

ANALISIS *BASIC RATING LIFE BEARING* UCP 211-32 AKIBAT *UNBALANCE* MENGGUNAKAN METODE SKF DAN SIMULASI ANSYS PADA ALAT SIMULATOR *BALANCING*

Rifandi Winadhi Mahardika¹, Totok Widiyanto^{1*}, Nabal AmruHaq¹

¹Teknik Mesin Kilang, Politeknik Energi dan Mineral Akamigas, Cepu, Blora, 58315

*E-mail: totokwidiyanto67@gmail.com

ABSTRAK

Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis pengaruh *unbalance* terhadap umur pakai (*bearing life*) pada *bearing* tipe UCP 211-32 menggunakan alat *simulator balancing*. Analisis dilakukan dengan satu kali pembebanan menggunakan kombinasi beban dari roda dan kopling yang bekerja secara radial, tanpa beban aksial. Massa *unbalance* sebesar 0,2 kg sebanyak 2 buah dipasang pada radius eksentrisitas 0,17 m dengan kecepatan putar 3.000 rpm. Nilai kapasitas dinamis *bearing* diperoleh dari data katalog sebesar 43.600 N, sedangkan beban ekuivalen dihitung menggunakan metode SKF. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa gaya *unbalance* memberikan kontribusi signifikan terhadap total beban radial, yaitu sebesar ± 3.687 N. Berdasarkan metode SKF *Bearing Life Equation*, umur dasar (*basic rating life*, L_{10}) diperoleh sebesar $1,891 \times 10^6$ putaran atau setara dengan 10.508 jam operasi pada kecepatan 3.000 rpm. Hasil perhitungan manual menunjukkan umur operasi *bearing* sebesar 10.508 jam, sedangkan hasil simulasi numerik menggunakan ANSYS Workbench diperoleh sebesar 10.500 jam. Perbedaan hasil tersebut menunjukkan bahwa analisis numerik memberikan pendekatan yang lebih realistis terhadap kondisi kerja aktual *bearing*, namun keduanya memiliki kecenderungan yang sama bahwa peningkatan massa *unbalance* menyebabkan penurunan umur pakai *bearing* secara signifikan.

Kata kunci: *Bearing life*, *SKF Bearing Life Equation*, *Simulator balancing*, UCP 211-32, *Unbalance*

1. PENDAHULUAN

Alat *simulator balancing* seperti pada Gambar 1 merupakan alat praktikum yang dirancang untuk mempelajari keseimbangan dinamis (*dynamic balancing*) pada sistem poros berputar. Alat ini digunakan untuk memahami pengaruh ketidakseimbangan massa (*unbalance*) terhadap gaya-gaya yang bekerja pada *bearing* serta getaran mekanis pada sistem rotasi. *Bearing* adalah elemen mesin yang berfungsi menopang poros agar putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman, dan memiliki umur pakai yang panjang. *Bearing* harus mampu menahan beban radial maupun aksial yang timbul selama operasi. Apabila *bearing* tidak berfungsi dengan baik, maka kinerja sistem transmisi daya akan menurun atau bahkan mengalami kegagalan total. Oleh karena itu, peranan *bearing* dalam sistem rotasi dapat disamakan dengan pondasi pada bangunan yang menopang keseluruhan struktur [1].

Kondisi *unbalance* terjadi ketika pusat massa rotor tidak berimpit dengan sumbu rotasinya. Ketidakseimbangan ini menimbulkan gaya sentrifugal yang berulang setiap kali poros berputar, sehingga mengakibatkan getaran berlebih dan mempercepat keausan komponen tumpuan seperti *bearing* [2]. Dalam sistem yang beroperasi pada kecepatan tinggi, gaya akibat *unbalance* dapat meningkat secara eksponensial terhadap kuadrat kecepatan putar, sehingga menimbulkan beban dinamis tambahan pada *bearing* yang berpotensi mempercepat kerusakan akibat kelelahan material (*fatigue failure*) [2].



Gambar 1. Alat Simulator *Balancing*

Umur kelelahan (*fatigue life*) pada *bearing* biasanya dinyatakan dalam bentuk *basic rating life (L10)*, yaitu umur yang dapat dicapai oleh 90% populasi *bearing* identik sebelum mengalami kegagalan akibat kelelahan [3]. Metode *SKF Bearing Life Equation* telah digunakan secara luas untuk memperkirakan umur nominal *bearing* berdasarkan kapasitas dinamis dan beban ekuivalen [4]. Selain itu, simulasi numerik menggunakan *ANSYS Workbench* memungkinkan analisis prediksi umur lelah (*fatigue life*) secara lebih akurat [5],[6],[7]. Beberapa penelitian sebelumnya menunjukkan bahwa peningkatan *unbalance* dan beban dinamis secara langsung memperpendek umur *bearing* [6],[7]. Oleh karena itu, diperlukan kajian komprehensif untuk menganalisis pengaruh *unbalance* terhadap umur pakai *bearing* menggunakan kombinasi pendekatan analitik dan simulasi numerik.

Penelitian ini secara khusus bertujuan untuk menganalisis penurunan umur pakai (*basic rating life*) *bearing* UCP 211-32 akibat pengaruh *unbalance* pada alat *simulator balancing*. Analisis dilakukan melalui dua pendekatan, yaitu perhitungan manual menggunakan metode SKF dan simulasi numerik menggunakan *ANSYS Workbench*. Hasil dari kedua metode dibandingkan untuk mengevaluasi tingkat kesesuaian dan mengidentifikasi pengaruh peningkatan beban terhadap umur operasi *bearing*.

2. METODE

Objek penelitian ini adalah *bearing* tipe UCP 211-32, yang umum digunakan pada sistem transmisi daya industri. Penelitian difokuskan untuk mengevaluasi *lifetime* dan *fatigue life* akibat pengaruh *unbalance* pada alat *simulator balancing*. Pendekatan manual dilakukan berdasarkan *SKF Bearing Catalogue* menggunakan konsep *basic rating life (L10)*, yang mendefinisikan umur lelah sebagai umur yang dapat dicapai oleh 90% dari populasi *bearing* identik sebelum mengalami kerusakan akibat kelelahan [3]. Beban ekuivalen dihitung dengan memperhitungkan gaya tambahan akibat *unbalance*.

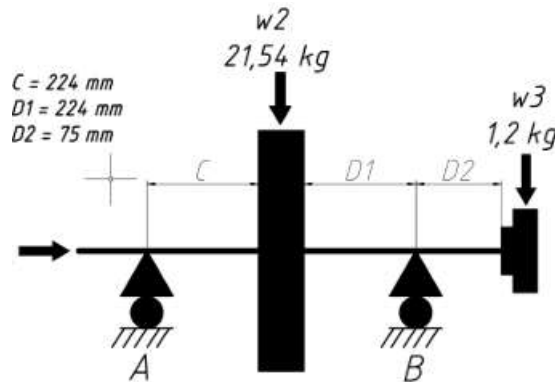
A. Karakteristik Pembenanan

Data pembebanan diperoleh dari alat *simulator balancing* di *Workshop* PEM Akamigas. Pembebanan pada sistem dibagi menjadi tiga komponen utama, yaitu w_1 , w_2 dan w_3 . w_1 adalah beban aksial, merupakan gaya tekan sepanjang sumbu poros akibat berat komponen yang ditumpu *bearing* (karena beban aksial tidak ada maka bisa diabaikan). w_2 adalah beban berat roda (rotor), yaitu beban radial yang timbul dari massa rotor yang berputar pada poros. Sedangkan w_3 adalah beban berat kopling, yaitu beban tambahan dari elemen kopling yang terpasang pada

poros dan menimbulkan gaya radial tambahan. Ketiga beban ini bekerja simultan pada *bearing* selama pengujian, dan nilai total beban radial yang diterima *bearing* merupakan resultan dari ketiganya.

B. Data dan Skema Pembebanan

Gaya yang bekerja pada *bearing* dapat dilihat pada Gambar 2, yang menunjukkan arah dan posisi pembebanan radial. Keterangan parameter pada gambar disesuaikan dengan simbol pada persamaan yang digunakan, agar konsisten dalam analisis perhitungan manual.



Gambar 2 Pembebanan Pada *Bearing*

C. Penentuan Parameter dan Analisis Manual

Langkah-langkah perhitungan manual meliputi:

a) Beban radial pada bearing B

ditentukan dari keseimbangan gaya dan momen yang bekerja pada poros. Resultan gaya radial dihitung dengan mempertimbangkan distribusi gaya eksternal dan jarak lengan momennya terhadap posisi *bearing*. Nilai dari beban radial pada *bearing* B dapat ditentukan dengan persamaan berikut [8].

$$F_{rb} = \frac{(F_2 \times C) + (F_3 \times \text{total jarak})}{C + D_1} \quad (1)$$

b) Eksentrisitas

menggambarkan jarak antara pusat massa rotor yang tidak seimbang dengan sumbu putar poros. Besarnya eksentrisitas sangat berpengaruh terhadap gaya sentrifugal yang muncul ketika poros berputar. Nilai dari eksentrisitas dapat ditentukan dengan persamaan berikut.

$$e = r - L_u \quad (2)$$

c) Kecepatan sudut

dihitung dari konversi kecepatan putar poros dalam satuan rpm menjadi radian per detik. Parameter ini diperlukan untuk menganalisis gaya dinamis yang dihasilkan oleh massa tak seimbang. Nilai dari kecepatan sudut (ω) dapat ditentukan dengan persamaan berikut [9].

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (3)$$

d) Gaya *unbalance*

timbul akibat adanya massa yang tidak seimbang pada rotor sehingga menghasilkan gaya sentrifugal saat berputar. Gaya ini sebanding dengan eksentrisitas dan meningkat tajam terhadap kuadrat kecepatan sudut. Nilai dari gaya *unbalance* (F_u) dapat ditentukan dengan persamaan berikut[10].

$$F_u = M_u \times e \times \omega^2 \quad (4)$$

e) Total beban radial

merupakan resultan dari beban radial statis dan gaya *unbalance* yang bekerja pada bearing. Karena kedua gaya dianggap saling tegak lurus, maka resultannya dihitung dengan kaidah vektor. Nilai dari total beban radial dapat ditentukan dengan persamaan berikut [8].

$$F_{rtot} = \sqrt{(F_{statis})^2 + (F_{Unbalance})^2} \quad (5)$$

f) Beban radial ekuivalen

merepresentasikan gaya kerja efektif yang diterima bearing. Dikarenakan beban aksial atau faktor aksial diabaikan maka Nilai dari beban dinamis ekuivalen (P) dapat ditentukan dengan persamaan berikut [11],

$$P = F_{rtot} \quad (6)$$

g) *Basic rating life* (L_{10})

adalah estimasi umur nominal yang dapat dicapai oleh 90% populasi *bearing* identik sebelum terjadi kegagalan akibat kelelahan. Perhitungannya dilakukan dengan menghubungkan kapasitas dinamis dengan beban ekuivalen. Nilai dari *basic rating life* (L_{10}) dapat ditentukan dengan persamaan berikut.[11]

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (7)$$

h) *Available life*

menunjukkan konversi umur nominal bearing ke dalam satuan waktu operasi aktual. Nilai ini diturunkan dari *basic rating life* dengan memperhitungkan kecepatan putar poros. Nilai dari *available life* dapat ditentukan dengan persamaan berikut.[11]

$$L_{10h} = \frac{1.000.000}{60 \times n} \times \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (8)$$

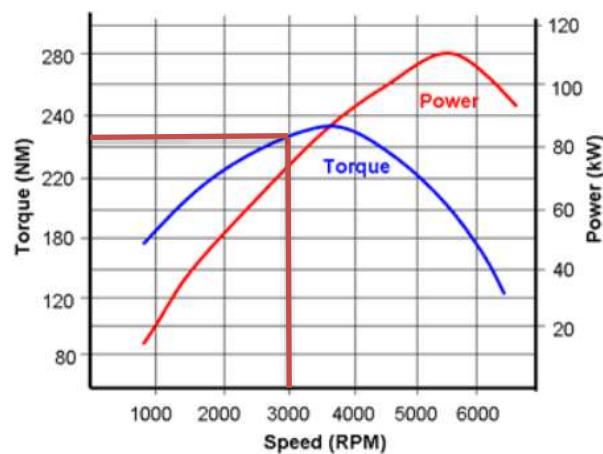
D. Analisis Numerik Menggunakan ANSYS

Analisis numerik dilakukan menggunakan ANSYS *Workbench* 2025 R2 dengan metode *Finite Element Analysis (FEA)*. Geometri *bearing* UCP 211-32 dimodelkan berdasarkan ukuran aktual. Kondisi batas simulasi ditetapkan sebagai berikut,

- *Outer race* dalam kondisi *fixed support* (tidak bergerak).
- *Inner race* diberi *rotational boundary* sesuai kecepatan putar (3000 rpm).
- Gaya radial dan gaya *unbalance* diberikan sebagai *input load*

Tahapan simulasi:

1. *Meshing* dilakukan dengan *refinement* di area kontak bola dan *raceway*.
2. *Static Structural Analysis* digunakan untuk memperoleh distribusi tegangan ekuivalen (*von Mises stress*).
3. Hasil tegangan dimasukkan ke modul *Fatigue Tool (Stress-Life method)* untuk memprediksi umur *bearing* (dalam satuan siklus dan jam).
4. Output simulasi berupa *fatigue life* (million of revolutions) dan *available life* (hours).
5. Grafik pada Gambar 3 digunakan untuk beban torsi sebagai momen pada *bore* diameter *bearing*. Diperoleh torsi sebesar 232 NM.



Gambar 3. Grafik Torsi vs RPM

E. Validasi Data

Validasi data dilakukan dengan membandingkan hasil perhitungan manual menggunakan metode *SKF Bearing Life Equation* dengan hasil simulasi numerik dari *ANSYS Workbench*. Perbandingan ini bertujuan untuk mengevaluasi tingkat kesesuaian antara pendekatan analitik dan hasil pemodelan numerik terhadap prediksi umur pakai (*available life*) *bearing*. Kesamaan pola atau tren penurunan umur pakai yang dihasilkan dari kedua metode tersebut digunakan sebagai indikator validitas model simulasi yang digunakan dalam penelitian ini.

3. PEMBAHASAN

A. Hasil Penelitian dan Simulasi Ansys

Data pembebanan yang diperoleh dari proses pengambilan data alat simulator *balancing* di *workshop* PEM Akamigas dapat dilihat pada Tabel 1. Sedangkan data operasi alat simulator *balancing* dan data *bearing* UCP 211-32 dapat dilihat pada Tabel 2.

Tabel 1. Pembebanan Pada *Bearing* Saat Alat Simulator *Balancing* Beroperasi

Komponen	Parameter	Berat (Kg)	Jumlah
Rotor	W2	21,54	1
<i>Coupling</i>	W3	1,2	1
<i>Unbalance</i>	Mu	0,2	2

Tabel 2. Data yang diperoleh

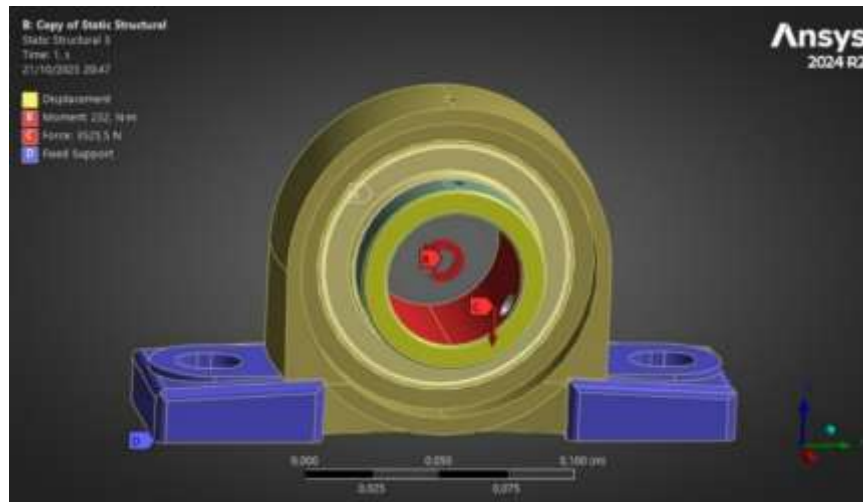
Parameter	Simbol	Nilai
RPM	-	3000
Momen (gambar 3)	-	232 N.m
C (SKF)	-	436000 N
C0 (SKF)	-	29000 N
X (SKF)	-	0,56
Y (SKF)	-	2,3
E (SKF)	-	0,3
Massa <i>unbalance</i>	M_u	0,2 Kg
Jari-jari pulley	r	20,75 cm
Jarak sumbu pusat ke massa <i>unbalance</i>	L_u	2,9 cm

Hasil perhitungan manual adalah sebagai berikut,

- Beban radial pada *bearing* B
Besarnya nilai beban pada *bearing* B dapat ditentukan menggunakan Pers. (1) dan data di atas, sehingga nilai beban radial pada *bearing* B (F_{rb}) sebesar 119,39 N.
- Eksentrisitas
Besarnya nilai eksentrisitas dapat ditentukan menggunakan Pers. (2), didapatkan nilai eksentrisitas adalah 0,17 m.
- Kecepatan sudut
Besarnya nilai kecepatan sudut dapat ditentukan menggunakan Pers. (3), didapatkan nilai kecepatan sudut adalah 314,15 Rad/s.
- Gaya *unbalance*
Besarnya nilai gaya *unbalance* dapat ditentukan menggunakan Pers. (4), didapatkan nilai gaya *unbalance* adalah 3523,44 N.
- Total beban radial
Besarnya nilai total beban radial dapat ditentukan menggunakan Pers. (5), didapatkan nilai total beban radial adalah 3525,5 N.
- Beban dinamis ekuivalen
Besarnya nilai beban dinamis ekuivalen dapat ditentukan menggunakan Pers. (6), didapatkan nilai beban dinamis ekuivalen (P) sebesar 3525,5 N.
- Basic rating life* (L_{10})
Besarnya nilai *basic rating life* dapat ditentukan menggunakan Pers. (7), didapatkan nilai *basic rating life* L_{10} sebesar 1.891,5 *million of rev*.
- Available life*
Besarnya nilai *available life* dapat ditentukan menggunakan Pers. (8), didapatkan nilai *available life* L_{10h} sebesar 10.508 jam.

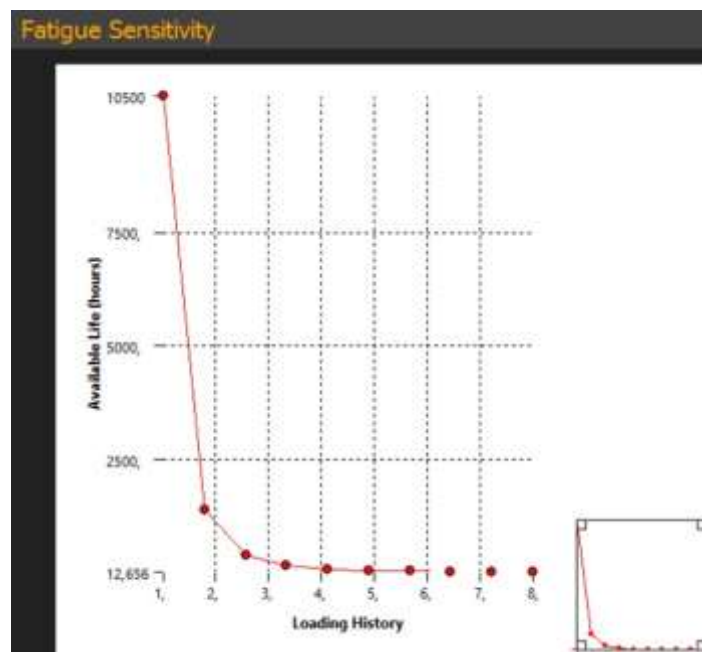
Hasil pemodelan ANSYS *Workbench* dan ANSYS *Discovery* untuk selanjutnya dilakukan simulasi untuk memvalidasi hasil perhitungan manual, dapat dilihat pada Gambar 4. Dari hasil perhitungan manual menunjukkan dalam sekali pembebanan nilai *basic rating life* (L_{10}) sebe-

sar 1.891,5 *mil of revolutions* atau 10.508 jam. Lalu dibandingkan dengan hasil dari simulasi menggunakan Ansys *Workbench*.



Gambar 4. Pemodelan pada ANSYS

Setelah melakukan analisis menggunakan Ansys *workbench* menghasilkan grafik yang ditunjukkan pada Gambar 5. Grafik tersebut menampilkan dalam sekali pembebanan menghasilkan nilai *available life* sebesar 10.500 jam. Grafik menunjukkan semakin besar *loading history* semakin pendek *available life*. Selisih antara hasil simulasi dari *software* Ansys dan perhitungan manual menunjukkan bahwa akurasi metode numerik sudah cukup mendekati hasil analisis konvensional. Nilai *Available Life* yang dihitung secara manual sebesar 10.508 jam, sedangkan hasil dari simulasi perangkat lunak adalah 10.500 jam, dengan persentase error relatif kecil yaitu 0,07%. Hal ini membuktikan bahwa penggunaan perangkat lunak berbasis analisis elemen hingga (*finite element analysis*) dapat diandalkan dalam proses estimasi umur pakai komponen, sekaligus mempercepat proses desain dan evaluasi teknis.



Gambar 5. Grafik *Fatigue Sensitivity*

B. Analisis Perbandingan

Fatigue Sensitivity menggambarkan sejauh mana parameter seperti kecepatan putaran dan pembebanan mempengaruhi umur pakai (*available life*) dari *bearing*. Pada Tabel 3, terlihat hasil pada model dengan kecepatan 3000 rpm. Data ini menunjukkan bahwa pada kecepatan tinggi (3000 rpm), *bearing* sangat sensitif terhadap massa *unbalance*. Penurunan umur pakai terjadi secara eksponensial, yang mengindikasikan bahwa kombinasi antara kecepatan putaran tinggi dan beban yang besar secara signifikan mempercepat kerusakan akibat kelelahan material (*fatigue*)[6]. Hasil perbandingan simulasi ANSYS dan perhitungan manual disajikan dalam Tabel 4.

Tabel 3. Hasil simulasi Ansys

Beban radial equivalent (N)	Momen (N.m)	Available Life (Hours)
3525,5	232	10.500

Tabel 4. Hasil Perbandingan Perhitungan dan Simulasi

Perhitungan Manual (hours)	Hasil Simulasi ANSYS (hours)	Persentase error (%)
10.508	10.500	0,07

4. SIMPULAN

Berdasarkan hasil analisis dan perhitungan yang telah dilakukan, dapat disimpulkan bahwa massa *unbalance* dan kecepatan putar tinggi memiliki pengaruh signifikan terhadap penurunan umur pakai (*bearing life*) pada *bearing* tipe UCP 211-32. Massa *unbalance* sebesar 0,2 kg sebanyak 2 buah yang dipasang pada radius eksentrisitas 0,17 m dan kecepatan operasi 3.000 rpm menghasilkan gaya sentrifugal sekitar 3525,5 N, yang secara drastis meningkatkan beban dinamis pada *bearing*. Berdasarkan metode SKF *Bearing Life Equation*, umur dasar (*basic rating life*, L_{10}) diperoleh sebesar $1,891 \times 10^6$ putaran atau setara dengan 10.508 jam operasi pada kondisi pembebanan satu kali.

Perbandingan hasil antara perhitungan manual dan simulasi numerik menunjukkan nilai yang sangat mendekati dengan selisih sekitar 0,07%, sehingga dapat disimpulkan bahwa metode perhitungan manual memberikan estimasi yang cukup akurat terhadap hasil simulasi. Secara umum, peningkatan massa *unbalance* dan kecepatan putar berbanding terbalik dengan umur pakai *bearing* sedangkan semakin besar massa tak seimbang dan semakin tinggi kecepatan rotasi, maka umur *bearing* akan menurun secara signifikan akibat peningkatan gaya sentrifugal dan beban dinamis yang bekerja pada poros. Oleh karena itu, pengendalian ke-seimbangan dinamis menjadi faktor penting dalam menjaga keandalan dan memperpanjang umur operasi *bearing* pada sistem rotasi berkecepatan tinggi.

5. DAFTAR PUSTAKA

- [1] Sularso and K. Suga, *Elemen Mesin*, vol. 1. Jakarta: Pradnya Paramita, pp. 1–352, 2004.
- [2] D. Akbar, “Pengaruh *unbalance* pada mesin berputar terhadap pengukuran getaran menggunakan alat modal analysis testing dan vibration meter,” *Jurnal Penelitian Teknik Mesin*, vol. 11, no. 1, pp. 1–14, 2025.
- [3] H. Cheng, X. Li, G. Ma, X. Shi, and Z. Yang, “*Fatigue life and fatigue reliability mechanism of ball bearings*,” *J. Mech.*, vol. 40, no. 1, pp. 79–94, doi: 10.1093/jom/ufae006, 2024.

- [4] SKF Group, *Rolling Bearings Catalogue*. Gothenburg: SKF, p. 88., 2018.
- [5] ANSYS Inc., *ANSYS Workbench User's Guide*, vol. 15317, Nov. 2025, pp. 724–746, 2025.
- [6] P. J. Romanowicz and B. Szybiński, “Fatigue life assessment of rolling bearings made from AISI 52100 bearing steel,” *Materials (Basel)*, vol. 12, no. 3, doi: 10.3390/ma12030371, 2019.
- [7] B. Breidenstein, G. Poll, F. Pape, B. Bergmann, S. Dechant, and H. Nordmeyer, “Fatigue life analysis of deep rolled bearing inner rings,” *Procedia CIRP*, vol. 123, pp. 13–17, doi: 10.1016/j.procir.2024.05.005, 2024.
- [8] A. Schellenberg, “Bearing load calculation,” pp. 0–5, 2022.
- [9] R. Motion, *AP Physics 1*, no. 3, pp. 1–12, 2015.
- [10] S. P. Collins, T. A. Harris, and M. N. Kotzalas, *Rolling Bearing Analysis*, 6th ed. Boca Raton, FL: CRC Press, 2021.
- [11] SKF Group, *Rolling Bearings SKF Mobile Apps*, Gothenburg: SKF, 2018, p. 88. [Online]. Available: <https://www.skf.com/go/17000>, 2018.

Daftar Simbol

F_{rb}	=	Beban radial pada bearing B, N
e	=	Eksentrisitas rotor, m
ω	=	Kecepatan sudut, rad/s
W_2	=	Beban Rotor, Kg
W_3	=	Beban Kopling, Kg
P	=	Beban radial ekuivalen, N
L_{10}	=	Basic rating life, Mil of revs
L_{10h}	=	Available life, hours
F_2	=	Gaya beban pada w_2 , N
F_3	=	Gaya beban pada w_3 , N
C	=	Jarak tumpuan A ke F_2 , mm
D_1	=	Jarak F_2 ke tumpuan B, mm
F_u	=	Gaya unbalance, N
M_u	=	Momen unbalance, N
F_{tot}	=	Total beban radial, N
g	=	Percepatan gravitasi, m/s ²
C	=	Jarak beban ke bearing, mm
D_1	=	Jarak bearing ke beban lainnya, mm
r	=	Jari-jari rotor, m
n	=	Kecepatan putar, RPM
L_u	=	Jarak sumbu ke pusat massa, m
F_r	=	Beban radial statis, N