

Optimasi Desain Impeller Pompa Sentrifugal Menggunakan Pendekatan CFD

Prihadi Nikosai TBS dan Irfan Syarief Arief

Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)

Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia

e-mail: irfansya@its.ac.id

Abstrak— Berbagai macam jenis pompa sentrifugal telah dirancang dan digunakan dalam berbagai industri perkapalan. Akan tetapi, proses desain dan prediksi kinerja pompa tersebut masih sulit diprediksikan, terutama karena sebagian besar parameter geometrisnya bebas dan merupakan efek yang tidak bisa secara langsung dievaluasi. Untuk alasan analisis, CFD ini digunakan dalam tahap perancangan dan konstruksi berbagai jenis pompa. Berdasarkan hasil rancangan tersebut dilakukan perhitungan meliputi kapasitas pompa, daya hidrolis, dan daya pada poros dari data yg didapatkan dari solver CFD untuk mendapatkan desain yang paling optimal dari beberapa variasi blade pada impeller. Hasil variasi jumlah blade yang paling optimal adalah dengan menggunakan 7 blade, dimana kapasitas yang dihasilkan lebih besar dari kapasitas base model yaitu 70,14 m³/h, daya yang dibutuhkan lebih rendah dibanding dengan base model yaitu 9,02 kW, dan head 31,03 m. base model dengan Q=70 m³/h, P=11 kW, H=30 m

Kata Kunci— Pompa Sentrifugal, Impeller, CFD.

I. PENDAHULUAN

BERBAGAI macam jenis pompa sentrifugal telah dirancang dan digunakan dalam berbagai aplikasi seperti industri perkapalan dan sektor teknis lainnya. Akan tetapi, proses desain dan prediksi kinerja pompa tersebut masih sulit diprediksikan, terutama karena sebagian besar parameter geometrisnya bebas dan merupakan efek yang tidak bisa secara langsung dievaluasi.

Biaya yang signifikan dan waktu proses *trial-and-error* dengan membangun dan menguji prototipe fisik akan mengurangi *margin* keuntungan produsen pompa. Untuk alasan analisis, CFD ini digunakan dalam tahap perancangan dan konstruksi berbagai jenis pompa [1-4]. Ketidakstabilan dan fenomena dinamis, seperti interaksi *rotor-stator* dapat juga dipelajari dengan bantuan CFD [5]. Penggunaan CFD mampu mengurangi biaya pengembangan secara signifikan pada perancangan pompa baru. Rata-rata penurunan diperkirakan 65% selama tahun 2005 [6]. Simulasi numerik dapat memberikan informasi yang cukup akurat tentang perilaku fluida di mesin, dengan demikian membantu *engineer* untuk mendapatkan evaluasi kinerja menyeluruh tertentu dari sebuah rancangan. Namun, tantangan untuk meningkatkan efisiensi hidrolis membutuhkan desain proses yang terbalik, di mana sejumlah besar alternatif desain harus dievaluasi. Proses untuk menghasilkan *mesh* adalah salah satu tugas yang melelahkan dalam pembuatan kode CFD yang banyak, dengan kualitas *final mesh* sangat tergantung pada pengalaman pengguna. Sebuah alternatif yang kompleks dalam bidang ini adalah penggunaan *grid cartesian* yang dapat mengurangi banyak proses dalam

pembuatan konstruksi. Namun *grid* sendiri tidak bisa tepat dalam peletakkannya, dan untuk ini alasan berbagai teknik numerik telah dikembangkan untuk meningkatkan akurasi di bagian ini [7-8].

Dari studi parametrik mengenai variasi beberapa variabel desain, maka dilakukan suatu penelitian yang menjadikan dasar skripsi yaitu membuat desain *impeller* yang optimal, kemudian dipresentasikan dan dibahas.

II. DASAR TEORI

A. Umum

Pompa sentrifugal adalah sub-kelas kerja *axisymmetric* dinamis [9]. pompa sentrifugal yang digunakan untuk memindahkan cairan oleh konversi rotasi energi kinetik dengan energi hidrodinamik dari aliran fluida. Rotasi energi biasanya berasal dari mesin atau motor listrik. Cairan masuk secara aksial melalui mata *casing*, terperangkap dalam pisau *impeller*, berputar tangensial dan radial sampai keluar melalui semua bagian daun yang mengelilingi *impeller* ke dalam *diffuser* (bagian dari *casing*). Fluida cairan akan meningkat baik kecepatan dan tekanan saat melewati *impeller*. Di bagian *casing* akan berkurang kecepatan alirannya dan lebih meningkatkan tekanannya.

B. Impeller

Impeller adalah komponen yang berputar dari pompa sentrifugal, biasanya terbuat dari besi, baja, perunggu, kuningan, aluminium atau plastik, yang memindahkan energi dari motor yang menggerakkan pompa yang dipompa dengan mempercepat cairan keluar dari pusat rotasi. Kecepatan yang dicapai oleh *transfer impeller* ke tekanan saat gerakan luar cairan yang dibatasi oleh *casing* pompa.



Gambar 1 Model Impeller

C. Karakteristik Pompa

Head total pemompaan adalah sama dengan penambahan energi fluida antara sisi masuk (*inlet*) dan ujung sisi keluar (*outlet*). *Head* adalah ukuran kemampuan pompa untuk mendorong fluida mengalir melalui sistem. Pada dasarnya *head* total adalah dari dua *head* yaitu *head* statis dan *head* dinamis.

- a. *Head* Statis adalah *Head* yang besarnya tidak terpengaruh oleh besarnya kecepatan aliran (debit).

b. *Head* Dinamis adalah *Head* yang dipengaruhi oleh kecepatan aliran.

Head total pompa yang harus disediakan untuk mengalirkan jumlah cairan seperti direncanakan, dapat ditentukan dari kondisi instalasi yang akan dilayani oleh pompa. *Head* total pompa dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut :

$$H = h_{st} + \Delta h_p + h_l + \frac{V^2}{2.g}$$

Dengan:

- H = *Head* total pemompaan [m]
- h_{st} = *Head* statis total [m]
- Δh_p = Perbedaan *head* tekanan [m]
- h_l = *Head* kerugian total [m]
- V²/2.g = *Head* kecepatan keluar [m]
- g = Percepatan gravitasi [m/s²]

Dari nilai tekanan pada sisi hisap dan tekanan pada sisi buang, *head* dari impeller dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut :

$$H = \frac{P_d - P_s}{\gamma}$$

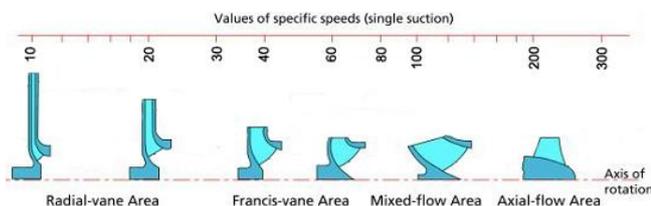
- Dengan , P_d = Tekanan buang [N/m²]
- P_s = Tekanan hisap [N/m²]
- γ = ρ.g [kg/m²]

Spesifikasi pompa dari perhitungan *head* total pompa dan kapasitas pemompaan (Q) = 0,0194 m³/s atau 70 m³/h dan Head (H) = 30 m dapat digunakan dalam pemilihan jenis pompa yang akan digunakan. Hal yang perlu di perhitungkan dalam pompa adalah kecepatan spesifik, karena akan menentukan jenis dari *impeller*. Kecepatan spesifik dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut:

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

Dengan:

- n_s = Kecepatan spesifik [rpm]
- n = Putaran poros pompa [rpm]
- Q = Kapasitas pemompaan [m³/s]
- H = *Head* total pompa [m]



Gambar 2 Model Impeller berdasarkan kecepatan spesifik

Putaran dapat ditentukan berdasarkan penggerak mulanya, dan dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut (Igor J. Karassik, 1976):

$$n_{syn} = \frac{f \cdot 2.60}{P} = \frac{f \cdot 120}{P}$$

- n_{syn} = Putaran standar motor sinkron [rpm]
- f = Frekuensi listrik [50 Hz]
- P = Jumlah kutub, diambil [2 pole]

Dengan memperhatikan dan memperhitungkan adanya faktor *slip* dari motor listrik sebesar 1 % – 2 % dari putaran pompa, maka putaran pompa menjadi lebih rendah. sehingga putaran pompa menjadi:

$$n_p = n_{syn} - \text{kerugian slip}$$

- n_p = Putaran pompa [rpm]
- n_{syn} = Putaran standar motor sinkron [3000 rpm]

Untuk mencari rencana daya pada motor yang digunakan pada penggerak pompa, maka kita harus menentukan efisiensi pompa terlebih dahulu karena berkaitan dengan daya motor yang digunakan.

Energi yang paling efektif yang diterima oleh fluida dari persatuan waktu disebut daya air, dan dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$P_w = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q$$

- Dengan, P_w = Daya fluida [Watt]
- ρ = Berat jenis fluida [kg/m³]
- g = Percepatan gravitasi [m/s²]
- Q = kapasitas pemompaan [m³/s]

Untuk menentukan daya poros pompa terlebih dahulu ditentukan efisiensi pompa :

$$P_{sh} = P_w / \eta$$

$$P_{sh} = \text{Daya Shaft (Watt)}$$

massa aliran fluida dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$\dot{m} = \rho \cdot Q$$

- Dimana, ṁ = mass flow [kg/s]
- ρ = berat jenis fluida [kg/m³]
- Q = kapasitas pemompaan [m³/s]

D. Computational Fluid Dynamics

CFD merupakan analisa sistem yang melibatkan aliran fluida, perpindahan panas, dan fenomena yang terkait lainnya seperti reaksi kimia dengan menggunakan simulasi komputer.

Secara umum kerangka kerja CFD meliputi formulasi persamaan-persamaan *transport* yang berlaku, formulasi kondisi batas yang sesuai, pemilihan atau pengembangan kode-kode komputasi untuk mengimplementasikan teknik numerik yang digunakan. Suatu kode CFD terdiri dari tiga elemen utama yaitu *pre-processor*, *solver* dan *post processor*.

1. Pre-processor

Pre-processor meliputi masukan dari permasalahan aliran ke suatu program CFD dan transformasi dari masukan tersebut ke bentuk yang cocok digunakan oleh *solver*.

2. Solver

Solver dapat dibedakan menjadi tiga jenis yaitu *finite difference*, *finite element* dan *metode spectral*.

3. Post processing

Merupakan tahap visualisasi dari tahapan sebelumnya. Berupa animasi, plot *surface* 3D & 2D, dan sebagainya.

III. METODOLOGI

Dalam penelitian ini, akan dilakukan identifikasi dan perumusan masalah yaitu berapa efisiensi dari *impeller* dan kapasitas yang dihasilkan dari hasil optimasi desain. Untuk permasalahan yang pertama adalah pembuatan model *impeller*, pada penelitian ini menggunakan *software* yang mendukung ekstensi untuk Numeca Fine™ Turbo Dengan kapasitas 70 m³/h, *head* 30 m, putaran 2900 rpm. Selanjutnya, permasalahan yang kedua dapat dipecahkan setelah permasalahan yang pertama telah mempunyai hasil.

Untuk lingkup penelitian yang kedua, adalah pengujian model dan pencatatan data, pengujian dilakukan dengan pendekatan CFD (*Computational Fluid Dynamics*), pengujian dilakukan menggunakan *software* Numeca Fine™ Turbo dengan memvariasikan jumlah *blade*.

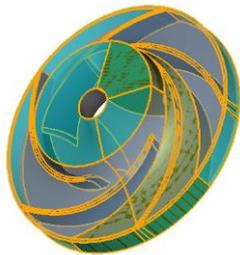
Setelah simulasi pada CFD selesai, selanjutnya adalah analisa data dan pembahasan yaitu membandingkan data yang sudah di dapat dari pengujian model pada tiap variabel serta menampilkan data tersebut dalam grafik.

IV. ANALISIS DAN PEMBAHASAN

A. Perancangan Model

Proses pertama yang dilakukan dalam *redesign impeller* adalah penggambaran model *hub* dan *shroud*. Model *impeller* tersebut didapat dari *software* cfturbo. Parameter sisanya merupakan variabel desain yang dapat dimodifikasi untuk meningkatkan kinerja dan efisiensi hidrolik *impeller* untuk operasi pada titik tertentu. Dalam penelitian ini variasi jumlah *blade* ada 4, menggunakan 5 *blade*, 6 *blade*, 7 *blade*, dan 8 *blade* dengan *wrap angel blade* 115° untuk semua variasi.

Namun sebelum model tersebut disimulasikan perlu dilakukan proses *meshing*, model *impeller* seperti Gambar 2 kemudian di *export* menjadi file dengan format *extension* geomturbo dari *software* cfturbo untuk dapat di lakukan proses *meshing* menggunakan Numeca Autogrid5™.



Gambar 3 Finishing Model Impeller

Tabel 1. Impeller Dimension

Parameter	Size
Hub Diameter	22mm
Suction Diameter	90mm
Impeller Diameter	165mm
Outlet Width	16mm
Wrap Angel	115°

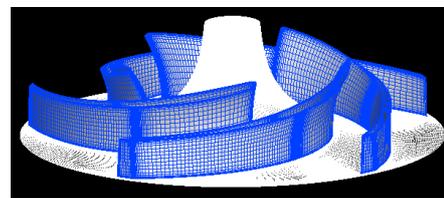
B. Meshing Generation

Proses selanjutnya *importing file* dengan *extension* .geomturbo untuk mendeteksi apakah geometri bentuk *blade*, *hub* dan *shroud* sudah memenuhi kriteria. *Number of point* yang direkomendasikan untuk tugas ini adalah diatas

400.000 untuk 3D *mesh*. Dengan *grid point number*=33; *wall cell width*=1e-005 untuk semua variasi.

Tabel 2. Mesh Statistic

Number of blades	Number of point
5	455367
6	450351
7	451011
8	434643



Gambar 4 Mesh Visualization

C. Pre Processor/ solver

Selanjutnya adalah *pre solver* atau *flow setting* menggunakan Numeca Fine™ Turbo. Kondisi simulasi harus disesuaikan dengan kondisi sesungguhnya agar mendapatkan hasil yang maksimal. Untuk mendekati dengan kondisi *real* dan sesuai dengan tujuan penelitian, maka *input* yang akan digunakan adalah kecepatan spesifik fluida, *mass flow*, dan putaran pompa. Dimana ns=31,05 rpm; ṁ=19,93 kg/s; n=2900.

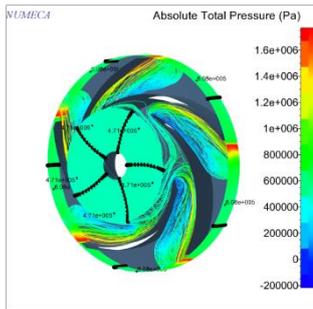
D. Solver

Solver adalah proses perhitungan oleh komputer berdasar *flow setting* dari spesifikasi *impeller* pompa untuk mendapatkan kondisi yang diinginkan. Evolusi residu rata-rata di seluruh *domain* dapat diamati selama proses konvergensi atau proses *running solver*. Demikian pula, evolusi keseimbangan aliran massa (*in/ out*) dan efisiensi juga ditampilkan.

E. Post Processor

Proses dalam Numeca Fine™ Turbo dimana mengorganisasi dan menginterpretasi data hasil simulasi *solver* CFD yang bisa berupa gambar, kurva, dan animasi pada *tab* CFView. seperti Gambar 5 – Gambar 8 nilai tekanan pada sisi inlet dan outlet dapat diketahui, sehingga dapat dihitung *head* yang dapat dicapai dari tiap variasi jumlah *blade* pada tiap *impeller*.

Number of blade : 5

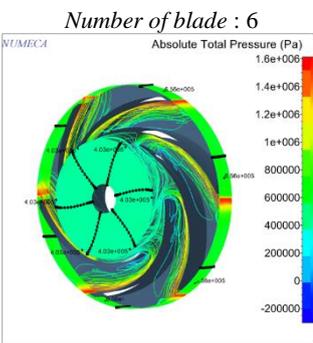


Gambar 5 Inlet-Outlet pressure & Strealine Contour

Number of blades	Inlet mass flow (kg/s)	Outlet mass flow (kg/s)	Efficiency
5	19,93	19,92	0,6088
6	19,93	19,98	0,6105
7	19,93	19,97	0,6518
8	19,93	19,93	0,6282

Tabel 4. Nilai Kapasitas dan Daya

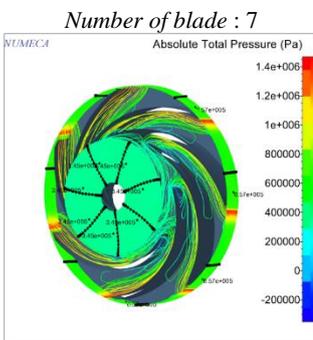
Number of blades	Flow Rate m ³ /h	Pw kW	Psh kW
5	69,96	5,86	9,63
6	70,17	5,88	9,63
7	70,14	5,88	9,02
8	70,00	5,87	9,34



Gambar 6 Inlet-Outlet pressure & Strealine Contour

Tabel 5. Nilai Head

Number of blades	ps	pd	pd-ps	H
	n/m ²	n/m ²	n/m ²	m
5	471000	608000	137000	13,62
6	403000	656000	253000	25,16
7	345000	657000	312000	31,03
8	315000	651000	336000	33,42

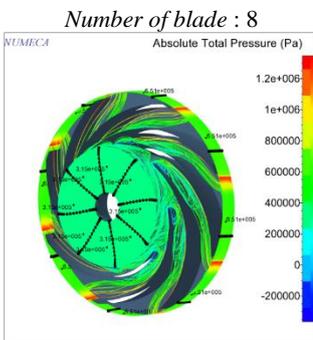


Gambar 7 Inlet-Outlet pressure & Strealine Contour

Hasil yang ditunjukkan dalam Tabel 3, Tabel 4, dan Tabel 5 menunjukkan bahwa *flow rate* dan daya yang dibutuhkan telah memenuhi tujuan penelitian dengan kapasitas *impeller* yang lebih besar membutuhkan daya penggerak yang lebih rendah, ditunjukkan dengan *impeller* dengan variasi 7 *blade* yang menghasilkan kapasitas 70,14 m³/h; daya 9,02 kW, dengan *head* 31,03 m.

Tabel 6. Perbandingan antara Base Model dengan Optimized Model

	Flow Rate m ³ /h	P kW	H m
Base Model	70,00	11,00	30,00
Optimized Model	70,14	9,02	31,03



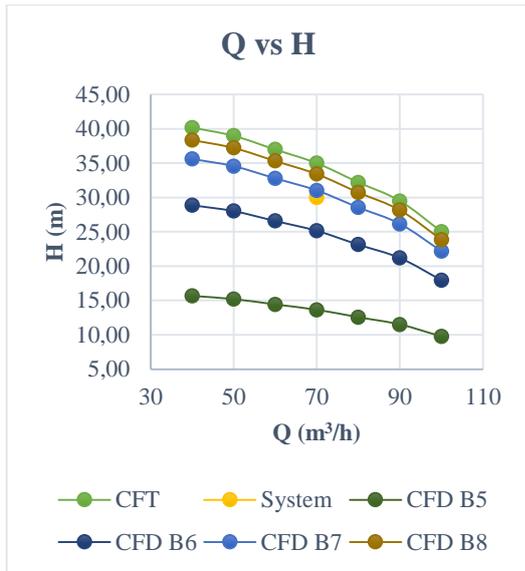
Gambar 8 Inlet-Outlet pressure & Strealine Contour

F. Performance Prediction

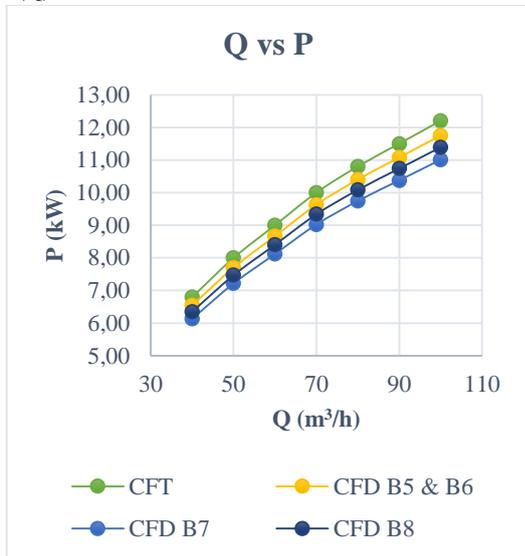
Tujuan membuat prediksi kinerja pompa adalah untuk mengetahui daerah kerja dari pompa yang direncanakan pada kondisi terbaik. Kinerja pompa merupakan hubungan antara *head* (H), daya (P), dan efisiensi (η) terhadap kapasitas pompa (Q) Berdasarkan hasil dari simulasi CFD.

Data yang dihasilkan dari simulasi Numeca Fine™ Turbo berupa data numerik adalah evolusi keseimbangan aliran massa (*in/ out*) dan efisiensi, dapat ditabulasikan seperti tabel berikut:

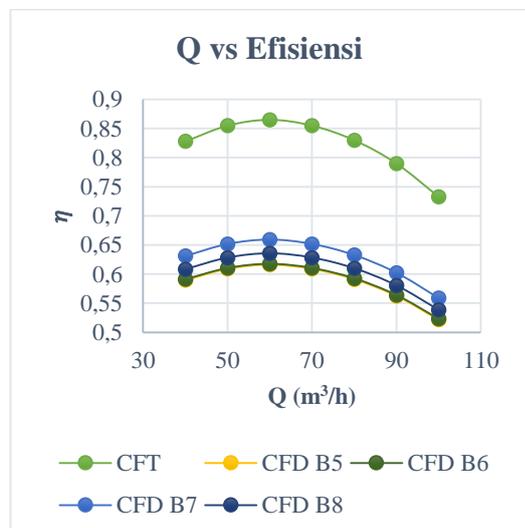
Tabel 3. Nilai Aliran Massa (*in/ out*) dan Efisiensi



Gambar 9 Kurva hubungan antara head (H) dan kapasitas pompa (Q)



Gambar 10 Kurva hubungan antara daya (P) dan kapasitas pompa (Q)



Gambar 11 Kurva hubungan antara efisiensi (η) dan kapasitas pompa (Q)

G. Hukum Kesebangunan (*Affinity laws*)

Untuk pompa dengan diameter *impeller* tetap, kapasitas akan berbanding lurus dengan kecepatan, *head* akan berbanding lurus dengan kuadrat kecepatan, dan daya yang dibutuhkan akan berbanding lurus dengan kubik kecepatan. Untuk diameter dan efisiensi yang konstan (*Affinity Laws*), $[Q/ N]$, $[H/ N^2]$, $[BHP/ N^3]$. Biasanya tidak ada perubahan berarti dalam efisiensi kisaran pompa dan kecepatan operasional normal.

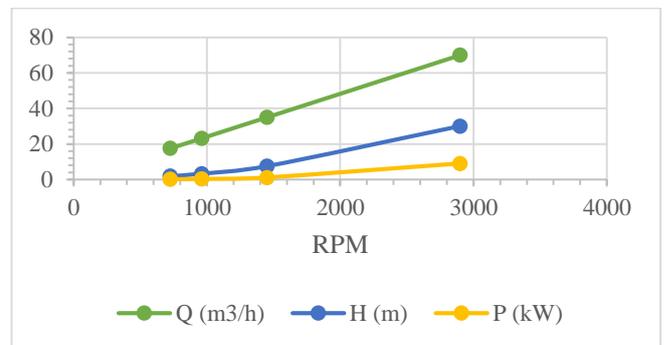
$$\left\{ \frac{Q1}{Q2} = \left(\frac{N1}{N2} \right) \right\} \left\{ \frac{H1}{H2} = \left(\frac{N1}{N2} \right)^2 \right\} \left\{ \frac{BHP1}{BHP2} = \left(\frac{N1}{N2} \right)^3 \right\}$$

Dari persamaan diatas dapat juga disimpulkan sebagai persamaan sebagai berikut:

$$Q2 = Q1 / \left(\frac{N1}{N2} \right) \quad H2 = H1 / \left(\frac{N1}{N2} \right)^2 \quad P2 = P1 / \left(\frac{N1}{N2} \right)^3$$

Data perhitungan menggunakan hukum keseimbangan menggunakan variasi rpm yaitu 1450, 960, 725 dapat ditabulasikan sebagai berikut:

	2900	1450	960	725
Q (m³/h)	70,00	35,00	23,17	17,50
H (m)	30,00	7,50	3,29	1,88
P (kW)	9,02	1,13	0,33	0,14



Gambar 12 Kurva hubungan antara Q, H, P dengan RPM

V. KESIMPULAN

Berdasarkan analisis dan pembahasan di atas, didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

- Outlet mass flow* terbesar terdapat pada variasi dengan menggunakan 6 *blade* yaitu 19,98 kg/s. Sedangkan *outlet mass flow* terendah terdapat pada variasi dengan menggunakan 5 *blade* yaitu 69,96 kg/s.
- Head* tertinggi terdapat pada variasi dengan 8 *blade* yaitu 33,42 m. Sedangkan *head* terendah terdapat pada variasi 5 *blade* yaitu 13,62 m.
- Efisiensi terbesar terdapat pada variasi dengan menggunakan 7 *blade* yaitu 0,6518. Sedangkan efisiensi terendah terdapat pada variasi dengan menggunakan 5 *blade* yaitu 0,6088.

- d. Daya *impeller* terendah terdapat pada variasi dengan menggunakan 7 *blade* yaitu 9,02 kW. Sedangkan Daya terbesar terdapat pada variasi dengan menggunakan 5 *blade* dan 6 *blade* yaitu 9,63 kW.
- e. Variasi jumlah *blade impeller* yang paling optimal adalah pada variasi dengan menggunakan 7 *blade*, dimana kapasitas yang dihasilkan lebih besar dari kapasitas *base model* yaitu 70,14 m³/h dan daya yang dibutuhkan lebih rendah dibanding dengan *base model* yaitu 9,02 kW dan *head* 31,03 m

DAFTAR PUSTAKA

- [1] C. Hornsby, [2002], "CFD – Driving pump design forward", World Pumps.
- [2] S. Cao, G. Peng, and Z. Yu, [2005], "Hydro Dynamics design of roto Dynamics pump impeller for multiphase pumping by combined approach of inverse design and CFD analysis, ASME Transactions", Journal of Fluids Engineering.
- [3] F.A. Muggli and P. Holbein, [2002], "CFD calculation of a mixed flow pump characteristic from shutoff to maximum flow, ASME Transactions", Journal of Fluids Engineering.
- [4] M. Asuaje, F. Bakir, S. Kouidri, and R. Rey, [2004], "Inverse design method for centrifugal impellers and comparison with numerical simulation tools", International Journal for Computational Fluid Dynamics.
- [5] M. Zhang, and H. Tsukamoto, [2005], "Unsteady Hydro Dynamics Forces due to Rotor-Stator Interaction on a Diffuser Pump with Identical Number of Vanes on the Impeller and Diffuser, ASME Transactions", Journal of Fluids Engineering.
- [6] J. Spann, and S. Horgan, [2006], "The evolution of pump design simulation", World Pumps.
- [7] T. Ye, R. Mittal, H.S. Udaykumar, and W. Shyy, [1999], "An accurate Cartesian grid method for viscous incompressible flows with complex immersed boundaries", Journal of Computational Physics.
- [8] E.A. Fadlun, R. Verzicco, P. Orlandi, and J. Mohd-Yusof, [2000], "Combined immersed-boundary finite-difference methods for three-dimensional complex flow simulations", J. of Computational Physics.
- [9] Shepard, Dennis G. [1956], "Principles of Turbomachinery", McMillan.