

Rancangan Ulang Mesin AC Split Kapasitas 2 PK

Ainul Izzah¹, Zufri Hasrudy Siregar², Mawardi³

^{1,2,3}Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Al-Azhar
Jl. Pintu Air IV No. 214, Kwala Bekala, Padang Bulan, Medan, Sumatera Utara, Indonesia
E-mail: ¹Ainulizzah3@gmail.com

Submitted Date: Februari 05, 2024
Revised Date: Februari 19, 2024

Reviewed Date: Februari 18, 2024
Accepted Date: Februari 20, 2024

Abstract

This research aims to obtain the results of redesigning the 2 PK split AC machine. These results are then used to compare the cooling machine specifications based on existing data with the redesigned machine. This research uses quantitative methods. Using this method, the following research results were obtained; (1) Room air conditions with a temperature of 77°F or 25°C with a relative humidity of 55%, (2) Outside air conditions of 91.58°F or 33.10°C with a relative humidity of 72%, (3) Design using refrigerant type R 22 with the results of Coefficient Of Performance calculations (COP) engine 4.34, (4) The evaporator cooling load on the namplate is 16,500 btu/hr while the redesigned cooling load is 19,000 btu/hr, (5) The condenser from the calculation finger for the total exhaust heat of the condenser is 23,533.25 btu/hr while the existing data is 20,418.55 btu/hr, (6) The power obtained from the compressor calculation results is 1.62 kW so that a hermetic compressor with a low capacity unit reaching 7.5 kW is selected, (7) Based on the results of measuring the length of the capillary pipe on Existing data obtained is 1 m long while the capillary pipe as a result of the design is 1.2 m with a diameter of 2 mm.

Keywords: Test design, Split ac machine, 2 PK.

Abstrak

Penelitian ini bertujuan untuk memperoleh hasil perancangan ulang mesin AC split 2 PK. Hasil tersebut kemudian digunakan untuk membandingkan antara spesifikasi mesin pendingin pada data eksisting dengan hasil perancangan ulang. Penelitian ini menggunakan metode kuantitatif. Dengan metode tersebut diperoleh hasil penelitian sebagai berikut; (1) Kondisi udara ruangan dengan suhu 77°F atau 25°C dengan kelembaban relatif 55%, (2) Kondisi udara luar 91,58°F atau 33,10°C dengan kelembaban relatif 72%, (3) Perancangan menggunakan refrigeran jenis R 22 dengan hasil perhitungan *Coefficient Of Performance* (COP) mesin 4,34, (4) Beban pendingin evaporator pada namplate adalah 16.500 btu/hr sedangkan beban pendingin perancangan ulang sebesar 19.000 btu/hr, (5) Kondesor dari jari perhitungan besarnya panas buang total kondensor adalah 23.533,25 btu/hr sedangkan data eksisting 20.418,55 btu/hr, (6) Daya yang diperoleh dari hasil perhitungan kompresor adalah 1,62 kW sehingga dipilih kompresor hermetik dengan unit berkapasitas rendah mencapai 7,5 kW, (7) Berdasarkan hasil pengukuran panjang pipa kapiler pada data eksisting diperoleh panjang 1 m sedangkan pipa kapiler hasil perancangan 1,2 m dengan diameter 2 mm.

Kata Kunci : Rancangan ulangan, Mesin AC slipt, 2 PK

I. Pendahuluan

AC (*Air Conditioning*) merupakan salah satu faktor pendukung yang memberikan kenyamanan dalam beraktivitas di dalam ruangan baik rumah hunian, rumah sakit, hotel, perkantoran dan industri. Berdasarkan kegunaannya AC tidak hanya mendinginkan atau menyejukkan udara. AC dalam pemakaiannya juga bermanfaat mengatur kelembaban dan kebersihan udara di dalam ruangan (Ardiasyah, A & Siregar, I, A.,

2020). Variasi dalam pemakaian AC di dalam ruangan dimulai dari AC yang memiliki ukuran berkapasitas kecil sampai besar.

Hal penting yang harus diperhatikan dalam pemakaian AC adalah *refrigeration* (refrigerasi) dan pengkondisian udara. Kedua istilah tersebut saling berhubungan tetapi memiliki peran masing-masing. Ruang lingkup keduanya berperan sebagai pendingin dan mengurangi kelembapan (Stoecker, 1996).

Refrigerasi berfungsi untuk secara umum pendingin yang berkaitan dengan rumah tangga atau industri. Refrigerasi sering kali digunakan untuk industri manufaktur, industri kimia, pengolahan makanan dan minuman bersuhu dingin, *cold storage*, *ice scating rinks* dan *desalting*. Sementara itu pengkondisian udara sering kali digunakan untuk AC *spilt*, *window* tipe, AC sentral (*water chilling plant*), *rooftop* unit. Di dunia industri pengkondisian udara sering kali digunakan untuk proses *spary washer*, ruangan pabrik, produk fotografis, komponen presisi dan industri percetakan.

AC juga memberikan manfaat kenyamanan untuk tempat tinggal. Temperatur dan kelembaban AC dapat diatur sesuai dengan pengaturan yang diinginkan sehingga orang yang berada di dalam ruangan merasa nyaman. *Dry Bulb Temperature* (DBT) atau suhu udara kering untuk kenyamanan adalah 68⁰F sampai dengan 70⁰F. DBT juga mencapai 45 sampai dengan 55% *Relative Humdity* (RH).

Faktor kenyamanan menjadi salah satu penyebab meningkatnya penggunaan AC. Kondisi tersebut menjadi perlu dilakukan perancangan mesin AC baik untuk tempat hunian ataupun perkantoran. Perancangan dilakukan dengan menghitung ulang kaidah-kaidah perancangan standar. Kemudian membandingkan hasil perancangan dengan spesifikasi mesin pendingin pada data eksisting.

II. Metode Penelitian

Penelitian ini menggunakan metode kuantitatif, yang merupakan pendekatan sistematis untuk mempelajari fenomena tertentu dengan mengumpulkan data yang dapat diukur menggunakan teknik statistik, matematika, atau komputasi. Penelitian ini mengandalkan dua sumber data utama, yaitu data primer dan data sekunder. Data primer diperoleh secara langsung dari observasi lapangan, seperti analisis dan perhitungan terkait mesin AC Split 2 PK. Sementara itu, data sekunder diperoleh dari jurnal dan buku

referensi yang relevan dengan perhitungan mesin AC split 2 PK. Penelitian ini dilaksanakan di Universitas Al Azhar, dengan tahapan penelitian yang didasarkan pada urutan waktu di mana penelitian dilakukan. Prosedur perancangan ulang komponen mesin pendingin untuk sistem pendinginan ruangan terdiri dari tiga tahapan utama: pengumpulan data eksisting mengenai evaporator, kompresor, kondensor, dan pipa kapiler; proses perhitungan perancangan ulang; serta analisis hasil yang diperoleh dari perancangan ulang tersebut.

III. Hasil dan Pembahasan

Komponen utama dari sebuah mesin AC meliputi evaporator, kondensor, kompresor, dan pipa kapiler. Kehadiran keempat komponen ini sangat penting bagi operasional mesin refrigerasi. Ketepatan dalam menentukan dimensi mesin AC yang sesuai dengan beban pendinginan memiliki dampak yang signifikan terhadap kualitas udara di dalam ruangan. Perbedaan antara data eksisting dan hasil perancangan ulang pada keempat komponen tersebut mempengaruhi hasil akhir dari sistem pendinginan.

Matsuani dan Suwaryo (2020) menjelaskan proses evaporator terjadi ketika tekanan konstan sehingga terjadi perubahan fasa *refrigerant* dari cair menjadi uap. Evaporator berperan sebagai bagian sistem pendingin udara yang bertugas sebagai pengubah kalor serta memfasilitasi penguapan refrigeran dalam sistem sebelum kembali ke kompresor. Fungsi utamanya adalah menyerap panas dari udara sekitarnya, mengakibatkan penurunan suhu udara di sekitar evaporator. Suhu yang lebih rendah ini kemudian dialirkan ke tempat lain melalui hembusan udara dari kipas, yang menciptakan aliran udara. Perbandingan antara spesifikasi hasil perhitungan evaporator dan data eksisting memberikan informasi tentang kondisi mesin AC. Data dari perhitungan dan data eksisting tersebut dicatat sebagai berikut:

Tabel 1. Perbandingan Spesifikasi Evaporator

No	Data	Eksiting	Hasil rancang ulang
1.	Kapasitas panas buang	4835,6 W	5563,39 W
2.	Koefisien perpindahan panas sisi refrigeran	12651,02 W/m ² °C	9334,77 W/m ² °C
3.	Koefisien perpindahan panas sisi udara	2049,97W/m ² °C	1143,78 W/m ² °C
4.	Koefisien perpindahan panas sisi menyeluruh	582,77 W/m ² °C	502,02 W/m ² °C
5.	Penurunan tekanan sisi refrigeran	5924,47 pa	5649,57 pa
6.	Tebal pipa terpakai	0,7 mm	1 mm
7.	Diameter dalam pipa	0,0088 m	0,0109 m
8.	Diameter luar pipa	0,0094 m	0,0127 m
9.	Jumlah pipa perlintasan	1	1
10.	Susunan pipa	<i>Triangular</i>	<i>Triangular</i>
11.	Panjang pipa per lintasan	0,75 m	0,77 m
12.	Tebal sirip	0,0002 m	0,00033 m
13.	Tinggi sirip	0,0077 m	0,006 m
14.	Jumlah sirip tiap in	23	8
15.	Bahan pipa	Tembaga	Tembaga
16.	Bahan sirip	Aluminium	Aluminium
17.	Banyaknya lintasan pipa	23	24
18.	Luas perpindahan panas total	0,47 m ²	0,64 m ²
19.	Dimensi plenum (m)	0,75 x 0,03 x 0,29	0,77 x 0,032 x 0,45

Kondensor memiliki peran dalam menerima aliran refrigeran berupa uap superheat dan mengembalikannya ke bentuk cair kembali. Perbandingan spesifikasi antara hasil perhitungan ulang kondensor dan data eksisting penting untuk mengetahui kapasitas panas yang dibuang oleh mesin AC (kondensor). Hal ini sangat terkait

dengan kemampuan evaporator dalam melakukan pendinginan, karena panas yang diserap oleh evaporator harus dapat dibuang kembali oleh kondensor. Data hasil perhitungan dan data eksisting dapat dilihat sebagai berikut:

Tabel 2. Perbandingan Spesifikasi Kondesor

No	Data	Eksiting	Hasil rancang ulang
1.	Kapasitas panas buang	5984,16 W	6897W
2.	Koefisien perpindahan panas sisi refrigeran	3193,1 W/m ² °C	4842,42 W/m ² °C

No	Data	Eksisting	Hasil rancang ulang
3.	Koefisien perpindahan panas sisi udara	1765,74W/m ² °C	538,33W/m ² °C
4.	Koefisien perpindahan panas sisi menyeluruh	976,04W/m ² °C	649,56 W/m ² °C
5.	Penurunan tekanan sisi refrigeran	4276,87 pa	4592,46 pa
6.	Tebal pipa terpakai	0,7 mm	1 mm
7.	Diameter dalam pipa	0,0088 m	0,0107 m
8.	Diameter luar pipa	0,0094 m	0,0127 m
9.	Jumlah pipa perlintasan	1	1
10.	Susunan pipa	<i>Triangular</i>	<i>Triangular</i>
11.	Panjang pipa per lintasan	0,77 m	0,86 m
12.	Tebal sirip	0,0001 m	0,00033 m
13.	Tinggi sirip	0,0033 m	0,006 m
14.	Jumlah sirip tiap in	23	8
15.	Bahan pipa	Tembaga	Tembaga
16.	Bahan sirip	Aluminium	Aluminium
17.	Banyaknya lintasan pipa	37	40
18.	Luas perpindahan panas total	0,77 m ²	1,19 m ²
19.	Dimensi plenum (m)	0,77 x 0,03 x 0,56	0,86 x 0,032 x 0,72

Evaporator diberikan data sebagai berikut:

1. Tebal Pipa

Data eksisting menunjukkan bahwa tebal pipa adalah 0,1 mm berdasarkan pengukuran, sedangkan dalam hasil perancangan ulang, tebal pipa adalah 1 mm. Meskipun demikian, tebal pipa tersebut

masih memenuhi syarat tebal minimum pipa berdasarkan rumus yang bergantung pada variabel seperti tekanan kerja refrigeran dan kekuatan bahan pipa.

$$t_m = \frac{P \cdot D_o}{2 \cdot S + 0.8 \cdot P}$$

$$= \frac{88,218 \times 0,5}{2 \times 6000 + 0,8 \times 88,218} = 0,00365 \text{ in}$$

$$= 0,09 \text{ mm}$$

P = Tekanan refrigeran didalam pipa = 88,215 Psi.

S = Tegangan ijin bahan pipa tembaga = 6000 psi.

2. Jumlah pipa dalam tiap lintasan

Dalam data eksisting, terdapat 23 lintasan, sedangkan dalam hasil perancangan ulang, terdapat 25 lintasan karena panjang pipa yang dihasilkan dalam perancangan ulang lebih besar.

3. Diameter luar pipa

Dalam data eksisting, diameter pipa adalah 0,375 inci yang diukur menggunakan jangka sorong. Sedangkan dalam hasil perancangan ulang, pipa yang dipilih memiliki diameter 0,5 inci karena tidak ada opsi pipa dengan diameter 0,375 inci. Dipilih pipa dengan diameter 0,5 inci BWG 20, dengan tebal pipa 0,035 inci dan diameter dalam 0,430 inci.

4. Diameter dalam pipa

Dalam data eksisting, digunakan pipa dengan diameter 0,88 cm yang diukur dari dua lokasi berbeda. Sedangkan dalam perancangan, pipa dengan diameter dalam 1,09 cm digunakan, diambil dari data pipa penukar kalor BWG 20 dengan diameter luar 0,5 inci.

5. Susunan pipa

Dalam data eksisting dan dalam perancangan ulang, susunan pipa evaporator diatur dalam pola segitiga. Namun, dalam perancangan ulang, susunan pipa disesuaikan dengan tabel yang disediakan oleh Kays and London untuk penukar kalor kompak.

6. Panjang pipa tiap lintasan

Dalam data eksisting, panjang pipa adalah 0,75 meter, diukur menggunakan mistar. Sedangkan dalam perancangan ulang, panjang pipa setiap lintasan adalah

0,77 meter, yang dihasilkan dari perhitungan yang dilakukan.

$$Le = \frac{P_p}{b}$$

$$= \frac{18,26}{24} = 0,77 \text{ m}$$

dengan,

Le = panjang pipa tiap lintasan

Pp = panjang pipa

b = banyaknya lintasan pipa

7. Tebal sirip

Dalam data eksisting, tebal sirip adalah 0,1 mm yang diukur menggunakan mistar. Namun, dalam perancangan, tebal sirip adalah 0,33 mm dan diperoleh dari tabel Kays and London. Tebal sirip berperan dalam menentukan efisiensi sirip yang selanjutnya memengaruhi koefisien perpindahan panas pada sisi udara. Semakin tinggi efisiensi sirip, semakin besar pula koefisien perpindahan panas pada sisi udara.

8. Tinggi sirip

Dalam data eksisting, tinggi sirip adalah 0,0077 meter, sedangkan dalam perancangan ulang, tinggi sirip adalah 0,006 meter yang didapat dari tabel Kays and London. Karena keterkaitan erat antara tinggi dan tebal sirip, tinggi sirip berpengaruh pada efisiensi sirip, seperti yang ditunjukkan dalam grafik efisiensi sirip.

9. Jumlah sirip tiap m

Dalam data eksisting, jumlah sirip per meter adalah 780, sedangkan dalam perancangan ulang, jumlah siripnya adalah 315 per meter, yang diambil dari tabel Kays and London.

10. Bahan pipa

Data eksisting dan perancangan ulang keduanya memilih tembaga sebagai bahan pipa karena sifat konduktivitas termal yang baik (Kern, 1983).

11. Bahan sirip

Data eksisting dan hasil perancangan ulang memilih aluminium sebagai bahan

untuk sirip-siripnya karena sifat aluminium yang memiliki konduktivitas panas yang baik, mudah dibentuk, dan ringan.

12. Banyak lintasan pipa

Dalam data eksisting terdapat 23 lintasan, sedangkan dalam hasil perancangan ulang terdapat 24 lintasan berdasarkan asumsi. Jumlah lintasan pipa memengaruhi panjang pipa pada setiap lintasan; semakin sedikit jumlah lintasan pipa, semakin panjang pipa pada setiap lintasan. Panjang pipa keseluruhan dalam data eksisting adalah 16,5 meter, sementara dalam hasil perancangan ulang adalah 18,64 meter.

13. Kapasitas pendinginan berdasarkan data eksisting

Informasi pada plakat menunjukkan beban pendinginan sebesar 16500 Btu/hr, sedangkan perhitungan dari perancangan ulang menunjukkan beban pendinginan sebesar 19000 Btu/hr. Perbedaan dalam beban pendinginan ini berdampak pada dimensi permukaan evaporator, termasuk panjang total pipa evaporator dan jumlah lintasan pipa. Variasi dalam beban pendinginan mengakibatkan perubahan dalam luas total perpindahan panas, sehingga menghasilkan perbedaan dalam panjang pipa.

Data kondensor sebagai berikut:

1. Tebal pipa

Dari hasil pengukuran, tebal pipa yang tercatat adalah 0,1 mm, sementara dalam perancangan ulang, tebal pipa adalah 1 mm dan masih melebihi ketebalan minimum yang ditentukan oleh rumus ketebalan minimum pipa. Ketebalan ini sangat dipengaruhi oleh variabel seperti tekanan kerja refrigeran dan kekuatan bahan pipa.

$$t_m = \frac{P \cdot D_o}{2 \cdot S + 0,8 P}$$

$$= \frac{333,774 \times 0,5}{2 \times 6000 + 0,8 \times 333,774} = 0,013 \text{ in}$$

P = Tekanan refrigeran didalam pipa = 333,774 Psi.

S = Tegangan ijin bahan pipa tembaga = 6000 psi.

2. Diameter luar pipa

Dari pengukuran menggunakan jangka sorong, diameter luar pipa adalah 0,375 inci. Namun, dalam perancangan ulang, karena tidak tersedia pipa dengan diameter luar 0,375 inci, dipilihlah pipa dengan diameter luar 0,5 inci BWG 20, dengan tebal pipa 0,035 inci dan diameter dalam 0,430 inci.

3. Diameter dalam pipa

Data eksisting memanfaatkan pipa dengan diameter 0,88 cm yang diukur dari dua lokasi berbeda. Sementara itu, dalam perancangan, pipa dengan diameter dalam 1,09 cm digunakan, yang berasal dari data pipa penukar kalor BWG 20 OD 0,5 in.

4. Tebal sirip

Dalam data eksisting, tebal sirip sebesar 0,1 mm diukur menggunakan mistar, sedangkan dalam perancangan, tebal sirip sebesar 0,33 mm diperoleh dari tabel Kays dan London. Ketebalan sirip memengaruhi efisiensi sirip, yang pada gilirannya mempengaruhi koefisien perpindahan panas pada sisi udara. Semakin tinggi efisiensi sirip, semakin besar koefisien perpindahan panas pada sisi udara.

5. Panjang pipa tiap lintasan

Dalam data eksisting, panjang pipa adalah 0,77 meter, yang diukur menggunakan mistar. Sedangkan dalam hasil perancangan ulang, panjang pipa tiap lintasan adalah 0,79 meter, yang dihitung berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan:

$$Le = \frac{P_p}{b}$$

$$\frac{34,76}{40} = 0,86 \text{ m}$$

Le = panjang pipa tiap lintasan

Pp = panjang pipa

6. Jumlah pipa dalam tiap lintasan

Dalam data eksisting, terdapat 37 lintasan, sedangkan dalam hasil perancangan ulang terdapat 40 lintasan. Susunan pipa kondensor, baik dalam data eksisting maupun hasil perancangan ulang, diatur secara triangular. Namun, dalam perancangan ulang, susunan pipa disesuaikan dengan tabel yang disediakan oleh Kays and London untuk penukar kalor kompak.

7. Tinggi sirip

Dalam data eksisting, tinggi sirip adalah 0,0033 meter, sementara dalam hasil perancangan ulang, tinggi sirip adalah 0,006 meter yang diambil dari tabel Kays and London. Karena keterkaitan yang erat antara tinggi dan tebal sirip, tinggi sirip akan berpengaruh terhadap efisiensi sirip, seperti yang ditunjukkan dalam grafik efisiensi sirip.

8. Jumlah sirip tiap m

Dalam data eksisting, terdapat 780 sirip per meter, sedangkan dalam hasil perancangan ulang, jumlah siripnya adalah 315 per meter, yang diambil dari tabel Kays and London.

9. Bahan pipa

Data eksisting dan hasil perancangan ulang keduanya mengadopsi tembaga sebagai bahan untuk pipanya karena alasan bahwa tembaga memiliki konduktivitas termal yang unggul (Kern, 1983).

10. Bahan sirip

Data eksisting dan hasil perancangan ulang memilih aluminium sebagai bahan untuk sirip-siripnya karena sifat konduktif panas yang baik, kemampuan untuk dibentuk dengan mudah, dan bobotnya yang ringan.

11. Banyak lintasan pipa

Dalam data eksisting, terdapat 37 lintasan pipa, sedangkan dalam perancangan ulang ada 40 lintasan berdasarkan asumsi. Jumlah lintasan pipa mempengaruhi

panjang pipa di setiap lintasan; semakin sedikit jumlah lintasan pipa, semakin panjang pipa di setiap lintasan. Untuk data eksisting, total panjang pipa adalah 27,75 meter, yang dihitung dengan mengalikan panjang pipa per lintasan (0,75 meter) dengan jumlah lintasan (37).

Dalam perancangan kompresor diberikan spesifikasi eksisting kompresor :

1. Merk AC : Uchida
2. Power source : 1-phase 220 V ; 50 Hz
3. Cooling capacity : 16500 Btu/h = 4,835 Kj/s.
4. Input : 1550 W.
5. Running Ampere : 7,3 A.
6. Refrigerant : R22 ; 1,15 Kg.

Dalam perancangan ulang ini, fokusnya adalah pada pemilihan jenis kompresor yang akan digunakan. Pemilihan tersebut didasarkan pada hasil perhitungan untuk daya yang dibutuhkan dan disesuaikan dengan kondisi lapangan terkait dengan penggunaan kompresor yang umumnya digunakan. Berdasarkan hasil perhitungan, daya yang diperlukan adalah 1,62 kW. Oleh karena itu, dipilih kompresor hermatik yang dirancang untuk unit berkapasitas rendah, hingga 7,5 kW.

Pipa kapiler adalah komponen yang digunakan dalam sebagian besar sistem pendinginan berukuran kecil dan telah diterapkan hingga kapasitas 10 kW. Biasanya, pipa kapiler memiliki panjang antara 1 hingga 6 meter, dengan diameter dalam berkisar antara 0,5 hingga 2 mm.

Cairan refrigeran memasuki pipa kapiler dan mengalir melaluinya, menyebabkan penurunan tekanan akibat gesekan dan percepatan refrigeran. Sebagian cairan berubah menjadi uap ketika melewati pipa ini. Untuk memenuhi persyaratan tertentu, berbagai kombinasi panjang dan diameter pipa kapiler dapat digunakan. Setelah dipasang, pipa kapiler

tidak dapat diatur kembali untuk mengatasi perubahan tekanan buang, tekanan hisap, atau beban.

Kompresor dan perangkat ekspansi harus mampu mencapai kondisi hisap dan buang yang sesuai, memungkinkan kompresor untuk memompa jumlah refrigeran yang sama dengan yang dilewatkan oleh perangkat ekspansi.

Dalam data eksisting, panjang pipa kapiler terukur sebesar 1 meter, sedangkan dalam hasil perancangan ulang, panjang pipa kapiler menjadi 1,2 meter dengan diameter 2 mm. Perubahan ini diperoleh melalui perhitungan berdasarkan data hasil pengukuran pada mesin.

IV. Kesimpulan

Mesin AC terdiri dari empat komponen utama: evaporator, kondensor, kompresor, dan pipa kapiler. Kehadiran keempat komponen ini sangat penting untuk operasional mesin pendingin. Kepastian dalam menentukan dimensi mesin AC yang cocok dengan beban pendinginan berdampak langsung pada kenyamanan dan kesegaran udara di dalam ruangan. Pada evaporator, terdapat perbedaan antara besarnya beban pendinginan yang tertera pada nameplate sebesar 16500 Btu/hr dan hitungan dari perancangan ulang yang menunjukkan beban pendinginan sebesar 19000 Btu/hr.

Kondesor Dari hasil perhitungan besarnya panas buang total kondensor adalah 23533,25 Btu/hr sedangkan data eksisting 20418,55 Btu/hr. Untuk kompresor, daya yang diperlukan sebesar 1,62 kW telah dihitung. Oleh karena itu, dipilih kompresor hermetik yang dirancang untuk unit dengan kapasitas hingga 7,5 kW. Mengenai pipa kapiler, panjang pipa kapiler tercatat 1 meter dari data eksisting berdasarkan pengukuran, sedangkan dalam hasil perancangan ulang, panjang pipa kapiler menjadi 1,2 meter dengan diameter 2 mm.

Ucapan terimakasih

Terimakasih penulis ucapkan kepada pihak-Kampus yang telah bersedia untuk menjadi tempat penelitian dan sebagai sarana dalam proses penelitian dalam menyelesaikan penelitian yang telah dilakukan serta membantu dalam berbagai hal baik ilmu, pengetahuan, gagasan dan pengalaman.

Daftar Pustaka

- Ardiansyah, Achmad dan Siregar, Herlamba, I. 2020. Rancang Bangun *Trainer Air Conditioning* Jenis Split Untuk Media Pembelajaran. *JRM*, 06 (01), 35-41.
- Austin, 1990. C., H., Zulkifli, H., Pompa dan Blower Sentrifugal. Jakarta: Erlangga
- Dietzel, F., 1992. Turbin Pompa dan Kompresor, Jakarta: Erlangga.
- Doborovolsky, V., Machine Element, Foreign Languages Publishing House, Moscow.
- Karrasik I., J., Krutzch, W., Cincin, Warren F., Messina J., H., 1978. Pump Handbook, 2nd edition, USA: Mc Graw Hill Company,
- Khetgurov M. Marine Auxiliary Machine System, Peace Publisher, 1996. Moskow Lazarkiewics, S., Tronskolanski, A., T., Impeller Pump, Widawnicta Warszawa : Naukowo-Techniczne.
- Makalah Seminar "Pengenalan Gas Alam Lapindo Brantas, Inc. 18 April 2001. Untuk Kawasan Industri" oleh Faiz Shahab, Hyatt Hotel Surabaya
- Matley, J., Fluid Movers, 1979. McGraw-Hill New York : Publication Co.
- Matsuani dan Suwaryo. 2020. Analisis Sistem Pengkondisian Udara Pada Ruang Kerja PT. Sarku Enjinering Utama. *Jurnal Rekaya Material, Manufaktur dan Energi*, 3(2), 93-102.
- Sato G.T, Sugiarto, 2000. Menggambar Mesin Menurut Standar ISO, Jakarta: PT Pradnya Paramita.

- Spott M.F., 1953. Design Of Machine Element, 2nd Edition, New York: Prentice Hall.
- Stepanoff, A., J., 1969. Centrifugal and Axial Flow Pumps, New York: John Willey and Sons.
- Sularso, Suga Kyokatsu, 1987. Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin Jakarta: P.T. Prandya Paramitha
- Sularso, Tahara,2000. Pompa dan Kompresor, Jakarta: PT Pradnya Paramita.