

ANALISA PENGARUH SUDUT MASUK TERHADAP JUMLAH SUDU PADA SUDU POMPA SENTRIFUGAL

¹Amirsyam Nasution,²Muslih Nasution, ³Muhammad Rohim
^{1,2,3}Program Studi Teknik Mesin UISU

Abstrak

Pompa sentrifugal yang digunakan sebagai alat transformasi fluida cair, memiliki komponen yang disebut impeller. Impeller dilengkapi dengan sudu – sudu pompa mempunyai pengaruh yang sangat vital pada kinerja pompa sehingga dengan menentukan sudut masuk dan keluar pada sudu pompa, akan diperoleh jumlah sudu yang tepat sehingga akan mempengaruhi kinerja perpindahan fluida cair yang dipompakan, untuk menghasilkan kapasitas pompa yang lebih baik. Dari hasil analisa penentuan sudut masuk dengan variasi sudut 18°, 20°, dan 25° terlihat pengaruh yang cukup signifikan seperti pada jumlah sudu kapasitas yang dihasilkan, dan efisiensi yang optimal. Dan dari hasil analisa ini dipilih sudut masuk impeller 20° dan sudut keluar 27° dengan diperoleh efisiensi pompa 77%, 78% dan 76% dengan daya pompa 15,32 KW.

Kata kunci: Pompa Sentrifugal, Impeller, dan Sudu

1. Pendahuluan

1.1 Latar Belakang

Penggunaan pompa sentrifugal banyak digunakan pada proses pengolahan air bersih (air minum), proses pemurnian air pada suatu pembangkit listrik, dan distribusi air di dalam sistem dunia industri. Para peneliti dan designer telah banyak melakukan penelitian pada pompa sentrifugal terkait masalah kinerja pompa sampai kepada material yang digunakan, bahkan dari komponen yang kecil sampai ke komponen / perangkat yang besar.

Pompa mempunyai berbagai macam jenis dan klasifikasi sesuai dengan kebutuhan pada aplikasi lapangan. Jenis pompa yang sering digunakan untuk memindahkan fluida tak mampu mampat ini adalah pompa sentrifugal, walaupun pompa sentrifugal memiliki berbagai klasifikasi namun secara umum prinsip cara kerja pompa sentrifugal adalah sama.

Menurut W. M. Rumaherang (2008) "*perhitungan aliran dan peramalan karakteristik pompa sentrifugal bertingkat dengan penggunaan CAD blade's system*" adalah karakteristik pada perhitungan teoritis harus sama atau sangat dekat ke karakteristik praktek dan hasil pengujian di laboratorium. Dimana pengaruh parameter – parameter hidrodinamika di sisi masuk sudu – sudu impeller, diffuser, sudu pengarah dan sisi keluar menentukan karakteristik pompa, sehingga dalam perencanaan pompa sentrifugal masalah yang terpenting adalah konstruksi geometri impeller dan masalah ini dapat di selesaikan melalui ketetapan perhitungan hidrodinamika pada proses desain, pabrikan dan pemasangan pompa.

Pompa sentrifugal yang digunakan sebagai alat transformasi fluida cair ini memilih komponen yang disebut impeller. Impeller di lengkapi dengan sudu – sudu pompa mempunyai pengaruh yang sangat vital pada kinerja pompa. Seperti jumlah sudu dan pengaruh sudut masuk dan keluar pada

sudu pompa sentrifugal. Sehingga dengan menentukan sudut masuk dan keluar pada sudu pompa, akan diperoleh jumlah sudu yang tepat sehingga akan mempengaruhi kinerja perpindahan fluida cair yang di pompakan, untuk menghasilkan kapasitas pompa yang lebih baik.

Menurut Dwi Aries Harmanto (2003) "*pengaruh jumlah sudu impeller terhadap unjuk kerja pompa sentrifugal*" yang melakukan penelitian dengan menggunakan empat buah pompa impeller semi terbuka yang memiliki jumlah sudu yang berbeda – beda dan menyimpulkan bahwa kenaikan jumlah sudu impeller menyebabkan kenaikan unjuk kerja pompa, dan pengurangan jumlah sudu berakibat pada turunya unjuk kinerja pompa.

1.2 Perumus masalah

Pada umumnya setiap pompa sentrifugal mempunyai impeller yang di lengkapi sudu pompa dengan sudut masuk yang bervariasi. Beberapa jenis sudut masuk pada pompa sentrifugal ini akan menentukan jumlah sudu pada impeller. Penentuan jumlah sudu ini berpengaruh terhadap kinerja impeller dimana jika jumlah sudu ini tidak tepat, maka kinerja impeller tidak optimal seperti jumlah sudu yang besar maka akan terjadi persempitan lubang laluan dan kerugian – kerugian gesekan. Sebaliknya jika jumlah sudu kecil maka sudu tidak mempunyai antaran yang baik pada zat cair. Maka dengan penentuan jumlah sudu yang tepat akan mempunyai pengaruh yang besar terhadap kerja pompa untuk menghasilkan kapasitas yang optimal.

1.3 Batasan Masalah

Pembahasan utama pada analisa pengaruh sudut masuk terhadap jumlah sudu pada sudu pompa sentrifugal ini mencakup pembahasan yang luas. Untuk menghindari ketidak – teraturan pembahasan dan mengingat luasnya pembahasan disertai dengan keterbatasan kemampuan dan

pengetahuan yang dimiliki penulis, maka pada tugas sarjana ini penulis membatasi masalah pada :

1. Perhitungan ukuran – ukuran impeller
 - a. Sisi masuk impeller
 - b. Sudut sisi masuk (β_1) 18° , 20° , dan 25°
2. Perhitungan sudu – sudu
 - a. Jumlah sudu – sudu
 - b. Tebal sudu
 - c. Efisiensi (η)

1.4 Tujuan

Adapun tujuan dari pengangkatan judul tugas sarjana " Analisa pengaruh sudut masuk terhadap jumlah sudu pada sudu pompa sentrifugal " adalah :

- a. Untuk memperkenalkan lebih spesifik bentuk sudu pompa.
- b. Memberikan gambaran untuk menganalisa sudu pompa sentrifugal
- c. Untuk memperoleh jumlah sudu yang tepat sehingga dapat meningkatkan kapasitas dan efisiensi dari pada kerja pompa.

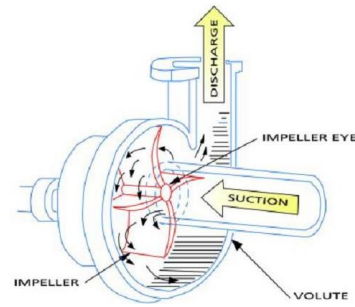
2. Tinjauan Pustaka

2.1 Pengertian Pompa

Pompa merupakan pesawat angkut yang bertujuan untuk memindahkan zat cair melalui saluran tertutup. Pompa menghasilkan suatu tekanan yang sifatnya hanya mengalir dari suatu tempat ke tempat yang bertekanan yang lebih rendah. Atas dasar kenyataan tersebut maka pompa harus mampu membangkitkan tekanan fluida sehingga dapat mengalir atau berpindah. Fluida yang di pindahkan ini disebut dengan fluida yang tidak dapat di mampatkan.

2.2 Prinsip Kerja Pompa

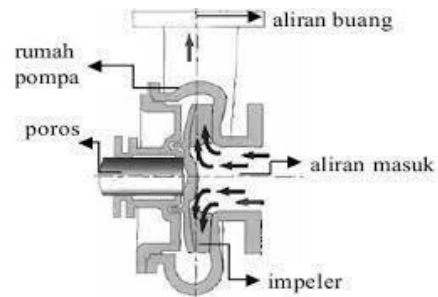
Prinsip kerja pompa adalah menghisap dan melakukan penekanan terhadap fluida. Seperti pada terlihat gambar 2.1 sisi hisap (*suction*) elemen pompa akan menurunkan tekanan dalam ruang pompa sehingga akan terjadi perbedaan tekanan antara ruang pompa dengan permukaan fluida yang dihisap. Akibatnya fluida akan mengalir ke ruang pompa, oleh elemen pompa fluida ini akan didorong atau diberikan tekanan sehingga fluida akan mengalir kedalam saluran tekan (*discharge*) melalui lubang tekan. Proses kerja ini akan berlangsung terus selama pompa beroperasi. Dari keterangan di atas maka dapat di simpulkan bahwa fungsi pompa adalah untuk mengubah energi mekanis dari penggerak pompa menjadi energi tekan dalam fluida sehingga akan menjadi aliran fluida atau perpindahan fluida melalui saluran tertutup.



Gambar 1. Pompa sentrifugal

2.2.1 Proses Pemompaan

Pada gambar 2.2 memperlihatkan proses pemompaan dimana poros pompa akan berputar apabila penggeraknya berputar, karena poros pompa berputar maka impeller dengan sudu – sudu impeller berputar. Zat cair yang telah ada di dalamnya akan ikut berputar, sehingga tekanan dan kecepatannya naik dan terlempar dari tengah pompa kesaluran yang berbentuk volut atau spiral dan disalurkan keluar melalui nosel.



Gambar 2. Proses pemompaan

2.3 Klarifikasi Pompa

Secara umum pompa dapat diklasifikasikan dalam dua kelompok besar yaitu :

1. Pompa Tekanan Statis (*Positive Displacement Pump*)

Pompa jenis ini bekerja dengan prinsip memberikan tekanan secara periodik pada fluida yang terkurung dalam rumah pompa. Pompa ini di bagi menjadi dua jenis yaitu:

- a. Pompa torak (*reciprocating pump*)

Pompa torak mempunyai berbagai utama berupa torak yang bergerak bolak – balik di dalam silinder. Fluida masuk melalui katup isap (*suction valve*) ke dalam silinder dan kemudian di tekan oleh torak sehingga tekanan statis fluida keluar melalui katup tekan (*discharge valve*).

- b. Pompa putar (*Rotary pump*)

Pada pompa putar fluida masuk melalui sisi isap, kemudian di kurung diantara rotor dan rumah pompa, selanjutnya di dorong ke ruang tekan dengan gerak putar dari rotor sehingga tekanan statisnya naik dan fluida akan di keluarkan melalui sisi tekan. Yang termasuk

jenis pompa ini adalah gear pump, screw pump, dan vane pump.

2. Pompa tekanan dinamis (*Rotodynamic Pump*)

Pompa tekanan dinamis disebut juga roto dynamic pump, turbo pump, atau impeller pump. Ciri – ciri utama dari pompa ini adalah :

- Mempunyai bagian utama berupa roda dengan sudu – sudu di sekelilingnya.
- Melalui sudu – sudu fluida kerja mengalir terus – menerus, dimana fluida berada di antara sudu – sudu tersebut.

Dimana energi mekanis (putaran poros) di berikan secara terus – menerus untuk memutar impeller, akibatnya fluida yang ada di dalam impeller terlempar menuju saluran keluar karena dorongan sudu – sudu. Fluida mendapat percepatan sehingga fluida mempunyai energi kinetik, kecepatan fluida keluar impeller ini selanjutnya akan berkurang dengan adanya sudu pengarah, difuser atau volute sehingga energi kinetik tadi akan diubah menjadi energi tekanan. Pompa tekanan dinamis dapat dibedakan sebagai berikut :

a. Berdasarkan jenis impeller

1. Pompa aliran radial

Pompa ini menggunakan impeller jenis radial atau francis. Konstruksinya sedemikian rupa sehingga fluida yang keluar dari impeller akan melalui bidang tegak lurus poros pompa seperti yang terlihat pada gambar 2.3a. Impeller di pasang pada suatu ujung poros dan pada ujung lainnya di pasang kopling untuk motor penggerak.

2. Pompa aliran campur

Pompa ini menggunakan impeller aliran campur (*mix flow*) pada gambar 2.3b terlihat bahwa aliran akan keluar dari impeller sesuai dengan arah bentuk permukaan kerucut rumah pompa.

3. Pompa aliran aksial

Pompa ini menggunakan jenis impeller aksial, fluida meninggalkan impeller bergerak sepanjang silinder rumah pompa kearah luar seperti yang terlihat pada gambar 2.3c. Konstruksinya mirip dengan pompa aliran campur, kecuali bentuk impeller dan difusernya.

3. Metodologi Penelitian

3.1 Metode Analisa

Dalam menganalisa pengaruh sudut masuk terhadap jumlah sudu pada pompa sentrifugal ini, dengan meninjau beberapa literatur yang di peroleh dari beberapa peneliti, seperti lewat media internet, *text book*, referensi peneliti yang membahas mengenai perancangan impeller, dan skripsi – skripsi yang menyinggung analisa sudu pompa. Dari data – data ataupun parameter yang di dapat, sehingga di lakukan penganalisaan data untuk menentukan jumlah sudu terhadap pengaruh sudut

masuk.

3.2 Tahap Persiapan

Tahap persiapan yang dilakukan dalam melakukan penulisan adalah Studi literatur, bagian ini membahas mengenai teori – teori dan persamaan – persamaan yang mendukung dalam menganalisa pengaruh sudut masuk terhadap jumlah sudu pada sudu pompa sentrifugal.

3.3 Tahap Pengumpulan Data

Tahapan – tahapan kegiatan yang di laksanakan selama penulisan yaitu tahap pengumpulan data seperti, penentuan referensi yang tepat sebagai rujukan, artikel yang memuat tentang sudu pompa dan diskusi yang di lakukan dengan beberapa teknisi lapangan.

3.4 Tahap Penyusunan Analisa

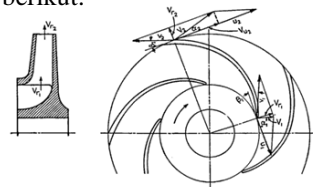
Analisa yang di lakukan dalam menentukan jumlah sudu pada sudu pompa sentrifugal adalah sebagai berikut:

- Prinsip Kerja Pompa
- Kapasitas Pompa (Q_p)
- Analisa sisi masuk sudu pompa sentrifugal (β_1)
- Analisa sisi keluar sudu pompa sentrifugal (β_2)
- Analisa jumlah sudu (z) dan tebal sudu (s)

4. Pembahasan

Impeller adalah salah satu komponen utama yang terpenting, impeller biasanya dalam satu kesatuan dan terbuat dari besi cor, perunggu, brons, dan baja tahan karat (*stainless steel*) yang berfungsi untuk merubah energi mekanis poros pompa menjadi energi kinetik fluida, dimana kecepatan fluida akan bertambah pada sudu – sudu impeller.

Penentuan ukuran sudu – sudu impeller tidak terlepas dari aliran – aliran yang terjadi di dalam impeller tersebut. Analisa perhitungan impeller berhubungan erat dengan kecepatan fluida pada sudu-sudu impeller. Diagram kecepatan fluida pada sudu – sudu impeller dapat di lihat pada gambar 3 berikut:

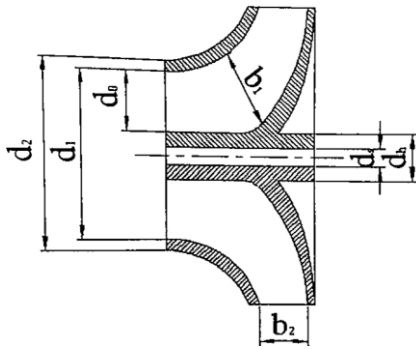


Gambar 3. Diagram Kecepatan Fluida

Keterangan:

- μ = kecepatan tangensial sudu
- α = sudut aliran fluida
- β = sudut kelengkungan sudu
- c_r = kecepatan radial fluida
- c = kecepatan absolut fluida
- c_t = kecepatan tangensial fluida
- ω = kecepatan relatif fluida terhadap sudu

Sedangkan bentuk penampang impeller dan dimensinya dapat di lihat pada gambar 5 berikut :



Gambar 5 Dimensi-dimensi impeller

Keterangan:

- Ds= Diameter poros (28 mm)
- d1 = Diameter sisi masuk impeller
- dh= Diameter hub
- d2 = diameter sisi keluar impeller
- do= Diameter mata impeller
- b1 = Lebar laluan sisi masuk impeller
- b2= Lebar laluan sisi keluar impeller

4.1 Perhitungan Sisi Masuk Impeller

a. Diameter hub (dh)

Diameter hub impeller di hitung dengan persamaan berikut:

$$d_h = (1,3 \text{ s/d } 1,4) d_s$$

$$= (1,3 \text{ s/d } 1,4) 28$$

$$= 36,4 \text{ s/d } 39,2 \text{ mm}$$

$$= 37 \text{ mm (diambil)}$$

b. Diameter mata impeller (do)

Diameter mata impeller (do) dapat di hitung dengan persamaan berikut:

$$d_o = \sqrt{\frac{4 \cdot A'_0}{\pi}}$$

Dimana :

- do = Diameter mata impeller
- A'0= Total luas penampang
- A'0= A0 + Ah
- A0= Luas perpotongan penampang
- Ah= Luas daerah perpotongan penampang pada hub

$$A_0 = \frac{Q'}{C_0}$$

$$Q' = \frac{Q}{\eta_v}$$

$$C_0 = \frac{C_{m1}}{\phi}$$

Q' = kapasitas teoritis (m³ / det)

Q = kapasitas pompa (m³ / det)

η_v= efisiensi volumetrik (0,96)

C₀= kecepatan aliran (m / det)

C₀= kecepatan aliran yang diasumsikan (m / det)

C_{m1}= kecepatan aliran sisi masuk impeller (m / det)

φ= koefisien penyempitan (diasumsikan 1,1)

sehingga:

$$Q' = \frac{0,0825 \text{ m}^3 / \text{det}}{0,96}$$

$$= 0,085 \text{ m}^3 / \text{det}$$

Selanjutnya kecepatan aliran (C₀) di hitung dengan menentukan c_{m1} :

$$C_0 = c_{m1}$$

$$C_{m1} = K_{cm1}$$

Dimana :

K_{cm1} = Koefisien kecepatan, di peroleh dari grafik koefisien kecepatan dengan menentukan kecepatan spesifiknya (n_sQ)

g= gravitasi (m / s²)

n= putaran pompa (rpm)

H = Head pompa (16 m, yang dianalisa)

$$n_{sQ} = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \frac{1480 \sqrt{0,0825}}{16^{3/4}}$$

$$= 53$$

Dimana

n_sQ = kecepatan spesifiknya

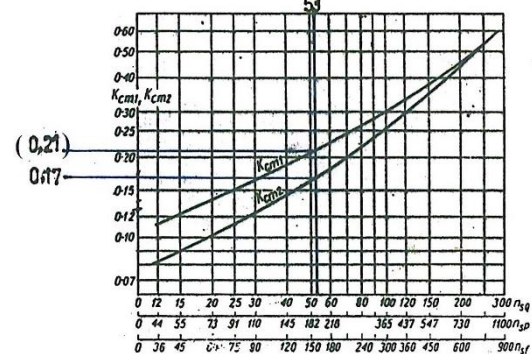


FIG. 3. Graph of the velocity coefficients K_{cm1} and K_{cm2} in relation to n_s (A. J. STEPANOFF).

Gambar 6. Grafik koefisien kecepatan K_{cm1} dan K_{cm2}

Dari grafik koefisien kecepatan dengan n_sQ = 53, diperoleh K_{cm1} = 0,21 sehingga c_{m1} diperoleh :

$$c_{m1} = K_{cm1} \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

$$c_{m1} = 0,21 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 16}$$

$$= 3,72 \text{ m / det}$$

Kecepatan spesifik pada sisi masuk di asumsikan menjadi: C₀ = 0,95 . C_{m1}

$$C_0 = 0,95 \cdot 3,72 = 3,53 \text{ m / det}$$

Sehingga kecepatan aliran diperoleh:

$$C_0 = \frac{3,72 \text{ m / det}}{1,1}$$

$$= 3,38 \text{ (m / s)}$$

Sehingga

$$A_0 = \frac{Q'}{c_0}$$

$$A_0 = \frac{0,085 \text{ m}^3 / \text{det}}{3,53 \text{ m / det}}$$

$$= 0,025 \text{ m}^2$$

Dan untuk luas daerah perpotongan penampang hub (A_h) adalah

$$A_h = \frac{\pi dh^2}{4}$$

$$A_h = \frac{\pi (0,037)^2}{4}$$

$$= 0,0011 \text{ m}^2$$

Sehingga total luas perpotongan penampang. A'_0 adalah :

$$A'_0 = A_0 + A_h$$

$$= 0,025 \text{ m}^2 + 0,0011 \text{ m}^2$$

$$= 0,0261 \text{ m}^2$$

Maka

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot A'_0}{\pi}}$$

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0261}{3,14}} = 0,182 \text{ m} = 182 \text{ mm.}$$

c. Diameter impeller sisi masuk (d_1)

Besarnya diameter sisi masuk impeller dengan sudu – sudu yang di lengkungkan, di hitung dengan mengambil diameter rata – rata antara mulut isap impeller dengan diameter hub. Besarnya diameter sisi masuk impeller di hitung dengan menggunakan rumus berikut:

$$d_1 = \sqrt{\frac{d_0^2 + dh^2}{2}}$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{(0,182)^2 + (0,037)^2}{2}}$$

$$= 0,134 \text{ m}$$

d. Lebar laluan sisi masuk impeller (b_1)

Lebar laluan sisi masuk impeller (b_1) dapat di hitung dengan persamaan berikut:

$$b_1 = \frac{A_1}{\pi \cdot d_1}$$

Dimana:

A_1 = Penampang sisi masuk impeller pada sudut masuk (m^2)

d_1 = Diameter impeller sisi masuk (mm)

$$A_1 = \phi \frac{Q'}{c_{m1}}$$

Dimana:

Q' = Kapasitas teoritis (m^3 / det)

Φ = Koefisien penyempitan (di asumsikan 1,1)

c_{m1} = Kecepatan aliran sisi masuk impeller (m / det)

$$A_1 = 1,1 \frac{0,085 \text{ m}^3 / \text{det}}{3,72 \text{ m} / \text{det}}$$

$$= 0,025 \text{ m}^2$$

$$b_1 = \frac{0,025 \text{ m}^2}{3,14 \cdot 0,134 \text{ m}}$$

$$= 0,0594 \text{ m}$$

$$= 59,4 \text{ mm}$$

e. Kecepatan tangensial sisi masuk impeller (μ_1)

$$\mu_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n}{60}$$

Dimana :

μ_1 = Kecepatan tangensial sisi masuk impeller pada sudu masuk (m / det)

d_1 = Diameter impeller sisi masuk (mm)

n = Putaran pompa (rpm)

$$\mu_1 = \frac{3,14 \cdot 0,131 \cdot 1480}{60}$$

$$= 10,15 \text{ m} / \text{det}$$

f. Sudut tangensial pada sisi masuk (β_1)

Air memasuki impeller biasanya di anggap secara radial, sehingga sudut masuk absolut $\alpha_1 = 90^\circ$, maka sudut tangensial dapat di hitung dengan persamaan,

$$\tan \beta_1 = \frac{c_{m1}}{\mu_1}$$

Dimana:

β_1 = Sudut tangensial pada sisi masuk ($^\circ$)

μ_1 = Kecepatan tangensial sisi masuk impeller pada sudu masuk (m / det)

c_{m1} = Kecepatan aliran sisi masuk impeller (m / det)

$$\tan \beta_1 = \frac{3,72 \text{ m} / \text{det}}{10,15 \text{ m} / \text{det}}$$

$$\tan \beta_1 = 0,366$$

$$\beta_1 = \text{arc tg } 0,366$$

$$\beta_1 = 20^\circ$$

g. Kecepatan relatif sisi masuk impeller (W_1)

$$W_1 = \frac{c_{m1}}{\sin \beta_1}$$

Dimana:

W_1 = Kecepatan relatif sisi masuk impeller (m / det)

c_{m1} = Kecepatan aliran (m / det)

β_1 = Sudut tangensial pada sisi masuk ($^\circ$)

$$W_1 = \frac{3,72 \text{ m} / \text{det}}{\sin 20^\circ}$$

$$= 10,87 \text{ m} / \text{det}$$

Dari hasil perhitungan yang telah di peroleh, maka dapat di gambarkan ke dalam suatu segitiga kecepatan,

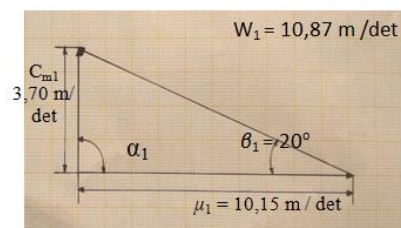
$$\beta_1 = 20^\circ$$

$$\mu_1 = 10,15 \text{ m} / \text{det}$$

$$c_{m1} = 3,72 \text{ m} / \text{det}$$

$$\alpha_1 = 90^\circ$$

$$W_1 = 10,87 \text{ m} / \text{det}$$



Gambar 7. Segitiga kecepatan sisi masuk

4.2 Menentukan Variasi Sudut (β_1) Sisi Masuk Impeller

Untuk menentukan suatu variasi sudut masuk (β_1), maka harus di tentukan terlebih dahulu harga dari c_{m1} , yang mana telah di peroleh dari perhitungan sebelumnya, yakni $c_{m1} = 3,72$ m/det. Dengan mengasumsikan koefisien konstruksi $\varphi = 1,25$, maka akan diperoleh:

$$\begin{aligned} C_{m1} &= \varphi \cdot c_{m1} \text{ (m / det)} \\ &= 1,25 \times 3,72 \text{ m / det} \\ &= 5 \text{ m / det} \end{aligned}$$

Kecepatan sisi masuk di asumsikan dengan nilai yang terkecil: $c_{01} = 0,95$ m / det,

Sehingga $c_{m1} = 0,95 - 5,0$ (m / det)
Asumsi: $c_{m1A} = 3,25$ (m / det)
 $c_{m1B} = 4,20$ (m / det)
 $c_{m1C} = 4,70$ (m / det)

Variasi sudut masuk (β_1) dapat ditentukan dengan persamaan sebelumnya yaitu:

$$\begin{aligned} \tan \beta_{1A} &= \frac{C_{m1A}}{\mu_1} \\ \tan \beta_{1A} &= \frac{3,25 \text{ m / det}}{10,15 \text{ m / det}} \\ \tan \beta_{1A} &= 0,325 \\ \beta_{1A} &= \text{arc tg } 0,325 \\ &= 18^\circ \\ \tan \beta_{1B} &= \frac{C_{m1B}}{\mu_1} \\ \tan \beta_{1B} &= \frac{4,20 \text{ m / det}}{10,15 \text{ m / det}} \\ \beta_{1B} &= \text{arc tg } 0,414 \\ \beta_{1B} &= 22^\circ \\ \tan \beta_{1C} &= \frac{C_{m1C}}{\mu_1} \\ \tan \beta_{1C} &= \frac{4,70 \text{ m / det}}{10,15 \text{ m / det}} \\ \beta_{1C} &= \text{arc tg } 0,463 \\ \beta_{1C} &= 25^\circ \end{aligned}$$

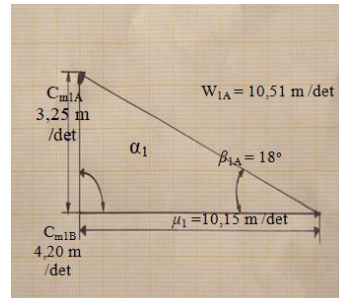
Sehingga kecepatan relatif (W) dari masing – masing sisi masuk impeller dapat di tentukan dengan persamaan sebelumnya,

$$\begin{aligned} W_{1A} &= \frac{C_{m1A}}{\sin \beta_{1A}} \\ W_{1A} &= \frac{3,25 \text{ m / det}}{\sin 18^\circ} \\ &= 10,51 \text{ m / det} \\ W_{1B} &= \frac{C_{m1B}}{\sin \beta_{1B}} \\ W_{1B} &= \frac{4,20 \text{ m / det}}{\sin 22^\circ} \\ &= 11,21 \text{ m / det} \\ W_{1C} &= \frac{C_{m1C}}{\sin \beta_{1C}} \\ W_{1C} &= \frac{4,70 \text{ m / det}}{\sin 25^\circ} \\ &= 11,12 \text{ m / det} \end{aligned}$$

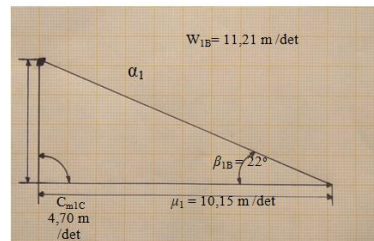
Dari hasil perhitungan yang telah di peroleh, maka dapat digambarkan ke dalam suatu segitiga kecepatan,

$$\begin{aligned} \beta_{1A} &= 18^\circ \\ \mu_1 &= 10,15 \text{ m / det} \\ c_{m1A} &= 3,25 \text{ m / det} \\ \alpha_1 &= 90^\circ \end{aligned}$$

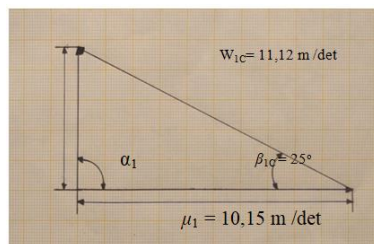
$$\begin{aligned} W_{1A} &= 10,51 \text{ m / det} \\ \beta_{1B} &= 22^\circ \\ \mu_1 &= 10,15 \text{ m / det} \\ c_{m1B} &= 4,20 \text{ m / det} \\ \alpha_1 &= 90^\circ \\ W_{1B} &= 11,21 \text{ m / det} \\ \beta_{1C} &= 25^\circ \\ \mu_1 &= 10,15 \text{ m / det} \\ c_{m1C} &= 4,70 \text{ m / det} \\ \alpha_1 &= 90^\circ \\ W_{1C} &= 11,12 \text{ m / det} \end{aligned}$$



Gambar 8. Segitiga kecepatan sisi masuk ($\beta_{1A} = 18^\circ$)



Gambar 9 Segitiga kecepatan sisi masuk ($\beta_{1B} = 22^\circ$)



Gambar 10 Segitiga kecepatan sisi masuk ($\beta_{1C} = 25^\circ$)

4.3 Perhitungan Sisi Keluar Impeller

Perhitungan Sisi Keluar Impeller (d_2)

$$d_2 = \frac{60 \cdot \mu_2}{\pi \cdot n}$$

Dimana:

- d_2 = Diameter impeller sisi keluar (mm)
- μ_2 = Kecepatan tangensial sisi keluar impeller (m / det)
- n = Putaran pompa (rpm)

$$\mu_2 = \frac{C_{m2}}{2 \cdot \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{C_{m2}}{2 \cdot \tan \beta_2}\right)^2 + g \cdot H_{th} (1 + C_p)}$$

Dimana:

- C_{m2} = Kecepatan aliran sisi masuk impeller (m / det)
- β_2 = Kecepatan tangensial sisi keluar impeller (m / det)
- g = Gravitasi (m / s²)
- H_{th} = Head teoritis (m)
- $(1 + C_p)$ = nilai koreksi untuk jumlah sudu pada perhitungan awal.

Kecepatan aliran sisi masuk impeller (c_{m2}) dapat di tentukan dari persamaan sebelumnya:

$$C_{m2} = K_{cm2} \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

Dimana :

K_{cm2} = Koefisien kecepatan, di peroleh dari grafik koefisien kecepatan dengan menentukan kecepatan spesifiknya (n_{sQ}).

- g = Gravitasi (m / s²)
- n = Putaran pompa (rpm)
- H = Head pompa (16 m, yang dianalisa)

$$n_{sQ} = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \frac{1480 \sqrt{0,0825}}{16^{3/4}} = 53$$

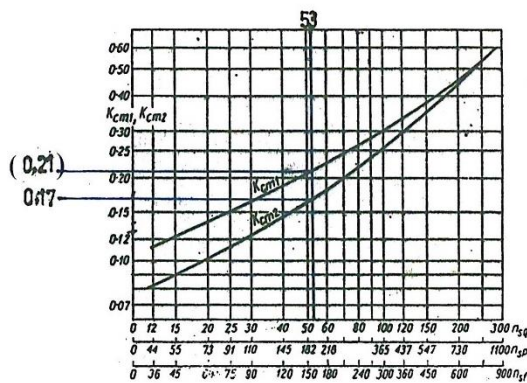


FIG. 3. Graph of the velocity coefficients K_{cm1} and K_{cm2} in relation to n_s (A.J. STEPANOFF).

Gambar 11. Grafik Koefisien Kecepatan K_{cm1} dan K_{cm2}

Dari grafik koefisien kecepatan dengan $n_{sQ} = 53$, diperoleh $K_{cm2} = 0,17$

Sehingga c_{m2} diperoleh

$$c_{m2} = K_{cm2} \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

$$c_{m2} = 0,17 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 16} = 3,10 \text{ m / det}$$

Kecepatan tangensial sisi keluar impeller, diasumsikan (β_2) = 28°(1 + C_p) adalah nilai koreksi untuk jumlah sudu pada perhitungan awal.

$$= (1,25 - 1,35)$$

$$= \text{diambil } 1,30$$

Head teoritis (H_{th}) ditentukan dengan persamaan berikut:

$$H_{th} = \frac{H}{\eta_h}$$

Dimana η_h = Efisiensi hidrolik

Menurut *Stephen Lazarkiewicz and AT. Trokolanski* nilai maksimum untuk efisiensi hidrolik adalah sebagai berikut:

Nilai maksimum dari efisiensi hidrolik terdapat antara 75% sampai 96%. Dalam hal ini diasumsikan bahwa nilai efisiensi hidrolik η_h : 78% = 0,78.

Sehingga

$$H_{th} = \frac{16 \text{ m}}{0,78} = 20,51 \text{ m}$$

Sehingga kecepatan tangensial sisi keluar impeller (μ_2) adalah,

$$\mu_2 = \frac{c_{m2}}{2 \cdot \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{2 \cdot \tan \beta_2}\right)^2 + g \cdot H_{th} (1 + C_p)}$$

$$\mu_2 = \frac{3,10 \text{ m / det}}{2 \cdot \tan 28^\circ} + \sqrt{\left(\frac{3,10 \text{ m / det}}{2 \cdot \tan 28^\circ}\right)^2 + 9,81 \text{ m/det}^2 \cdot 20,51 \text{ m}(1,30)}$$

$$\mu_2 = 2,915 + \sqrt{8,4979 + 261,564}$$

$$\mu_2 = 19,35 \text{ m / det}$$

Sehingga diameter impeller sisi keluar (d_2) adalah:

$$d_2 = \frac{60 \cdot 19,35 \text{ m / det}}{3,14 \cdot 1480} = 0,25 = 250 \text{ mm}$$

5. Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan pada analisa sudu pompa yang telah diselesaikan pada bab – bab sebelumnya, maka dapat di tuliskan kesimpulan dari analisa pengaruh sudut masuk terhadap jumlah sudu pada sudu sentrifugal dengan mendapat sudut masuk impeller (β_1) 18° 20° 25° dan sudut keluar impeller (β_2) 27° dengan masing – masing jumlah sudu 7,8 dan 9 buah dengan ketebalan 5 mm. Dari analisa tersebut masing – masing mendapatkan tingkat efesiensi nya adalah 77%, 78% dan 76% dengan spesifikasi pompa sebagai berikut :

- a. Jenis pompa adalah Pompa sentrifugal
- b. Kapasitas pompa 297 m³ / jam = 0.0825 m³ / det
- c. Head pompa 16 m
- d. Jumlah tingkat Single stage (satu tingkat)
- e. Putaran pompa 1480 rpm
- f. Daya pompa 15,32 Kw

Daftar Pustaka

- [1] Fritz Diesel, *Turbin, Pompa dan Kompresor, cetakan kedua*, (terjemahan oleh dakso sriyono), Penerbit Erlangga Jakarta, 1990.
- [2] Hendradji, *POMPA*, Pustaka Beta, Kebayoran Baru, Jakarta, 1952.
- [3] Rao N S Govinda, *Fluid Flow Machines.*, Tata Mc graw – Hill publishing Company

- Limited*, New dwlhi, 1986.
- [4] R. Munson Bruce, F. Young, H. Okiishi Theodore, *Mekanika Fluida*, Edisi ke empat Julid 2, Second Edition, Erlangga, Jakarta, 2005.
- [5] Stephen Lazarkiewiez and AT. Troskolanski "IMPELLER PUMPS"
- [6] Sularso Tahara Haruo, "Pompa dan kompresor, pemakaian dan pemeliharaan" PT. Pradya Paramita, Jakarta, 1983
- [7] W, M, Rumaherang "Perhitungan aliran dan peramalan karakteristik pompa sentrifugal bertingkat dengan penggunaan CAD blade's system, (2008)
- [8] Dwi Aries Harmanto "pengaruh jumlah sudu impeller terhadap unjuk kerja pompa sentrifugal" (2003).