

Perancangan mechanical seal untuk pompa 5M Washington menggunakan sistem API Plan 62 dan standar API 682

Jatnika Gumilar Cahyana, Agus Budihadi

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Mercu Buana, Indonesia

Article Info

Article history

Received August 8, 2022

Revised September 26, 2022

Accepted December 27, 2022

Keywords

Mechanical seal;

Kontak face;

Secondary seal;

Hardware;

ABSTRACT

This research is related to changes in the seal system on the Washington 5M pump from gland packing to mechanical seals to eliminate losses that occur, the purpose of this research is to determine the type of material, components and mechanical seal design. The type of mechanical seal material is in accordance with the characteristics or specifications of the 5M Washington pump, based on the results of research conducted, good materials use process parts, face contact uses TC vs SSiC material, secondary seal uses o'ring with viton material, hardware uses C276 alloy material, while on the barrier, face contact uses Carbon vs SSiC material, secondary seal uses o'ring with Viton material, hardware uses SS. 316 and C276 alloy for spring and good mechanical seal design using a double pushes seal type with a balance type process section design and an unbalance type barrier section with performance calculations on the balance ratio process section of 0.73 and a temperature increase of 4.69°K, the design results are said to be good with the temperature increase not exceeding the allowable temperature rise limit of 5.6°K

This is an open-access article under the [CC BY-SA 4.0](https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/) license.



*Corresponding Author

Jatnika Gumilar Cahyana,

Jurusan Teknik Mesin,

Fakultas Teknik,

Universitas Mercu Buana,

Jl. Meruya Selatan No. 1, Kembangan, Jakarta Barat 11650, Indonesia

Email: Jatnika24@gmail.com

1. PENDAHULUAN

Pompa sering dijumpai dan dibutuhkan dalam kehidupan sehari-hari, baik di rumah tangga maupun industri. Pompa adalah perangkat mekanik untuk meningkatkan energi tekanan fluida. Secara umum pompa difungsikan sebagai pemindah fluida dari tekanan rendah ke tekanan tinggi atau sebagai alat sirkulasi fluida ke dalam sebuah sistem [1].

Semua jenis pompa terdiri dari dua bagian utama yang tersusun, yaitu stasioner (bagian yang diam) dalam hal ini adalah casing pompa, serta bagian yang berputar yakni poros dan impeller [2], antara kedua

bagian tersebut terdapat area yang mempertemukan fluida kerja yang dipompa dengan atmosfer secara langsung, pada titik inilah keberadaan sistem seal pada pompa diperlukan, sistem seal pada pompa berfungsi untuk mengurangi seminimal mungkin terjadinya kebocoran fluida kerja di area pertemuan antara sisi kasing pompa dengan rotornya [3].

Pompa 5M Washington berfungsi sebagai pompa transfer crude oil (minyak mentah) dari kilang minyak ke tempat penampungan, dengan fluida kerja yang ditransfer merupakan crude oil maka kebocoran dalam pompa harus seminimal mungkin sehingga tidak menyebabkan kerugian yang diakibatkan terbuangnya fluida kerja.

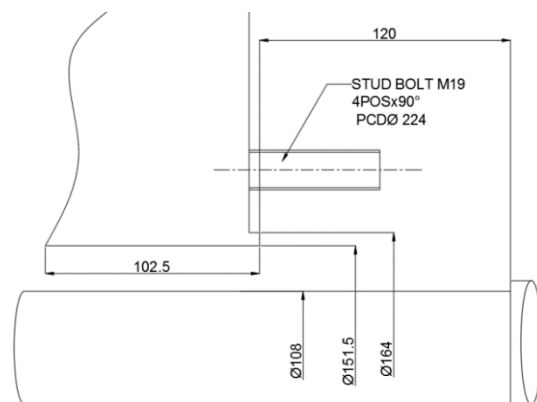
Sistem seal pada pompa 5M Washington menggunakan gland packing. Gland packing digunakan sebagai sealing device, tipe gland packing yang digunakan graphite Packing Braided flexible packing dengan spesifikasi ketahanan pressure 3 Mpa, shaft speed max 20m/s in rotary, dan temperatur mak 500°C, kekurangan sistem kerja gland packing yang mengharuskan kebocoran pada pompa dengan ketentuan kebocoran 15 – 30 ml/menit sehingga mengakibatkan terbuangnya media [4], pengecekan kebocoran berskala kebocoran, pengencangan berskala serta penggantian sleeve dan gland packing. Perencanaan sistem seal pada pompa diatur oleh American Petroleum Institute (API) yang terdapat pada API 610 sub bab 5.8.1 yang menyatakan pompa harus dilengkapi dengan *mechanical seal* dengan sistem penyegelannya yang sesuai dengan API 682 atau ISO 21049 [5], dikarenakan kekurangan dan mengikuti standar API 610 diputuskan untuk mengganti sistem seal ke *mechanical seal* dengan sistem API plan 62.

American Petroleum Institute (API) merupakan organisasi yang berdiri pada tahun 1919 yang bertujuan untuk menaungi semua segmen industri minyak dan gas alam Amerika dan penerapan standar meningkatkan keselamatan, efisiensi keberlanjutan operasional dan lingkungan pada industri minyak dan gas alam, standar yang digunakan untuk perancangan *mechanical seal* API 682.

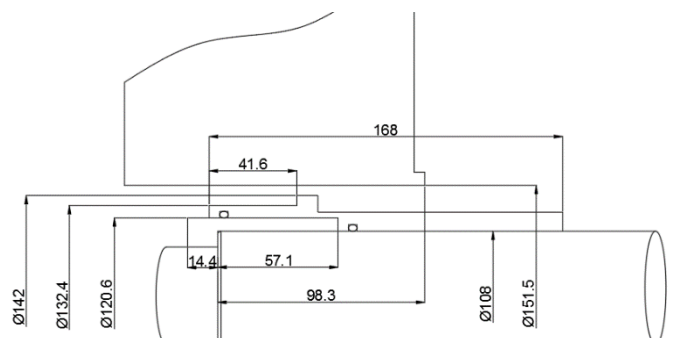
Sistem plan 62 merupakan sistem yang berfungsi sebagai pendingin, di mana proses kerja sistem plan 62 menggunakan aliran pendingin dari sumber eksternal yang dialirkan ke bagian atmosfer sistem seal.

2. METODE DAN BAHAN

Metode yang dilakukan dengan cara pengukuran langsung terhadap objek yang diteliti dan hasil dari wawancara kepada teknisi lapangan adapun pengukuran langsung ditunjukkan pada Gambar 1 dan Gambar 2.



Gambar 1: Data Hasil Pendataan Stuffing Box Pompa



Gambar 2: Data Hasil Pendataan Sleeve dan Hook Sleeve

Data hasil wawancara teknisi lapangan:

- | | |
|------------------------|------------------------------|
| a. Brand Pompa | : Washington |
| b. Type | : 5 M |
| c. Suct Pressure | : 2,5 Bar = 0,25 Mpa |
| d. Disch Pressure | : 4,5 Bar = 0,45 Mpa |
| e. Motor | : 700 HP |
| f. Volts | : 3300 |
| g. Rpm | : 1800 |
| h. Temperatur | : 110-125°F |
| i. Media pompa | : Crude Oil Mengandung pasir |
| j. Pressure box | : 3 Bar = 0.3 Mpa |
| k. API Plan | : 62 |
| l. Media pendingin | : Air |
| m. Laju aliran injeksi | : 11 l/m |

Berikut rincian peralatan pendukung yang akan digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

- Komputer
Komputer berfungsi sebagai alat untuk membuka aplikasi software yang bisa digunakan untuk membuat gambar rancangan mechanical seal.
- Jangka sorong (Califer)
Jangka sorong merupakan alat ukur dengan tingkat ketepatan dan ketelitian yang sangat baik (akurat). Jangka sorong berfungsi untuk alat pengukur dimensi panjang atau thikness, untuk lebih lanjut bisa dilihat pada gambar 3



Gambar 3: Jangka Sorong

- Mikrometer
Mikrometer berfungsi sebagai alat ukur untuk mengukur dimensi outer diameter, untuk lebih lanjut bisa dilihat pada gambar 4



Gambar 4: Mikrometer

d. Holtest

Holtes berfungsi sebagai alat ukur untuk mengukur dimensi inner diameter, untuk lebih jelas bisa dilihat pada gambar 5



Gambar 5: Holtes

3. HASIL DAN DISKUSI

Dalam perancangan mechanical seal terdapat beberapa faktor yang sangat menentukan akan keberhasilan perancangan, di antaranya :

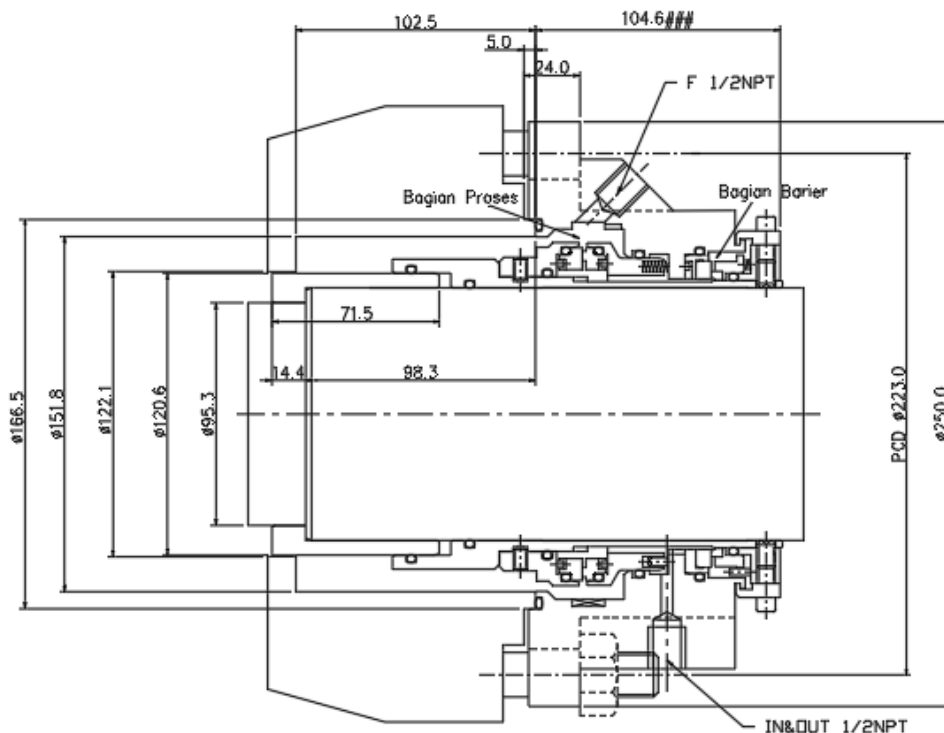
1. Membuat konsep perancangan *mechanical seal*
2. Menentukan material yang mampu bertahan dengan media dan temperature
3. Menghitung performance konsep *mechanical seal*.

3.1. Konsep perancangan

Konsep perancangan merupakan bagian penting dalam perancangan di mana kesuksesan setiap rancangan diawali dengan konsep yang baik, maka bagaimana cara membuat konsep perancangan *mechanical seal* yang baik?, dalam membuat konsep perancangan *mechanical seal* ada standard yang mengatur dan menentukan perancangan mechanical seal yaitu standard API 682 yang berada pada sub bab 6.1. Dengan poin-poin penting sebagai berikut:

- Sub bab 6.1.1.1. menyatakan semua perencanaan *mechanical seal* harus bertipe cartridge.
- Sub bab 6.1.1.4. menyatakan dalam perencanaan cartridge harus menggunakan setting plate sehingga tidak ada beban aksial yang ditransfer pada *seal face*.
- Perencanaan permukaan segel dan rasio keseimbangan diatur pada sub bab 6.1.1.7 dimana diameter keseimbangan ditentukan pada permukaan kontak geser dan o'ring.
- Sub bab 6.1.1.9. menyatakan kekasaran permukaan pada alur lubang maksimum Ra of 1,6 μ m dan kekasaran pada posisi o'ring dinamis maksimum Ra of 0,8 μ m, radius yang diizinkan minimum 3 mm dan chamfer yang diizinkan minimum 1.5 mm dengan kemiringan 15⁰ sampai 30⁰.
- Sub bab 6.1.2.6. yang menyatakan jarak antara komponen yang berputar dengan komponen yang diam diatur pada
- Sub bab 6.1.2.20. menyatakan lubang sistem pemipaan pada gland plate di mana posisi lubang tidak boleh kurang dari 3 mm di atas permukaan seal sehingga memungkinkan untuk pembuangan gas yang terperangkap
- Sub bab 6.1.2.8. menyatakan ketebalan gland plate yang mendukung beban aksial yang mana ketebalan diperbolehkan minimum 3 mm
- Sub bab 6.1.2.8 menyatakan ketentuan diameter dalam atau diameter luar ruang seal gland dengan stuffing box jarak suaian yang diizinkan H7/f7 dan kesenteran gland dan seal chamber tidak boleh lebih dari 0.125 mm.
- Sub bab 6.1.3.7. menyatakan ketebalan sleeve minimum 2.5 mm.
- Sub bab 6.1.3.5. menyatakan posisi o'ring sleeve harus berada pada ujung sleeve dengan jarak minimum 1.6 mm sebelum ulir pada shaft untuk pemasangan impeller yang diatur pada
- Sub bab 6.1.3.2. menyatakan suaian pada sleeve dan shaft yang diijinkan F7/h6 sesuai dengan ISO 286-2 dengan berkorelasi dengan jarak bebas 0,020 mm sampai dengan 0,093 mm.

Konsep desain *mechanical seal* sebagai berikut pada bagian proses menggunakan *mechanical seal* multy spring *balance seal* dan pada bagian *barrier* menggunakan *mechanical seal* multy spring *un balance seal* sesuai dengan Gambar 6.



Gambar 6: Konsep Desain Mechanical seal

3.2. Menentukan Material

Penentuan material sangat penting akan keberhasilan *mechanical seal* dimana material *mechanical seal* yang kita rancang harus sesuai dengan parameter media dan temperature yang ditentukan, maka bagaimana cara membuat menentukan material *mechanical seal* yang baik?, cara menentukan material yang cocok untuk *mechanical seal* pompa 5M wasington ini dengan cara melihat parameter media dan temperature dimana media merupakan crude oil dan temperature 125° maka kita bisa menentukan material sebagai berikut:

- Pemilihan Material *Seal face*
 Berdasarkan media pada bagian proses yaitu crude oil yang mengandung pasir maka media bersifat *abrasive* maka material *seal face* yang digunakan tungsten carbide vs silicon carbide [6] pemilihan material ini berdasarkan standar API 682 sub bab 6.1.6.2.4 yang menyatakan untuk media bersifat *abrasive*, kental dan bertekanan tinggi memerlukan dua bahan keras,
- Pemilihan Material Secondary Seal
 Berdasarkan media pada bagian proses yaitu crude oil yang mengandung pasir maka media bersifat abrasi maka material secondary seal menggunakan FKM sesuai tabel kompatibilitas kimia pada material secondary seal dan standar API 682 pada sub bab 6.1.6.5.1 yang menyatakan material o'ring yang digunakan harus FKM dengan batasan suhu sesuai dengan Gambar 7 Tabel *Typical Temperature Limits for Secondary Seals*
- Pemilihan Material Hardware
 Berdasarkan media pada bagian proses yaitu crude oil yang mengandung pasir maka media bersifat *abrasive* material hardware harus menggunakan material dengan kekerasan tinggi[7] maka material hardware menggunakan alloy C-276 untuk lebih jelas bisa dilihat pada Gambar 8. Tabel *Chemical Resistance Guide*

Material	ISO/DIN 1629	ASTM D1418	Minimum Temperature °C (°F) ^a	Maximum Temperature °C (°F) ^a
Fluoroelastomer	FKM	FKM	- 7 (20)	176 (350)
Hydrocarbon service				
Water-based service				
Perfluoroelastomer (High temperature)	FFKM	FFKM	0 (32)	290 (554)
Perfluoroelastomer (Chemically resistant)	FFKM	FFKM	- 7 (20) ^b	260 (500)
Nitrile	NBR	NBR	- 40 (- 40)	121 (250)
Ethylene Propylene Diene	EPDM	EPDM	- 50 (- 58)	150 (302)
Tetrafluoroethylene Propylene	FEPM/ TFE	FEPM/TFE	- 7 (20)	210 (410)
Polytetrafluoroethylene	PTFE	PTFE	- 270 (- 454)	315 (599)
Flexible graphite	--	--	- 240 (- 400)	480 (896)

^a The temperature ranges listed can be affected by the fluid environment.

^b Some FFKM grades are not suitable below 20 °C (68 °F).

NOTE Refer to Annex A, which recommends an engineered seal (ES) above and below application temperature limits of this standard which are - 40 °C to 400 °C (- 40 °F to 750 °F) with a 176 °C (350 °F) limit for elastomers. PTFE is not recommended secondary seal material, refer to Annex A.

Gambar 7: Tabel *Typical Temperature Limits for Secondary Seals*

CHEMICALS	Material														CHEMICALS	Material																				
	CRIC	RP	PTE	PIC	PID	PIC/CF	PID/CF	UHMW (GF 40%)	EDM	FRM	Nitrile (Buna N)	Nitrile (Buna N) Monomer C	316 SS	316 SS		416 SS	Titanium	CRIC	RP	PTE	PIC	PID	PIC/CF	PID/CF	UHMW (GF 40%)	EDM	FRM	Nitrile (Buna N)	Nitrile (Buna N) Monomer C	316 SS	316 SS	416 SS	Titanium			
Cellosolve	X	A	A	B	A	C	B	C	C	A	C	C	C	AC	AB	Copper Fluoride	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	C	A	A		
Chloral Hydrate	A	A	A	A	A	A	A	A	A	C	A	C	A			Copper Nitrate	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	X	AB	A	A
Chloric Acid 20%	A	X	A	A	A	A										Copper Salts	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	
Chloric Acid	A	A	A	A	A	A										Copper Sulfate 5%	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	B	A	
Chlorinated Glue							B	A	C							Copper Sulfate	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	B	B	A	AB	AB	AB	A	AB	A	
Chlorine Dioxide	A	C	A	A	A	A	X	A	A	X	X	X	X	AB		Corn Oil	A	A	A	A	A	A	A	A	A	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	
Chlorine Gas, Dry	X	X	A	X	X	A	A	X	B	C	A	AB	B	BC	X	Corn Syrup	A	A	A	A	A	A	A	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	
Chlorine Gas, Wet	X	X	A	X	X	A	C	X	C	C	A	C	X	X	X	A	Cottonseed Oil	A	A	A	A	A	A	B	A	B	A	A	AB	AB	A	A	A	A	A	
Chlorine Water	A	C	A	A	A	A	B	A	C	A	C	X	X	X	A	Cream	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	
Chlorine, Dry	X	A					B	C	X					A	X	Creosol	X	C	A	X	X	C	X	A	X	X			A	A						
Chlorine, Liquid	X	X	C	X	X	A								A	X	Creosote	X	A	X	X		X	A	B	A	A	A	A	A	AB	A	A	AB	A		
Chloroacetic Acid	X	A	A				B	X	X	A	B	X	X	X	A	Cresols	X	C	A	X	X	A	X	A	X	AB			A	A	A	A	AB	A		
Chlorohydr. Alum																Cresylic Acid	C	A	A	C	A	A	X	A	X	A	A	A	A	A	A	A	A	A		
Chlorosulfonic Acid	X	X	A	X	X	C	X	X	X	A	AC	X	X	X	A	Croton Aldehyde	X	A	A	X	X	C	B	A												
Chocolate Syrup	A						A	A	AB	AB	A	A	A	A		Crude Oil	A	A	A	A	A	A	X	A	X	A	AB	A	A	A	A	A	A	A		

Gambar 8 : Tabel *Chemical Resistance Guide*[8]

3.3. Perhitungan Performance Mechanical Seal

Dalam Perancangan kita harus membuktikan bahwa rancangan yang kita rancang berhasil, maka bagaimana kita mengetahui perancangan mechanical seal 5M Washington berhasil? Adapun salah satu cara pembuktian perancangan mechanical seal berhasil dengan perhitungan performance mechanical seal, di mana standard yang harus dipenuhi dalam perancangan mechanical seal, rasio keseimbangan berkisar 0,6 sampai 0,9 dan kenaikan suhu yang diizinkan maksimal 5,6°K. Berikut cara menghitung performance mechanical seal:

Rasio kesetimbangan merupakan hal yang paling penting dalam menentukan permukaan seal [9], rasio keseimbangan berdampak pada gaya penutupan muka, panas yang dihasilkan dan peringkat tekanan seal [10], konsep desain pada posisi proses menggunakan *mechanical seal* tipe balance dengan dimensi kontak face seperti pada Gambar 8.

- Rasio keseimbangan persamaan di bawah ini .

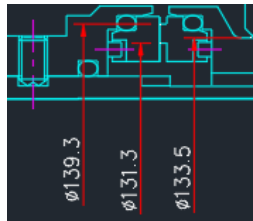
$$B = \frac{(D_o^2 - D_b^2)}{(D_o^2 - D_i^2)}$$

Di mana :

Do = Diameter luar kontak permukaan segel [mm]

Di = Diameter dalam kontak permukaan segel [mm]

Db = Diameter keseimbangan segel efektif [mm]



Gambar 8: Konsep Desain Diameter *Seal face*

Diameter kesetimbangan = 133,5 mm = 13,35 cm

Diameter dalam = 131,3 mm = 13,13 cm

Diameter luar = 139,3 mm = 13,93 cm

$$\begin{aligned} Br &= \frac{(D_o^2 - D_b^2)}{(D_o^2 - D_i^2)} \\ Br &= \frac{(139,3^2 - 133,5^2)}{(139,3^2 - 131,3^2)} \\ Br &= \frac{(19404,49 - 17822,25)}{(19404,49 - 17239,69)} \\ Br &= \frac{(1582,24)}{(2164,8)} \\ Br &= 0,73 \end{aligned}$$

Br = 0,73

Hasil perhitungan rasio keseimbangan 0,73 yang mana berada pada kisaran 0,6 sampai 0,9 sehingga rasio keseimbangan baik.

Gaya yang bekerja pada *mechanical seal* merupakan gaya yang diberikan oleh tekanan fluida dan gaya spring[11], untuk menghitung gaya pada *mechanical seal* bisa menggunakan hukum pascal yang menyatakan bahwa tekanan zat cair pada ruang tertutup diteruskan ke segala arah dengan besaran yang sama, gaya yang terjadi pada *seal face* seperti pada Gambar 9.

Rumus Tekanan persamaan

$$P = \frac{F}{A}$$

Dengan rumus tekanan maka bisa diperoleh persamaan total gaya tekanan pada *seal face* :

$$F = p \times A$$

Di mana A merupakan luas permukaan *seal face* dengan persamaan :

$$A = \frac{\pi}{4}(D_o^2 - D_i^2)$$

Maka persamaan gaya keseluruhan *seal face* :

$$F = p \times \frac{\pi}{4}(D_o^2 - D_i^2)$$

Di mana :

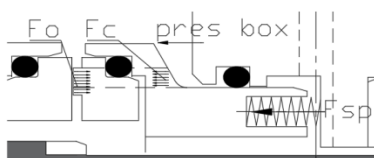
p = Tekanan pada stuffing box [Mpa]
 Do = Diameter luar kontak permukaan segel [mm]
 Di = Diameter dalam kontak permukaan segel [mm]

Total Gaya pada *seal face*

$$F_{tot} = p \times \frac{\pi}{4} (Do^2 - Di^2)$$

$$F_{tot} = 3 \times \frac{3,14}{4} (13,93^2 - 13,13^2)$$

$$F_{tot} = 50,98 \text{ kgf} = 499,9 \text{ N}$$



Gambar 9: Gambar Gaya Pada *Seal face*

Perhitungan yang dihasilkan oleh segel mekanis tampaknya menjadi masalah sederhana di mana terdapat dua variabel yang sangat berpengaruh adalah K , koefisien penurunan tekanan, dan f , koefisien gesekan efektif. Untuk permukaan seal cembung $K = 0,5$, untuk permukaan seal cekung K kurang dari 0,5. Secara fisik, K adalah koefisien yang digunakan untuk mengukur jumlah tekanan diferensial melintasi permukaan segel yang ditransmisikan ke dalam komponen hidrolik dari gaya pendukung pelumasan film. Koefisien gesekan efektif digunakan untuk menggambarkan efek kasar dari interaksi antara dua *Seal face* dan pelumas film[12]. Pengujian yang sebenarnya telah menunjukkan bahwa segel normal beroperasi dengan f antara 0,01 sampai 0,18.

Gaya pembuka merupakan gaya yang disebabkan oleh tekanan fluida ketika melewati celah di antara dua *seal face*, sedangkan gaya penutup merupakan gaya yang disebabkan fluida pada ruang tertutup[13].

- Gaya pembuka menggunakan rumus persamaan

$$F_{opening} = \frac{\pi}{4} (Do^2 - Di^2) \times p \times K$$

Dinama :

p = Tekanan pada stuffing box [Mpa]
 K = Koefisien penurunan tekanan
 Do = Diameter luar kontak permukaan segel [mm]
 Di = Diameter dalam kontak permukaan segel [mm]

$$F_{opening} = \frac{\pi(Do^2 - Di^2)}{4} \times p \times K$$

$$F_{opening} = \frac{3,14(13,93^2 - 13,13^2)}{4} \times 3 \times 0,5$$

$$F_{opening} = 25,49 \text{ kgf} = 249,97 \text{ N}$$

- Gaya penutup menggunakan persamaan

$$F_{close} = \frac{\pi}{4} (Do^2 - Db^2) \times p \times Br$$

Di mana :

p = Perbedaan tekanan pada permukaan segel [Mpa]
 Db = Diameter keseimbangan [mm]
 Do = Diameter luar kontak permukaan segel [mm]
 Br = Rasio keseimbangan

$$F_{\text{close}} = \frac{\pi(D_o^2 - D_b^2)}{4} \times p \times Br$$

$$F_{\text{close}} = \frac{3,14(13,93^2 - 13,35^2)}{4} \times 3 \times Br$$

$$F_{\text{close}} = 27,08 \text{ kgf} = 265,6 \text{ N}$$

Gaya spring merupakan gaya yang diperlukan untuk menjaga kontak face tetap tertutup sehingga *mechanical seal* berfungsi dengan baik.

- Gaya spring persamaan

$$F_{\text{sp}} = F_{\text{tot}} - (F_c - F_o)$$

Di mana :

F_{tot} = Gaya keseluruhan pada *seal face*

F_c = Gaya penutup

F_o = Gaya pembuka

$$F_{\text{sp}} = F_{\text{tot}} - (F_c - F_o)$$

$$F_{\text{sp}} = 50,98 - (27,07 - 25,49)$$

$$F_{\text{sp}} = 49,14 \text{ kgf} = 481,9 \text{ N}$$

Seal face generated heat merupakan panas yang terjadi pada *seal face* yang disebabkan oleh gesekan antara dua kontak face, untuk menghitung *seal face generated head* diperlukan besaran torque pada saat berjalan.

- Torque pada saat berjalan

$$T_r = F_{\text{tot}} \times A \times f \left[\frac{D_m}{2000} \right]$$

Dimana :

F_{tot} = Gaya keseluruhan pada *seal face*

A = Luas permukaan *seal face*

f = Koefisien gesek

D_m = Mean face diameter

$$T_r = F_{\text{tot}} \times A_k \times f \left(\frac{D_m}{2000} \right)$$

$$T_r = 50,98 \times \left(\frac{3,14(139,3^2 - 131,3^2)}{4} \right) \times 0,05 \times \left(\frac{(D_o - D_i)}{2000} \right)$$

$$T_r = 12,13 \text{ N}$$

- Torsi awal

$$T_s = T_r \times 4$$

Dimana :

T_r = Running torque

$$T_s = T_r \times 4$$

$$T_s = 12,13 \times 4$$

$$T_s = 48,52 \text{ N}$$

- *Seal face generated heat*, H, (kW)

$$H = \frac{(T_r \times N)}{9548}$$

Di mana :

T_r = Running torque
 N = Kecepatan rotasi (Rpm)

$$H = \frac{T_r \times N}{9548}$$

$$H = \frac{12,13 \times 1800}{9548}$$

$$H = 2,29 \text{ kW}$$

Heat soak adalah panas yang dipindahkan dari pompa dan cairan yang dipompa ke cairan di ruang seal[14]. Pompa dan panas fluida yang dipompa ditransfer masuk dan keluar dari ruang seal dalam jumlah yang bergantung pada kondisi servis dan desain pompa, pompa 5M washington menggunakan sistem plan 62 dengan fluida pendingin dari eksternal sehingga akan ada perbedaan suhu antara fluida pompa dengan fluida pendingin.

- Rumus *heat soak*

$$Q_{\text{heatsoak}} (\text{kW}) = U \times A \times D_b \times \Delta T$$

Di mana:

U = Koefisien properti material
 A = Luas permukaan *seal face*
 D_b = Diameter keseimbangan
 ΔT = Perbedaan suhu

$$Q_{\text{heatsoak}} (\text{kW}) = U \times A \times D_b \times \Delta T$$

$$Q_{\text{heatsoak}} (\text{kW}) = 0,00025 \times 133,5 \times (125 - 86)$$

$$Q_{\text{heatsoak}} (\text{kW}) = 1,302 \text{ kW}$$

Kenaikan suhu cairan flush saat bergerak melalui ruang segel adalah fungsi dari keseimbangan termodinamika yang diterapkan pada laju aliran cairan. Panas yang dihasilkan permukaan segel ditambahkan ke peredaman panas. Untuk kinerja *mechanical seal* yang baik kenaikan suhu maksimal 5,6 K[15].

- Rumus perhitungan kenaikan temperatur

$$\Delta T = 60000 \frac{(Q + Q_{\text{heatsoak}})}{(d \times q_{\text{inj}} \times c_p)}$$

Dimana:

Q = Panas pada permukaan seal
 q_{inj} = Laju aliran injeksi
 d = Densitas relatif (berat jenis) dari cairan yang disuntikkan
 C_p = Kapasitas panas spesifik dari fluida yang disuntikkan

$$T = 60000 \frac{(Q + Q_{\text{heatsoak}})}{(d \times q_{\text{inj}} \times c_p)}$$

Diketahui $Q=H$ dan $d=1$

$$T = 60000 \frac{(2,29 + 1,302)}{(1 \times 11 \times 4178)}$$

$$T = 4.69^\circ\text{K}$$

Kenaikan suhu yang didapat 4.69°K kurang dari batas kenaikan suhu yang diijinkan, dengan demikian perancangan ini dinyatakan OK

4. KESIMPULAN

Dari hasil dan pembahasan dapat disimpulkan *mechanical seal* yang cocok digunakan pada pompa 5M Washington berupa jenis pusher seal ganda menggunakan material *seal face* TC vs SSiC, secondary seal *o'ring* dengan material viton, hardware alloy c276, dengan hasil perhitungan performance rasio keseimbangan 0.73 dan kenaikan suhu 4.69⁰K.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] M. . Huebner, "Centrifugal pumps mechanical seals," *Centrif. pump Handb.*, pp. 5.17-5.62, 2008.
- [2] P. Klimaszewski *et al.*, "Design and performance analysis of ORC centrifugal pumps," *Arch. Thermodyn.*, vol. 41, no. 4, pp. 203–222, 2020, doi: 10.24425/ather.2020.135860.
- [3] D. Liu, S. Wang, and C. Zhang, "Performance Degradation Analysis of Mechanical Seal Based on Vibration Signal Processing," *Proc. - 2017 Int. Conf. Sensing, Diagnostics, Progn. Control. SDPC 2017*, vol. 2017-Decem, no. September, pp. 387–392, 2017, doi: 10.1109/SDPC.2017.80.
- [4] A. Skeet, "ACRP Publications," *Pumps Pump.*, p. 452, 2010, [Online]. Available: https://www.acrp.com/acrp_resources.html
- [5] "API STANDARD 610.pdf."
- [6] M. Huebner, "Material selection for mechanical seals," *Proc. Twenty-Second Int. Pump Users Symp.*, pp. 127–135, 2005.
- [7] Peerless Pump Company, "Technical Information Bulletin Number Twenty-Nine Selecting Mechanical Seals," no. 317, pp. 1–13, 2006.
- [8] T. H. O-rings and O. S. Charts, "Sealing Elements," pp. 169–202, 2000.
- [9] H. Lubbinge, *Review on the lubrication of mechanical seals*. 1999.
- [10] R. Wallis, "Mechanical seals," *Eng.*, vol. 230, no. 2, 1990, pp. 36–37, 1990, doi: 10.1016/b978-185617472-5/50050-2.
- [11] Kurniawan and O. Yudianto, "Kajian Kegagalan Kinerja Sil Mekanik Produksi dalam Negeri," *Semin. Nas. - XIII-Rekayasa dan Apl. Tek. Mesin*, no., p., 2014.
- [12] T. Arnold and C. Fone, "Mechanical seal performance and related calculations," *Proc. twenty-sixth Int. pump users Symp.*, pp. 97–110, 2010.
- [13] G. S. Buck, "Role of Hydraulic Balance in Mechanical Pump Seals.," pp. 133–138, 1978.
- [14] G. S. Buck, M. Grove, and G. S. Buck, "ch04_Buck.pdf," 1977.
- [15] F. Edition, "Pumps—Shaft Sealing Systems for Centrifugal and Rotary Pumps," 2012.