**BAB I**

**PENDAHULUAN**

* 1. **Latar belakang**

Proses pembakaran di dalam ruang bakar terjadi pada temperatur yang sangat tinggi dan berlangsung secara berulang. Hal tersebut mengakibatkan temperatur dinding silinder, kepala silinder, piston, katup dan beberapa bagian lainnya menjadi naik. Untuk mendinginkan mesin akibat dari proses pembakaran digunakan radiator dengan air sebagai fluida pendingin. Radiator ini masih dapat dikembangkan dari aspek perancangan yaitu meminimalisir dimensi radiator dengan kondisi kerja mesin yang sama.

Salah satu upaya pengembangan radiator yang akan dilakukan melalui penelitian Tugas Akhir ini yaitu dengan desain ulang radiator yang lebih menitikberatkan pada pemilihan parameter performansi radiator, sehingga diperoleh dimensi yang lebih kecil. Dengan kondisi kerja mesin yang sama diharapkan hasil perancangan ulang ini dapat berkontribusi dalam peningkatan efisiensi kendaraan mobil secara keseluruhan.

* 1. **Rumusan masalah**

Bagaimanakah merancang ulang radiator pendingin mesin berdasarkan spesifikasi mesin Toyota Avanza dengan kondisi kerja yang sama.

* 1. **Batasan masalah**

Dalam perancangan ulang radiator kondisi optimum ditentukan untuk memenuhi kondisi terbaik yang dapat dicapai dengan memperhatikan batasan–batasan antara lain :

1. Beban pendinginan radiator berdasarkan daya maksimum
2. Penentuan laju massa udara dan air
3. Penentuan performansi radiator
4. Penentuan dimensi
5. Gambar teknik
	1. **Tujuan**

Merancang ulang radiator berdasarkan spesifikasi mesin mobil Toyota Avanza 1.3 G tahun 2004.

**1.5 Metodologi penelitian**

1. Identifikasi masalah

Merupakan upaya untuk mengelompokkan masalah-masalah tersebut secara sistematis.

2. Studi literatur

Kajian pustaka atau teori sebagai dasar penulisan yang erat kaitannya dengan masalah yang dibahas.

3. Menentukan kondisi perancangan

Memikirkan apa yang akan dikerjakan dengan sumber/data yang ada.

4. Analisa termal dan perhitungan

Pengukuran material dengan perhitungan yang ada.

5. Perancangan bentuk dan ukuran

Merupakan proses awal dari bentuk maupun ukuran.

6. Gambar teknik

Merupakan suatu bentuk ungkapan dari suatu gagasan atau pemikiran mengenai suatu sistem proses.

* 1. **Manfaat**

Hasil Tugas Akhir ini diharapkan dapat berkontribusi di dalam menambah informasi yang berkaitan dengan desain ulang radiator pendingin mesin mobil.

* 1. **Sistematika penulisan**

BAB I PENDAHULUAN

 Merupakan bagian dari Tugas Akhir yang memberikan uraian awal permasalahan yang akan dibahas yang terdiri dari latar belakang, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan, metodologi penelitian, manfaat, dan sistematika penulisan.

 BAB II DASAR TEORI

 Pada bagian ini diuraikan teori-teori sebagai dasar untuk pemecahan masalah yaitu berisikan teori-teori yang akan dibahas, yang di dapat dari referensi yang ada agar dapat menunjang dalam pemecahan masalah yang akan terjadi.

 BAB III KONDISI PERANCANGAN

 Pada bagian ini diuraikan data-data yang diperoleh dilapangan yaitu data tentang spesifikasi radiator mobil Toyota Avanza.

 BAB IV PERANCANGAN RADIATOR

 Merupakan bagian dari Tugas Akhir yang berisikan dari hasil analisa termal dan perancangan radiator.

 BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

 Bagian dari Tugas Akhir yang merupakan kesimpulan dari keseluruhan hasil perhitungan, perancangan dan analisa.

**BAB II**

**DASAR TEORI**

**2.1** **Mekanisme perpindahan energi dalam bentuk panas**

Energi adalah kemampuan untuk melakukan kerja atau usaha. Energi merupakan besaran yang kekal artinya bahwa energi tidak dapat diciptakan dan dimusnahkan. Tetapi energi dapat berubah dan dapat dipindahkan. Ada dua macam mekanisme perpindahan energi :

1. Sebagai Kerja
2. Sebagai Panas

Energi dapat berpindah dalam bentuk panas dari suatu zat ke zat lain atau ke lingkungannya apabila diantara keduanya mempunyai perbedaan temperatur. Temperatur merupakan petunjuk bagi arah perpindahan energi sebagai panas. Energi cenderung berpindah dari zat bertemperatur tinggi ke zat yang bertemperatur rendah. Jumlah kalor yang diserap atau dilepaskan adalah sebanding dengan perubahan temperatur dan massa benda tersebut. Secara matematis dirumuskan sebagai berikut : **[3]**

q = ṁ. . ∆T 2.1

Ket :

 q = Laju perpindahan panas (Watt)

ṁ = Laju aliran massa (kg/s)

= Kalor spesifik (Kj/Kg.K)

∆T = Selisih temperatur (K)

* + 1. **Modus perpindahan panas**

Secara umum modus perpindahan panas dibagi ke dalam tiga cara : **[6]**

1. **Konduksi**

Konduksi yaitu perpindahan panas dari suatu zat ke zat lain karena adanya kontak langsung antara benda–benda yang *relative* diam tanpa adanya perpindahan molekul yang cukup besar. Besarnya laju perpindahan panas konduksi dianalisis oleh seorang ahli matematika fisika bangsa perancis yang bernama Joseph Fourier. Pada tahun 1982 yaitu sebuah hubungan laju perpindahan panas konduksi dalam suatu bahan tergantung pada konduktivitas termal bahan k, luas penampang perpindahan panas A yang diukur tegak lurus arah terjadinya perpindahan panas serta gradien ∂T/∂x atau perubahan temperatur (T) terhadap jarak dalam aliran panas. Karena mengingat panas akan mengalir dari daerah yang bertemperatur tinggi ke daerah yang bertemperatur rendah, maka laju perpindahan panas akan positif bila gradien temperaturnya negatif. Sehingga persamaan dasar konduksi satu dimensi dapat ditulis sebagai berikut : **[6]**

 = - k. A 2.2

Ket :

 = Laju perpindahan panas konduksi (Watt)

k = Konduksi termal (W/m.°C)

A = Luas penampang (m2)

 = Gradien temperatur pelat dalam aliran panas (°C/m)

Tanda negatif merupakan panas mengalir dari temperatur tinggi ke temperatur rendah.

Profil temperatur

 T1

 q

 q

T2

x

 Δx

**Gambar 2.1 Skema perpindahan panas konduksi [8]**

Bahan yang mempunyai konduktivitas termal tinggi dinamakan konduktor, sedangkan bahan yang konduktivitas termalnya rendah disebut isolator.

**Tabel 2.1 Konduktifitas termal beberapa material [2]**

|  |
| --- |
| **Thermal conductivities of some materials at room conditions** |
| **Material** | **Thermal conductivity, W/m.K** |
| Diamond | 2300 |
| Silver | 429 |
| Copper | 401 |
| Gold | 317 |
| Aluminium | 237 |
| Iron | 80.2 |
| Mercury | 8.54 |
| Glass | 1.4 |
| Brick | 0.72 |
| Water | 0.613 |
| Human skin | 0.37 |
| Wood | 0.17 |
| Helium | 0.152 |
| Soft rubber | 0.13 |
| Glass fiber | 0.043 |
| Air | 0.026 |
| Urethane | 0.026 |
| Rigid foam | - |

 Sumber : Cengel, Y.A & Moran M.J, Thermodynamics an Engineering Aproach

1. **Konveksi**

Konveksi adalah suatu cara perpindahan panas dari suatu zat ke zat lain dengan adanya pergerakan molekul zat tersebut. Konveksi sering dikaitkan dengan mekanisme perpindahan panas antara permukaan padat dengan fluida. Laju perpindahan panas konveksi dinyatakan dengan persamaan berikut :

 = . A . ( – T) 2.3

Ket :

 = Laju perpindahan panas konveksi (Watt)

 = Koefisien perpindahan panas konveksi rata–rata (W/m2 . °C)

 A = Luas Penampang (m2)

 = Temperatur permukaan (°C)

 T ͚ = Temperatur fluida (°C)

Harga hc dalam sebuah sistem tergantung pada geometri permukaannya dan kecepatanya, maupun pada sifat–sifat fisik fluidanya bahkan pada beda suhu ∆T. Mengingat pada sebuah permukaannya dan kecepatnnya, maupun pada sifat–sifat fisik fluidanya bahkan pada beda suhu ∆T. Mengingat pada sebuah permukaan besaran–besaran ini tidak selalu konstan, maka koefisien perpindahan panas konveksi juga dapat berubah–ubah dari satu titik ke titik lainnya. Koefisien rata–rata hc dapat didefinisikan sebagai fungsi dari harga lokal dengan rumus : **[6]**

 = dA 2.4

Ket :

dA = b . dx

A = b . L

Sehingga :

 = dx

Gambar di bawah ini menunjukan skema perpindahan panas konveksi :

 T ͚

 q

 Dinding

**Gambar 2.2 Skema perpindahan panas konveksi [8]**

Proses perpindahan panas konveksi dapat diklasifikasikan berdasarkan alirannya :

1. Konveksi paksa
2. Konveksi bebas
3. Mendidih
4. Kondensasi





**Gambar 2.3 Klasifikasi proses perpindahan panas konveksi [8]**

**Tabel 2.2 Harga koefisien perpindahan panas konveksi [2]**

|  |  |
| --- | --- |
| ***Situation*** | **h (W/m².°C)** |
| *Free convection in air* | 5 to 25 |
| *Free convection in water* | 500 to 1.000 |
| *Forced convection in air* | 10 to 500 |
| *Forced convection in water* | 100 to 15.000 |
| *Boiling water* | 2.500 to 25.000 |
| *Condensing steam* | 5.000 to 100.000 |

1. **Radiasi**

Radiasi adalah proses di mana panas mengalir dari suatu zat ke zat lain yang terpisah di dalam ruangan. Cara perpindahan panas ini adalah dengan gelombang elektromagnetik dan dapat berlangsung walaupun diantara kedua benda tersebut ruang hampa udara.

Jika kedua zat adalah benda hitam atau radiator sempurna, benda hitam 1 terkurung oleh benda hitam 2 dan temperatur 1 lebih tinggi dari benda 2.

 T2

 T1 > T2

 T1

**Gambar 2.4 Skema perpindahan panas radiasi [8]**

Maka perpindahan panas radiasi netto dari benda 1 ke benda 2 adalah sebesar :

 = σ . A ( - ) 2.5

jika zat 1 merupakan benda kelabu dan zat 2 benda hitam, maka laju perpindahan radiasi dari benda 1 ke benda 2 adalah sebagai berikut :

 = σ . . Ԑ1 ( - 2.6

jika kedua zat bukan benda hitam dan keduanya mempunyai hubungan geometri tertentu maka laju perpindahan panasnya adalah sebagai berikut : **[6]**

 = σ . . . .  – 2 ( - 2.7

Ket :

 = Laju perpindahan radiasi

σ = Konstanta Stefean Boltman (5.669 x 10-8 W/m2. K4)

T1,T2 = Temperatur zat 1 dan 2

Ԑ = Emisivitas

 = Faktor bentuk dari permukaan 1 ke permukaan 2

* + 1. **Perpindahan panas pada sirip**

Sirip berfungsi untuk menambah luas permukaan perpindahan panas. Di mana semakin luas permukaan perpindahan panas maka energi panas yang diserap atau diambil oleh suatu fluida akan semakin besar. Sirip mempunyai beberapa macam bentuk diantaranya : **[5]**

1. Lurus sirip penampang seragam
2. Lurus sirip penampang non seragam
3. Annular Sirip
4. Pin sirip





**Gambar 2.5 Macam-macam bentuk sirip [2]**

Persamaan untuk menentukan variabel–variabel pada *straight fin of unifrom cross section*.

**Gambar 2.6 *straight fin of uniform cross section* [2]**

Perpindahan Panas sirip :

 = M tanh mLc

Effisensi sirip :

 =

* 1. **Alat penukar panas**

Penukar panas adalah suatu alat untuk memindahkan energi dalam bentuk panas antara dua fluida yang berbeda temperaturnya. Penukar panas merupakan peralatan mesin yang penting, baik di dalam sistem pembangkit tenaga, proses pengolahan bahan mentah menjadi produk akhir sampai pada peralatan rumah tangga seperti freezer dan refrigerator. Menurut aliran fluida penukar panas dapat diklasifikasikan sebagai berikut : **[5]**

1. Aliran membalik

Dua jenis fluida masuk dari arah yang berlawanan dan keluar dari sisi yang berlawanan. Penukar kalor tipe ini banyak digunakan untuk menurunkan temperatur. Sebagai contoh *heat exchanger*.

Cold in



Hot out

Hot in

Cold out

**Gambar 2.7 Fluida aliran membalik [9]**

1. Aliran sejajar

Kedua jenis fluida masuk dari satu sisi secara bersamaan mengalir pada arah yang sama dan keluar dari satu sisi lainnya yang sama. Penukar kalor tipe ini banyak digunakan untuk menurunkan temperatur. Sebagai contoh *heat exchanger.*

Cold out



Hot in

Hot out

Cold in

**Gambar 2.8 Fluida aliran sejajar [9]**

1. Aliran menyilang

Pada tipe ini aliran udara bergerak memotong secara tegak lurus terhadap aliran air pada bahan pengisi, kemudian udara melintas menara melalui bagian keluaran udara akibat gaya tarik dari kipas yang berputar. Penukar kalor tipe ini banyak digunakan untuk membuang panas sebagai contoh pembangkit daya, cooling tower.



**Gambar 2.9 Fluida aliran menyilang [9]**

* + 1. **Klasifikasi penukar panas**

Dari proses perpindahan panasnya, penukar panas dapat dibedakan menjadi dua golongan yaitu :

1. **Tipe kontak langsung**

Ciri–ciri tipe kontak langsung adalah sebagai berikut :

1. Fluida panas dicampur secara langsung dengan fluida dingin pada akhirnya temperatur fluida akan sama. Jumlah perpindahan panas dapat di perkirakan dengan menyamakan energi yang diberikan fluida panas kepada fluida dingin.
2. Kapasitas perpindahan panas *relative* kecil.

Contoh peralatan : pemanas air masuk ketel uap yang terbuka, kondensor jet.

1. **Tipe kontak tidak langsung**

Ciri–ciri tipe kontak tidak langsung adalah mekanisme perpindahan panasnya dari fluida panas ke permukaan terlebih dahulu, kemudian ke fluida dingin. Jenis ini dapat diklasifikasikan lagi menurut beberapa tipe yaitu :

1. Tersimpan

Tipe tersimpan mempunyai ciri–ciri berikut :

1. Permukaan perpindahan panas berupa struktur sel disebut matriks.
2. Selama aliran gas panas mengalir dalam sebuah saluran, kalor tersimpan di dalam dinding matriks, kemudian aliran gas aliran lain yang lebih dingin mengalir di dalam saluran lain, kemudian dinding matriks melepaskan kalor ke fluida gas yang lebih dingin.
3. Biasnya di desain sebagai *regenerator*, contohnya *regenerator* rotari pada turbin gas.
4. Tipe kontak langsung

Tipe kontak langsung mempunyai ciri–ciri antara lain :

1. Dua fluida dipisahkan oleh dinding tipis di mana kalor dapat menembus.
2. Biasanya didesain sebagai penukar kalor rekuperator, contohnya penukar kalor pelat, penukar kalor sirip.
3. Tipe ruang peredam

Tipe ruang peredam mempunyai ciri–ciri sebagai berikut :

1. Di pakai untuk mendinginkan temperatur benda padat.
2. Penukar kalor diredam dalam suatu bak berisi fluida mengalir.

 Parameter–parameter dari penukar panas adalah sebagai berikut :

1. U : Koefisien perpindahan panas total
2. A : Luas permukaan perpindahan panas
3. , : Temperatur fluida panas disisi masuk dan keluar
4. , : Temperatur fluida dingin disisi masuk dan keluar
5. = (m.)h : Laju kapasitas fluida panas
6. = (m. )c : Laju kapasitas fluida dingin

Interaksi dari semua parameter di atas merupakan dasar dari karakteristik yang akan ditunjukkan oleh penukar panas termasuk efektifitasnya. Efektivitasnya ini merupakan perbandingan antara laju energi yang terjadi dengan batas maksimum menurut kaidah termodinamika. Definisi dari efektivitas dapat diformulasikan sebagai berikut : **[5]**

Ԑ = 2.8

* + 1. **Analisa karakteristik alat penukar panas**

Secara umum ada 2 cara yang biasa diterapkan untuk menganalisa karakteristik suatu penukar panas yaitu :

1. Beda keseluruhan rata-rata logaritmik

Beda keseluruhan rata-rata logaritmik *(logarithmic mean overall temperature difference*-LMTD). LMTD juga berlaku bila suhu salah satu fluida tersebut konstan, maka dalam aliran lawan beda suhunya konstan = . Jika beda suhu tidak lebih dari pada 50 persen lebih besar dari pada , maka beda suhu rata-rata aritmetik akan berbeda dari LMTD dengan kurang dari 1 persen dan dapat dipergunakan agar perhitungannya lebih sederhana.

Penggunaan beda suhu rata-rata logaritmik hanya suatu pendekatan dalam praktek karena pada umumnya U tidak konstan. Namun dalam pekerjaan rancang bangun, harga konduktansi keseluruhan biasanya di tentukan pada suatu penampang rata-rata, yang biasanya ditengah antara ujung, dan dianggap konstan. Jika U berbeda-beda yang bervariasi banyak, maka diperlukan integrasi numerik tahap demi tahap. Beda temperatur rata-rata logaritmik dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut :

LMTD = 2.14

Untuk penukar panas yang lebih rumit seperti susunan pipa dengan beberapa lintas pipa, maka LMTD yang harus dihitung dikalikan dengan faktor koreksi yang sesuai. Perbandingan suhu tanpa dimensi (p) dapat di cari dengan persamaan sebagai berikut :

P = 2.15

 dan

 Z = 2.16

Faktor koreksi terhadap LMTD aliran lawan untuk penukar panas aliran lintang, kedua fluida tidak bercampur, satu lintas pipa maka akan didapatkan F.

Maka :

 = LMTD x F 2.17

 Sehingga :

 A = 2.18

 Urutan dari metode LMTD :

1. Menghitung panas gas pembakaran
2. Menghitung panas yang terbuang
3. Menghitung panas yang dilepaskan



T

T

**Gambar 2.10 Temperatur untuk aliran sejajar dan aliran lawan arah dalam penukar panas [6]**

1. Cara pendekatan efektivitas (Ԑ) dan NTU

NTU *(Number of Transfer Unit)* atau bilangan satuan pertukaran panas yang memberikan petunjuk tentang ukuran pertukaran panas yang terjadi pada NTU didefinisikan sebagai berikut :

NTU = 2.9

Ket :

= Koefisien perpindahan panas rata–rata (W/m2. °C)

 = Laju kapasitas minimal = (m . Cp)min

Parameter lain yang diperlukan adalah rasio laju kapasitas perpindahan panas yang didefinisikan sebagai Cmin / Cmaks. Dalam perencanaan di nyatakan bahwa :

 Ԑ = f (NTU, / , susunan aliran) 2.10

 Dari hubungan antara NTU dan Ԑ, dapat di tarik kesimpulan semakin besar NTU, maka efektifitas penukar panas akan mendekati harga batas sesuai dengan kaidah termodinamika.

Jumlah satuan panas merupakan tolak ukur perpindahan panas penukar panas tersebut. Untuk aliran silang dengan dan , maka NTU dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut : **[9]**

 NTU = ) 2.11

Nilai perbandingan :

 C = 2.12

 A = NTU x 2.13

Perhitungan penukar kalor dengan menggunakan metode pendekatan NTU & Ԑ dilakukan melalui beberapa tahapan berikut :

1. Menghitung kapasitas panas fluida panas dan fluida dingin
2. Menentukan kapasitas panas minimum yang lebih kecil dan kapasitas panas maksimum yang lebih besar di antara fluida panas dan fluida dingin.
3. Menghitung perbandingan dan
4. Menghitung jumlah satuan perpindahan NTU
5. Menentukan efektivitas penukar kalor
6. Menghitung temperatur fluida panas dan fluida dingin
7. Menghitung luas permukaan penukar kalor
8. Menghitung luas permukaan



 **Gambar 2.11 Keefektifan penukar panas untuk aliran silang dengan salah satu fluida bercampur dan fluida lainnya tidak bercampur [6]**

* 1. **Sistem pendingin pada mobil**

Gas pembakaran di dalam silinder dapat mencapai temperatur 2500 . Karena proses ini terjadi berulang-ulang maka dinding silinder, kepala silinder, torak, katup dan beberapa bagian yang lain menjadi panas. Sebagian dari minyak pelumas, terutama yang membasahi dinding silinder, akan menguap dan akhirnya terbakar bersama-sama bahan bakar. Karena itu bagian tersebut perlu mendapat pendinginan yang cukup agar temperaturnya tetap berbeda dalam batas yang diperbolehkan, yaitu sesuai dengan kekuatan material dan kondisi kerja yang baik.

Dari panas yang dihasilkan oleh *engine* mobil, kira-kira 40% - 50% digunakan sebagai tenaga penggerak 25% - 40% hilang terbawa gas buang dan hilang akibat gesekan-gesekan, sedangkan sisanya kira-kira 20% - 25% diserap oleh bagian bagian *engine* itu sendiri. Panas yang diserap ini harus dibuang untuk menghindari panas yang berlebihan.

Sistem pendingin dimaksudkan untuk mengatasi kelebihan panas tersebut. Selain itu juga untuk menjaga temperatur yang tetap dalam *engine*, sebab *engine* yang terlampau dingin akan mengakibatkan pemakaian bensin menjadi boros. Proses pendinginan memerlukan fluida pendingin yang dialirkan ke bagian *engine* di luar silinder. Perpindahan panas dari gas pembakaran ke fluida pendingin terjadi menjadi rumus :

 - ) 2.19

 Ket :

 q = Perpindahan panas, kcal/jam

 U = Koefisien perpindahan panas, kcal/(jam.)

 A = Luas bidang perpindahan panas,

 = Temperatur gas pembakaran 2500

 = Temperatur fluida pendingin ()

Temperatur permukaan dalam dinding silinder tidak boleh melampaui 130 - 190. Di atas temperatur itu minyak pelumas yang harus tetap membasahi permukaan dalam akan menguap sehingga proses pelumasan tidak dapat berjalan dengan baik. Hal itu mengakibatkan cincin torak dan dinding silinder cepat aus. Tetapi temperatur yang terlalu rendah tidak dikehendaki terutama jika ditinjau dari segi kesempurnaan satu kebutuhan.

 Pada persamaan di atas dapat dilihat jumlah faktor yang harus diserap oleh fluida pendingin itu sangat tergantung pada perbedaan temperatur, luas bidang perpindahan kalor, dan koefisien perpindahan kalor. Sedangkan koefisien perpindahan kalor ini sangat ditentukan oleh material, konstruksi dan kondisi operasi *engine*.

 Berdasarkan fluida pendinginnya ada 2 cara pendinginan *engine* yaitu :

1. Pendingin air
2. Pendingin udara

Di dalam sistem pendingin air terdapat mantel air yang menyelubungi dinding silinder, kepala silinder serta bagian lainnya yang perlu didinginkan. Air pendingin akan menyerap kalor dari semua bagian tersebut. Mantel air pendingin ini berhubungan dengan radiator yang dipasangkan di bagian depan *engine*. Air yang telah panas dalam mantel air dialirkan ke radiator untuk didinginkan.

Pendinginan air ini dilakukan oleh udara yang mengalir melalui kisi-kisi radiator dan menyerap kalor yang akan dilepaskan oleh air pendingin kepada dinding radiator. Sedangkan tarikan udara dilakukan oleh kipas yang digerakan oleh *engine*. Sistem pendingin air seperti ini termasuk golongan sistem pendingin tertutup.

Diagram sirkulasi air pendingin dapat dilihat pada gambar :



**Gambar 2.12 Sirkulasi air pada sistem pendinginan tertutup [10]**

Gambar berikut ini menunjukan sistem pendinginan air dan bagian-bagian utamanya.



**Gambar 2.13 Bagian-bagian utama dari sistem pendinginan air [10]**

Bagian-bagian utama pada sistem pendinginan air :

1. Mantel air

Mantel pendingin berfungsi untuk mendinginkan bagian-bagian silinder dan ruang bakar secara efektif karena bagian-bagian ini sangat cepat menjadi panas. Mantel pendingin ini mengelilingi silinder-silinder dan kepala silinder.

1. Radiator

Radiator berfungsi untuk mendinginkan air yang menjadi panas setelah beredar dalam mantel air pendingin pada *engine*. Umumnya radiator dipasangkan dibagian depan kendaraan. Radiator terdiri 2 buah tabung air yang terletak dibagian atas dan bagian bawah. Kedua tabung ini dihubungkan oleh kisi-kisi radiator. Kisi-kisi ini terdiri dari berbagai saluran air yang biasanya berbentuk pipa yang pipih. Air dari tabung atas mengalir melalui saluran ini menuju tabung bawah. Untuk memperbanyak jumlah panas yang dapat dibuang, maka pada kisi-kisi ini di pasang pendingin.

Konsruksi radiator ditunjukan oleh gambar di bawah ini :



1. Tabung air atas

2. Tabung air bawah

3. Sambungan selang atas

4. Sambungan selang bawah

5. Kisi-kisi

6. Sirip-sirip

7. Tutup radiator

8. Kran pembuang air

**Gambar 2.14 Konstruksi radiator [10]**

Bentuk-bentuk sirip radiator terdiri dari 2 macam :

1. Tipe sirip rata

 Terdiri dari tabung tembaga yang berbentuk oval dan mempunyai sirip yang berbentuk rata.



 **Gambar 2.15 Jenis sirip rata [10]**

1. Tipe berombak

Tipe ini mempunyai sirip yang bergelombang sehingga luas permukaannya lebih besar. Konstruksi radiator tipe ini adalah jenis yang paling banyak dipakai karena dapat menghasilkan efek pendinginan yang lebih baik.



 **Gambar 2.16 Jenis sirip bergelombang [10]**

1. Pompa air

Pompa air berfungsi untuk memberikan tenaga agar cairan pendingin dapat bersirkulasi. Jenis pompa yang digunakan adalah pompa sentrifugal. Gerak putar pompa diperoleh dari putaran poros engkol melalui tali kipas.

****

 **Gambar 2.17 Pompa air [10]**

1. Thermostat

Thermostat berfungsi sebagai alat kontrol untuk mempertahankan temperatur kerja air radiator agar tetap berada pada temperatur kerja ideal yaitu berkisar antara 80 90 .



**Gambar 2.18 Thermostat [10]**

1. Kipas

Kipas berfungsi untuk menyempurnakan sistem pendingin pada radiator dengan jalan mempercepat aliran udara pada saat *engine* hidup. Gerak putar kipas diperoleh dari poros engkol melalui tali kipas bersamaan dengan putaran pompa.



**Gambar 2.19 Kipas pendingin [10]**

1. Pipa-pipa pada sistem pendingin

Pipa-pipa yang menghubungkan komponen-komponen pada sistem pendingin terbuat dari karet agar dapat menyerap getaran dan mudah untuk dipasangkan atau dilepaskan.

1. Induktor temperatur air

Indikator temperatur air dipasangkan untuk menunjukan keadaan temperatur air pendingin di dalam *engine*. Temperatur air pendingin yang baik adalah berkisar antara 80 - 90. Bila temperaturnya terlalu tinggi akan mengganggu proses pembakaran. Sedangkan pada *engine* yang menggunakan sistem pendingin udara panas diambil langsung oleh udara melalui sirip-sirip pendingin yang dipasang disekeliling silinder dan kepala silinder. Hembusan udara dilakukan oleh kipas atau dapat juga terjadi pada saat kendaraan berjalan. Untuk menyempurnakan arus udara yang terjadi maka disekeliling sirip-sirip dipasang selubung. Konstruksi dan jumlah sirip pendingin tergantung pada laju perpindahan kalor yang diinginkan yaitu kecepatan perpindahan kalor dari dinding silinder ke udara atmosfer sebagai udara pendingin. Kecepatan arus udara pendingin biasanya berkisar antara empat sampai delapan kali kecepatan pada *engine* yang menggunakan pendingin air. pendinginan udara termasuk golongan sistem pendingin terbuka. **[1]**

**BAB III**

**KONDISI PERANCANGAN**

 Sebelum melakukan perancangan ulang radiator ini, ada beberapa parameter yang harus ditentukan terlebih dahulu antara lain, :

* 1. **Spesifikasi teknis *engine* yang digunakan**

Data spesifikasi *engine* yang digunakan untuk perancangan radiator adalah mesin Toyota Avanza 1.3 G tahun 2004.

Spesifikasi mesin Toyota Avanza :

1. Tipe mesin : In-line 4 cylinder, 16 valve, DOHC, VVT-I
2. Isi silinder : 1298 cc
3. Daya maksimum : kW @ 6000 rpm
4. Torsi maksimum : 12,2 kgm @ 4400 rpm
5. Kapasitas tangki : 45 liter
	1. **Kondisi kerja radiator**

Perancangan radiator diambil pada kondisi *engine* mencapai daya maksimum yaitu sebesar = kW @ 6000 rpm.

**Gambar 3.1 Skema kondisi kerja pada radiator**

 Dari gambar 3.1 di atas dapat dilihat kondisi temperatur air dan udara serta laju aliran massa yang masuk dan keluar pada radiator. Dalam perancangan ulang radiator ini diketahui temperatur yang masuk saja yaitu untuk temperatur udara masuk () sebesar 25°C dan temperatur air masuk () 90°C. sedangkan untuk temperatur yang keluar serta laju aliran massa dapat ditentukan pada bab berikut.

 Dari berbagai hasil kajian, panas gas api hasil pembakaran bahan bakar 25% - 40% diubah menjadi daya poros, 40% - 50% panas gas buang dan 20% - 25% panas pendingin radiator.

1. Energi panas gas api hasil pembakaran dihitung dari persamaan efisiensi *engine* berikut :

ƞ =

30% =

Dengan asumsi efisiensi *engine* 30% maka panas hasil pembakaran,

 =

 = 228.6 kW

1. Dengan asumsi panas yang dibuang lewat air pendingin radiator 20% maka perpindahan panas pada radiator dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

= 20% x

 = 20% x 228.6

 = 45.72 kW

 Perpindahan panas yang mungkin terjadi () pada panas yang dilepaskan oleh radiator sebesar = 45.72 kW

**BAB IV**

**PERANCANGAN RADIATOR**

**4.1 Analisa termal**

Dalam hal ini parameter atau kondisi perancangan sudah ditentukan, maka di lakukan beberapa analisa termal terlebih dahulu dalam suatu perancangan radiator, dengan maksud untuk mengetahui perpindahan panas maksimum yang mungkin terjadi () dan luas permukaan perpindahan panasnya. Dalam penyelesaian masalah–masalah ini menggunakan metode LMTD. Adapun metode yang lebih praktis untuk penyelesaian masalah ini adalah dengan menggunakan metode Efektifitas (Ԑ) dan NTU seperti yang diusulkan oleh (Kayes dan London pada tahun 1955).

Pada kondisi perancangan sudah ditentukan dan panas yang dilepaskan oleh radiator. Pada proses pendinginan atau disebut juga sudah ditentukan yaitu sebesar 45.72 kW. Harga Efektivitas yang dipilih sebesar 0.25 pemilihan Efektivitas tersebut didasarkan pada ukuran radiator yang akan dirancang ulang. Jadi, apabila Efektivitas semakin tinggi maka ukuran radiator pun juga semakin besar.

Perpindahan panas aktual pada radiator dihitung dari persamaan Efektivitas radiator, yang dipilih dan perpindahan panas yang mungkin terjadi. dimana :

Ԑ =

Dengan asumsi Efektivitas 0.25 maka perpindahan panas aktual,

 = (0.25)(45.72)

 = 11.43 kW

Dari data di atas maka dapat dihitung :

 = x

 = x ( – )

 =

Keterangan :

 = 90 °C = 363 K

= 25 °C = 298 K

 = 45.72 kW

Sehingga :

 =

 = 0.70 kW/

Dalam kondisi perancangan hanya menyebutkan beberapa parameter. Maka, pada proses perancangan ini dianggap adiabatic dan neraca energi mensyaratkan bahwa energi yang diterima oleh fluida yang satu harus sama dengan energi yang di lepaskan fluida yang satu lagi. Dari perhitungan di atas didapatkan dimana adalah laju kapasitas selisih lebih kecil fluida.

**4.1.1 Perhitungan dengan menganggap =**

 = x ΔT

= x ( – )

 = +

= 25 °C +

= 41.32 °C

= 314.32 °K

Laju aliran massa udara dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

ṁc =

 dicari dari tabel udara pada temperatur film udara.

 =

=

= 306.16 °K

Pada tabel udara diperoleh :

 = 1.0061 kJ/kg. °C

Dengan memasukkan harga , c dapat dihitung :

 =

 =

 = 0.69 kg/s

 adalah perbandingan laju kapasitas panas maka dari perancangan radiator ini untuk pemilihan didasarkan pada hasil grafik-grafik yang telah dibuat oleh (Kays dan London), yaitu = 0.25, 0.50, 0.75, dan 1. Di bawah ini merupakan tabel perbandingan harga pada putaran tertentu.

**Tabel 4.1 perbandingan harga dan pada = 0.25**

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Putaran****(rpm)** | **Daya****(kW)** | **ԑ** | **kW/°C** | **kW/°C** | **(kW)** | **(kW)** |
| 1400 | 10 | 0,25 | 0.08 | 0.31 | 4.96 | 1.24 |
| 2100 | 46 | 0,25 | 0.35 | 1.41 | 22.86 | 5.71 |
| 2800 | 46 | 0,25 | 0.35 | 1.41 | 22.86 | 5.71 |
| 3500 | 63 | 0,25 | 0.48 | 1.93 | 31.31 | 7.82 |
| 4200 | 58 | 0,25 | 0.44 | 1.77 | 28.83 | 7.20 |
| 4900 | 57 | 0,25 | 0.44 | 1.74 | 28.33 | 7.08 |
| 5600 | 57 | 0,25 | 0.44 | 1.74 | 28.33 | 7.08 |
| 6000 | 92 | 0,25 | 0,70 | 2,8 | 45.72 | 11.43 |

**Tabel 4.2 perbandingan harga dan pada = 0.5**

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Putaran****(rpm)** | **Daya****(kW)** | **ԑ** | **kW/°C** | **kW/°C** | **(kW)** | **(kW)** |
| 1400 | 10 | 0,25 | 0.08 | 0.15 | 4.96 | 1.24 |
| 2100 | 46 | 0,25 | 0.35 | 0.70 | 22.86 | 5.71 |
| 2800 | 46 | 0,25 | 0.35 | 0.70 | 22.86 | 5.71 |
| 3500 | 63 | 0,25 | 0.48 | 0.96 | 31.31 | 7.82 |
| 4200 | 58 | 0,25 | 0.44 | 0.89 | 28.83 | 7.20 |
| 4900 | 57 | 0,25 | 0.44 | 0.87 | 28.33 | 7.08 |
| 5600 | 57 | 0,25 | 0.44 | 0.87 | 28.33 | 7.08 |
| 6000 | 92 | 0,25 | 0,70 | 1.41 | 45.72 | 11.43 |

**Tabel 4.2 perbandingan harga dan pada = 0.75**

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Putaran****(rpm)** | **Daya****(kW)** | **ԑ** | **kW/°C** | **kW/°C** | **(kW)** | **(kW)** |
| 1400 | 10 | 0,25 | 0.08 | 0.10 | 4.96 | 1.24 |
| 2100 | 46 | 0,25 | 0.35 | 0.47 | 22.86 | 5.71 |
| 2800 | 46 | 0,25 | 0.35 | 0.47 | 22.86 | 5.71 |
| 3500 | 63 | 0,25 | 0.48 | 0.64 | 31.31 | 7.82 |
| 4200 | 58 | 0,25 | 0.44 | 0.59 | 28.83 | 7.20 |
| 4900 | 57 | 0,25 | 0.44 | 0.58 | 28.33 | 7.08 |
| 5600 | 57 | 0,25 | 0.44 | 0.58 | 28.33 | 7.08 |
| 6000 | 92 | 0,25 | 0,70 | 0.94 | 45.72 | 11.43 |

**Tabel 4.2 perbandingan harga dan pada = 1**

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Putaran****(rpm)** | **Daya****(kW)** | **ԑ** | **kW/°C** | **kW/°C** | **(kW)** | **(kW)** |
| 1400 | 10 | 0,25 | 0.08 | 0.08 | 4.96 | 1.24 |
| 2100 | 46 | 0,25 | 0.35 | 0.35 | 22.86 | 5.71 |
| 2800 | 46 | 0,25 | 0.35 | 0.35 | 22.86 | 5.71 |
| 3500 | 63 | 0,25 | 0.48 | 0.48 | 31.31 | 7.82 |
| 4200 | 58 | 0,25 | 0.44 | 0.44 | 28.83 | 7.20 |
| 4900 | 57 | 0,25 | 0.44 | 0.44 | 28.33 | 7.08 |
| 5600 | 57 | 0,25 | 0.44 | 0.44 | 28.33 | 7.08 |
| 6000 | 92 | 0,25 | 0,70 | 0.70 | 45.72 | 11.43 |

Pada tabel di atas diketahui harga dan dari tiap rpm dan perbandingan rasio laju kapasitasnya (). Maka temperatur udara dan air yang keluar-masuk dapat diketahui.

* + - 1. **Mencari pada 6000 rpm dengan = 0.25**

Di bawah ini merupakan perhitungan dalam menentukan pada putaran 6000 rpm.

 = x ΔT

= x ( - )

 = –

Di mana :

 = 11.43 kW

 = 90 °C

 = 2.8 kW/°C

 = 90 °C

 = 85.9 °C

* + - 1. **Mencari pada 6000 rpm dengan = 0.25**

Di bawah ini merupakan perhitungan dalam menentukan data pada putaran 6000 rpm.

 = x ΔT

= x ( - )

 = +

Dimana :

 = 11.43 kW

 = 25 °C

 = 0.7 kW/°C

 = 25 °C

= 41.32 °C

Untuk menentukan serta pada putaran engine yang berbeda dan perbandingan lainnya, digunakan cara yang sama pada perhitungan di atas. Sedangkan untuk dan pada daya maksimum (putaran 6000 rpm) sudah ditentukan pada kondisi perancangan yaitu = 90 °C dan = 25 °C. untuk lebih jelasnya perbandingan nilai , , dan , pada putaran mesin yang berbeda dengan yang di pilih 0.25 dapat dilihat pada tabel di bawah ini.

**Tabel 4.5 Perbandingan harga , , dan , pada putaran engine berbeda dengan = 0.25**

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| **Putaran****(rpm)** | **Temperatur air masuk ()** | **Temperatur air keluar ()** | **Temperatur udara masuk ()** | **Temperatur udara keluar ()** |
| 1400 | 88.23 | 83.34 | 25 | 41.25 |
| 2100 | 81.85 | 76.96 | 25 | 41.24 |
| 2800 | 81.85 | 76.96 | 25 | 41.24 |
| 3500 | 78.83 | 73.94 | 25 | 41.23 |
| 4200 | 79.72 | 74.83 | 25 | 41.23 |
| 4900 | 79.89 | 75 | 25 | 41.24 |
| 5600 | 79.89 | 75 | 25 | 41.24 |
| 6000 | 90 | 85.94 | 25 | 41.30 |

**4.1.2 Menghitung harga luas permukaan perpindahan panas menggunakan metode NTU dengan menganggap =**

Dari data yang didapatkan di mulai dari kondisi perancangan pada energi maksimum yang diserap radiator sampai dengan berbagai perhitungan-perhitungan untuk menentukan harga luas permukaan perpindahan panasnya. Dimana harga tersebut dapat dihitung jika besar NTU, dan U diketahui.

Untuk harga NTU dan perbandingan dapat dilihat dari grafik efektivitas untuk aliran lintang dengan kedua fluida tidak bercampur. Dengan harga efektivitas yang di pilih Ԑ = 0.25, maka diperoleh :

**Tabel 4.6 Harga NTU dan pada Ԑ = 0.25**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| **ԑ** | **Cmin/Cmax** | **NTU** |
| **0.25** | **0.25** | **0.28** |
| 0.25 | 0.5 | 0.33 |
| 0.25 | 0.75 | 0.38 |
| 0.25 | 1 | 0.4 |

Dari tabel di atas diperoleh harga NTU dari pembacaan grafik efektivitas untuk aliran lintang dengan kedua fluidanya tidak bercampur. Sedangkan untuk nilai U (koefisien perpindahan panas menyeluruh) didapat dari tabel di bawah ini.

**Tabel 4.7 Nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh (U)**

|  |  |
| --- | --- |
| **Situasi fisis** | **U** |
| **Btu/h.ft2.°F** | **W/m2.°C** |
| Dinding luar bata, bagian dalam plaster, tanpa isolasi | 0,45 | 2,55 |
| Dinding luar kayu bagian dalam plaster :Tanpa isolasiDengan isolasi wol batuan | 0,250,07 | 1,420,4 |
| Jendela kaca lempeng | 1,10 | 6,2 |
| Jendela kaca lempeng rangkap dua | 0,40 | 2,3 |
| Kondensor uap | 200 – 1000 | 1100 – 5600 |
| Pemanas air umpan | 200 – 1500 | 1100 – 8500 |
| Kondensor freon 12 dengan mesin pendingin air | 50 – 150 | 280 – 850 |
| Penukar kalor air ke air | 150 – 300 | 850 – 1700 |
| **Penukar kalor tabung bersirip, air didalam tabung, udara melintas tabung** | **5,2 – 10,5** | **30 – 60** |
| Penukar kalor air ke minyak | 20 – 60 | 110 – 350 |

Dari data tabel di atas nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh yang di gunakan yaitu U = 30 – 60 W/.C dan yang dipilih adalah 60 W/.C

Metode NTU ini digunakan apabila harga-harga NTU, dan U sudah didapatkan dengan harga NTU yang diketahui dari efektivitas dipilih sebesar 0.25 dengan perbandingan = 0.25

Dimana :

NTU = 0.28

 = 0.70 kW/°C

U = 60 W/.C = 0.06 kW/ . °C

NTU =

Maka, A =

A =

 Jadi, luas permukaan perpindahan panasnya adalah A = 3.26

**4.1.3 Mencari debit aliran fluida dan luas penampang aliran fluida pada 6000 rpm dengan = 0.25**

Debit aliran dan luas permukaan aliran dapat dicari dengan persamaan di bawah ini :

 Debit (Q) = ρ v A

 Keterangan :

 Q = Debit aliran fluida ()

 = Massa jenis (kg/)

v = Kecepatan aliran fluida (m/s)

A = Luas penampang aliran ()

1. **Udara**

 dicari dari tabel udara pada temperatur film udara

 = = = 306.16 K

 Pada tabel udara diperoleh :

 = 1.155 kg/

Keterangan :

 = 0.69 kg/s

 = 40 km/s = 11.11 m/s

 = 1.155 kg/

Sehingga :

 = =

 = =

 = 0.59 /s = 0.05

1. **Air**

 = = = 360.95 K

 Pada tabel air diperoleh :

 = 966.68 kg/

Keterangan :

 = 0.66 kg/s

 = 1 m/s

 = 966.68 kg/

Sehingga :

 = =

 = =

 = 0.00068 /s = 0.00068

**4.1.4 Perhitungan dengan menganggap =**

 = -

= 90 °C -

= 73.67 °C

= 346.67 K

Laju aliran massa air dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

 = /

 dicari dari tabel air pada temperatur film air.

 =

=

= 354.83 K

Pada tabel air diperoleh :

 = 4.194 kJ/kg. °C

Dengan memasukkan harga , dapat dihitung sebagai berikut :

 =

 =

 = 0.16 kg/s

 adalah perbandingan laju kapasitas panas, maka dari perancangan radiator ini untuk pemilihan didasarkan pada hasil grafik yang telah di buat oleh (Kays dan London), yaitu = 0.25, 0.50, 0.75, dan 1. Di bawah ini merupakan tabel perbandingan harga pada putaran tertentu.

**Tabel 4.8 perbandingan harga dan pada = 0.25**

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Putaran****(rpm)** | **Daya****(kW)** | **ԑ** | **kW/°C** | **kW/°C** | **(kW)** | **(kW)** |
| 1400 | 10 | 0,25 | 0.08 | 0.31 | 4.96 | 1.24 |
| 2100 | 46 | 0,25 | 0.35 | 1.41 | 22.86 | 5.71 |
| 2800 | 46 | 0,25 | 0.35 | 1.41 | 22.86 | 5.71 |
| 3500 | 63 | 0,25 | 0.48 | 1.93 | 31.31 | 7.82 |
| 4200 | 58 | 0,25 | 0.44 | 1.77 | 28.83 | 7.20 |
| 4900 | 57 | 0,25 | 0.44 | 1.74 | 28.33 | 7.08 |
| 5600 | 57 | 0,25 | 0.44 | 1.74 | 28.33 | 7.08 |
| 6000 | 92 | 0,25 | 0,70 | 2,8 | 45.72 | 11.43 |

**Tabel 4.9 perbandingan harga dan pada = 0.5**

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Putaran****(rpm)** | **Daya****(kW)** | **ԑ** | **kW/°C** | **kW/°C** | **(kW)** | **(kW)** |
| 1400 | 10 | 0,25 | 0.08 | 0.15 | 4.96 | 1.24 |
| 2100 | 46 | 0,25 | 0.35 | 0.70 | 22.86 | 5.71 |
| 2800 | 46 | 0,25 | 0.35 | 0.70 | 22.86 | 5.71 |
| 3500 | 63 | 0,25 | 0.48 | 0.96 | 31.31 | 7.82 |
| 4200 | 58 | 0,25 | 0.44 | 0.89 | 28.83 | 7.20 |
| 4900 | 57 | 0,25 | 0.44 | 0.87 | 28.33 | 7.08 |
| 5600 | 57 | 0,25 | 0.44 | 0.87 | 28.33 | 7.08 |
| 6000 | 92 | 0,25 | 0,70 | 1.41 | 45.72 | 11.43 |

**Tabel 4.10 perbandingan harga dan pada = 0.75**

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Putaran****(rpm)** | **Daya****(kW)** | **ԑ** | **kW/°C** | **kW/°C** | **(kW)** | **(kW)** |
| 1400 | 10 | 0,25 | 0.08 | 0.10 | 4.96 | 1.24 |
| 2100 | 46 | 0,25 | 0.35 | 0.47 | 22.86 | 5.71 |
| 2800 | 46 | 0,25 | 0.35 | 0.47 | 22.86 | 5.71 |
| 3500 | 63 | 0,25 | 0.48 | 0.64 | 31.31 | 7.82 |
| 4200 | 58 | 0,25 | 0.44 | 0.59 | 28.83 | 7.20 |
| 4900 | 57 | 0,25 | 0.44 | 0.58 | 28.33 | 7.08 |
| 5600 | 57 | 0,25 | 0.44 | 0.58 | 28.33 | 7.08 |
| 6000 | 92 | 0,25 | 0,70 | 0.94 | 45.72 | 11.43 |

**Tabel 4.11 perbandingan harga dan pada = 1**

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Putaran****(rpm)** | **Daya****(kW)** | **ԑ** | **kW/°C** | **kW/°C** | **(kW)** | **(kW)** |
| 1400 | 10 | 0,25 | 0.08 | 0.08 | 4.96 | 1.24 |
| 2100 | 46 | 0,25 | 0.35 | 0.35 | 22.86 | 5.71 |
| 2800 | 46 | 0,25 | 0.35 | 0.35 | 22.86 | 5.71 |
| 3500 | 63 | 0,25 | 0.48 | 0.48 | 31.31 | 7.82 |
| 4200 | 58 | 0,25 | 0.44 | 0.44 | 28.83 | 7.20 |
| 4900 | 57 | 0,25 | 0.44 | 0.44 | 28.33 | 7.08 |
| 5600 | 57 | 0,25 | 0.44 | 0.44 | 28.33 | 7.08 |
| 6000 | 92 | 0,25 | 0,70 | 0.70 | 45.72 | 11.43 |

Pada tabel di atas diketahui harga dan dari tiap rpm dan perbandingan rasio laju kapasitasnya (). Maka temperatur udara dan air yang keluar-masuk dapat diketahui.

* + - 1. **Mencari pada 6000 rpm dengan = 0.25**

Di bawah ini merupakan perhitungan dalam menentukan pada putaran 6000 rpm.

 = x ΔT

= x ( - )

 = –

Dimana :

 = 11.43 kW

 = 90 °C

 = 0.7 kW/°C

 = 90 °C

 = 73.67 °C

* + - 1. **Mencari pada 6000 rpm dengan = 0.25**

Di bawah ini merupakan perhitungan dalam menentukan data pada putaran 6000 rpm.

 = x ΔT

= x ( - )

 = +

Dimana :/

 = 11.43 kW

 = 25 °C

 = 2.8 kW/°C

 = 25 °C

= 29.08 °C

Untuk menentukan , serta pada putaran engine yang berbeda dan perbandingan lainnya, digunakan cara yang sama pada perhitungan di atas. Sedangkan untuk dan pada daya maksimum (putaran 6000 rpm) sudah ditentukan pada kondisi perancangan yaitu = 90 °C dan = 25 °C. untuk lebih jelasnya perbandingan nilai , , dan , pada putaran engine yang berbeda dengan yang dipilih 0.25 dapat dilihat pada tabel di bawah ini.

**Tabel 4.12 Perbandingan harga , , dan , pada putaran engine berbeda dengan = 0.25**

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| **Putaran****(rpm)** | **Temperatur air masuk ()** | **Temperatur air keluar ()** | **Temperatur udara masuk ()** | **Temperatur udara keluar ()** |
| 1400 | 88.23 | 71.90 | 25 | 29 |
| 2100 | 81.85 | 65.52 | 25 | 29.04 |
| 2800 | 81.85 | 65.52 | 25 | 29.04 |
| 3500 | 78.83 | 62.50 | 25 | 29.05 |
| 4200 | 79.72 | 63.39 | 25 | 29.06 |
| 4900 | 79.89 | 63.56 | 25 | 29.07 |
| 5600 | 79.89 | 63.56 | 25 | 29.07 |
| 6000 | 90 | 73.67 | 25 | 29.08 |

**4.1.5 Menghitung harga luas permukaan perpindahan panas menggunakan metode NTU dengan menganggap =**

Dari data yang didapatkan di mulai dari kondisi perancangan pada energi maksimum yang diserap radiator sampai dengan berbagai perhitungan-perhitungan untuk menentukan harga luas permukaan perpindahan panasnya. Dimana harga tersebut dapat dihitung jika besar NTU, dan U diketahui.

Untuk harga NTU dan perbandingan dapat dilihat dari grafik efektivitas untuk aliran lintang dengan kedua fluida tidak bercampur. Dengan harga efektivitas yang dipilih Ԑ = 0.25, maka diperoleh :

**Tabel 4.13 Harga NTU dan pada Ԑ = 0.25**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| **ԑ** | **Cmin/Cmax** | **NTU** |
| **0,25** | **0,25** | **0.28** |
| 0,25 | 0,5 | 0.33 |
| 0,25 | 0,75 | 0.38 |
| 0,25 | 1 | 0.4 |

Dari tabel di atas diperoleh harga NTU dari pembacaan grafik efektivitas untuk aliran lintang dengan kedua fluidanya tidak bercampur. Sedangkan untuk nilai U (koefisien perpindahan panas menyeluruh) didapat dari tabel di bawah ini.

**Tabel 4.14 Nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh (U)**

|  |  |
| --- | --- |
| **Situasi fisis** | **U** |
| **Btu/h.ft2.°F** | **W/m2.°C** |
| Dinding luar bata, bagian dalam plaster, tanpa isolasi | 0,45 | 2,55 |
| Dinding luar kayu bagian dalam plaster :Tanpa isolasiDengan isolasi wol batuan | 0,250,07 | 1,420,4 |
| Jendela kaca lempeng | 1,10 | 6,2 |
| Jendela kaca lempeng rangkap dua | 0,40 | 2,3 |
| Kondensor uap | 200 – 1000 | 1100 – 5600 |
| Pemanas air umpan | 200 – 1500 | 1100 – 8500 |
| Kondensor freon 12 dengan mesin pendingin air | 50 – 150 | 280 – 850 |
| Penukar kalor air ke air | 150 – 300 | 850 – 1700 |
| **Penukar kalor tabung bersirip, air didalam tabung, udara melintas tabung** | **5,2 – 10,5** | **30 – 60** |
| Penukar kalor air ke minyak | 20 – 60 | 110 – 350 |

Dari data tabel di atas nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh yang di gunakan yaitu U = 30 - 60 W/.C dan yang dipilih adalah 60 W/.C

Metode NTU ini digunakan apabila harga-harga NTU, dan U sudah didapatkan dengan harga NTU yang diketahui dari efektivitas dipilih sebesar 0.25 dengan perbandingan = 0.25

Dimana :

NTU = 0.28

 = 0.70 kW/°C

U = 0.06 kW/ . °C

NTU =

Maka, A =

 A =

 Jadi, luas permukaan perpindahan panasnya adalah A = 3.26

**4.1.6 Mencari debit aliran fluida dan luas penampang aliran fluida pada 6000 rpm dengan = 0.25**

Debit aliran dan luas permukaan aliran dapat dicari dengan persamaan di bawah ini :

 Debit (Q) = ρ v A

 Keterangan :

 Q = Debit aliran fluida ()

ρ = Massa jenis (kg/)

v = Kecepatan aliran fluida (m/s)

A = Luas penampang aliran ()

1. **Air**

 = = = 354.83 K

Pada tabel air diperoleh :

 = 970.5 kg/

Keterangan :

 = 0.16 kg/s

 = 1 m/s

 = 970.5 kg/

Sehingga :

 = =

 = =

 = 0.00016 /s = 0.00016

1. **Udara**

 dicari dari tabel udara pada temperatur film udara

 = = = 306.16 K

 Pada tabel udara diperoleh :

 = 1.155 kg/

Keterangan :

 = 2.8 kg/s

 = 40 km/s = 11.11 m/s

 = 1.155 kg/

Sehingga :

 = =

 = =

 = 2.42 /s = 0.21

**Tabel 4.15 Perbandingan perhitungan laju kapasitas fluida panas dan dingin pada = 68.60 @ 6000 rpm dengan = 0.25**

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  **(kW/°C)** |  **(kW/°C)** |  **(°C)** |  **(°C)** |  **(°C)** |  **(°C)** | **(kg/s)** | **(kg/s)** | **(/s)** | **(/s)** | **()** | **()** |
| **Cc = Cmin** | 0,7 | 2,8 | 90 | 85.9 | 25 | 41.32 | 0.69 | 0,66 | 0,00068 | 0,59 | 0,05 | 0,00068 |
| **Ch = Cmin** | 2,8 | 0,7 | 90 | 73.67 | 25 | 29,08 | 2,8 | 0,16 | 0,00016 | 2.42 | 0,21 | 0,00016 |

Berdasarkan tabel perbandingan di atas antara = dan = , maka perhitungan yang dipilih adalah = .

**4.2 Perancangan bentuk dan ukuran**

Pada tahap ini perancangan bentuk dan ukuran ditentukan dengan beberapa asumsi dari data radiator yang sudah ada. Radiator yang sudah ada menjadi acuan dalam perancangan bentuk dan ukuran yang dirancang ulang. Berikut data-data dari radiator sebagai berikut :

## D:\TA Rian\Katalog Avanza\1.jpg

**Gambar 4.1 Radiator acuan**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| **No** | **Nama bagian** | **Ukuran (mm)** |
| 1. | Lebar radiator | 475 mm |
| 2. | Tinggi radiator | 404 mm |
| 3. | Tebal radiator | 20 mm |
| 4. | Jumlah tube | 46 |
| 5. | Jumlah kolom sirip | 47 |
| 6. | Jumlah sirip/kolom | 235 |
| 7. | Lebar tube | 15 mm |
| 8. | Tebal tube | 1.5 mm |
| 9. | Tinggi tube | 404 mm |

**4.2.1 Perhitungan luas permukaan perpindahan panas untuk radiator acuan.**

 Luas permukaan tube

A1 = ∑ tube x (Luas permukaan tube)

= 46 x (33 x 404)

= 613272

= 0.61

 Luas permukaan sirip

A2 = ∑ sirip per kolom x ∑ kolom sirip x (Luas permukaan satu sirip)

= 235 x 47 x 267

= 2949015

= 2.9

Jadi luas permukaan perpindahan panas radiator A= 3.51

**4.2.2 Perhitungan ukuran dan bentuk radiator hasil perancangan**

Perancangan ulang yang dihasilkan dari luas permukaan perpindahan panas sebesar A = 3.51 , maka dari hasil tersebut ditentukan bentuk dan ukuran radiator yang diinginkan dengan hasil ukuran sebagai berikut :

**Tabel 4.16 Perbandingan ukuran radiator acuan dan radiator hasil rancangan**

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| **No.** | **Jumlah tube** | **Jumlah kolom sirip**  | **Ac****()** | **A****()** |
| 1 | 46 | 47 | 0.19 | 3.51 |
| **2** | **42** | **43** | **0.17** | **3.26** |

Dari hasil di atas menunjukan bahwa hasil rancangan ulang memiliki 42 tube dan 43 kolom sirip, maka bentuk dan ukuran frontal radiator dapat ditentukan.

Menurut acuan radiator bahwa ukuran frontal radiator adalah lebar = 475 mm dan tinggi = 404 mm dengan A = 3.51 serta jumlah tube 46 dan kolom sirip 47. Dari hasil rancangan menunjukan bahwa A = 3.26, maka A dapat ditentukan dari hasil pengurangan tube 42 dan kolom sirip 43, yang menghasilkan lebar = 429 mm dan tinggi = 404 mm.



T = 404 mm

L = 429 mm

**Gambar 4.2 Skema luas frontal radiator hasil perancangan**

1. **= x T**

= 429 x 404

= 173316

= 0.17

 **= tube x (L tube x T tube)**

= 42 x (0.015 x 0.0015)

= 9.45 x

1. **Jarak antar tube**

 =

 =

 = 8.92 x m

1. **Luas permukaan tube**

 = ∑ tube x (Luas permukaan tube)

 = 42 x (33 x 404)

 = 560944

 = 0.56

1. **Luas seluruh sirip**

 = A -

 = 3.26 – 0.56

 = 2.71

1. **Luas sirip perkolom**

 =

 =

 = 0.06

1. **Panjang sirip perkolom**

 =

 =

 = 4 m

**4.3 Perhitungan perpindahan panas pada tube**

**Gambar 4.3 Tube**

Di bawah ini merupakan data yang diambil saat kondisi *engine* pada daya maksimum :

 = 90 °C ; = 85.9 °C

 = 25 °C ; = 41.32 °C

 = 0.015 m ; = 0.015 m

 = 0.40 m ; = 0.25 mm

 = 370 W/- K ; = 42

 = 0.5 mm ; = 0.25 mm

* + 1. **Perpindahan panas konveksi pada tube bagian dalam**

 = . (2( - 2 . ) + 2())

 = 42 . 0.40 (2(0.015 – (2 . 5x) + 2(2.5x )

 = 0.53

 = = = 87.95 °C

 = = = 33.16 °C

 = . ( - )

 = 370 . 0.53 (87.95 – 33.16)

 = 10744.31 W

 = 10.7 kW

1. **Tube depan**

 = .

 = 2.5x . 0.40

 = 1x

 = . ( - )

 = 370 . 1x (87.95 - 25)

 = 2.3 W

1. **Tube belakang**

 = .

= 2.5x . 0.40

= 1x

 = . ( - )

 = 370 . 1x (87.95 – 41.32)

 = 2.3 W

1. **Tube kanan**

 = ( . )

 = (0.015 . 5x) . 0.40

 = 3x

 = . ( - )

 = 370 . 3x (87.95 - 33.16)

 = 60.81 W

1. **Tube kiri**

 = ( . )

 = (0.015 . 5x) . 0.40

 = 3x

 = . ( - )

 = 370 . 3x (87.95 - 33.16)

 = 60.81 W

 = tube ( + + + )

 = 42 (7.31 + 5.41 + 60.81 + 60.81)

 = 5.6 kW

* + 1. **Perpindahan panas konduksi pada tube**

Diketahui :

 = 0.25 mm = 0.40 m

 = 87.95 °C = 33.16 °C

 = 60.81 W ``= 0.015 m

Untuk menetukan harga konduktifitas, material tube yang dipilih adalah tembaga. Dimana harga konduktifitas tembaga diperoleh dari grafik *defendence of the thermal conductivity of selected solids* yang diambil pada temperatur rata-rata dan sebesar = 61.16 °C. maka K tembaga adalah 410 W/m.K.

 = ( . )

 = (0.015 . 5x) . 0.40

 = 3x

1. **Distribusi temperatur bagian dalam**

 = = . ΔT

ΔT =

 = 0.0197 °C

ΔT = -

 = 87.95 - 0.0197

 = 87.93 °C

1. **Distribusi temperatur bagian luar**

 = = . ΔT

ΔT =

 = 0.0197 °C

ΔT = -

 = 33.16 - 0.0197

 = 33.14 °C

Karena tebal dinding yang sangat tipis, maka penurunan temperatur di atas sangat kecil. Sehingga untuk perpindahan panas konduksi dapat diabaikan.

* 1. **Perhitungan perpindahan panas pada sirip**

 Diketahui :

 : 8.92 x : 15 mm

 : 0.5 mm : 7.5 °

 : 235 : 0.40 m

1. = = = = 4.48x m
2. = +

 = 4.48x + = 4.73x m

1. = 2 ( . )

 = 2 (0.015 . 4.73x)

 = 1.41x

1. = 2 ( + )

 = 2 (0.015 + 0.0005)

 = 0.031 m

1. = .

 = 0.015 x 0.0005

 = 7.5x

**4.4.1 Perpindahan panas tube tanpa sirip**

**1. Bagian depan**

 = .

 = 0.0005 . 0.40

 = 2x

 = ( . ( - ))

= 42 (70 . 2x (87.95 - 25)

= 37.01 W

**2. Bagian belakang**

 = .

= 0.0005 . 0.40

= 2x

 = ( . ( - ))

 = 42 (70 . 2x (87.95 – 41.32)

 = 27.41 W

1. **Bagian samping kanan**

 = ( (( – (2 . )) + ()))

 = (0.40 . ((0.015 - (2 . 0.0005)) + (0.0005)))

 = 5.8x

 = -

 = 5.8x –

 = 4.9x

 = ( . ( - ))

 = 42 (70 x 4.9x (87.95 - 33.16))

 = 789.30 W

1. **Bagian samping kiri**

 = ( (( – (2 . )) + ()))

= (0.40 ((0.015 - (2 . 0.0005)) + (0.0005)))

= 5.8x

 = -

= 5.8x -

= 4.9x

 = ( . ( - ))

= 42 (70 . 4.9x (87.95 - 33.16)

= 789.30 W

**4.4.2 Perpindahan panas sirip antar tube**

 1. = 2 ( . )

 = 2 (0.015 . 4.73x)

 = 1.41x

 = ( . ( - ))

 = 235 (70 . 1.41x (87.95 - 33.16)

 = 127.08 W

2. = 2 ( . )

 = 2 (0.015 . 4.73x)

 = 1.41x

= ( . ( - ))

 = 235 (70 . 1.41x (87.95 - 33.16)

 = 127.08 W

**Perpindahan panas keseluruhan**

 = (42 . ) + (42 . ) + + + +

= (42 . 127.08) + (42 . 127.08) + 37.01 + 27.41 + 789.30 + 789.30

= 12317.74 W

= 12.31 kW

**Efisiensi sirip**

 = ƞ .

 = .

= 4.73x . 5x

= 2.36x

 = (4.73x)

= 0.09

Dengan melihat grafik *efficiency of straight fins* didapatkan harga efisiensi sebesar ƞ = 97 %

 = ƞ .

= 0.97 . 12.31

= 11.94 kW

**4.5 Analisa**

Perancangan ulang radiator di atas ada beberapa hal yang dapat dianalisa :

 Hasil perancangan radiator yang memiliki dimensi lebih kecil dibandingkan radiator yang sudah ada pada mobil Toyota Avanza, maka akan dilakukan optimasi pemilihan Efektivitas radiator yang dipengaruhi oleh perbandingan laju aliran massa udara dan air, dengan menghitung luas permukaan perpindahan panasnya. Dari metode NTU yang diketahui Efektivitas 0.25 dengan perbandingan 0.25. Pada radiator yang sudah ada luas permukaannya lebih besar dibandingkan hasil perancangan radiator lebih kecil. Dalam hal ini menunjukan ada beberapa pengurangan dari segi dimensi radiator.

**BAB V**

**KESIMPULAN DAN SARAN**

**5.1 Kesimpulan**

Dari hasil perancangan ulang radiator berdasarkan data spesifikasi mesin Toyota Avanza G 1.3 tahun 2004 dengan menentukan efektivitas 0.25 dan perbandingan laju kapasitas panas 0.25 serta kondisi kerja mesin yang sama dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Hasil perancangan ulang diperoleh jumlah tube 42, kolom sirip 43, jumlah sirip per kolom sebanyak 235, dan jarak antar tube 8.92 x m. Dengan ukuran tube yaitu tinggi 404 mm, lebar 15 mm dan tebal 1.5 mm.
2. Luas bidang frontal sebesar 0.17 dan luas permukaan tube sebesar 9.45 x .
3. Luas permukaan perpindahan panas radiator hasil perancangan sebesar 3.26 , sedangkan luas permukaan radiator acuan 3.51 .
4. Ukuran radiator hasil perancangan ulang lebar 429 mm, tinggi 404 mm, dan tebal 20 mm, sedangkan radiator acuan lebar 475 mm, tinggi 404 mm, dan tebal 20 mm. Dengan demikian ukuran radiator hasil perancangan ulang lebih kecil.

**5.2 Saran**

Agar hasil perancangan ulang radiator ini layak dibuat maka harus dikaji terlebih dahulu dari sisi laju aliran air dan udara yang mendukung pemilihan efektivitas dan koefisien perpindahan panas.