

Analysis of Seal Gas Supply Conditioning and Numerical Simulation of The Influence of Seal Gas Supply Pressure on the Compressor Balance Line Pressure of Labyrinth Dry Gas Seal

MSK Tony Suryo Utomo^{1,*}, Syaiful¹ dan Riszcky Fermansah²

¹Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro - Semarang

²Prodi Teknik Mesin, Departemen Teknik Mesin, Universitas Diponegoro - Semarang

*Corresponding author: msktonysu1971@gmail.com

Abstract. Dry gas seals have very strict operating conditions. There are several parameters that must be met by the seal gas can be flowed into the supply of dry gas seal. This study discusses the two conditions must be met seal gas supply based API. Seal gas supply should have 100% of vapor phase and the seal gas supply should have a greater pressure than the pressure balance line compressor or in other words the seal gas supply must flow into the area of the compressor past the labyrinth seal. Gas conditioning analysis was conducted to determine the operating conditions of the supply of gas seal in accordance with the standards that have 100% vapor phase. The conditioning is done using a scrubber / knock out the filter to remove the liquid phase present in the gas content. Numerical simulations conducted to determine efficient pressure seal gas supply which can drive the process gas compressor so as not to pass through the labyrinth. Numerical simulations performed with Computational Fluid Dynamics (CFD). Simulations performed with 5 variations of inlet pressure based on the pressure difference and balance supply gas seal line compressor. Labyrinth seals provide a very significant influence on fluid flow, pressure variation of 5 can be seen the ratio of the pressure drop that occurs and enter the mass flow rate at each variation as a basis for the determination of effective pressure seal gas supply.

Abstrak. Dry gas seal memiliki kondisi operasi yang sangat ketat. Terdapat beberapa parameter yang harus dipenuhi oleh seal gas supply untuk dapat dialirkan kedalam dry gas seal. Penelitian ini membahas tentang 2 kondisi yang harus dipenuhi seal gas supply berdasarkan API. Seal gas supply harus memiliki 100% fasa vapour dan seal gas supply harus memiliki tekanan lebih besar dari tekanan balance line kompresor atau dengan kata lain seal gas supply harus mengalir kedalam area proses kompresor melewati labyrinth seal. Analisa pengkondisian gas dilakukan untuk mengetahui kondisi operasi seal gas supply sesuai dengan standar yaitu memiliki 100% fasa vapour. Pengkondisian dilakukan menggunakan scrubber/knock out filter untuk membuang fasa cair yang ada dalam kandungan gas. Simulasi numerik dilakukan untuk mengetahui tekanan efisien seal gas supply yang dapat mendorong gas proses kompresor agar tidak melewati labyrinth. Simulasi numerik dilakukan dengan Computational Fluid Dynamics (CFD). Simulasi dilakukan dengan 5 variasi tekanan inlet berdasarkan perbedaan tekanan pada seal gas supply dan balance line kompresor. Labyrinth seal memberikan pengaruh yang sangat signifikan pada aliran fluida, dari 5 variasi tekanan dapat dilihat rasio penurunan tekanan yang terjadi dan laju aliran massa yang masuk pada setiap variasi sebagai dasar untuk penentuan tekanan efektif seal gas supply.

Keywords: Dry Gas Seal, Labyrinth Seal, Gas Conditioning Unit, Seal Gas Supply

© 2018. BKSTM-Indonesia. All rights reserved

Pendahuluan

Sebagian besar industri menggunakan peralatan pemampat/penekan(*compressor*) untuk seluruh operasi produksinya, tenaga yang dihasilkan oleh peralatan ini berkisar dari 5 horsepower(hp) sampai lebih dari 50.000 hp. Departemen Energi Amerika Serikat (2003) melaporkan bahwa 70 sampai 90 persen fluida tekan hilang dalam bentuk panas yang tidak dapat digunakan akibat dari gesekan, salah penggunaan dan kebisingan. Sehingga menjaga kinerja peralatan kompresor dan sistemnya menjadi hal yang sangat penting untuk

meningkatkan efisiensi energi pada suatu industri[1].

Dry gas seal merupakan suatu alat penunjang yang memiliki peran penting pada centrifugal kompresor. Fungsi utama dry gas seal adalah mencegah/mengontrol kebocoran yang terjadi pada fluida proses kompresor tersebut. Kebocoran pada kompresor harus terkontrol dengan baik karena fluida proses pada kompresor memiliki tekanan yang sangat tinggi dan pada industri migas pada umumnya fluida tersebut sangat berbahaya pada lingkungan dan mudah terbakar.

Sebelum generasi dry gas seal, Sistem seal pada kompresor menggunakan oil seal. Oil seal memerlukan operasional yang sangat rumit, berat dan menghabiskan biaya yang sangat banyak. Biaya tersebut berasal dari perawatan dan operasional oil seal. Seiring berkembangnya teknologi penggunaan oil seal digantikan dengan dry gas seal. Dry gas seal memiliki monitoring system yang bersih dan sederhana. Sistem yang dioperasikan harus dalam kondisi yang kering karena menggunakan proses gas pada suplai gasnya, tanpa penggunaan minyak (lubricating oil) menjadikan kontaminasi pada proses gas semakin kecil sehingga meningkatkan produktifitas kompresor tersebut. Penghematan biaya dapat dilakukan karena tidak diperlukan lagi pelumasan menggunakan lubricating oil.

Support system yang digunakan untuk memonitor kerja dry gas seal terdiri dari beberapa alat yang memiliki fungsi masing-masing seperti; Heater, Knock Out Filter, Pressure Differential Control Valve, Partical Filter, Booster dan instrumentasi lainnya yang dikoneksikan menjadi satu paket pada seal gas unit. Dari beberapa instrumentasi dan alat tersebut dipasang dalam rangkaian pipa yang digunakan untuk mensuplai gas pada dry gas seal. Prinsip kerja support system adalah mengontrol aliran gas yang masuk ke dalam seal, sehingga dry gas seal tersebut dapat terjaga kondisi operasinya.

Gas yang digunakan untuk mensuplai dry gas seal adalah gas proses diambil dari discharge kompresor tersebut. Sebelum gas tersebut dialirkan pada dry gas seal, gas tersebut akan dikondisikan dengan SGU (Seal Gas Unit). Pengkondisian pada SGU dilakukan untuk menjaga gas agar berada pada fase vapor atau gas dengan tekanan dan suhu yang sesuai dengan permintaan dari dry gas seal. Untuk memenuhi kondisi yang sesuai dengan dry gas seal perlu dilakukan analisa dan pemodelan seal gas supply pada gas conditioning unit pada dry gas seal support system.

Berdasarkan API 614 syarat utama dry gas seal dapat bekerja dengan optimal adalah tekanan seal gas supply lebih besar dari tekanan balance line kompresor. Disimpulkan bahwa seal gas supply harus mendorong gas proses dari seal area melalui labyrinth seal. Labyrinth seal merupakan bagian dari kompresor yang membatasi area proses dan atmosferik, bagian tersebut memiliki fungsi sebagai penghambat aliran fluida sehingga fluida yang melewati labyrinth akan mengalami turbulensi yang menyebabkan penurunan tekanan secara bertahap pada setiap cavity labyrinth seal.

Metode numerik merupakan salah satu solusi alternatif dalam analisis dinamika aliran (*Computational Fluid Dynamic, CFD*) pada proses

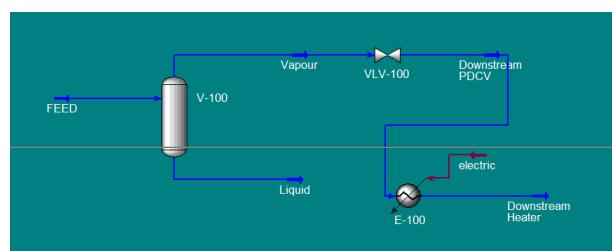
aliran fluida didalam labyrinth seal dengan tujuan untuk mengetahui tekanan efektif seal gas supply terhadap tekanan balance line kompresor. Metode numerik dapat memprediksi sesuatu dengan lebih cepat dan mudah serta biaya yang relatif lebih kecil dari eksperimental. Di samping itu metode numerik juga dapat mengatasi kendala geometri yang rumit dan syarat-syarat batas yang merupakan penghambat metode analitis.

Metode Penelitian

Gas Conditioning Unit (GCU)

Dry gas seal adalah alat yang tidak dapat bekerja sendiri, dry gas seal membutuhkan support system untuk menunjang kerja dry gas seal dengan menjaga kondisi operasi melalui pengkondisian dan kontrol aliran gas. Gas conditioning unit termasuk pada support system, pada kasus ini GCU berfungsi sebagai alat untuk mengkondisikan seal gas supply supaya memiliki kondisi operasi yang sesuai dengan batas kondisi operasi yang diterima oleh dry gas seal. Gas Conditioning System (GCU) terdiri dari beberapa alat-alat utama yaitu; scrubber/knock out filter, gas heater dan PDCV.

Scrubber merupakan alat yang berfungsi sebagai pemisah fluida pada masing-masing fasa. Pada kasus ini scrubber yang digunakan adalah scrubber 2 fasa karena gas yang dialirkan menggunakan gas discharge kompresor sehingga diasumsikan memiliki 2 fasa yaitu cair dan gas. Scrubber akan memisahkan fasa cair dan fasa gas dengan demister yang ada dibalik tabung scrubber tersebut, fasa cair akan dialirkan keluar sistem sedangkan fasa gas akan dialirkan pada proses selanjutnya.



Gambar 1. Process Flow Diagram (PFD) Gas Conditioning Unit.

Berdasarkan process flow diagram (PFD) support system, Pressure Differential Control Valve (PDCV) berada setelah scrubber. Gas yang telah mengalami proses pemisahan fasa cair akan melewati PDCV untuk dilakukan control tekanan. Nilai tekanan yang ditetapkan pada PDCV adalah nilai tekanan balance line kompresor ditambah dengan perbedaan tekanan yang ditentukan. Nilai perbedaan tekanan tersebut akan dibahas lebih detail pada metode simulasi numerik dibawah.

Gas yang dialirkan kedalam dry gas seal harus dijaga agar selalu kering, untuk itu gas heater dipasang pada support system untuk menjaga agar temperatur gas terjaga dari temperatur dew point dengan selisih kurang-lebih 20°C agar tidak terjadi kondensasi pada saat dry gas seal beroperasi. Ke-3 alat utama tersebut digunakan secara bersamaan untuk mendapatkan kualitas seal gas supply dengan kondisi operasi yang dapat diterima oleh dry gas seal.

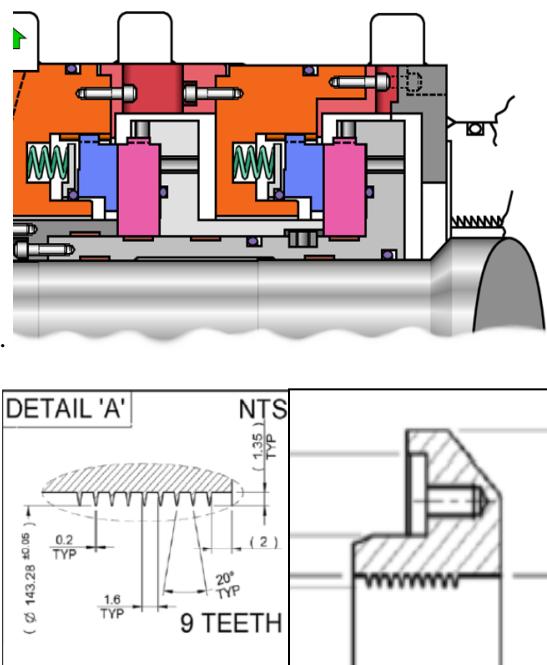
Labyrinth Seal

Labyrinth seal merupakan non contacting seal, biasanya terbuat dari alumunium agar apabila terjadi misalignment pada rotor, rotor tidak tergores, hanya pada ujung sudut labirinth akan mengalami erosi. Turbin gas dan centrifugal kompresor yang memiliki kecepatan rotasi tinggi menggunakan labyrinth seal karena kurangnya gesekan dan umur panjang. Labyrinth seal juga ditemukan pada piston, yang digunakan untuk menjaga minyak dan seal terhadap tekanan tinggi selama kompresi dan gerakan piston, serta pada poros non-berputar lainnya. Pada aplikasi centrifugal kompressor labyrinth seal berfungsi menghambat kebocoran fluida proses dengan gerigi dan ruang-ruang yang ada pada labyrinth sehingga fluida mengalami penurunan tekanan dan penurunan laju aliran.

Sebuah labyrinth seal dapat terdiri dari banyak alur yang menekan erat di dalam poros kompresor, sehingga fluida harus melewati jalan panjang dan sulit untuk melewati batas proses dari alat tersebut. Alur labyrinth tersebut dapat berada pada rotor maupun stator. Interlock tersebut digunakan untuk menghasilkan jalan karakteristik panjang yang memperlambat kebocoran fluida proses. Untuk labyrinth seal pada poros berputar, clearance yang sangat kecil harus ada antara ujung labirin dan permukaan poros. Labyrinth seal pada merupakan non-contacting seal yang bekerja dengan mengontrol aliran atau tekanan fluida melalui berbagai ruang pada labyrinth dan membentuk turbulensi. Pada kecepatan tinggi, gerak centrifugal memaksa cairan ke arah luar dan karena itu jauh dari celah. Demikian pula, jika ruang labirin dirancang dengan benar, cairan yang telah lolos dari ruang utama menjadi terperangkap dalam ruang labirin ini berfungsi untuk mencegah fluida proses mengalir ke sisi yang lain atau atmosfer.

Penelitian ini akan membahas tentang aliran yang melewati labyrinth jenis straigh-trough dengan labyrinth diam dan poros yang berputar. Labyrinth berada tepat disisi terluar kompresor dan berhimpitan dengan dry gas seal. Labyrinth tersebut berfungsi sebagai penahan aliran kompresor yang

memiliki tekanan tinggi, dengan konfigurasi 9 gigi yang dimiliki oleh labyrinth tersebut tekanan akan turun secara periodik melewati setiap *cavity labyrinth*



Gambar 2. Posisi Labyrinth Seal terhadap Dry Gas Seal dan Geometri labyrinth.

Gambar 2 menunjukkan posisi labyrinth terhadap dry gas seal, terlihat bahwa labyrinth seal berada pada batas antara sisi proses kompresor dan area seal. labyrinth merupakan pembatas dari kedua sisi tersebut. Labyrinth dipasang dengan bolt yang dilekatkan dengan casing kompresor. Labyrinth yang digunakan memiliki 9 teeth dengan geometri seperti yang terdapat pada gambar 1, satuan pada gambar tersebut adalah mm.

Metode Analisa Pengkondisian Gas

Seal gas supply yang digunakan sebagai gas input utama yang dialirkan kedalam dry gas seal harus dalam kondisi kering(100% vapour). Untuk mendapatkan gas dengan keseluruhan fasa adalah gas harus dilakukan beberapa tahap. Tahap pertama adalah menentukan dew point gas input yang didapat dari discharge kompresor, dengan mengetahui dew point gas discharge kompresor dapat ditentukan bahwa support system membutuhkan scrubber atau knock out filter atau tidak. Komposisi gas discharge kompresor yang dijadikan data primer adalah seperti tabel dibawah ini

Tabel 1. Komposisi Gas Discarge kompresor

% mol												
H ₂	C1	C2	C3	iC4	nC4	iC5	nC5	C6	H ₂ O	H ₂ S	NH ₃	
86,87	1,9	0,81	1,12	0,19	0,16	2,5	3,2	3,1	0,12	0,02	0,01	

Komposisi gas yang terdapat pada Tabel 1 adalah komposisi acuan yang dijadikan sebagai data primer analisa. Komposisi tersebut adalah komposisi yang dinilai cenderung mudah mengalami kondensasi karena memiliki kandungan H₂ yang paling kecil dibandingkan dengan sample yang lain. Dengan data tersebut dapat diketahui dew point gas lalu dilakukan pemisahan dengan scrubber. Persamaan yang digunakan adalah Equation of State Peng Robinson dengan persamaan sebagai berikut:

$$P = \frac{RT}{V - b} - \frac{a}{V(V + b) + b(V - b)} \quad (1)$$

$$a = a[T] = [1 + m(1 - Tr^{0,5})]^2$$

$$m = 0,37464 + 1,54226\omega - 0,26992\omega^2$$

$$b = 0,0778 \frac{RTc}{Pc}$$

$$Tr = \frac{T}{Tc}$$

Equation of State Peng Robinson dipilih karena persamaan tersebut menjadi standar untuk menentukan dew point gas hydrocarbon oleh beberapa perusahaan. Terdapat beberapa persamaan Equation of State lain tapi hasil dari perhitungan dari beberapa penelitian menunjukkan penyimpangan yang kecil.

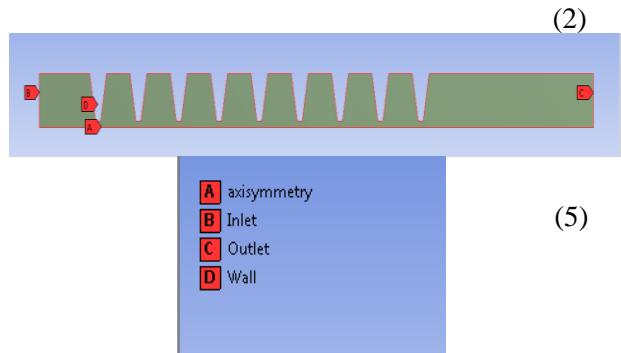
Penentuan dew point gas berfungsi sebagai acuan kondisi operasi seal gas supply dengan standard temperatur operasi adalah 20°C menjauhi dew point pada tekanan tertentu. Untuk mendapatkan jarak teperatur tersebut digunakan gas heater sebagai pemanas gas, dengan pemanasan yang dilakukan pada titik 20°C menjauhi dew point diharapkan seal gas supply aman untuk dialirkan ke dalam dry gas seal selama kompresor beroperasi.

Metode Simulasi Numerik

Metode Simulasi numerik yang diterapkan untuk mengetahui fenomena aliran pada labyrinth seal. Metode ini dilakukan untuk dapat mengetahui tekanan efektif seal gas supply agar dapat mendorong fluida proses kompresor yang bocor

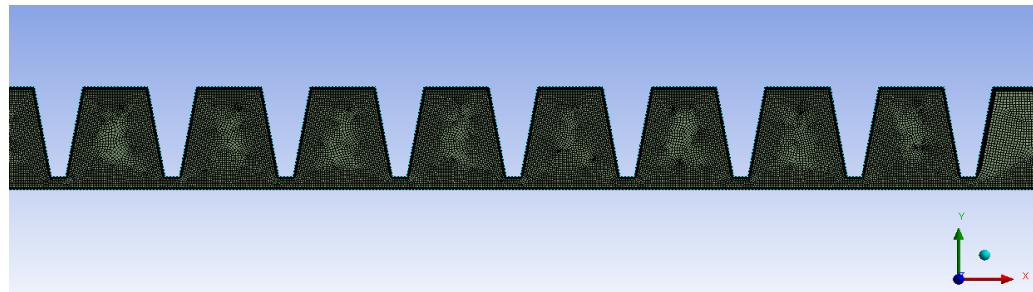
melalui celah antara casing dan rotor. Simulasi dilakukan dengan domain 2D sesuai dengan geometri labyrinth dengan clearance labyrinth terhadap rotor adalah 0,4 mm. Simulasi dilakukan dengan 5 variasi tekanan inlet dengan masing perbedaan tekanan inlet terhadap tekanan balance lane kompresor adalah 0,1 bar, 0,3 bar, 0,5 bar, 0,7 bar dan 0,9 bar. Variasi ditentukan berdasarkan kisaran perbedaan tekanan yang terapkan untuk seal gas supply adalah antara 0,1 bar – 1 bar.

Aliran diasumsikan *steady* dan *compressible* karena terjadi perubahan densitas didalam aliran tersebut. Kondisi batas dipilih berdasarkan 4 bagian utama yaitu sisi inlet, outlet, wall dan axisymmetric seperti Gambar 5 dibawah ini.

**Gambar 5.** Skema Kondisi Batas Simulasi.

Kondisi batas dipilih berdasarkan pendekatan yang relef dan disesuaikan dengan kondisi dari aliran tersebut. Kondisi batas pada dinding labyrinth dipilih wall dengan kondisi *No slip*, sedangkan pada rotor dipilih axisymmetric untuk mewakili aliran yang mengalir pada domain 3D. Inlet dan outlet dipilih dengan memasukan kondisi batas *pressure inlet*.

Simulasi ini menggunakan *mesh* berbentuk *quadrilateral*. Penghalusan *mesh* menggunakan *edge sizing* dan pada wall dengan inflasi untuk memenuhi *y+* dengan jumlah 30 layer sesuai dengan *viscous model* yang dipilih yaitu *k-e turbulent* dengan perlakuan dinding adalah *scalable wall function*. Domain labyrinth memiliki cavity yang menyebabkan terjadinya shock pada aliran sehingga terdapat perubahan tekanan dan kecepatan aliran secara cepat.



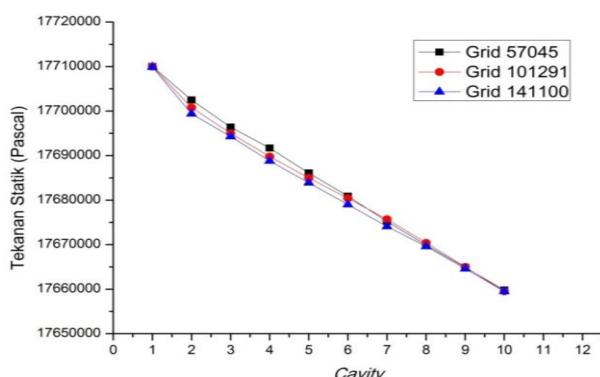
Gambar 6. Tampilan Hasil Penggenarian *Mesh*.

Aliran yang terjadi pada labyrinth merupakan jenis aliran yang rumit, selain terjadi perubahan densitas pada aliran, juga terjadi perubahan kecepatan aliran yang sangat signifikan, untuk itu dipilih metode komputasi sebagai berikut dijelaskan pada Tabel 2 dibawah ini.

Tabel 2. Model Simulasi dan Model solusi

<i>Solver Type</i>	<i>Density based</i>
<i>Energy Equation</i>	<i>On</i>
<i>Calculation Method</i>	<i>Steady</i>
<i>Viscous Model</i>	<i>K-epsilon Turbulent</i>
<i>Formulation</i>	<i>Implicit</i>
<i>Flux Type</i>	<i>Roe-FDS</i>
<i>Gradient</i>	<i>Least Square Cell Based</i>
<i>Flow</i>	<i>2nd Order Upwind</i>
<i>Turbulent Kinetic Energy</i>	<i>2nd Order Upwind</i>
<i>Turbulent Dissipation Rate</i>	<i>2nd Order Upwind</i>

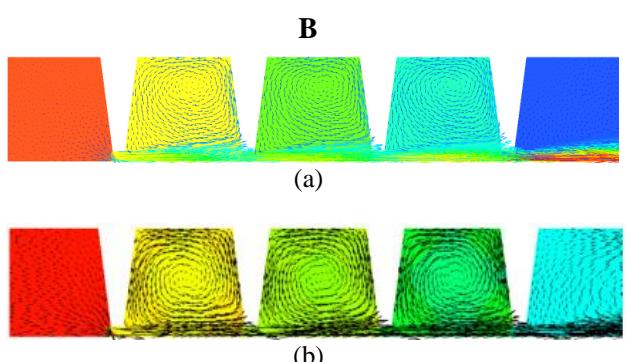
Analisa uji *grid independence* yaitu melakukan simulasi numerik dengan jumlah total elemen yang berbeda yang bertujuan untuk mengetahui simulasi numerik yang dilakukan mendapatkan hasil data yang maksimal dimaksudkan sudah tidak terjadi perubahan hasil data yang signifikan. Uji grid independence dilakukan dengan 3 variasi jumlah cell yaitu; 57.045, 101.291 dan 141.100.



Gambar 7. Grafik uji grid independence dengan variasi jumlah *mesh*.

Gambar 7 merupakan grafik uji grid independence dengan variasi jumlah total elemen sebesar 57.045 yang ditunjukkan dengan simbol kotak berwarna hitam, 101.291 dengan simbol bulat berwarna merah, dan sedangkan 141.100 ditunjukkan dengan segitiga berwarna biru. Pada validasi tersebut nilai tekanan diambil dari 10 titik pada domain simulasi yang ada pada area cavity labyrinth seal. Nilai tekanan statik turun secara linear pada masing-masing simulasi dengan jumlah grid yang berbeda. Uji grid menunjukkan bahwa jumlah grid 101.291 adalah relevan untuk dijadikan acuan jumlah grid pada kasus yang dimaksud. Dengan penyimpangan pada setiap titik kurang dari 0,01% dan penyimpangan rata-rata adalah 0,004%. Mengacu pada data yang ditampilkan, simulasi akan dilakukan dengan skema yang sesuai dengan simulasi validasi grid dan jumlah grid yang digunakan adalah 101.291 element.

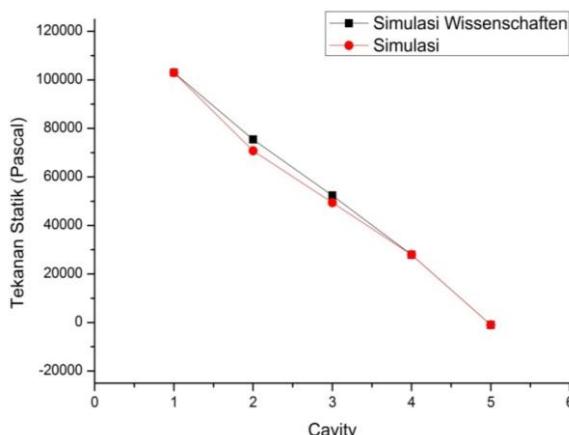
Aliran pada labyrinth seal merupakan aliran yang sangat kompleks, untuk itu perlu dilakukan validasi untuk mengetahui keakuratan hasil simulasi dengan membandingkan metode yang digunakan dalam simulasi dengan hasil simulasi yang pernah dilakukan sebelumnya. Validasi dilakukan melakukan simulasi sesuai geometri penelitian sebelumnya dan membandingkan hasil simulasi tersebut berdasarkan metode yang digunakan. Validasi terhadap simulasi yang telah dilakukan sebelumnya guna untuk menegaskan bahwa simulasi yang dilakukan dianggap benar. Validasi dilakukan dengan membandingkan nilai penurunan tekanan dan perubahan densitas pada setiap *cavity* dengan simulasi yang dilakukan oleh Dr.-Ing. Wissenschaften. Gambar 8 menunjukkan perbandingan kontur tekanan statik hasil simulasi tersebut.



Gambar 8. Kontur Tekanan Statik dan Vektor Kecepatan a. Simulasi b. Simulasi Dr.-Ing. Wissenschaften.

Gambar 8 menunjukkan perbandingan kontur tekanan statik pada kedua simulasi, penurunan tekanan yang terjadi pada setiap *cavity* cenderung tipikal dengan melihat perubahan warna yang identik pada kontur kedua hasil simulasi tersebut. Vektor kecepatan aliran yang terbentuk pada kedua simulasi tersebut juga memiliki kesamaan yaitu terjadi pusaran pada setiap *cavity*. Secara visual dapat terlihat bahwa simulasi yang dilakukan dapat tervalidasi dengan membandingkan kontur tekanan dan vektor kecepatan aliran kedua simulasi tersebut.

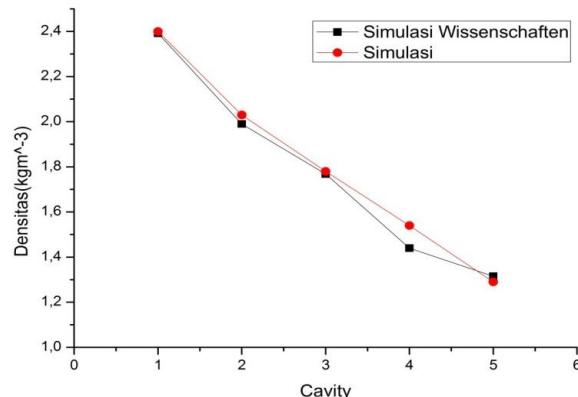
Validasi yang dilakukan tidak hanya membandingkan kontur aliran secara visual, Gambar 9 menunjukkan perbandingan penurunan tekanan disetiap titik pada *labyrinth seal*, titik tersebut berada diarea *cavity* dan tepat berada ditengah *cavity* terhadap sumbu-x atau garis horisontal simulasi



Gambar 9. Grafik Validasi Tekanan Statik pada Setiap *Cavity*

Gambar 9 menunjukkan penurunan tekanan statik aliran pada setiap area *cavity*. Terdapat 5 titik yang diambil sebagai acuan validasi. Terdapat penyimpangan pada *cavity* 2,3 dan 5 dengan penyimpangan berturut-turut sebesar 6,16 %, 5,63 % dan 5,35%. Pada *cavity* 1 dan 4 memiliki nilai tekanan yang relatif mendekati data acuan validasi dengan penyimpangan yang sangat kecil yaitu berturut-turut 0,002% dan 0,1%. Perbandingan nilai tekanan statik yang dilakukan sebagai validasi menunjukkan penyimpangan maksimum kurang dari 7,00 % dan penyimpangan rata-rata validasi tekanan statik adalah 3,00%. Selain nilai tekanan statik, validasi juga dilakukan dengan membandingkan nilai perubahan densitas pada setiap *cavity* dengan titik pengambilan nilai yang sama. Grafik validasi perubahan densitas dapat dilihat pada Gambar 10 dibawah ini.

Grafik pada Gambar 10 tersebut menunjukkan perubahan densitas fluida pada setiap area *cavity*, terdapat 5 titik yang diambil sebagai acuan validasi. Terdapat penyimpangan pada *cavity* 4 dengan penyimpangan sebesar 6,493%.



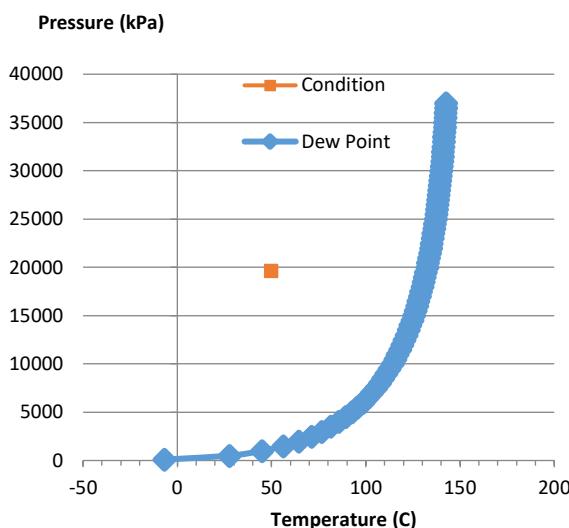
Gambar 10. Grafik Validasi Densitas pada Setiap *Cavity*

Pada *cavity* 1,2,3 dan 5 memiliki densitas yang relatif mendekati dengan data acuan validasi dengan nilai penyimpangan berturut-turut adalah 0,35%, 1,97%, 0,67% dan 1,94%. Simulasi dapat dinyatakan tervalidasi karena grafik yang dihasilkan relatif sama yaitu mengalami penurunan secara linear dengan penyimpangan kurang dari 7% dari nilai acuan validasi simulasi Wissenschaften.

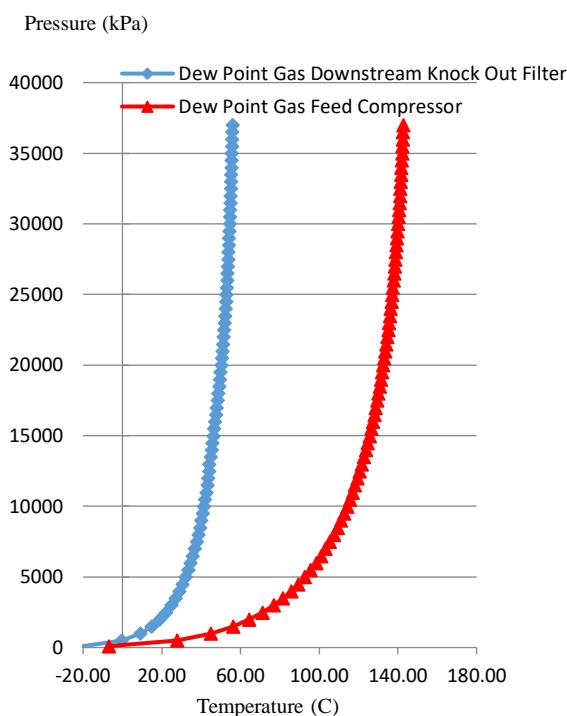
Hasil dan Pembahasan

Hasil Analisa Pengkondisian Seal Gas Supply. Gas conditioning process merupakan rangkaian tahap yang dilakukan untuk mengkondisikan gas agar sesuai dengan standar gas yang dapat diterima sebagai *seal* gas supply. Analisa dilakukan tiga tahap untuk mendapatkan komposisi dan properti gas yang sesuai. Gambar 11. merupakan grafik hasil simulasi untuk mengetahui *dew point* gas discharge kompresor serta mengetahui batas temperatur kondisi gas dengan berdasar pada grafik *dew point* tersebut.

Grafik tersebut menjelaskan bahwa kondisi gas berada pada area 2 fasa yaitu liquid dan gas karena titik kondisi berdasarkan tekanan dan temperatur operasi berada pada sisi kiri grafik *dew point*. Seperti yang telah dijelaskan pada dasar teori bahwa gas yang berada pada sisi kiri grafik merupakan fasa campuran antara liquid dan gas, sedangkan pada sisi kanan grafik gas memiliki fasa 100% vapour, dengan demikian dipastikan bahwa system membutuhkan scrubber untuk memisahkan fasa cair pada kandungan gas tersebut.



Gambar 11. Grafik Dew point Gas Discharge Kompresor



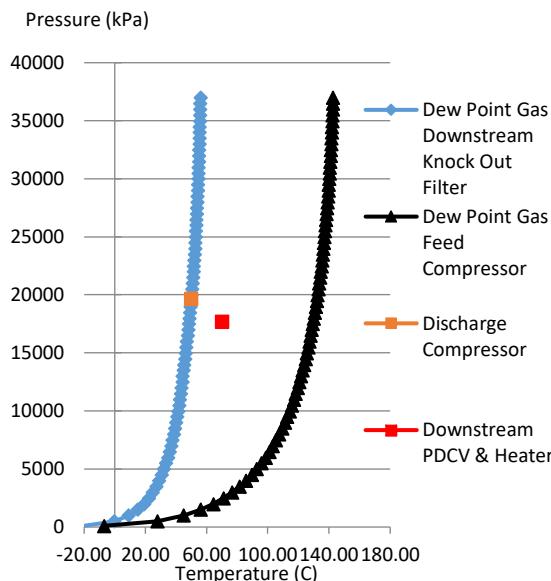
Gambar 12. Grafik hasil simulasi Dew point Feed Gas Kompressor dan Gas Downstream Knock out filter

Gas discharge kompresor yang memiliki 2 fase tersebut dapat dikondisikan dengan dua cara yaitu meningkatkan temperatur gas hingga melewati dew point gas tersebut atau menggunakan alat tambahan yaitu knock out filter atau scrubber untuk membuang fasa liquid pada kandungan gas. Untuk membuang fasa liquid dengan cara meningkatkan temperatur gas adalah kurang efektif karena temperatur yang harus dinaikkan adalah dari 500 °C hingga 1320 °C, cara tersebut membutuhkan electrical heater dengan kapasitas yang sangat besar

dan daya yang dibutuhkan untuk menaikkan temperatur 820 °C sangat besar, sehingga cara tersebut kurang efektif. Cara yang kedua adalah dengan memasang knock out filter atau scrubber untuk membuang fasa liquid. Jadi metode yang dipilih adalah dengan menggunakan knock out filter karena alat tersebut tidak menggunakan input daya dari external, hanya memanfaatkan momentum pada aliran gas. Grafik dibawah ini menunjukkan perubahan grafik dew point gas setelah dilakukan pemisahan fasa cair pada scrubber.

Grafik dew point pada Gambar 12. menjelaskan bahwa terjadi pergeseran dew point kearah kiri terhadap temperatur antara grafik dew point gas feed discharge kompresor dengan grafik dew point gas downstream kompresor. Pergeseran grafik tersebut disebabkan karena perubahan komposisi senyawa penyusunnya. Grafik dew point downstream knock out filter yang berwarna biru merupakan grafik seal gas supply yang siap untuk dialirkan kedalam dry gas seal. Grafik tersebut menandakan bahwa temperatur dew point gas menurun dibandingkan dengan grafik feed gas discharge kompressor yang berwarna hijau. Setelah grafik downstream didapat, selanjutnya adalah melakukan pemetaan titik kondisi operasi terhadap grafik dew line. Kondisi operasi seal gas supply adalah meliputi tekanan dan temperatur.

Tekanan operasi adalah $177,1 \times 10^7$ Pa didapatkan dari tekanan balance line kompresor dan ditambahkan dengan Δp yang diasumsikan 5×10^4 Pa atau 0,5 bar. Perbedaan tekanan antara balance line dengan seal gas supply merupakan syarat utama dry gas seal yaitu memiliki tekanan gas yang harus lebih tinggi dari tekanan balance line kompresor. Temperatur seal gas supply adalah temperatur gas discharge kompresor yang dapat kita lihat pada Gambar 12 bahwa setelah gas mengalami pemisahan pada knock out filter kondisi operasi gas bersinggungan dengan grafik yang berarti bahwa gas tersebut berada pada kondisi saturated vapour. Gas heater diperlukan untuk menaikkan temperatur gas agar menjauhi dew point, standard temperatur yang ditambahkan pada heater adalah antara 200 °C. Tampak pada gambar diatas bahwa temperatur gas downstream heater adalah 70,140 °C, temperatur tersebut memiliki jarak 200 °C dari dew point pada tekanan downstream PDCV. Temperatur dan tekanan tersebut merupakan kondisi akhir gas yang akan dialirkan kedalam dry gas seal, Gambar 13 merupakan grafik kondisi akhir seal gas supply yang akan dialirkan kedalam dry gas seal.



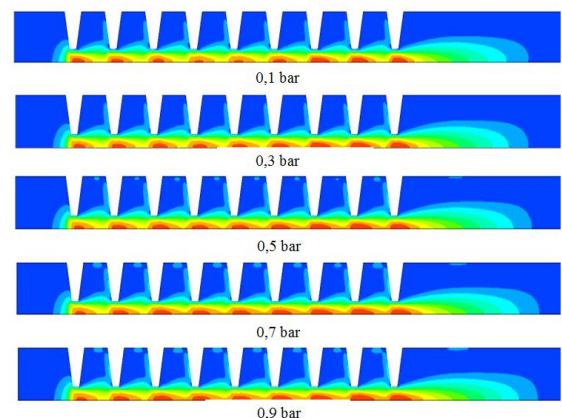
Gambar 13. Grafik hasil simulasi Dew Point dengan kondisi operasi Seal Gas Supply.

Hasil dan Analisa Simulasi Numerik. Analisa dilakukan dengan mengetahui fenomena aliran yang terjadi antara dinding labyrinth seal dengan rotor. Perubahan tekanan dan kecepatan aliran pada domain 2D dapat dianalisa dengan mengamati kontur tekanan dan kecepatan aliran tersebut. Variasi tekanan yang ditentukan berdasarkan permasalahan yang terjadi dilapangan dapat dianalisa dengan membandingkan kontur dan grafik data hasil simulasi

Kecepatan dan tekanan merupakan parameter utama yang dapat dilihat dan dianalisa pada aliran yang menunjukkan apakah aliran *seal gas supply* dapat melewati *labyrinth seal* atau tertahan oleh aliran balik dari fluida proses balance line kompresor. Mengacu pada API 614 bahwa *seal gas supply* harus memiliki tekanan yang lebih besar dari tekanan balance line kompresor, dan pada aplikasinya dapat diartikan bahwa *seal gas supply* harus dapat mengalir melewati *labyrinth seal*. Berikut adalah vektor kecepatan aliran pada masing-masing perbedaan tekanan yang ditentukan menjadi 5 variasi yaitu 0,1 bar, 0,3 bar, 0,5 bar, 0,7 bar dan 0,9 bar berturut-turut pada Gambar 14.

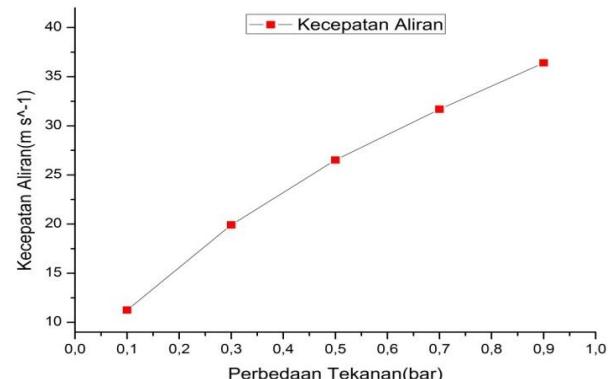
Gambar 14 menunjukkan kecepatan aliran pada domain simulasi yang menggambarkan bahwa kecepatan aliran akan meningkat signifikan pada saat aliran memasuki celah antara labyrinth dan rotor kompresor, kecepatan maksimum terdapat pada area yang dekat dengan rotor. Kecepatan juga akan turun setelah melewati celah tersebut. Secara visual tampak kesamaan warna yang ditunjukkan pada kontur kecepatan aliran, tapi nilai pada masing-masing kontur adalah berbeda, berikut

adalah grafik yang menunjukkan perbandingan kecepatan aliran pada masing-masing variasi tekanan, kecepatan berikut adalah kecepatan maksimum yang ditandai warna merah pada kontur aliran.



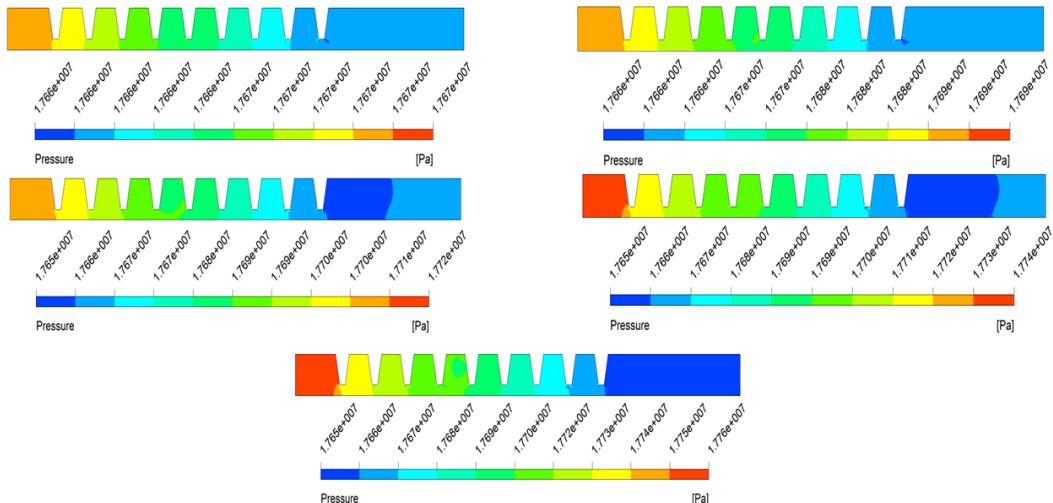
Gambar 14. Kontur Kecepatan Aliran dengan 5 Variasi Perbedaan Tekanan.

Grafik perbandingan kecepatan maksimum aliran pada masing-masing variasi tekanan yang diilustrasikan pada Gambar 15 menunjukkan meningkatnya kecepatan aliran yang linear terhadap peningkatan tekanan inlet. Meningkatnya kecepatan pada celah labyrinth secara teori dapat berpengaruh pada tekanan statik dan tekanan total yang terdapat pada cavity tersebut.



Gambar 15. Grafik Kecepatan Maksimum Aliran pada Setiap Variasi Tekanan.

Kontur tekanan merupakan hasil simulasi yang dapat dilihat langsung secara visual dalam skala yang ditunjukkan dari warna pada domain yang berubah. Gambar 16 merupakan kontur takanan pada 5 variasi simulasi dengan perbedaan tekanan inlet. Simulasi pertama dilakukan dengan nilai tekanan inlet adalah $1,767 \times 10^7$ Pa dan berturut-turut dilanjutkan simulasi berikutnya dengan tekanan inlet $1,769 \times 10^7$, $1,771 \times 10^7$, $1,773 \times 10^7$ dan



Gambar 16. Kontur kecepatan aliran pada masing-masing tekanan inlet.

$1,775 \times 10^7$ Pa. Gambar 16 menunjukkan terjadi penurunan tekanan pada setiap cavity, perubahan tekanan diakibatkan karena geometri labyrinth yang menyempit terhadap rotor, dengan clearance yang sangat kecil yaitu 0,4 mm mengakibatkan terjadinya pemampatan pada setiap cavity dan setelah melewati celah tersebut aliran akan mengalami kenaikan kecepatan dan tekanan statik akan turun.

Tekanan statik aliran menurun dengan batas perbedaan tekanan terdapat pada celah antara labyrinth dan rotor. Berdasarkan hasil simulasi yang dipaparkan sebelumnya yaitu tentang kecepatan aliran yang meningkat dengan meningkatnya tekanan inlet dapat dihubungkan dengan fenomena yang terjadi pada kontur tekanan yang dapat dilihat pada cavity ke-4. Pada tekanan inlet dengan variasi tekanan paling rendah dapat terlihat bahwa tekanan statik masih homogen, dibandingkan dengan kontur yang terjadi pada variasi tekanan yang lebih tinggi terlihat terdapat warna hijau yang semakin meluas pada area cavity ke-4 yang menunjukkan terjadi turbulensi dengan vektor aliran yang membentuk pusaran.

Fenomena penurunan tekanan statik pada cavity sangat menarik dan perlu pendalaman teoritis dalam pembahasannya. Dibawah ini adalah grafik penurunan tekanan statik dan tekanan total pada masing-masing tekanan inlet dengan perbedaan variasi tekanan adalah 2×10^4 Pa atau 0,2 bar. Gambar 17 merupakan grafik perubahan tekanan statik aliran yang melewati setiap celah dan cavity.

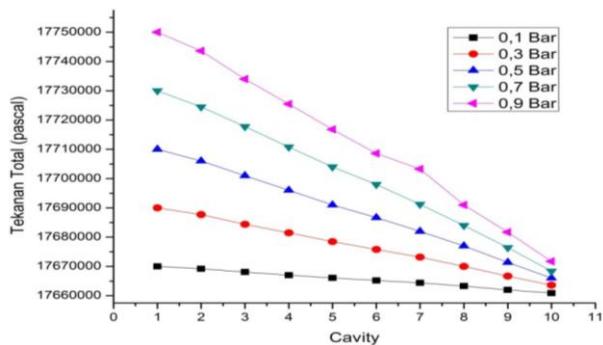
Grafik tekanan statik terhadap cavity yang diilustrasikan pada Gambar 17 menunjukkan penurunan tekanan statik secara periodik dan cenderung linear. Penurunan tersebut disebabkan oleh celah labyrinth yang sudah dibahas pada subbab sebelumnya. Perubahan tekanan statik pada

setiap variasi tekanan terlihat sangat menarik karena grafik penurunan tekanan antara satu variasi dengan variasi yang lain tidak paralel dan menunjukkan bahwa fungsi labyrinth seal adalah sebagai penetral tekanan antara 2 sisi domain aliran yang memiliki perbedaan tekanan. Gambar diatas menunjukkan penurunan tekanan semakin signifikan berbanding lurus dengan besarnya tekanan inlet. Pada cavity ke-10 terjadi fenomena yang menarik karena tekanan statik terkecil terjadi pada variasi tekanan inlet terbesar. Pada cavity ke-10 besar tekanan statik setiap variasi tekanan berbanding terbalik dengan tekanan inletnya, semakin besar tekanan inlet maka tekanan statik pada sisi outlet setelah melewati celah terakhir semakin kecil. Fenomena tersebut disebabkan karna terjadinya perubahan kecepatan yang sangat tinggi pada celah antara labyrinth dan rotor sehingga menimbulkan penurunan tekanan statik.

Fenomena tekanan statik yang menurun diakibatkan oleh meningkatnya kecepatan aliran pada celah labyrinth menimbulkan beberapa pertanyaan tentang arah aliran dan kemungkinan terjadinya tekanan balik (back flow) pada sisi outlet. Pemahaman tentang tekanan statik dan tekanan dinamik perlu dilakukan dalam pembahasan kasus ini. Gambar 18 merupakan grafik penurunan tekanan total pada labyrinth.

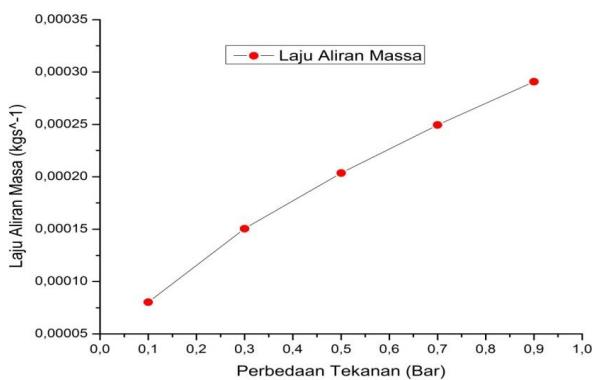
Gambar 18 membuktikan bahwa nilai tekanan statik dan tekanan total berbanding terbalik karena dipengaruhi oleh perubahan kecepatan aliran yang sangat signifikan. Grafik diatas menunjukan pada titik ke-10 besar tekanan inlet berbanding lurus dengan besar tekanan pada sisi outlet sesaat setelah melewati celah labyrinth terakhir. Pada cavity ke-10 atau sisi outlet menunjukan tekanan terbesar adalah aliran dengan tekanan inlet terbesar yaitu dengan selisih rata2 setiap variasi aliran adalah

$2,7 \times 10^3$ Pa. Berdasarkan pembahasan diatas diketahui bahwa dari 5 variasi simulasi yang dilakukan tidak mengalami tekanan balik atau back flow.



Gambar 18. Grafik perubahan tekanan total aliran pada setiap variasi tekanan inlet.

Pembahasan sebelumnya tentang penurunan tekanan statik dan tekanan total telah menjelaskan bahwa pada ke-5 variasi simulasi dengan tekanan inlet yang berbeda dinyatakan tidak terjadi tekanan balik. Perbedaan tekanan pada aliran mengakibatkan terjadinya perbedaan laju aliran massa pasa aliran yang berpengaruh pada efektifitas dan efisiensi support system yang digunakan sebagai alat penyuplai gas untuk dry gas seal. Grafik pada Gambar 19 di bawah ini merupakan grafik perbandingan laju aliran massa pada setiap variasi tekanan inlet.



Gambar 19. Grafik perbandingan laju aliran massa pada variasi tekanan inlet.

Grafik diatas menjelaskan kenaikan laju aliran massa pada setiap variasi tekanan, semakin besar tekanan inlet maka laju aliran massa akan meningkat. Perbedaan laju aliran massa terbesar terjadi antara variasi tekanan inlet $1,767 \times 10^7$ Pa dengan $1,769 \times 10^7$ adalah $6,97 \times 10^{-5}$ kg/s. Rata-rata kenaikan laju aliran massa pada setiap variasi adalah $5,18 \times 10^{-5}$ kg/s. Pembahasan tentang laju aliran massa pada aliran juga dapat menguatkan hasil

simulasi bahwa dari semua variasi tekanan inlet yang simulasi tidak satupun mengalami tekanan balik atau *back flow*.

Kesimpulan

Berdasarkan penelitian dan analisa yang telah dilakukan dalam kasus ini, dapat disimpulkan bahwa :

1. Berdasarkan pemodelan yang dilakukan, dew point gas proses kompresor pada tekanan $1,961 \times 10^7$ Pa adalah 1320°C , sehingga dibutuhkan knock out filter untuk memisahkan kandungan senyawa yang cenderung mengalami kondensasi sehingga secara alami grafik dew point akan bergeser.
2. Inner labyrinth pressure sangat berpengaruh atas keberhasilan kerja dry gas seal. Nilai Inner labyrinth pressure harus lebih besar dari tekanan balance line kompresor agar dapat menahan dan mendorong fluida proses kompresor menjauhi area seal. Semakin besar perbedaan inner labyrinth pressure dengan balance line pressure, maka laju aliran massa fluida yang masuk kedalam kompresor juga lebih besar.
3. Inner labyrinth pressure yang paling efektif adalah pada tekanan $1,767 \times 10^7$ dengan laju aliran massa yang melewati labyrinth kompresor adalah $8,025 \times 10^{-5}$ kg/s.

Referensi

- [1] Hallock DC, 1968. Centrifugal Compressor, Elliot Co, Jeanette, PA,
- [2] Stahley, J. S., 2001. Design, Operation, and Maintenance Considerations for Improved Dry Gas Seal Reliability in Centrifugal Compressors, Proceedings of the Thirtieth Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, 203-207.
- [3] A. Brown, et. al, 2007. Comparison of Methods for the Measurement of Hydrocarbon Dew Point of natural gas, UK: National Physical Laboratory, 49.
- [4] Wissenschaften, 2010. Numerical Simulation Of Mechanical And Thermal Fluid-Structure Interaction In Labyrinth Seals, Technischen Universit'at Darmstadt, Darmstadt.