

754569

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTORLARDA SOĞUTMA SİSTEMLERİ VE UYGULAMA ÖRNEKLERİ

Makina Müh. Veli UYSAL

FBE Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı Enerji Makinaları Programında
Hazırlanan


154569

YÜKSEK LİSANS TEZİ

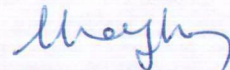
Prof. Dr. Hakan KALELİ



Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hakan KALELİ



Prof. Dr. Recep ÖZTÜRK



Prof. Dr. Mustafa BAYRAK

İSTANBUL, 2004

İÇİNDEKİLER

sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	iv
KISALTMA LİSTESİ.....	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
ÖNSÖZ.....	vii
ÖZET.....	viii
ABSTRACT.....	ix
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Araştırması.....	1
2. MOTORLARDA SOĞUTMA SİSTEMİ.....	9
2.1 Soğutma Sisteminin Amacı.....	9
2.2 Soğutma Sistemlerinin Özellikleri.....	11
2.3 Motorlarda Isı İletimi.....	15
2.3.1 Motorlarda Isı İletiminin Önemi.....	15
2.3.1.1 Kondüksiyonla Isı İletimi.....	16
2.3.1.2 Konveksiyonla Isı İletimi.....	17
2.3.1.3 Radyasyonla Isı İletimi.....	18
3. MOTOR SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN SINIFLANDIRILMASI	20
3.1 Hava İle Soğutulan Motorlar.....	20
3.1.1 Rüzgar İle Soğutma.....	23
3.1.2 Vantilatör İle Soğutma.....	24
3.1.3 Soğutma Havaasının Sirkülasyonu.....	28
3.1.4 Hava Soğutma Sisteminin Elemanları.....	29
3.1.4.1 Hava Soğutma Fanı.....	29
3.1.4.2 Hava Soğutma Kısmı Valfi.....	29
3.1.4.3 Hava Soğutma Termostatı.....	30
3.1.5 Hava Soğutmalı Motorlarda Gürültü.....	31
3.2 Su İle Soğutulan Motorlar.....	33
3.2.1 Isı Doluşımlı Soğutma.....	34
3.2.1.1 Isı Doluşımlı Soğutma Sisteminin Çalışma Prensipleri.....	35
3.2.2 Cebri Sirkülasyonlu Soğutma.....	36
3.2.2.1 Cebri Sirkülasyon Akış Düzenleri.....	38

3.2.2.1.1	Paralel Akış.....	39
3.2.2.1.2	Seri Akış.....	40
3.2.2.1.3	Ters Akış.....	40
3.2.2.2	Cebri Sirkülasyonlu. Soğutma Sisteminin Avantaj ve Dezavantajları.....	41
3.3	Su Soğutma Sisteminin Elemanları.....	41
3.3.1	Su Pompası.....	41
3.3.2	Su Ceketleri.....	43
3.3.3	Termostat.....	44
3.3.3.1	Su Soğutma Sisteminin Termostatik Kontrolü.....	46
3.3.4	Radyatör.....	47
3.3.4.1	Radyatör Kapağı.....	50
3.3.4.1.1	Radyatör Basınç Kapağının Konstrüksiyonu ve Çalışması.....	50
3.3.4.2	Genleşme Kabı.....	53
3.3.4.3	Radyatör Verimsizliği.....	54
3.3.4.4	Radyatör Matrisi Tipleri.....	54
3.3.4.4.1	Hücresel veya Film Matris.....	54
3.3.4.4.2	Uzatılmış Tüplü ve Düz Kanatçıklı Matris.....	55
3.3.4.4.3	Uzatılmış Tüplü ve Kıvrımlı Kanatçıklı Matris.....	55
3.3.4.4.5	Alüminyum ve Plastik Radyatörler.....	56
3.3.4.4.6	Radyatör Akış Tipleri.....	57
3.3.4.4.6.1	Aşağı Akışlı Radyatör.....	57
3.3.4.4.6.2	Karşıt Akışlı Radyatör.....	58
3.3.5	Fanlar ve Fan Kayışları.....	58
3.3.5.1	Sürekli Çalışan Fan.....	59
3.3.5.2	Süreksiz Çalışan Fan.....	60
3.3.5.3	Açma-Kapamalı Olarak Çalışan Fan.....	61
3.3.5.4	Elektrikle Çalışan Fan.....	62
3.3.5.5	Fan Kayışları.....	64
3.3.5.5.1	Fan Kayışlarının Kontrolü ve Fan Ayarı.....	66
3.3.6	Isı Göstergeleri.....	67
3.3.6.1	Gaz Basınçlı Isı Göstergeleri.....	68
3.3.6.2	Elektrikli Isı Göstergeleri.....	68
3.3.6.3	Işıklı Gösterge.....	69
3.3.6.4	Elektronik Gösterge.....	70
3.3.7	Soğutma Sıvıları.....	70
3.3.7.1	Soğutma Suyunun Kimyasal Bileşimi.....	71
3.3.7.2	Korozyona Karşı Koruma.....	72
3.3.7.3	Antifirizler.....	72
3.3.8	Hava ve Su Soğutmalı Motorların Karşılaştırılması.....	75
3.3.8.1	Hava İle Soğutulan Motorların Avantajları.....	75
3.3.8.2	Su ile Soğutulan Motorların Avantajları.....	76
3.3.9	Soğutma Sisteminde Meydana Gelen Arızalar.....	77
3.3.9.1	Hava Soğutmalı Motorlardaki Arızalar.....	77
3.3.9.2	Su İle Soğutulan Motorlardaki Arızalar.....	78
3.3.9.2.1	Suyun Çok Isınmasının Nedenleri.....	79
3.3.9.2.2	Suyun Sızıntı Yapmasının Nedenleri.....	80

4.	SOĞUTMA SİSTEMLERİ DİZAYNI.....	82
4.1	Hava Soğutma Sistemlerinin Dizaynı.....	82
4.1.1	Soğutma Kanatlarının Dizaynı.....	83
4.1.1.1	Soğutma Kanatlarının Dizayn Özellikleri.....	87
4.1.2	Soğutma Havaasının Silindirlere Gönderilmesi.....	88
4.1.3	Soğutma İçin Gerekli Güç.....	90
4.2	Su Soğutma Sistemlerinin Dizaynı.....	91
5.	SOĞUTMA SİSTEMLERİ HESAPLARI.....	94
5.1	Hava Soğutmalı Sistemlerin Hesabı.....	94
5.1.1	Soğutma Kanatlarının Hesabı.....	94
5.2	Su Soğutmalı Sistemlerinin Hesabı.....	97
5.2.1	Su Pompası Hesabı.....	97
5.2.2	Radyatör Hesabı.....	100
5.2.3	Soğutma Fanı Hesabı.....	102
6.	ÖRNEK MOTORLARDA SOĞUTMA SİSTEMLERİ HESAP UYGULAMASI....	104
6.1	Mazda 1.4 Mzı Soğutma Sistemi.....	104
6.1.1	Mazda 1.4 Mzı Motorundan Su Yardımıyla Taşınan Isı Miktarı Hesabı.....	105
6.1.2	Mazda 1.4 Mzı Motorunda Su Pompası Hesabı	106
6.1.3	Mazda 1.4 Mzı Motorunda Radyatör Soğutma Yüzeyi Hesabı.....	112
6.1.4	Mazda 1.4 Mzı Motorunda Fan Hesabı.....	115
6.2	Toyota Corolla 1.3 XL Soğutma Sistemi.....	119
6.2.1	Toyota Corolla 1.3XL Motorundan Su Yardımıyla Taşınan Isı Miktarı Hesap Sonuçları.....	119
6.2.2	Toyota Corolla 1.3XL Motorunda Su Pompası Hesap Sonuçları.....	120
6.2.3	Toyota Corolla 1.3XL Motorunda Radyatör Soğutma Yüzeyi Hesap Sonuçları.....	120
6.2.4	Toyota Corolla 1.3XL Motorunda Fan Hesap Sonuçları.....	121
6.3	Renault Kangoo 1.5 cDi Soğutma Sistemi.....	121
6.3.1	Renault Kangoo 1.5 cDi Motorunda Su Pompası Hesap Sonuçları.....	122
6.3.2	Renault Kangoo 1.5 cDi Motorunda Radyatör Soğutma Yüzeyi Hesap Sonuçları....	122
6.3.3	Renault Kangoo 1.5 cDi Motorunda Fan Hesap Sonuçları.....	123
7.	SONUÇLAR.....	124
	KAYNAKLAR.....	126
	ÖZGEÇMİŞ.....	128

SİMGE LİSTESİ

b_1	Giriş kanat genişliği	(m)
b_2	Çıkış kanat genişliği	(m)
c_a	Havanın özgül ısısı	(J/kg K)
cp	Sabit basınçta ısınma ısısı	(J/kg K)
c_w	Suyun özgül ısısı	(J/kg K)
D_{fan}	Fan yarıçapı	(m)
F	Radyatör soğutucu yüzeyi	(m ²)
F_c	Kanatlar arası serbest akış alanı	(cm ²)
F_f	Fan kanatları yüzeyi	(m ²)
F_{head}	Silindir kafasındaki kanatçıkların soğutma yüzeyi	(m ²)
F_{t_f}	Radyatör kanalları ön yüzeyi	(m ²)
ΔF	Silindir cidarı ve soğ. havası sıcaklıkları arasındaki fark	(°C)
G_1	Radyatör içinden geçen suyun akış miktarı	(m ³ /s)
G_{1d}	Pompa kapasitesi	(m ³ /s)
G_a	Fan kapasitesi	(m ³ /s)
G_a	Soğutucu hava debisi	(kg/s)
G_a	Radyatörden geçen hava miktarı	(kg/s)
G_w	Sistemde dolaşan su miktarı	(kg/s)
H_u	Yakıtın alt ısı değeri	(kJ/kg)
h	Kanat yüksekliği	(m)
k	Radyatör ısı iletim katsayısı	(W/m ² K)
k_a	Silindir yüzeyi ısı transfer katsayısı	(W/m ² K)
k_L	Soğutucu hava katsayısı	(1)
m_h	Havanın kütleli debisi	(kg/s)
m_k	Kanatlar arası kanatlar arası uzaklık	(mm)
m	Radyatör boru malzemesinin ısı transfer katsayısı	(W/m ² K)
n_{fan}	Fan hızı	(d/dak)
N_{ef}	Motorun efektif gücü	(kw)
N_{fan}	Soğutucu fanın gücü	(kw)
n_{wp}	Pompa tahrik hızı	(d/dak)
P_1	Pompanın ürettiği basınç	(Pa)
q	Genel ısı transfer katsayısı	(kcal/m ² h°C)
Q_a	Soğutma havası ile radyatörden taşınan ısı miktarı	(J/s)
Q_{head}	Silindir kafasından hava ile atılan ısı miktarı	(J/s)
Q_v	Hava soğutmalı sistemde atılan ısı miktarı	(J/s)
Q_w	Motordan su yardımıyla atılan ısı miktarı	(J/s)
R_k	Kanat dibindeki silindir yarı çapı	(m)
r_0	Pompa ön göbek yarıçapı	(m)
r_1	Pompa giriş ağzı yarıçapı	(m)
r_2	Pompa çıkış ağzı yarıçapı	(m)
$T_{dışw}$	Suyun radyatörden çıkış sıcaklığı	(K)
$T_{dışa}$	Hava soğutma sist.de soğutucu kanatçık çıkış sıcaklığı	(K)
$T_{dışa}$	Havanın radyatörden çıkış sıcaklığı	(K)
T_{fr}	Silindir kafasındaki kanatçık köklerinde ortalama hava sıc.	(K)

$T_{i\grave{c}a}$	Hava soğutma sist.de soğutucu kanatçıklara giriş sıcaklığı	(K)
$T_{i\grave{c}a}$	Havanın radyatöre giriş sıcaklığı	(K)
$T_{i\grave{c}w}$	Suyun radyatöre giriş sıcaklığı	(K)
T_{am}	Radyatörden geçen soğutma havası sıcaklığı	(K)
T_{wm}	Radyatör içindeki su sıcaklığı	(K)
T_m	Kanatçık ve soğutma havası sıcaklıklarının arit.ortalaması	(K)
T_s	Kanat yüzeyi ile hava arasındaki sıcaklık değişiminin ort.	(K)
T_{silr}	Silindir soğutma kanatçıkları sıcaklığı	(K)
ΔT_1	Suyun radyatördeki sıcaklık farkı	(K)
ΔT_a	Radyatör içindeki havanın sıcaklık değişimi	(K)
ΔT_w	Radyatör içindeki suyun sıcaklık değişimi	(K)
ΔP_{fr}	Fan tarafından oluşturulan basınç farkı	(Pa)
U	Hava soğ. sist. soğutma kanatlarından iletilen ısı	(kcal /m ² h °C)
U	Fan çevresel hızı	(m/s)
U_1	Pompa çevresel hızı	(m/s)
U_2	Suyun çevresel çıkış hızı	(m/s)
V_1	Suyun pompaya giriş hızı	(m/s)
V	Gerekli hava miktarı	(m ³ /s)
V_r	Radyal çıkış hızı	(m/s)
V_s	Hava hızı	(m/s)
W_a	Radyatör yüzeyine gelen hava hızı	(m/s)
w_a	Hava soğutma sisteminde kanatçıkların hava hızı	(m / s)
$W_{w,p}$	Pompa tahrikindeki açısal hız	(d/dak)
z	Pompa tahrik kanadı sayısı	(adet)
α_w	Radyatör içindeki sıvının iletkenlik katsayısı	(W/m ² K)
α_1	V_1 ve U_1 arasındaki açı	(°)
α_2	V_2 , U_2 hızları arasındaki açı	(°)
α_0	Radyatör cidarından havaya iletilen ısı transfer katsayısı	(W/m ² K)
β_1	U_2 , W_2 hızları arasındaki açı	(°)
β_2	U_2 , W_2 hızları arasındaki açı	(°)
s_t	Kanat uç kalınlığı	(cm)
s_m	Ortalama kanat kalınlığı	(cm)
S_1	Giriş kanat kalınlığı	(m)
S_2	Çıkış kanat kalınlığı	(m)
δ_1	Pompa boru cidarı kalınlığı	(m)
η	Hava soğutma sisteminde vantilatör verimi	
η_h	Hidrolik verim	
η_f	Fan verimi	
η_m	Su pompasının mekanik verimi	
η_v	Volümetrik verim	
ρ_1	Radyatör duvar kalınlığı	(m)
ρ	Suyun özgül ağırlığı	(kg/m ³)
Δp	Basınç Farkı	(kp/m ²)
ρ_a	Radyatör havası özgül ağırlığı	(kg/m ³)
λ	Radyatör malzemesi ısı iletkenlik katsayısı	(W/m ² K)
λ	Kanat malzemesi ısı iletim katsayısı	(W/m ² K)

ϕ_b	Kanat şekline bağlı katsayı	
Δt	Motor bloğuna giriş ve çıkıştaki havanın sıcaklık farkı	(K)
b_e	Motorun özgül yakıt sarfiyatı	(kg/kwh)
p_h	Havanın çalışma koşullarındaki özgül kütlesi	(kg /m)
V_h	Havanın hacimsel debisi	(m ³ /h)
$M_f \cdot Q_{LHV}$	Yakıt akış hızı, yakıt alt ısı değeri	(kj)
Q_w	Yanma odası cidarlarına geçen ısı	(kj/sn)
H_e	Egzoz gaz entalpi akısı	(kJ)
N_e	Efektif güç	(W)
N_{ff}	Sürtünmeye harcanan güç	(W)
N_{wp}	Su pompasının gücü	(kw)
N_i	İndike güç	(W)
N_{pf}	Pistonun sürtünme kuvveti	(N)
$Q_{soğ}$	Soğutma suyuna geçen ısı	(kJ)
Q_{ce}	Egzoz penceresinde soğutma akışkanına geçen ısı	(kj/sn)
$Q_{e,r}$	Egzoz sisteminden radyasyonla atılan ısı akısı	(kj/sn)
Q_{misc}	Kalan enerji akısı ve enerji transferleri toplamı	(kj/sn)



KISALTMA LİSTESİ:

EMP	Engineered Machined Products
SCA	Supplemental Coolant Additives
EKS	Elektronik Kumanda Sistemi
EKÜ	Elektronik Kumanda Ünitesi
VBY	Visual Basic Yazılımı
DB	Desibel
BG	Beygir Gücü
EGR	Exhaust Gas Resirculation System
TSİM	Trouble Shooting In Motors
GM	General Motors



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1	Motor Çalışma Sıcaklıkları Dağılımı (Mackerle, 1961).....	11
Şekil 2	Soğuk Motorun Soğutma Suyu Sirkülasyon Şeması (Toyota, 2003).....	13
Şekil 3	Sıcak Motorun Soğutma Suyu Sirkülasyon Şeması (Toyota, 2003).....	14
Şekil 4	Motordan Elde Edilen Isı Enerjisinin Dağılımı (Toyota, 2003).....	14
Şekil 5	Kondüksiyon Yolu ile Isı Transferi (Mackerle, 1961).....	17
Şekil 6	Hava Soğutmalı Motorlarda Isı Transferi (Mackerle, 1961).....	19
Şekil 7	Enerji Akış Diyagramı (Heywood, 674).....	19
Şekil 8	Su Soğutmalı Motorda Isı Transferi (Mackerle, 1961).....	20
Şekil 9	Silindir Kanatlarının Isıya Göre Uzunluk Değişimi (Ford, 2000).....	21
Şekil 10	Soğutma Kanatçıkları (Chrysler, 1997).....	22
Şekil 11	Rüzgar Soğutmalı Motor (Staudt, 2000).....	24
Şekil 12	Volan Tipi Hava Soğutmalı Motor (Leathard, 2002).....	24
Şekil 13	Kayış Kasnaklı Hava Soğutmalı (Leathard, 2002).....	24
Şekil 14	Dört Silindirli Hava Soğutmalı Motorun Önden Görünüşü (Toyota,2003).....	25
Şekil 15	Dört Silindirli Hava Soğutmalı Motorun Üstten Görünüşü (Toyota,2003).....	26
Şekil 16	Dikey (a) ve Yatay İmpellerli Hava Soğutma Sistemleri (Chrysler, 1997).....	28
Şekil 17	Hava Soğutma Kısmı Valfi (Chrysler,1997).....	30
Şekil 18	Hava Soğutma Termostatı (Chrysler, 1997).....	31
Şekil 19	Silindir Kafasının Krank Muhafazasına Bağlanması (Chrysler, 1997).....	32
Şekil 20	Su Soğutmalı Motor (Anglin, 1995).....	34
Şekil 21	Isı Dolaşımli Soğutma Sistemi (Anglin, 1995).....	35
Şekil 22	Cebri Sirkülasyonlu Konvansiyonel Soğutma Sistemi (Anglin, 1995).....	37
Şekil 23	Cebri Sirkülasyonlu Elektronik Soğutma Sistemi (Toyota, 2003).....	38
Şekil 24	(a) Paralel akış (b) Bağımsız paralel akış (c) Seri akış (Staudt, 2000).....	39
Şekil 25	Su Pompasının Önden Görünüşü (Toyota, 2003).....	42
Şekil 26	Su Pompasının Yandan Görünüşü(Toyota, 2003).....	42
Şekil 27	Elektronik Su Pompası (Valeo, 2003).....	43
Şekil 28	Silindir Kafasındaki Su Ceketleri (Chrysler, 2000).....	44
Şekil 29	Silindir Bloğundaki Su Ceketleri (Chrysler, 2000).....	44
Şekil 30	By-pass Valfli ve By-pass Valfsiz Termostatlar (Toyota,2003).....	45
Şekil 31.	Elektronik Valf (Valeo, 2003)	45
Şekil 32	Dik Akışlı Radyatör (Chrysler, 2000).....	48
Şekil 33	Çapraz Akışlı Radyatör (Ford, 2000).....	48
Şekil 34	Isı Değiştirgeçli Soğutma Sistemi (Saab, 2001).....	49
Şekil 35	Motor Kabininde Hava Akışı (Saab,2001).....	49
Şekil 36	Radyatör Kapağı Çalışması (Ford, 2000).....	51
Şekil 37	Radyatör Basınç Kapağı (Ford, 2000).....	52
Şekil 38	Genleşme Kabı (Ford, 2000).....	53
Şekil 39	Hücresel veya Film Matris (Chrysler, 2000).....	55
Şekil 40	Uzatılmış Tüplü ve Düz Kanatçıklı Matris (Chrysler,2000).....	55
Şekil 41	Uzatılmış Tüplü ve Kıvrımlı Kanatçıklı Matris (Chrysler,2000).....	56
Şekil 42	Aşağı Akışlı Radyatör (Nunney, 1992).....	57
Şekil 43	Karşı Akışlı Radyatör (Nunney, 1992).....	58
Şekil 44	Fan (Mazda 2000).....	59
Şekil 45	(a) Süreksiz Çalışan Fan (b) Tork Limitli Sıcaklık Hassasiyetli Fan (Özdamar,1984).....	61

Şekil 46 (a) Tekli V-bant (b) Multikanatçıklı V-bant (Özdamar, 1984).....	62
Şekil 47 Enine Motorda Elektrikli fan (Ford, 2000).....	63
Şekil 48 Elektrikli Fanlı Soğutma Sistemi (Ford, 2000).....	63
Şekil 49 Değişken Hızlı Fan (Valeo, 2003).....	64
Şekil 50 Esnek Kanatlı Fanda V kayış (Ford, 2000).....	65
Şekil 51 Oluklu Kayışla Motor Elemanları Tahriki (GM, 2000).....	65
Şekil 52 Kayış tahrikli soğutma fan sistemi (Toyota, 2003).....	67
Şekil 53 Gaz Basınçlı Isı Göstergesi (Anglin, 1995).....	68
Şekil 54 Elektrikli Isı Göstergesi (Anglin, 1995).....	69
Şekil 55 Işıklı Gösterge Devre Şeması (Özdamar, 1984).....	70
Şekil 56 Hidrometre (Özdamar, 1984).....	74
Şekil 57 Kanat Dizaynında Hava Hızları (Anthony, 1993).....	84
Şekil 58 Hava Soğ. Mot.Silindir Kafasının Birleştirilmeleri (Anthony, 1993).....	86
Şekil 59 Al Alaşımli Soğutma Kanatlı Tip Silindirler (Anthony, 1993).....	87
Şekil 60 Silindirlere Çift Yönlü Soğutma Havası Sevki (Anthony, 1993).....	89
Şekil 61 Tatra 603 Motoruna Soğutma Havası Gönderilmesi (Anthony, 1993).....	90
Şekil 62 Mazda 1.4 MZI Moturunda Su Yardımıyla Taşınan Isı Miktarı Hesabı.....	105
Şekil 63 Mazda 1.4 MZI Moturunda Su Döngüsü Miktarı Hesabı.....	106
Şekil 64 Mazda 1.4 MZI Moturunda Pompa Kapasitesi Hesabı.....	107
Şekil 65 Mazda 1.4 MZI Moturunda Giriş Tahrik Çapı Hesabı.....	107
Şekil 66 Mazda 1.4 MZI Moturunda Çevresel Su Akış Hızı Hesabı.....	108
Şekil 67 Mazda 1.4 MZI Moturunda Çıkış Tahrik Çapı Hesabı.....	108
Şekil 68 Mazda 1.4 MZI Moturunda Giriş Tahrik Hızı Hesabı.....	109
Şekil 69 Mazda 1.4 MZI Moturunda Girişteki Kanat Genişliği Hesabı.....	109
Şekil 70 Mazda 1.4 MZI Moturunda Çıkıştaki Radyal Akış Hızı Hesabı.....	110
Şekil 71 Mazda 1.4 MZI Moturunda Çıkış Kanat Genişliği Hesabı.....	110
Şekil 72 Mazda 1.4 MZI Moturunda Pompa Giriş Gücü Hesabı.....	111
Şekil 73 Mazda 1.4 MZI Moturunda Radyatörden Geçen Hava Miktarı Hesabı.....	112
Şekil 74 Mazda 1.4 MZI Moturunda Radyatörden Geçen Suyun Kütlesi Hesabı.....	113
Şekil 75 Mazda 1.4 MZI Moturunda Radyatörden Geçen Soğutma Havası Sıcaklığı Hesabı... 113	113
Şekil 76 Mazda 1.4 MZI Moturunda Radyatör İçindeki Suyun Sıcaklığı Hesabı.....	114
Şekil 77 Mazda 1.4 MZI Moturunda Radyatör Soğutma Yüzeyi Alanı Hesabı.....	114
Şekil 78Mazda 1.4 MZI Moturunda Belirlenen Sıcaklıktaki Havanın Özgül Ağırlığı.....	115
Şekil 79 Mazda 1.4 MZI Moturunda Fan Kapasitesi Hesabı.....	116
Şekil 80 Mazda 1.4 MZI Moturunda Radyatör Yüzey Alanı Hesabı.....	116
Şekil 81 Mazda 1.4 MZI Moturunda Fan Büyüklüğü Hesabı.....	117
Şekil 82 Mazda 1.4 MZI Moturunda Fan Çevresel Hızı Hesabı.....	117
Şekil 83 Mazda 1.4 MZI Moturunda Fan Hızı Hesabı.....	118
Şekil 84 Mazda 1.4 MZI Moturunda Eksenel Akışlı Fan Girişi Hesabı.....	118

ÖNSÖZ

“Motorlarda Soğutma Sistemleri ve Uygulama Örnekleri” başlıklı bu çalışma Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Enerji Makinaları Programında yüksek lisans tezi olarak hazırlanmıştır.

Bu tez çalışmasının yürütülmesine imkan sağlayan, tezimin her aşamasında beni değerli bilgileri ile yönlendiren ve katkılarını esirgemeyen, danışmanım Sn. Prof. Dr. Hakan Kaleli’ye gösterdiği ilgiden dolayı teşekkürü bir borç bilirim.

Bu çalışmamın gerçekleşmesinde gösterdiği katkı ve destek için Makine Yüksek Mühendisi arkadaşım Tofig Roustamov’a içten teşekkür ederim.

Tez çalışmam süresince hiçbir fedakarlıktan kaçınmayıp, maddi ve manevi desteklerini eksik etmeyen saygıdeğer annem Sultan Uysal ve saygıdeğer babam Avni Uysal’a sonsuz şükranlarımı sunarım.

ÖZET

Bu çalışmada, motorlarda kullanılan soğutma sistemleri hakkında yayınlanan literatür çalışmaları incelenerek, konu hakkında genel bilgiler ile örnek motorlarda uygulanmaları ve Visual Basic bilgisayar programı yardımıyla hesaplanması konusu incelenmiştir.

Çalışmanın ilk bölümünde motor soğutma sistemleri ile ilgili son yıllarda yayınlanmış makale ve deney sonuçları literatür çalışması olarak incelenmiştir. İlerleyen teknoloji ile soğutma sistemlerinde meydana gelen gelişmeler bir özet şeklinde sunulmuştur. Diğer kısımlar, yapılan araştırma ile ilgili mevcut olan klasik teorik bilgiler ile örnek motorlarda bilgisayar destekli hesap uygulamalarını içermektedir. Bu bölümde soğutma sistemi tipleri, özellikleri, her birinin elemanları ve elemanların fonksiyonları ile konstrüktif yapıları, soğutma sistemi dizayn ve hesabı, sistemlerde ortaya çıkan arızalar ile soğutma sistemlerinin birbirlerine göre avantajları incelenmiştir. Örnek motor hesap uygulaması program çıktıları , tez içeriğine eklenmiştir. Araştırmanın sonuç bölümünde konu ile ilgili literatür çalışmalarından elde edilen bilgiler ile mevcut teorik bilgiler karşılaştırılarak sonuçlar irdelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Motorlarda soğutma sistemleri, hava soğutmalı motorlar, su soğutmalı motorlar, su pompası hesabı, radyatör hesabı, fan hesabı, soğutma sistemi elemanları.

ABSTRACT

In this thesis, it has been researching the cooling system in engines as its necessities and its specifications details and it has been studied the comparative literature studies about the thesis topic, general technical informations with applications for some sample engines.

The first division in this study, literature studies which are realized to recent has been investigated. The developments which is in cooling system with advanced technologies has been presented to study the articles related with this topic as summary. Other divisions has been including the existing classical theoretic informations with applications in sample engines related with this investigation. Cooling systems types, properties, each components, component functions with construction buildings, cooling system computation and design, the faults occurred from systems, and the advantages between each cooling systems.

In this direction, the given theoretic informations up to this stage, the informations which is applied to sample engines. It has been exposed easy to use, cooling system productivity. In the final division of investigation the existing theoretic informations results will be compared with the literature studies results.

Keywords: Engine cooling systems, air coolant motors, water coolant motors, water pump calculation, radiator calculation, fan calculation, cooling systems work.

1.GİRİŞ

Motorlar silindirler içerisindeki yakıtın yanmasıyla ortaya çıkan ısı enerjisini mekanik enerjiye çevirirler.

Silindirdeki hava yakıt karışımı yanarken, yanmış gazların sıcaklığı 2000-2500°C'ye kadar çıkmaktadır. Oluşan bu ısının bir kısmı silindir çeperleri, silindir kafası ve pistonlar tarafından emilir. Dolayısıyla, motor parçalarının zarar görebilecek sıcaklık derecesine kadar ulaşmaması için, soğutulmaya gereksinimleri vardır. Günümüz taşıtlarında hava ile soğutma ve su ile soğutma olmak üzere 2 çeşit soğutma sistemi kullanılmaktadır.

1.1 Literatür Araştırması

Motorlarda soğutma sistemleri ve uygulama örneklerini içeren literatür çalışmaları incelenip, aşağıda özet olarak sunulmuştur.

Man (2003) motor üreticisi, yaptığı araştırmalarında motordaki hava soğutma ünitesinin metal malzemelerini poliamid takviyeli cam malzeme ile değiştirmiştir. Alman otomotiv sistemleri tedarikçisi Behr ise %35 fibre cam ile doldurulmuş BASF'in Ultramid A3WG7 donanımının hava soğutma şarj ünitesini daha küçük yapmıştır. Daha sonra bu donanım MAN D28 dizel motorlarına monte edilip test araştırmalarına geçilmiştir. Testler sonucunda işletme sıcaklığının 2 barın üstündeki basınçlarda 110°C sıcaklığa ulaştığı saptanmıştır. Ultramid malzeme cinsinin, bu uzun süren şartlar altındaki parçanın gerekli çalışma dayanımını sağladığı görülmüştür. BASF'a göre Behr'in Ultramid malzemesini seçmesinin nedeni, gerekli olan daha hızlı akma özelliği , kolay ve basit bir şekilde kalıp işlemlerini sağlamasıdır.

S.F. WU, S. SU (1998) ve H. SHAH çalışmasında, bir montaj halindeki motor soğutma fanının gürültü performansının tahmini için bir bilgisayar modeli geliştirmiştir. Bu modelde, fan kapağının oluşturduğu ses seviyeleri ve harmonikleri üzerine ve motor kısmının aşırı gürültü spektrumunu üzerine etkileri incelenmiştir. Bu elde edilen bilgisayar modeli, tamamen farklı beş takım üzerine motor soğutma fanı montajının deneysel

geçerliliğini göstermiştir. Boston'daki Robert Bosch Şirketindeki mühendislerle bağımsız olarak ele alınan ve Wayne State'deki laboratuvarında ele alınan ölçülmüş verilerle hesaplanan gürültü dağılım verileri karşılaştırılmıştır. Bu bilgisayar programı, aynı ölçü ve şekilde test edilmiş olan motor soğutma fanı gürültü performansını inceleme olanağı sağlamıştır. Fanların ebat ve devir değişimleri veya ebat ve statik basınç düşüşlerindeki kuralları hesaplamasının yanı sıra, gürültü dağılımındaki değişimleri, pervane kanat geometrisi, boyutları, ve çalışma şartlarını içermektedir. Bu program sayesinde, soğutma fanı gürültü dağılımının ana karakteristikleri ortaya çıkarılmıştır.

Kota Shimada, Kazuhide Kimura, Hiroshi Watanabe (2003) çalışmalarında, aynı fanlı pervane kanat tiplerinde bulunan sabit çemberin farklı tipleri ve aksiyal akış fanının performanslarını karşılaştırmışlardır. Otomobillerin genellikle soğutma radyatörleri için kullanılan iki tip motor fanı vardır. Konvansiyonel fanın, pervane kanat uçlarında bir çember yoktur ve diğer fanın ise çemberi bulunmaktadır. Deneyler sonucunda kanatların bakımı ve dayanımı göz önünde bulundurulmuştur. Pervane kanat uçlarındaki sabit halkaların eklenmesinin pervane dayanımını arttırdığı görülmüştür. Bununla birlikte ters akış veya türbülans etkisinde pervane kanat uçlarında ses seviyesi ve fan performansı etkilerini arttırdığı görülmüştür.

Ogura Industrial Corporation (2002) çalışmasında, otomobillerde doğrudan yakıt tasarrufu sağlayan elektromanyetik fan kavraması araştırma çalışmalarına göre, elektrikle çalışan tip fan kavramaların fan kontrolü değerlerinde kesinlik sağladığı görülmüştür. Bir fan göbeğinde metal bir şerit konularak radyatör içinden geçen havanın sıcaklık değişim hassasiyeti incelenmiştir. Bu çalışmayla 20 beygir gücündeki bir fanla, direk sürücülü aynı ölçüdeki fan karşılaştırıldığında 16.000 km'nin üzerinde 750 litreden fazla yakıt tasarrufu sağladığı görülmüştür.

Hosny Z. , Abou-Ziyan (2003) çalışmalarında, içten yanmalı motorlardaki yüksek sıcaklıklara maruz kalan parçalarla temas halindeki bazı motor yağlarının ön soğutma şartları altındaki ısı transfer karakteristiklerini araştırmışlardır. Krank mili, segmanlar, piston, subap takımı, mil yatakları, dişliler, kam mili hattı gibi dizel motorlar için gerekli

çoğu parçalar, modern hava soğutmalı dizel motorlar için üst silindirin bir parçasıdır ve motordaki daha düşük parçalardaki pek çok diğer bileşen, gerekli soğutmanın yapılabilmesi için motor yağları üzerinde doğrudan etkide bulunmaktadır. Güçlü içten yanmalı motorların pistonları, segman, yağ bölgesi ve piston alt yüzeyi bölgelerinde yüksek ısı akışına ve yüksek sıcaklıklara maruz kalmaktadır zira bunlar etkin bir soğutmaya ihtiyaç duymaktadırlar. Motor krank kutusunda, yağ hacim sıcaklığı 110 ila 140 °C'ye kadar ulaşabilmektedir ki yağlar krank mili için 140 derecelik egsoz subapları için 500 dereceye kadar olan bir sıcaklık aralığına maruz kalmaktadır. Silindir üst yüzeylerinin sıcaklığı 200-250 °C 'ye ulaştığı zaman, piston alt yüzeylerinin sıcaklığı 250-300 °C' ye ulaşabilmektedir. Daha yüksek piston sıcaklıkları, tabaka kalınlığının artmasıyla birlikte artan yüzey sıcaklıklarında olduğu gibi seramik kaplamalı pistonlarda denenmektedir. Bu çalışmada, soğutma şartları altında ticari motor yağlarının ısı transfer karakteristikleri araştırılmıştır. Bu şekilde yağ hacim sıcaklıklarının, yağ katkı maddelerinin ve yağ özelliklerinin, yüksek sıcaklıklara sahip motor parçalarının soğutma yağına gelen kısımdaki etkileri araştırılmıştır. 60, 80, 100, 125, 150 ve 175 °C hacim sıcaklıkları için olan ön soğutma sonuçları, 30 'den 400 kw/m² 'ye kadar ısı değerlerinde tespit edilmiştir.

Datsun (1996) çalışmasında, ZV8 modelinin aşırı ısınma problemi ele alınmıştır. Bu durumun genellikle radyatör içerisinden geçen hava akışı ve etkin olmayan radyatör dizayn biçimi nedeniyle meydana geldiği tespit edilmiştir. Bazı dizayn tiplerinin, radyatör içinden hava akışını sınırladığı bulunmuştur. Örneğin; 4-sıralı radyatörlerde kalınlık sebebiyle, elektrikli soğutucu fan, havanın radyatör içindeki hareketini kolay bir şekilde gerçekleştiremeyeceği bulunmuş, 4-sıralı radyatörlerde bu yüzden hava hareketlerini sağlamak için motor kontrollü fanlar önermişlerdir.

Motor kontrollü fanların V8 motorlarında düzenli çalışması için, fan muhafazasına ihtiyaç duyduklarını tespit edimştir. Muhafazalar, Chevrolet (350 bg V8) modelinde de denenmiş ve fan muhafazalarının arka kısmına doğru kolayca monte edilebilen bu ek kısımlar, perçinler veya vidalar ile sabitlenmiştir. ZV8 modelinin motorunun elektrikli fan ve radyatör ile soğutulmasının en uygun yolunun, soğutma havasına ısı transferi esnasında, havanın peteğin iç kısmına doğru kolayca akmasını sağlaması sebebiyle elektrikli fan

olduğu görülmüştür. Sonuç olarak modern araçların çoğunda kullanılan elektrikli fanların, hava akışının radyatör içine akımını kolayca sağlaması sebebiyle en uygun fan tipi olduğu belirlenmiştir. 4 sıralı peteğe sahip radyatörlerin, aerodinamik sınırlamalar sebebiyle havayı kalın peteklerden geçirmelerinin zor olması sebebiyle bu model için en uygun radyatör tek sıralı alüminyum radyatördür.

J. A. Twiddle ve N. B. Johns (2002), çalışmalarında teşhis sistem bazlı bulanık modeli ve bunun dizel motorda soğutma sistemine uygulanışını incelemiştir. Burada amaç ; motor sistemlerinin arıza teşhisleri ve koşullarının kontrolü için kendisine ait maliyet etkili bilgi bazlı teknikleri geliştirmektir. Soğutma sistemi parçalarını modellemek için pek çok bulanık model geliştirilmiştir. Değerler, ölçülmüş verilerle, model verisinin bilgisayarda karşılaştırılmasıyla meydana getirilmiştir. Sistemdeki arızayı teşhis edebilmenin termostat valfinin durumuna bağlı olduğu görülmüştür. Test yerinde kurulan dizel motordaki pek çok hedef arıza koşullarının deneysel simülasyonu ile bulunan verilerle , teşhis sistemleri test edilmiştir. Soğutma sisteminin farklı çalışma koşullarında yapılan beş testinde sistemin başarılı teşhis oranı verileri %73 ile %97.7 arasında ölçülmüştür. Dört testte , farklı soğutma sistemi çalışma koşulları için , arıza teşhis sisteminin başarı oranı %73 ile %97.7 arasında saptanmıştır. Termostat valfi sisteminde tekrarlanan belirsiz modellerin modelleme için etkin oldukları sonucuna varılmıştır.

M.Y.E Selim ve A.H.B Helali (2001), deneysel çalışmasında, bir dizel motorun ön yanma odasındaki saf su ile üç farklı soğutucu katkı maddesinin ısı transfer performansı karşılaştırmıştır. Bu çalışma sonucunda; kullanılan doyma sıcaklığındaki saf katkı maddeleri ile distile edilmiş su karışımının, saf distile edilmiş suya nazaran daha yüksek sıcaklıkta olduğu tespit edilmiştir. Doyma sıcaklığındaki bu artışın soğutma katkı maddesindeki etilen glikol ile orantılı olduğu ortaya çıkmıştır. Kullanılan katkı maddelerinin ısı transfer performansı farklı ısı akış oranlarında benzerlik gösterdiği saptanmıştır. Motordaki soğutma katkı maddesindeki akış oranındaki artış, tüm katkı maddeleri için , herhangi bir konsantrasyonda ısı transfer performansını arttırmaktadır. Bundan dolayı , aşırı hızlı motorlarda, motordaki çatlama olasılığını azaltmak ve metal

gövde duvarlarının aşırı ısınmasını azaltmak için daha yüksek soğutma akış oranı kullanırlar. Soğutucu etilen glikol ve boraks ısı transferi performansını oldukça fazla etkilemektedir. Fazla miktarda boraks ve az miktarda etilen glikolün en iyi ısı transfer performansını sağladıkları görülmüştür.

Valeo (Themis, 2003) çalışmasında, motor sıcaklığını elektronik olarak optimize ve idare edebilen ileri bir motor soğutma sistemi denemiştir. Bir elektronik valf, bir elektronik kontrollü fan, ve bir elektrikli su pompasından oluşan sistem sürekli olarak soğutma sistemi içerisindeki soğutucu akışkan ve havayı en verimli şekilde kullanmıştır. Sonuçta yakıt tüketimi düşürülüp, daha düşük emisyon oranları elde edilmiş ve aşınma azaltılmıştır. Klasik motor soğutma sistemlerinde, düşük motor hızlarında ve motor durdurulduktan sonra zayıflayan kabin ısıtma kapasitesi, kuvvetlendirilerek kabin konforunun da geliştirilmesi sağlanmıştır.

Kotashimada, Hisao, Hagiwara, Hiroaki Hasumi, Takefumi Ohkubo (2000), motosiklet fanları üzerine yaptıkları çalışmalarının ana konusu aracın durağan halindeki fan tasarımıdır. Motosiklet fanları genelde araç durağanken çalışırlar. Fan göbek yüzeyinden ve onun silindirik şeklini çevreleyen örtü kısmından içeri yüksek oranda hava girişi sağlanamadığından bu olay, yüksek hızlarda çalışılırken radyatör göbeğine gelen hava akışı direncini azaltmaktadır. Bu sebeple, radyatör göbeğine gelen hava akış direnci araç durduğu zaman artmaktadır zira örtünün içeri giriş kısmı küçüktür ve bu da hava hızını arttırmaktadır. Bu yüzden motosikletler için eksenel akışlı fan tasarlanırken direk olarak çalışma noktasına göre bir tasarım yapmaya çalışmak zor olmaktadır. Çalışmaları sonucunda; geliştirilen fan, eksenel akışlı fanlar gibi silindirik kanallara sahip olmasına karşın diagonal akışlı fanlar gibi konik geçiş bölgesi olarak tasarlanmış ve böylelikle maksimum statik basınç verimi %15 daha yüksek değere ulaşmıştır. Fan veriminin artırılmasıyla daha küçük çalışma torku ile yüksek çalışma hızı ve akış oranı elde edilmiştir. Geliştirilen fanın dış örtüsünün, kanat uçlarına sabitlenmesiyle, gürültünün 10dB'lik azaldığı, akış oranında %25'lik azalma ve geleneksel fanlara göre giriş gücünde de %10'luk azalma görülmüştür.

J. A. Chen, D. F. Wang ve L. Z. Zeng'in (2001) çalışmaları, radyatörlerin rüzgar tüneli test akımları üzerinde deneysel optimizasyon dizayn teknikleri kullanılarak araçlarda bulunan boru ve yüzey tipli radyatörlerin ısı transfer karakteristikleri üzerinde yapılan deneysel çalışmaları içermektedir. Hava hızının etkisi, sıcaklık dağılım oranındaki giriş soğutma sıcaklığı, soğutma hacminin akış oranı, soğutma basıncındaki düşüşler ve hava basıncındaki düşüşler nümerik analiz aracılığıyla detaylı olarak incelenmiştir. Bunun yanında, boru ve yüzey tipi radyatörlerde yapısal arıtma ve sıcaklık performanslarının teorik analizlerinin temelini sağlayan araştırma sonuçlarına ulaşılmıştır. Bu çalışma, radyatörün rüzgar testi donanımında uygulanan deneysel araştırmalardan oluşmaktadır. Sonuçlar, radyatör performanslarının istenen seviyeye gelmesini göstermektedir. Deneysel sonuçları temelde, radyatörün sıcaklık performanslarının operasyon parametrelerine bağlı olduğu sonucuna bağlanmaktadır. Verilen deneysel parametreler bünyesinde, elde edilen sonuç: Radyatörün hava basıncındaki düşüşün, giriş soğutma sıcaklığı ve hacminin akış oranları ile küçüldüğüdür. Giriş soğutma sıcaklığı ve hava hızı, radyatör soğutma basıncındaki düşüşü güçlü bir şekilde etkilemektedir

K. Robinson, J. G. Hawley, G. P. Hammond ve N. J. Owen (2003) , İçten yanmalı motorlardaki motor performansını iyileştirmek ve soğutma sistemi için yenilikler sunabilmek üzere yaptıkları çalışmalarında, yanma odasını, silindir çeperlerini, silindir kafasını, pistonu ve sübapları seramik yalıtımlı malzemelerle kaplamışlardır. Bu araştırma için 4 stroklu, direk püskürtmeli, 6 silindirli, su soğutmalı turbo şarj dizel motoru kullanılmıştır. İlk olarak, kaplamasız standart bir motor kullanılmış ve dinamometreye bağlanmıştır. Su soğutmalı iç soğutucu turbo şarja giriş havasını soğutmak için monte edilmiştir. İlk bölümdeki testler farklı devir sayılarında ve yüklerinde yapılmıştır, ikinci kısımda kısmi olarak yalıtılmış yanma odasındaki ısı kayıpları incelenmiştir. Silindir kafası, alüminyum piston gövdesi ve sübaplarda seramik malzemeyle kaplamak için değişiklik yapılmıştır. Plasma - püskürtme tekniği kullanılarak 0.15 mm NiCrAl alaşımı, bu motor parçalarına uygulanmıştır. Silindir kafası ve sübapları 0.35 mm kalınlığında CaZrO₃ ile kaplanmıştır. Plasma - püskürtme sistemi kullanılarak piston kafası 0.35 mm kalınlığında MgZrO₃ ile kaplanmıştır. Bilgileri toplamak için özel bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Sonuçlar yük ve hız artışıyla birlikte egsoza olan

ısı akış oranında(Q_{ex}) de artış olduğunu göstermiştir. Bütün yük ve hız değerlerinde sonuçlar standart motora oranla seramik kaplamalı motor için egsoza olan ısı akış oranında %5 ile %20 'lik bir artış göstermiştir. Bu olayı yanma odasında ulaşılan yüksek sıcaklık ve turbo şarjı besleyen egsoz gazlarının yüksek sıcaklığıyla açıklamışlardır. Sonuçlar yük ve hız artışıyla birlikte soğutucuya olan ısı akış oranında(Q_C) da artış olduğunu göstermiştir.

Georges Descombes, Fadila Maroteaux, Michel Feidt (2003) araştırma çalışmalarında, motorlarda ısı geri kazanımını ve ısı kaybının alternatiflerini incelemişlerdir. Motorlardaki kütle ve ısı tranferi temel tasarım ayrıntısı henüz resmi ve geçerli bir teori değildir. Bununla birlikte, yalıtılmamış bir motor gövdesi ile temas halindeki gaz ortamın moleküler difüzyonu, sıcaklığı ve basınç salınımı arasındaki durumlar göz önünde bulundurulmuştur. Kompleks kalan enerjinin ifadesini, “doğrudan ikili enerji nakli” olgusunu tanımladığı görülmüştür. Ayrıca dizel motorlarındaki silindirde bölgesel yalıtım kuralları üzerinde yararlı bir yaklaşım sağladığı görülmüştür. Eksoz gazlarında aşırı şarj ve kojenerasyon durumlarında kullanılmak için maksimum ısıl enerji seviyesine göre gövdedeki ısı transferini minimize etme amacı sağlanmıştır.

EMP (2002) yaptığı çalışmalarıyla birincil, ikincil ve parça temelli soğutma temelleri içeren motor uygulamaları için gelişmiş bir mekanik kontrollü su pompası geliştirmiştir; bu pompa bağımsız bir elektrik motoru vasıtasıyla, kontrol edilebilir akışın avantajına ve zamansız hataya yol açabilen mekanik harici keçelerin ortadan kaldırılmasını sağlamıştır. Günümüz soğutucu pompaları 50 yılı aşkın eski bir teknolojiye dayanmaktadır. Klasik pompalar için çalışma mekanizması direk olarak krank miline bağlanmış ya kasnak yada dişlidir. Bu tip çalışmalar pompa üzerinde önemli miktarlarda bir yan yük oluşturur, bu da yatak ömründe ciddi bir düşüğe neden olmaktadır. Aynı zamanda çalışma mekanizmasının direk olarak krank miline bağlanmasından beri bir pompanın pompaladığı akışkan oranı motor devri ile orantılıdır. Ancak motorun ısıl soğutma ihtiyaçları sadece motor devri ile ilgili olmadığından (taşıt hızı, çevre sıcaklığı, taşıt yükü) bu motorun soğutmasına ihtiyaçtan dahafazla akış oranı ile sonuçlanabilmektedir. Buda önemli ölçüde boşa harcanan enerji demektir. Aşırı akış

eğilimi ile motorun aşırı soğutulması, optimal sıcaklıkla yanmanın ortaya çıkmasına sebep olur, buda yakıt ekonomisini olumsuz etkiler. EMP geliştirmiş olduğu pompa ile öncelikli olarak motor sıcaklığını kontrol altına almıştır. Bu teknoloji buji ateşlemesi, dizel hibrit ve yakıt hücresi içeren birçok motor için uygundur. Bu çalışma neticesinde; motordaki soğutma sistemi elemanlarına harcanan güç düşürülmüş, fan çalışma zamanında %50 'ye varan azalma sağlanmış (20 Hp'lik kazanç), geleneksel mekanik keçelerin kaldırılmasıyla soğutmanın dış kaçakları önlenmiş, radyatör boyutları azaltılarak daha iyi taşıt aerodinamiği ve düşük radyatör boyutları sağlanmıştır. Sistem kapalı olduğunda da motor soğutulduğu için zamansız aşınmalarda da düşüş sağlanmıştır. Ayrıca yakıt ekonomisinde artış, emisyonlarda azalma sağlanıp dişli birleşimleri ortadan kaldırarak ve yatak alanını azaltarak ses gürültüsü de azaltılmıştır.

Opel (2003) Z 16 XEP benzinli motorunda ilk defa okuma alanı kontrollü çift kademeli bir termostat kullanılmıştır; bu termostat EGR valfi ile aynı gövdeye yerleştirilmiştir. Okuma alanı kontrollü termostat, yakıt tasarrufu, çekiş gücü ve ömrü açısından motorun çalışma şekline uyumlu hale getirilmiş soğutma suyu sıcaklığını değiştirmeye imkan tanımıştır. Sonuç olarak devir hızı, motorun yük durumu, seçilen vites, dış ısıya bağlı olarak 2 değişik sıcaklık değeri ayarlanmıştır;

105°C : Rölantiden orta yük bölgesine kadar soğutma sıvısı sıcaklık seviyesi. Bu sıcaklık seviyesi termik olarak termostat içinde bulunan genleşme elemanı aracılığıyla sağlanmıştır. 90°C : Orta yük bölgesinden tam yük bölgesine kadar soğutma sıvısı sıcaklık seviyesi. Bu sıcaklık seviyesi elektrikli olarak motor kumanda modülü tarafından yollanan bir sinyalle çalışan kızgın spiralle sağlanmıştır.

2. MOTORLARDA SOĞUTMA SİSTEMİ

Motorlardaki ilk soğutma sistemi uygulaması 1914 yılında Cadillac Motor Company of America şirketi tarafından V tipi 8 silindirli motorda denenmiştir.

Bu tarihten günümüze kadar yapılan birçok sistem tasarımları ve deneysel çalışmalar neticesinde motorlardaki soğutma sistemleri günümüzdeki yerlerini almışlardır.

Motorlar silindirler içerisindeki yakıtın yanmasıyla ortaya çıkan ısı enerjisini mekanik enerjiye çevirirler. Silindirlerde yanan yakıtın ısı enerjisi, tamamen mekanik enerjiye dönüşmez, bu enerjinin yaklaşık %26'sı etkin bir şekilde faydalı kılınır. %41'i egzoz gazları ve sürtünme ile kaybolur. Geriye kalan %33'ü ise motorun kendisi tarafından sönmülenir.

2.1 Soğutma Sisteminin Amacı

Motorlarda soğutma sisteminin amacı; motoru her türlü çalışma koşullarında ve bütün motor devirlerinde, en verimli şekilde çalışabileceği sıcaklıkta tutmaktır.

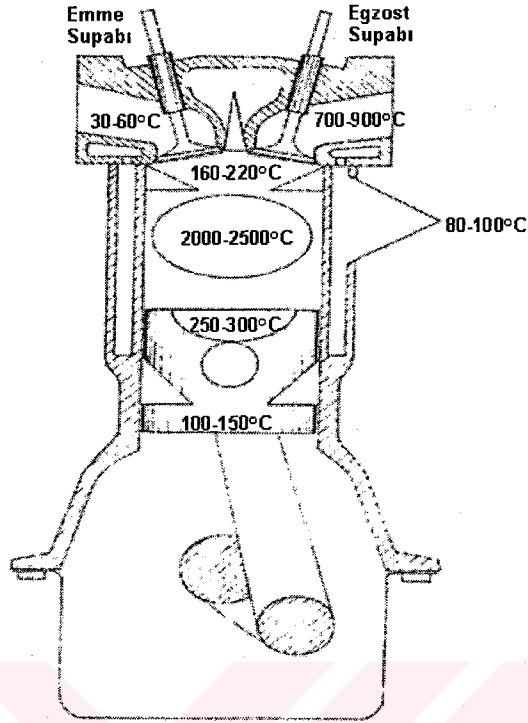
Silindirdeki hava yakıt karışımı yanarken, yanmış gazların sıcaklığı 2000-2500°C'ye kadar çıkmaktadır. Oluşan bu ısının bir kısmı silindir çeperleri, silindir kafası ve pistonlar tarafından emilir. Dolayısıyla, motor parçalarının zarar görebilecek sıcaklık derecesine kadar ulaşmaması için, soğutulmaya gereksinimleri vardır. Ayrıca silindir çeperlerinin sıcaklığının 250°C 'yi geçmemesi gerekmektedir.(Şekil 1) Eğer bu sıcaklık sınır değeri geçilirse, silindir çeperlerindeki yağlama yağı film tabakası zarar görerek, yağlama özelliğini yitirebilir. Fakat bu sıcaklık sınır değeriyle, yağın yapısından gelen özelliklerin örtüşmesi zordur. Şayet, silindir çeperleri ve silindir kafası fazla soğutulursa motorun termik verimi düşer. Soğutma sisteminin bir diğer amacı da; yanma çevriminde açığa çıkan ısının %30'u ile %35'ini soğutmak ve ısı transferi metodları yardımıyla da havaya atmaktır.

Isı enerjisinin mekanik enerjiye dönüşümüne genel olarak bakıldığında, motordan en yüksek verimi almak için sıkıştırma stroku başlangıcında , silindir çeperi ve silindir kafası sıcaklıklarının düşük olması istenir.

Yüksek çalışma sıcaklıkları, yağ filimlerinin kopmasına sebep olmaktadır. Bu şekilde çalışmaya devam eden motorlarda da metal parçalar arasında yapışmalar meydana gelmektedir. Yüksek sıcaklıklardaki çalışmanın sebebiyet verdiği, metalin zamanla deforme olmasına neden olan olay ise sürtünmedir. Sürtünme olayının veya düşük verimin gerçekleşmemesi için geliştirilmiş bir soğutma sistemine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu sayede motorların istenilen sıcaklıkta yani en yüksek verimle çalışabilecekleri sıcaklık değeri sağlanabilmektedir. Bu sıcaklık değeri yukarıda bahsedildiği gibi, silindir çeperleri sıcaklığının 250°C (Şekil 1) sınırında seyretmesidir. Böylelikle silindir gazlarından, tutuşma esnasında 10 kat daha fazla verim alınabilmektedir.

Motor Sanayiinde kullanılan demir, bronz, alüminyum, kalay, kurşun, krom-nikel ve krom-molibden gibi madenler muayyen sıcaklık sınırlarına kadar ısıtılabilirler. Gerçekte bunların erime sıcaklık dereceleri oldukça yüksektir. Bu madenler kendi yapılarına göre muayyen bir sıcaklıktan sonra mekanik dayanımlarını kaybederler ve hava ile reaksiyonlar göstererek yıpranırlar.

Motorun hareket eden parçalarının çabuk aşınmasını önlemek için yağlanması gerekir. Yağlama yağları 100-150°C den itibaren yağlama özelliklerini kaybetmeye başlarlar. 150-300°C arasında da yanmaya başlarlar. Bu nedenle motorun hareket eden parçalarının mekanik dayanımı yanında yağlama yağlarının da özelliklerini de dikkate almak gerekir.



Şekil 1. Motor Çalışma Sıcaklıkları Dağılımı (Mackerle, 1961)

2.2 Soğutma Sistemlerinin Özellikleri

Bilindiği gibi içten yanmalı motorlar periyodik olarak çalışırlar. Yanma zamanındaki sıcaklık kısa zaman içinde 2000-2500°C'ye kadar çıkar. Yanma odasını kaplayan kısımlar bu sıcaklığı hissetmeye vakit bulamadan, emme supabından içeri giren taze soğuk karışımla veya dizelerde hava ile temas ederler. Yanma odası cidarları sıcak ve soğuk gazlarla daima temas halinde olduklarından ortalama bir sıcaklık hissederler.

Bu ortalama sıcaklık derecesi, motorun cinsine, yüküne ve konstrüktif yapısına göre değişir. Bu sıcaklık değeri genellikle 500-1000°C derece arasındadır. Bu sıcaklığa ortalama gaz sıcaklığı denir.

İçten yanmalı motorların periyodik çalışması avantajına rağmen meydana gelen ortalama gaz sıcaklığı, malzemenin mekanik dayanımını ve yağlama yağlarının

viskozitesini kaybetmeye başladıkları sıcaklıklardan çok daha yüksektir. Bu sıcaklığı ortadan kaldırmak ve aşağıdaki nedenlerden ötürü içten yanmalı motorların soğutulması gerekir. (W. H. Hucho)

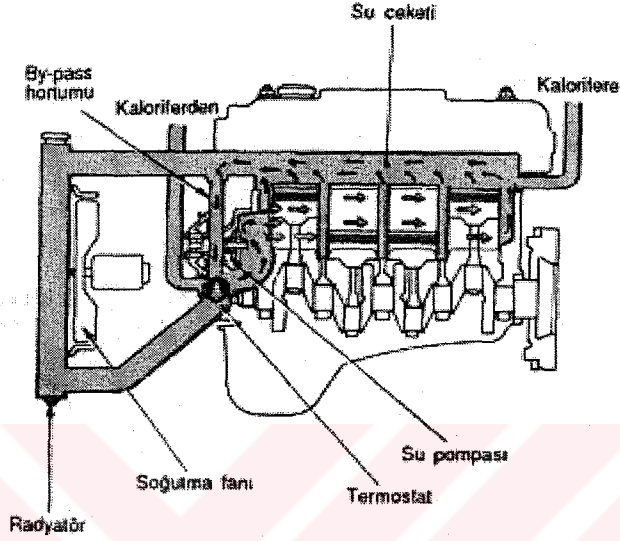
Soğutma ile aşağıdaki hususlar ortadan kaldırılır:

- Silindir içine giren taze karışımın sevk veriminin maksimum değerde olması sağlanır.
- Silindir içine giren taze karışımın erken ateşlenmesi ve vuruntu olayını ortadan kaldırılır.
- İyi bir yağlama temini için yağ viskozitesini sabit tutan sıcaklık muhafaza edilir.
- Hareket eden piston, segman, krank, supap ve bunun gibi parçaların fazla ısı altındaki genleşmeleri ortadan kaldırılır. Normal çalışma boşluğu sağlanır.
- Motor parçalarının ahenk içinde dengeli çalışması temin edilir.

Motor imalatçıları kendi motorlarının özelliğine uygun olarak maksimum ve minimum çalışma sıcaklık dereceleri tayin etmişlerdir. Bu sıcaklık değerleri genellikle 60-90°C arasındadır. Motorun çalışma sıcaklığı 60°C den aşağı değerlerde olduğu zaman motor soğuk çalışıyor demektir. Motorun soğuk çalışma sorununun meydana getirdiği sakıncalar şunlardır:

- Silindir yanma odasına giren taze karışımın yanma sıcaklığına erişememesine ve karışımın bir kısmının yanmadan, ısı enerjisine dönüşmeden dışarı atılmasına yol açar. Motorun güç düşümüne neden olur.
- Bütün silindirlere eşit oranda taze karışım giremez. Motorun dengeli çalışması sağlanamaz, motor titreşimli çalışır.
- Soğuk çalışan parçalar normal genleşme yapamadıkları için:
 - a) Kompresyon kaçağı olur.
 - b) Yağlama düzgün olmaz.
 - c) Yakıt sarfiyatı artar.
 - d) Motor gücü düşer.

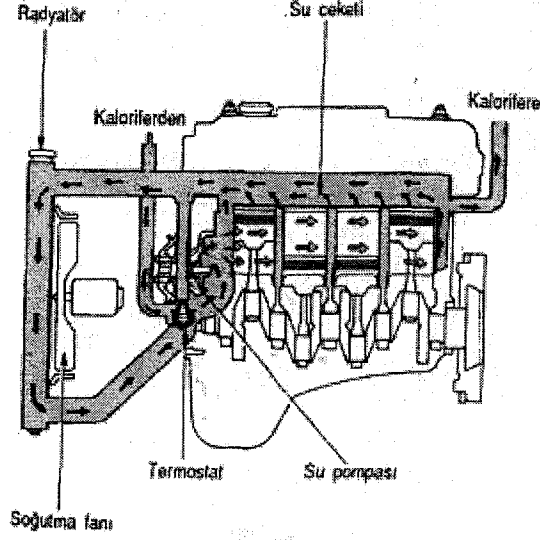
- e) Kompresyon kaçağı karter yağının viskozitesini düşürür.
- f) Yanma odasında kurum toplanır.
- g) Egsoz borusundan siyah duman çıkar, motor yağ yakar.



Şekil 2. Soğuk motorun soğutma suyu sirkülasyon şeması (Toyota, 2003)

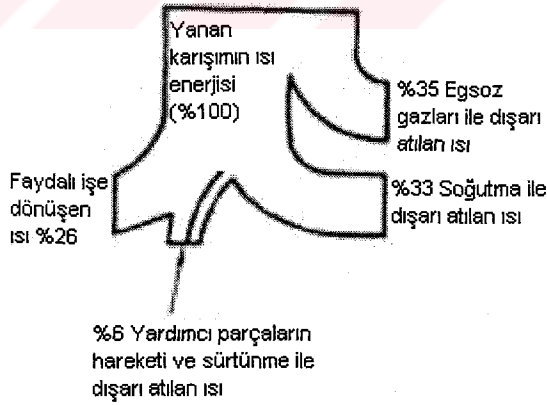
Motorun çalışma sıcaklığı 100°C 'nin üstünde ise motor sıcak çalışıyor demektir. Sıcak çalışan motorun meydana getirdiği sakıncalar da şunlardır:

- Çalışan parçaların fazla genleşmeleri, çalışma yağ boşluğunu ortadan kaldırır. Yağ filmini yırtar. Parçaların kısa zamanda aşınmasına yol açar.
- Gereğinden fazla ısınan taze karışım fazla genişleceğinden silindirlere giden yakıt miktarı azalır, karışım sevk verimi düşer.
- Taze karışımın erken ateşlenmesine yol açar. Motor vuruntulu çalışır.
- Yağ viskozitesi değişir, yağlama düzgün olmaz, yağ sarfiyatı artar.
- Yanan yağ , yanma odasında kurum oluşturur. Motor sıkıştırma oranı değişir, motor vuruntulu çalışır.
- Motor parçalarının mekanik dayanımları ortadan kalkar, parçaların kısa zamanda yorulmasına yol açar.
- Motor güçten düşer, çekişi azalır, çalışma düzeni bozulur.



Şekil 3. Sıcak motorun soğutma suyu sirkülasyon şeması (Toyota, 2003)

Yukarıdaki açıklamalardan, bir motorun soğuk ve sıcak çalıştırılmasının sakıncaları görülmektedir. Soğutma ile motorlardan çıkan ısı miktarı oldukça büyüktür. Motor içindeki karışımın yanmasıyla meydana gelen ısı enerjisinin %100'ü faydalı işe dönüşmez. Motordan elde edilen ısı enerjisinin dağılışı aşağıdaki gibidir.



Şekil 4. Motordan elde edilen ısı enerjisinin dağılımı (Toyota, 2003)

2.3 Motorlarda Isı İletimi

2.3.1 Motorlarda Isı İletiminin Önemi

Isı transferinin motor performansı, verimi ve yanma ürünleri kompozisyonu üzerinde çok önemli etkisi vardır. Silindir içerisine gönderilen belirli miktardaki yakıtın yanması esnasında yanma odası cidarlarına olan ısı transferi ne kadar fazla ise, ortalama gaz sıcaklığı ve basınç daha büyük olduğundan çevrim başına yapılan iş azalmış olur. Böylelikle motor özgül gücü ve verimi, motordan yapılan ısı transferinin mertebesi ile etkilenmektedir.

Otto motorlarında silindir cidarı ile art taze dolgu (alev cephesinin henüz ulaşmadığı taze dolgu) vuruntunun oluşmasına etkili olmaktadır ki bu da sıkıştırma oranının belirli bir sınırdan kalmasına, motor gücünü ve verimini etkilemektedir. Özellikle sıcak egsoz supabından ve pistonun emme sürecinin başlangıcında taze dolguya doğru olan ısı transferi çok önemlidir.

Sürtünmeler de hem ısı transferinden etkilenmekte hem de soğutucu akışkanın yükünün artmasına yardımcı olmaktadır. Silindir gömleğinin sıcaklığı, piston ve segmanları yağlamakta olan yağın film sıcaklığını ve böylelikle bu yağın viskozitesini etkilemektedir. Sıcaklığın dengesiz dağılımının etkisi ile piston ve silindir gömleğindeki burulmalar, piston grubunun motor sürtünmelerine çok önemli etkisi vardır. Sürtünme ile kaybolan enerji, atmosfere (ortama) soğutma sistemi yardımı ile atılabilir. Bu durumda soğutma fanı ve soğutma suyu pompasının gerektirdiği güç, aktarılacak olan ısının mertebesi ile ilgili olacaktır.

Emme süreci esnasında girmekte olan taze dolgunun sıcaklığı silindir cidarlarına göre daha soğuktur ve akış hızı da oldukça yüksektir. Sıkıştırma süresince, dolgu sıcaklığı cidar sıcaklıklarından daha yüksek olur bununla birlikte akış hızları düşer. Bu durumda gazlardan cidara doğru ısı transferi söz konusudur.

Yanma esnasında gaz sıcaklıkları çok yüksektirler ve genişlemenin başlaması ile gaz hareketleri artar, Bu an gazlardan cidara doğru olan ısı transferinin en fazla olduğu

andır. Basıncın artması ile bir miktar dolgu piston ve silindir arasındaki boşluğa yönelir bu ise ısı transferinin bir miktar daha artmasına neden olur.

Genişleme sürecinde gaz sıcaklıklarının azalması sonucunda ısı transfer miktarı azalır. Egsoz supapları açılınca, dışarıya doğru hızlı bir şekilde akmaya başlayan gazlar silindir içerisinde çok yüksek akış hızlarına neden olmaktadır. Motorda meydana gelen yanma sonucu sıcaklığı değişik yollarla dışarı atılamaz. Bir kısım ısı motorun verimli çalışabilmesi için parçalar üzerinden kalır. Bu dışarı atılan ısı, değişik şekillerde motordan alınır. Isı, kondüksiyon, konveksiyon, radyasyon olmak üzere üç şekilde iletilir.

2.3.1.1 Kondüksiyonla Isı İletimi

Temasla ısı iletimi, ısının cismin bir molekülünden diğer molekülüne iletilmesi ile olmaktadır. Isıyı alan moleküller daha çabuk hareket eder ve enerjilerinin diğer moleküllere aktarırlar. Temasla ısı iletiminde, ısı iletimi parçanın içinde, ancak parçada hareket olmadan yapılır. Buna göre, bir cismin (parçanın) içinde temasla iletilen ısı miktarı, ısınan cismin ısıyı iletme yeteneğine, ısının geçtiği (Şekil 5) kesitlerin büyüklüğüne, mesafenin uzunluğuna ve sıcaklık farkına göre değişir. Motorlarda ısı, silindir kafası, silindir duvarları ve piston; pistondan segmanlara, segmanlardan silindir cidarına; motor bloğu ve manifoldlarda kondüksiyonla iletilir.

Bu iletimi aşağıdaki gibi formüle edersek,

Bu ifadeye;

Q: ısı akısı (w)

k: ısı iletim katsayısı (w/m² °C)

A: Birim alan (m²)

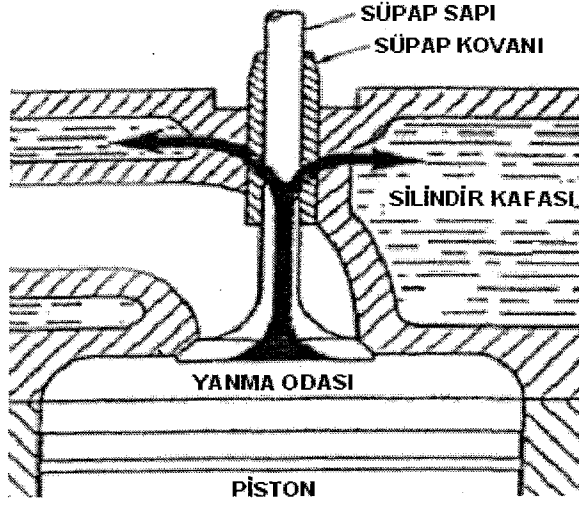
dT: sıcaklık farkı (°C)

$$q = -k\Delta T$$

dx: kalınlık (m)

$$q_x = \frac{Q}{A} = -k \frac{dT}{dx}$$

q: Birim zamanda iletilen ısı (kcal/m²h°C)



Şekil 5. Isı Supap sapından supap kovanına kondüksiyonla transferi(Mackerle,1961)

2.3.1.2 Konveksiyonla Isı İletimi

Hareket eden sıvı veya gaz cisimlerle ısı iletimidir. Bu şekilde ısı iletiminde daima bir katı cisimden, sıvı veya gaz cisme ısı iletildiği gibi, sıvı veya gaz cisimden katı cisme de ısı iletilebilir. Örnek silindirlere sıkıştırma sonu, yanan karışımın (gaz) ısısı, piston ve silindirlere iletir. Yanan gaz moleküllerindeki ısı piston yüzeyine geçer ve katı cismin yeteneğine göre (piston malzemesine) ısı iletir.

Eğer konveksiyon ısı iletimini formüle edersek aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$Q = h \cdot A \cdot (T_1 - T_2)$$

(György Sitkei)

Bu ifadede;

- Q: Toplam geçen ısı miktarı (w)
- h_c : Isı taşınım katsayısı ($w/m^2 \text{ } ^\circ C$)
- t_1 : Duvar sıcaklığı ($^\circ C$)
- t_2 : Akışkan sıcaklığı ($^\circ C$)
- q: Birim zamanda iletilen ısı akısı ($kcal/m^2 h^\circ C$)
- a: Birim alan (m^2)

2.3.1.3 Radyasyonla Isı İletimi

Radyasyonla ısı iletiminde arada ısıyı ileten herhangi bir cisim olmayabilir. Bu tip ısı iletimi elektromanyetik dalgalarla olur. Dalgalar bir cisimden çıkarken, sıvı veya katı cisimlerin yüzeyleri, bu dalgaların bir kısmını yansıtırlar, bir kısmı ise cisimlerin bünyesinde kalır. Radyasyonla ısı iletimi parçaların yüzeylerinin parlak veya mat oluşuna göre değişir. Örneğin, bir yüzey parlak ise üzerine gelen ışık demetini ayrı açı altında yansıtır. Mat ise, ışık demeti kırılır, dağınık yansıtılır.

Başka bir deyişle iletim, diğer iki ısı iletim metodunda, maddenin iç yapısında meydana gelmektedir. Yani her iki tür ısı geçişinde ortak olan, ısı geçişinin moleküller vasıtası ile taşınmasıdır. Motorlardaki radyasyonla ısı transferi hem yüksek sıcaklıktaki gazlar ve hem de alev bölgesinden yanma odası cidarlarına doğru olmaktadır. (transfer edilen bu ısı, konveksiyonla yapılan ısı transferinin yanında çok düşük olduğundan, bu ısı transferi merteye olarak dizel motorlarında daha önemlidir.) Çevreye doğru yapılan radyasyon ise motorun tüm dış yüzeyinden olmaktadır.

Siyah bir cisim mükemmel bir yayıcıdır ve yaydığı ışınım ısı enerjisi aşağıdaki formülle ifade edilebilir.

$$Q = \sigma \cdot A \cdot T^4$$

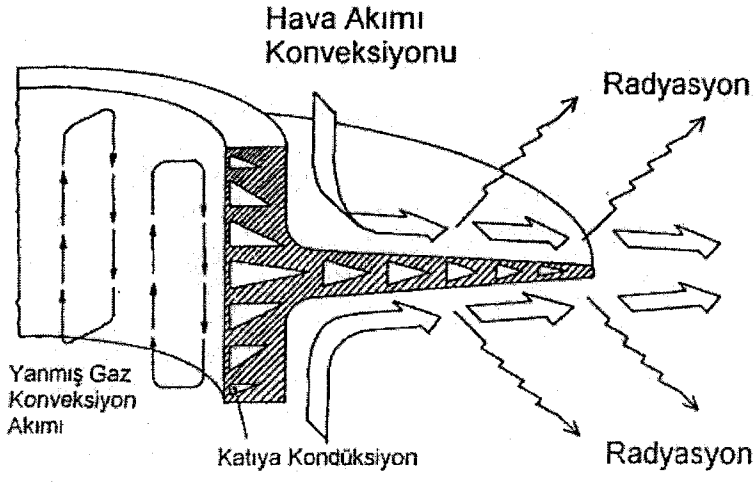
Q : Isınım enerjisi (w)

A : Alan (m²)

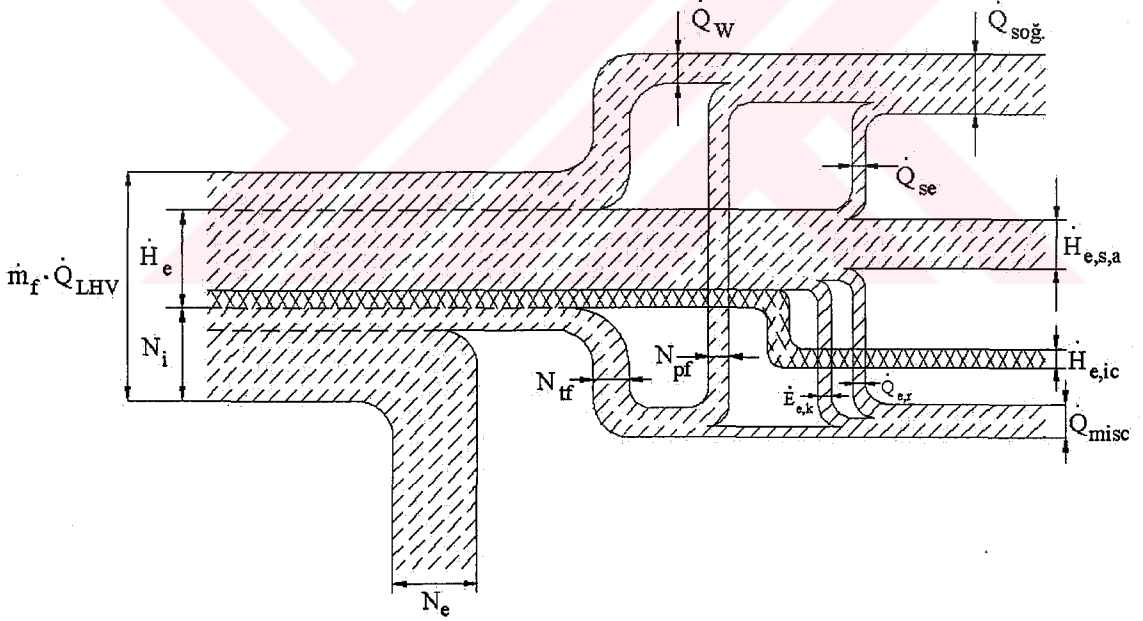
T : Sıcaklık (k)

σ : Stefan-Boltzmann Katsayısı [5, 669, 10⁻⁸ W/m² K⁴]

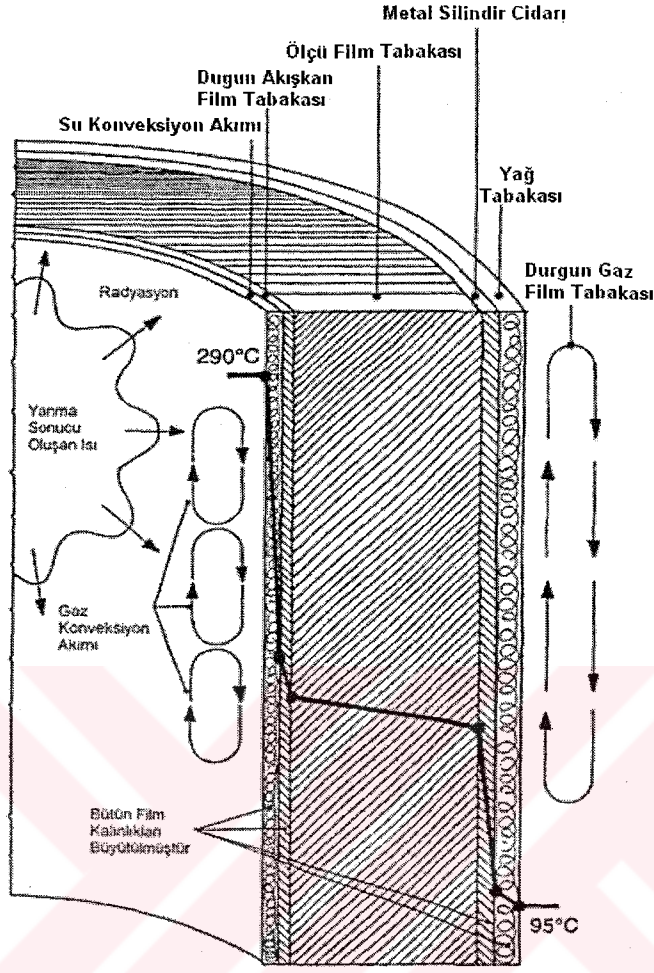
(György Sitkei)



Şekil 6. Hava Soğutmalı Motorlarda Isı Transferi (Mackerle, 1961)



Şekil 7. Enerji akış diyagramı (Sankey, Heywood-674)



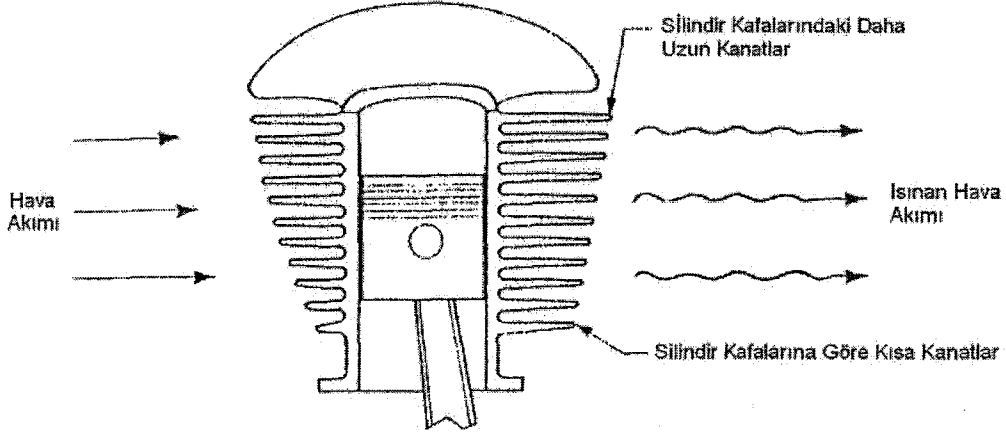
Şekil 8. Su soğutmalı motorda ısı transferi (Mackerle, 1961)

3. MOTOR SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN SINIFLANDIRILMASI

Motorlarda yaygın olarak kullanılan iki tip soğutma sistemi vardır.

3.1 Hava İle Soğutulan Motorlar

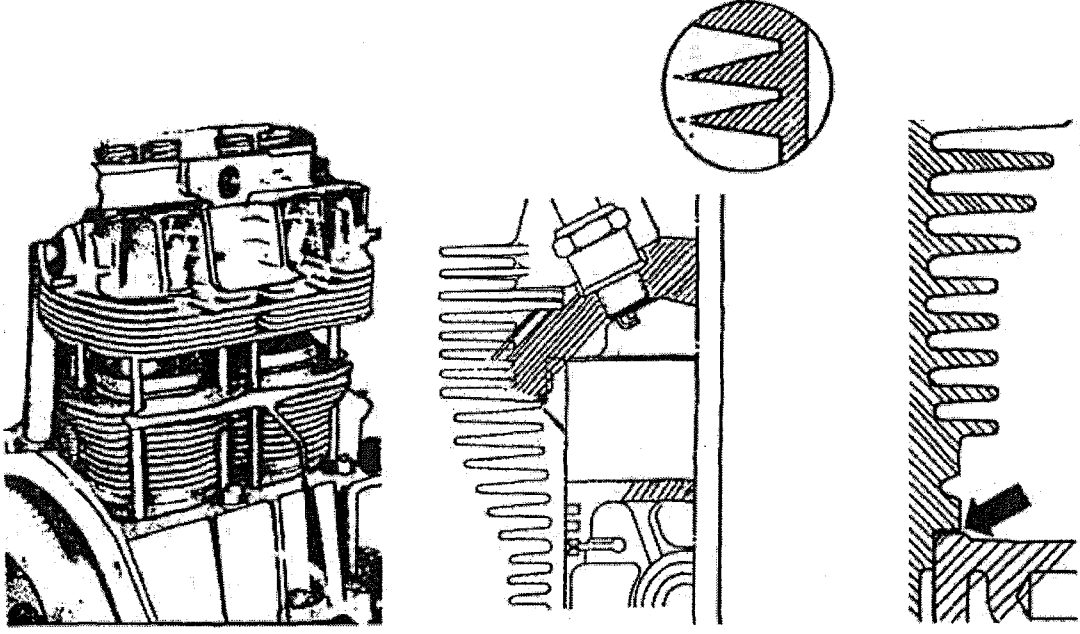
Hava ile soğutulan motorlarda silindir içinde oluşan ısı, doğrudan doğruya havaya iletilir. Bu tür motorlarda kanatların uçları sivri, silindire birleşen kısımları kavisli yapılıdır. Yanma odasına yakın olan kanatların soğutma yüzeyi daha fazladır.



Şekil 9. Silindir kanatlarının ısıya göre uzunluk değişimi (Ford, 2000)

Kanatlar alüminyum (Şekil 9), bakır gibi daha çok ısı geçiren madenlerden yapılmışlardır. Çeper kalınlığı ne kadar az olursa silindirin içi ile dışı arasındaki ısı alış veriş o kadar fazla olur. Bu nedenle silindir çeperleri gaz basıncına dayanabilecek en küçük kalınlıkta yapılır.

Kanatçıklardan geçecek hava miktarı motorun ve havanın hızına bağlı kalır. Havanın özgül ısı $c_p = 0.24 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$, suyun ise yaklaşık olarak $c_p = 1 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$ ' dir. Dolayısı ile suya, 1°C ısınması halinde, havaya göre 4 misli ısı yüklenebilmektedir. Ayrıca havanın ısı iletim katsayısı $\lambda = 0.019 \text{ kcal/m h }^\circ\text{C}$, suyun ise $\lambda = 0.50 \text{ kcal/m h }^\circ\text{C}$ ' dir. Buradan hareketle, su soğutmalı motor yerine aynı motor hava ile soğutulacak olursa gerekli hava debisi çok daha yüksek olmak zorunda olacaktır. Yüksek hızda soğutma iyi olduğu halde, rölantide veya yük altında motor daha çok ısınır. Bu nedenledir ki hava ile soğutulan motorlara vantilatör tertibatı yapılarak, havanın geçiş hızı artırılır ve soğutma kolaylaştırılır.



Şekil 10. Soğutma kanatçıkları (Chrysler, 1997)

Motor verimi %25 olan bir hava soğutmalı motorun, soğutma havasının %15-20'sini silindir bloğu ve silindir kafasından geçen toplam ısı, %52-58'ini egoza giden ısı, %8'ini ise egzoz borusunun soğutulması ile yağlama yağına giden ısı oluşturmaktadır. Motor devri arttıkça soğutma havasına giden ısı yüzdesi azalır. Egzoz gazlarındaki ise artar.

Yapılan bir çok deneyler, soğutma için beygir/saat başına 15°C 'de 80 m^3 'lük hava gerektiği sonucunu göstermiştir. (M. Öztuna - A. Öztuna)

Hava ile soğutma sistemi, genellikle eski tip uçak motorlarında kullanıldığı gibi küçük tip motosiklet motorlarında, deniz motorlarında ve özel endüstriyel amaçlar için kullanılır.

Hava ile soğutulan motorlar üzerinde , silindirler ve silindir kapaklarının etrafında devamlı hava akımı oluşturulur. Hava akışının etkili olması için hava yöneltme saçları ile silindir çevresi kapatılır. Motorun çalışması ile birlikte bir hava vantilatörü, havayı yöneltme saçlarının yardımı ile, silindir çevresinden dolaştırarak, motoru soğutur.

3.1.1 Rüzgar ile Soğutma

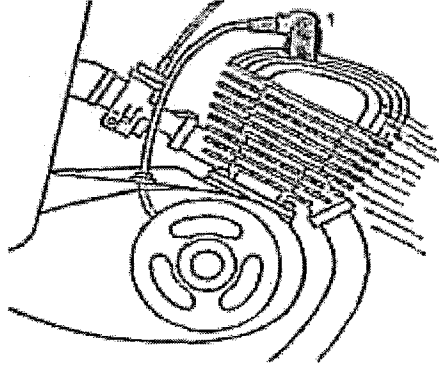
Silindir ve silindir kapağı, ısı dağılan yüzeylerinin artırılması için soğutma kanatçıkları ile donatılmıştır. Hareket rüzgarı silindir ve krank muhafaza gövdesi etrafını yalayarak geçer ve ısı doğrudan doğruya dışarı atılır. Soğutma havasının, soğutma yoluyla atılması gerekli ısıyı iletebilmesi için, silindir çevresine yerleştirilen soğutma kanatlarıyla elde edilen soğutma yüzeyinin yeteri kadar büyük olması gereklidir. Ayrıca bitişik silindirler arasındaki soğutma kanatlarından yeteri kadar havanın geçebilmesi için, silindirler arasında uygun bir uzaklık bulunmalıdır. Bununla birlikte malzemenin en efektif bir şekilde kullanılmasına özen gösterilmeli ve soğutma nedeniyle silindirler arasında gerekli olan uzaklığın, gereksiz yere motor boyutunu uzatması da önlenmelidir. Bu nedenle sıra motorların hava soğutmalı olarak yapılmaları pek uygun değildir. Motorun az yer kaplaması yönünden, karşı pistonlu motorlar ve V tipi motorlar hava ile soğutma yönünden daha uygun olmalarına karşın, su soğutmalı motorlarda suyun dağıtımındaki güçlükten dolayı pek uygun silindir dizilişi değildirler.

Avantajları

- Basit yapıda oluşu.
- İşletmesinin emniyetli ve bakım gerektirmez oluşu.
- Ayrı ayrı silindirler olması sebebiyle kolay değişebilirlik özelliği.
- Az yer kaplaması.

Dezavantajları

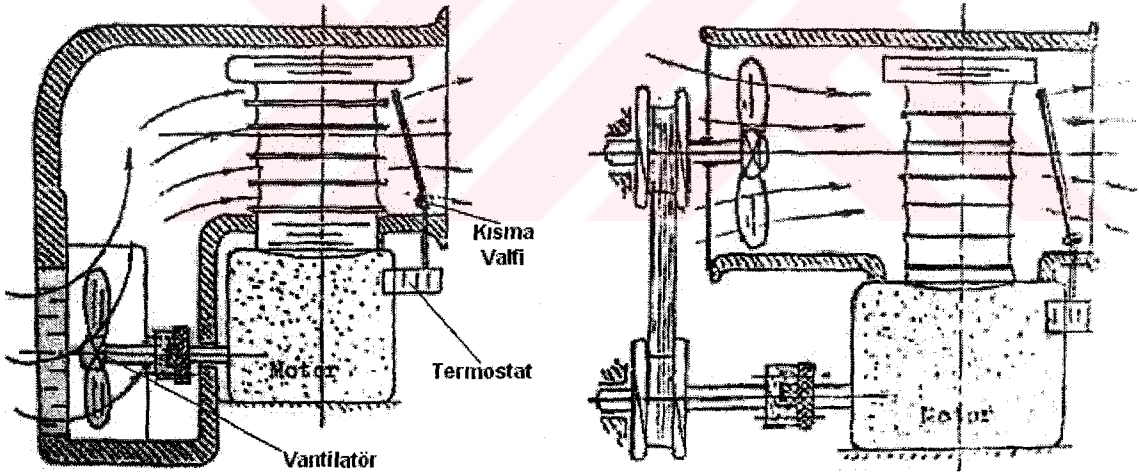
- Soğutmanın taşıt hızına bağlı oluşu.
- Gürültülü motor sesi.



Şekil 11. Rüzgar soğutmalı motor (Staudt, 2000)

3.1.2 Vantilatör ile Soğutma

Kranktan hareket alarak çalışan bir vantilatör sürekli motor bloğuna hava üfler.

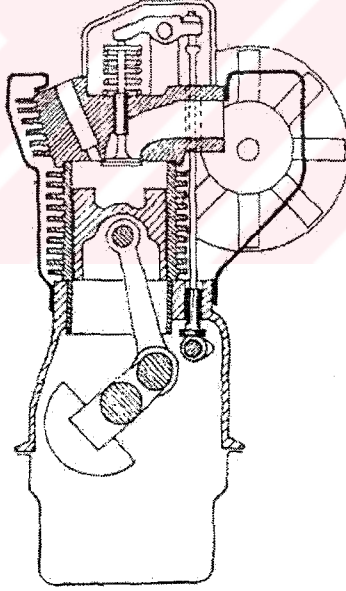


Şekil 12. Volan tipi hava soğutmalı motor Şekil 13. Kayış kasnaklı hava soğutmalı motor
(Leathard, 2002)

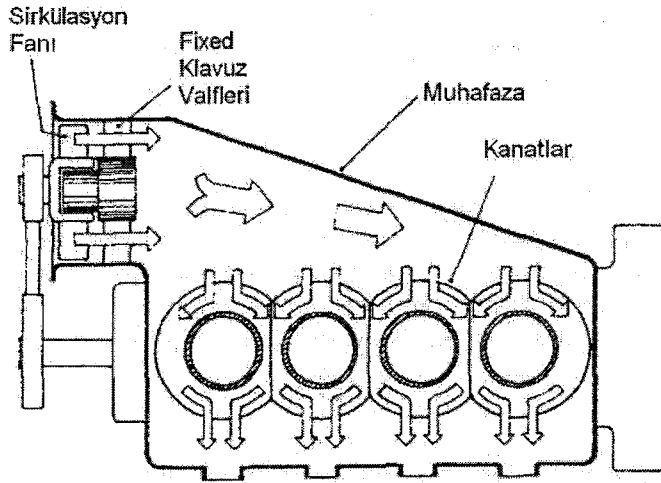
Bu sistemde şekilde görüldüğü gibi gövdeye kanallar yapılmıştır, hava bu kanallardan geçerken gövdeyi bir uçtan bir uca soğutur. Bu sistemde soğuk havanın kaynağı atmosfer olup vantilatör bu havayı motor etrafındaki kanallara üfler ve ısı doğrudan havaya verilmiş olur. Eğer soğutucu su veya bir başka özel gaz olmuş olsaydı, o zaman bir

sirkülasyon söz konusu olur, akışkanın soğutularak çıkıştan girişe sevk edilmesi gerekirdi. Buradan hareketle hava ile soğutma sisteminin basit bir sistem olacağı anlaşılmaktadır. Vantilatörlerin çok uzun ömürlü ve çok basit aletler oluşu sistemin bakıma muhtaç olmayacağını da ifade eder. İlk hareket sırasında motor soğuk olduğundan vantilatör ya çalışmamalı veya havanın soğutucu etkinliği yok edilmelidir. Bu durum genel olarak ele alındığında, motorun çeşitli hava koşullarında cidar sıcaklığının 300-400°C civarında kalabilmesi için hava debisini sürekli ayarlayan bir otomatik sisteme ihtiyaç vardır. Şekil 11-12 de görüldüğü gibi motor cidar sıcaklığından etkilenen bir termostata bağlı bir mekanik sistem hava çıkışını az veya çok kapalı tutar.

Motor soğuk iken çıkış kapalıdır, sıcaklık yükseldikçe kapak cidar sıcaklığına uygun olarak açılır. Bazı motor konstrüksiyonlarında sıralı dört silindirli motorlarda olduğu gibi, hava yönlendiricileri sayesinde havanın önemli motor parçaları ve silindirler arasında dağılımını sağlar.



Şekil 14. Dört Silindirli Hava Soğutmalı Motorun Önden Görünüşü (Toyota, 2003)



Şekil 15. Dört Silindirli Hava Soğutmalı Motorun Üstten Görünüşü (Toyota, 2003)

Hava soğutmalı sistemlerin önemli özelliklerinden birisi de sistemin bir vantilatör ve kanallardan ibaret oluşu ilave bir yük getirmeyişidir. Motorlarda motor bloğu ve şasinin, elde edilen gücün, onların taşınmasına da harcanacağından, hafif olması istenir.

Avantajları

- 1) Az güç ağırlığı. (Birim güce isabet eden motor ağırlığının az oluşu.)
- 2) İşletmesi emniyetlidir ve bakım gerektirmez.
- 3) Çalışma sıcaklığına çabuk erişme özelliği.
- 4) Donma olayının olmaması.

Dezavantajları

- 1) Gürültülü motor sesi
- 2) Vantilatör (fan) nedeniyle yüksek güç ihtiyacı.
- 3) Daha büyük piston boşluğu.

Hava soğutmalı bir sistemin gereken soğutmayı sağlayabilmesi için, kanatçıklar arasında akan havanın $U=20-40$ m/s civarında olması gerekir. Bu yüzden vantilatör devir sayısı motor devir sayısından farklı olabilir ve bir vantilatör kullanılabilir. Bunun yanında önemli olan vantilatörün üfleyeceği havanın debisidir. Bu sayede yanma sonucu ortaya çıkan toplam ısının $1/3$ 'ü havaya verilmek suretiyle soğutma sağlanır.



3.1.4 Hava Soğutma Sisteminin Elemanları

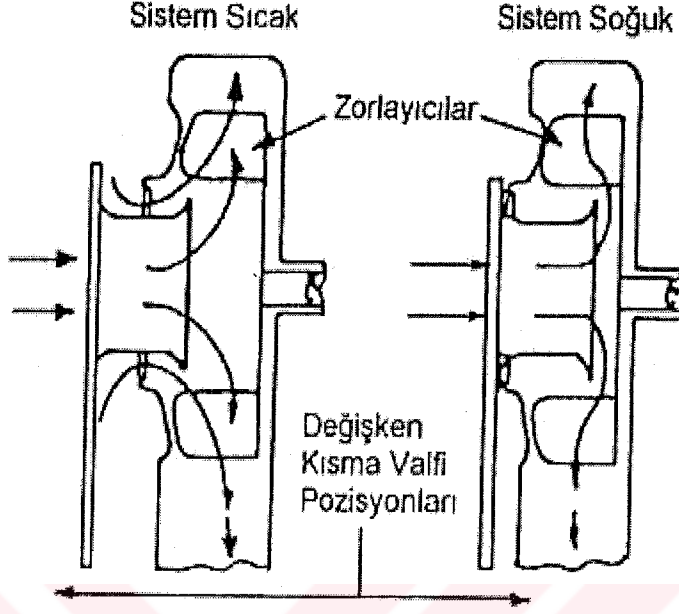
3.1.4.1 Hava Soğutma Fanı

Havanın motor etrafına doğru olan sirkülasyonu genellikle spiral bir kutuda dönen zorlayıcı kanatlara sahip fan ve impeller tarafından sağlanmaktadır. Bu çeşit fanlar yüzgeçlendirilmiş ve kanatlandırılmış olan silindirlerin ve silindir kafalarının çevresinde akan havanın maruz kaldığı mukavemeti yenebilmektir.

Çalışma esnasında hava zorlama vasıtasıyla impellerin gözlerine girer ve ağız kamerasından geçerek bütün kanat yüzeylerine temas etmesiyle devam eder. Kanatları saran havaya santrifüj kuvvet fan yarıçapı doğrultusunda etki eder. Fanın verimliliğini arttırmak için, zorlayıcı kanatların düz olmasından ziyade arkaya doğru kavisli olması gerekmektedir. Fan kutusu hava girişinde oluşabilecek olan herhangi bir ters sirkülasyonu engellemek için daire şeklinde bir segman ile sabitlenmiştir.

3.1.4.2 Hava Soğutma Kısmı Valfi

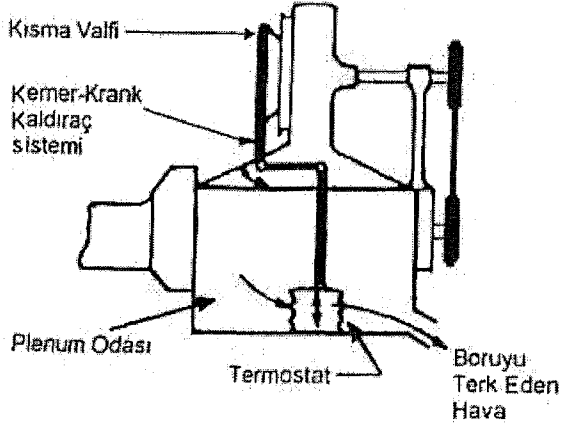
Soğutma fanına giren hava miktarını motorun soğutma ihtiyacına uygun olarak düzenlemekle görevli olan hava soğutma sistemi ekipmanıdır. Genellikle ağız kamerasında pervane düzeyi gibi davranarak, hareketli kısma valfi çember formunu oluşturur. Normal çalışma sıcaklıklarında, kısma valfi çemberi giren havaya serbest akış sağlamak için impellerin gözünden geri çekilir. Aksi durumda, yani motorun soğuk olduğu durumlarda kısma valfi çemberi motor çevresinde soğutma amaçlı sirküle eden havayı atmak için itilir.



Şekil 17. Hava soğutma kısma valfi (Chrysler, 1997)

3.1.4.3 Hava Soğutma Termostatı

Soğutma fanı kısma valfini otomatik olarak çalıştıran termostatın etkisidir ki, bu etki sayesinde motor soğutma oranı ayarlanabilmektedir. Kısmı valfine basit bir manivela yardımıyla mekanik olarak bağlanmıştır. Bu sayede ünitenin uygun çalışma stroğu içinde çember için yeterli hareket imkanı sağlanmıştır. Termostat genellikle plenum odasının alt tarafına yönelen sıcak hava kanalının bulunduğu çıkışa monte edilmiştir.



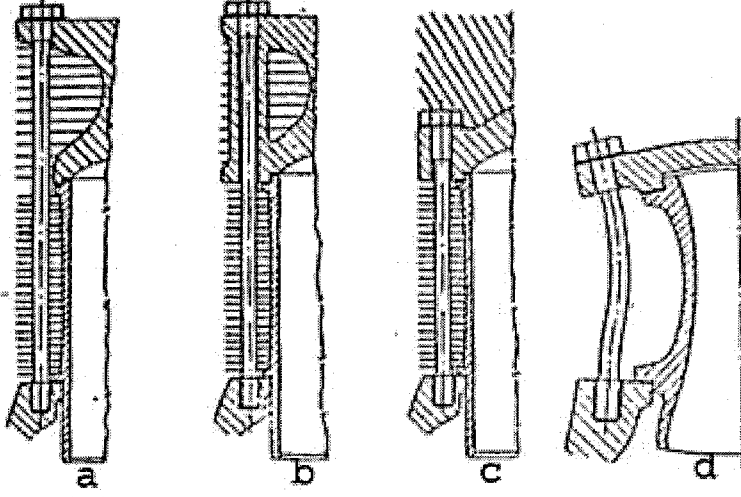
Şekil 18. Hava soğutma termostadı (Chrysler, 1997)

3.1.5 Hava Soğutmalı Motorlarda Gürültü

Silindirlerin çevresinde soğutma suyu hücrelerinin olmaması krank mekanizması ve supap sisteminden ortaya çıkan gürültünün izolasyonunun ortadan kalkmasına neden olur. Buna ek olarak hava soğutmalı motorlarda, motor yükünden etkilenecek geniş aralıklarda değişen çalışma sıcaklıkları özellikle piston-silindir, külbütör ve supap arasındaki boşlukların artmasını gerektirir.

Piston ve silindir arasındaki boşluğun fazla olmaması için silindirin deforme olmaması ve sıcaklık artışıyla pistonda meydana gelen genişlemeye uyum göstermesi gereklidir. Silindir deformasyonu ya montaj anında veya ısıl genişleme anında silindire etki eden kuvvetler nedeniyle ortaya çıkar. Silindir cidar kalınlığının artması ve kafa sapmalarının silindir eksenine yaklaşması silindir deformasyonunu azaltır. Silindirlerde deformasyon, radyal düzlemdeki dairesel silindir formunun ve aksel doğrultudaki silindir şeklinin bozulmasıyla ortaya çıkar.

Silindir ovaliği, genellikle silindir kafasında birbirine dik aksel doğrultudaki farklı genişlemeler nedeniyle ortaya çıkar. Böyle bir durumda, çarpılan silindir kafası silindiri de etkileyerek kendine uymaya zorlar. Bu şekilde deformasyon silindir kafasındaki supap yataklarını da etkileyebilir.



Şekil 19. Silindir kafasının değişik tarzlarda saplamalarla krank muhafazasına bağlanması
(Chrysler, 1997)

Şekil 19a'da görülen konstrüksiyonun, soğutma havasına geniş akış kesiti sağlaması, silindirle silindir kafasının bağlandığı bölgenin daha iyi soğutulmasına olanak sağlaması gibi üstünlüğü vardır. Silindir kafa sapmalarının doğurduğu kuvvet, rijit üst plakadan emme ve eksoz kanalları yoluyla silindirle kafanın bağlandığı yüzeye düzgün olarak etki eder. Bu konstrüksiyonun rijitliği, Şekil 19b'de görülen silindir kafa sapmalarının çevresindekî, üst ve alt plakaları birleştiren payandalarla arttırılır. Bu payandaların soğutma havası serbest akış kesitini daralttığını ve yapım güçlüğüne neden olduklarını da gözden uzak tutmamak gerekir.

Şekil 19c'de görülen bağlama tarzında ise, silindir kafasında bağlantıya katılan kısmın boyu ve kafa sapmalarının boyu daha kısadır. Bu tip silindir kafalarında, deformasyon meydana gelmemesi için kafanın silindire bağlandığı alt plaka Şekil 19d'de görüldüğü gibi deformasyon yaratmayacak şekilde rijit olmalıdır.

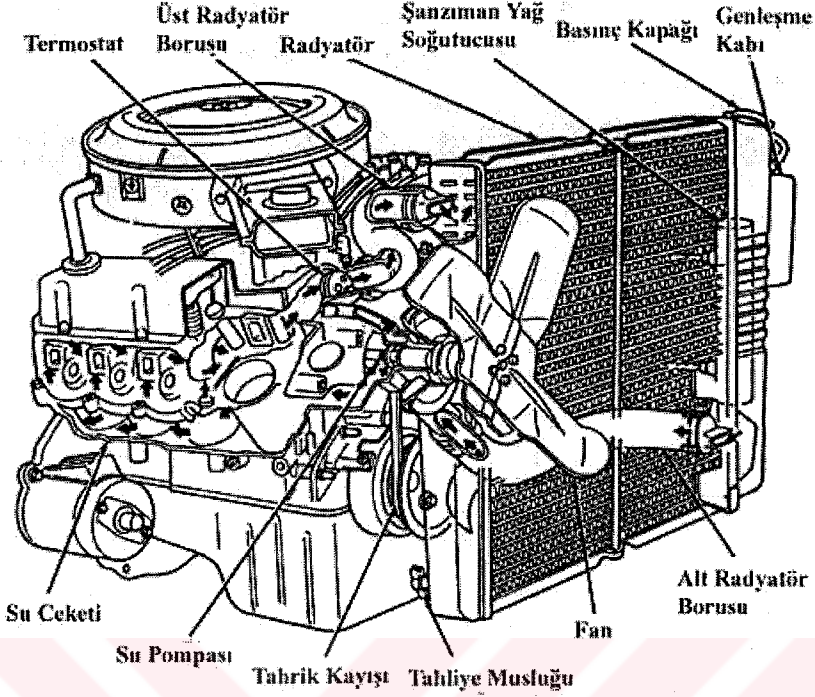
Silindirin yatay doğrultudaki deformasyonu, genellikle silindirin yatakladığı yüzeylere tam oturmaması sonucu, ortaya çıkan momentin etkisiyle silindirin et kalınlığının azaldığı bölgede ortaya çıkar.

Isı etkisiyle alüminyum alaşımlı silindir ve silindir kafasındaki genleşme, kafa sapmalarındaki genleşmelerden daha fazladır. Bu nedenle, ısı genleşmelerdeki farklılığın yarattığı kuvvet malzemede elastik şekil değiştirme sınırını aşır, plastik şekil değiştirmeye neden olursa sapmaların yarattığı ön gerilme ortadan kalkar ve sızdırmazlık bozulur. Farklı ısı genleşmelerin yarattığı zorlanma silindir deformasyonuna sebep olabileceğinden. bu durumun önlenmesi için olanaklar içinde kafa saplamalarının elastik olmaları sağlanmalıdır. Silindirdeki düzensiz sıcaklık dağılımı düzensiz ısı genleşmelere sebep olur. Daha sıcak olan silindir üst bölgesindeki genleşmeler alt kısma göre daha fazla olacağından rejim sıcaklığında silindir alta doğru daralan konik bir form alır. Silindirdeki genleşmelerin homojen olmasını sağlamak için silindir alt bölgesinin üst kısmına göre daha az soğutulması yoluna gidilir.

Silindir çevresel olarak düzensiz soğutulması, silindirde ovalliğin ortaya çıkmasına sebep olur. Normal olarak silindir çevresinde 40°C'a kadar sıcaklık farklarının oluşması kabul edilebilir sınır içindedir. Homojen silindir soğutmasının sağlanabilmesi için kanat dizaynında gidilmesi gerekli yol, kısa boylu çok sayıda kanat kullanılmasıdır.

3.2 Su İle Soğutulan Motorlar

Su soğutmalı motorların silindir blokları (Şekil 19) ve silindir kapakları, içerisinde su dolaşacak şekilde yapılırlar. Bu tip soğutmada silindirde oluşan ısı doğrudan doğruya havaya verilmez. Blok ve kapak arasındaki kanallardan geçmekte olan su buradaki ısıyı havaya iletir. Suyun silindirlerin çevresinden aldığı ısı radyatörden geçerken havaya iletir. Böylece su soğur ve tekrar silindirlere döndüğü zaman yine ısınır ve devamlı şekilde radyatöre ısı verir, silindir çevresinden ısı alır ve motorun soğuması sağlanır.



Şekil 20. Su soğutmalı motor (Anglin, 1995)

3.2.1 Isı Dolaşımli Soğutma

Isı dolaşımli soğutma pompasız olarak çalışır ve soğuk ve sıcak suyun yoğunluk farkına dayanmaktadır.

20°C'lik su: 0,9982 kg / dm³

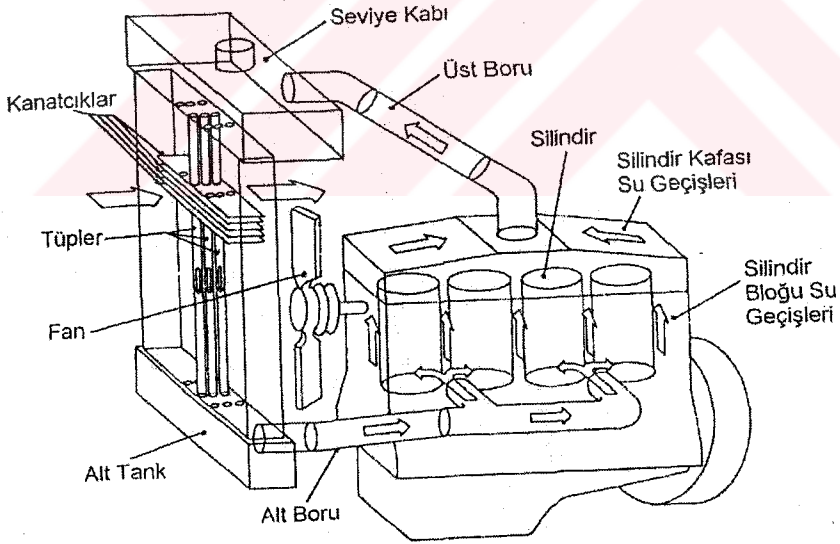
80°C'lik su: 0,9718 kg / dm³

Sıcak su soğuk sudan daha hafiftir. Yoğunluk farkı, kapalı soğutma sisteminde motor ve soğutucu suyun dolaşımını meydana getirir. Soğutma suyu motor bloğunun içinde ısındığında yukarıya doğru yükselir ve radyatörün üst su kollektörüne akar. Su kendi ısısını radyatörden soğutma havasına verir. Su radyatörün alttaki su haznesine iner ve oradan sonra motor bloğuna geri döner. Eğer sistem tamamen doldurulmuş ise dolaşım ancak ondan sonra mümkün olur. Su yavaş dolaştığından soğutmanın etkisi az olur. Bundan dolayı ısı dolaşımli soğutma taşıtlarda kullanılmaz.

3.2.1.1 Isı Dolayımı Soğutma Sisteminin Çalışma Prensipleri

Motor soğukken çalışmaya başladığında aşağıdaki olaylar görülür.

- 1) Ceketteki soğuk su motordaki ısıyı soğurur ve bir miktar genişler.
- 1) Isıtılan su soğuk sudan daha az yoğun olduğundan, genişleme borusuna yükselir ve daha sonra radyatörün genişleme kabına yukarı doğru akar
- 2) Isıtılmış olan bu su daha sonra radyatör matrisindeki akışlara yönlendirilir.
- 3) Radyatörden gelen ısıtılmış hava daha sonra soğutma havasıyla soğutulur ki tekrar yoğunlaşsın ve radyatörün kolektör tankına insin.
- 5) Soğutulan su daha sonra kolektör tanktan çıkmakta olan diğer akışın yarattığı basınç farkının bir sonucu olarak ceketin girişine gider.
- 6) Suyun basit termosifon usulü soğutma sisteminde sirküle etme hızı motor hızıyla değil ama ısı giriş-çıkış yüküyle orantılıdır. Motor yükü arttıkça, oluşan küçük buhar baloncukların suyun yoğunluğunu daha da azaltma etkisinden dolayı devir daha hızlı olur.



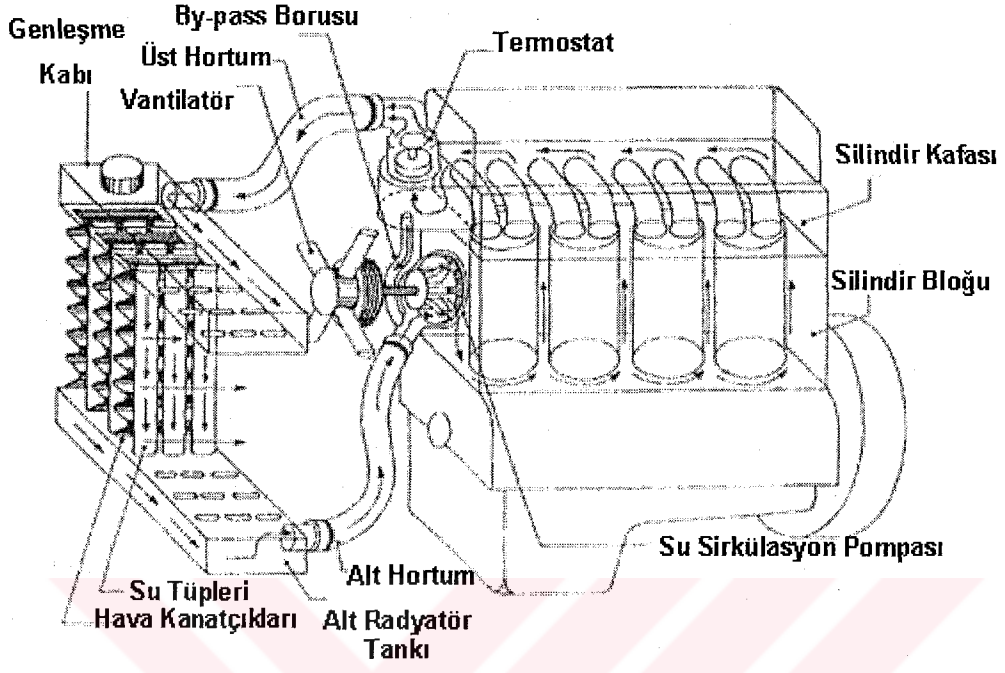
Şekil 21. Isı dolayımı soğutma sistemi (Anglin, 1995)

3.2.2 Cebri Sirkülasyonlu Soğutma

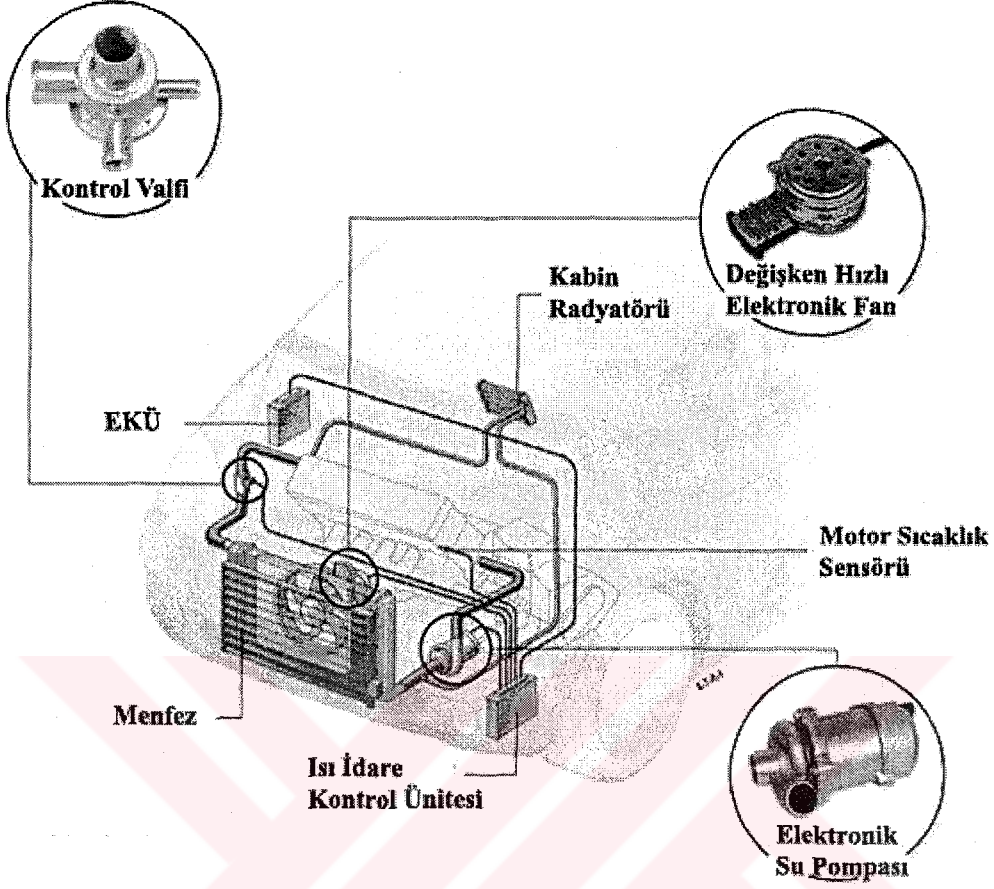
Motor soğutma sisteminde zorlanmış sirkülasyon sağlamak için uygulamada su pompası kullanılır.

Cebri sirkülasyon temel soğutma prensibini silindir kafasındaki yüksek ısılı yüzeylere yönlendirerek silindir bloğu, doğal devirle, uygun çalışma sıcaklığına getirmek mümkündür. Eğer egsoz supap yuvaları, egsoz portları ve buji yuvalarının etrafında daha hızlı bir akış sağlanırsa bölgesel yüksek ısı eğilimi minimize edilir. Motor dayanıklılığı açısından hem mekanik kuvvet hem de supap malzemelerinin korozyon dayanıklılığının yükselen ısıyla azaldığı değerlendirilmelidir. Bu kritik soğutma bölgelerinde, devri kısıtlayıp ısı transferini engelleyen su buharı ceplerinin oluşumunu engellemek için yeterince yüksek soğutma basıncı sağlanmak zorundadır.

Cebri sirkülasyonla yükseltile su akışı sadece soğutma verimini arttırmakla kalmaz, aynı zamanda da gerekli olan su miktarının da azalmasına neden olur. Böylelikle, silindir bloğu ve kafasındaki su geçişleri de daha küçük ölçülerde olabilir. Daha da ötesi radyatörün ölçüsü küçülür çünkü daha hızlı akan su ile matristen geçen hava arasında daha yüksek bir fark sağlanacaktır. Sonuç olarak, özellikle modern konstrüksiyonlarda daha küçük kaporta çizgisi gerektiren ve de radyatörün motora ters monte edildiği dizaynlarda montajda daha iyi uyum sağlayacaktır.



Şekil 22. Cebri sirkülasyonlu konvansiyonel soğutma sistemi (Anglin, 1995)



Şekil 23. Cebri Sirkülasyonlu Elektronik Soğutma Sistemi (Valeo, 2003)

Şekilde motor sıcaklığını elektronik olarak optimize ve idare edebilen ileri teknolojiye sahip motor soğutma sistemi görülmektedir. Bir elektronik valf, bir elektronik kontrollü fan, ve bir elektrikli su pompasından oluşan sistem sürekli olarak soğutma sistemi içerisindeki soğutucu akışkan ve havayı en verimli şekilde idare eder.

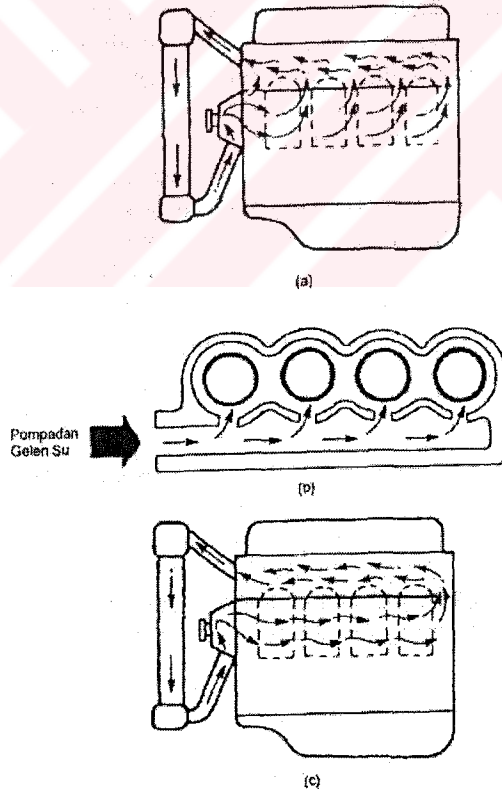
3.2.2.1 Cebri Sirkülasyon Akış Düzenleri

Pratik uygulamalarda zorlanmış sirkülasyonlu soğutma sistemi motor soğutma ceketlerinden geçerek suyun silindir çeperleri ve yanma çemberi etrafında döndüğü birçok ilişkili pasajlardan oluşur. Bu bölgelerdeki termal olarak indirgenmiş stresleri minimize

etmek için cekete, ilk olarak daha serin olan metal yüzeylerde devretmesi için daha düşük ısıllarda su girişi sağlanır. Bu sebeple su akışı silindir bloğunun etrafına daha sonra yukarı, silindir kafasına yönlendirilir ve yatay karşılaştırmalı motorlarda, pompa suyu silindirin her iki setine de aynı anda gönderir. Motor boyunca sabit sıcaklıklar sağlayabilmek için akış düzeneği silindir blok ve kafası arasında paralel, seri ve ters akış olmak üzere üç şekilde sağlanmaktadır.

3.2.2.1.1 Paralel Akış

Bu akış türü çoğunlukla kullanılan sistem olup her silindir, silindir bloğunun ön kısmından giren suyun bir bölümünü alır. Aynı silindirlerin etrafında aktıktan sonra, su yukarı doğru yükselerek silindir kafasına karşılık gelen bölgelerin çıkış tüplerinin içinden geçer.



Şekil 24. Silindir bloğu ve kafasındaki (a) paralel akış ile (b) bağımsız paralel akış ve (c) seri akışın mukayesesi (Staudt, 2000)

Yeni nesil motorlarda ayrı soğutma, akışı veya suyu her silindire direk olarak yönlendirdiğinden daha pozitif bir soğutma uygulamasıdır. Bu olay, silindirlerin vurutuya karşı daha düzenli soğumasını sağlar ve bağımsız silindir soğutması olarak bilinir. Su, yukarı doğru çıkarken her silindir çemberine, silindirlerin çevresinde dönmesini sağlayan tanjantsal yönde girecek şekilde düzenlenilir. Suyun bu dönüş hareketi pas ve pislik birikimini engellediğinden soğutma verimini büyük oranda artırır. Bu akışın çeşitlerinde, suyun pompadan her iki silindir bloğunun ön uçlarına yönlendirilen çifte paralel akış örneği kullanılır. Paralel akışlar, daha sonra, geriye monte edilmiş termostattan geçerek radyatöre dönüp katılmadan önce, kendi ceketleri boyunca devam ederler.

3.2.2.1.2 Seri Akış

Daha az yaygın olarak kullanılan bu tür akış sistemlerinde, silindir bloğunun ön kısmından giren suyun tamamı bütün silindirler etrafında döner. Daha sonra ise yukarı doğru, silindir bloğunun arkasındaki tüplerin içinden geçer. Böylelikle, silindir kafasının tamamından çıkışı boyunca geri akar. Bu düzenlemenin avantajı, silindir başı kasketlerinin sadece gaz contası olarak kullanılması ve silindir bloğunun ana kısmıyla silindir kafası arasında olmamasıdır. Bu olay silindir bloğu ve silindir kafasının dayanıklılığını arttırmaktadır.

3.2.2.1.3 Ters Akış

1990'ların başında, Amerika'daki General Motors, motor soğutmanın daha önceki prensiplerine karşı olarak, suyun önce silindir kafası içine yönlendirilip daha sonra silindir bloktan aşağı indirildiği ters bir akış sistemi tanıtmıştır. Bu sistemin avantajları; vurutu kontrol sistemiyle görüntülenen vurutu limitinin daha soğuk bir silindir kafası ve daha ılık bir silindir bloğu sıcaklığıyla artırılması ve piston çemberlerinin sürtünmesinin azaltılarak yakıt tüketiminin indirgenmesidir. Termal olarak indirgenmiş zorlanmanın minimize edilmesi, aksi takdirde daha düşük sıcaklıktaki suyun ilk önce silindir kafasının çok sıcak yüzeylerine yönelmesinden dolayı termostat kontrolünün suyun çıkış pompası yerine giriş pompasını etkilemeyecek şekilde düzenlemesine neden olur.

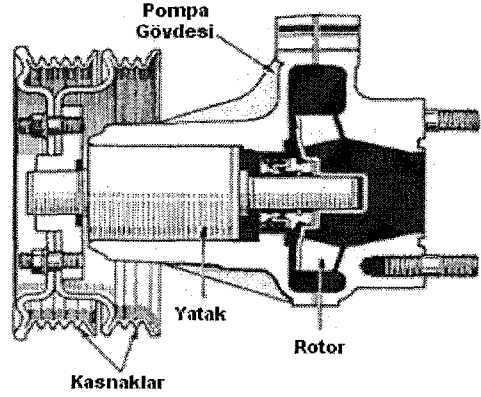
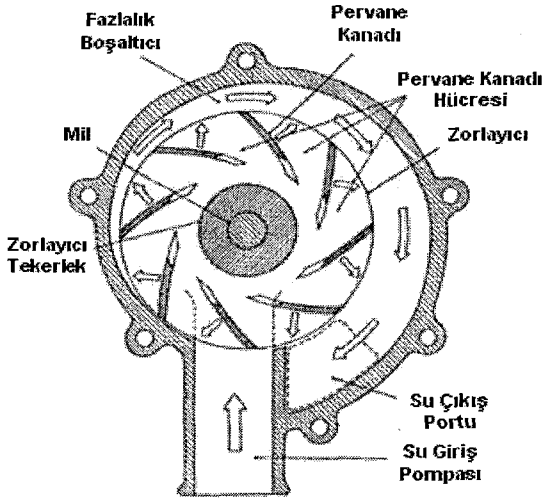
3.2.2.2 Cebri Sirkülasyonlu Soğutma Sisteminin Avantaj ve Dezavantajları

- Daha kompleksi ve düzenlidir.
- Sistemde termostat kullanıldığı sürece ısınma hızlıdır.
- Devir, öncekilerde termostat kullanıldığı sürece hem motor yüküyle hem de hızıyla orantılıdır.
- Devir pozitifdir.
- Daha küçük su geçişleri ve radyatör mümkündür.
- Radyatör genleşme kabı ceketten daha aşağıda olabilir.

3.3 Su Soğutma Sisteminin Elemanları

3.3.1 Su Pompası

Su pompası soğutma sistemine soğutma suyunu basınç altında gönderilmesini sağlar. Bu pompalar daha çok santrifüj tip pompalardır. Su pompası silindir bloğunun önüne yerleştirilmiş olup bir V kayış, V-yivli kayış veya triger kayışıyla tahrik edilirler.

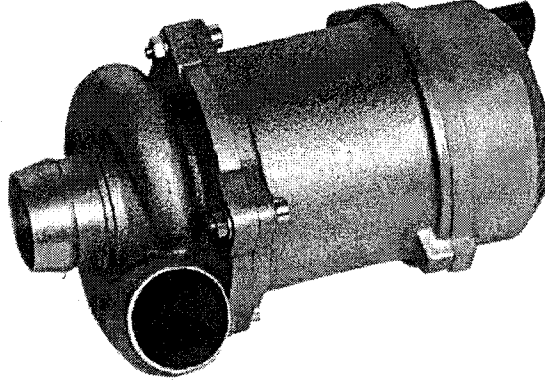


Şekil 25. Su pompasının önden görünüşü

Şekil 26. Su pompasının yandan

görünüşü (Toyota, 2003)

Su pompası, suyu spiral bir çember içinde dönerek ya metal ya da plastik bir impeller ile sirküle eder. İmpeller valfeleri arasında düzenli bir kesit alanı sağlayabilmek için bunların yükseklikleri girişten çıkışa doğru dereceli olarak düşürülür. Daha sonra valfler, düz yerine arkaya doğru eğimlendirilir. Zira su impellere girerken ya da çıkarken türbülansı düşürür. Aynı zamanda spiral çember zamanla artan kesit alanlı bir dağıtım geçişi elde etmek için kıvrımlı formda yapılır. Bu özellik, boşalan suyun işletme basıncını yükselterek hızının azalmasını sağlar. Sistemin çalışmasında su seviyesi her zaman pompanın seviyesinden yüksek tutulmalıdır. Çünkü bu tip pompalar kendinden çalışmalı değildirler. Su, pompaya iş milinin yakınından girerek vanalar ve pompalama çemberi çeperi arasındaki boşluklarda tutularak, dönen impellerin gözüne girer. Soğutucuya, işletme geçişlerinde yüksek hızla ivmelendirilmiş, santrifüj bir hareket verilir. İşletme basıncı, impellerin gözündekinden daha yüksek olduğundan, pompadan soğutucunun sürekli akışı sağlanır. Su işletimi pompanın hızıyla orantılı değildir. Zira soğutucunun bir kısmı iç kısma geri sirküle eder. Motor etrafından her kw geçiş için maksimum 2, 5-3 lt/dk akış hızı sağlanması benzinli motorlar için tipik bir özelliktir. Bu akış hızları her kw güç için soğutucuya daha az ısı atıldığından dolayı dizel motorlarda genellikle 1, 75-2, 25 lt'den daha düşüktür. Silindir kafalarının supap kısımlarının daha şiddetli ısınmasından dolayı, direk enjeksiyonla kıyaslandığında indirekt enjeksiyon için daha yüksek bir akış hızı gereklidir.

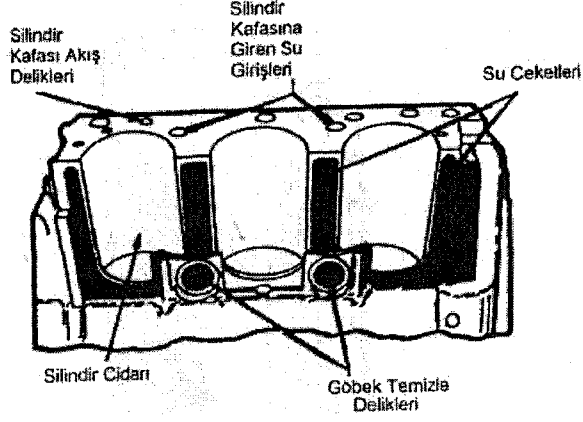


Şekil 27. Elektronik su pompası. (Valeo, 2003)

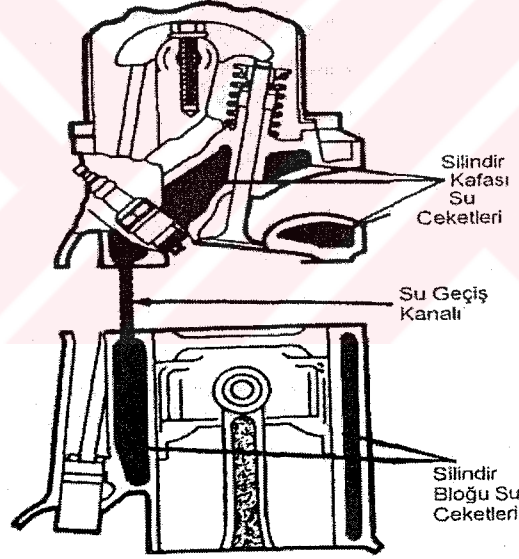
Pumptronic® yada elektronik su pompaları, yüksek verimli mıknatıs ve fırçasız teknoloji ile yüksek elektriksel verime sahiptirler.

3.3.2 Su Ceketleri

Kısmen silindir bloğunda kısmen de silindir kafasında bulunan ve silindir çeperlerini, tutuşma çemberini ve valf portlarının çevrelerler. Aşağıda giriş ve yukarıda da bazen başlık borusu denilen çıkış bağlantıları vardır.



Şekil 28. Silindir kafasındaki su ceketleri (Chrysler, 2000)



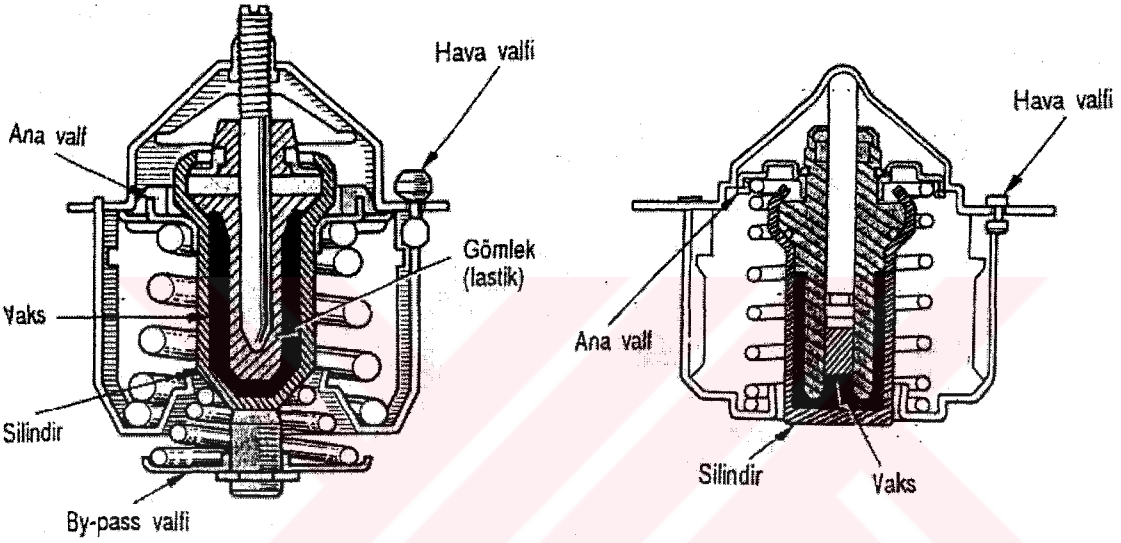
Şekil 29. Silindir bloğundaki su ceketleri(Chrysler, 2000)

3.3.3 Termostat

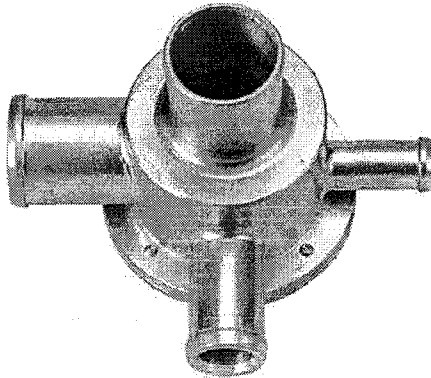
Soğutma suyunun sıcaklığı motora göre değişir. Her motorda belli sınırlar arasında çalışma verimleri maksimumdur ve motor sıcaklığının bu sınırlar arasında tutulması gerekmektedir. Bu da termostat ile sağlanır.

Termostatlar, by-pass valfli ve by-pass valfsiz olmak üzere iki çeşittirler. Termostat içinde bulunan silindir içindeki vaks maddesinin genişmesi ile ana valf açılır. By-pass valfi ana valf ile birlikte çalışır. (Ana valf açıldığında, by-pass valfi kapanır.)

Soğutma suyu değiştirildiğinde, sistemdeki hava, hava valfi vasıtasıyla radyatör kapağında atılır. Motor çalışırken soğutma suyu tarafından hava valfi kapalı tutulur.



Şekil 30. By-pass valfli ve By-pass valfsiz termostatlar (Toyota, 2003)



Şekil 31. Elektronik valf (Valeo, 2003)

Çok yollu orantılı elektronik valf konvansiyonel sistemlerdeki termostatin yerini almıştır. Motor sıcaklık sensörü elektronik kontrol ünitesi termal idare kontrol ünitesi ile kabin ısıtma ve soğutma radyatörlerinden oluşmuştur.

Sistemin göze çarpan özellikleri; yanma verimi, düşük emisyon değerleri artırılmış kabin konforu motor güvenilirliği, hata-emniyet modu, hem kendi kendine hemde servis tanı yöntemidir.

3.3.3.1 Su Soğutma Sisteminin Termostatik Kontrolü

Termostatin temel amacı suyun radyatör boyunca akışını motorun soğuma ihtiyaçlarına uygun olarak düzenlemektir. Isıyla kumanda edilen bir şalter olup, soğutucu akışkanın sıcaklığını düzenler, bunu da, motordan radyatöre olan soğutucu akışkan akışını kontrol ederek yapar. Termostat, silindir kafasıyla radyatör arasında yer alır. Termostattaki valf soğutucu akışkanın sıcaklığına göre açılır yada kapanır. Motor soğuk olduğu zaman termostat kapanır. Motor ısınınca termostat açılır. Bu şekilde soğutucu akışkanın radyatöre akışına izin verilir yada engellenir. Motor soğuk olduğu zaman radyatörle olan bağlantıyı kesmek motorun daha hızlı ısınmasını sağlar. Motorun ısı radyatöre taşınmaz ve motorda kalır. Bu da ısınma süresini kısalttığından, yakıt sarfiyatını ve egzoz emisyon değerlerini düşürür. Isınmadan sonra termostat, termostatsız duruma göre motoru daha yüksek sıcaklıkta tutar. Yüksek çalışma sıcaklığı motor verimini yükseltir. Termostatlar belirli sıcaklıklarda açılırlar. Bu rakamlar genel değerler olarak 85°C ve 91°C dir. Termostatların çoğu bu değerlerde açılmaya başlarlar ve 11°C'lik artışın sonunda tamamen açık olurlar. Örneğin 91°C'de açılmaya başlayan bir termostat 102°C'de tamamen açılmış olur. Modern otomotiv sektöründe, termostat kullanma nedenleri:

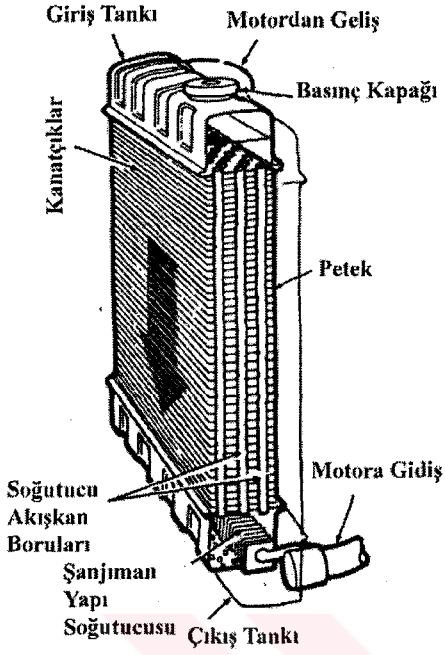
- 1) Motorun ısınma süresini kısaltmak .
- 2) Optimüm çalışma sıcaklığı elde etmek.
- 3) Arabanın dahili ısıtma sisteminin ihtiyaçlarını karşılamaktır.

3.3.4 Radyatör

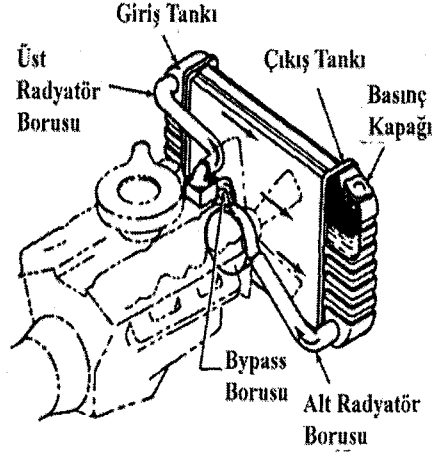
Radyatörler, içlerinden geçen soğutucu akışkanın ısını alan bir ısı değiştirgecidir. Isı, sıcak soğutucu akışkandan dış havaya transfer olur. Radyatörün amacı soğutmaya giden motor soğutma suyunu soğutmaktır. Bu olay radyasyondan ziyade kondüksiyon ve konveksiyonla olur.

Otomobil radyatörlerinin 3 ana kısmı vardır. Bunlar; radyatör peteği, giriş ve çıkış tanklarıdır. Radyatör petekleri genellikle alüminyumdan yapılır. Tanklar metal veya plastikten yapılırlar. Petekler iki ayrı kanala sahiptirler: Borulardan oluşmuş kısım ve borulara bağlı kanatçıklar. Borular giriş tankıyla çıkış tankına bağlıdırlar. Soğutucu akışkan bu borular içinden geçerken, dış ortam havası da kanatçıklar arasından geçer. Sıcak soğutucu akışkanın ısı borulardan kanatçıklara geçer. Kanatçıklar arasından geçen dış ortam havası da bu ısyı alır. Bu şekilde soğutucu akışkanın sıcaklığı düşürülür.

Şekil 32'de aşığı akışlı bir radyatörün boru ve kanatçık yapısı görölmektedir. Soğutucu akışkan üst tanktan, borulardan geçip alt tanka ulaşır. Birçok araçta çapraz akışlı radyatör kullanılır. (Şekil 33) Bu radyatörlerde borular yatay olarak yerleştirilmiştir. Bu yüzden soğutucu akışkan giriş tankından çıkış tankına yatay olarak yol alır. Çapraz akışlı radyatör, üstten alta doğru akışlıya göre daha az yer kaplar. Çapraz akışlı radyatörlü bir araç daha alçak motor kaputuna sahiptir.



Şekil 32. Dik akışlı radyatör
(Şanjıman Soğutuculu Chrysler, 2000)

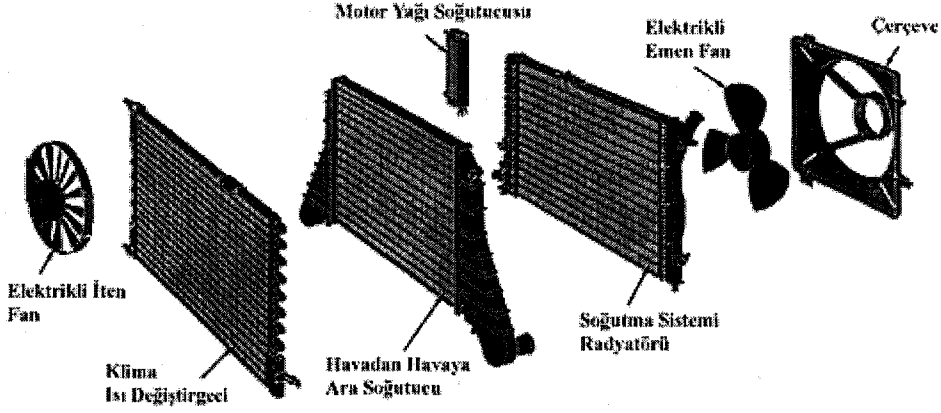


Şekil 33. Çapraz akışlı radyatör
(Chrysler, 2000)

Fabrikadan klimalı çıkışlı bir aracın radyatöründe 1 inch (25,4mm)'de 7 kanatçık vardır. Zor şartlarda çalışan radyatörler daha fazla kanatçığa ve boru sırasına sahip olurlar. Bu şekilde klima veya turbuşarj ünitelerinden kaynaklanan yüksek ısılar için yeterli soğutma kapasitesi sağlanır.

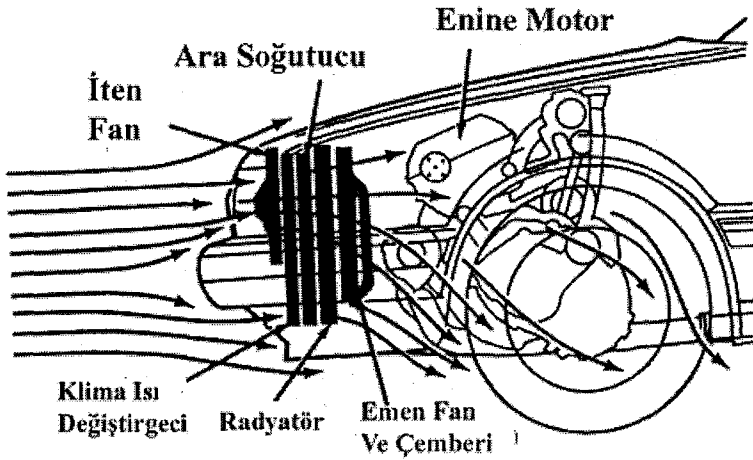
Otomatik vitesli araçlarda, çıkış tankı vites yağı soğutucusunu içerir. Çoğu radyatörün tabanında tahliye musluğu bulunur (Şekil 32)

Motor soğutma akışkanı, araçtaki tek soğutulması gereken akışkan değildir. Bazı motorlarda, motor yağının sıcaklığını kontrol altında tutmak için yağ soğutucusu vardır. Çoğu supersarjlı ve turbuşarjlı motorda ara soğutucu (intercooler) bulunur. Ara soğutucu giriş havasını sıkıştırdıktan sonra soğutur. Yağ soğutucusu ve ara soğutucu ısı değiştirgeci çeşitleridir. Araçtaki başka kısımlarda da ısı değiştirgeci kullanılır. Bu kısımlar: Otomatik şanzıman, hidrolik direksiyon ve klimadır.



Şekil 34. Isı değiştirgeçli soğutma sistemi (Saab, 2001)

Şekil 34'te 4 ısı değiştirgeçli bir araçta bu ısı değiştirgeçlerinin yerleşimi görölmektedir.Öne yerleştirilmiş elektrikli iten bir fan yeterli havanın girişini sağlar. Arkasına sırayla klima ısı değiştirgeci, havadan havaya ara soğutucu yerleştirilmiştir. Motora en yakın olarak soğutma sistemi radyatörü ve bir tarafına motor yağı soğutucusu yerleştirilmiş olarak bulunur. Elektrikli emme fanı ve fan çemberi yeri havayı sağlamak için bulunurlar. Şekil 35'te havanın motor mahalindeki akışı görölmektedir. Dış hava, ısı değiştirgeçlerini geçerek motorun altından ve üstünden geçip aracın altından dışar çıkar.



Şekil 35. Motor kabininde hava akışı (Saab,2001)

3.3.4.1 Radyatör Kapağı

Bütün modern motor soğutma donanımlarında, donanımın normal atmosferik basıncının üzerinden bir basınçla çalışmasını temin etmek üzere bu basınçlı donanımı tam kapayan bir radyatör kapağı vardır. Basıncın artması akışkanın kaynama noktasını ve radyatörün soğutma tesirini artırır. Bir çok taşıtta 14 psi'lik basıncı olan bir kapak soğutucunun kaynamasından önce suyun + 126 °C kadar kaynamadan yükselmesine imkan verir. Radyatör içindeki soğutucu ile geçen hava arasındaki farkın yüksek olması soğutma kapasitesini artırır. Böyle olunca da, sıcak ve kuru havalar da, basınçsız donanımlarda suyun kaynama noktasını azaltan havanın ince olduğu yüksek rakımlarda ağır motor yüküne rezerve bir soğutma kapasitesi sağlar. Örneğin; 1800 m yükseklikte saf su 94 °C ta, fakat 14 psi'lik kapalı bir soğutma donanımında ise 126 °C ta kaynar. Bu tip basınçlı radyatör kapaklarında bir basınç atma ve bir de vakum valfi bulunur. Basınç atma valfi basıncın 14 psi'yi geçtiği zamanlarda radyatörü korumak üzere 14 pound'luk bir yay ile boğaz tavanına oturur, vakum valfi ise soğuma esnasında meydana gelecek radyatör içindeki alçak basınçtan dolayı hortumların ezilip bölünmesini önlemek üzere atmosfer basıncını radyatör içine alabilecek hafif bir yay ile tabana oturur.

3.3.4.1.1 Basınçlı Radyatör Kapağının Konstrüksiyonu ve Çalışması

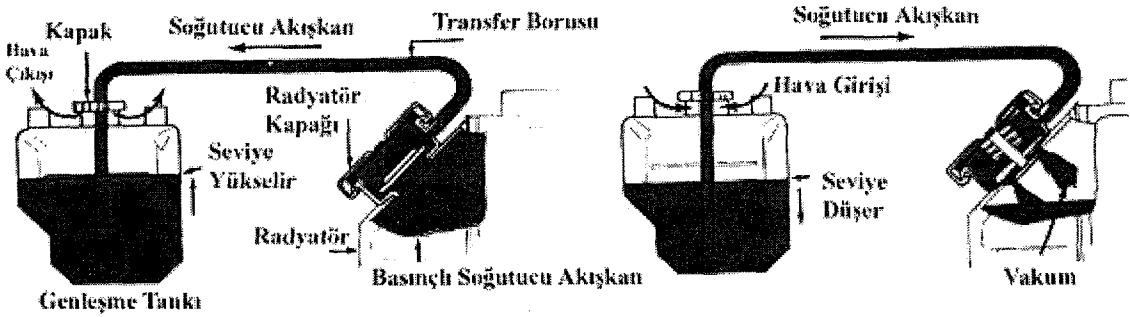
Radyatör basınç kapağı doldurma kapağı ile basınç kontrol valfinin bir kombinasyonudur. Soğutma sisteminin en üst noktasına monte edilir. Motor çalışırken ve kapak pozisyon aldığı anda soğutma sistemi basınçlanır. Bu olay otomatik olarak meydana gelir zira sıcaklık arttıkça su kapalı sistemde genişler. Radyatör kapağı kullanmanın sebebi, soğutma sisteminin basıncını atmosferik basınçtan yüksek tutmaktır.

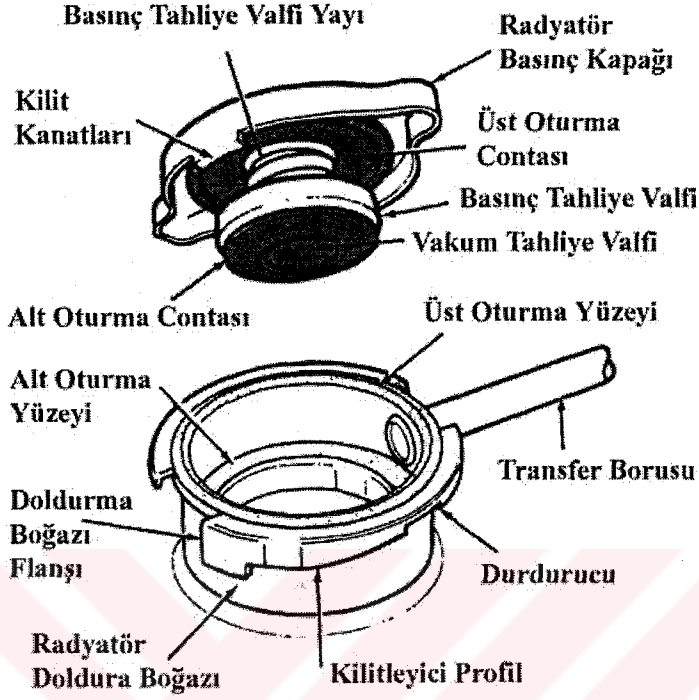
Basınçlı ortam soğutucu akışkanın kaynama noktasını yükseltir. Bu sayede soğutma verimi yükselir.

Normal atmosfer basıncında su 100 °C’de kaynar. Eğer hava basıncı yükselirse, kaynama noktasında yükselir. Örneğin eğer atmosfer basıncının 15psi (103kPa) üzerine çıkılırsa, kaynama noktasında 127 °C’ye çıkar. Basıncıdaki her 1psi (7kPa)’lık artış kaynama noktasını 1,8 °C artırır. Bu basınçlı soğutma sisteminin çalışma prensibidir.

Soğutma sistemindeki basınç arttıkça, soğutucu akışkanın kaynama noktası 100 °C’nin üzerine çıkar. Dış hava sıcaklığıyla soğutucu akışkan sıcaklığı arasında büyük fark vardır. Soğutucu akışkan sıcaklığı arttıkça radyatörden geçen dış havaya ısı geçişi hızlanır. Soğutma sisteminin basınçlandırılması su pompası verimini de artırır.

Soğutma sisteminin normal basıncı üretici firma tarafından belirlenir. Normal basıncın altındaki basınçlar soğutucu akışkan kaybına ve çabuk kaynamaya sebep olur. Çok yüksek basınç ise radyatöre ve hortumlara zarar verebilir. Radyatör kapağı, fazla basıncı önlemek için basınç tahliye valfini içerir. Basınç çok yükseldiği zaman valf açılır. Fazla basınç ve soğutucu akışkan genleşme kabına gider. (Şekil 36 sol.)





Şekil 37. Radyatör basınç kapağı (Ford, 2000)

Radyatör kapağı aynı zamanda vakum tahliye valfini de içerir. (Şekil 37) Bu valf sistemin radyatörü bozacak vakum üretmesini engeller. Motor durdurulduğunda ve soğumaya başladığında, soğutucu akışkanın hacmi küçülür. Soğuk soğutucu akışkan, sıcak soğutucu akışkana göre daha az yer kaplar. Soğutucu akışkanın hacmi düşünce, soğutma sisteminde vakum oluşur. Bu vakum valfini açar. Sonrada genleşme kabındaki soğutucu akışkan soğutma sistemine geri döner. (Şekil 36 sağ)

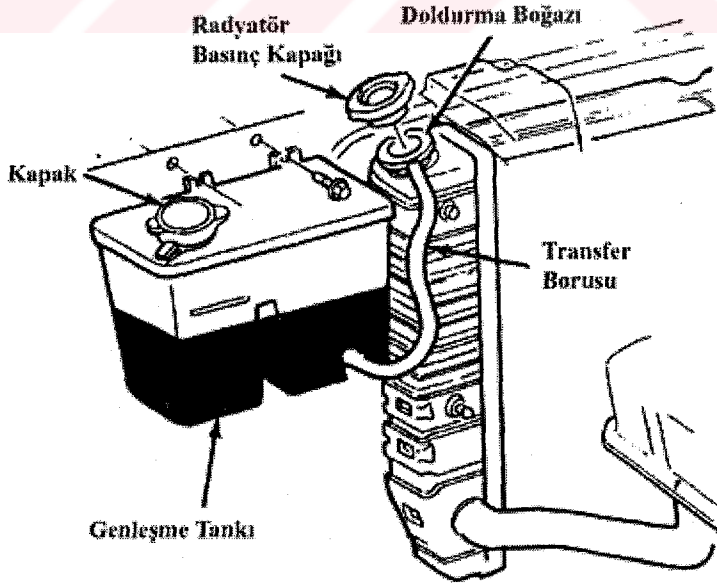
Basıncılı soğutma sisteminin düzgün çalışması için radyatör basınç kapağının düzgün bir şekilde takılması gerekir. Kapak doldurma boğazına yerleştirildiğinde (Şekil 37), kapaktaki kanatçıkları doldurma boğazı flanşlarının altına gelmelidir. Kapak saat yönünde çevrildiğinde doldurma boğazı flanşının profili kapağı sıkıştırır. Bu aynı zamanda basınç tahliye valfi yayını ön yükler.

3.3.4.2 Genleşme Kabı

Çoğu soğutma sistemi ayrı bir plastik depoya yada genleşme kabına sahiptir. Bu tankın bir kısmı soğutucu akışkanla doldurulur ve taşıma yada transfer borusuyla radyatör doldurma boynuna bağlıdır. Motor ısındıkça, soğutucu akışkan genişler ve transfer borusunu takip ederek genleşme kabına akar. Motor durdurulduğunda ve soğuduğunda, soğutucu akışkan çekilir. Bu soğutma sisteminde kısmi vakum etkisi yapar. Vakum, soğutucu akışkanın genleşme kabından transfer borusu aracılığıyla radyatöre dönmesini sağlar.

Motorun ısınıp soğumasıyla soğutucu akışkan, radyatör ve genleşme kabı arasında gidip gelir. Bu soğutma sisteminin maksimum verimi sağlayacak şekilde dolu olmasını düzene koyar. Genleşme kabı aynı zamanda soğutucu akışkandaki hava kabarcıklarını da ayırır. Hava kabarcığı içermeyen soğutucu akışkan daha fazla ısı çeker.

Bu sistemin kullanım nedeninin diğer bir amacı da, su seviyesinin sık sık kontrolü gereksinimini ve antifriz solüsyonunun incelleme riskini en aza indirmesidir.



Şekil 38 Genleşme kabı (Ford, 2000)

3.3.4.3 Radyatör Verimsizliği

Motorun fazla ısınmasına yol açan radyatör verimsizliği aşağıdaki başlıklarla özetlenebilir.

Kısmen bloke olmuş hava yolları;

Eğer matrisin harici metal yüzeyleri yabancı maddelerle tıkanır, bunların üzerinden akan havanın ısılarını soğurma şansı azalır. Radyatörün motor tarafından, hava basıncı uygulamak suretiyle temizlenebilir.

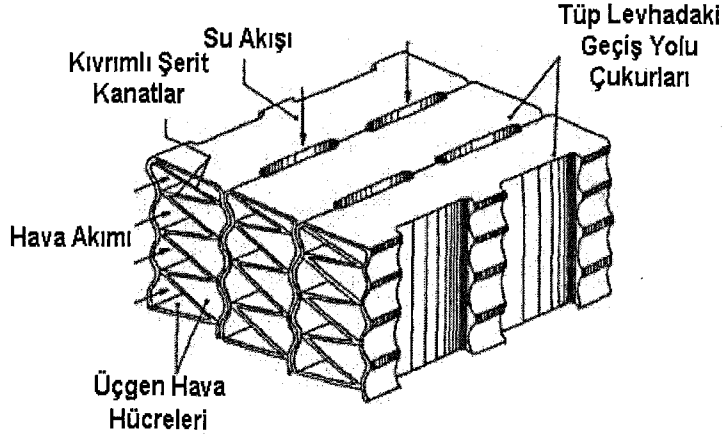
Basıncın multi fonksiyonu;

Soğutma sistemi başındaki herhangi bir kayıp, fazla ısınmayla ve dolayısıyla da radyatör verimsizliğiyle sonuçlanır. Soğutma sistemini test etmenin basit bir metodu, kapağı, motor sıcakken kısmen serbest açarak basınç serbestliğini izlemektir.

3.3.4.4 Radyatör Matrisi Tipleri

3.3.4.4.1 Hücresel veya Film Matris

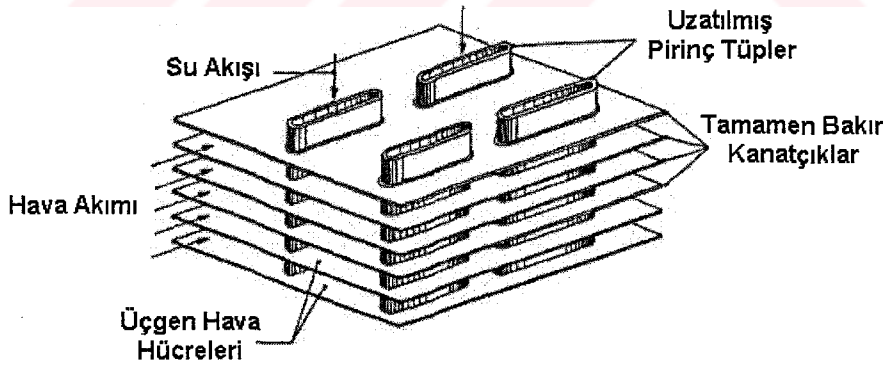
İkincil ısı transferi yüzeyleri bir dizi zig zag bakır şeritten oluşur. (Şekil 39) Bu tip matris konstrüksiyonu minimum radyatör ağırlığında yüksek ısı kaybı sağlar.



Şekil 39. Hüresel veya film matris (Chrysler, 2000)

3.3.4.4.2 Uzatılmış Tüplü ve Düz Kanatçıklı Matris

Bu tip matriste bir dizi ya çizgisel ya da aşamalı soğutucu tüpler yer alır. (Şekil 40) Hüresel ya da film matrisle kıyaslandığında, 1940'ların sonunda kullanılan basınçlı soğutma sistemleri için önemli bir gereksinme olan daha yüksek yapısal kuvvet bu tip matrisin özelliğidir.

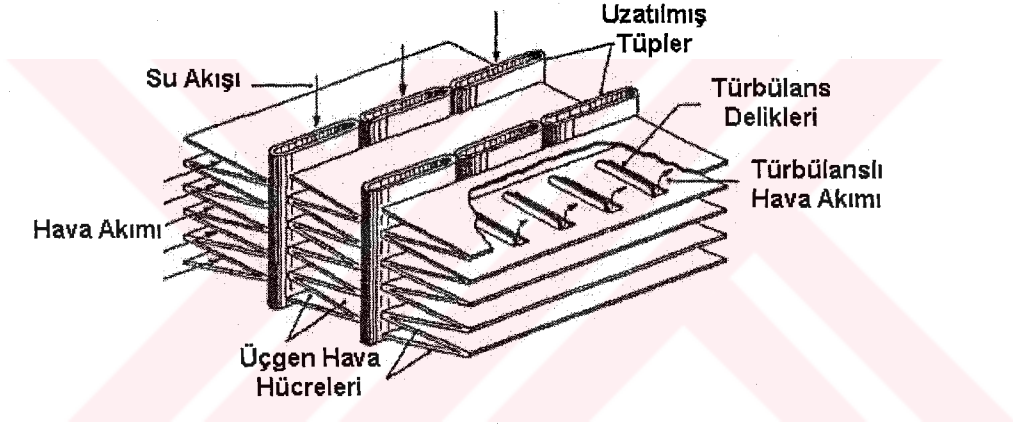


Şekil 40. Uzatılmış tüplü ve düz kanatçıklı matris (Chrysler, 2000)

3.3.4.4.3 Uzatılmış Tüplü ve Kıvrımlı Kanatçıklı Matris

Modern otomotiv sektöründe, bu tip matrisler yaygın olarak kullanılmaktadırlar.

Zig zag bakır şeritlerden ve pirinç tüplerden oluşan, alternatif su ve hava yolları satırları kapsamaktadır. Bu tip matris hücresel ya da film matrisin verimliliğinin ve tüp ve düz kanatçıklı matrisin sağlamlığının bir kombinasyonudur. Matris boyutlarındaki bir artma, genellikle turbo şarj motorunun soğutma sistemi için, maksimum tork durumlarında daha yüksek ısı kaybı sağlanmasına bağlı olarak gereklidir.



Şekil 41. Uzatılmış tüplü ve kıvrımlı kanatçıklı matris (Chrysler,2000)

3.3.4.4.5 Alüminyum ve Plastik Radyatörler

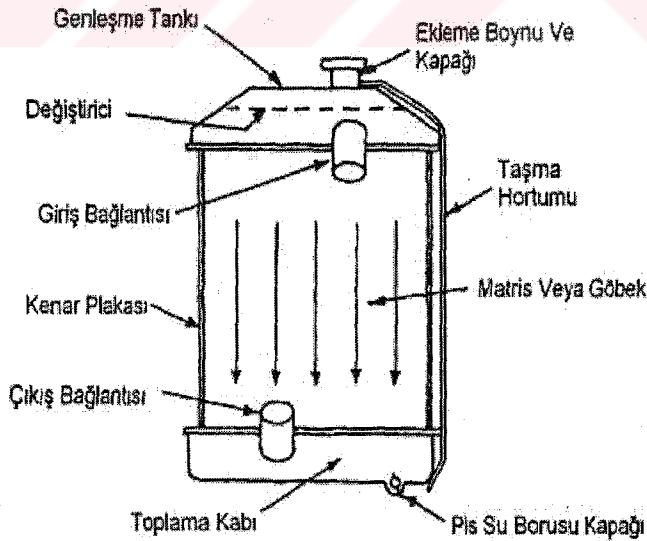
Otomotiv endüstrisinde, radyatör konstrüksiyonunda kullanılan alüminyum alaşımının artış göstermesi, yeni bir düşünce değildir. 1960'larda General Motors'un Harrison Radyatör Bölümü spor bir Amerikan arabası için tamamıyla alüminyum alaşım radyatörü üretmiştir. 1970'lerin ortasında Fransa'daki Sofica tarafından geliştirilen alüminyum ve plastik radyatör, şimdilerde çeşitli Alman ve Fransız üreticiler tarafından geliştirilmiştir.

Bu radyatör tipi için öne sürülen avantajlar genel olarak, yükten kazanç, boya ihtiyacı olmaksızın daha düşük malzeme maliyeti, korozyona karşı direnç ve gerektiğinde kompleks şekillere sahip olabilmesidir. Olası dezavantaj ise sızıntı durumunda tamir yerine servis değişikliği gerektirmesidir.

3.3.4.6 Radyatör Akış Tipleri

3.3.4.6.1 Aşağı Akışlı Radyatör

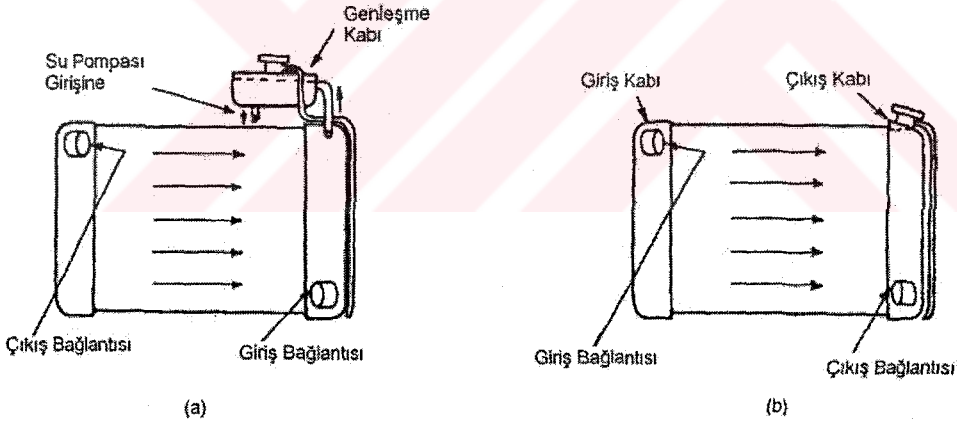
Bu tip uzun olarak dizayn edilmiş radyatör konstrüksiyonunda matris, üst genişleme kabı ve toplama kabına bağlıdır. Genleşme kabı çeşitli fonksiyonları gerçekleştirir; motordaki ısınmış suyu alması dışında, suyun genişlemesini ve herhangi bir su kaybına karşı rezervi de sağlar. Adından da anlaşılacağı gibi toplama kabı, suyun ısının atımından sonra toplanarak motora geri gönderildiği kısımdır.



Şekil 42. Aşağı akışlı radyatör (Nunney, 1992)

3.3.4.4.6.2 Karşıt Akışlı Radyatör

Modern radyatör ızgaralarında en iyi şekilde faydalanabilmek için matrisin, geniş olması gerekmektedir. Bu gereksinme 1960'ların ortasında geliştirilen karşıt akışlı radyatörle karşılanmaktadır. Karşıt akışlı radyatöre hava karşıtmasını engellemek için soğutucu rezervi sağlanması işi, genellikle ayrı bir genişleme kabının, çıkış kabının üst ucuna bağlanmasıyla sağlanır. Ancak bazı uygulamalarda, ayrı genişleme kabı, çıkış kabının kapasitesinde soğutucu rezervi sağlanmasıyla dağıtılır. Hava karşıtmasını engellemek için doldurma kapağı ve akış düzenlemeleri çıkış kabının üst ucuna yerleştirilmiştir; zira bu bölgede matris, giren havayı toplama eğilimi göstermektedir.



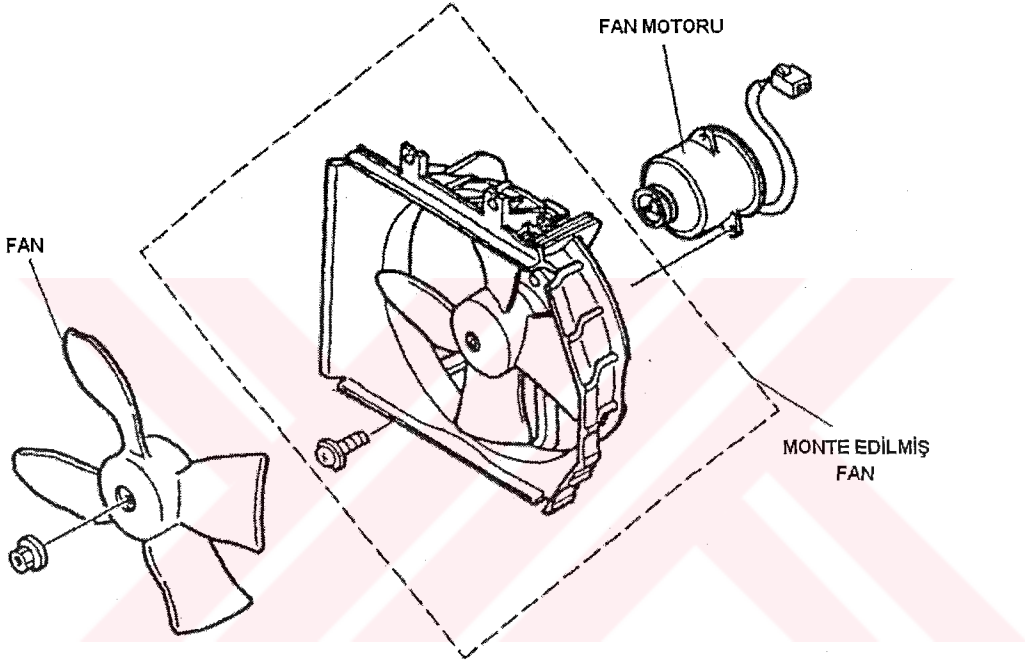
Şekil 43 a. b. Karşıt Akışlı Radyatörler (Nunney,1992)

3.3.5 Fanlar ve Fan Kayışları

Fanın amacı, radyatör matrisinde, özellikle de düşük araç hızlarında ve aracın durgun olduğu zamanlardaki motor tembelliği durumunda yeterli hava akışını sağlamaktır. Başka bir deyişle, fan, doğal hava hızlandırma işini alternatif olarak yapma görevini üstlenir.

üstlenir. Yüksek araç hızlarında, arabanın hızlı bir hareketle havadan geçerek yarattığı zorlama eskisi radyatörde tatmin edici bir hava sirkülasyonuna neden olur.

Pervanelerin normaldeki fan hızı arttığında oluşan gürültüyü azaltmak için düzensiz olarak yerleştirilmiş multi pervaneleri, bir fan su soğutma sisteminin radyatör fanı boyunca açısız bir akış yaratmakta kullanır.



Şekil 44. Fan (Mazda, 2000)

3.3.5.1 Sürekli Çalışan Fan

Genellikle, tandemde su pompasıyla çalışan motorlu fan, V-bant ve krank şaftındaki makara sistemlerinin her ikisini de döndüren aynı işletim milini kullanır. Fanın göreceli hızı, kendi makara işletim ayarlamaları için olan hız oranına bağlı olarak motor hızından biraz daha az veya fazla olabilir. İleri kontrollü ağır araçlarda olduğu gibi yer sınırlamalarının olduğu yerlerde düşük pozisyonlu radyatör gerektiğinde, fan direk olarak krank şaft burnunun ucuna monte edilebilir.

Fan sistemi su pompa işletim makaralarının yüzüne ve milinin ucundaki tapaya tutturulmuş olan tek parça çelik presle uyum sağlar. Modern fanlar, daha yüksek verimlilik için geliştirilmiş pervane formunda, daha hafif ve daha kolay dengelenen konstrüksiyonu olan ya alüminyum alaşım dökümünden ya da metalle işlenmiş plastikten üretilir. Fan, hem radyatör matris alanından verimli bir şekilde yarar sağlamak hem de yeri değiştirilen havanın hacminin fan çapının küpüyle orantılı olmasından dolayı pratikte olabileceği kadar büyük yapılır, böylelikle çap iki katına çıktığında sekiz kat daha fazla hava yer değiştirir.

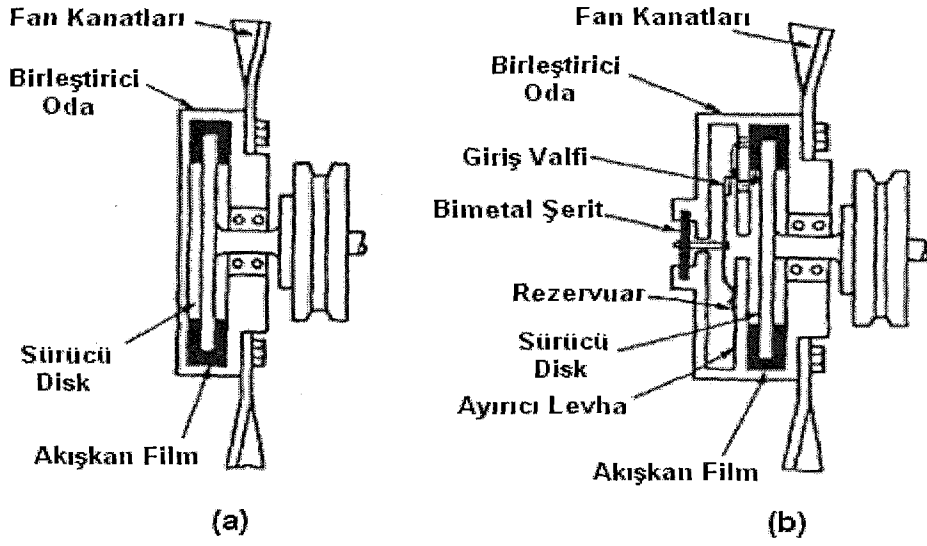
3.3.5.2 Süreksiz Çalışan Fan

Sürekli çalışan (değişken) bir fan, zor koşullarda radyatör boyunca yeterli hava akışını sağlayabilecek şekilde dizayn edilebilmesine rağmen, daha normal giden durumlarda devam eden işletimi çeşitli dezavantajlar ortaya çıkartabilir. Öncelikle gürültü seviyesi artar. İkinci olarak fanın çalışması sırasında soğurulan enerji, daha çok olacaktır. Aynı zamanda fazladan soğuma eğilimi gerçekleşecektir.

Süreksiz çalışan fan ya sıcaklık hassasiyetli tipte ya da tork limitli olabilir. Her ikisinin de ortak özelliği optimum soğutma sıcaklığını sağlamak için olandan daha yüksek hızlarda çalıştırılmamalarıdır. Her ikisi de, işletme elemanları ve çalışan elemanlar arasında rölatif hareket sağlayan viskoz kavrama meydana getirirler. Çalıştırma diski soğutma pompası makarasına direkt olarak monte edilmiştir ve fanın tutturulduğu conta, kavrama çemberiyle döner.

Daha basit tork limitli operasyonda maksimum fan hızı esas olarak, kavramanın silikon akışkanın viskozluğuyla ve kavramanın dolma derecesiyle öngörülen kayması ile belirlenir.

Isı hassasiyetli fan çalışması ,tork limitli kavramadan ,aktif bölümünün dolma derecesinin otomatik değişmesi açısından farklıdır. Bu fanın soğutma sisteminin gereksinimine bakmaksızın sabit bir hız aralığında çalışması dezavantajdır.

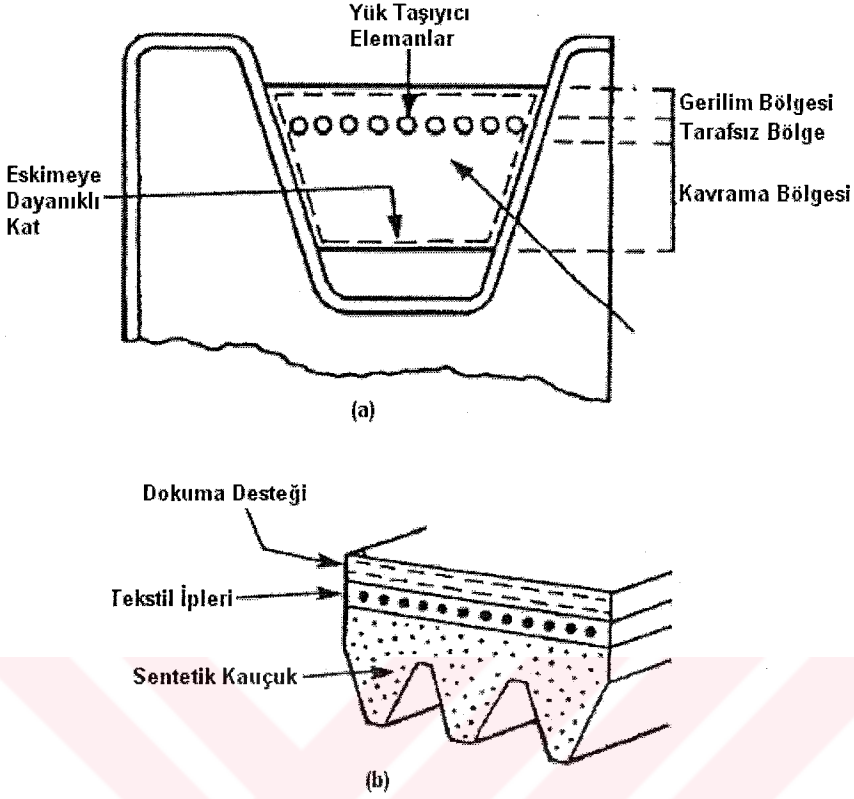


Şekil 45. (a) Süreksiz (değişken) çalışan fan (b) Tork limitli sıcaklık sarsasıyetli fan
(Özdamar İ.Yelken B., 1984)

3.3.5.3 Açma-Kapamalı Olarak Çalışan Fan

Pratikte alışıla gelmiş olan, momenti motor krank şartlarından soğutma pompasına aktaran, ve uygulanabilen yerde fanı soğutan ya tekli ya da çiftli sonsuz V-bantların kullanımınıdır. Moment, alternatör gibi bantların ilk gerilimini veren, daha başka çeşitli motor çalışma yardımcıları içerir. Moment gücü V-bantların kendi makaralarındaki sıkışmasından doğan sürtünme kuvvetleri ile aktarılır. Bu çeşit bir bant kullanmanın avantajları minimum yer ihtiyacı, daha yüksek hızlarda operasyonun sessizliği ve şok yükleri soğurma kabiliyetidir.

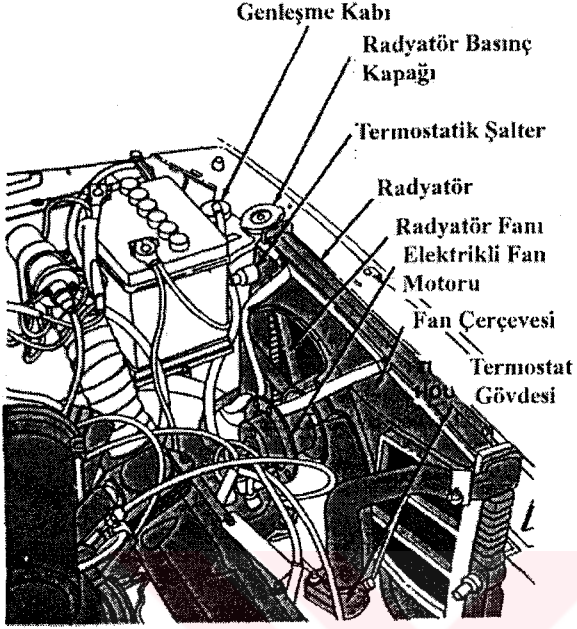
Şekil 46'de a'da tekli, b'de ise çiftli olmak üzere V-bant konstrüksiyonları gösterilmiştir.



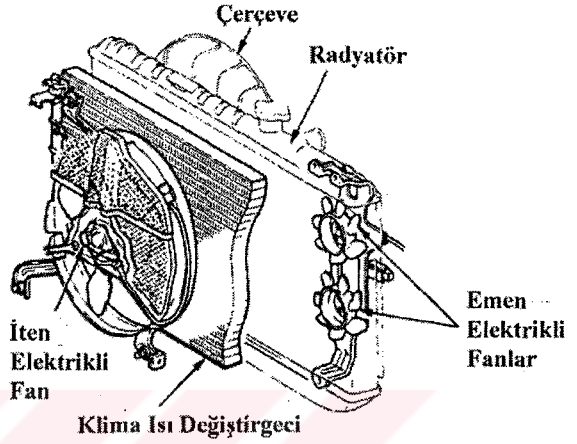
Şekil 46. V-bant konstrüksiyonları (a) Tekli (b) Multikanatçıklı
(Özdamar İ.Yelken B., 1984)

3.3.5.4 Elektrikle Çalışan Fan

Elektrikle çalışan fanlar artık motor soğutma sistemlerinde çok sık kullanılmaktadır. Önden çekişli çapraz motora sahip araçlar genellikle bir elektrikli fan içerirler. Bir elektrik motoru pervaneyi döndürür. İhtiyaç olduğunda termostatik şalter fanı çalıştırır. Örneğin bir motorda, termostatik şalter, soğutma suyu 93 °C 'nin üzerine çıktığı zaman fanı çalıştırır. Soğutucu akışkan bu sıcaklığın altına indiğinde ise şalter fanı durdurur. Klimalı araçlarda klimayı çalıştırmak termostatik şalteri saf dışı bırakır. Klimanın çalıştığı süre boyunca fanda çalışır. Fanın çalışması ve durması bir çok araçta EKÜ tarafından kontrol edilir.



Şekil 47. Enine motorda elektrikli fan
(Ford, 2000)



Şekil 48. Elektrikli fanlı soğutma sistemi
(Ford, 2000)

Mekanik ve elektrikli fanların bir çoğu emen fanlardır. Radyatörün arkasına monte edilirler ve havayı radyatörün içinden geçecek şekilde çekerler. Bazı araçlardada iten fanlar kullanılmıştır. Radyatörün önüne monte edilir ve havayı radyatörün içine iterler. Şekil 48’de klimalı bir araçta 3 tane elektrikli fanın kullanılması görülmektedir. Burada 2 adet küçük emen fan ve bir büyük iten fan vardır.

Elektrikli bir fan mekanik bir fana göre motordan daha az güç çeker ve daha az gürültü oluşturur. Elektrikli fanda fan kayışına gerek yoktur. Elektrikli fan, araç çalışmıyorken dahi her zaman çalışmaya başlayabilir. Bu sebeple fan tamiri yapılması gereken durumlarda fanın elektrik bağlantısı kesilmelidir.



Şekil 49. Değişken hızlı fan (Valeo, 2003)

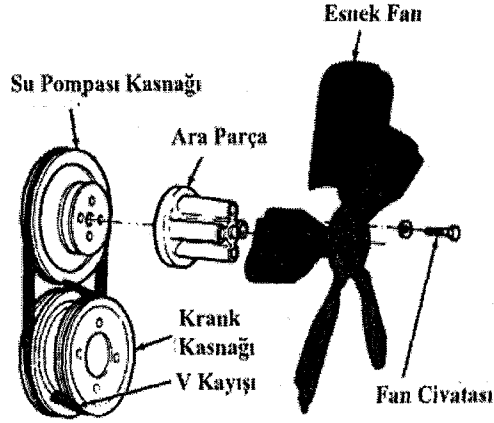
Fantronic® yada değişken hızlı fan, fan motoru içerine yerleştirilmiş bir devre sayesinde hız ayarlanmasına olanak sağlandığı gibi kanatlar sayesinde de kendi kendini soğutmaktadır.

3.3.5.5 Fan Kayışları

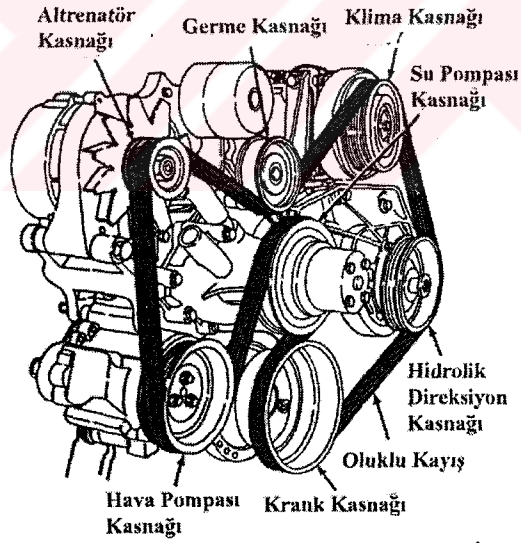
Soğutma donanımı çalıştıran su pompaları, ana mil kasnağından genellikle, değişik tipte fan kayışları ile hareket alır. Kayışlar, iki şaft arasında gücün iletilmesini sağlayan, güçlendirilmiş kauçuktan yapılmıştır. Su pompasını tahrik etmede 3 çeşit kayış kullanılır. Bunlar V Kayışı, Oluklu Kayış ve Dişli Kayıştır. V kayışının kasnağın oyuklarına oturan V şeklinde bir kesiti vardır. Kayışla kasnak oyukları arasında oluşan sürtünme gücün iletilmesini sağlar. V kayışının alt tarafından güç iletilmez.

Soğuk hava ve hidrolik direksiyon düzeni olan yeni model V kayışlı otomobillerin çoğunda 3 veya 4 kayış bulunabilmektedir. Kayış kenarları ile kayışın takıldığı kasnak kenarları

arasındaki sürtünme kuvveti ile bir kasnaktan diğerine hareket aktarılır. Kayışın iki yüzü kasnak yüzlerine sürtündüğü için kayma olmaz ve hareket aynen iletilir.



Şekil 50. Esnek kanatlı fanda V kayış (Ford, 2000)



Şekil 51. Oluklu kayışla motor elemanları tahriki (General Motors, 2000)

Oluklu kayış (Şekil 51), her biri küçük V kayışı gibi davranan bir seri profile sahiptir. Kayış üzerindeki küçük V profilleri ile kasnak üzerindeki oluklar arasında oluşan sürtünme ile güç iletilir. Kenarlar üzerinden güç iletilmemektedir. Yeni nesil motorlarda çok sayıda V kayışı yerine bir tane Oluklu kayış kullanılmaktadır. Oluklu kayış, V kayışından çok daha büyük güçleri iletmektedir.

Dişli kayış ile tahrik edilen su pompası kasnak yerine zincir dişliye (sproket) sahiptir.

3.3.5.5.1 Fan Kayışlarının Kontrolü ve Fan Ayarı

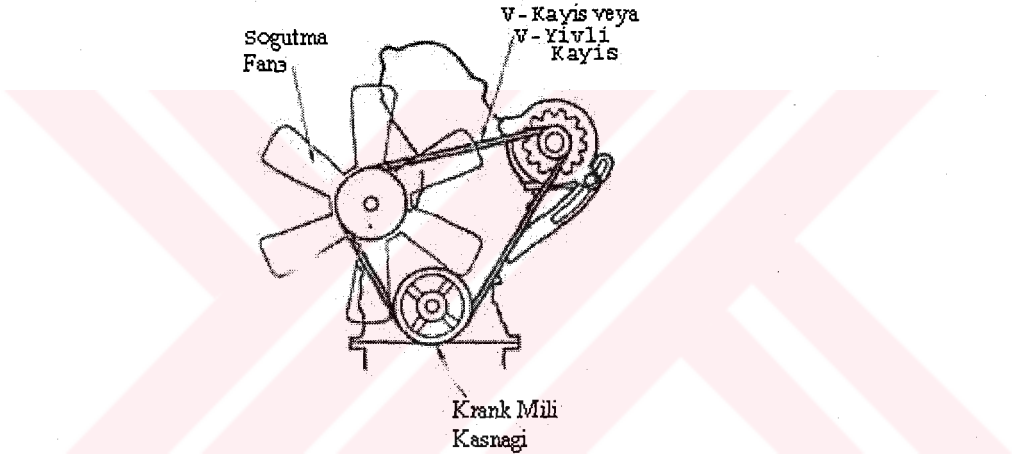
Bir otomobil fazla ısınıyorsa, ilk kontrol edilecek fan kayışlarının uygun çalışıp çalışmadığının kontrolüdür. Kayış gevşek olursa kayma yapar, bu durumda fan, radyatör peteklerinden fazla hava çekmeyecek ve radyatörden geçen su yeteri kadar soğumayacaktır. Diğer bir husus, pompa yavaş döneceği için su dolaşımı çok yavaş olacak ve motorun suyu çok fazla ısınacaktır. Kayışın gevşek olmasının başka bir mahzuru, şarj dinamosunun devir sayısını azaltacağı için dinamonun şarj edememesidir. Aynı zamanda kaymadan dolayı kayış çok çabuk parçalanır ve kopar.

Kayışın fazla gergin olması da hareket verdiği parçalara zarar verir. Bu nedenle kayış gerginliğinin ve gevşekliğinin belirli ölçülere göre olması zorunludur. Özellikle, soğuk hava ve hidrolik direksiyon düzeni olan otomobillerde bu durum çok önemlidir. Kayış yağlı veya gevşek olması nedeni ile kayacak olursa, çok çabuk yıpranacağı gibi şarj dinamosu, fan ve su pompası gerektiği gibi çalışamaz. Kayışın fazla gergin olması halinde ise, su pompası burç ve yatakları ile şarj dinamosu burç ve yataklarına fazla yük biner. Bu nedenle fan kayışları dar veya geniş, uzun veya kısa oluşlarına göre pratik usulle kontrol edilir.

Bu kontrolde, kasnak ile şarj dinamosu kasnağı arasına bir cetvel konur ve kayışa bastırılır. Çökme miktarı fabrika değerleri ile karşılaştırılır. Elimizde fabrika değerleri bulunmuyorsa, bu çökme normal kayışlar da 12-13 mm. (1/2") uzun kayışlarda 20-22 mm. (3/4"-1") kadar olmalıdır. Bu kontrol kayışın en uzun olduğu tarafından yapılmalıdır.

Kayış ayarı yapılırken daima tespit cıvataları hafifçe gevşetilir ve gerekli girginlik sağlanınca bu cıvatalar sıkılır. Çökme miktarı tekrar kontrol edilir, uygun ise kayış ayarı biter.

Fan kayışları, soğuk hava ve hidrolik direksiyon düzeninin çalıştırmakta ise, mutlaka özel torkmetreler ile ayarlanmalıdır. Bu şekilde, fabrikanın verdiği ayar değerleri ve ayarı yapabilmek için özel torkmetre kullanılır. Genellikle fan ve dinamoyu çalıştıran kayışlar, 8,2-8,3 Kgm. Hidrolik direksiyon düzenini çalıştıran kayışlar 11 Kgm. Kompresör çalıştıran kayışlar 3,9 Kgm.'lik kuvvetle gerdirilirler.



Şekil 52. Kayış tahrikli soğutma fan sistemi (Toyota, 2003)

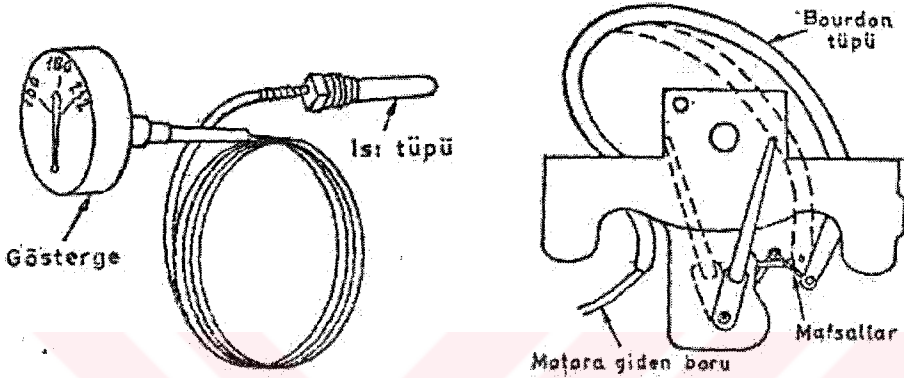
3.3.6. Isı Göstergeleri

Otomobilin gösterge tablosunda bulunan ısı göstergeleri sayesinde, motorun soğutma donanımındaki suyun sıcaklığı her an için kontrol edilir. Normal olmayan bir sıcaklık yükselmesi, motorda anormal bir durum olduğunu gösterir. Eğer soğutucu akışkan sıcaklığı 118 °C'nin üstüne çıkarsa hararet ışığı sürekli yanıp sönmeye başlar. Sıcaklık 115 °C'nin altına düştüğünde ışık söner.

Genellikle otomobillerde gaz basınçlı ve elektrikli olmak üzere iki tür ısı göstergesi kullanılmaktadır.

3.3.6.1 Gaz Basınçlı Isı Göstergeleri

Bu tip ısı göstergelerinin çalışma şekli, şekil 53'de görüldüğü gibidir.



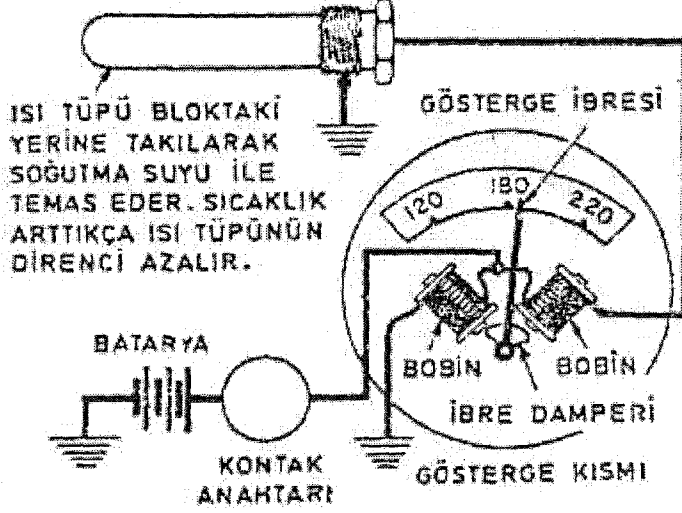
Şekil 53. Gaz basınçlı ısı göstergesi (Anglin, 1995)

Buhar veya gaz basınçlı ısı göstergeleri, bir ısı tüpü, gösterge kadranı, bunları birbirine bağlayan ince boru ve diğer mekanizmalardan oluşur. Gösterge kısmında kıvrık bir boru (Bourdon tipi) vardır. Bu tüpün bir ucu kapatılarak gösterge ibresine mafsallı olarak bağlanır. Diğer ucu, ısı tüpüne giden boru ile birleştirilmiştir. Isı tüpü, genellikle motorun su ceketlerinden geçen su ile temas edecek şekilde silindir kapağına bağlanır. İçersine, kolayca buharlaşabilen bir sıvı konulmuştur. Motordaki soğutma suyunun sıcaklığı yükselince, tüpteki sıvı buharlaşır ve kıvrık boruyu etkiler. Oluşan buhar basıncı nedeni ile tüp açılmak ister. Ucuna bağlı olan ibre suyun sıcaklığını gösterir.

3.3.6.2 Elektrikli Isı Göstergeleri

Bu tip ısı göstergeleri, yağ basınç göstergeleri ve yakıt göstergelerinde açıklandığı gibi çalışır. Şekil 54'de tipik bir elektrikli ısı göstergesi şeması görülmektedir. Bu göstergeler, gösterge kısmı ve direnç kısmı olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Silindir kapağındaki yerine takılan ısı tüpü ısınınca direnci düşer. Bu nedenle sağ taraftaki bobinden daha çok akım geçmesine dolayısıyla bobin çekirdeğinin kuvvetli

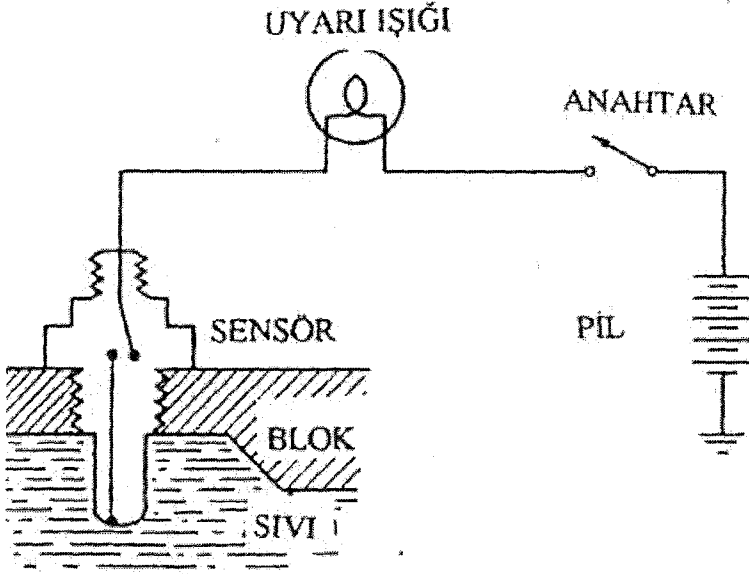
mıknatıslanmasına neden olur. Mıknatıslanma nedeni ile ibrede sıcaklık okunur.



Şekil 54. Elektrikli ısı göstergesi (Anglin, 1995)

3.3.6.3 Işıklı Gösterge

Bu gösterge sıcaklık duyarlı diyaframın anahtarı tahriki ile çalışır. Soğutma sıcaklığı artınca diyafram bükülür ve anahtarı iter. Devre tamamlanır ve gösterge panelinde ışık yanar.



Şekil 55. Işıklı gösterge devre şeması (Özdamar İ.Yelken B, 1984)

3.3.6.4 Elektronik Gösterge

Elektronik gösterge paneli bulunan araçlarda kullanılır. Sıcaklık duyarlı bir sensör sayesinde sıvı sıcaklığı gözlenebilir.

3.3.7 Soğutma Sıvıları

1970'li yılların sonuna kadar soğutucu sıvılar olarak nitritlerden faydalanılmaktaydı. Nitritlerin sürekli olarak azalma eğilimi göstermelerinin getirmiş olduğu, belirli periyotlarla takviye edilme ihtiyacı yüzünden, motor üreticilerini 1980'lerden itibaren nitritsiz soğutucuları kullanmaya başlamışlardır. Nitritsiz soğutucular yüzeylerin korunması için karboksit içerirler. İlk uzun ömürlü soğutucu da 1995'te kullanılmaya başlanmıştır. Bu soğutucular karboksitlerin sinerjik kombinasyonlarıdır ve nitritler gibi tükenmezler. Bu soğutucuların %50 oranında suyla karıştırılması, oksidasyon ve donmaya karşı yeterli korumayı sağlamaktadır.

Diğer geleneksel antifrizlere göre içinde silikanlar, nitratlar, nitritler, boratlar ve fosfatlar bulundurmazlar. Bu sayılan maddelerin soğutma suyuna önemli yararlar vardır.

Bu alışılmış ve nitrit tabakasına bel bağlamış soğutma solüsyonlarıyla arasında bir karşılaştırma yapma imkanı sunar. Çünkü nitritli solüsyonlar SCA'ların eklenmesini 19.000- 32.000 km'de bir gerektirir.

Uygun korozyon inhibitörlü antifriz solüsyonları kullanımı, taşıtlarda bütün bir yıl içinde, aşağıdaki avantajları sağlamaktadır

- 1) Soğutma sisteminin, soğuk iklimlerde buzlanmasını engeller.
- 2) Soğutulan kısımlar hem sıcak hem de soğuk iklimlerde korozyona karşı korunur.
- 3) Sıcak iklimlerdeki avantajı, suyun kaynama sıcaklığını yükseltmesidir.

3.3.7.1 Soğutma Suyunun Kimyasal Bileşimi

Motorların soğutma sisteminde en az bir kere denenmiş olan tüm çeşit antifriz aparatlarında, suda çözelti oluşturabilen etilen glikol yeterli seviyede bulunmuştur. Bütün sert çalışma koşulları dahil. Etilen glikol ile su çözeltileri ilk defa 2. Dünya Savaşında pistonlu uçaklarda kullanılmıştır. Saf etilen glikolün kaynama sıcaklığı suyun hemen hemen iki katından fazladır. Dolayısıyla bu neden sadece suyun uçtuğunu açıklar.

Etilen glikol'ün bilinen adı antifriz dir. Bir motorlu araç soğutma sitemi göz önüne alınacak olursa, Etilen glikol saf suya eklendiğinde çözeltinin donma sıcaklığının sıfır (°0) derecenin altına indiği gözlenmiştir. İlk kristal oluşum ve donmanın başlaması suyla olan karışım yüzdesine bağlıdır. Örneğin, %50 hacimsel karışımında etilen glikol soğutucu çözeltinin donma noktasını -37 °C'ye çeker. %50 'den fazlası, motorlu araçlar için önemsizdir, bu oran, hava taşıtları için %70'tir ve bu da motorun fazla ısınmasına neden olmaktadır. Bu olay soğutucunun ısı iletkenliğinin azalmasından kaynaklanır.

Çoğu araç üreticileri günümüzde %50 'lik karışımı önermektedir. Fakat bazı üreticiler bu oranın kış şartları için %30dan daha az olmamasını önermektedirler.

3.3.7.2 Korozyona Karşı Koruma

Su soğutmalı motorların soğutucu sıvılarında, metal korozyonuna sebebiyet veren şartları azaltan, korozyon inhibitörünün mutlaka bulunması gerekmektedir. İngiliz Standart Endüstrisi'nde 3 çeşit etilen glikol antrifriz tanımlamıştır. Bunlar BS3150, BS3151, BS3152'dir.

BS3150 genelde alüminyum konstrüksiyonlu motorlar için uygundur. BS3151 ve BS3152 dökme demir konstrüksiyonlu motorlar için uygun görülmektedir. 1985'te BS6580 ile yer değiştirmişlerdir. Bu antifriz minimum performans gereksiniminde, bir antifriz konsantrasyonundan beklenen kaynama noktası, donma noktası, köpürme direnci ve korozyon inhibitörlüğü gibi özelliklerini iyi taşımaktadır.

3.3.7.3 Antrifrizler

Soğuk hava şartlarında sıfır derecenin altında, sistemdeki suyun donarak motor bloğunun ve radyatörün çatlamasına engel olmak için donma derecesi çok yüksek olan sıvı bir karışım kullanılır bu karışıma antifriz denir.

Antifrizleri muhtelif cins ve marka çeşitleri vardır. Bunlar "Alkol" esaslı antifrizler ve "Etilen Glikol" esaslı antifrizlerdir. Motorlardaki antifriz seçimi için dikkat edilmesi gereken bazı hususlar aşağıda sıralanmıştır.

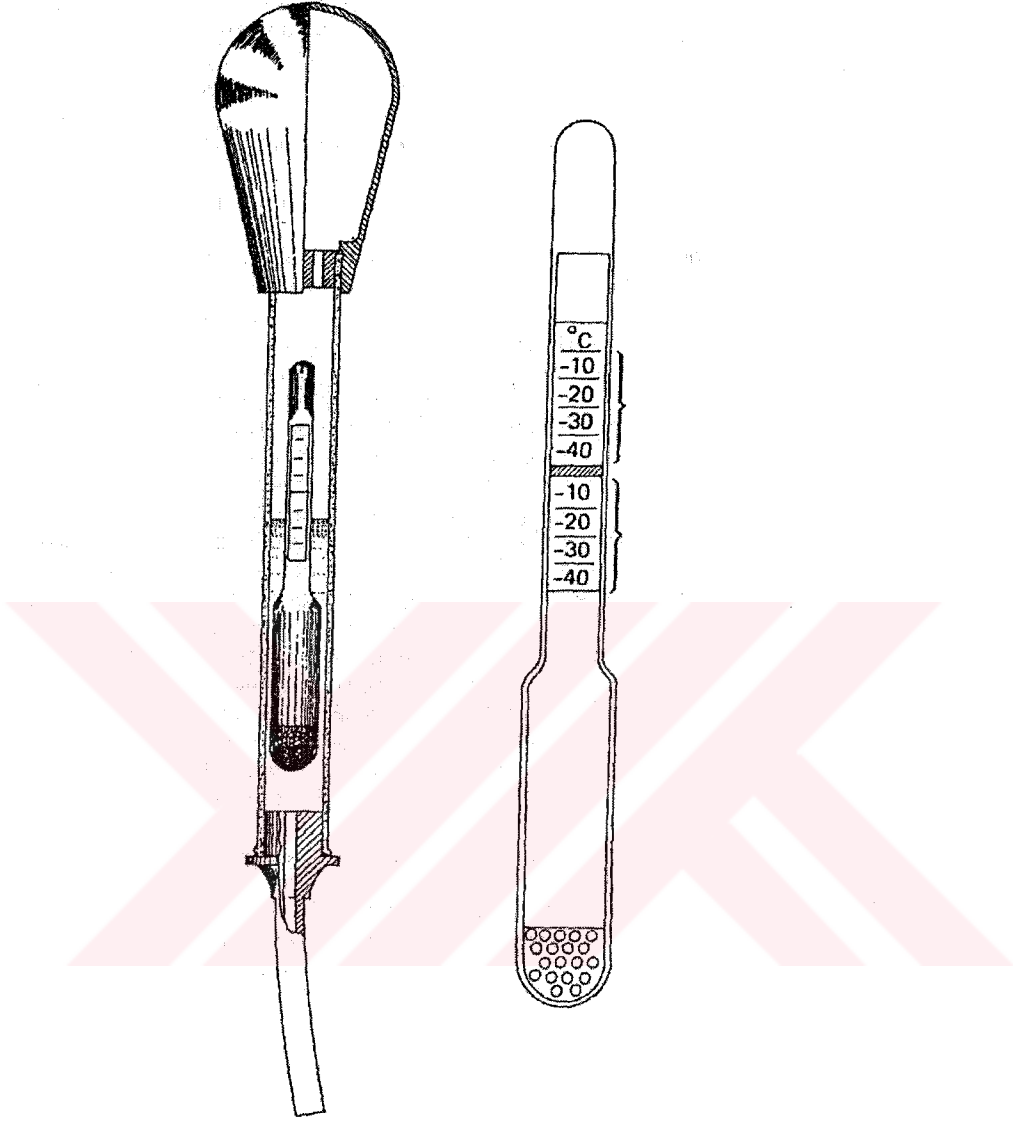
- a) Alkol ve uçucu maddeler içermemeli.
- b) Tuzlu, şekerli maddeler içermemeli.
- c) Sistemi çabuk paslandıran içerikleri barındırmamalı.
- d) Korozyon etkisi ile sistemi aşındırmamalı.

- e) Zamanla donmayı önleyici özelliğini kaybetmemeli.
f) Su ile kolayca karışabilmeli ve akıcı olmalı.

Günümüzdeki "Etilen Glikolu" esaslı antifriz en iyi performanslı antifrizdir. Bu antifrizlere Permanent antifriz de denir. Soğutma donanımına antifriz ilavesi aşağıdaki ölçülere göre yapılabilir.

Antifriz Oranı	Koruma Derecesi	Antifriz Miktarı litre	Su miktarı Litre
20%	-9°C	1,05	4,1
30%	-16°C	1,54	3,56
40%	-24°C	2,04	3,06
50%	-37°C	2,55	2,85

Antifrizin donmaya karşı koruma derecesi sıvının yoğunluğunun ölçülmesi ile anlaşılır. Bu maksat için "Hidromerte" ler kullanılır. Yoğunluk ölçülürken sıvı sıcaklığının 15°C civarında olması gerekir. Bir antifriz çözeltisinin gerekli korumayı sağlaması, çözeltideki etilen glikol ve su karışımının oranına bağlıdır, bu yüzden bir hidrometre yardımıyla etilen glikol veya su, veya her ikisi birden, eklenip eklenmeyeceğine karar verilir.



Şekil 56 Hidrometre (Özdamar İ.Yelken B, 1984)

Hidrometre, bir akışkanın o anki yoğunluğunu ölçen bir alettir başka bir deyişle akışkanın yoğunluğunu suyun yoğunluğunun kaç katı olduğunu ölçer. Bu ölçüm akünün şarj seviyesini ölçmeye benzer. Benzer düşünceyle, antifriz ölçüm cihazında bir sıcaklık düzeltilmesi yapılması gerekmektedir. Aksi taktirde çözeltinin donma noktasının

belirlenmesinde bir hata oluşabilir. Bu da hidrometrenin kullanım talimatını doğru uygulamayı gerektirmektedir.

Buradan hareketle; bu şekildeki testler korozyon inhibitörlerinin tayinini içermemektedir. Bu yüzden araç üreticilerinin tavsiyesi belirli aralıklarla soğutma suyu değişimlerinde bu tayini takip etmek yönündedir.

Ağır dizel araçlarında antifriz çözeltisinin bakımında ayrıca bir özen gösterilmelidir. Çünkü katık eksilmesi, düzeyi ağır yüklerde ve fazla yol kat etmede artış göstermektedir. Islak silindir yüzeylerinin normal çalışmada bile soğutma suyuyla teması yüzünden titreşmesi dolayısıyla kavitasyon erozyonu görülebilir. Bu yüzden yeterli katık konsantrasyonu soğutma suyu içinde bulunması gerekmektedir.

3.3.8 Hava Ve Su Soğutmalı Motorların Karşılaştırılması

3.3.8.1 Hava Soğutmalı Motorların Avantajları

Sadece vantilatör ve hava kanatları sistemi oluşturduğundan, su ile soğutma sisteminde olan, radyatör, su boruları, termostat, silindir ve kafadaki su kanallarına gereksinim yoktur. Su ile soğutma sisteminde olan; sızdırmadık, periyodik olarak sistem elemanlarının bakım ve değiştirilme gereksinimine lüzum yoktur.

Sistemde pompa, radyatör, soğutucu ve su borularına gerek olmadığından, su soğutmalı motorlara göre kayda değer oranda daha hafif ve kompakt yapılabilir. Dizayn ve konstrüksiyona bağlı olarak her iki cins motorun ağırlıkları değişiklik göstermesine rağmen , aynı güç için hava soğutmalı motorlar su soğutmaklardan en az %10 daha hafiftir. Su soğutmalılarda bulunan soğutma suyu bu durumu yaratan en önemli nedendir.

Belirli strok hacmi ve hız için, normal çalışma şartları altında hava ve su soğutmalı motorların performansları arasında pek kayda değer bir farklılık yoktur.

Hava soğutmalı motorların en önemli üstünlüklerinden bir geniş atmosferik sıcaklık şartlarında, aşırı ısınma ve buzlanmadan etkilenmeksizin çalışabilmeleridir. Kış aylarında su soğutmalı motorlar için gerekli olan antifriz ihtiyacı yoktur.

Hava soğutmalı motorlar, genellikle tam yük bölgesine yakın sınırdaki çalıştırılmadıkları sürece, aşınma yönünden su soğutmalı motorlardan daha iyidirler. Tam yük bölgesinde sürekli çalıştırılmaları halinde ise, aşınma su soğutmalı motorlardan biraz daha fazla olur.

Genellikle hava soğutmalı motorların silindir ve silindir kafaları ayrı ayrı yapıldıklarından tamir ve bakımları daha kısa sürede ve daha kolay olur.

3.3.8.2 Su Soğutmalı Motorların Avantajları

Isı, motorun metal yüzeyinden suya havaya olduğundan daha hızlı yayıldığı için soğutma daha düzgündür. Bu, suyun spesifik ısısının havanınkinden daha yüksek olmasıyla açıklanabilir. Yani aynı miktarda ısı sağlanan eşit kütlelere sahip su ve hava ele alındığında suyun daha az sıcaklık artışına maruz kaldığı görülür. Sonuç olarak, metal yüzeyle ona değen su arasında daha fazla sıcaklık farkından kaynaklanan daha hızlı bir ısı transferi olacaktır.

Soğutma daha sabittir; çünkü suyun verilen sıcaklık aralığına yükselmesi için geçen zaman aynı miktardaki hava için olandan daha uzundur. Suyun bu havanınkinden daha yüksek bir termal eylemsizliğe sahip olma özelliği ısı yayılımı makine içerisinde üretilen ısıya eşit olmak kaydıyla daha yaklaşık sabit operasyon sıcaklığı sağlama avantajı kazandırır.

Aracın içsel ısınımı yükselir, çünkü dışarıdaki hava, makine soğutucusunun bir kısmının çevrimsel olarak içinden geçerek elverişli olarak ısıtıldığı bir ısı değiştirici matris tarafından yönlendirilebilir. Suyun soğutma kapasitesi havaya göre 175 kat daha fazla olduğu için su soğutmalı motorların soğutma yeteneği daha fazladır.

Silindirler arasından yeterli soğutma havasının geçebilmesi için, silindirler arasında belirli bir uzaklığın bulunması gereklidir. Bu durum aynı şartlardaki hava soğutmalı motorun boyunun daha uzun olmasını gerektirir. Ancak hava soğutmalı motorların soğutulması için aksel vantilatör kullanılması halinde motorun genişliği su soğutmalı motordan biraz daha büyük olur.

Su soğutmalı motorların silindir sıcaklıkları hava soğutmalı motorlardan daha düşüktür. Emniyet sınırları içinde kalması halinde bir mahzur teşkil etmemesine karşın, sıcaklığın aşırı yükselmesi çarpımalara ve volümetrik verimin düşmesine neden olur.

İş makineleri bakımında kullanılan hava soğutmalı motorların vantilatörlerinin toz ve pislikten zaman zaman temizlenmesi gereklidir. Aksi halde , soğutma sisteminin verimi düşeceğinden motorda aşırı ısınmalar meydana gelebilir.

Su soğutmalı motorların silindirinde bulunan soğutma suyunun motor gürültüsünü söndürücü etkisi ve hava soğutmalı motorda söz konusu olmadığından daha gürültülü çalışırlar.

3.3.9 Soğutma Sisteminde Meydana Gelen Arızalar

3.3.9.1 Hava Soğutmalı Motorlardaki Arızalar

Bu tip motorlar, su soğutmalı motorlara göre daha yüksek sıcaklıklarda çalışırlar. Gerekli olan güvenli sıcaklığın korunması için hava sirkülasyonu yapılır.

Sistemde oluşan arızaların 10 temel nedeni vardır.

1. Fan kayışının kırılması.
2. Vantilatör yatağının sıkılık, sıcaklık yada yağsızlıktan dolayı yapışması.
3. Nemlendirme kapaklarının sıkışması veya düzgünlüğünün bozulması.
4. Kusurlu nemlendirme kapağı termostatları.
5. Motor soğutma yüzgeçlerinin termostatları.
6. Yağ soğutucu yüzgeçlerin tıkanması.
1. Karbüratördeki karışımın fakir olması.
2. Ateşleme zamanının iyi ayarlanmaması.
3. Ön ateşleme.
4. Motorun boğulması.

(T.S. I. M. ,1995)

3.3.9.2 Su Soğutmalı Motordaki Arızalar

Su, motoru soğutmak için, hava ise suyu soğutmak için kullanılır. Hiçbir olay bu su – hava sisteminin çalışırken ısınmasını engelleyemez.

Suyun içindeki yağ, suyun silindir bloklarından ısı çekmesini ve radyatöre ısı verme kabiliyetini azaltır. Sistemde oluşan arızaların nedenleri aşağıda sıralanmıştır.

- Suyun motoru soğutmaması.
- Havanın suyu soğutmaması.
- Yavaş yanma.
- Ön ateşleme.
- Motorun boğulması.
- Motorun aşırı sürtünmesi ve aşınması.
- Egsoz sistemindeki geri dönen ölçüsüz (aşırı) basınç.

(Toyota, 1995)

Soğutma Sisteminde oluşan arızalar kendini 2 şekilde gösterir.

a) Suyun çok ısınması. b) Suyun sızıntı yapması.

(Toyota, 1995)

3.3.9.2.1 Suyun Çok Isınmasının Nedenleri

- 1) Vantilatör kayışının kayması.
- 2) Sistemde yeterli miktarda su olmaması.
- 3) Karbüratördeki karışımın fakir olması.
- 4) Egsoz sisteminin tıkanması.
- 5) Ateşlemenin geç yapılması.
- 6) Ön ateşleme yapılması.
- 7) Motorda yakıtın patlayarak yanması.
- 8) Yanlış conta tesisatı sebebiyle su sirkülasyonunun engellenmesi.
- 9) Silindirik contanın yanlış yerleştirilmesi sonucu radyatördeki su deliklerinin kapanması.
- 10) Sızıntı yapan silindirik contanın, egsoz gazının su içine girmesine izin vermesi ve gaz kabarcıklarının, suyun motoru soğutma yeteneğini azaltması.
- 11) Su sirkülasyonunun sudaki kir ve pas yüzünden yavaşlaması.
- 12) Bir veya birkaç silindir bloğundaki kir ve pas yüzünden yerel ısınmaların oluşması.
- 13) Doğru sıcaklıkta su geçişinin yapılmasını sağlayamayan termostatın su sıcaklığını artırması.
- 14) Radyatördeki su tankı levhasının herhangi bir şekilde suyun serbestçe bağlantı hortumundan sevkine mani olacak şekilde bağlanması.
- 15) Radyatördeki su geçitlerinin kir, pas, korozyon ve mineral tuzlarla tıkanması
- 16) Radyatörün dış yüzeyinin kirlenmesi ve çapklanması.
- 17) Bağlantı hortumunun çürümesi, pompalama sırasında hortumun kırılmasına yol açar. Bu olay da su akışının kısılmasına neden olur.

18) Su pompasının sızıntı yapması, havanın su içine girmesine neden olur. İçine giren hava kabarcıkları soğutma suyunun soğutma yeteneğini düşürür.

19) Su pompasının, kendi şaftı üzerinde gevşemesi ve ağzının aşınması.

20) Sadece kuru havalar için kullanılan antifrizlerin ısınmaya yol açması.(Soğutma suyunun soğuk havalarda kullanılıp azalması.)

(Toyota, 1995)

3.3.9.2.2 Suyun Sızıntı Yapmasının Nedenleri

Silindir kafasından kaynaklanan nedenler

1. Bağlantı civatalarının gevşemesi.
2. Kirlili ve aşınmış yüzeylerin su geçirmezlik özelliğini kaybettirmesi.
3. Eğrilmiş yüzeylerin contaya rağmen su geçirmezliğini sağlayamaması.
4. Donmadan ve aşırı ısınmadan kaynaklanan çatlaklar.
5. Silindir kafasının üstünden geçen valf kafasının ve egsoz valfi kollarının çatlamasından dolayı suyun silindirlere ve krank kollarına sızması.

(Toyota, 1995)

Silindir bloğundan kaynaklanan nedenler

1. Kirlili ve aşınmış yüzeylerin su geçirmezlik özelliğini kaybettirmesi.
2. Eğrilmiş yüzeylerin contaya rağmen su geçirmezliğini sağlayamaması.
3. Donmadan veya aşırı ısınmadan kaynaklanan çatlaklar.
4. L-kafa dizaynının ve aşırı ısının egsoz valfi kollarını çatlatması, krank kollarına suyun sızmasını sağlaması.
5. Silindir kafası civatasının çok uzun olması nedeniyle, silindir bloğunun çatlaması.

(Toyota, 1995)

Silindir kafası contasından kaynaklanan nedenler

- 1) Contanın kirli, aşınmış veya kırılmış olması.
 - 2) Silindir kafa civatalarının gevşemesinden dolayı contaların da gevşemesi.
 - 3) Silindir kafası ve silindir bloğu arasındaki bağlantının sıkı olmamasından dolayı sızıntıların yaşanması.
- (Toyota, 1995)

Su pompasından kaynaklanan nedenler

- 1) Pompanın gevşemesi.
 - 2) Bozuk conta.
 - 3) Yanlış tesisat.
 - 4) Eğrilmiş pompa gövdesi veya kirli metal yüzeyler.
 - 5) Pompa gövdesindeki delik ve çatlaklar.
 - 6) Pompa şaftının eğilmesi.
 - 7) Pompa şaftının veya yatağının gevşemesi.
- (Toyota, 1995)

Radyatörden kaynaklanan nedenler

- 1) Aşınmadan ve donmadan oluşan sızıntılar.
- 2) Radyatörün amaca uygunsuz bağlanmasından kaynaklanan gerilmeler.
- 3) Fanın radyatöre çarpması.
- 4) Kanal tıkanmaları ve küçük valf sızıntıları.
- 5) Suyun doğrudan doğruya boru içine girmesini sağlayacak şekilde radyatör bölme levhasının yerleştirilmesi.
- 6) Suyun radyatör üst tankında yığılmasına sebep verecek şekilde radyatörün tıkanması.(Toyota, 1995)

Bağlantı hortumundan kaynaklanan nedenler

1. Hortum köşebentlerinin gevşemesi.
2. Hortumun uygunsuz yerleştirilmesi
3. Hortumun çürümesi.

(Toyota, 1995)

4. SOĞUTMA SİSTEMLERİ DİZAYNI

4.1 Hava Soğutma Sistemlerinin Dizaynı

Motorların doğrudan hava ile soğutulmalarında kayda değer birçok üstünlük vardır. Hava soğutmalı motorlarda motordan çekilen ısı doğrudan ortam havasına geçtiğinden su sirkülasyon ve radyatör donanımı istemden çıkarılmaktadır.

Böylelikle motor boyutlarının ve ağırlığının daha küçülmesi sağlanmaktadır. Hava soğutmalı motorların servis gereksiniminin az olması da su soğutmalı motorlara göre ivmeli bir üstünlük sağlamaktadır.

Motorların soğutulmasında farklı fiziksel karakteristikler, dizaynda değişiklikler gerektirir. Örneğin 1 kg. su 1°C ısındığı zaman motordan 1 kcal ısının havaya iletilmesinde suya göre 4000 kat daha fazla hacimde bir havaya gereksinim vardır. Hava ile soğutmada ısınan havanın sıcaklığı sudan daha yüksek olduğundan uygulamada hacimsel hava gereksinmesi yukarıda belirtilen değerden %50 daha azdır.

Soğutma havasının soğutma yolu ile atılması gerekli ısıyı iletibilmesi için silindir çevresine yerleştirilen soğutma kanatlarıyla elde edilen soğutma yüzeyinin yeteri çevresine yerleştirilen soğutma kanatlarıyla elde edilen soğutma yüzeyinin yeteri kadar büyük olması gereklidir. Ayrıca bitişik silindirler arasındaki soğutma kanatlarından yeteri kadar havanın geçebilmesi için silindirler arası uygun bir uzaklık bulunmalıdır. Bununla birlikte malzemenin en efektif bir şekilde kullanılmasına gösterilmeli ve soğutma nedeni ile

silindirler arasında gerekli olan uzaklığın, gereksiz gösterilmeli ve soğutma nedeni ile silindirler arasında gerekli olan uzaklığın, gereksiz yere motor boyutunu uzatması önlenmelidir. Bu nedenle sıra motorların hava soğutmalı olarak yapılmaları pek uygun değildir. Motorun az yer kaplaması yönünden karşı pistonlu motorlar ve V motorlar hava soğutma yönünden daha uygun olmalarına karşın, su soğutmalı motorlarda suyun dağıtımındaki gürültüden dolayı pek uygun silindir dizilişi değildirler.

Taşıt motorlarından beklenen en önemli özellik ağırlığın mümkün olduğu kadar az ve taşıttaki faydalı kullanma alanının fazla olması için motorun kapladığı alan mümkün olduğu kadar küçük olmalıdır. Diğer taraftan ekonomik çalışma, kolay ve ucuz bakım güvenilirlik gürültüsüz ve düzgün çalışma gibi faktörleri de gözden uzak tutmamak gereklidir.

4.1.1 Soğutma Kanatların Dizaynı

Sıcak yanma gazlarından silindir iç cidarına geçen ısı, silindir dış cidarından soğutma havasına geçer. Silindir iç cidarı ve yanma gazları arasındaki sıcaklık farkı, silindir dış cidarı ile soğutma havası arasındaki sıcaklık farkından çok daha fazla olduğundan dış cidara soğutma kanatçıklarının konulması zorunludur.

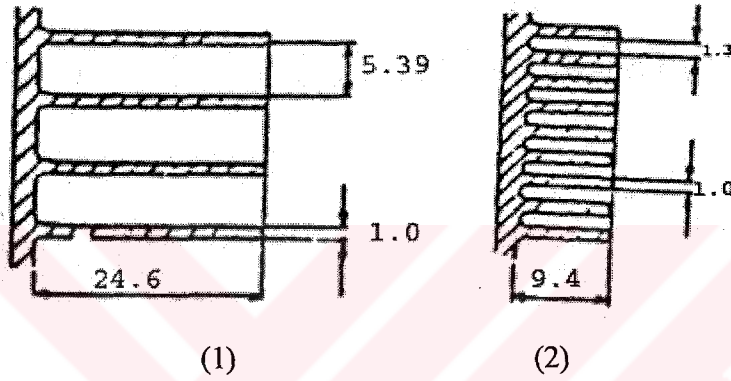
Silindir iç ve dış yüzeylerinin oranını ifade eden sıcaklık farkı değeri gerçekte kaba bir değerlendirme olarak kullanılabilir. Dizaynı yapılan soğutma kanatlarının uygunluk derecesini ifade etmekten uzaktır.

Yüzey ısı transfer katsayısı “q” ise birincil derecede hava akış özelliği, bunun yanında da soğutma kanatçıklarının yüzeylerinden etkilenen yüzey sürtünmesine bağlıdır. Yüzey ısı transfer katsayısında görülebilecek en fazla farklılık, laminar akıştan türbülanslı akışa geçişte ortaya çıkar. Soğutma kanatları arasından geçen havanın akış şartları ve kanat yüzeyi ile akışkan arasındaki sıcaklık grad yeni bölgeden bölgeye değişme gösterir.

“q” ısı iletim katsayısının değişkenliği nedeniyle ısı transferinin gerçek değerinin

hesaplanması uygulamada pek mümkün değildir. Bu nedenle hesaplamalarda ard arda gelen kanatçıkların şartlarının göz önüne alınmasıyla belirlenen 1 ortalama ısı transfer katsayısı kullanılır.

Şekilde iki farklı tip kanat dizaynı için boyutlar verilmiştir. Bu iki tip kanat dizaynında, ısı transferini birinci kanat tipinde 36 m/s, ikinci kanat tipinde 62.5 m/s hava hızları için karşılaştırmak mümkündür.



Şekil 57. İki farklı kanat dizaynında hava hızları (Anthony, 1993)

Her iki tip kanat dizaynında da $t=120\text{ }^{\circ}\text{C}$ hava hızları sırayla 36 – 62.5 m/s'dir.

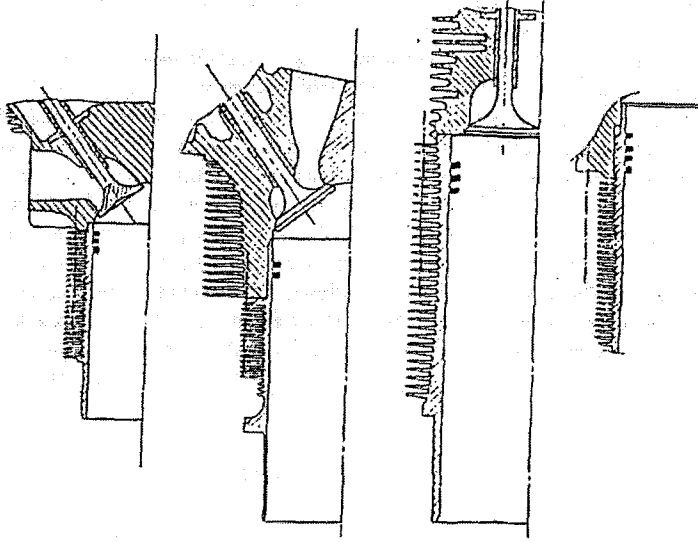
Kanat Tipi		1	2
F_c	cm ²	20.72	5.64
V_{36}	m ³ /s	0.07459	0.02034
$V_{62.5}$	m ³ /s	0.1295	0.03535
U_{36}	kcal/m ² h °C	492	394
$U_{62.5}$	kcal/m ² h °C	610	604
Q_{36}	kcal/s	0.1640	0.1314
$Q_{62.5}$	kcal/s	0.2033	0.2013
Tt_{36}	°C	7.60	22.36
$Tt_{62.5}$	°C	5.42	19.74

Kanatlar arasından geçen hava hızının 62.5 m/s olması halinde 1 ve 2 tip kanat dizaynları arasında ısı iletim katsayısı yönünden pek fark yoktur. 36 m/s hava hızı olması halinde, 1. Tip dizaynda mevcut olan geniş kanatlar arası uzaklık nedeniyle soğutma havasının silindire temas ettiği yüzeydeki artışın getirdiği üstünlük kanat uzunluğunun yarattığı kanat verimindeki azalmadan daha fazladır. Hava hızını 62.5 m/s olması halinde 1. T tipi kanat uç sıcaklığındaki azalmanın ortaya çıkardığı kanat verimindeki azalma belirgin olarak kendini hissettirir. 1. Tip kanatlardan 2. ye göre üç misli fazla hava dolaştırılmasına karşın iletilen ısı mertebeleri birbirine yakındır.

Kanatlar arası boşluğun fazla olması hava akış alanının genişlemesine neden olduğundan daha fazla miktarda hava gereksinmesi ortaya çıkar. Kanatlar arası boşluğun az olması halinde daha küçük hava akış alanı ortaya çıkar daha az miktarda hava sirkülasyonu gerektirir.

Aynı hızda havanın değişik tip soğutma kanatlarına sevk edilmesi halinde kanatlar arası uzaklık küçüldükçe daha yüksek basınçta havaya gereksinme vardır. Kanatlar arası boşluk 1.5 mm altına düştüğünde laminar akış tabakaları arasındaki sürtünme arttığından basınç gereksinmesi hızla yükselmeye başlar. Kanatlar arası boşluk 2.5 mm'nin altına düşmesi halinde kanat verimi azalmaya başlar. Yapım yöntemine göre 1-1.5 mm kanat kalınlığında 2.5-3.5 mm kanatlar arası boşluk ve 15-20 kanat yüksekliği elde etmek mümkündür. Silindir kafasındaki yüksek kanatlar arasında bulunan boşluk imalat nedeniyle arttırılmalıdır.

Silindir kafasında özellikle egsoz manifolduna ve supabına yakın bölgedeki kanatlarda en çok termik zorlanmalar meydana geldiği gözden uzak tutulmamalıdır. Egzoz supabını terk eden yanmış gazların soğutulması izin verdiği oranda kısa yapılmalıdır. Bu bölgede soğutma kanatçıkları termik gerilmelerin fazla olduğu noktalara yerleştirilmeli ve kanat boyları da yeteri kadar uzun olmalıdır.



Şekil 58. Bazı hava soğutmalı motorların silindir ve silindir kafasının birleştirilmelerine ait örnekler (Anthony, 1993)

Daha az termik zorlanmaya maruz kanatların boyları gereksiz yere uzun tutulmayarak hem motor ağırlığında hem de silindir kafası boyutlarında küçülme elde edilir.

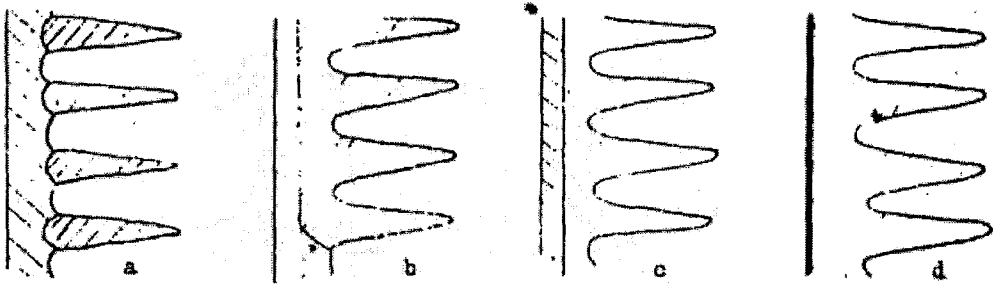
Küresel yanma odalı benzin motorlarında supapları silindir eksenine açık yapacak tarzda yerleştirmek yararlıdır. Supap tiplerinin yaptığı açı büyütülerek egsoz supabı çevresine egsoz supabı yerleştirmek için yeteri kadar yüzey elde edilir. Aynı zamanda bu şekildeki kafa dizaynında daha büyük çaplı supap kullanmak olası olduğundan, dolgu değişimi de düzgünleşir.

4.1.1.1 Soğutma Kanatlarının Dizayn Özellikleri

Silindir cidar sıcaklıklarının düşük mertebede olmasını sağlayabilmek için iç ve dış yüzeylerin temiz ve pürüzsüz olmaları gereklidir. Böylece silindir bloğunun fazla ısı absorbe etmesi önlenir. Silindir içi cidarında piston ve segmanlarla temas etmeyen kısımlarında yüzeylerin pürüzsüz olması ısı absorpsiyonunu azalttığı gibi, ısı transferini güçleştiren tortuların yüzeylerde birikimini engeller.

Soğutma kanatları alüminyum alaşımlardan ve dökme demirden döküm yoluyla yapılabileceği gibi çelik malzemeden dövme yoluyla da yapılabilir. Kanatların ısı iletim kapasiteleri daha önceden belirtildiği gibi malzemenin ısı iletim özelliğinin geçen ısı sıcaklık farkına bağlı olarak da değiştiği için kanat dibinden ucuna doğru gidildikçe birim yüzeyden geçen ısı azalır.

Döküm yoluyla yapılan soğutma kanatları 3,5-5 konik veya her on mm kanat boyunda genişliği 0.6 mm -0.9 mm daralacak tarzsa şekillendirilir. Kanat uçlarının genişliği 0.5-1.3 mm arasında seçilebilir. Kanat boyları genellikle 25-38 mm arasında değişir. Kanat sayısı her 10 mm silindir boyu için 1.6-3 arasında seçilebilir. Çelik soğutma kanatlarında koniklik, her 10 mm kanat boyunda 0.6 mm daralmayı aşmayacak şekilde verilir.



Şekil 59. Al alaşımlı soğutma kanatlı değişik tip silindirler

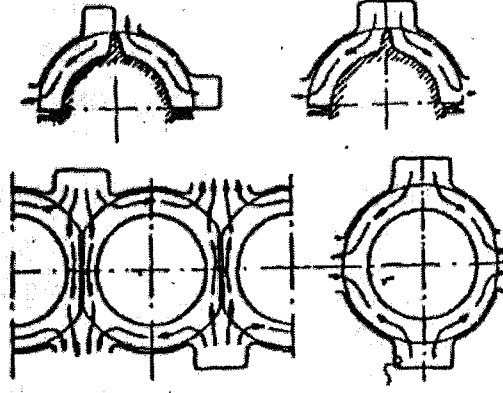
(Anthony, 1993)

Soğutma kanatlarının yapımında Al alaşımı malzeme ısı iletim katsayısının yüksek olması nedeniyle uygulamada daha yaygın kullanılır. Al alaşımının malzemedeki yapılıması, pistonunkine benzer ısı genleşme yaratacağından piston eteği ile silindir cidarı arasındaki soğuk aralığın küçülmesini sağlar. Buna karşın hızlı aşınmanın önlenmesi amacıyla silindir iç cidarının kromla kaplanması gibi önleminin alınması da zorunludur. Silindir yüzeyinin kromla kaplanmasının pahalı olması, teknolojik olarak yapım güçlüğü yüzeyinde yağ tutmaması gibi mahsurları beraberinde getirmesi, uygulamada sadece Al alaşımının silindir malzemesi olarak kullanımını sınırlar. Bunun yerine, ısı iletim katsayısı yüksek olan aAl soğutma kanatlı değişik silindirler görülmektedir. Şekil 59(d)'de Al alaşımı silindir iç yüzeyi kromla kaplıdır. (c)'de ise Al alaşımı soğutma kanatlı gövde ile dökme demir silindir sıkı geçme veya döküm yoluyla birleştirilmesi görülmektedir. (b)'de çelik silindir geçme veya döküm yoluyla birleştirilmesi görülmektedir. (b)'de çelik silindir çevresinde Al alaşımı soğutma kanatlı gövdenin döküm yoluyla birleştirilmesi, (a)'da ise, çelik silindir çevresine dökülen Al alaşımı soğutma kanatlı gövde de kanatlar arasındaki malzemenin işlenerek boşaltılması şekli görülmektedir. Bu tür kanat dizaynı silindir eksenine boyunca farklı ısı genleşmelerin doğuracağı mahsuru önler.

4.1.2 Soğutma Havaasının Silindirlere Gönderilmesi

Soğutma havaasının silindirler tek yönlü gönderilmesi halinde, hava girişinin ters tarafındaki silindir cidar sıcaklığı, havanın ısınmasından dolayı daha yüksektir.

Bu durum özellikle büyük silindir çaplı motorlarda deformasyonların ve termik gerilmelerin hissedilir derecede artmasına sebep olur. Büyük silindir çaplı motorlarda, soğutma havaası silindirlere çift kanatla gönderilerek, soğutma süresince havanın katettiği yol kısaltılır böylece, soğutma havaasında meydana gelen sıcaklık farkı azaltılır.



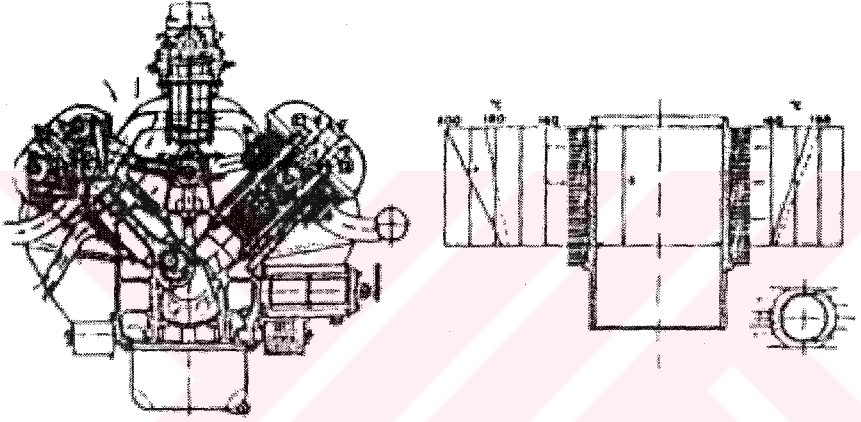
Şekil 60. Silindirlere çift yönlü soğutma havası sevki (Anthony, 1993)

Tek ve çift kanalla silindire hava gönderilmesi halinde, bazı karakteristik değerlerdeki değişimler verilmiştir. Aynı silindire çift kanalla soğutma havası gönderilmesi halinde, havanın sıcaklığındaki artış, hemen hemen aynı vantilatördeki gücü için yarı yarıya azalmaktadır. Daha uygun soğutma kanadı dizaynının yapılması halinde ise, hava sıcaklığının ilk mertebesinde tutulması koşuluyla önce gerekli olan vantilatör gücünün %40'ı soğutma için yeterli olmaktadır.

Silindirde homojen sıcaklık dağılımı elde etmek için diğer bir yolda egsoz süpapının bulunduğu bölgenin altından ek soğutma havası göndermektedir. Bu dizayna ait TATRA 603 motoru örnek olarak gösterilebilir. Bu motorda esas soğutma havası emme manifoldunun çevresinden silindirler kanatçıklar doğrultusunda gönderilmektedir. Soğutma havasının silindirlere sevki, iki sıra silindir için mevcut aspiratörlerini emmesiyle sağlanır. Ek soğutma havası ise egsoz manifoldunun altına yönlendirilmiş bir kanalla sevk edilmektedir. Böylelikle, daha önce 25° olan silindirin ön ve arkasındaki sıcaklık farkı 5°C'ye kadar düşürülmektedir.

Soğutma Havası Uygulaması		Tek Yön	Çift Yön	Çift
Yön				
(sk)	Kanatlar arası uzaklık mm	3.49	3.49	2.47
(Sm)	Kanat kalınlığı mm	0.89	0.89	0.89

(h)	Kanat Yüksekliği	mm	31	31	31
(Qv)	Isı iletim miktarı	kcal/h	8800	8800	8800
(Uv)	Katsayı "U"	kcal/m ² h°C	1080	1080	1080
	Özgül hava miktarı	kg/m ² s	47	2x47	2x29.5
	Hava verdisi	kg/s	0.212	0.424	0.231
(tr)	Hava sıcaklık artışı	C°	48	24	44
	Toplan basınç kaybı	mmSS	263	134	97
(Nv)	Soğutma için gerekli	%güç	0.683	0.700	0.276



Şekil 61. Tatra 603 motorunda silindirin arka cidarına yardımcı soğutma havası gönderilmesi. (Anthony, 1993)

4.1.3 Soğutma İçin Gerekli Güç

Eski taşıtlarda su soğutmalı motorların radyatörleri için taşıtın önünde yeteri kadar geniş alan bırakılması sebebiyle taşıt seyrederken radyatöre kendiliğinden giren havaya vantilatörün yardımcı olması, soğutma için fazla bir güç gerektirmemektedir. Öte yandan, eski tip hava soğutmalı motorların vantilatörlerinin gerektiği kadar uygun dizayn edilmemiş olmaları ve soğutma havasını dolaştırılmasında vantilatör gücünü arttırıcı sebeplerin fazlalığı, soğutma için gerekli gücün su soğutmalı motorlardan daha fazla olmasına sebep olmaktaydı. Günümüzde taşıt dizaynında aerodinamik form ve bağlı olarak taşıta etki eden hava direncinin olanaklar içinde azaltılması uygulanan temel yoldur. Taşıtın

seyri esnasında tabii olarak radyatörden sirküle eden hava, taşıta hissedilebilir bir direnç yarattığından radyatörün soğutulmasında ağırlık vantilatörün bastığı hava ile sağlamaktadır. Doğal olarak daha fazla hava basan vantilatörün güç gereksinmesi de artmaktadır.

Difüzörlü aksenel vantilatörlerin hava soğutmalı motorlardan yüksek basınçlarda bile çalıştırılmaları halinde ekonomiklikleri oldukça iyidir. Bununla birlikte uygulamada 200 mmSS'den yüksek vantilatör basınçlarına pek rastlanmamaktadır. Soğutma havası sıcaklığının yükseltilmesi halinde, her soğutma havasından su soğutmalılara göre daha iyi kullanılması sağlanmıştır. Günümüzde soğutma için güç gereksinimleri hava ve su soğutmalı motorlarda aşağı yukarı birbirlerine denk olup, ortalama değer olarak motor efektif gücünün %5-8'i arasında değişmektedir.

Hava soğutma yüzeyi

Silindir tipli soğutma kanatçıkları için deneysel veriler sonucu elde edilen

Silindir kanatçıkları sıcaklığı

Alüminyum alaşımlar 403-423 (K)

Dökme demir 403-453 (K)

Silindir kafası kanatçık sıcaklığı

Alüminyum alaşımlar 243-473 (K)

Dökme demir 433-503 (K) olmalıdır.

4.2 Su Soğutma Sistemlerinin Dizaynı

Motorlarda kullanılan soğutma sistemleri, oluşan ısıyı motordan dışarı atar ve böylelikle sistemin istenilen sıcaklığında ve performansında çalışmasını sağlar. Isının büyük bir kısmı soğutma sistemi tarafından absorbe edilmektedir. Bunun yanında yağlama sisteminin ve çevrenin de azda olsa soğutma üzerine etkisi vardır.

Orta dereceli soğutmaya ihtiyaç duyulan otomobil ve traktör motorlarında sıvı yada hava soğutmalı sistemler tercih edilir. Sıvı soğutmalı sistemlerde akışkan olarak su yada yüksek kaynama sıcaklığına sahip maddeler kullanılırken hava soğutmalı sistemlerde soğutucu akışkan olarak hava kullanılır.

Hava ve su soğutmalı sistemlerden beklenen en önemli özellik yüksek süpürme kapasitelerinde olmalarıdır. Ayrıca motor gücü ve hacmi arasındaki orana göre soğutma sisteminin hacmi bir litreden az olmamalıdır.

Soğutma sistemlerinin yeterliliği sistemin motordan belli bir zaman diliminde aktardığı ısı miktarına oranlanarak belirlenir.

Soğutma suyunun etkinliği ise bazı bakım ve konstrüksiyon faktörlerine bağlıdır. Motor devir sayısının, soğutma suyu sıcaklığının ve hava hareketlerinin artmasıyla birlikte Q_w azalır. Soğutma yüzeyi ve strok – boru oranı arttıkça artar.

Sıvı soğutma sisteminin kapasitesi, kullanılan su pompasının boyutlarına, radyatör soğutma yüzeyine ve fan seçimine bağlıdır.

Su pompası; soğutma sistemine sürekli su devir daimini sağlamak için kullanılmaktadır. Genellikle otomobil traktör motorlarında tek emişli merkezkaç tipi pompalar kullanılmaktadır. Pompa kapasiteleri genellikle pompaların emiş hacimlerine göre tanımlanır.

Pompanın konstrüksiyonu yapılırken α_2 açısı $8 - 12^\circ$, β_2 açısı ise $12-50^\circ$ arası seçilir. β_2 değerinin artması pompa basıncının da artmasını sağlamaktadır ki radyal pompalarda bu açı 90° olmaktadır. Fakat β_2 açısındaki artış miktarı aynı oranda da pompa veriminin düşmesine sebep olmaktadır.

Pompa Giriş Gücü

Burada η_m pompa mekanik verimi göstermekte olup 0,7 – 0.9 arası alınmaktadır. Nwp gücü %0,5 ile 1 arası bir değerde motor gücü harcamaktadır.

Radyatör

Radyatörler, suyun motorun sıcak bölümlerindeki ısıyı aldıktan sonra hava tarafından soğutulmaları esasına göre çalışan ısı değiştirgeçleridir. Radyatörlerin hesabı , yüzeyinin ısını taşıyan radyatör içinde dolaşan soğutma havasına dayanır.

İletkenlik katsayısı

Otomobil için : 140 – 180 arası

Kamyon, traktör için : 80 – 100 arası

Radyatöre giden su miktarı

Otomobil ve kamyon motorlarında T_{wm} değeri 358 – 365 °K arasındadır.

Radyatörden geçen hava miktarı

Soğutma Fanı

Soğutma fanının amacı, havanın radyatörden ısı taşıbilmesi için istenilen şartlarda tutulmasını sağlamaktır.

Fan seçiminde, fan kapasitesinin yanında, göz önünde bulundurulması gereken diğer önemli bir özellikte radyatör deşarj tarafındaki hava direncidir. Sistemde önemli bir yer tutan bu direnç titreşimler ve lokal kayıplar sonucu ortaya çıkmaktadır. Otomobil ve traktör motorlarında soğutucu hava akış direnci $\Delta p_{fr} = 600-1000 P_a$ arası seçilmelidir.

Aynı zamanda, fan giriş gücü ve fan büyüklüğü, fan kapasitesine ve Δp_{fr} değeri esas alınarak hesaplanmalıdır.

η_f : fan verimi aksenal akışlı fanlarda 0.32 – 0.40, döküm fanlarda 0.55 – 0.65 değerleri arasındadır..

Radyatör dizayn parametreleri esas alındığında; hava soğutma gücü verimi $K_L = 1$ alınmalıdır.

F_f : fan kanatları yüzeyi m^2 , f t.f radyatör kanalları ön yüzeyi m^2 radyatör yüzeyinin kare olmasına dikkat edilmelidir.

Burada ϕ_b kanat şekline bağlı olan bir katsayıdır. Düz kanatlarda 2.28 – 3.5 arası, eğik kanatlarda 2.2 – 2.9 arası değerlerde alınır. Q_a : kg / m^3 parametrelerine bağlı hava özgül ağırlığıdır.

5. SOĞUTMA SİSTEMLERİ HESAPLARI

5.1 Hava Soğutmalı Sistemlerin Hesabı

5.1.1 Soğutma Kanatlarının Hesabı

Transfer edilen ısı

$$Q: q . t . \Delta F \quad (\text{kcal/h}) \quad (5.1.1)$$

(MURAT T, 2000)

Ortalama Isı Transfer Katsayısı

$$q = 1.18 (1 + 0.0075 Ts) v_s n \text{ (kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C)} \quad (5.1.2)$$

n: Akış şartlarına bağlı katsayı (0,7 — 0.76)
(MURAT T, 2000)

Soğutma Kanatlarından İletilen Isı

$$U = q/t \quad [2/a (L + h/2R_k \tan h a.h' + m_k)] \text{ (m}^2\text{h}^\circ\text{C)} \quad (5.1.3)$$

$$a = \frac{g \cdot P}{\lambda \cdot S_m} \quad (5.1.3.1)$$

$$h' = h + \frac{S_t}{2} \quad (5.1.3.2)$$

$$\eta = \frac{\tanh(a.h')}{a.h'} \quad (5.1.3.3)$$

(György Sitkei)

Kanatlar arası serbest akış alanı

$$Fc = \frac{10 \cdot h \cdot m_k}{Sm + m_k} \quad (cm^2) \quad (5.1.4)$$

$$V = Fc \cdot v_s \quad (5.1.5)$$

Transfer edilen ısı

$$QV = \frac{U \cdot t}{100} \left[\frac{\text{kcal}}{dm_2 h} \right] \quad (5.1.6)$$

Kanatlar arasından geçen havanın ısınması sonucu ortaya çıkan sıcaklık artışı

$$tr = \frac{Q_v}{V \cdot cp} \quad (5.1.7)$$

Soğutma Havaıı Sevki İçin Gerekli Güç

$$N_v = \frac{Vh\Delta p}{75 \cdot \eta} \quad (\text{BG}) \quad (5.1.8)$$

Fan Kapasitesi

$$G_a = \frac{Q_a}{C_a (T_{dış,a} - T_{i,a}) \rho_a} \quad (\text{kg/s}) \quad (5.1.9)$$

$T_{i,a} = 263 \text{ }^\circ\text{K}$ soğutma havaıının soğutma kanatçıklarına giriş sıcaklığı

$T_{dış,a} = 373 \text{ }^\circ\text{K}$ soğutma havaıının soğutma kanatçıklarına çıkış sıcaklığı

$$F_{silindir} = \frac{Q_{silindir}}{K_a (T_{sil,r} - T_{i,a})} \quad m^2 \quad (5.1.10)$$

Isı transfer katsayısı

$$k_a = 1.37 (1 + 0.0075 T_m) (w_a / 0.278)^{0.73} \quad (\text{W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}) \quad (5.1.11)$$

Silindir kanal boşluklarındaki ve silindir kafasındaki hızlar

$$D = 75 - 125 \text{ mm için } 20 - 50 \quad (\text{m / s})$$

$$D = 125 - 150 \text{ mm için } 50 - 60 \quad (\text{m/s})$$

$$F_{\text{silindir kafası}} = \frac{Q_{\text{silindir kafası}}}{K_a (T_{f,r} - T_{i,a})} \quad (\text{m}^2) \quad (5.1.12)$$

5.2 Su Soğutmalı Sistemlerinin Hesabı

Su Soğutmalı Sistemlerde Taşınan Isı

$$Q_w = \frac{G_w \cdot C_w}{T_{d\dot{p}w} - T_{i\dot{p}w}} \left(\frac{J}{\text{kg}^\circ K} \right) \quad (5.2.)$$

C_w : Suyun özgül ısısı : 4187 J/kg^{°K}

5.2.1 Su Pompası Hesabı

Pompa Kapasitesi

$$G_{1,d} = G_1 / \eta_v \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) \quad (5.2.1.1)$$

$\eta_v = 0.8-0.9$ arası

Su Devir Daim Miktarı

$$G_1 = Q_w / c_1 \cdot q_1 \cdot \Delta T_1 \quad \left(\frac{m^3}{s} \right) \quad (5.2.1.2)$$

Pompa giriş kesitinin istenilen su miktarını sağlayabilmesi için gereken hesaplar

$$\frac{G_1 \cdot d}{V_1} \pi \cdot (r_1^2 - r_0^2) \left(\frac{m^3}{s} \right) \quad (5.2.1.3)$$

$$r_1 = \sqrt{(G_1 \cdot d / \pi v_1) + r_0^2} \quad (m) \quad (5.2.1.4)$$

Suyun Çıkıştaki Çevresel Hızı (U_2)

$$u_2 = \sqrt{1 + (ana2 \cdot c_0 + 9\beta) \sqrt{P_1 / q_1 \eta h}} \quad (5.2.1.5)$$

P_1 : 5 - 15104 arasında

P_a : pompa basıncı

η_h : 0,6 - 0.7 arasında hidrolik verim

Pompa Çıkış Çapı (r_2)

$$r_2 = \frac{30 \cdot u_2}{\pi \cdot n_{wp}} = \frac{u_2}{W_{wp}} \quad (5.2.1.6)$$

Suyun Girişteki Çevresel Hızı

$$\frac{u_1}{r_1} = \frac{u_2}{r_2} \quad u_1 = \frac{r_1 \cdot u_2}{r_2} \quad (\text{m/s}) \quad (5.2.1.7)$$

V_1 ve u_1 hızları arasında $\alpha_1 = 90^\circ$

$$\tan \beta_1 = - \frac{V_1}{u_1} \quad (5.2.1.8)$$

Giriş Kanat Genişliği;

$$b_1 = \frac{G_1 \cdot d}{[2\pi r_1 - (z S_1 / \sin \beta_1)] V_1} \quad (\text{m}) \quad (5.2.1.9)$$

Çıkış Kanat Genişliği

$$b_2 = \frac{G_2 \cdot d}{[2\pi r_2 - (z S_2 / \sin \beta_2)] V_2} \quad (\text{m}) \quad (5.2.1.10)$$

Z : 3 - 8 arasında alınır. (pompa tahrik kanatı sayısı)

$$b_1 = 0,0010 - 0,035$$

arası alınır.

$$b_2 = 0,004 - 0,0025$$

Pompa Giriş Gücü

$$N_{w.p} = \frac{G_{1d} \cdot P_1}{1000 \cdot \eta m} \quad (\text{kw}) \quad (5.2.1.11)$$

η_m : Pompa mekanik verimi (0,7 – 0,9)

5.2.2 Radyatör Hesabı

Radyatör Soğutma Yüzeyi

$$F = \frac{Q_w}{k.(T_{wm} - T_{am})} \text{ (m}^2\text{)} \quad (5.2.2.1)$$

İletkenlik katsayısı

$$k = \frac{1}{1/a_w + \rho_1 + 1/a_0} \text{ (W/m}^2 \text{ °K)} \quad (5.2.2.2)$$

Otomobil için : 140 – 180 arası

Kamyon, traktör için : 80 – 100 arası

Radyatöre Giden Su Miktarı

$$G_1 = Q_w / [v_1 (T_{içw} - T_{dışw})] \text{ (Kg/s)} \quad (5.2.2.3)$$

$\Delta T_w = T_{içw} - T_{dışw} = 353\text{-}368$ arası (°K)

$$T_{wm} = \frac{T_{içw} + T_{dışw}}{2} = \frac{T_{içw} + (T_{içw} - \Delta T_w)}{2} \quad (5.2.2.4)$$

Otomobil ve kamyon motorlarında $T_{wm} = 358 - 365$ °K

Radyatörden Geçen Hava Miktarı

$$G_a = \frac{Q_a}{[W_a(T_{dış} - T_{iça})]} \left(\frac{kg}{s} \right) \quad (5.2.2.5)$$

Radyatör kanallarının içindeki havanın sıcaklık değişimi

$$T_{dış} - T_{iça} : \Delta T_a = 20 - 30 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_{am} = \frac{T_{iça} + T_{dış}}{2} = \frac{T_{iça} + (T_{iça} - \Delta T_a)}{2} \quad (^\circ\text{K}) \quad (5.2.2.6)$$

Radyatör soğutma yüzeyi

$$F = \frac{Q_w}{k.(T_{wm} - T_{am})} \quad (5.2.2.7)$$

$$T_{wm} = \frac{T_{içw} + (T_{içw} + \Delta T_w)}{2} \quad (5.2.2.8)$$

$$T_{am} = \frac{T_{iça} + (T_{iça} + \Delta T_a)}{2} \quad (5.2.2.9)$$

$T_{iça}$: radyatöre giren hava sıcaklığı = 313 K alınır.

5.2.3 Soğutma Fanı Hesabı

Fan Kapasitesi

$$G_a = \frac{Q_a}{\rho_a \cdot c_a \cdot \Delta T_w} \quad \left(\frac{m^3}{s} \right) \quad (5.2.3.1)$$

Soğutucu Fan Giriş Gücü

$$N_{fan} = \frac{G_a \cdot \Delta p_{fr}}{\eta_f \cdot 1000} \quad (\text{kw}) \quad (5.2.3.2)$$

Δp_{fr} : Soğutucu akışkan direnci (otomobil ve traktör motorlarında 600 – 1000 Pa arası)

η_f : Fan verimi (0.32 – 40) arası ... aksenel akışlı fanlarda

η_f : Fan verimi (0,55-0,65)arasıdöküm fanlarda

Soğutucu hava katsayısı

$$K_L = \frac{F \cdot f}{F_{tf}} = 1 \quad (5.2.3.3)$$

Fan Ölçüleri

$$D_{fan} = 2 \cdot \sqrt{F_{tf} / \pi} \quad (\text{m}) \quad (5.2.3.4)$$

$$F_{tf} = \frac{G_a}{w_a} \quad (\text{m}^2) \quad (5.2.3.5)$$

W_{α} : Araç hızına bağlı radyatörün yüzeyine gelen hava hızı : 6 – 24 (m/s)

Çevresel Hız

$$u = \varphi_b \sqrt{\Delta P_{fr} \cdot q_a} \quad (\text{m/s}) \quad (5.2.3.6)$$

u : 70 – 100 (m/s)

φ_b kanat şekline bağlı olan bir katsayıdır. Düz kanatlarda 2.28 – 3.5 arası, eğik kanatlarda 2.2 – 2.9 arası değerlerde alınır.

Fan Hızı

$$n_{fan} = 60 \cdot u \cdot (\pi \cdot D_{fan}) \quad (\text{dev/dak}) \quad (5.2.3.7)$$

6.ÖRNEK MOTORLARDA SOĞUTMA SİSTEMLERİ HESAP UYGULAMASI

Bu hesaplamalar Visual Basic hesap programı ile yapılmış olup program hesap sonuçları

aşağıda sunulmuştur.

6.1 Mazda 1.4 Mzı Soğutma Sistemi

Motor Özellikleri

Silindir Hacmi	: 1388 (cc)
Silindir Sayısı	: 4
Silindir Çapı	: 7.6 cm
Sıkıştırma Oranı	:11(3)
Maksimum Güç	: 80 hp
Maksimum Tork	:124 Nm
Maksimum Devir	: 5280 (d/d)



6.1.1 Mazda 1.4 MZI Motorunda Su Yardımıyla Taşınan Isı Miktarı Hesabı

Mazda 1.4 MZI Motorundan Su Yardımıyla Taşınan Isı Miktarı (Qw) Hesabı

(e) Karşıdaki Karbon Yüzdesi	0,85	Hesapla	(f) Silindir Sayısı	4
(h) Karşıdaki Hidrojen Yüzdesi	0,15		Çıkış	(B) Silindir Çapı (cm)
(s) Karşıdaki Kükürt Yüzdesi	0	SONUÇ	(n) Devir Sayısı (devir/dakika)	5280
(g) Karşıdaki Oksijen Yüzdesi	0		(m) Güç Katsayısı	0,65
(w) Havanın Nem Miktarı	0	(Lo) 1 Kg Yakıtı Yakmak İçin Gerekli Olan Hava Miktarı (kmol hava/kg yakıt)	0,5208	
(λ) Hava Fazlalık Katsayısı	0,95	(Hu) Yakıtın Alt Isıl Değeri (kJ/kg)	44275	
(k) Oran Faktörü	0,5	(ΔHu) Yanmağı Yakıtın Isı Kaybı (kJ/kg)	3123,498	

54590,4688 (J/s)

Not: Oranlar açılan motorla ilgili, vergisel olarak kullanılmamıştır.

Şekil 62.Su Yardımıyla Taşınan Isı Miktarı Hesabı

6.1.2 Mazda 1.4 MZI Motorunda Su Pompası Hesabı

Mazda 1.4 MZI Su Pompası Hesabı

(Q_w) Motordan Su Yardımıyla Taşınan Isı Miktarı (J/s)

(ΔT_L) Sirkülasyondaki Su Sıcaklık Değişimi (K)

(P1) Pompa Tarafından Oluşturulan Basınç (Pa)

(nwp) Pompa Hızı (d/dak)

(α_2) v2, u2 hızları arasındaki Aç (derece)

(β_2) u2, w2 hızları arasındaki Aç (derece)

(η_v) Pompa Volumetrik Verimi

Not: Ondalık sayıları nokta değil, virgül olarak kullanmalısınız.

İşleç

(G1) Su Döngüsü Miktarı (m3/s)

(G1d) Pompa Kapasitesi (m3/s)

(r1) Giriş Tahrik Çapı (m)

(U2) Çevresel Su Akış Hızı (m/s)

(r2) Çıkış Tahrik Çapı (m)

(U1) Giriş Tahrik Hızı (m/s)

(b1) Girişteki Kanat Genişliği (m)

(vr) Çıkıştaki Radyal Akış Hızı Hesabı (m/s)

(b2) Çıkış Kanat Genişliği (m)

(Nwp) Pompa Giriş Gücü (kW)

(η_h) Pompa Hidrolik Verimi

(V1) Pompa Giriş Hızı (m/s)

(z) Pompa Tahrik Kanadı Sayısı

(S1) Giriş Kanat Kalınlığı (m)

(S2) Çıkış Kanat Kalınlığı (m)

Beta Açısı

Hesapla

Çıkış

SONUÇ

0.0012

Sabit Değerler:

- (g) Suyun Özgül Ağırlığı: 1000 kg/m³
- (c1) Suyun Özgül Isısı: 4187 J/kg.K
- (a1) Açısı: 90 derece
- Girişteki Kanat Genişliği değeri istenirse Beta açısı hesaplanır.

Şekil 63. Su Döngüsü Miktarı Hesabı

Mazda 1.4 MZI Su Pompası Hesabı

(Qw) Motordan Su Yardımıyla Taşınan Isı Miktarı (J/s)
54590

(ΔT_f) Sirkülasyondaki Su Sıcaklık Değişimi (K)
11

(P1) Pompa Tarafından Oluşturulan Basınç (Pa)
115000

(nwp) Pompa Hızı (d/dak)
4800

(α_2) v2. u2 hızları arasındaki Aç (derece)
12

(β_2) u2. w2 hızları arasındaki Aç (derece)
45

(T_{p1}) Pompa Volumetrik Verimi
0,85

Not: Ondalık sayıları nokta değil virgül olarak kullanmalısınız.

İşleç

(G1) Su Döngüsü Miktarı (m3/s)
 (G1d) Pompa Kapasitesi (m3/s)
 (r1) Giriş Tahrik Çapı (m)
 (U2) Çevresel Su Akış Hızı (m/s)
 (r2) Çıkış Tahrik Çapı (m)
 (U1) Giriş Tahrik Hızı (m/s)
 (b1) Girişteki Kanat Genişliği (m)
 (v1) Çıkıştaki Radyal Akış Hızı Hesabı (m/s)
 (b2) Çıkış Kanat Genişliği (m)
 (Nwp) Pompa Giriş Gücü (kW)

Hesapla

Çıkış

SONUÇ
0.0014

(T_{p2}) Pompa Hidrolik Verimi
0,7

(V1) Pompa Giriş Hızı (m/s)
1,7

(z) Pompa Tahrik Kanadı Sayısı
4

(S1) Giriş Kanat Kalınlığı (m)
0,003

(S2) Çıkış Kanat Kalınlığı (m)
0,003

Beta Açısı
[]

Sabit Değerler:
- (q) Suyun Özgül Ağırlığı: 1000 kg/m³
- (G1) Suyun Özgül Isısı: 4187 J/kg K
- (a1) Açın: 90 derece
- Çıkıştaki Kanat Genişliği değeri istenirse Beta açısı hesaplanır.

Şekil 64. Pompa Kapasitesi Hesabı

Mazda 1.4 MZI Su Pompası Hesabı

(Qw) Motordan Su Yardımıyla Taşınan Isı Miktarı (J/s)
54890

(ΔT_f) Sirkülasyondaki Su Sıcaklık Değişimi (K)
11

(P1) Pompa Tarafından Oluşturulan Basınç (Pa)
115000

(nwp) Pompa Hızı (d/dak)
4800

(α_2) v2. u2 hızları arasındaki Aç (derece)
12

(β_2) u2. w2 hızları arasındaki Aç (derece)
45

(T_{p1}) Pompa Volumetrik Verimi
0,85

Not: Ondalık sayıları nokta değil virgül olarak kullanmalısınız.

İşleç

(G1) Su Döngüsü Miktarı (m3/s)
 (G1d) Pompa Kapasitesi (m3/s)
 (r1) Giriş Tahrik Çapı (m)
 (U2) Çevresel Su Akış Hızı (m/s)
 (r2) Çıkış Tahrik Çapı (m)
 (U1) Giriş Tahrik Hızı (m/s)
 (b1) Girişteki Kanat Genişliği (m)
 (v1) Çıkıştaki Radyal Akış Hızı Hesabı (m/s)
 (b2) Çıkış Kanat Genişliği (m)
 (Nwp) Pompa Giriş Gücü (kW)

Hesapla

Çıkış

SONUÇ
0.0187

(T_{p2}) Pompa Hidrolik Verimi
0,7

(V1) Pompa Giriş Hızı (m/s)
1,7

(z) Pompa Tahrik Kanadı Sayısı
4

(S1) Giriş Kanat Kalınlığı (m)
0,003

(S2) Çıkış Kanat Kalınlığı (m)
0,003

Beta Açısı
[]

Sabit Değerler:
- (q) Suyun Özgül Ağırlığı: 1000 kg/m³
- (G1) Suyun Özgül Isısı: 4187 J/kg K
- (a1) Açın: 90 derece
- Çıkıştaki Kanat Genişliği değeri istenirse Beta açısı hesaplanır.

Şekil 65. Giriş Tahrik Çapı Hesabı

Mazda 1.4 MZI Su Pompası Hesabı

(Q_w) Motordan Su Yardımıyla Taşınan Isı Miktarı (J/s)
54890

(ΔT_1) Sirkülasyondaki Su Sıcaklık Değişimi (K)
11

(P1) Pompa Tarafından Oluşturulan Basınç (Pa)
115000

(nwp) Pompa Hızı (d/dak)
4800

(α_2) w2, u2 hızları arasındaki Aç (derece)
12

(β_2) u2, w2 hızları arasındaki Aç (derece)
45

(τ_p) Pompa Volumetrik Verimi
0,85

Not: Ondalık sayıları nokta değil, virgül olarak kullanılmaktadır.

İşleç

(G1) Su Döngüsü Miktarı (m³/s)
 (G1d) Pompa Kapasitesi (m³/s)
 (f1) Giriş Tahrik Çapı (m)
 (U2) Çevresel Su Akış Hızı (m/s)
 (r2) Çıkış Tahrik Çapı (m)
 (U1) Giriş Tahrik Hızı (m/s)
 (b1) Giriş Kanat Genişliği (m)
 (v) Çıkıştaki Radyal Akış Hızı Hesabı (m/s)
 (b2) Çıkış Kanat Genişliği (m)
 (Nwp) Pompa Giriş Gücü (kW)

Hesapla
Çıkış

SONUÇ
14,114

(τ_p) Pompa Hidrolik Verimi
0,7

(V1) Pompa Giriş Hızı (m/s)
1,7

(z) Pompa Tahrik Kanadı Sayısı
4

(S1) Giriş Kanat Kalınlığı (m)
0,003

(S2) Çıkış Kanat Kalınlığı (m)
0,003

Beta Açısı
[]

Sabit Değerler:

- (g) Suyun Özgül Ağırlığı: 1000 kg/m³
- (c1) Suyun Özgül Isısı: 4187 J/kg K
- (a1) Açısı: 90 derece
- Giriş Kanat Genişliği değeri istenirse Beta açısı hesaplanır.

Şekil 66. Çevresel Su Akış Hızı Hesabı

Mazda 1.4 MZI Su Pompası Hesabı

(Q_w) Motordan Su Yardımıyla Taşınan Isı Miktarı (J/s)
54890

(ΔT_1) Sirkülasyondaki Su Sıcaklık Değişimi (K)
11

(P1) Pompa Tarafından Oluşturulan Basınç (Pa)
115000

(nwp) Pompa Hızı (d/dak)
4800

(α_2) w2, u2 hızları arasındaki Aç (derece)
12

(β_2) u2, w2 hızları arasındaki Aç (derece)
45

(τ_p) Pompa Volumetrik Verimi
0,85

Not: Ondalık sayıları nokta değil, virgül olarak kullanılmaktadır.

İşleç

(G1) Su Döngüsü Miktarı (m³/s)
 (G1d) Pompa Kapasitesi (m³/s)
 (f1) Giriş Tahrik Çapı (m)
 (U2) Çevresel Su Akış Hızı (m/s)
 (r2) Çıkış Tahrik Çapı (m)
 (U1) Giriş Tahrik Hızı (m/s)
 (b1) Giriş Kanat Genişliği (m)
 (v) Çıkıştaki Radyal Akış Hızı Hesabı (m/s)
 (b2) Çıkış Kanat Genişliği (m)
 (Nwp) Pompa Giriş Gücü (kW)

Hesapla
Çıkış

SONUÇ
0,0255

(τ_p) Pompa Hidrolik Verimi
0,7

(V1) Pompa Giriş Hızı (m/s)
1,7

(z) Pompa Tahrik Kanadı Sayısı
4

(S1) Giriş Kanat Kalınlığı (m)
0,003

(S2) Çıkış Kanat Kalınlığı (m)
0,003

Beta Açısı
[]

Sabit Değerler:

- (g) Suyun Özgül Ağırlığı: 1000 kg/m³
- (c1) Suyun Özgül Isısı: 4187 J/kg K
- (a1) Açısı: 90 derece
- Giriş Kanat Genişliği değeri istenirse Beta açısı hesaplanır.

Şekil 67. Çıkış Tahrik Çapı Hesabı

Mazda 1.4 MZI Su Pompası Hesabı

(Qw) Motordan Su Yardımıyla Taşınan Isı Miktarı (J/s)
54890

(ΔT_1) Sızdırmazlıyandaki Su Sıcaklık Değişimi (K)
11

(P1) Pompa Tarafından Oluşturulan Basıncı (Pa)
115000

(nwp) Pompa Hızı (d/dak)
4800

(α_1) v2, u2 hızları arasındaki Aç (derece)
12

(β_2) u2, w2 hızları arasındaki Aç (derece)
45

(η_p) Pompa Volumetrik Verimi
0,85

Not: Ondalık sayıları nokta değil, virgül olarak kullanmalısınız.

İşlec

(G1) Su Döngüsü Miktarı (m³/s)
 (G1d) Pompa Kapasitesi (m³/s)
 (r1) Giriş Tahrik Çapı (m)
 (U2) Çevresel Su Akış Hızı (m/s)
 (z2) Çıkış Tahrik Çapı (m)
 (U1) Giriş Tahrik Hızı (m/s)
 (b1) Girişteki Kanat Genişliği (m)
 (vr) Çıkıştaki Radyal Akış Hızı Hesabı (m/s)
 (b2) Çıkış Kanat Genişliği (m)
 (Nwp) Pompa Giriş Gücü (kW)

Hesapla

Çıkış

SONUÇ
9,3779

(η_h) Pompa Hidrolik Verimi
0,70

(V1) Pompa Giriş Hızı (m/s)
1,7

(z) Pompa Tahrik Kanat Sayısı
4

(S1) Giriş Kanat Kalınlığı (m)
0,003

(S2) Çıkış Kanat Kalınlığı (m)
0,003

Beta Açısı

Sabit Değerler:
- (g) Suyun Özgül Ağırlığı: 1000 kg/m³
- (c1) Suyun Özgül İsm: 4187 J/kg.K
- (a1) Açısı: 90 derece
- Girişteki Kanat Genişliği değeri istenirse Beta açısı hesaplanır.

Şekil 68. Giriş Tahrik Hızı Hesabı

Mazda 1.4 MZI Su Pompası Hesabı

(Qw) Motordan Su Yardımıyla Taşınan Isı Miktarı (J/s)
54890

(ΔT_1) Sızdırmazlıyandaki Su Sıcaklık Değişimi (K)
11

(P1) Pompa Tarafından Oluşturulan Basıncı (Pa)
115000

(nwp) Pompa Hızı (d/dak)
4800

(α_1) v2, u2 hızları arasındaki Aç (derece)
12

(β_2) u2, w2 hızları arasındaki Aç (derece)
45

(η_p) Pompa Volumetrik Verimi
0,85

Not: Ondalık sayıları nokta değil, virgül olarak kullanmalısınız.

İşlec

(G1) Su Döngüsü Miktarı (m³/s)
 (G1d) Pompa Kapasitesi (m³/s)
 (r1) Giriş Tahrik Çapı (m)
 (U2) Çevresel Su Akış Hızı (m/s)
 (z2) Çıkış Tahrik Çapı (m)
 (U1) Giriş Tahrik Hızı (m/s)
 (b1) Girişteki Kanat Genişliği (m)
 (vr) Çıkıştaki Radyal Akış Hızı Hesabı (m/s)
 (b2) Çıkış Kanat Genişliği (m)
 (Nwp) Pompa Giriş Gücü (kW)

Hesapla

Çıkış

SONUÇ
0,0163

(η_h) Pompa Hidrolik Verimi
0,7

(V1) Pompa Giriş Hızı (m/s)
1,7

(z) Pompa Tahrik Kanat Sayısı
4

(S1) Giriş Kanat Kalınlığı (m)
0,003

(S2) Çıkış Kanat Kalınlığı (m)
0,003

Beta Açısı
10,2748

Sabit Değerler:
- (g) Suyun Özgül Ağırlığı: 1000 kg/m³
- (c1) Suyun Özgül İsm: 4187 J/kg.K
- (a1) Açısı: 90 derece
- Çıkıştaki Kanat Genişliği değeri istenirse Beta açısı hesaplanır.

Şekil 69. Girişteki Kanat Genişliği Hesabı

Mazda 1.4 MZI Su Pompası Hesabı

[Qw] Motordan Su Yardımıyla Taşınan Isı Miktarı [J/s]
54890

(ΔT_1) Sirkülasyondaki Su Sıcaklık Değişimi (K)
11

[P1] Pompa Tarafından Oluşturulan Basınç [Pa]
115000

[nwp] Pompa Hızı [d/dak]
4800

(α_1) v2, u2 hızları arasındaki Aç (derece)
12

(β_2) u2, w2 hızları arasındaki Aç (derece)
45

(η_p) Pompa Volumetrik Verimi
0,85

Not: Ondalık sayıları nokta değil, virgöl olarak kullanmalısınız.

İşleç

(G1) Su Döngüsü Miktarı (m³/s)
 (G1d) Pompa Kapasitesi (m³/s)
 (l1) Giriş Tahrik Çapı (m)
 (U2) Çevresel Su Akış Hızı (m/s)
 (r2) Çıkış Tahrik Çapı (m)
 (U1) Giriş Tahrik Hızı (m/s)
 (b1) Girişteki Kanat Genişliği (m)
 (v) Çıkıştaki Radyal Akış Hızı Hesabı (m/s)
 (b2) Çıkış Kanat Genişliği (m)
 [Nwp] Pompa Giriş Gücü (KW)

Hesapla
Çıkış

SONUÇ
2,7244

(η_h) Pompa Hidrolik Verimi
0,70

[V1] Pompa Giriş Hızı (m/s)
1,7

[z] Pompa Tahrik Kanadı Sayısı
4

[S1] Giriş Kanat Kalınlığı (m)
0,003

[S2] Çıkış Kanat Kalınlığı (m)
0,003

Beta Açısı
10,2749

Sabit Değerler:
- (g) Sayın Özgül Ağırlığı: 1000 kg/m³
- (c1) Sayın Özgül İsmi: 4187 J/kg.K
- (a1) Açın: 90 derece
- Çıkıştaki Kanat Genişliği değeri istenirse Beta açısı hesaplanır.

Şekil 70. Çıkıştaki Radyal Akış Hızı Hesabı

Mazda 1.4 MZI Su Pompası Hesabı

[Qw] Motordan Su Yardımıyla Taşınan Isı Miktarı [J/s]
54890

(ΔT_1) Sirkülasyondaki Su Sıcaklık Değişimi (K)
11

[P1] Pompa Tarafından Oluşturulan Basınç [Pa]
115000

[nwp] Pompa Hızı [d/dak]
4800

(α_1) v2, u2 hızları arasındaki Aç (derece)
12

(β_2) u2, w2 hızları arasındaki Aç (derece)
45

(η_p) Pompa Volumetrik Verimi
0,85

Not: Ondalık sayıları nokta değil, virgöl olarak kullanmalısınız.

İşleç

(G1) Su Döngüsü Miktarı (m³/s)
 (G1d) Pompa Kapasitesi (m³/s)
 (l1) Giriş Tahrik Çapı (m)
 (U2) Çevresel Su Akış Hızı (m/s)
 (r2) Çıkış Tahrik Çapı (m)
 (U1) Giriş Tahrik Hızı (m/s)
 (b1) Girişteki Kanat Genişliği (m)
 (v) Çıkıştaki Radyal Akış Hızı Hesabı (m/s)
 (b2) Çıkış Kanat Genişliği (m)
 [Nwp] Pompa Giriş Gücü (KW)

Hesapla
Çıkış

SONUÇ
0,0007

(η_h) Pompa Hidrolik Verimi
0,7

[V1] Pompa Giriş Hızı (m/s)
1,7

[z] Pompa Tahrik Kanadı Sayısı
4

[S1] Giriş Kanat Kalınlığı (m)
0,003

[S2] Çıkış Kanat Kalınlığı (m)
0,003

Beta Açısı
10,2749

Sabit Değerler:
- (g) Sayın Özgül Ağırlığı: 1000 kg/m³
- (c1) Sayın Özgül İsmi: 4187 J/kg.K
- (a1) Açın: 90 derece
- Çıkıştaki Kanat Genişliği değeri istenirse Beta açısı hesaplanır.

Şekil 71. Çıkış Kanat Genişliği Hesabı

Mazda 1.4 MZI Su Pompası Hesabı

(Q_w) Motordan Su Yardımıyla Taşınan Isı Miktarı (J/s)

(ΔT_1) Sirkülasyondaki Su Sıcaldık Değişimi (K)

(P1) Pompa Tarafından Oluşturulan Basınç (Pa)

(nwp) Pompa Hızı (d/dak)

(α_2) v2, u2 hızları arasındaki Aç (derece)

(β_1) u2, w2 hızları arasındaki Aç (derece)

(η_p) Pompa Volumetrik Verimi

Not: Ondalık sayıları nokta değeriyle virgül olarak kullanmamızız.

İşleç

(G1) Su Döngüsü Miktarı (m³/s)

(G1d) Pompa Kapasitesi (m³/s)

(r1) Giriş Tahrik Çapı (m)

(U2) Çevresel Su Akış Hızı (m/s)

(i2) Çıkış Tahrik Çapı (m)

(U1) Giriş Tahrik Hızı (m/s)

(b1) Girişteki Kanat Genişliği (m)

(v) Çıkıştaki Radyal Akış Hızı Hesabı (m/s)

(b2) Çıkış Kanat Genişliği (m)

(Nwp) Pompa Giriş Gücü (kW)

Hesapla

Çıkış

SONUÇ

0,1897

(η_h) Pompa Hidrolik Verimi

(V1) Pompa Giriş Hızı (m/s)

(z) Pompa Tahrik Kanadı Sayısı

(S1) Giriş Kanat Kalınlığı (m)

(S2) Çıkış Kanat Kalınlığı (m)

Beta Açısı

Sabit Değeriler:

- (g) Suyun Özgül Ağırlığı: 1000 kg/m³

- (c) Suyun Özgül Isısı: 4187 J/kg.K

- (a1) Açısı: 90 derece

- Çıkıştaki Kanat Genişliği değeri istenirse Beta açısı hesaplanır.

Şekil 72. Pompa Giriş Gücü Hesabı.

6.1.3 Mazda 1.4 MZI Motorundaki Radyatör Soğutma Yüzeyi Hesabı

Mazda 1.4 MZI Radyatör Soğutma Yüzeyi Hesabı

[Qa] Soğutma Havaşı ile Taşıyan Isı Miktarı (J/s)
54590

(ΔT_a) Radyatör içindeki Havanın Sıcaklık Değişimi (K)
20

(G_1) Radyatör içinden Geçen Suyun Akış Miktarı (m³/s)
0,00118

(ΔT_w) Radyatör İçindeki Suyun Sıcaklık Değişimi (K)
11

(K) Radyatörün İletkenlik Katsayısı (W/m²K)
160

İşleç

- [Ga] Radyatörden Geçen Hava Miktarı (kg/s)
- [G1] Radyatörden Geçen Suyun Kütleli (kg/s)
- (Tam) Radyatörden Geçen Soğutma Havaşı Sıcaklığı (K)
- (Twm) Radyatör İçindeki Suyun Sıcaklığı (K)
- [F] Radyatör Soğutma Yüzeyi Alanı (m²)

SONUÇ
2,7295

Hesapla

Çıkış

Not: Oradaki sayıları nokta değil, virgülli girmelisiniz.

Suyun Özgül Ağırlığı: 1000 kg/m³ olarak alınmıştır.

Şekil 73. Radyatörden Geçen Hava Miktarı Hesabı

Mazda 1.4 MZI Radyatör Soğutma Yüzeyi Hesabı

(Qa) Soğutma Havaşı ile Taşınan Isı Miktarı (J/s)

54530

(ΔT_a) Radyatör içindeki Havanın Sıcaklık Değişimi (K)

20

(G_1) Radyatör İçinden Geçen Suyun Akış Miktarı (m³/s)

0,00118

(ΔT_w) Radyatör İçindeki Suyun Sıcaklık Değişimi (K)

11

(K) Radyatörün İletkenlik Katsayısı (W/m²K)

160

İşleç

(Ga) Radyatörden Geçen Hava Miktarı (kg/s)

(G1) Radyatörden Geçen Suyun Kütleli (kg/s)

(Tam) Radyatörden Geçen Soğutma Havaşı Sıcaklığı (K)

(Twm) Radyatör İçindeki Suyun Sıcaklığı (K)

(F) Radyatör Soğutma Yüzeyi Alanı (m²)

SONUÇ

1,18

Hesapla

Çıkış

Not: Ondalık sayıları nokta değil, virgülli girmelisiniz.

Suyun Özgül Ağırlığı: 1000 kg/m³ olarak alınmıştır.

Şekil 74. Radyatörden Geçen Suyun Kütleli Hesabı

Mazda 1.4 MZI Radyatör Soğutma Yüzeyi Hesabı

(Qa) Soğutma Havaşı ile Taşınan Isı Miktarı (J/s)

54530

(ΔT_a) Radyatör içindeki Havanın Sıcaklık Değişimi (K)

20

(G_1) Radyatör İçinden Geçen Suyun Akış Miktarı (m³/s)

0,00118

(ΔT_w) Radyatör İçindeki Suyun Sıcaklık Değişimi (K)

11

(K) Radyatörün İletkenlik Katsayısı (W/m²K)

160

İşleç

(Ga) Radyatörden Geçen Hava Miktarı (kg/s)

(G1) Radyatörden Geçen Suyun Kütleli (kg/s)

(Tam) Radyatörden Geçen Soğutma Havaşı Sıcaklığı (K)

(Twm) Radyatör İçindeki Suyun Sıcaklığı (K)

(F) Radyatör Soğutma Yüzeyi Alanı (m²)

SONUÇ

323

Hesapla

Çıkış

Not: Ondalık sayıları nokta değil, virgülli girmelisiniz.

Suyun Özgül Ağırlığı: 1000 kg/m³ olarak alınmıştır.

Şekil 75. Radyatörden Geçen Soğutma Havaşı Sıcaklığı Hesabı

Mazda 1.4 MZI Radyatör Soğutma Yüzeyi Hesabı

(Qa) Soğutma Havaşı ile Taşınan Isı Miktarı (J/s)
54590

(ΔT_a) Radyatör İçindeki Havanın Sıcaklık Değişimi (K)
20

(G_1) Radyatör İçinden Geçen Suyun Akış Miktarı (m³/s)
0,00118

(ΔT_w) Radyatör İçindeki Suyun Sıcaklık Değişimi (K)
11

(K) Radyatörün İletkenlik Katsayısı (W/m²K)
160

İşleç

(Ga) Radyatörden Geçen Hava Miktarı (kg/s)
 (G1) Radyatörden Geçen Suyun Kütleli (kg/s)
 (Tam) Radyatörden Geçen Soğutma Havaşı Sıcaklığı (K)
 (Twm) Radyatör İçindeki Suyun Sıcaklığı (K)
 (F) Radyatör Soğutma Yüzeyi Alanı (m²)

SONUÇ
362,5

Hesapla
Çıkış

Not: Ondalık sayıları nokta değil, virgülli girmelisiniz.
Suyun Özgül Ağırlığı: 1000 kg/m³ olarak alınmıştır.

Şekil 76. Radyatör İçindeki Suyun Sıcaklığı Hesabı

Mazda 1.4 MZI Radyatör Soğutma Yüzeyi Hesabı

(Qa) Soğutma Havaşı ile Taşınan Isı Miktarı (J/s)
54590

(ΔT_a) Radyatör İçindeki Havanın Sıcaklık Değişimi (K)
20

(G_1) Radyatör İçinden Geçen Suyun Akış Miktarı (m³/s)
0,00118

(ΔT_w) Radyatör İçindeki Suyun Sıcaklık Değişimi (K)
11

(K) Radyatörün İletkenlik Katsayısı (W/m²K)
160

İşleç

(Ga) Radyatörden Geçen Hava Miktarı (kg/s)
 (G1) Radyatörden Geçen Suyun Kütleli (kg/s)
 (Tam) Radyatörden Geçen Soğutma Havaşı Sıcaklığı (K)
 (Twm) Radyatör İçindeki Suyun Sıcaklığı (K)
 (F) Radyatör Soğutma Yüzeyi Alanı (m²)

SONUÇ
8,64

Hesapla
Çıkış

Not: Ondalık sayıları nokta değil, virgülli girmelisiniz.
Suyun Özgül Ağırlığı: 1000 kg/m³ olarak alınmıştır.

Şekil 77. Radyatör Soğutma Yüzeyi Alanı Hesabı

6.1.4 Mazda 1.4 MZI Motorunda Fan Hesabı

Mazda 1.4 MZI Fan Hesabı

[Ga2] Fana Etkiyen Hava Miktarı (kg/s)

2,73

[Tam] Radyatörün İçinden Geçen Soğutma Hava Sıcaklığı (K)

315

[Wø] Radyatörün Önündeki Havanın Hızı (m/sn)

20

(Ψ) Düz Kanallar İçin Boyutsuz Katsayı

3,41

(Δ P_F) Fan Tarafında Oluşturulan Basınç Farkı (Pa)

800

(η_f) Fan Verimi

0,38

İçerik

- (qa) Belirlenen Sıcaklıktaki Havanın Özgül Ağırlığı (kg/m³)
- (Ga) Fan Kapasitesi (m³/s)
- (Fif) Radyatör Yüzey Alanı (m²)
- (Ofan) Fan Büyüklüğü (m)
- (U) Fan Çevresel Hızı (m/s)
- (nfan) Fan Hızı (devir/dakika)
- (Pfan) Fan Gücü (kW)

SONUÇ

0,904

Hesapla

Çıkış

Not: Ondalık sayıları nokta değil virgül olarak kullanınız.

Şekil 78. Belirlenen Sıcaklıktaki Havanın Özgül Ağırlığı Hesabı

Mazda 1.4 MZ1 Fan Hesabı

(G_{a2}) Fana Etkiyen Hava Miktarı (kg/s)
2,73

(T_{am}) Radyatörün İçinden Geçen Soğutma Hava Sıcaklığı (K)
315

(W_a) Radyatörün Üstündeki Havanın Hızı (m/sn)
20

(Ψ) Düz Kanallar İçin Boyutsuz Katsayı
3,41

(Δ P_f) Fan Tarafında Oluşturulan Basınç Farkı (Pa)
800

(T_f) Fan Verimi
0,38

Not: Ondalık sayıları nokta değil virgül olarak kullanmalısınız.

İşleç

- (G_a) Belirlenen Sıcaklıkta Havanın Özgül Ağırlığı (kg/m³)
- (G_a) Fan Kapasitesi (m³/s)
- (F_{rl}) Radyatör Yüzey Alanı (m²)
- (D_{fan}) Fan Büyükluğu (m)
- (U) Fan Çevresel Hızı (m/s)
- (n_{fan}) Fan Hızı (devir/dakika)
- (N_{fan}) Fan Gücü (kW)

SONUÇ
3,0197

Hesapla

Çıkış

Şekil 79. Fan Kapasitesi Hesabı

Mazda 1.4 MZ1 Fan Hesabı

(G_{a2}) Fana Etkiyen Hava Miktarı (kg/s)
2,73

(T_{am}) Radyatörün İçinden Geçen Soğutma Hava Sıcaklığı (K)
315

(W_a) Radyatörün Üstündeki Havanın Hızı (m/sn)
20

(Ψ) Düz Kanallar İçin Boyutsuz Katsayı
3,41

(Δ P_f) Fan Tarafında Oluşturulan Basınç Farkı (Pa)
800

(T_f) Fan Verimi
0,38

Not: Ondalık sayıları nokta değil virgül olarak kullanmalısınız.

İşleç

- (G_a) Belirlenen Sıcaklıkta Havanın Özgül Ağırlığı (kg/m³)
- (G_a) Fan Kapasitesi (m³/s)
- (F_{rl}) Radyatör Yüzey Alanı (m²)
- (D_{fan}) Fan Büyükluğu (m)
- (U) Fan Çevresel Hızı (m/s)
- (n_{fan}) Fan Hızı (devir/dakika)
- (N_{fan}) Fan Gücü (kW)

SONUÇ
0,151

Hesapla

Çıkış

Şekil 80. Radyatör Yüzey Alanı Hesabı

Mazda 1.4 MZI Fan Hesabı

(Ga2) Fana Etkiyen Hava Miktarı (kg/s)
2,73

(Tam) Radyatörün İçinden Geçen Soğutma Hava Sıcaklığı (K)
315

(Wa) Radyatörün Üründe Havanın Hızı (m/sn)
20

(Ψ) Düz Kanatlar İçin Boyutsuz Katsayı
3,41

(ΔP_k) Fan Tarafında Oluşturulan Basınç Farkı (Pa)
800

(η) Fan Verimi
0,38

Not: Ondalık sayıları nokta değil virgül olarak kullanmalısınız

İşlec

- (qa) Belirlenen Sıcaklıktaki Havanın Özgül Ağırlığı (kg/m³)
- (Ga) Fan Kapasitesi (m³/s)
- (Frl) Radyatör Yüzey Alanı (m²)
- (Dfan) Fan Büyüklüğü (m)
- (U) Fan Çevresel Hızı (m/s)
- (nfan) Fan Hızı (devir/dakika)
- (Nfan) Fan Gücü (kW)

SONUÇ
0,2192

Hesapla

Çıkış

Şekil 81. Fan Büyüklüğü Hesabı

Mazda 1.4 MZI Fan Hesabı

(Ga2) Fana Etkiyen Hava Miktarı (kg/s)
2,73

(Tam) Radyatörün İçinden Geçen Soğutma Hava Sıcaklığı (K)
315

(Wa) Radyatörün Üründe Havanın Hızı (m/sn)
20

(Ψ) Düz Kanatlar İçin Boyutsuz Katsayı
3,41

(ΔP_k) Fan Tarafında Oluşturulan Basınç Farkı (Pa)
800

(η) Fan Verimi
0,38

Not: Ondalık sayıları nokta değil virgül olarak kullanmalısınız

İşlec

- (qa) Belirlenen Sıcaklıktaki Havanın Özgül Ağırlığı (kg/m³)
- (Ga) Fan Kapasitesi (m³/s)
- (Frl) Radyatör Yüzey Alanı (m²)
- (Dfan) Fan Büyüklüğü (m)
- (U) Fan Çevresel Hızı (m/s)
- (nfan) Fan Hızı (devir/dakika)
- (Nfan) Fan Gücü (kW)

SONUÇ
101,4386

Hesapla

Çıkış

Şekil 82. Fan Çevresel Hızı Hesabı

Mazda 1.4 MZI Fan Hesabı

[Ga2] Fana Etkiyen Hava Miktarı (kg/s)

2,73

[Tam] Radyatörün İçinden Geçen Soğutma Hava Sıcaklığı (K)

315

[Wa] Radyatörün Önündeki Havanın Hızı (m/sn)

20

(Ψ) Düz Kanallar İçin Boyutsuz Katsayı

3,41

(Δ P_f) Fan Tarafında Oluşturulan Basınç Farkı (Pa)

800

(T_f) Fan Verimi

0,38

İşlec

- (qa) Belirlenen Sıcaklıktaki Havanın Özgül Ağırlığı (kg/m³)
- (Ga) Fan Kapasitesi (m³/s)
- (Fif) Radyatör Yüzey Alanı (m²)
- (Dfan) Fan Yüksekliği (m)
- (U) Fan Çevresel Hızı (m/s)
- (nfan) Fan Hızı (devir/dakika)
- (Nfan) Fan Gücü (kW)

SONUÇ

8837,0917

Hesapla

Çıkış

Not: Öndelik sayıları nokta değil virgül olarak kullanmalısınız.

Şekil 83. Fan Hızı Hesabı

Mazda 1.4 MZI Fan Hesabı

[Ga2] Fana Etkiyen Hava Miktarı (kg/s)

2,73

[Tam] Radyatörün İçinden Geçen Soğutma Hava Sıcaklığı (K)

315

[Wa] Radyatörün Önündeki Havanın Hızı (m/sn)

20

(Ψ) Düz Kanallar İçin Boyutsuz Katsayı

3,41

(Δ P_f) Fan Tarafında Oluşturulan Basınç Farkı (Pa)

800

(T_f) Fan Verimi

0,38

İşlec

- (qa) Belirlenen Sıcaklıktaki Havanın Özgül Ağırlığı (kg/m³)
- (Ga) Fan Kapasitesi (m³/s)
- (Fif) Radyatör Yüzey Alanı (m²)
- (Dfan) Fan Yüksekliği (m)
- (U) Fan Çevresel Hızı (m/s)
- (nfan) Fan Hızı (devir/dakika)
- (Nfan) Fan Gücü (kW)

SONUÇ

5,7474

Hesapla

Çıkış

Not: Öndelik sayıları nokta değil virgül olarak kullanmalısınız.

Şekil 84. Eksenel Akışlı Fan Girişi Hesabı

6.2 Toyota Corolla 1.3 XL Soğutma Sistemi

Bu hesaplamalar Visual Basic hesap programı ile yapılmış olup program hesap sonuçları aşağıda sunulmuştur.

Motor Özellikleri

Silindir Hacmi	: 1300 cc
Silindir Sayısı	: 4
Silindir Çapı	: 6,4 cm
Maksimum Devir	: 5200 d/d

Motordan Su Yardımı ile Taşınan Isı Miktarı Hesap Verileri	
--	--

C	0,85
H	0,15
S	0
O ₂	0
W	0
λ	0,95
k	0,5
i	4
B	6,4cm
n	5200d/d
m	0,65d/d

Motordan Su Yardımı ile Taşınan Isı Miktarı Hesap Sonuçları	
---	--

Q _w	36543j/s
L _o	0,48kmolhava/kg
H _n	44300kj/kg
ΔH _n	28,78kj/kg

Su Pompası Hesap Verileri

Q_w	36543 j/s
ΔT_1	11 K
P_1	85000 Pa
n_{wp}	4000 d/d
α_2	10°
β_2	45°
η_v	0,85
η_h	0,7
V_1	1,2 m/sn
z	4
s_1	0,003 m
s_2	0,003 m

Su Pompası Hesap Sonuçları

G_1	0,0008 m ³ /s
G_{1d}	0,0009 m ³ /s
r_1	0,0163 m
r_2	0,0263 m
u_1	6,8208 m/s
u_2	11,9516 m/s
b_1	0,023 m
b_2	0,0006 m
v_r	1,943 m/s
N_{wp}	0,0933 kw

Radyatör Hesap Verileri

Q_a	36543 j/s
ΔT_a	25 K
G_1	0,0008 m ³ /s
ΔT_w	11 K
k	160 W/m ² K

Radyatör Hesap Sonuçları

G_a	1,4617 kg/s
G_1	0,8 kg/s
T_{am}	325,5 K
T_{wm}	362,5 K
F	6,17 m ²

Fan Hesap Verileri G_{a2} 2,73kg/s T_{am} 325,5 W_a 25m/s Ψ 3,41 ΔP_{fr} 800Pa η_f 0,38**Fan Hesap Sonuçları** q_a 0,9342kg/m³ G_a 2,9223m³/s F_{rf} 0,1169m² D_{fan} 0,1929m U 99,7891m/s n_{fan} 9880,1689d/d N_{fan} 5,7474kw**6.3 Renault Kangoo Express Confort 1.5 dCi Soğutma Sistemi****Motor Özellikleri**

Silindir Hacmi : 1461 cc

Silindir Sayısı : 4

Silindir Çapı : 7,6 cm

Maksimum Devir : 4000 d/d

Su Pompası Hesap Verileri

Q_w	184520j/s
ΔT_1	10K
P_1	80000Pa
n_{wp}	2000d/dak
α_2	8°
β_2	40°
η_v	0,84
η_h	0.66
V_1	1,7m/sn
z	6
s_1	0,004m
s_2	0,004m

Su Pompası Hesap Sonuçları

G_1	0,0044m ³ /s
G_{1d}	0,0052m ³ /s
r_1	0,0321m
r_2	0,0526m
u_1	6,7159m/s
u_2	11,896m/s
b_1	0,0292m
b_2	0,0019m
v_r	1,5473m/s
N_{wp}	0,4997kw

Radyatör Hesap Verileri

Q_a	184520j/s
ΔT_a	28K
G_1	0,0044m ³ /s
ΔT_w	10K
k	100W/m ² K

Radyatör Hesap Sonuçları

G_a	6,59kg/s
G_1	4,4kg/s
T_{am}	327K
T_{wm}	362K
F	52,72m ²

Fan Hesap Verileri G_{a2} 6,59kg/s T_{am} 327K W_a 22m/s Ψ 3 ΔP_{fr} 900Pa η_f 0,6**Fan Hesap Sonuçları** q_a 0,9385kg/m³ G_a 7,0219m³/s F_{rf} 0,3192m² D_{fan} 0,3187m U 92,9026m/s n_{fan} 5566,5672d/d N_{fan} 9,885kw

SONUÇLAR

Bu çalışmada, motor soğutulmasının, hava veya su soğutma sistemleri vasıtasıyla, motorda oluşan ısının atmosfere transferi sayesinde gerçekleşmiş olduğu görülmüştür. Motorların soğutmaya olan ihtiyacının nedenleri ve soğutmanın nasıl ve ne çeşit sistemlerle gerçekleştiği açıklığa kavuşturulmuş olup ayrıca, soğutmada, maddeden maddeye ısı transferinin nasıl gerçekleştiği ve bu ısı transferinin çeşitleri de irdelenmiştir.

Pratikte motorlu araçlar, ya havadan su ortamına geçirilerek indirek olarak yada nadiren kullanılan havayla direk soğutma şeklinde dizayn edilmişlerdir. Bu sistemler günlük yaşantımızda otomotiv ve motor üreticileri tarafından kullanılan hava soğutmalı ve su soğutmalı sistemler olarak isimlendirilmişlerdir.

Yeni nesil su soğutmalı binek ve ağır taşıtlarda soğutma sisteminin boyutlarını ve ağırlığını düşürmek için çeşitli deneysel arge çalışmaları yapılmaktadır. Yeni nesil hava soğutmalı motorlar eskiden olduğu gibi otomobil motorlarında sıkça kullanılmayıp, yerlerini su soğutmalı motorlara bırakmışlardır.

Yeni nesil su soğutmalı motorlarda kompozit malzemelerin motor imalatçıları tarafından kullanılmaya başlanmasıyla birlikte motor çalışma sıcaklıklarında da ciddi ilerlemeler sağlanmıştır. 90° C'lik çalışma sıcaklıkları 110° C 'lere ulaşmıştır.(Man, 2003)

Motorlardaki fanların oluşturduğu gürültü problemlerinin bilgisayar ortamındaki denemeleri ile (fan ebadı, devir değişimleri, kanat geometrisi, boyutları vb.) pratikte uygulanan deneylerinin aynı sonucu verdiği, fan kanatlarına çember ilavesi ve kanat uçlarına sabit halkaların eklenmesi, kanat geometrisinde yapılan değişimler neticesinde hem, fan kanatlarının dayanımının arttırıldığı hem de, gürültü performanslarında önemli düşüşler olduğu görülmüştür.

(S.F.Wu, S.Su, H.Shah, 1998) , (K.Shimada, K.Kimura, H.Watanebe, 2003)

Motor fanlarının çeşitleri üzerine araştırmalar göstermiştir ki,günümüz yeni nesil su soğutmalı motorları için en uygun fan tipi elektrikli olanıdır.Elektrikli fanların motordaki soğutma havasına ısı transferi esnasında, havanın peteğın iç kısmına doğru kolayca akmasını sağlaması sebebiyle en uygun fan tipi olduğu görülmüştür.(Datsun, 1996)

Otomobillerde, elektrikle çalışan tip fan kavramalarının kullanılmasıyla birlikte doğrudan yakıt tasarrufu sağlanmıştır.Yapılan testlerde 16.000 km'lik mesafede 750 litreden fazla yakıt tasarrufu elde edilmiştir.(Ogura, 2002)

Fanların çok yüksek hızlarda çalışmalarına karşılık, pervane kanat uçlarına takılan sabit çemberler sayesinde daha az gürültü yaydıkları ve bu sayede performanslarının arttığı tespit edilmiştir. (K.Shimada, K.Kimura, H.Watanebe, 2003)

Motor soğutma sistemi ve elemanları ilerleyen teknolojiye paralel olarak sürekli gelişmektedir. Az sayıda sensör kullanımına dayanılarak geliştirilen bulanık modellerle arıza teşhis sistemlerindeki başarı oranı %97'lere ulaşmıştır. Soğutma suyu katkı maddelerinin değişik akış oranlarındaki yapılan çalışmalarda, akış oranlarının artışları, ısı transfer perfermonsını arttırmıştır. Bu sebeple motor çatlama olasılığını azaltmak, metal gövde duvarlarının aşırı ısınmasını önlemek için artık daha yüksek soğutma oranlarına sahip soğutucular kullanılmaktadır.(J.A.Twiddle, N.B. Johns, 2002)

Soğutma sisteminin elektronik olarak optimize ve idare edilmesi ile kullanıma giren elektronik valfler, elektronik kontrollü fanlar ve elektrikli su pompaları sayesinde yakıt tüketimi düşürülmüş, daha düşük emisyon oranları elde edilmiş ve aşınmalar azaltılmıştır. Bu çalışmada elde edilen veriler gizli tutulmuştur.(Valeo, 2003)

Elektronik kontrol sistemleri sayesinde, bütün soğutma sistemi elemanlarının ve alt sistemlerinin gerçek zamanlı taranıp analiz edilmesiyle, sistemdeki normal dışı durum, anında sürücüye bildirilmektedir. Günümüzde motor soğutma sistemlerinin teşhis için sökülmesine gerek kalmamıştır.

KAYNAKLAR

- Yavaşlıoğlu İ., 1998 “İçten Yanmalı Motorlar” İst.sf: 221-244
- Deniz.O. “İçten Yanmalı Motorlarda Isı Transferi ve Isıl Gerilmeler” ders notları.
- Man D28 Diesel Unit Charge Air Cooler Technical Articles.
- K. Robinson, J. G. Hawley, G. P. Hammond and N.J. Owen, Convective Coolant Heat Transfer in Internal Combustion Engines.
- M. Y. E. Selim, A.H.B. Helali, 2001, Effect of Coolant Additives On Thermal Loading of a Diesel Engine.
- J.A. Chen, D.F. Wang and L. Z. Zheng, 2001, Experimental Study of Operating Performance of a Tube and Fin Radiator For Vehicles.
- S.F. WU, S. SU (1998) and H. SHAH, 1998, Technical Articles.
- Kota Shimada, Kazuhide Kimura, Hiroshi Watanabe, 2003, Technical Articles.
- Ogura Industrial Corporation, 2000, Technical Articles.
- Özdamar İ.Yelken B.1984. ”Benzin Motorları”
- Öztuna M. Öztuna A.1976 “Motor Teknolojisi”
- Hosny Z. , Abou-Ziyan, 2000, Technical Articles.
- J. A. Twiddle and N. B. Johns, 2000, Technical Articles.
- Georges Descombes, Fadila Maroteaux, Michel Feidt, 2003, Technical Articles.
- Nunney, M.J., 1992, “Light and Heavy Vehicle Technology.”
- Anthony.E., 1993, “Automotive Technology”, USA, Sf:112-130.
- Anglin, A.T., 1995, “Automotive Engines Course” USA, sf: 221-240
- Kolchin, A., 1984, “Design of Automotive Engines”, USSR,
- Toyota Teknik Eğitim Kitapçığı 2003, sf; 115-124
- YTÜ, Otomotiv ABD., Bitirme Tezi “Yeni Nesil Motorlarda Soğutma Sistemleri”, Muhammed Nurettin Katlav.
- YTÜ, Otomotiv ABD., Bitirme Tezi “Motorlarda Soğutma Sistemleri”, Çağdaş Kutay Kurtbay.
- YTÜ, Otomotiv ABD., Bitirme Tezi “Motorlarda Soğutma Sistemleri”, Bahadır Demirtaş, Barış Doğru.
- BOSCH Automotive Handbook – Engine Cooling Page.
- MURAT T, T., 2000, “Isı Transfer”, İST. Sf: 423-434
- Baranski; Designing the engine cooling fan, SAE Paper, No.1400691
- Shimada, K.Etal., Desing of aerodynamic diagonal flow fan for engine cooing. SAE paper, No.9B0059/1998
- György Sitkei, Heat Transfer and Thermal Loading in Internal Combustion Engines.
- I.A Chen D.F. Wang; L.Z.Zheng Proceedings of the institution of Mechanical Engineers 2001;215,8.
- Public Works Jul 2003; 134.8.PP. 437-457
- Jordon Ün. Of Science and Thecnology enerjje Conversion from and Management, Received 5 June 2002 revised teh form 5 November 2002.
- Automotive Mechanics/Crouse-Anglin/Alc GRAW-HILL International Editions.
- M.E.B. İçten Yanmalı Motorlar 1989.
- Mackerle J.1961 “Air Cooled Motor Engines “
- Wilfried Staudt / Motorlu Taşıt Tekniği (M.E.B 2000)

- Convective coolant heat transfer in internal combustion engines. K Robinson; J G Hawley; G P Hammond; N J Owen.
- Campbell, N. A. F., Hawley, J. G., Robinson, K. and Leathard, M. J. A review of redictive analysis applied to IC engine coolant heat transfer. / *Int. Energy*, June 2000, 73, 78-86.
- Hawley, J. G., Robinson, K. and Campbell, N. A. F. IC engine coolant side heat transfer an experimental investigation. *J. Inst. Energy*, December 2001, 74, 113-123.
- Robinson, K. IC engine coolant heat transfer studies. PhDthesis. University of Bath, Bath, 2001.
- Ozisik, M. N. *Heat Transfer a Basic Approach*, 1995(McGraw-Hill, New York).
- Cengel, Y. A. *Heat Transfer A Practical Approach*. 1998(McGraw-Hill, New York).
- Cerit A. M. 1983 *Makina Mühendisliği El Kitabı*.
- Carvill, J. *Mechanical Engineer's Data Handbook*. 1997 (Butterworth-Heinemann, Oxford).
- Morgan, R. E., Owen, N. J., Heikal, M. R. and Cox, S. G. Measurements and prediction of coolant velocity in internal combustion engine cooling systems. In *Proceedings of the Institution of Chemical Engineers 5th UK National Conference on Heat Transfer, 1997. Vol. 12, Section H*.
- Aoyagi, Y., Takenaka, Y., Niino, S., Watanabe, A. and Joko, I. Numerical simulation and experimental obser vation of coolant flow around cylinder liners in a V8 engine. SAE paper 880109, 1988.
- Makkapati, S., Poe, S., Shaikh, Z., Cross, R. and Mikulec, T. Coolant velocity correlations in engine coolant jacket. SAE paper 2002-01-1203, 2002.
- Leathard, M. J. Computational modelling of coolant heat transfer in internal combustion engines. PhD thesis. University of Bath, Bath, 2002.

ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi : 02.07.1974
Doğum Yeri : Ankara
Lise : 1989-1991 Silivri Lisesi/İstanbul
Lisans : 1992-1996 Akdeniz Üniversitesi, Maden Mühendisliği
: 1996-1999 Akdeniz Üniversitesi, Makina Mühendisliği

