

PERANCANGAN ULANG DIMENSI UTAMA RADIATOR DENGAN MENGACU PADA SPESIFIKASI *ENGINE* TOYOTA AVANZA

Herman Somantri, Endang Achdi, Rian Muhamad Darmawan

Program Studi Teknik Mesin
Fakultas Teknik Universitas Pasundan Bandung
Jl. Setyabudi no. 193 Bandung 40153
E-mail : herman2519@gmail.com

Abstrak

Seperti kita ketahui bersama bahwa proses pembakaran di dalam ruang bakar terjadi pada suhu tinggi dan berlangsung secara berulang. Hal tersebut dapat mengakibatkan suhu dinding silinder, kepala silinder, piston, katup, dan beberapa bagian lainnya meningkat. Untuk mendinginkan *engine* akibat proses pembakaran digunakan radiator dengan air sebagai fluida pendingin. Sesuai dengan perkembangan industri kendaraan bermotor saat ini, dimana optimalisasi desain dapat diarahkan untuk dapat menekan biaya bahan dan produksi secara keseluruhan sehingga diperoleh harga kendaraan yang relatif lebih kompetitif. Salah satu upaya yang dapat dilakukan adalah dari aspek komponen utama pendingin yang dikenal dengan radiator. Bagian ini masih dapat dikembangkan agar lebih optimal terutama dari aspek perancangan yaitu meminimalisir dimensi radiator dengan kondisi kerja *engine* yang sama dan beban pendinginan radiator yang didasarkan pada daya maksimum.

Salah satu upaya pengembangan radiator yang telah dilakukan melalui penelitian ini yaitu merancang ulang (*re-design*) radiator berdasarkan spesifikasi *engine* mobil Toyota Avanza 1.3 G tahun 2004 dengan menitikberatkan pada pemilihan parameter performansi radiator, sehingga diperoleh dimensi radiator yang lebih kecil jika dibandingkan dengan radiator yang telah ada. Hal ini dapat dilakukan dengan mempertimbangkan kondisi kerja *engine* yang sama dengan kondisi kerja radiator yang menjadi acuan. Dengan demikian, pada gilirannya nanti, diharapkan hasil perancangan ulang ini dapat memberikan kontribusi terhadap peningkatan efisiensi kendaraan roda empat secara keseluruhan, khususnya pada bagian pendinginan *engine*.

Dari hasil perancangan ulang radiator menggunakan pendekatan NTU-Efektivitas berdasarkan spesifikasi *engine* Toyota Avanza 1.3 G tahun 2004, dengan memilih efektivitas 0.25 dan perbandingan laju kapasitas panas udara terhadap air 0.25 diperoleh luas permukaan perpindahan panas radiator hasil perancangan ulang 3.26 m^2 . Sedangkan luas permukaan perpindahan panas radiator acuan 3.51 m^2 . Hasil perancangan ulang ini menunjukkan bahwa dimensi utama radiator menjadi lebih kecil jika dibandingkan dengan dimensi utama radiator yang sudah ada sekarang. Dengan demikian, upaya untuk dapat menekan biaya terutama dalam hal bahan (material) dapat terwujud.

Kata kunci : Perancangan ulang, parameter performansi radiator, dimensi radiator, suhu, NTU-efektivitas.

Pendahuluan

Latar Belakang

Proses pembakaran terjadi secara periodik pada suhu yang sangat tinggi. Akibatnya suhu dinding silinder, kepala silinder, piston, katup dan beberapa bagian lainnya menjadi naik. Radiator digunakan untuk mendinginkannya. Dari aspek desain dimensi, radiator ini masih dapat dikembangkan yaitu dengan meminimalkan dimensi radiator pada kondisi kerja *engine* yang sama.

Salah satu upaya pengembangan radiator yang akan dilakukan melalui penelitian *penelitian* ini yaitu dengan desain ulang radiator yang lebih menitik beratkan pada pemilihan parameter performansi radiator, sehingga diperoleh dimensi

yang lebih kecil. Dengan kondisi kerja *engine* yang sama, maka diharapkan hasil desain ulang ini dapat berkontribusi dalam peningkatan efisiensi kendaraan mobil secara umum.

Identifikasi Masalah

Dewasa ini, beberapa produsen kendaraan roda empat (mobil) terus berlomba memproduksi kendaraan-kendaraan yang relatif murah tetapi memiliki performansi optimal. Salah satu upaya yang dapat dilakukan adalah dengan mengoptimalkan dimensi beberapa bagian kendaraan, dalam hal ini radiator, agar dapat dicapai dimensi yang optimal. Sehingga kebutuhan bahan baku menurun dan biaya dapat diminimalkan dengan tetap mempertahankan efisiensi secara keseluruhan.

Perumusan Masalah

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

Batasan Masalah

Dalam perancangan ulang ini, kondisi terbaik dapat dicapai dengan memperhatikan batasan-batasan sebagai berikut :

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

Tujuan

Merancang ulang radiator berdasarkan spesifikasi *engine* Toyota Avanza 1.3 G tahun 2004.

Manfaat

Hasil penelitian ini diharapkan dapat berkontribusi di dalam menambah informasi yang berkaitan dengan desain ulang radiator pendingin *engine* mobil.

Metodologi

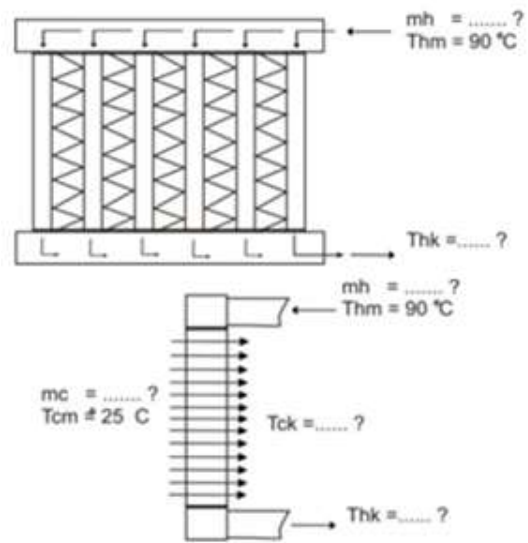
- a. Identifikasi masalah
Masalah-masalah dikelompokkan secara sistematis.
- b. Studi literatur
Mengkaji berbagai pustaka yang erat kaitannya dengan masalah yang dibahas.
- c. Menentukan kondisi perancangan
Memikirkan apa yang akan dikerjakan dengan sumber/data yang ada.
- d. Analisa termal dan perhitungan
Perhitungan termal dan pengukuran material dengan perhitungan yang ada.
- e. Perancangan bentuk dan ukuran
Merupakan langkah awal dari bentuk maupun ukuran.
- f. Gambar teknik
Merupakan suatu bentuk ungkapan dari suatu gagasan atau pemikiran mengenai suatu sistem/proses.

Spesifikasi Teknis *engine* yang digunakan sebagai acuan Data spesifikasi *engine* yang digunakan untuk perancangan radiator adalah *engine* Toyota Avanza 1.3 G tahun 2004.

1. Tipe <i>engine</i>	:	In-line 4 cylinder, 16 valve, DOHC, VVT-I
2. Isi silinder	:	1298 cc
3. Daya maksimum	:	68.60 kW @ 6000 rpm
4. Torsi maksimum	:	12,2 kgm @ 4400 rpm
5. Kapasitas tangki	:	45 liter

Kondisi kerja radiator

Perancangan radiator diambil pada kondisi *engine* mencapai daya maksimum yaitu sebesar $P_{max} = 68.60 \text{ kW @ } 6000 \text{ rpm}$.



Gambar 1. Skema kondisi kerja pada radiator

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 :

$$\eta = \frac{P}{Q_{bb}}$$

$$30\% = \frac{68.60}{Q_{bb}}$$
 Dengan asumsi efisiensi *engine* 30% maka panas hasil pembakaran,

$$Q_{bb} = 228.6 \text{ kW}$$
2. Dengan asumsi panas yang dibuang lewat air pendingin radiator 20% maka perpindahan panas pada radiator sebagai berikut :

$$Q_r = 20\% \times Q_{bb}$$

$$= 45.72 \text{ kW}$$

Perpindahan panas yang mungkin terjadi (Q_{max}) pada panas yang dilepaskan oleh radiator sebesar $Q_r = 45.72$ kW

Perancangan Ulang

Pada perancangan ulang ini yang digunakan adalah metoda NTU-Efektivitas.

Hasil dan Pembahasan

Analisa termal

Pada proses pendinginan atau disebut juga Q_{max} sudah ditentukan yaitu sebesar 45.72 kW. Harga Efektivitas yang dipilih sebesar 0.25, pemilihan ini didasarkan pada ukuran radiator yang akan dirancang ulang. Sehingga perpindahan panas aktual (Q_{akt}) dapat diperoleh, dimana :

$$\varepsilon = \frac{Q_{akt}}{Q_{max}}$$

Maka : $Q_{akt} = 11.43$ kW

Dari perhitungan di atas maka dapat dihitung :

$$Q_{max} = C_{min} \times \Delta T_{max} = C_{min} \times (T_{hm} - T_{cm})$$

$$C_{min} = \frac{Q_{max}}{(T_{hm} - T_{cm})}$$

Keterangan : $T_{hm} = 90^\circ C = 363$ K
 $T_{cm} = 25^\circ C = 298$ K
 $Q_{max} = 45.72$ kW

Sehingga :

$$C_{min} = 0.70 \text{ kW}/^\circ C$$

Dalam kondisi perancangan ini C_{min} dianggap adiabatik. Dengan menganggap $C_{min} = C_c$ atau $C_{min} = C_h$, maka besarnya suhu udara keluar dari radiator (T_{ck}) dapat dihitung.

Perhitungan dengan menganggap $C_{min} = C_c$

$$T_{ck} = T_{cm} + \frac{Q_{akt}}{C_c}$$

$$= 25^\circ C + \frac{11.43 \text{ kW}}{0.70 \text{ kW}/^\circ C}$$

$$= 41.32^\circ C = 314.32^\circ K$$

Laju aliran massa udara :

$$\dot{m}_c = \frac{C_{min}}{C_{pc}}$$

C_{pc} dicari dari tabel udara pada suhu film udara.

$$T_f = \frac{T_{cm} + T_{ck}}{2} = \frac{298 + 314.32}{2} = 306.16^\circ K$$

Pada tabel udara diperoleh :

$$C_{pc} = 1.0061 \text{ kJ}/\text{kg} \cdot ^\circ C$$

Dengan memasukkan harga C_{pc} , \dot{m}_c dapat dihitung :

$$\dot{m}_c = \frac{C_{min}}{C_{pc}} = \frac{0.70 \text{ kW}/^\circ C}{1.0061 \text{ kJ}/\text{kg} \cdot ^\circ C} = 0.69 \text{ kg/s}$$

Untuk pemilihan C_{min}/C_{max} didasarkan pada hasil grafik-grafik yang telah dibuat oleh (Kays dan London), yaitu $C_{min}/C_{max} = 0.25$. Di bawah ini merupakan tabel perbandingan harga C_c dan C_h pada putaran tertentu.

Putaran (rpm)	Daya (kW)	ε	C_h (kW/ $^\circ C$)	C_c (kW/ $^\circ C$)	Q_{max} (kW)	Q_{akt} (kW)
5600	57	0,25	0.44	0.44	28.3 3	7.08
6000	92	0,25	0,70	0.70	45.7 2	11.43

Tabel 1. perbandingan harga C_c dan C_h pada $C_{min}/C_{max} = 0.25$

Perhitungan untuk menentukan suhu air masuk (T_{hk}) dan suhu udara keluar (T_{ck}) pada putaran 6000 rpm.

$$T_{hk} : Q_{akt} = 11.43 \text{ kW}$$

$$T_{hm} = 90^\circ C : C_h = 2.8 \text{ kW}/^\circ C$$

$$T_{hm} = 90^\circ C - \frac{11.43 \text{ kW}}{2.8 \text{ kW}/^\circ C} = 85.9^\circ C$$

$$T_{hk} : Q_{akt} = 11.43 \text{ kW}$$

$$T_{cm} = 25^\circ C$$

$$C_c = 0.7 \text{ kW}/^\circ C$$

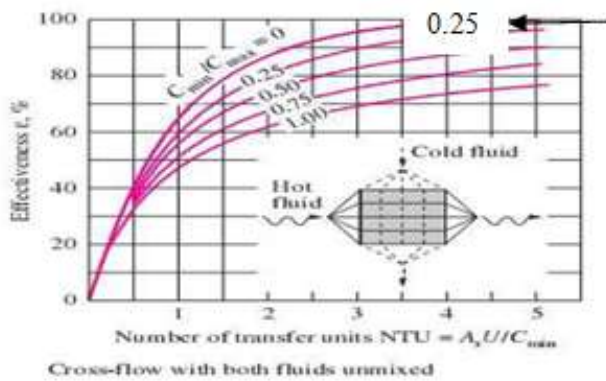
$$T_{hm} = 25^\circ C + \frac{11.43 \text{ kW}}{0.7 \text{ kW}/^\circ C} = 41.32^\circ C$$

Dibawah ini tabel perbandingan nilai T_{hm} , T_{hk} , dan T_{cm} , T_{ck} pada putaran *engine* berbeda dengan $C_{min}/C_{max} = 0.25$

Menghitung harga luas permukaan perpindahan panas menggunakan metode NTU $C_{min} = C_c$

Harga luas permukaan perpindahan panas dapat diperoleh jika besar NTU, C_{min} dan U diketahui.

Untuk menentukan harga NTU (Number Transfer of Unit), lihatlah grafik efektivitas aliran lintang dengan kedua fluidanya tak bercampur dibawah ini. Pada $C_{min}/C_{max} = 0.25$ dengan efektivitas $\varepsilon = 0.25$. maka :



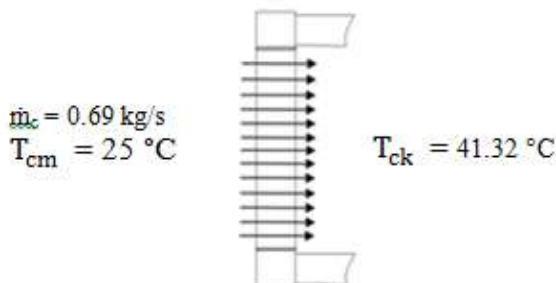
Gambar 2. Hubungan NTU-efektivitas

Jadi, harga NTU diperoleh = 0.28
 Nilai U yang dipilih adalah $60 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$.
 Maka luas permukaan perpindahan panas dapat dihitung :

$$\begin{aligned} \text{NTU} &= 0.28 \\ C_{\min} &= 0.70 \text{ kW/}^\circ\text{C} \\ U &= 60 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C} = 0.06 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{C} \\ A &= \frac{\text{NTU} \times C_{\min}}{U} = \frac{0.28 \times 0.70 \text{ kW/}^\circ\text{C}}{0.06 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{C}} \end{aligned}$$

Jadi, luas permukaan perpindahan panasnya adalah $A = 3.26 \text{ m}^2$

Di bawah ini merupakan gambar kondisi skematis radiator hasil perhitungan dengan menganggap $C_{\min} = C_c$



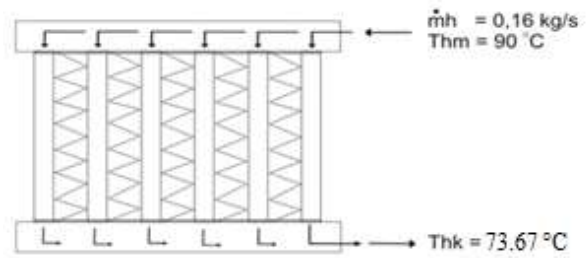
Gambar 3. Skematis radiator hasil perhitungan $C_{\min} = C_c$

Perhitungan dengan menganggap $C_{\min} = C_c$

Pada perhitungan dengan menganggap $C_{\min} = C_c$ telah diuraikan dasar perhitungannya, sedangkan perhitungan pada $C_{\min} = C_h$ ini tidak diuraikan karena dasar perhitungannya sama dan tersaji pada tabel berikut :

Q_{akt} (kW)	C_{\min} (kW/°C)	Suhu air keluar (°C)	Laju aliran massa udara (kg/s)
11.43	0.7	73.67	0.16

Tabel 2. Hasil perhitungan $C_{\min} = C_h$



Gambar 4. Skematis radiator hasil perhitungan $C_{\min} = C_h$

Gambar skematis radiator di atas merupakan kondisi dari hasil perhitungan dengan menganggap $C_{\min} = C_h$.

Perancangan bentuk dan ukuran

Berikut data-data dari radiator acuan.

- Lebar radiator : 475 mm
- Tinggi radiator : 404 mm
- Tebal radiator : 20 mm
- Jumlah tube : 46
- Jumlah kolom sirip : 47
- Jumlah sirip/kolom : 235
- Lebar tube : 15 mm
- Tebal tube : 1.5 mm
- Tinggi tube : 404 mm
- Material : Tembaga

Perhitungan luas permukaan perpindahan panas untuk radiator acuan

Luas permukaan tube

$$\begin{aligned} A_1 &= \sum \text{tube} \times (\text{Luas permukaan tube}) \\ &= 46 \times (33 \times 404) = 613272 \text{ mm}^2 \\ &= 0.61 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Luas permukaan sirip

$$\begin{aligned} A_2 &= \sum \text{sirip per kolom} \times \sum \text{kolom sirip} \times (\text{Luas permukaan satu sirip}) \\ &= 235 \times 47 \times 267 \\ &= 2949015 \text{ mm}^2 = 2.9 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Jadi luas permukaan perpindahan panas radiator $A = 3.51 \text{ m}^2$

Perhitungan ukuran dan bentuk radiator hasil Perancangan

Dari luas permukaan perpindahan panas sebesar $A = 3.51 \text{ m}^2$, maka dapat ditentukan bentuk dan ukuran radiator yang diinginkan dengan hasil ukuran sebagai berikut :

No.	Jumlah tube	Jumlah kolom sirip	A _c (m ²)	A (m ²)
1	46	47	0.19	3.51
2	42	43	0.17	3.26

Tabel 3. Perbandingan ukuran radiator acuan dan radiator hasil rancangan

Dari hasil di atas menunjukkan 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 m² serta jumlah tube 46 dan kolom sirip 47. Dari hasil rancangan menunjukkan bahwa A = 3.26 m², maka A dapat ditentukan dari hasil pengurangan tube 42 dan kolom sirip 43, yang menghasilkan lebar = 429 mm dan tinggi = 404 mm

$$1. A = L \times T = 0.17 \text{ m}^2$$

$$2. A_h = \sum \text{tube} \times (L \text{ tube} \times T \text{ tube}) \\ = 42 \times (0.015 \times 0.0015) \\ = 9.45 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

3. Jarak antar tube

$$S_{\text{tube}} = \frac{L - (\sum \text{tube} \times T \text{ tube})}{(\sum \text{tube} - 1)}$$

$$S_{\text{tube}} = \frac{0.429 - (42 \times 0.0015)}{(42 - 1)}$$

$$S_{\text{tube}} = 8.92 \times 10^{-3} \text{ m}$$

4. Luas permukaan tube

$$A_{\text{tube}} = \sum \text{tube} \times (\text{Luas permukaan tube}) \\ = 42 \times (33 \times 404) \\ = 560944 = 0.56 \text{ m}^2$$

5. Luas seluruh sirip

$$A_{\text{s sirip}} = A - A_{\text{tube}} \\ = 3.26 - 0.56 \\ = 2.71 \text{ m}^2$$

Kesimpulan

1. Hasil perancangan ulang diperoleh jumlah tube 42, kolom sirip 43, jumlah sirip per kolom sebanyak 235, dan jarak antar tube 8.92×10^{-3} m. Dengan ukuran tube yaitu tinggi 404 mm, lebar 15 mm dan tebal 1.5 mm.
2. Luas bidang frontal sebesar 0.17 m² dan luas permukaan tube sebesar 9.45×10^{-4} m².
3. Luas permukaan perpindahan panas radiator hasil perancangan sebesar 3.26 m², sedangkan luas permukaan radiator acuan 3.51 m².
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.

Nomenklatur

U	:	Koefisien perpindahan panas total
U _{av}	:	Koefisien perpindahan panas rata-rata
T _{Cin}	:	Suhu fluida dingin disisi masuk dan keluar
T _{Cout}	:	Suhu fluida panas di sisi masuk dan keluar
C _{min}	:	Laju kapasitas panas minimal
C _{maks}	:	Laju kapasitas panas maksimal
C _c	:	Laju kapasitas fluida panas
C _h	:	Laju kapasitas fluida dingin

Referensi

- [1] Wiranto Arismunandar, "motor bakar dan sistem propulsi", 1998 : 60 - 61
- [2] Mc Graw, Hill Hiher Education, "Heat Transfer A Partical Approach", 2nd edition Yunus A Cengel, 2003
- [3] Frank P. Incopera & David P. Dewitt, "Introduction to Heat Transfer", 1985
- [4] American Society of Heating and Air Conditioning Engineering Guide, annually
- [5] KUPPAN, "Heat Exchanger Design Handbook"
- [6] Frank Kreith, "Principles Of Heat Transfer", Third edition,
- [7] "Standards of the tubular exchanger manufacturers association", 1988