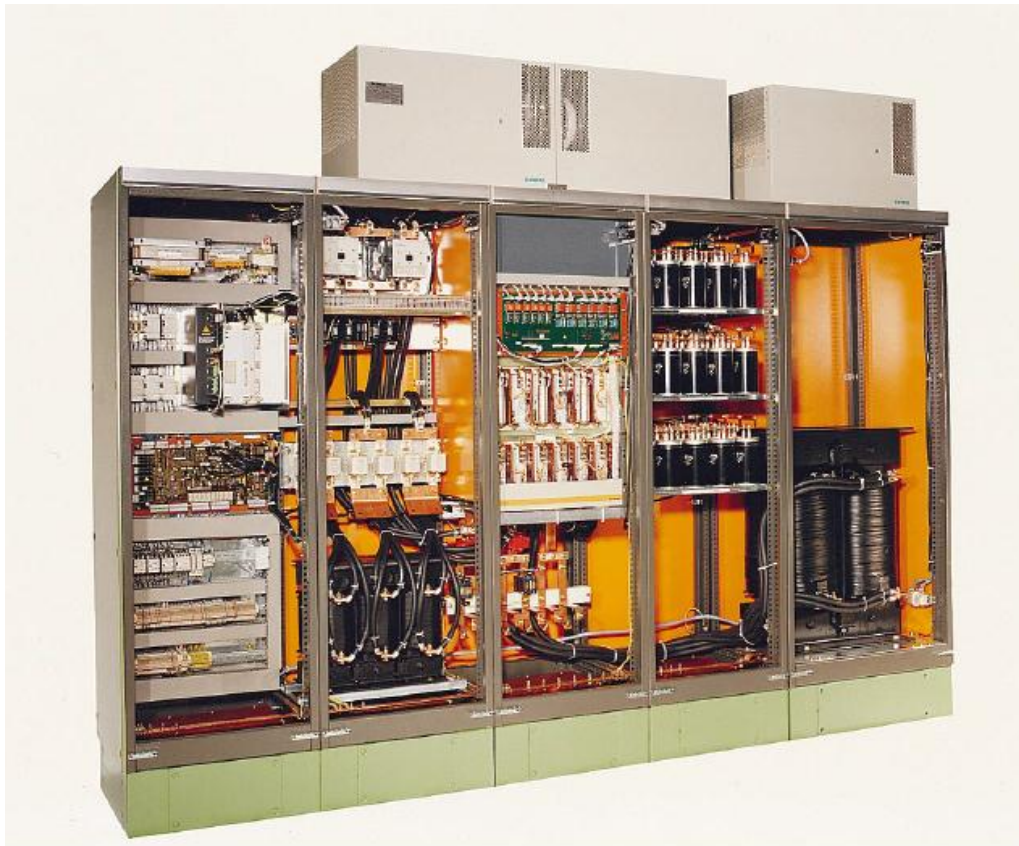
Şekil 3.38' de örnek bir pres kontrol ekranı ve prese ait kontrol ekranına ait yazılımın arayüzü bulunmaktadır. Kontrol ekranında presin hangi çalışma modunda çalışacağı, kaç adet parça basılacağı, basılacak kalıbın kurs bilgileri, presin çalışma basıncı, presin tonajı ve hızına ait bilgiler bulunur. Kontrol arayüzünde ise presin kontrolü için yazılan yazılımın alt detayları bulunur. Bu detaylar bağlanacak kalıba ait tüm parametreleri

içerir ve basılacak her kalıp bilgisayarın hafızasına kaydedilerek her defasında aynı bilgilere göre üretim yapılması sağlanır.



Şekil 3.38 Preslerde Kontrol ekranı

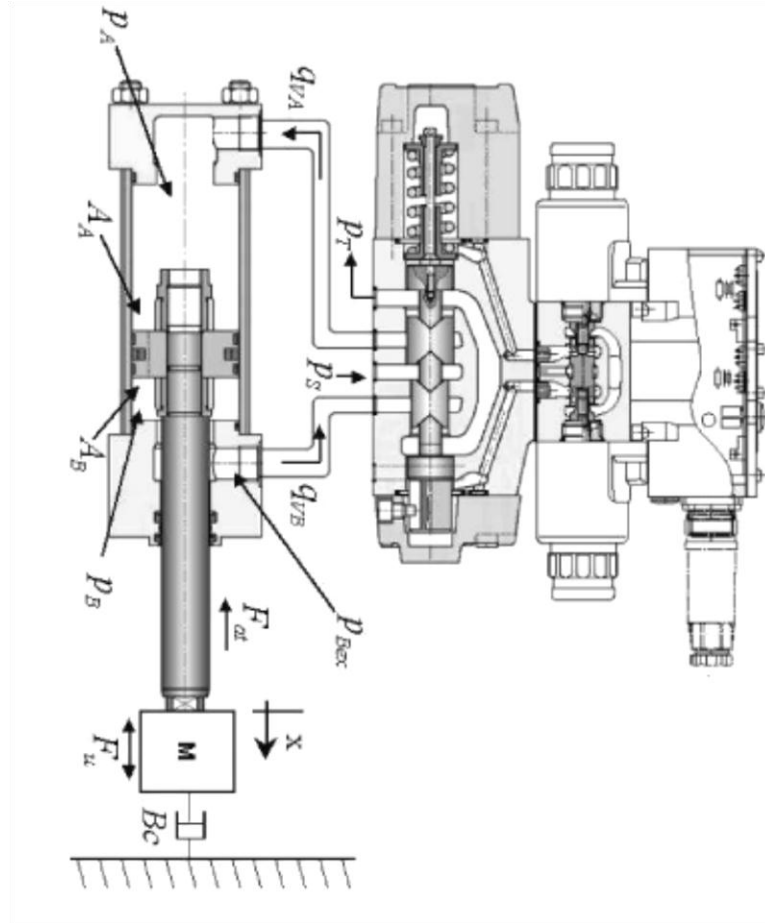
Preslerde yukarıda bahsedilen donanım ve yazılım bilgilerinin giriş ve çıkışlarının yapıldığı grup ana kontrol panosudur. Tüm haberleşme kablolarının bulunduğu bu gruba ait resim Şekil 3.39' da görülmektedir.



Şekil 3.39 Preslerde Kontrol Panosu

3.1.8. Üç Etkili Presin Valf Silindir Sisteminin Matematik Modeli

Bu bölümde öncelikle hidrolik preste kullanılan valf-silindir sistemi ele alınmış sonrasında elde edilen denklemler ve hesaplanan pres parametreleri ışığında model oluşturulmuştur. Prese ait kullanılacak olan valf-silindir grubunun şematik gösterimi Şekil 3.40' ta görülmektedir. Pres yukarı ve aşağı yönde hareket etmektedir bu nedenle sistemde kullanılan hidrolik silindir ve valf dikey konumda verilmiştir. Pres sisteminde kullanılan hidrolik silindirler çift etkili, asimetrik ve diferansiyel silindir yapısındadır. Bu nedenle ileri ve geri hareketlerinde farklı miktar debi kullanılır. Silindirler ileri hareketinde presleme işi yapmaktadırlar.



Şekil 3.40 Silindir-Valf Sistemi

Silindirlerin ileri hareketini kendi içerisinde ikiye ayırmak mümkündür. Bunlardan ilki serbest düşme ikincisi ise iş hızıdır. Serbest düşme sırasında silindirlere ön dolum valfi açılarak hareket sağlar. İş hızında ise pompalar devreye girerek gerekli güç değerini oluştururlar. Silindirler geri hareket sırasında ise sadece ağırlık kuvvetine karşı iş

yaparlar. Buradaki ağırlık, presin koç tablası ve kalıbın üst grup ağırlığının toplamıdır. Silindirin bu yukarı hareketi geri dönüş olarak tanımlanır ve bu geri dönüş esnasında ihtiyaç duyulan debi pompalar ile sağlanır. Geri dönüş ve iş hızında çalışma sırasında silindirler sabit basınçta hareket etmektedirler. Silindirin ileri hareketi için süreklilik yasası ve silindirin piston kafası ve piston kolu tarafı için akışkan süreklilik denklemleri aşağıda sırasıyla verilmiştir (Merritt, H.E. 1967). Burada en genel hali için akışkan sıkışabilirlik etkisi ve silindirin iç ve dış sızıntıları hesaba katılmıştır.

$$Q_A - C_{ip}(P_A - P_B) - C_{ep}P_A = \frac{dV_A}{dt} + \frac{V_A}{\beta_e} \frac{dP_A}{dt} \quad (3.1)$$

$$C_{ip}(P_A - P_B) - C_{ep}P_B - Q_B = \frac{dV_B}{dt} + \frac{V_B}{\beta_e} \frac{dP_B}{dt} \quad (3.2)$$

denklemleri yazılabilir. Burada,

V_A = Pistonun ileri hareketi yönünde silindir odası hacmi [m^3]

(Valf, bağlantı hattı ve silindir hacmini kapsar.)

V_B = Pistonun geri hareketi yönünde silindir odası hacmi [m^3]

(Valf, bağlantı hattı ve silindir hacmini kapsar.)

C_{ip} = Silindirin iç sızıntı katsayısı [$(m^3/s)/(N/m^2)$]

C_{ep} = Silindirin dış sızıntı katsayısı [$(m^3/s)/(N/m^2)$]

Silindir bölümlerinin hacimleri

$$V_A = V_{0A} + A_A x_p \quad (3.3)$$

$$V_B = V_{0B} - A_B x_p \quad (3.4)$$

$$x_p = \frac{V_A - V_{0A}}{A} \quad (3.5)$$

Burada;

A_A = Piston kesit alanı (İleri hareket) [m^2]

A_B = Piston kesit alanı (Piston çubuğu tarafı etkin kesit alanı , geri hareket) [m^2]

x_p = Pistonun yerdeğiştirmesi [m]

V_{0A} = İleri hareket tarafındaki başlangıç hacmi (sabit) [m^3]

V_{0B} = Geri hareket tarafındaki başlangıç hacmi (sabit) [m^3]

biçiminde ifade edilebilir. Burada silindire akışkan sağlayan valfin debi denkleminin genel şekli aşağıda 3.7' de tanımlanabilir

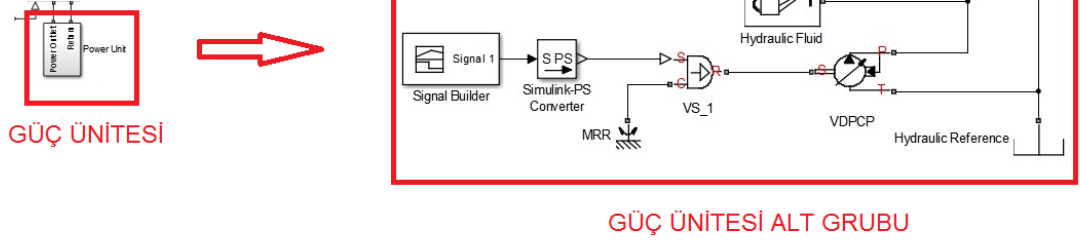
$$Q = Cd . A . \sqrt{\frac{2.(Ps-(Pa-Pb))}{\rho}} \quad (3.6)$$

Newton' un II. hareket denklemine göre, piston üzerinde yük basıncının oluşturduğu kuvvetin dinamik denklemi (Şekil 3.40' a göre) iki yön içinde yazılabilir. Silindirin aşağı yönlü hareketinde toplam kütle (koç tabla + üst kalıp ağırlığı + silindir) oluşturacağı bir $M_T \cdot g$ ağırlık kuvveti ileri harekette basınç kuvveti F_b yönünde ve geri harekette basınç kuvvetine ters yöndedir. Buna göre yukarı ve aşağı yönlü hareket eden bir hidrolik pres için yazılacak kuvvetin dinamik denklemi aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$F_b(t) \pm M_t g = P_A A_A - P_B A_B \pm M_t g = M_t \frac{d^2 x_p(t)}{dt^2} + B_p \frac{dx_p(t)}{dt} + F_p(t) \quad (3.7)$$

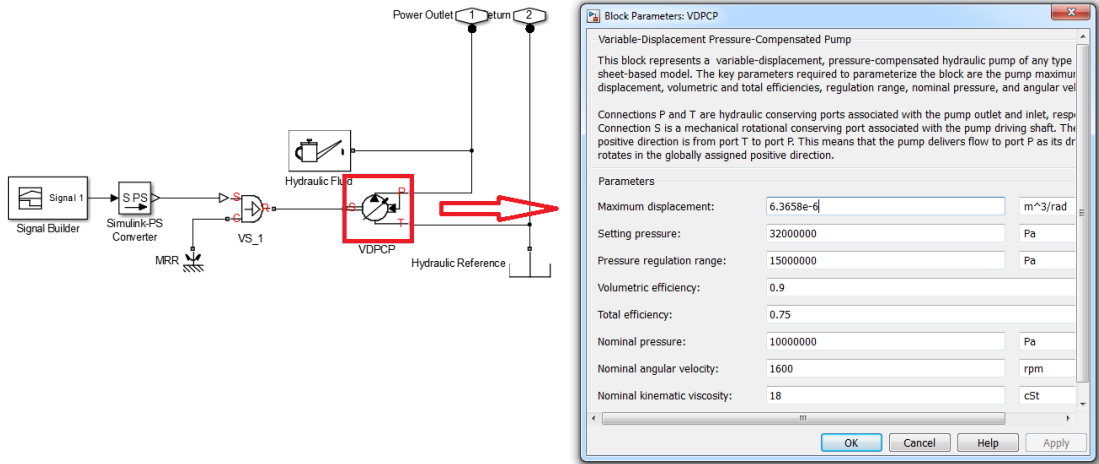
Bu denklemde $F_b(t)$ piston baskı kuvveti olarak tanımlanmıştır. Hidrolik prese ait hazırlanan modelin çözümündede yukarıdaki denklemler kullanılmaktadır. Bu ifadeler aynı zamanda MATLAB / Simulink ortamında blok diyagramlar içerisinde de tanımlanır. Hidrolik prese ait verilen silindir valf denklemleri ve dinamik denklemler kullanılarak, MATLAB / Simscape içerisinde bulunan SimHydraulic program paketi yardımıyla bir modelleme yapılmış ve bu modellemeye ait sonuçlar ele alınmıştır. Modellemede 3 temel kısım bulunmaktadır. Bunlardan ilki güç ünitesi grubu, diğeri silindir grubu ve son olarak ta valf grubudur. Bu grupların her biri parametreleri ile beraber aşağıda açıklanmıştır.

Sistemin hareketini tanımlayan (3.1) - (3.7) denklemlerinin çözümü ve sistemin benzetimi MATLAB / SimHydraulic yazılım ortamında gerçekleştirilmiştir. SimHydraulic programı MATLAB / Simulink / Simscape fiziksel model analiz ve benzetim programının bir eklentisidir. Simscape fiziksel model kurma ortamında sistemin hareket denklemlerine karşılık gelen fiziksel yapılar (simgeler) kullanılır. Ayrıca Simulink blok şema ortamından da yararlanılarak sistemin geri besleme denetim yapısını ve gerekli sinyal çıkışlarını gözlemek mümkündür. Kullanıcı Simscape fiziksel kütüphanesinden yararlanarak ele aldığı sistemin Simscape modelini kurabilir. Bunun yanında Simscape programı SimHydraulic gibi uygulamaya özel alt programlara ve pekçok örnek uygulama programına da sahiptir. Örnek uygulamalardan yola çıkarak



Şekil 3.42 Güç ünitesi grubu ve pompa parametreleri

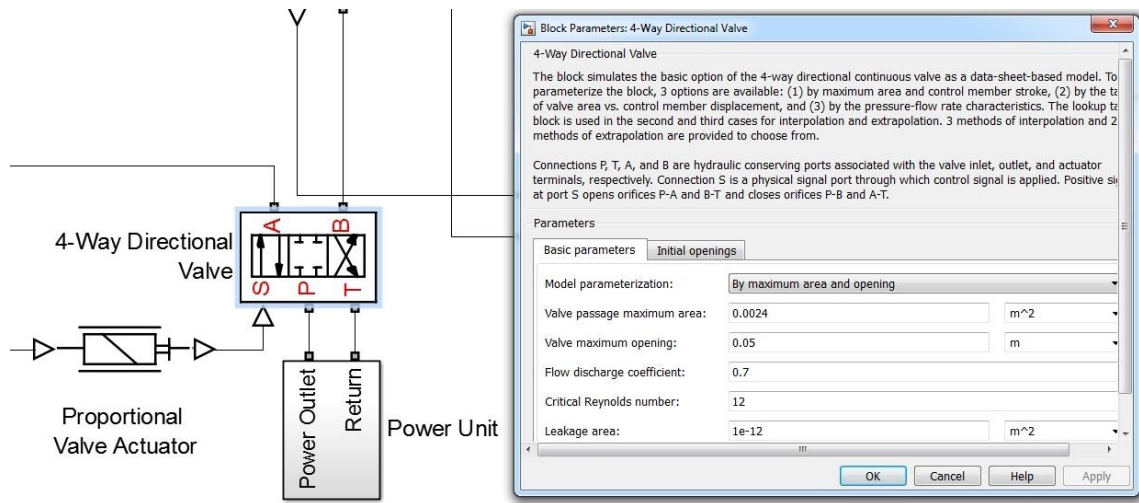
Preste kullanılan pompaya ait katalog değerleri kullanılarak pompanın blok parametreleri iletişim kutusunda ilgili bölümlere yazılır. Pompaya ait yer değiştirme, sistem maksimum basıncı, sistemin pilot basınç değeri ve pompanın açılmal hız değeri blok parametreleri içerisinde yer alır. Hidrolik güç birimi ve birimde yer alan pompa ile parametre iletişim panosu Şekil 3.43' de verilmiştir.



Şekil 3.43 Pompa parametreleri

Pompaya ait yukarıda verilen blok parametre penceresinde bulunan P ve T hataları pompanın giriş ve çıkış portlarını temsil etmektedir. S portu ise pompanın çıkış mili olarak ifade edilir. Blok diyagramda T portundan P portuna doğru gerçekleşen akış

pozitif yön olarak kabul edilmiştir ve bu kabul sonucunda pompa milinde pozitif yönde döneceği sonucuna varılır. Güç ünitesi grubu sonrasında modellemeye tanımlanması gereken diğer kısım 4 yollu valf bloğudur. Valf bloğunun model içerisinde gösterimi Şekil 3.44' te görülmektedir. Valf bloğu içerisinde tanımlanan 3 adet parametre bulunur. Bu parametreler valfin maksimum alanı, valfin maksimum açılması (yer değiştirme), valfin basınç-debi karakteristiği (valfe ait tablo değeri) olarak tanımlanır. Bu parametrelerin bulunmasında, kullanılan valfe ait katalog değerlerinden faydalanılmıştır.



Şekil 3.44 Valf parametreleri

Simscape / Simhydraulic kütüphanesinde bulunan valf bloklarının matematik modeline esas teşkil eden denklem (3.8) aşağıda verilen debi denklemidir. Simscape / Simhydraulic modelinin arka planında gerçekleşen hesaplama ve çözüm bu denkleme dayanır.

$$q = x C_D b \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_S - \text{abs}(P_A - P_B)) \text{sign}(P_A - P_B)} \quad (3.8)$$

q: Debi

x: Valfin yer değiştirmesi, $-x_{\max} \leq x \leq x_{\max}$

b: Orifisin genişliği, $b = A_{\max} / x_{\max}$

A_{\max} : Maksimum orifis alanı

x_{\max} : Valfin maksimum açıklığı

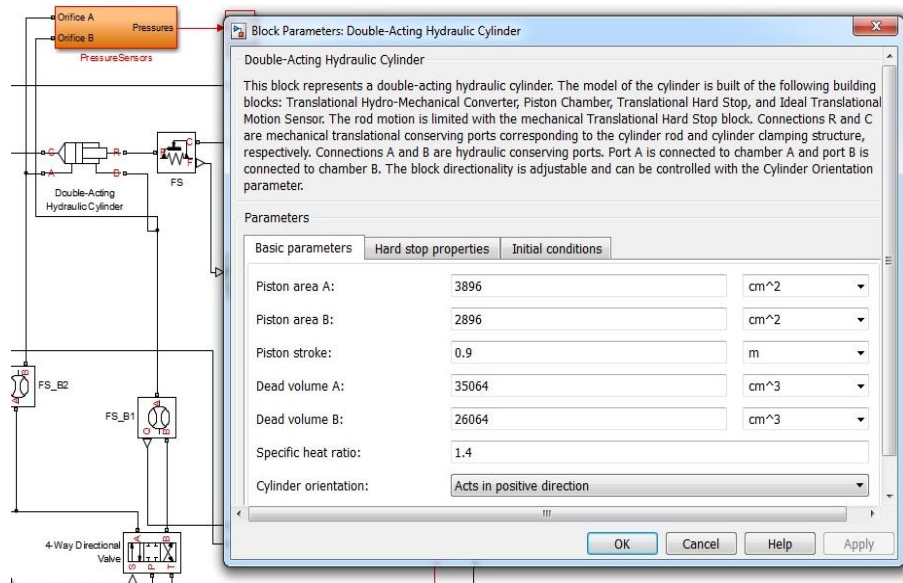
C_D : Akış sürtünme katsayısı

ρ : Yoğunluk

P_S : Sistem Basıncı

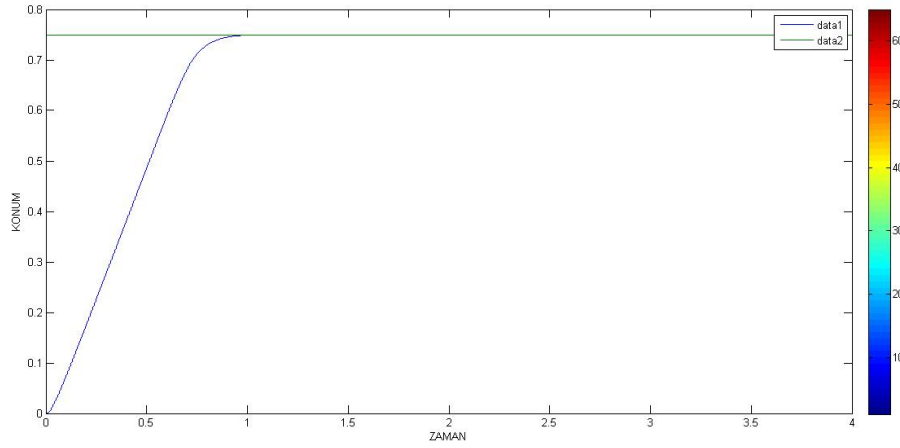
P_A, P_B : Valfin silindire bağlı uçlarındaki basınçlar

Pompadan çıkan hidrolik akışkan hidrolik valf ile yönlendirilerek silindire gönderilir. Hidrolik valf - silindir sisteminin diğer bir elemanı hidrolik silindirlerdir ve bunların matematik modeli hidrolik sistemin çalışmasında çok önemli bir yere sahiptir. Silindir parametreleri sisteme yazılırken presin iç koç tabla ve dış koç tabla beraber çalışma modu referans alınmış ve buna göre toplam 6 adet silindirin kesit alanları blok diyagram içerisine yazılmıştır. Presin bu çalışma modunda toplam kurs değeri 900 mm olarak tanımlanmıştır. Presin çalışmasında silindirlerin toplam kursunun % 10 unu kadar bir değer ölü hacim olarak tanımlanmıştır. Presin çalışması sırasında serbest düşme mesafesi 750 mm dir. Pres serbest düşme sonrasında iş hızına geçmektedir ve bu anda basınç maksimum değere çıkmaktadır. Pres koç tablası bu basınç değerinde toplam 150 mm kurs yapmaktadır. İş hızı ve serbest düşme ile beraber koç tabla toplam 900 mm kurs yapar. Bu kurs mesafesi presin alt ölü noktası olarak tanımlanır. Presleme tamamlandıktan sonra pres koç tablası geri dönüşe başlar ve toplam 900 mm mesafeyi bu geri dönüş hızında alarak üst ölü nokta olarak tanımlanan ilk konumuna geri döner. Bu bir pres çevrimi olarak ifade edilir. Preste kullanılan silindirlerin boyutlandırmasında presin çevrim zamanı, koç tabla kursu, serbest düşme hızı, iş hızı ve geri dönüş hızı parametreleri kullanılır. Bu parametrelerin hesaplanan değerleri model içerisinde Şekil 3.45' te görüldüğü gibi tanımlanır ve buna göre modelin çözümü gerçekleştirilir.



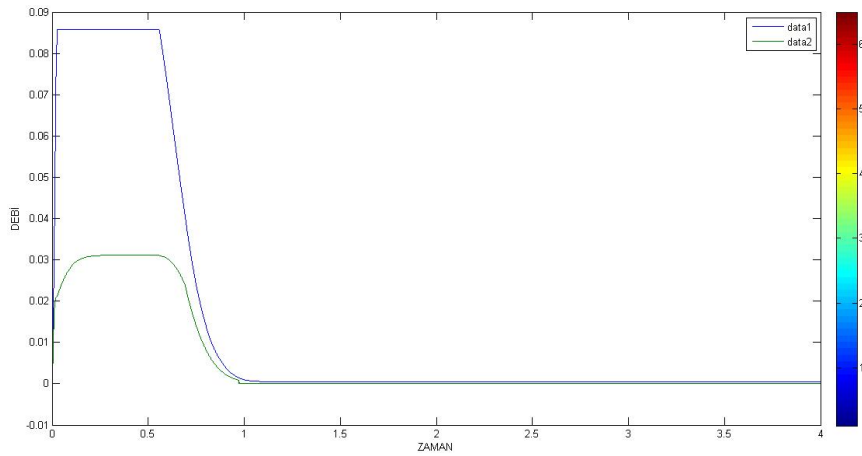
Şekil 3.45 Silindir parametreleri

Hidrolik prese ait kurulan model içerisinde, güç ünitesi, silindir, valf ve pompa parametreleri tanımlanmıştır. Prese ait tanımlanan bu değerlere göre modelin Matlab çözümleri yapılır. Modelin çözümü ile prese ait kurs, debi ve basınç değerlerinin zamana bağlı değişimleri elde edilir. Modelin çözümü sonrasında elde edilen grafikler aşağıda verilmiştir. Şekil 3.46' da koç tablanın konumunun zamana bağlı değişimi verilmiştir. Bu çözümde koç tablaya 750 mm kurs yaptırılmış ve serbest düşmenin gerçekleşme zamanı 1 sn olarak görülmüştür.



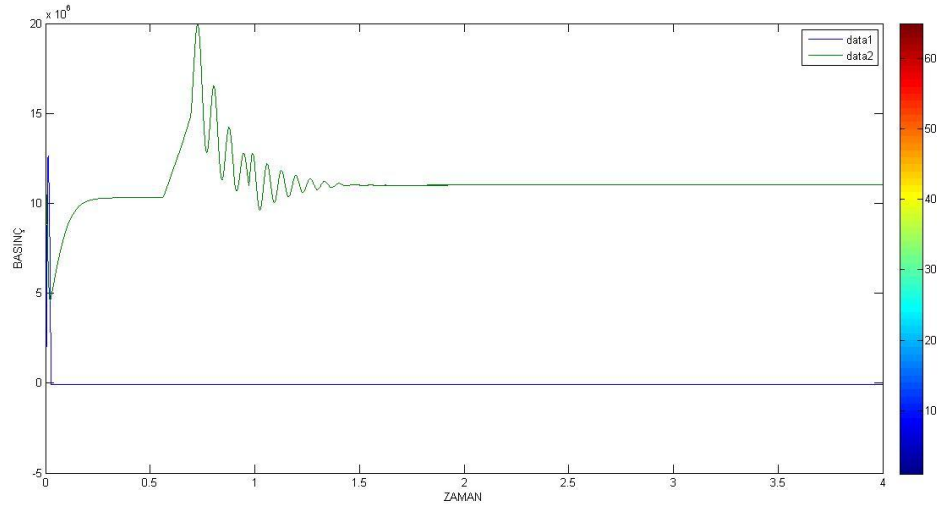
Şekil 3.46 Koç tablanın zamana bağlı yer değiştirmesi

Şekil 3.47' de debinin zamana bağlı değişimi görülmektedir. Debi değeri serbest düşmenin başladığı an maksimum değerde olup sonrasında sifıra doğru yaklaşmıştır. Serbest düşme anında ön dolum valfi açılarak presin 750 mm mesafeyi 1 sn de aldirmek için gerekli yağın silindirlere gönderilmesini sağlamaktadır. Sonrasında pres iş hızına geçmekte ve debi değeri aşağı yönde gerçekleşmektedir.



Şekil 3.47 Debinin zamana bağlı değişimi

Şekil 3.48' de basıncın zamana bağlı değişimine ait grafik verilmiştir. Koç tablanın aşağı yönde ilk hareketinde basınç 100 bar olarak gözlenlenmiştir. Debinin azalmasına bağlı olarak basınç artış göstermekte ve debi değeri minimuma inerken basınç maksimum değerine ulaşmaktadır. Serbest düşme anı için hazırlanan bu grafikte basınç değeri maksimum değer sonrasında kademeli olarak azalmaktadır.



Şekil 3.48 Basıncın zamana bağlı değişimi

Kurulan modele ait yapılan çözümler halen devam etmektedir. Modelin çözümü yapılan serbest düşme anı sonrasında presleme zamanı ve geri dönüş zamanı içinde aynı çalışmalar yürütülmektedir. Ancak görülmektedir ki serbest düşme için yapılan çözümler pres için yapılan ilk hesaplamalardaki sonuçlar ile aynıdır. Konu ile ilgili yukarıda yapılan çözümler ilerleyen zamanda bu konu ile ilgili yapılacak çalışmalara ışık tutacaktır.

4. BULGULAR

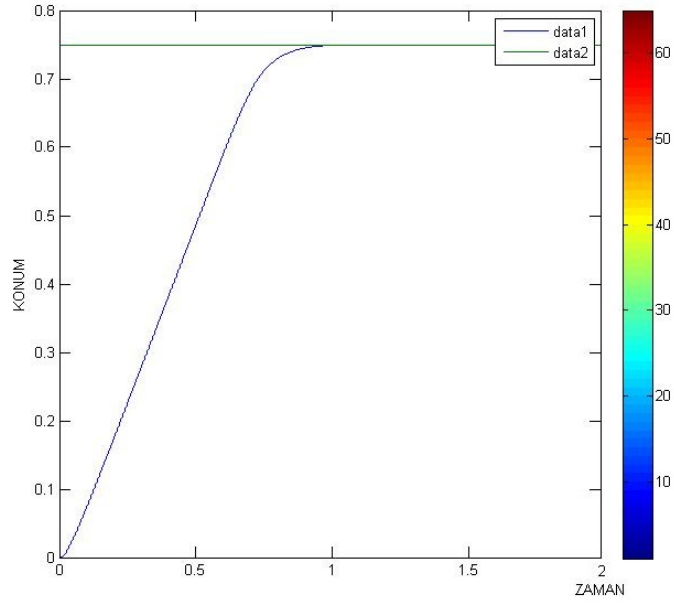
Üç etkili hızlı hidrolik pres için yapılan mekanik ve hidrolik tasarım faaliyetleri sonucunda elde edilen veriler üç ana başlık altında değerlendirilecektir. Bunlar:

- Matematik model analizi
- Maliyet analizi
- Performans analizi şeklinde sınıflandırılabilir.

Yukarıdaki bu başlıklardan matematik model analizi kısmında bir önceki bölümde çıktılar verilen sitemin konum hız ve basıncına ait eğrileri yorumlanacaktır, maliyet analizi kısmında, yapılan tasarımın üretilmesi için harcanacak malzeme maliyeti, işçilik maliyeti, hidrolik ekipman maliyeti, otomasyon maliyeti vb kalemler değerlendirilecek ve presin toplam maliyeti tespit edilecektir. Performans analizinde ise, presin çalışma saatine bağlı olarak aynı tonaja sahip ancak daha yavaş hızlarda çalışan bir pres ile karşılaştırması yapılacaktır. Bu karşılaştırma sonrasında presin kendini amorti etme süresi hesaplanacaktır.

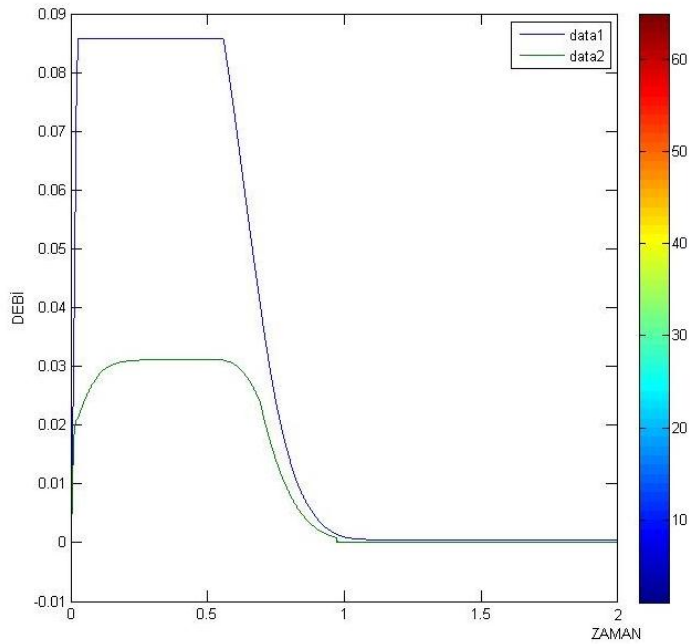
- **Matematik Model Analizi :**

Hidrolik presin MATLAB / SimHydraulic programında hazırlanan modeline presin $t=2$ sn lik hareketi için zamanın konum, debi ve basınca bağlı değişimi verilmiştir. Eğrilerden ilkinde Şekil 4.1' de presin koç tablasının zamana bağlı olarak konumunun değişimi görülmektedir. Koç tabla serbest düşme anında toplam 750 mm lik hareket yapmaktadır. Koç tablanın yaptığı bu hareket 1 sn içerisinde gerçekleşmiştir. Burada kullanılan kurs ve zamana ait parametreler presin bir çevrimi için öngörülen değerler ile aynıdır. Presin kursu ve bu kursu yapması gereken süre hesaplamaların başında kullanılan değerler aynı olmalıdır. Eğrinin 2 sn sonrasında pres iş hızına geçmekte ve iş hızında verilen toplam kurs değerine kadar olan mesafeyi almaktadır. Hesaplama kullanılan zaman ve konum ile eğriden elde edilen verilerin aynı olması modellemede kullanılan parametrelerinde doğruluğunu göstermektedir.



Şekil 4.1 Koç tabla yerdeğiştirmesinin zamana bağlı değişimi

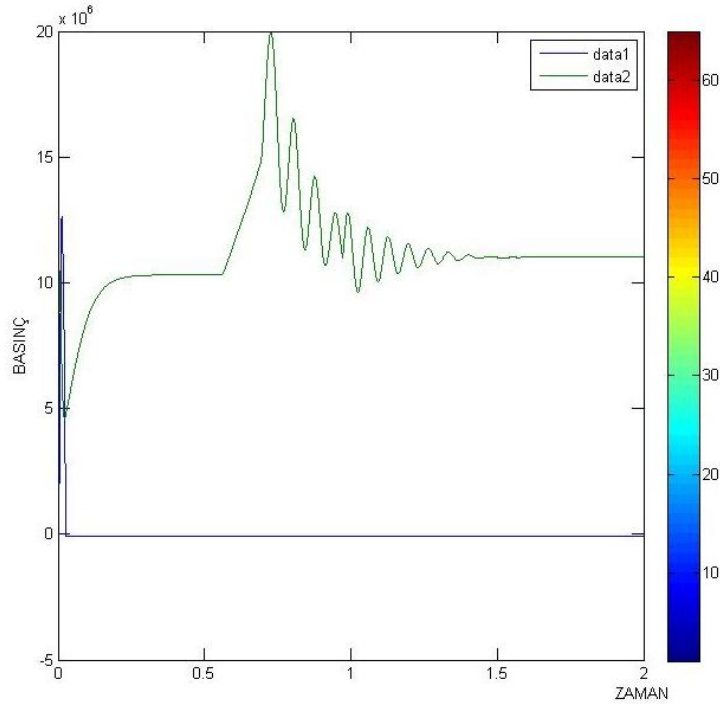
Modelleme sonrasında prese ait elde edilen bir diğer eğride debinin zamana bağlı değişimini gösterir. Şekil 4.2' de presin 2 sn lik hareketinde debinin zamana bağlı değişimi verilmiştir. Pres koç tablası ilk harekete başladığı andan serbest dūřmenin tamamlandığı ana kadar toplam 750 mm mesafeyi 1 sn sürede almaktadır. Bu kadar kısa zamanda yapılan bu kurs için debinin maksimum değerde olması ve 1 sn lik sürenin sonuna doğrudan ani bir şekilde dūřmesi gerekir.



Şekil 4.2 Debinin zamana bağlı değişimi

Şekildeki eğri bu durumda debi değişimini oması gereken şekilde açıklamaktadır. Koç tabla Ü.Ö.N iken ön dolum valfi açılmakta ve silindirlerin aşağı yönde ilerlemesi için gereken yağı salmaktadır. Bu durumda debi maksimum değerde ve silindirler ise yaklaşık 3000 lt/dk debide akışkan ile dolmaktadır. Şekil bu hareket anında beklenen değişimi göstermektedir.

Şekil 4.3' te presin serbest düşme ve iş hızna geçişi anında oluşan basıncın zamana bağlı olarak değişimi verilmiştir. Basınç serbest düşme anında 100 bar seviyesinde ve pilot hattı tarafından oluşturulan değerde iken serbest düşme bitip iş hızına geçme anında aniden artmakta ve maksimum değere ulaşmaktadır. Basıncın maksimum değere çıktığı bu anda debi değeri ise minimuma düşmektedir. Eğrilerde gözlemlenen basınç ve debinin bu ters yönde artış ve azalışı gerçek durumda bu şekildedir. Basınç maksimum değere ulaştıktan sonra yavaş ve kademeli olarak azalmakta ve eski konumuna varmaktadır. Modelleme sonucu elde edilen prese ait eğriler ile gerçek çalışma anında gözlemlenen pres eğrileri birbirine çok yakındır. Modellemede öngörülen temel çalışma parametrelerine yapılacak ilaveler ile (pilot hattı, kaçakların oranı vb) presin modeli gerçek zamanlı sonuçlara çok daha yaklaştırılabilir. Modellemede elde edilen eğriler ile pres daha tasarım aşamasında iken çalıştırılarak prese ait bulgular elde edilebilir ve bunların ışığında presin çalışma performansı iyileştirilebilir.



Şekil 4.3 Basıncın zamana bağlı değişimi

- **Maliyet Analizi :**

Hidrolik presin maliyet hesabında öncelikle presin gövde parçalarının imalatı için kullanılacak toplam çelik ihtiyacı belirlenecektir. Bunun hesaplanması için presin toplam ağırlığının bulunması gerekir. Prese ait mekanik tasarım üzerinden alınan ağırlık değerlerinin her grup için bulunan değerleri Çizelge 4.1' de verilmiştir. Tabloda aynı zamanda kullanılan malzemenin adı ve toplam malzeme fiyatıda bulunmaktadır.

Çizelge 4.1 Üç etkili pres çelik malzeme maliyeti tablosu

PARÇA ADI	MALZEME	ADET	AĞIRLIK (KG) / BOY(MT)	BİRİM FİYAT (KG/€)	MALİYET
ALT KÖPRİ GRUBU	St 52-3	1	65000	0,5 €	32.500,00 €
YASTIK GRUBU	St 52-3	1	12000	0,5 €	6.000,00 €
GERGİ MİLİ GRUBU	4140	4	4500	2,0 €	36.000,00 €
KOLON GRUBU	St 52-3	4	10000	0,5 €	20.000,00 €
İÇ KOÇ TABLA GRUBU	St 52-3	1	18000	0,5 €	9.000,00 €
DIŞ KOÇ TABLA GRUBU	St 52-3	1	35000	0,5 €	17.500,00 €
ÜST KÖPRÜ GRUBU	St 52-3	1	60000	0,5 €	30.000,00 €
MOBİL TABLA GRUBU	St 52-3	2	3000	2,0 €	12.000,00 €
TABLA GRUPLARI	St 52-3	1	35000	0,5 €	17.500,00 €
				TOPLAM	180.500,00 €

Hidrolik preste hesaplanacak diğer bir maliyet grubu ise, hidrolik elemanlara ait olan gruptur. Bu grup içerisinde preste kullanılan silindirler, pompalar, motor grupları ve tesisat ekipmanları yer almaktadır. Çizelge 4.2' de hidrolik ekipmanlara ait maliyet analizi bulunmaktadır. Bu kısımda kullanılan hidrolik ekipmanların (pompa, akümülatör, vb) tamamı hidrolik ünite maliyeti içerisinde yer almaktadır. Hidrolik tesisat kısmında ise preste yapılacak tüm boru ve bağlantı tesisat gruplarına ait maliyet bulunmaktadır.

Çizelge 4.2 Üç etkili pres hidrolik malzeme maliyeti tablosu

HİDROLİK MALZEME MALİYETLERİ	ADET	BİRİM FİYAT (€)	MALİYET
HİDROLİK ÜNİTE GRUBU	1	300.000,00 €	300.000,00 €
İÇ KOÇ HİDROLİK SİLİNDİRİ	2	35.000,00 €	70.000,00 €
DIŞ KOÇ HİDROLİK SİLİNDİRİ	4	25.000,00 €	100.000,00 €
YASTIK TABLA HİDROLİK SİLİNDİRİ	2	10.000,00 €	20.000,00 €
MOBİL TABLA HİDROLİK SİLİNDİRİ	4	5.000,00 €	20.000,00 €
HİDROLİK TESİSAT GRUBU	1	20.000,00 €	20.000,00 €
		TOPLAM	530.000,00 €

Hidrolik pres için yapılacak diğer bir maliyet tablosunda ise, prete kullanılan elektronik komponentler bulunmaktadır. Bu grup içerisinde presi kontrol eden sürücü devre grubu, bu grupların bağlandığı pano grupları, gerekli tesisat ekipmanları, sensör ve cetvel grupları, kontrol ünitesi ve presin ana kontrol bilgisayarı bulunmaktadır. Presin kontrolü endüstriyel PC ile yapılacak ve bu grupta kullanılan mikro işlemciler bu grup içerisinde maliyetlendirilecektir. Otomasyon grubuna ait maliyet çalışması Çizelge 4.3' te verilmiştir.

Çizelge 4.3 Üç etkili pres elektronik ve otomasyon malzeme maliyeti tablosu

<i>ELEKTRONİK VE OTOMASYON MALZEME MALİYETLERİ</i>	<i>ADET</i>	<i>BİRİM FİYAT (€)</i>	<i>MALİYET</i>
<i>MOTOR VE SÜRÜCÜ GRUBU</i>	<i>1</i>	<i>85.000,00 €</i>	<i>85.000,00 €</i>
<i>KONTROL PANOSU GRUBU</i>	<i>2</i>	<i>10.000,00 €</i>	<i>20.000,00 €</i>
<i>KONTROL ÜNİTESİ GRUBU</i>	<i>1</i>	<i>15.000,00 €</i>	<i>15.000,00 €</i>
<i>ELEKTRONİK TESİSAT GRUBU</i>	<i>1</i>	<i>10.000,00 €</i>	<i>10.000,00 €</i>
<i>SENSÖR VE CETVEL BAĞLANTI GRUBU</i>	<i>1</i>	<i>5.000,00 €</i>	<i>5.000,00 €</i>
<i>ENDÜSTRİYEL PC GRUBU</i>	<i>1</i>	<i>15.000,00 €</i>	<i>15.000,00 €</i>
		TOPLAM	150.000,00 €

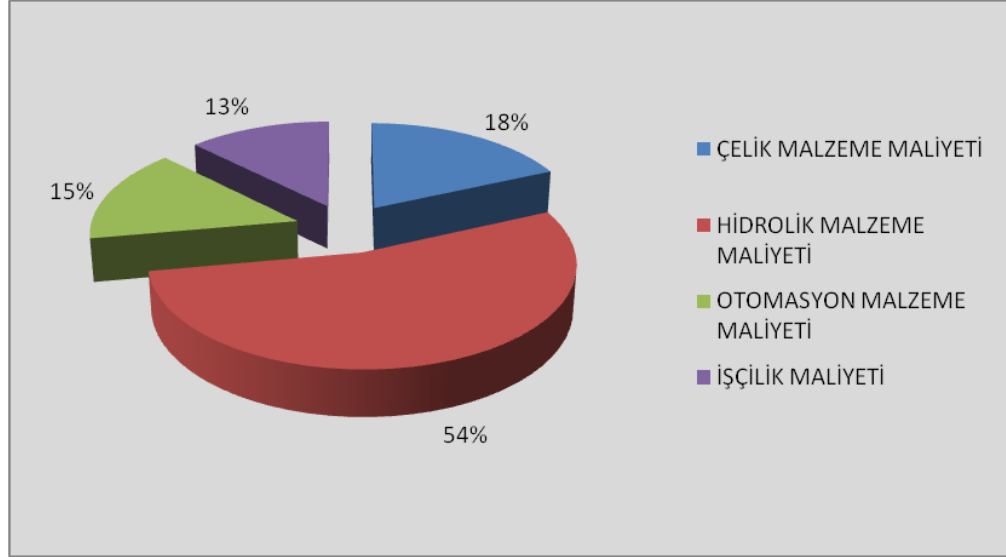
Hidrolik preste hazırlanacak son maliyet tablosunda, presin tüm üretim aşamalarında gerçekleştirilecek işçilik maliyetleri hazırlanacaktır. Bu maliyet çalışmasında aylık çalışma süresi 225 saat olarak ön görülmüştür. Bu presin tasarımından üretimine kadar geçen toplam süre 12 ay olarak planlanmış ve bu plana göre işçilik saatleri belirlenmiştir. İşçilik maliyetlerini içeren tablo aşağıda Çizelge 4.4' te verilmiştir. Tabloda talaşlı imalat işçiliği dışındaki işçilikler için saat ücreti 10 (€/SAAT) olarak alınmıştır. Talaşlı imalat konusunda ise, bu tip büyük gövdelerin işleneceği tezgahların saat ücreti 50 (€/SAAT) civarında olduğu için bu rakam referans alınmıştır.

Çizelge 4.4 Üç etkili pres işçilik maliyeti tablosu

<i>İŞÇİLİK MALİYETLERİ</i>	<i>SAAT</i>	<i>BİRİM FİYAT (€/SAAT)</i>	<i>MALİYET</i>
<i>MAKİNE TASARIM</i>	<i>450</i>	<i>10,00 €</i>	<i>4.500,00 €</i>
<i>OTOMASYON TASARIM</i>	<i>450</i>	<i>10,00 €</i>	<i>4.500,00 €</i>
<i>KAYNAK (KESİM+ÇATIM+KAYNAK)</i>	<i>2250</i>	<i>10,00 €</i>	<i>22.500,00 €</i>
<i>TALAŞLI ÜRETİM</i>	<i>1350</i>	<i>40,00 €</i>	<i>54.000,00 €</i>
<i>OTOMASYON MONTAJ</i>	<i>450</i>	<i>10,00 €</i>	<i>4.500,00 €</i>
<i>MEKANİK+HİDROLİK MONTAJ</i>	<i>1350</i>	<i>10,00 €</i>	<i>13.500,00 €</i>
<i>ÖLÇÜM MALİYETLERİ</i>	<i>225</i>	<i>10,00 €</i>	<i>2.250,00 €</i>
<i>DEVREYE ALMA TEST ÇALIŞMALARI</i>	<i>1800</i>	<i>10,00 €</i>	<i>18.000,00 €</i>
		TOPLAM	123.750,00 €

Yukarıda hazırlanan hidrolik prese ait tüm maliyet çalışmalarının toplandığı tablo aşağıda Çizelge 4.5' te verilmektedir. Bu tabloya göre bu tip bir presin üretilmesinde en büyük maliyet kalemini hidrolik ekipmanlar oluşturmaktadır.

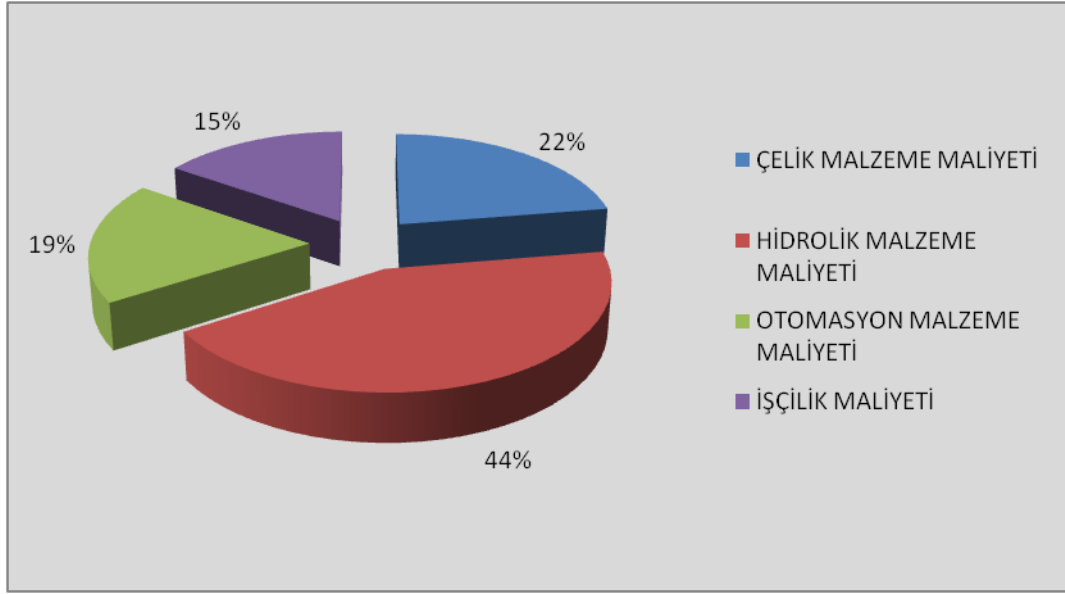
Çizelge 4.5 Üç etkili hızlı pres toplam maliyet tablosu



Hidrolik pres için hesaplanan hidrolik maliyetlerinin yüksek çıkmasının temel nedeni presin normal bir hidrolik prese göre çok daha hızlı olarak çalıştırılmasıdır. Presin dakikadaki vuruş sayısı 15 dk/vuruş olarak gerçekleşmektedir ancak günümüzde halihazırda kullanılan bu tip hidrolik preslerin vuruş sayısı 4-6 dk/vuruştur. Hızların bu kadar yüksek olduğu bir preste istenen vuruş sayısı için debinin dolayısıyla kullanılacak pompa gruplarında buna uygun olması gerekmektedir. Eğer bu tip bir hızlı pres yerine normal hızlarda çalışan bir pres tasarımı gerçekleştirilmiş olsaydı o zaman ortaya çıkacak hidrolik maliyetleri çok daha düşük olacaktı.

Bu noktadan hareket ile, aynı tonajda ve aynı kurs değerine sahip fakat 4-6 vuruş aralığında çalışan bir pres için bir maliyet çalışması yapılabilir. Bu maliyet çalışmasında değişecek en büyük maliyet grubu, hidrolik pompaların ve motorların bulunduğu ünite grubudur. Ünite grubunun maliyeti bu tip yavaş çalışan bir pres için 120 000 Euro civarında gerçekleşmektedir. Diğer maliyet grupları aynı kalacak şekilde ünite grubunun fiyatı değiştirilerek hazırlanan toplam maliyet tablosu aşağıda Çizelge 4.6' daki şekilde gerçekleşmektedir.

Çizelge 4.6 Üç etkili yavaş çalışan pres için toplam maliyet tablosu



Yukarıdaki tablodan görüleceği üzere bir hidrolik preste yapılacak hız seçimi toplam pres maliyetini % 10 azaltmakta veya arttırmaktadır. Hidrolik pres imalatı aşamasında müşteri firmaların belirleyeceği hız değerlerinin önemi yukarıda yapılan maliyet çalışmalarında görülmektedir. Bu maliyet çalışması, sonrasında yapılacak performans analizi ile bir araya getirildiğinde, özellikle büyük ölçekli pres ihtiyacı olan firmalar için uygun bir örnek teşkil edeceği düşünülmektedir.

- **Performans Analizi :**

Hidrolik prese ait performans analizi kısmında, presin çalışma süresi, parça ağırlığı, parça adedi gibi bir takım değerlerin belirlenmesi gerekmektedir. Bu değerlerin belirlenmesi aşamasında birtakım kabuller ve tanımlamalar yapılacaktır. Bu tanımlamalar aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

- Pres çalışma süresi : Presin 1 yıllık toplam çalışma zamanıdır. Bu zamanın belirlenmesinde, yıl 300 gün ve günlük 20 saat çalışma süresi referans alınacaktır. Planlanan bu değerlere göre pres 1 yılda $300 \times 20 = 6000$ saat çalışmaktadır.
- Üretilecek parça : Preste üretilecek parçanın ağırlık ve maliyet bilgilerinin tanımlanmasıdır. Tasarımı yapılan hızlı hidrolik pres ile halihazırda kullanılan yavaş tip hidrolik presin maliyet olarak karşılaştırılmasında kullanılacaktır.

Oluşturulacak tablo için parça ağırlığı 5 kg ve parçanın birim satış fiyatı 4 € olarak kabul edilecektir. Üretilen parçanın, parça başı karı % 5 olarak alınacaktır.

- Enerji maliyeti : Presin yıllık çalışma saatine göre harcadığı enerjinin fiyatlandırılmasıdır. Bu değer 2012 yılı için 156 TL/Mwh olarak kabul edilecektir.
- Vuruş sayısı : Presin dakikada üreteceği parça sayısı için kullanılacaktır. Karşılaştırma tablosunda değerlendirilecek hızlı tip pres için bu değer 15 vuruş, yavaş tip pres için ise 5 vuruş olarak kabul edilecektir.
- Pres yatırım maliyeti : İş parçasının üretiminde kullanılacak presin maliyet değeridir. Bu değer hızlı tip pres için 1 000 000 €, yavaş tip pres için 800 000 € olarak referans alınacaktır.
- Toplam pres sayısı : İş parçasının üretimi için yalnızca hidrolik pres yeterli değildir. Genel olarak orta büyüklükteki otomotiv sac parçalarının üretimi için minimum 4 farklı operasyona ihtiyaç vardır. Bu operasyonların bağlanacağı kalıplarda dikkate alındığında bir parça için toplam 4 adet pres kullanılmaktadır. Bu parça için 4 presten oluşan bir pres hattına gerek olduğu söylenebilir.

Yukarıdaki tanımlamalar ve değerler ışığında hızlı tip hidrolik presin çalışma performansı analiz edilecek ve bununla beraber günümüzde endüstride kullanılan yavaş tip bir pres ile karşılaştırması yapılacaktır. Çizelge 4.7 de hızlı tip bir pres için hazırlanan karşılaştırma ve performans analizi bulunmaktadır. Bu analizde kullanılan her iki preste 1200 ton ve üç etkili olarak düşünülmüştür. Halihazırda kullanılan pres için hesaplanan güç değeri 750 Kw olarak bulunmuştur. Bu değer bulunmasında presin iş hız 50 mm/sn olarak kabul edilmiş ve presin çalışma basıncı 310 bar olarak alınmıştır.

Çizelge 4.7 Üç etkili pres karşılaştırma tablosu

KARŞILAŞTIRMA TABLOSU		
TANIMLAR	YAVAŞ TİP HİDROLİK PRES	HIZLI TİP HİDROLİK PRES
PRES YATIRIM MALİYETİ	800 000 €	1 000 000 €
YILLIK ÇALIŞMA SÜRESİ	6000 saat	6000 saat
VURUŞ SAYISI (dk)	5 vuruş	15 vuruş
YILLIK TOPLAM VURUŞ SAYISI	1 800 000 vuruş	5 400 000 vuruş
TOPLAM PRES SAYISI	4 adet (1 adet hidrolik+3adet mekanik pres)	4 adet (1 adet hidrolik+3adet mekanik pres)
ÜRETİLECEK PARÇA FİYATI	4 €	4 €
YILLIK TOPLAM PARÇA FİYATI	7 200 000 €	21 600 000 €
YILLIK TOPLAM PARÇA KARI	360 000 €	1 080 000 €
PRES BAŞINA KARLILIK	90 000 €	270 000 €
YILLIK ENERJİ MALİYETİ	292 500 €	936 000 €

Yukarıda hazırlanan tabloda hızlı tip presin 3 kat daha fazla parça ürettiği görülmektedir. Üretimde ki bu yüksek adede karşılık hızlı tip presin yaklaşık 3 kat daha fazla enerji tükettiği buna ek olarak ilk yatırım maliyetinde % 25 daha fazla olduğu tabloda belirtilmiştir. Bu kriterlere göre presler incelendiğinde, hızlı tip hidrolik presin 1 yıl sonunda pres karlılığı olarak diğerinden 3 kat daha karlı olduğu ve bu karında ilk yatırım maliyeti farkı kadar olduğu söylenebilir. Sonuç olarak hızlı tip bir hidrolik presin 1 yıl sonundaki karı ile, ilk yatırım maliyeti farkını karşılayacağı görülmektedir. Karşılaştırma tablosunun toplam pres hattı maliyetine göre değerlendirilmesi sonraki bölümde daha detaylı olarak ele alınacaktır.

5. SONUÇ

Bir önceki bölümde yapılan analiz çalışmaları sonucunda, hızlı tip bir hidrolik presin ilk yatırım maliyeti ve enerji tüketimi açısından dezavantajlı ancak üretim kapasitesi olarak ise avantajlı olduğu görülmüştür. Bu kısımda bu verilere bağlı olarak her iki presin ilk yatırım maliyetini amorti edeceği süreler göre değerlendirme yapılacak ve sonuçlar elde edilecektir.

Yavaş tip hidrolik presin, pres başına yıllık karı 90 000 € olarak tabloda görülmektedir. Bu presin ilk yatırım maliyeti ise yine tablo değerinden 800 000 € olarak bulunmuştur. Bu iki parametreye bağlı olarak, yavaş tip bir hidrolik presin kendini amorti etme süresinin yaklaşık olarak 9 yıl olacağı hesaplanabilir. Aynı hesaplama hızlı tip bir pres için yapılacak olursa bu sürenin yaklaşık 4 yıl olacağı bulunabilir. Bu hesaplamalar sonrasında görülmektedir ki hızlı tip pres çok daha avantajlıdır.

Sonuç olarak, hızlı tip bir hidrolik presin yavaş tip bir hidrolik pres ile karşılaştırıldığında ilk yatırım maliyeti farkını 1 yılda çıkaracağını ve hızlı tip presin ilk yatırım maliyetini yavaş tipe oranla 5 yıl önce karşılayacağını söylemek mümkündür.

Hat yatırım olarak incelendiğinde ise, bu preslerden sonra çalışacak mekanik preslerinde dikkate alınması gerekmektedir. Bu hidrolik preslerin arkasında çalışacak preslerin 800 ton kapasiteli ve 16-20 vuruş aralığında çalışan presler olduğunu kabul edersek ve bu preslerin her birinin birim maliyetini 1 000 000 € olarak referans aldığımız bir durum için, yavaş tip hat maliyeti 3 800 000 €, hızlı tip için ise 4 000 000 € olarak hesaplanabilir. Bu hat yatırım maliyetlerini yıllık toplam parça karı değerleri ile karşılaştırdığımızda, yavaş tip hattın kendini 10 yıllık bir sürede amorti edeceği, hızlı tip hattın ise kendini 4 yıldan daha az bir sürede amorti edeceği sonucuna varabiliriz.

Hatbaşı üç etkili hızlı tip bir hidrolik pres için yapılan tasarım ve analiz uygulamaları sonucunda görülmektedir ki, hızlı tip hidrolik pres halihazırda kullanılan preslerden, üretim ve maliyet açısından çok daha verimli bir uygulamadır.

KAYNAKÇA

- Çelikayar, G. 2005.** Pompa Kontrol Sistemlerinin Pres Teknolojisine Sağladığı Avantajlar. 4. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, 8-14 Ekim 2005, İstanbul.
- Daniels, H.R. 1979.**, Mechanical Press Handbook Third edition. Herman Publishing Inc., Boston, USA, pp: 16-110.
- Makelt, H. 1968.**, Mechanical Presses. Edward Arnold Ltd., Norwich, Great Britain, pp: 51-157.
- Merritt, H.E. 1967.**, Hydraulic Control Systems. John Wiley & Sons, Inc., New York, USA, pp: 54-118.
- Pinches, M.J., Ashby, J.G. 1988.** Power Hydraulics. Prentice Hall Ltd., Cambridge, Great Britain, pp: 15-124.
- Schuler GmbH. 1998.**, Metal Forming Handbook 2. Springer., Berlin, Germany, pp: 33-83.
- Sipahioğlu, C. 2001.** Sıvama Preslerinde Hidrolik Uygulamaları. 2. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, 10-15 Ekim 2001, Ankara.
- Sutton, A.M. 2008.**, Servo press technology saving energy in the pressroom. <http://www.kaic.com> (09.10.2012).
- Yüksel, İ. 2004.**, Matlab ile Mühendislik Sistemlerinin Analizi ve Çözümü Sürüm 6X. Nobel Yayın Dağıtım., Ankara, Türkiye. pp: 293-321.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Serhat Köşeler

Doğum Yeri ve Tarihi Bursa – 04.09.1979

Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu

Lise : Ali Osman Sönmez Anadolu Teknik Lisesi (Makina) - 1993-1997

Lisans : : Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü –
1997-2002

İletişim (e-posta) : : serhat@koseler.net