

BAB IV PENUTUP

IV.1 Kesimpulan

Berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan di depan untuk kapal Penumpang 5.700 GT dengan ukuran utama sebagai berikut :

- Loa : 101,20 M.
- Lwl : 93,84 M.
- Lpp : 92,00 M.
- B : 18,30 M.
- H : 9,40 M.
- T : 4,30 M.
- Cb : 0,52
- Vs : 17 Knot.
- DWT : 5.700 Ton.
- Klasifikasi : Biro Klasifikasi Indonesia.
- Jarak Pelayaran : 4.000 Mil.

di dapatkan besarnya Daya *Continuous Rating* (MCR) yang diperlukan agar kapal dapat mencapai kecepatan 17 knot adalah : 3407.4 kW.

Untuk memenuhi kebutuhan tersebut setelah melalui berbagai pertimbangan teknis maupun ekonomis dipilih motor penggerak utama sebagai berikut :

- Motor penggerak utama dipilih mesin diesel empat langkah dengan Merk : Man B&W, pemakaian bahan bakar spesifik 199 g/kWh, pemakaian minyak lumas 1,2 g/kWh, Model V 20/27. Daya 1800 kW dan putaran 1000 rpm, menggunakan *Gear*

- Box dengan perbandingan 1:3 maka putaran baling-baling menjadi 330 rpm. Menggunakan dua buah mesin yang dipasang di belakang kapal.
- Untuk memenuhi kebutuhan energi listrik di kapal disuply oleh 4 buah Generator dengan kapasitas masing-masing 720 kW dengan satu diantaranya sebagai cadangan. Adapun Merk Generator yang dipakai adalah YANMAR, Model M220AL. Putaran 900 rpm, dengan frekwensi 50 Hertz.



DAFTAR PUSTAKA

1. Biro Klasifikasi Indonesia, Volume II, "*Rules for Hull Construction*", 1996.
2. Biro Klasifikasi Indonesia, Volume III, "*Rules for Machinery Installations*", 1996.
3. *Harvald, SV.Aa.*, Tahanan dan Propulsi Kapal, *Airlangga University Press*, Edisi I, 1992.
4. *Khetagurov M.*, "*Marine Auxiliary Machinery and Systems*", *Peace Publishers, Moscow*.
5. *Poehls H.*, "*Ship Design and Ship Theory*", 1979.
6. *Satrodiwongso T.*, *Ship Propulsion*, Edisi II, 1992.
7. *Stoecker F. W.*, Refrigerasi dan Pengkondisian Udara, Erlangga, Edisi II (terjemahan Supratman Hara), 1994.
8. *Tahara H., Sularso*, *Pump And Compressor*, PT Pranadya Paramita, Cetakan ke-6, 1996.
9. *The Marine Engineering Society in Japan*, "*Machinery Out Fitting Design Manual*", Volume 1, *Piping Systems for Diesel Ships*.

TABEL - 1 PERHITUNGAN HAMBATAN KAPAL

No.	RUMUS	SUMBER / SATUAN	V (KNOT)				
			10	12	15	17	18
1	V	Knot	10.000	12.000	15.000	17.000	18.000
2	Vs	m/detik	5.144	6.173	7.716	8.745	9.259
3	V	(m/detik)	26.461	38.103	59.537	76.472	85.733
4	$RT = Vs / (g \times L)$		0.171	0.205	0.257	0.291	0.308
5	$1/2 \cdot \rho \cdot S \cdot V^2$	kg	2290805.7	3298760.3	5154312.9	6620428.6	7422210.6
6	$10^{3} C_R$	Gambar	0.631	0.717	1.084	1.224	2.148
7	Koreksi B/T		0.28093	0.28093	0.28093	0.28093	0.28093
8	Koreksi LCB	Gambar	0.00187	0.00063	0.00216	-0.00077	-0.00352
9	Koreksi Cr (Standard)	Gambar	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
10	Koreksi Haluan	Gambar	-0.300	-0.300	-0.300	-0.300	-0.300
11	Koreksi Boss & Shaft Propeller	Gambar	0.05048	0.05736	0.08384	0.0979019	0.17184
12	Resultan $10^{3} C_R$	$6+7+8+9+10+11$	0.5642844	0.755924	1.150933	1.30184	2.29725
13	$10^{3} C_f$	Grafik ITTC-57	1.735	1.696	1.630	1.605	1.595
14	Koreksi $10^{3} C_f$	Grafik ITTC-57	1.770	1.730	1.653	1.637	1.627
15	$10^{3} C_i$	Gambar	0.400	0.400	0.400	0.400	0.400
16	$10^{3} C_{A1}$	Gambar	0.070	0.070	0.070	0.070	0.070
17	$10^{3} C_{A2}$	Gambar	0.040	0.040	0.040	0.040	0.040
18	$10^{3} CT$	$12+14+15+16+17$	2.944	2.996	3.324	3.449	4.434
19	RT	Kg	6744.0962	9882.571	17130.529	22833.973	32911.205
20	$BHP = Vs \times RT / 75$	HP	462.55508	813.37512	1762.3888	2662.380	4063.0857
21	PC	$\eta_h \times \eta_p \times \eta_r$	0.696	0.696	0.696	0.696	0.696
22	$BHP = BHP/PC$	HP	664.73314	1168.893	2532.7108	3826.08	5839.0187
23	BHP total	HP	804.3271	1414.3605	3064.5801	4629.556	7055.2126

D = 2500 mm

Tabel.2

Panjang Blade Elemen Dari Centre Line ke Leading Edge (h_D)

r/R (1)	h_D / D (2)	h_D (3)
0,2	0.116	290.000
0,3	0.129	322.500
0,4	0.136	340.000
0,5	0.137	342.500
0,6	0.132	330.000
0,7	0.118	295.000
0,8	0.092	230.000
0,9	0.051	127.500
0,95	0.020	50.000
1,00	-0.053	-132.500

Tabel.3 Panjang Total Blade Elemen (C)

r/R (1)	C / D (2)	C (3)
0,2	0.208	520.000
0,3	0.241	602.500
0,4	0.283	657.500
0,5	0.278	690.000
0,6	0.279	697.500
0,7	0.269	672.500
0,8	0.241	602.500
0,9	0.184	460.000
0,95	0.135	337.500
1,00	0.000	0.000

Tabel.4 Panjang Blade Elemen Dari Centre Line ke Trailing Edge (h_{TE})

r/R (1)	$h_{TE} = C - h_D$ (2)
0,2	230.000
0,3	280.000
0,4	317.500
0,5	347.500
0,6	367.500
0,7	377.500
0,8	372.500
0,9	332.500
0,95	287.500
1,00	132.500

Tabel.5 Jarak Ordinate Maksimum dari Leading Edge (h_T)

r/R (1)	h_T / C (2)	h_T (3)
0,2	0.350	182.000
0,3	0.387	233.168
0,4	0.420	276.150
0,5	0.450	310.500
0,6	0.475	331.313
0,7	0.493	331.543
0,8	0.500	301.250
0,9	0.500	230.000
0,95	0.500	168.750
1,00	0.500	0.000

Tabel.6 Ketebalan Blade Maksimum Pada Ordinate (t)

r/R (1)	t/D (2)	t (3)
0,2	0.0366	91.500
0,3	0.0324	81.000
0,4	0.0282	70.500
0,5	0.0240	60.000
0,6	0.0198	49.500
0,7	0.0156	39.000
0,8	0.0114	28.500
0,9	0.0072	18.000
0,95	0.0051	12.750
1,00	0.0030	7.500

Tabel 7 Jarak Ordinat Belakang & Muka Dan Ordinate Maksimum
1 Ordinate Belakang

Trailing Edge														
r/R	T E	mm	80	mm	60	mm	40	mm	20	mm	y ₁	mm	y ₂	mm
0.2	0.386	36.319	0.63	57.645	0.805	73.666	0.919	84.089	0.981	89.762	0.380	34.770	0.375	34.313
0.3	0.338	21.378	0.598	48.438	0.787	63.747	0.911	73.791	0.979	79.299	0.343	27.783	0.325	26.325
0.4	0.289	20.375	0.565	39.833	0.769	54.215	0.903	63.662	0.977	68.879	0.307	21.644	0.274	19.317
0.5	0.233	13.980	0.521	31.260	0.742	44.520	0.892	53.520	0.975	58.500	0.270	16.200	0.218	13.080
0.6	0.171	8.465	0.477	23.612	0.712	35.244	0.875	43.313	0.97	48.015	0.000	0.000	0.151	7.475
0.7	0.102	3.578	0.436	17.004	0.687	26.793	0.859	33.501	0.965	37.835	0.000	0.000	0.076	2.964
0.8	0.073	2.081	0.407	11.600	0.669	19.067	0.852	24.282	0.963	27.446	0.000	0.000	0.037	1.055
0.9	0.116	2.088	0.434	7.812	0.682	12.276	0.859	15.462	0.965	17.370	0.000	0.000	0.058	1.044
0.95	0.183	2.078	0.464	5.916	0.699	8.912	0.866	11.042	0.967	12.328	0.000	0.000	0.082	1.046

Leading Edge																
r/R	20	mm	40	mm	60	mm	70	mm	80	mm	85	mm	90	mm	LE	mm
0.2	0.984	90.035	0.932	85.278	0.844	77.226	0.783	71.645	0.708	64.782	0.662	60.573	0.608	55.632	0.000	0.000
0.3	0.981	79.461	0.924	74.844	0.826	66.906	0.759	61.479	0.676	54.756	0.626	50.706	0.569	46.089	0.000	0.000
0.4	0.979	69.020	0.915	64.508	0.804	56.662	0.732	51.606	0.637	44.909	0.582	41.031	0.523	36.872	0.000	0.000
0.5	0.978	58.680	0.900	54.000	0.774	46.440	0.692	41.520	0.591	35.460	0.531	31.860	0.463	27.780	0.000	0.000
0.6	0.975	48.263	0.881	43.610	0.737	36.482	0.647	32.027	0.530	26.235	0.465	23.018	0.386	19.107	0.298	14.751
0.7	0.968	37.752	0.866	33.774	0.698	27.222	0.590	23.010	0.465	18.135	0.390	15.210	0.305	11.895	0.210	8.485
0.8	0.963	27.446	0.852	24.282	0.669	19.067	0.546	15.561	0.407	11.600	0.330	9.405	0.249	7.097	0.163	4.646
0.9	0.965	17.370	0.859	15.462	0.682	12.276	0.567	10.206	0.434	7.812	0.361	6.498	0.284	5.112	0.202	3.636
0.95	0.967	12.329	0.866	11.042	0.699	8.912	0.590	7.523	0.464	5.916	0.395	5.036	0.322	4.106	0.245	3.124

Pemilihan Pompa

Hasil perhitungan daya penggerak yang dibutuhkan untuk pompa masing-masing sistem dapat dilihat pada tabel. 9

No.	Sistem	Jumlah	Daya
A.	<u>Melayani Motor Induk :</u>		
1.	Udara tekan (<i>Air Compressor</i>)	3 Unit	1,765 kW
2.	<i>F.O. Transfer Pump</i>	2 Unit	2,714 kW
3.	<i>F.O. Service Pump</i>	2 Unit	0,169 kW
4.	<i>L.O. Pump for M.E.</i>	2 Unit	0,932 kW
5.	<i>Fresh Cooling Water Pump</i>	4 Unit	5,65 kW
6.	<i>Sea Cooling Water Pump</i>	4 Unit	13,2 kW
B.	<u>Pelayanan Umum di Kapal :</u>		
1.	<i>Bilge Pump</i>	2 Unit	15,00 kW
2.	<i>Ballast Pump</i>	2 Unit	8,275 kW
3.	<i>Sanitary Sea Water Pump</i>	3 Unit	7,368 kW
4.	<i>Sanitary Fresh Water Pump</i>	2 Unit	5,130 kW
5.	<i>Fire Fighting and General Service Pump</i>	3 Unit	22,62 kW
6.	<i>Sewage Pump</i>	2 Unit	0,031 kW

Tabel.10 Kapasitas Udara Tiap-Tiap Ruangan

2nd Deck :

Nama Ruang	Panjang (m)	Lebar (m)	Tinggi (m)	Volume (m ³)	CO ₂ (lt/m ³)	Qch (m ³ /jam)
Economy Class	25	17,5	2,5	1093,75	1,64	2562,5
15 Crews Room	2,5	5	2,5	31,25	0,047	31,5
Crew Mess Room	8	5,5	2,5	110	0,165	25,93
Gangway	24,5	6,5	2,5	398,125	0,6	341,25
4 WC/Bath Room	4,5	4	2,5	45	0,0675	17,36
<i>Total !</i>						2978,54

3rd Deck :

Nama Ruang	Panjang (m)	Lebar (m)	Tinggi (m)	Volume (m ³)	CO ₂ (lt/m ³)	Qch (m ³ /jam)
Fore Eco. Class	37	18	2,5	1665	2,4975	5940,5
After Eco. Class	40	18	2,5	1800	2,7	6942,857
6 WC/Bath Room	4,5	4	2,5	45	0,0675	26,04
Store	2,5	4	2,5	25	0,0375	1,34
Pantry	5	3	2,5	37,5	0,05625	3,0134
<i>Total !</i>						12913,75

4th Deck :

Nama Ruang	Panjang (m)	Lebar (m)	Tinggi (m)	Volume (m ³)	CO ₂ (lt/m ³)	Qch (m ³ /jam)
Fore Eco. Class	25	18	2,5	1125	1,6875	2712,054
2 WC/Bath Room	7	4	2,5	70	0,105	21
Office	3	5,5	2,5	56,25	0,0844	6,78
After Eco. Class	30	18	2,5	1350	2,025	3905,357
Prov/ Freeze Rm	4,75	14	2,5	166,25	0,25	59,226
Galley	6	21,5	2,5	169,375	0,254	61,474
<i>Total I</i>						6765,891

5th Deck :

Nama Ruang	Panjang (m)	Lebar (m)	Tinggi (m)	Volume (m ³)	CO ₂ (lt/m ³)	Qch (m ³ /jam)
19 P.1 st /2 nd Class	3	4,5	2,5	33,75	0,051	46,38
Office & Shop	2,5	4	2,5	25	0,0375	2,68
Fore Eco. Class	22,5	14	2,5	787,5	1,181	1328,91
After Eco. Class	5	4	2,5	50	0,075	5,357
Off. Mess Room	16,5	6,5	2,5	268,125	0,402	154,052
Restaurant	16,5	7,5	2,5	309,375	0,464	205,1
Pantry	8	2	2,5	40	0,06	3,4286
<i>Total I</i>						6765,891

6th Deck :

Nama Ruang	Panjang (m)	Lebar (m)	Tinggi (m)	Volume (m ³)	CO ₂ (lt/m ³)	Qch (m ³ /jam)
Capt / C/E Room	13,75	6	2,5	102,344	0,154	45,03
8 Off./Eng. Room	2,75	5	2,5	34,375	0,05156	20,256
Saloon & Pantry	6	5,25	2,5	78,75	0,118	13,3
Hospital	6,5	4	2,5	65	0,0975	9,054
Doctor	3,5	4,5	2,5	39,375	0,06	3,375
Nurse	2,5	4,5	2,5	28,125	0,0422	1,7
Band Players	6,5	4,5	2,5	73,125	0,11	11,5
Singers	2,5	4,5	2,5	28,125	0,0422	1,7
Library	7,5	3	2,5	56,25	0,0844	6,78
Store	1,75	4,5	2,5	19,6875	0,0295	0,83
Mosque	7,5	9	2,5	168,75	0,2531	61,0212
<i>Total I</i>						179,462

7th Deck :

Nama Ruang	Panjang (m)	Lebar (m)	Tinggi (m)	Volume (m ³)	CO ₂ (lt/m ³)	Qch (m ³ /jam)
Chart Room	3	4,25	2,5	31,875	0,0478	2,1772
Radio Room	3	4,25	2,5	31,875	0,0478	2,1772
2 Radio Off. Rm.	3	4,25	2,5	31,875	0,0478	2,1772
Pilot	3	4,25	2,5	31,875	0,0478	2,1772
<i>Total I</i>						10,886

Tabel 1 . Pemakaian Tenaga Listrik

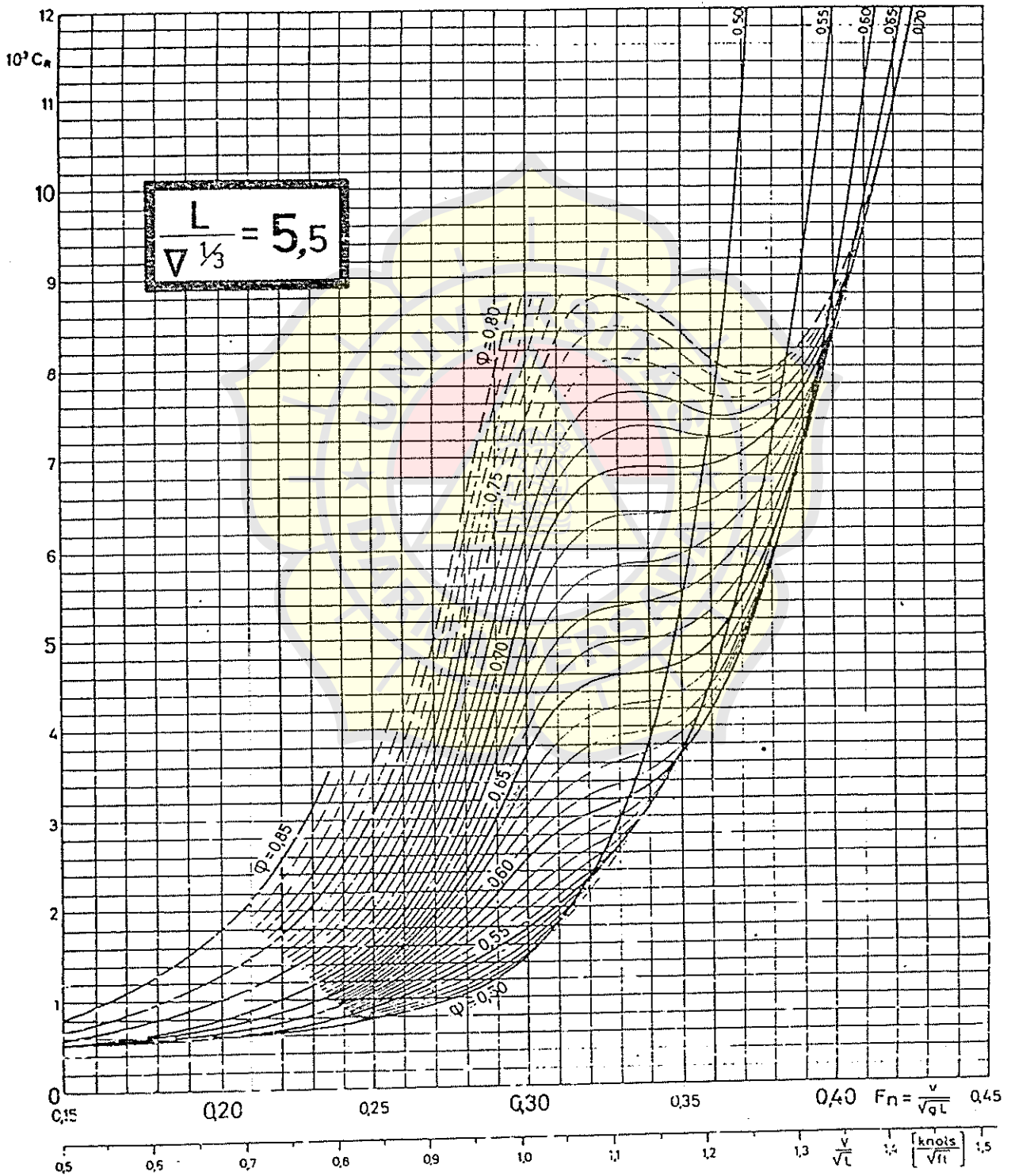
No.	Peralatan Listrik	kW	Jml	Total	Belayar		Otah Gerak		Sandar	
					L.F.	KW	L.F.	KW	L.F.	KW
1	Main Air Compressor	5.5	3	16.5	0.4	6.6	0.4	6.6	0.4	6.8
2	Aux. Start. Air Compressor	5.5	1	6.5	0.2	1.1	0.2	1.1	0.2	1.1
3	MDO Transfer Pump	5.5	2	11	0.1	1.1	0	0	0.2	2.2
4										
5	LO Transfer Pump	1.5	2	3	0.2	0.6	0	0	0.35	1.05
6										
7	Sea Cooling Water Pump	13.5	4	54	1	54	1	54	0	0
8	Bilge Pump	18	2	36	0.2	7.2	0.2	7.2	0.1	3.6
9	Ballast Pump	10.00	2	20	0	0	0	0	0.5	10
10										
11	Fresh Water Pump	5.5	2	11	0.6	6.6	0.6	6.6	0.6	6.6
12	Sea Water Pump	16.00	3	48	0.5	24	0.5	24	0.5	24
13	Fire & G.S. Pump	25.00	3	75	0.1	7.5	0.05	3.75	0	0
14	Sewage Pump	1.50	2	3	0.3	0.9	0	0	0	0
15	Gear Oil Pump	4.2	4	16.8	1	16.8	1	16.8	0	0
16	Sprinkler Pump	25	1	25	0	0	0	0	0	0
17	Hydrophore Pump	7.2	2	14.4	0.5	7.2	0.2	2.88	0.2	2.88
18	Sludge Pump	2.9	1	2.9	0.3	0.87	0.3	0.87	0.3	0.87
19	Dirty Oil Pump	2.9	1	2.9	0.3	0.87	0.3	0.87	0.3	0.87
20	Circ. Warm Water Pump	1.1	2	2.2	0.5	1.1	0.5	1.1	0.5	1.1
21	Bow Thruster	460	1	460	0	0	1	460	0.6	230
22	Steering Gear	17	2	34	1	34	1	34	0	0
23	Windlass	42.372	2	84.744	0	0	0.2	16.949	0	0
24	Capstan	12	4	48	0	0	0.05	2.4	0.1	4.8
25	Boat Winches	7.05	8	56.4	0	0	0	0	0	0
26	Cargo Winch	35.0	2	70.0	0	0	0	0	0.8	58
27	E/R Fan	1.00	8	8.00	1	8	1	8	1	8
28	AC Room Fan	1.5	3	4.50	1	4.5	1	4.5	1	4.5
29	Cargo Hold Fan	1	2	2	1	2	1	2	1	2
30	Bow Thruster Room Fan	0.72	2	1.44	0	0	1	1.44	1	1.44
31	CO2 Room Fan	0.36	2	0.72	1	0.72	10	7.2	1	0.72
32	Universal Machine	0.4	1	0.4	0	0	0	0	0	0
33	Electric Welder	5.5	1	5.5	0	0	0	0	0	0
34	Grinder	0.4	1	0.4	0	0	0	0	0	0
35	Radar	5	1	5	1	5	0.4	2	0	0
36	Radio	0.5	3	1.5	0.5	0.75	1	1.5	0	0
37	Navigation Light	0.5	1	0.5	1	0.5	1	0.5	0	0
38	AC Compressor	139.5	3	418.5	1	418.5	1	418.5	1	418.5
39	Pantry / Galley	0.5	2	1	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
40	Provision Cooling Plant	657.3	1	657.3	0.0	525.8	0.0	525.8	0.5	328.6
	Lighting									
41	Bridge	0.04	6	0.24	0	0	0	0	0.5	0.12

No	Peralatan Listrik	kW	Jml	Total	Berlayar		Olah Gerak		Sandar	
					L F	KW	L F	KW	L F	KW
42	Radio Room	0.04	2	0.08	0.25	0.02	0.5	0.04	0	0
43	Deck Office	0.04	3	0.12	1	0.12	1	0.12	0.5	0.06
44	Engine Office	0.04	3	0.12	1	0.12	1	0.12	0.5	0.06
45	AC Room	0.04	6	0.24	0.1	0.024	0.1	0.024	0.1	0.024
46	Side Lamp	0.5	2	1	0.5	0.5	0.5	0.5	0	0
47	Caletaria	0.03	6	0.18	0.5	0.09	0.5	0.09	0.5	0.09
48	Officer Room	0.03	10	0.3	0.5	0.15	0.5	0.15	0.5	0.15
49	Cadet	0.03	2	0.06	5	0.3	0.5	0.03	0.5	0.03
50	Electrician	0.03	2	0.06	0.5	0.03	0.5	0.03	0.5	0.03
51	Band Player	0.03	4	0.12	0.5	0.06	0.5	0.06	0	0
52	Hospital	0.03	4	0.12	1	0.12	0.5	0.06	0	0
53	Mosque	0.03	4	0.12	0.5	0.06	0.5	0.06	0.5	0.06
54	GangWay	0.03	55	1.65	1	1.65	1	1.65	1	1.65
55	First Class	0.03	14	0.42	1	0.42	1	0.42	0.5	0.21
56	Second Class	0.03	40	1.2	1	1.2	1	1.2	0.5	0.6
57	Economy Class	0.03	400	12	1	12	1	12	1	12
58	WC Economy Class	0.03	30	0.9	1	0.9	1	0.9	1	0.9
59	Band Stand	0.03	8	0.24	0.5	0.12	0.5	0.12	0	0
60	Pantry	0.03	10	0.3	1	0.3	1	0.3	1	0.3
61	Crew Room	0.03	25	0.75	1	0.75	1	0.75	1	0.75
62	Crew Messroom	0.03	10	0.3	1	0.3	1	0.3	0.5	0.15
63	Store	0.03	6	0.24	0.1	0.024	0.05	0.012	0.1	0.024
64	Engine Control Room	0.03	4	0.12	1	0.12	1	0.12	1	0.12
65	Engine Room	0.05	42	2.1	1	2.1	1	2.1	1	2.1

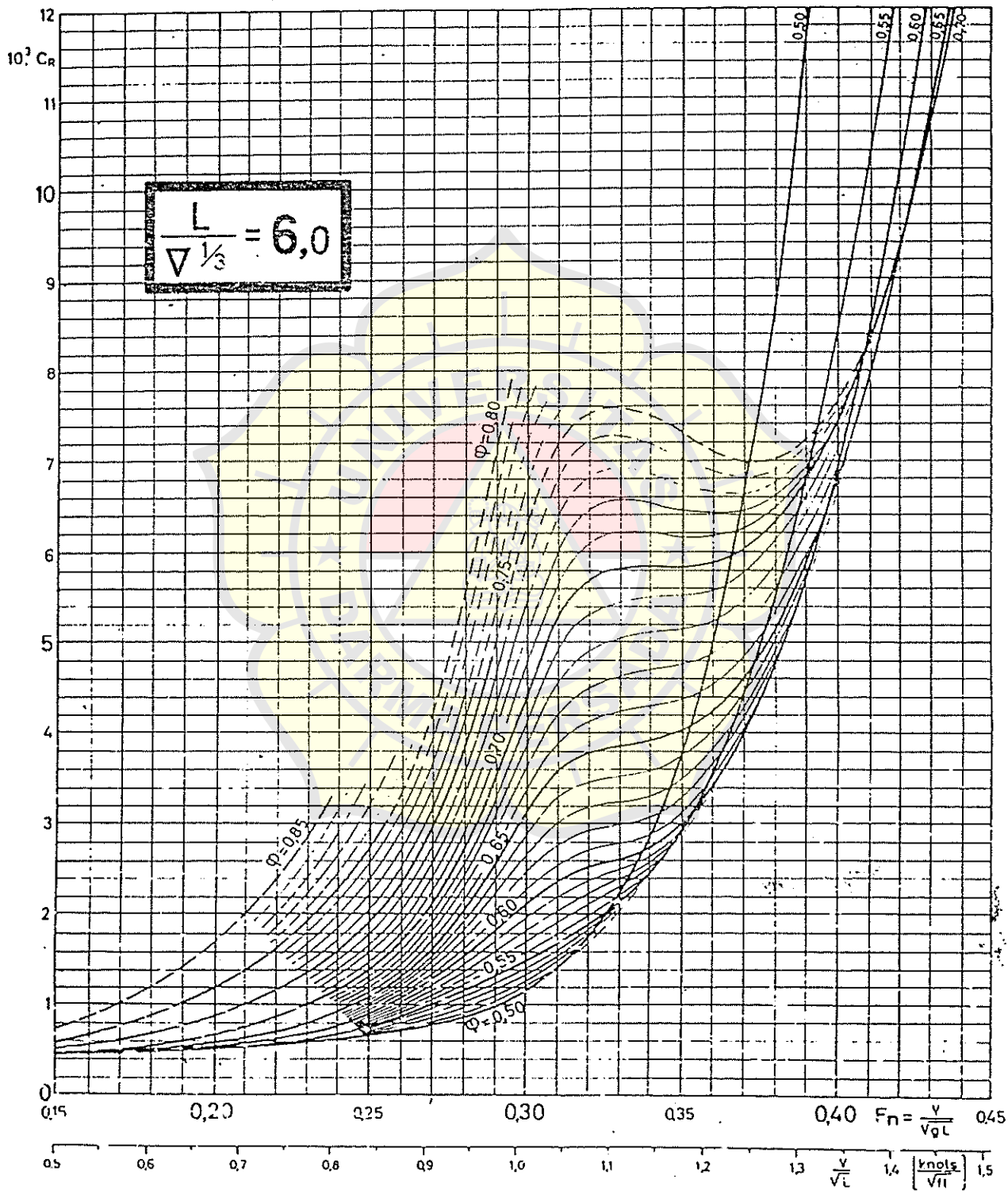
Jumlah dari daya yang dipergunakan adalah :

- Kondisi saat berlayar : 1246 kW
- Kondisi saat olah gerak : 1775,54 kW
- Kondisi saat sandar : 1160 kW

LAMPIRAN



LAMPIRAN



LAMPIRAN

L 32/40
V 32/40

L 20/27
V 20/27

No of cyl	Continuous rating P MCR kW/HP diesel and heavy fuel operation n (1/min)	Dimensions mm			Weight** tons
		L1/L2	W	H	
5 L	2200 3000 3000 3000	5095 3000	2100	3890	33
6 L	2640 3600 3600 3600	5625 4460	2100	3890	38
7 L	3050 4200 4200 4200	6155 5010	2570	4410	42
8 L	3520 4800 4800 4800	6685 5540	2570	4410	47
9 L	3950 5400 5400 5400	7215 6070	2570	4410	52
12 V	5280 7200 7200 7200	6250 5100	3100	3900	61
14 V	6160 8400 8400 8400	7100 5750	3100	4200	70
16 V	7040 9600 9600 9600	7750 6400	3100	4200	78
18 V	7920 10800 10800 10800	8400 7080	3100	4200	86

Bore (mm)	Stroke (mm)	n (1/min)	MCR	Del(bar)	cm (m/s)
320	400	750	440 (600)	21.9	10.0
		720	440 (650)	22.8	9.6

Fuel consumption (to ISO conditions):**

100% P	85% P
L 32/40 182 g/kWh	134 g/HPHr 179 g/kWh
V 32/40 181 g/kWh	133 g/HPHr 178 g/kWh

Lube oil consumption approx. 1.0 g/kWh 0.7 g/HPHr

No of cyl	Continuous rating P MCR kW/HP diesel and heavy fuel operation n (1/min)	Dimensions mm			Weight** tons
		L1/L2	W	H	
5 L	500 610 610 610	2700 1350	1900	5.0	
6 L	600 730 730 730	3000 1350	1900	5.9	
7 L	700 855 855 855	3300 1350	1950	6.6	
8 L	800 980 980 980	3550 1350	2150	7.4	
9 L	900 1100 1100 1100	3800 1350	2150	8.0	
12 V	1200 1630 1630 1630	3600 1510	2600	10.6	
14 V	1400 1715 1715 1715	3950 1510	2750	11.8	
16 V	1600 1860 1860 1860	4300 1510	2750	13.1	
18 V	1800 2000 2000 2000	4650 1510	2750	14.4	

Bore (mm)	Stroke (mm)	n (1/min)	MCR	Del(bar)	cm (m/s)
200	270	1000	100 (136)	14.15	9.0
		900	90 (122)		8.1

Fuel consumption (to ISO conditions):**

100% P	85% P
L 20/27 200 g/kWh	147 g/HPHr 200 g/kWh
V 20/27 199 g/kWh	146 g/HPHr 199 g/kWh

Lube oil consumption approx. 1.2 g/kWh 0.9 g/HPHr

LAMPIRAN

Anchor, Chain Cables and Ropes

No. for Reg.	Equipment numeral Z	Stockless anchor			Stud link chain cables						Recommended ropes				
		Bower anchor		Stream anchor	Bower anchors			Stream wire or chain for stream anchor			Tow line		Mooring ropes		
		Number ¹	Mass per anchor	Total length	Diameter			Length	Br. load ²	Length	Br. load ²	Number	Length	Br. load ²	
					d ₁	d ₂	d ₃								
		[kg]	[m]	[mm]	[mm]	[mm]	[m]	[kN]	[m]	[kN]		[m]	[kN]		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
101	up to - 50	2	120	40	165	12.5	12.5	12.5	80	65	180	100	3	80	35
102	50 - 70	2	180	60	220	14	12.5	12.5	80	65	180	100	3	80	35
103	70 - 90	2	240	80	220	16	14	14	85	75	180	100	3	100	40
104	90 - 110	2	300	100	247.5	17.5	16	16	85	80	180	100	3	110	40
105	110 - 130	2	360	120	247.5	19	17.5	17.5	90	90	180	100	3	110	45
106	130 - 150	2	420	140	275	20.5	17.5	17.5	90	100	180	100	3	120	50
107	150 - 175	2	480	165	275	22	19	19	90	110	180	100	3	120	55
108	175 - 205	2	570	190	302.5	24	20.5	20.5	90	120	180	110	3	120	60
109	205 - 240	3	660		302.5	26	22	20.5			180	130	4	120	65
110	240 - 280	3	780		330	28	24	22			180	150	4	120	70
111	280 - 320	3	900		357.5	30	26	24			180	175	4	140	80
112	320 - 360	3	1020		357.5	32	28	24			180	200	4	140	85
113	360 - 400	3	1140		385	34	30	26			180	225	4	140	95
114	400 - 450	3	1290		385	36	32	28			180	250	4	140	100
115	450 - 500	3	1440		412.5	38	34	30			180	275	4	140	110
116	500 - 550	3	1590		412.5	40	34	30			190	305	4	160	120
117	550 - 600	3	1740		440	42	36	32			190	340	4	160	130
118	600 - 660	3	1920		440	44	38	34			190	370	4	160	145
119	660 - 720	3	2100		440	46	40	36			190	405	4	160	160
120	720 - 780	3	2280		467.5	48	42	36			190	440	4	170	170
121	780 - 840	3	2460		467.5	50	44	38			190	480	4	170	185
122	840 - 910	3	2640		467.5	52	46	40			190	520	4	170	200
123	910 - 980	3	2850		495	54	48	42			190	560	4	170	215
124	980 - 1060	3	3060		495	56	50	44			200	600	4	180	230
125	1060 - 1140	3	3300		495	58	50	46			200	645	4	180	250
126	1140 - 1220	3	3540		522.5	60	52	46			200	690	4	180	270
127	1220 - 1300	3	3780		522.5	62	54	48			200	740	4	180	285
128	1300 - 1390	3	4050		522.5	64	56	50			200	785	4	180	305
129	1390 - 1480	3	4320		550	66	58	50			200	835	4	180	325
130	1480 - 1570	3	4590		550	68	60	52			220	890	5	190	325
131	1570 - 1670	3	4890		550	70	62	54			220	940	5	190	335
132	1670 - 1790	3	5250		577.5	73	64	56			220	1025	5	190	350
133	1790 - 1930	3	5610		577.5	76	66	58			220	1110	5	190	375
134	1930 - 2080	3	6000		577.5	78	68	60			220	1170	5	190	400
135	2080 - 2230	3	6450		605	81	70	62			240	1260	5	200	425
136	2230 - 2380	3	6900		605	84	73	64			240	1355	5	200	450
137	2380 - 2530	3	7350		605	87	76	66			240	1455	5	200	480
138	2530 - 2700	3	7800		632.5	90	78	68			260	1470	6	200	480
139	2700 - 2870	3	8300		632.5	92	81	70			260	1470	6	200	490
140	2870 - 3040	3	8700		632.5	95	84	73			260	1470	6	200	500
141	3040 - 3210	3	9300		660	97	84	76			280	1470	6	200	520
142	3210 - 3400	3	9900		660	100	87	78			280	1470	6	200	555
143	3400 - 3600	3	10500		660	102	90	78			280	1470	6	200	590
144	3600 - 3800	3	11100		687.5	105	92	81			300	1470	6	200	620
145	3800 - 4000	3	11700		687.5	107	95	84			300	1470	6	200	650
146	4000 - 4200	3	12300		687.5	111	97	87			300	1470	7	200	650
147	4200 - 4400	3	12900		715	114	100	87			300	1470	7	200	660
148	4400 - 4600	3	13500		715	117	102	90			300	1470	7	200	670
149	4600 - 4800	3	14100		715	120	105	92			300	1470	7	200	680
150	4800 - 5000	3	14700		742.5	122	107	95			300	1470	7	200	685
151	5000 - 5200	3	15400		742.5	124	111	97			300	1470	8	200	675
152	5200 - 5500	3	16100		742.5	127	111	97			300	1470	8	200	675
153	5500 - 5800	3	16900		742.5	130	114	100			300	1470	8	200	715
154	5800 - 6100	3	17800		742.5	132	117	102			300	1470	9	200	715
155	6100 - 6500	3	18800		742.5		120	107			300	1470	9	200	725
156	6500 - 6900	3	20000		770		124	111			300	1470	9	200	725
157	6900 - 7400	3	21500		770		127	114			300	1470	10	200	725
158	7400 - 7900	3	23000		770		132	117			300	1470	11	200	725
159	7900 - 8400	3	24500		770		137	122			300	1470	11	200	735
160	8400 - 8900	3	26000		770		142	127			300	1470	12	200	735
161	8900 - 9400	3	27500		770		147	132			300	1470	13	200	735
162	9400 - 10000	3	29000		770		152	132			300	1470	14	200	735
163	10000 - 10700	3	31000		770			137			300	1470	15	200	735
164	10700 - 11500	3	33000		770			142			300	1470	16	200	735
165	11500 - 12400	3	35500		770			147			300	1470	17	200	735
166	12400 - 13400	3	38500		770			152			300	1470	18	200	735
167	13400 - 14600	3	42000		770			157			300	1470	19	200	735
168	14600 - 16000	3	46000		770			162			300	1470	21	200	735

d₁ = Chain diameter Grade K 1 (Ordinary quality)
d₂ = Chain diameter Grade K 2 (Special quality)
d₃ = Chain diameter Grade K 3 (Extra special quality)

} See also D

¹ see C.1.
² see F.1.2

LAMPIRAN

SKOCI

STANDART UKURAN SEKOCI BERMOTOR :

L	E	H	Kapasitas	Jumlah orang	Berat sekoci dari kayu	Berat sekoci dari plat	Berat motor	Berat perlengkapan	Berat total
8,00	2,60	1,16	14,5	34	1700	1900	820	460	2550
8,50	2,60	1,16	15,4	33	1800	2100	820	480	2925
9,00	2,70	1,22	17,8	46	1900	2300	870	510	3450
9,50	2,80	1,22	19,4	50	2100	2500	1120	530	3750

STANDART UKURAN SEKOCI KERJA									
L1	L	B	H	Kapasitas	Jumlah orang	Berat penumpang	Berat perlengkapan	Berat sekoci	Berat total
3,60	3,70	1,55	0,6	2,0	4	300	60	300	660
3,80	3,96	1,65	0,66	2,5	5	375	60	360	795
4,00	4,16	1,75	0,70	3,0	6	450	60	420	930
4,50	4,66	1,90	0,78	3,5	7	525	70	450	1045
5,00	5,18	1,85	0,72	4,0	8	600	70	500	1170
5,50	5,68	1,90	0,75	4,7	9	675	80	600	1355
6,00	6,18	2,00	0,80	5,8	11	825	80	700	1605

LAMPIRAN

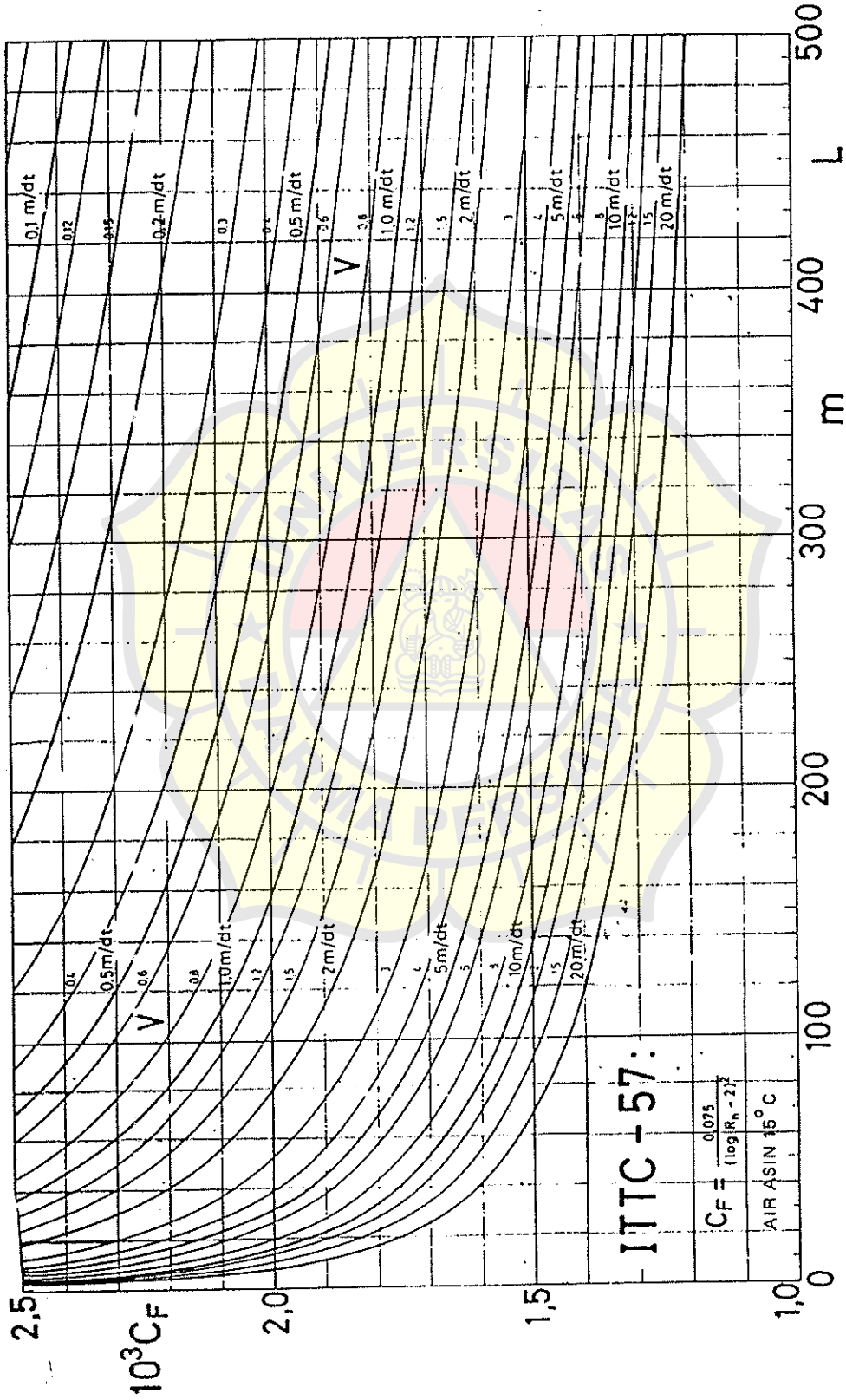
SKOCI

STANDART UKURAN SEKOCI OLEH BOT (BOARD OF TRADE) ENGLAND

Tabel II

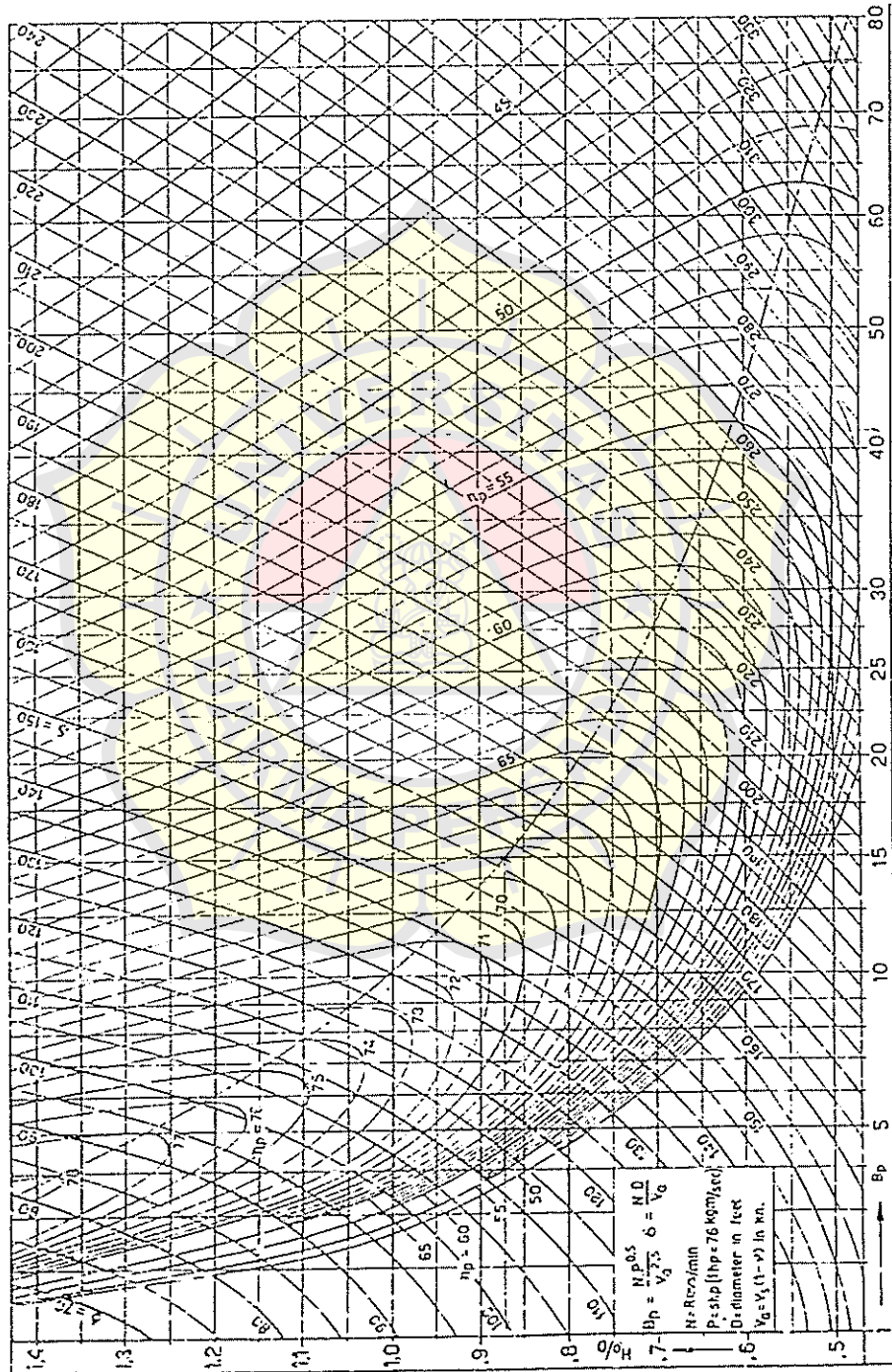
L. B. H (m)	L. B. H (ft3)	Kapasitas (ft3)	Jumlah orang	berat sekoci (kg)	Berat Orang (kg)	berat perlengkapan (kg)	Total berat (kg)
9,4 x 2,74 x 1 x 1,14	30 x 9 x 3,15	607	60	2205	4500	356	7061
8,84 x 2,74 x 1,10	29 x 8,75 x 3,00	545	54	1976	4050	356	6382
8,53 x 2,59 x 1,07	28 x 8,50 x 3,50	500	50	1824	3750	330	5894
8,23 x 2,51 x 1,04	27 x 8,25 x 3,40	454	45	1645	3376	330	5351
7,92 x 2,44 x 0,99	26 x 8,00 x 3,25	405	40	473	3000	305	4778
7,62 x 2,36 x 0,96	25 x 7,75 x 3,15	366	36	1326	2700	305	4331
7,31 x 2,29 x 0,91	24 x 7,50 x 3,00	324	32	1180	2400	254	3843
7,01 x 2,29 x 0,88	23 x 7,50 x 2,90	300	30	1087	2250	254	3591
6,71 x 2,21 x 0,84	22 x 7,25 x 2,75	236	26	955	1950	229	3134
6,40 x 2,13 x 0,82	21 x 7,00 x 2,70	238	23	864	1725	229	2818
6,10 x 2,06 x 0,79	20 x 6,75 x 2,60	210	21	762	1575	203	2540
5,79 x 1,98 x 0,76	19 x 6,50 x 2,50	182	18	650	1350	178	2178
5,49 x 1,90 x 0,73	18 x 6,25 x 2,40	162	15	590	1200	152	1942
5,18 x 1,83 x 0,715	17 x 6,00 x 2,30	143	14	508	1050	152	1710
4,90 x 1,75 x 0,70	16 x 5,75 x 2,30	127	12	475	900	127	1484

LAMPIRAN



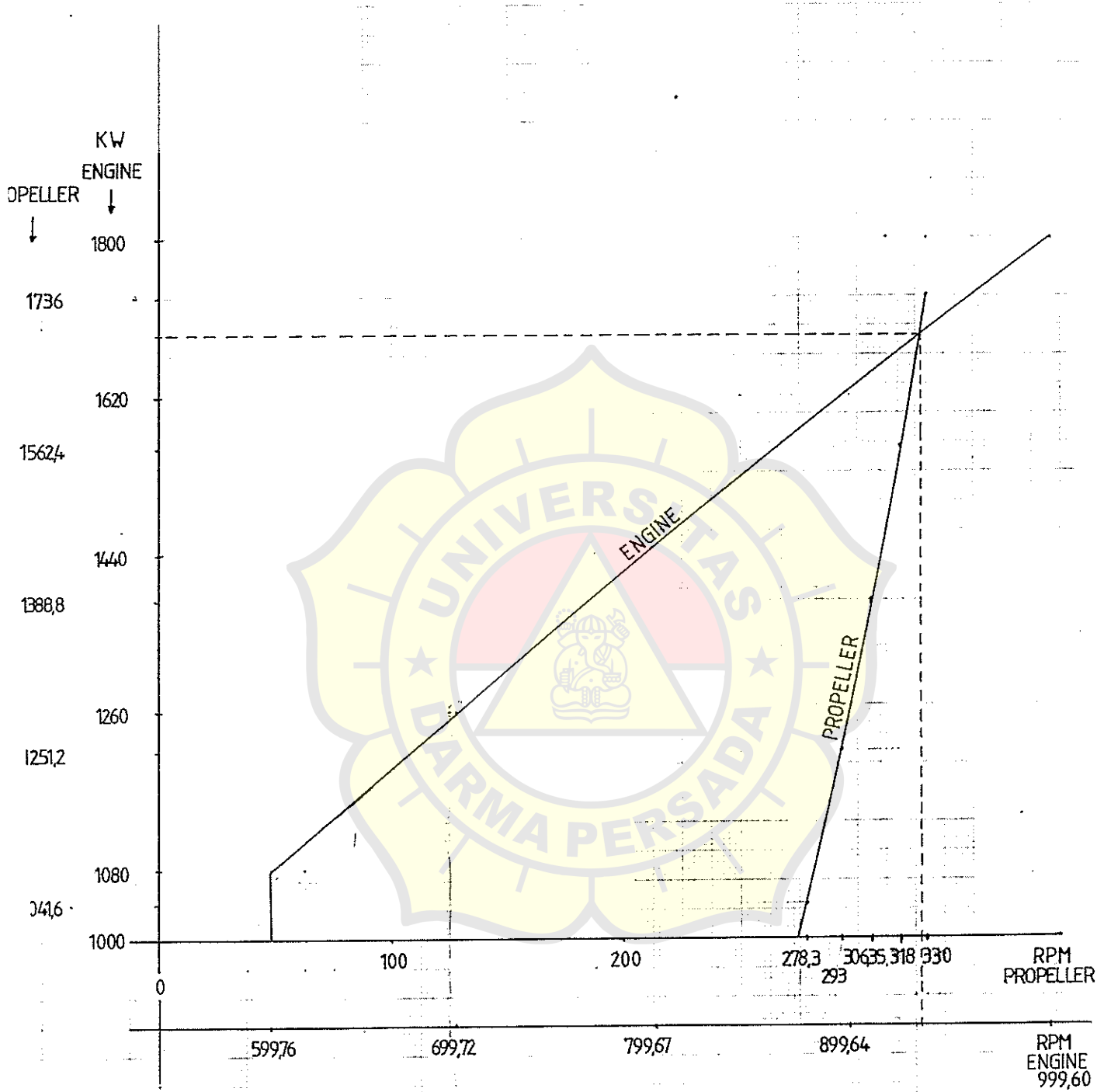
Gambar 5.5.14. Koefisien tahanan gesek C_F (menurut ITTC 1957) sebagai fungsi panjang kapal L dan kecepatan V .

LAMPIRAN



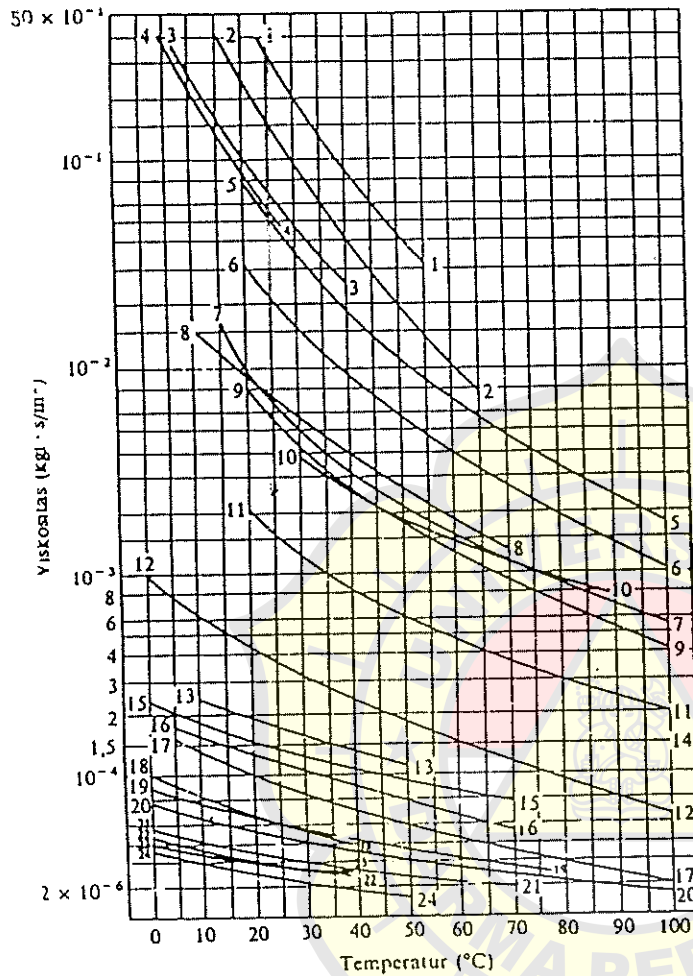
11.1 - 40 Bp - δ Chart

LAMPIRAN

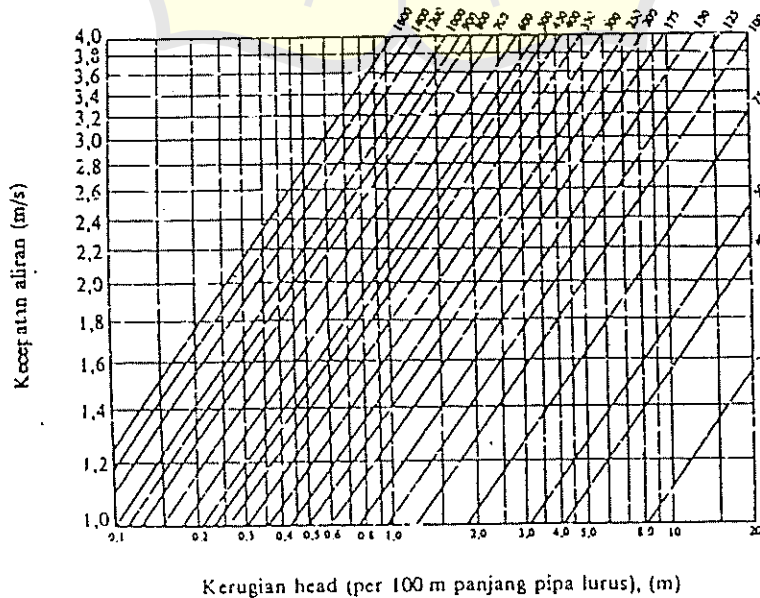


LAMPIRAN

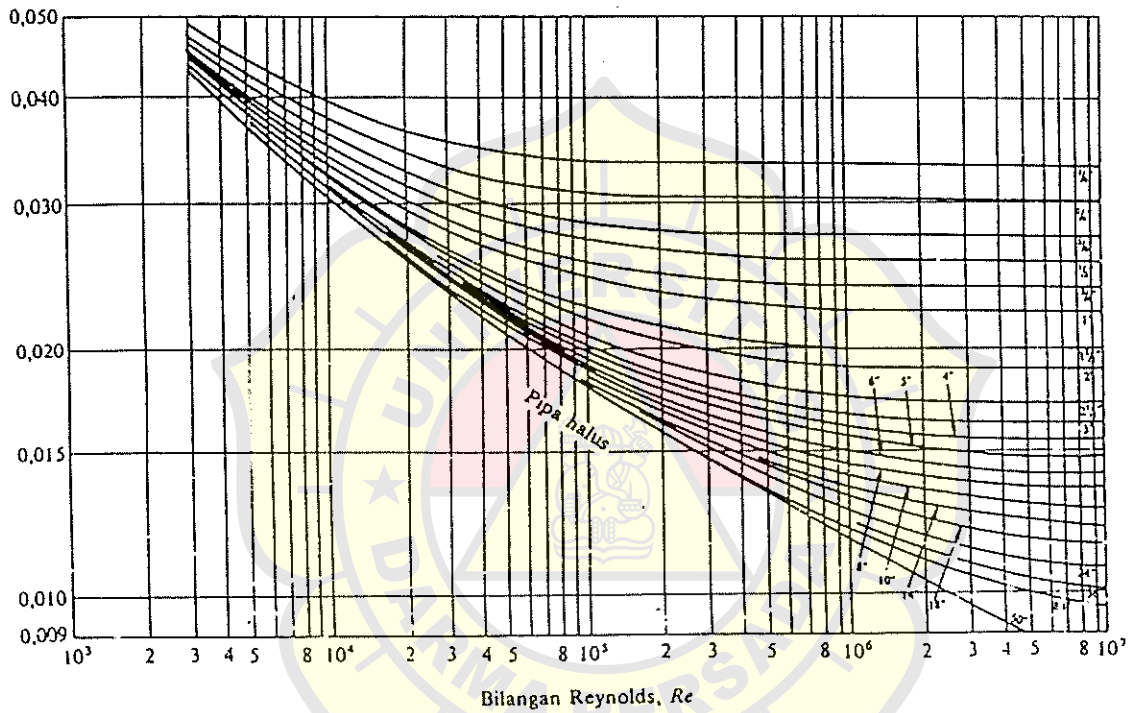
Viskositas



- 1: Minyak (Mexico)
 - 2: Minyak mentah (California, Baumé 15,2°)
 - 3: Minyak jarak (castor oil)
 - 4: Gliserin
 - 5: Minyak pelumas (SAE 50)
 - 6: " " (SAE 30)
 - 7: " " (SAE 10)
 - 8: Minyak zaitun (olive oil)
 - 9: Minyak turbin
 - 10: Minyak cat (linseed oil)
 - 11: Minyak transformer
 - 12: Amil alkohol
 - 13: Minyak tanah (Kerosene, Baumé 42°)
 - 14: Air raksa
 - 15: Terpentin
 - 16: Etil alkohol
 - 17: Air
 - 18: Benzene
 - 19: Bensin (untuk mobil, 60° APZ)
 - 20: Oktan
 - 21: Heptan
 - 22: Bensin(kapai terbang, 60° API)
 - 23: Karbon bisulfida
 - 24: Heksan
- (Catatan: $1 \text{ kgf} \cdot \text{s}/\text{m}^2 = 9,81 \text{ Pa} \cdot \text{s}$)



LAMPIRAN



Bilangan Reynolds dan koefisien gesek.
(angka-angka menunjukkan diameter dalam pipa).

Moody diagram

1. Semua data diacukan pada daerah (lingkup) model, dan tahanan model (R_{Tm}) ditentukan sebagai fungsi kecepatan.
2. Koefisien tahanan total spesifik model (C_{Tm}) ditentukan :

$$C_{Tm} = \frac{R_{Tm}}{\frac{1}{2} \rho V_m^2 S_m} \quad (5.5.5)$$

ρ adalah massa jenis, V_m kecepatan model, S_m permukaan basah model (= panjang garis sisi rata-rata \times panjang garis air).

3. Koefisien tahanan sisa spesifik ditentukan dari

$$C_R = C_{Tm} - C_{Fm} \quad (5.5.6)$$

C_{Fm} adalah koefisien tahanan gesek spesifik. "Garis korelasi model – kapal ITTC 1957" dipakai untuk menentukan koefisien tahanan gesek.

$$C_F = \frac{0,075}{(\log_{10} R_n - 2)^2} \quad (5.5.7)$$

R_n adalah angka Reynolds (VL/ν , ν adalah koefisien viskositas kinematik dan L panjang garis air). Dalam Gb. 5.5.4 diberikan kontur C_F untuk berbagai harga V dan F_n . Koordinat horizontal

menunjukkan panjang model L . Diagram tersebut untuk $\nu = 1,139 \times 10^{-6} \text{ m s}^{-1}$, $\rho = 1000 \text{ t/m}^3$, dan $T = 15^\circ\text{C}$. Karena itu untuk memakai diagram tersebut dengan kondisi yang lain, yaitu massa jenis dan suhu yang lain, panjang kapal harus diubah dulu sebelum memakai diagram tersebut sebagai berikut

$$L_1 = \frac{1,139}{10^6 \nu} L \quad (5.5.8)$$

4. C_R dinyatakan sebagai fungsi angka Froude

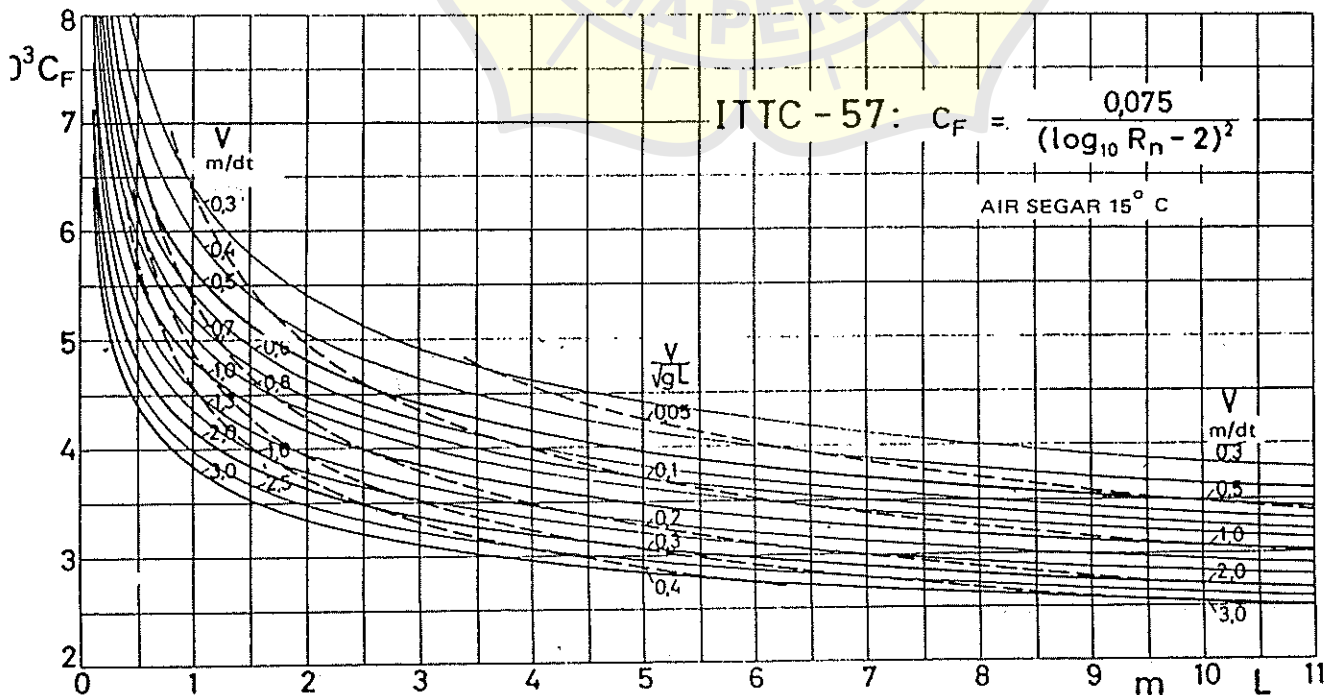
$$F_n = \frac{V}{\sqrt{gL}} \quad (5.5.9)$$

(rasio kecepatan – panjang V/\sqrt{L} , dalam hal ini V diukur dalam knot dan L dalam kaki, didapat dari subskala dalam diagram C_R).

5. Hasilnya dikelompokkan menurut rasio panjang – displasemen $L/\nabla^{1/3}$ dan koefisien prismatic φ model. ∇ adalah volume displasemen dan

$$\varphi = \frac{\nabla}{LBT\beta} \quad (5.5.10)$$

B adalah lebar, T sarat, dan β koefisien penampang melintang tengah kapal.



Gambar 5.5.4. Koefisien tahanan gesek C_F (menurut ITTC 1957) sebagai fungsi dari panjang model kapal L dan kecepatan V .

6. Diagram utama digambarkan untuk menyatakan kurva rata-rata C_R untuk rasio lebar – sarat $B/T = 2,5$. Diagram tersebut ditunjukkan di Gb. 5.5.5 – 5.5.13.

Dalam diagram tersebut kurva yang digambar dengan garis terputus-putus menunjukkan bahwa kurva tersebut didasarkan pada hasil percobaan yang sedikit jumlahnya atau diperoleh secara ekstrapolasi. Karena itu keraguan hasil di daerah kurva itu cukup besar. Selain itu, perlu diperhatikan pula bahwa di dan di dekat daerah kurva yang mempunyai punuk (tonjolan) yang menyolok, terutama jika kemiringannya menjadi negatif, tingkat ketidak pastiannya juga tinggi. Perubahan yang kecil saja dari bentuk badan kapal di dalam daerah tersebut dapat mempunyai pengaruh yang berarti pada harga C_R .

Perlu pula disebutkan di sini bahwa kurva tahanan tersebut berlaku untuk kapal yang mempunyai bentuk standar, yaitu letak titik benamnya standar, harga B/T nya standar, bentuk penampang normal, buritan-nya merupakan buritan sendok (cruiser stern) yang moderat, dan linggi haluannya merupakan linggi haluan condong (raked stem).

Tahanan R dan daya efektif P_E untuk kapal baru dapat dihitung dengan memakai

$$R = C_T(\frac{1}{2}\rho V^2 S) \quad (\text{N}) \quad (5.5.11)$$

$$P_E = RV \quad (\text{kW}) \quad (5.5.12)$$

Dalam hal ini koefisien tahanan totalnya adalah

$$C_T = C_R + C_F + C_A \quad (5.5.13)$$

C_R = koefisien tahanan sisa. Untuk bentuk kapal yang "standar" dapat diambil dari diagram (Gb. 5.5.5 – 5.5.13)

C_F = koefisien tahanan gesek dan dapat dihitung dengan memakai

$$C_F = \frac{0,075}{(\log_{10} R_n - 2)^2} \quad (5.5.14)$$

atau dapat diambil dari Gb. 5.5.14. Dalam gambar ini kontur C_F diberikan untuk berbagai harga V yang berbeda. Koordinat L horizontalnya adalah panjang kapal. Diagram tersebut berlaku untuk $\nu = 1,188 \times 10^{-6} \text{ m.s}^{-1}$, $\rho = 1,025 \text{ t/m}^3$, dan $t = 15^\circ\text{C}$. Untuk kondisi yang lain, yaitu massa jenis dan suhu yang lain, sebelum memakai diagram tersebut panjang kapal harus diubah dulu sebagai berikut :

$$L_1 = \frac{1,188}{10^6 \nu} L \quad (5.5.15)$$

C_A = koefisien tahanan tambahan, yaitu koefisien kekasaran permukaan dan pengaruh skala pada hasil percobaan model. Dalam hal ini maka C_A akan tergantung pada cara penentuan C_R dan C_F .

Untuk kapal penarik, R harus diganti dengan $R + F$. Dalam hal ini F adalah gaya tarik tali penarik (tow rope pull).

Karena kapal pada umumnya berbeda dengan standar dengan tingkat perbedaan tertentu, lebih besar atau lebih kecil, maka harus dilakukan koreksi sebagai berikut.

B/T

Karena diagram tersebut dibuat berdasarkan rasio lebar – sarat

$$B/T = 2,5 \quad (5.5.16)$$

maka harga C_R untuk kapal yang mempunyai rasio lebar – sarat lebih besar atau lebih kecil daripada harga tersebut harus dikoreksi.

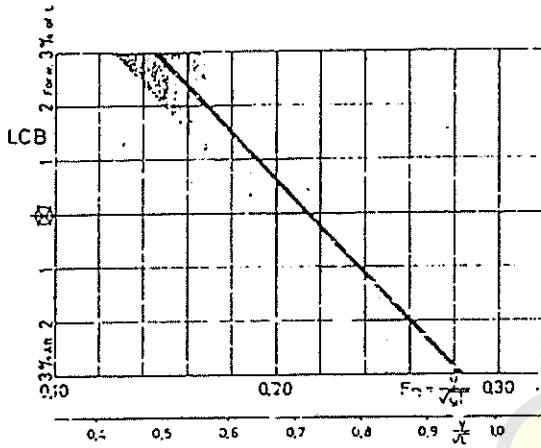
Berdasarkan hasil pemeriksaan materi pengujian yang ada saat ini maka disarankan untuk memakai rumus koreksi berikut ini :

$$10^3 C_R = 10^3 C_{R(B/T=2,5)} + 0,16(B/T - 2,5) \quad (5.5.17)$$

Koreksi ini dapat mempunyai harga yang negatif atau positif.

LCB

Semua kurva C_R tersebut dimaksudkan untuk kapal yang letak titik benam longitudinalnya dekat dengan letak yang dewasa ini dipandang sebagai letak yang terbaik yang memungkinkan. Letak LCB yang optimum merupakan kuantitas yang masih agak meragukan, dan semua kepustakaan yang ada menunjukkan pendapat yang berbeda-beda sehingga memberikan gambaran yang agak membingungkan. Namun demikian, ketergantungan tahanan kapal pada LCB nampak jelas pada kecepatan yang tinggi. Sebagai upaya untuk mengatasi kerancuan tersebut maka semua informasi yang ada dikumpulkan dan diringkas pada Gb. 5.5.15. Namun ini harus dipandang sebagai LCB standar untuk metode itu saja.



LCB standar. Letak longitudinal titik benam yang dipandang terbaik.

Dalam hal ini, LCB standar tersebut didefinisikan sebagai fungsi linier angka Froude F_n . Karena tidak adanya ketergantungan yang pasti pada parameter lainnya yang tercatat maka LCB standar tersebut disajikan sebagai garis tunggal. Daerah yang diberi warna gelap di sekitar garis ini menunjukkan lingkup materi yang dikaji.

Sebagaimana disebutkan sebelumnya, karena letak LCB standar dianggap merupakan letak yang memberikan tahanan yang paling kecil maka letak yang lain pada prinsipnya akan memberikan tahanan yang lebih besar. Penambahan tahanan tersebut harus dicari dengan jalan mengalikan penyimpangan LCB dari standar, yaitu

$$\Delta LCB = LCB - LCB_{\text{standar}} \text{ (LCB dalam \%L)} \quad (5.5.18)$$

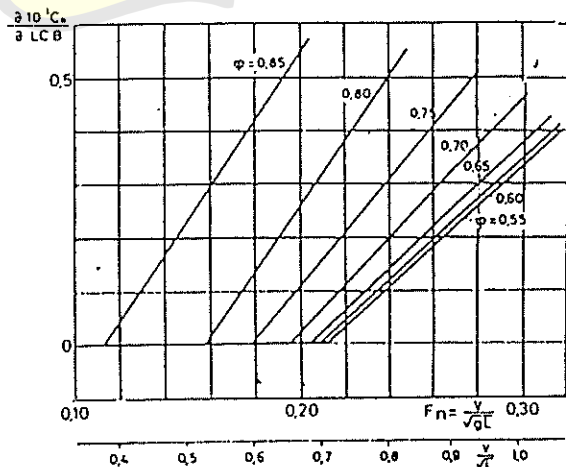
dengan faktor $\partial 10^3 C_R / \partial LCB$. Harga faktor ini dapat diperoleh dari Gb. 5.5.16, dan ini hanya berlaku untuk LCB yang berada di depan LCB_{standar} . Mengenai LCB yang berada di belakang LCB_{standar} , semua sumber yang ada mempunyai pendapat yang saling bertentangan. Namun demikian, karena kecenderungan terjadinya letak demikian itu sangat kecil maka pengabaian koreksi dalam hal itu tidak akan memberikan kesalahan yang berarti.

Dengan demikian maka koefisien tahanan sisa dengan koreksi tersebut untuk kapal yang mempunyai LCB di depan LCB standar adalah :

$$10^3 C_R = 10^3 C_{R(\text{standar})} + \frac{\partial 10^3 C_R}{\partial LCB} |\Delta LCB| \quad (5.5.19)$$

Bentuk badan kapal yang dilingkup dalam *Ship Resistance* adalah bentuk badan yang umum untuk jenis kapal niaga di sekitar tahun 1960 an, yaitu sampai dengan waktu diterbitkannya publikasi *Guldhammer dan Harvald (1974)*. Bentuk badan kapal tersebut mempunyai buritan yang diletakkan tegak lurus di (berimpit dengan) sumbu tongkat kemudi (rudder stock) dan haluan yang tegak lurus di ujung depan garis air perancangan. Sejak tahun 1960 bentuk badan kapal telah mengalami pengembangan lebih lanjut, dan lebih bervariasi, misalnya berbagai bentuk haluan gembung yang telah dipakai secara luas. Rumus perhitungan tahanan yang diherikan di sini dapat dipakai baik untuk bentuk gembung modern atau yang lebih bervariasi maupun untuk bentuk tradisional, tetapi L dan LCB harus mengikuti definisi yang lebih sesuai berikut ini. Panjang perhitungan L didefinisikan sebagai panjang antara batas depan dan batas belakang displasemen, yaitu panjang terbesar dari bagian badan kapal yang berada di dalam air, dan ini adalah LO_S menurut standar ITTC. Untuk kapal dengan bentuk tradisional tanpa gembung, panjang tersebut adalah panjang garis air.

LCB didefinisikan sebagai letak longitudinal titik benam, yaitu jarak antara titik ini dengan penampang tengah kapal, dan positif di belakang penampang tersebut. Midship section (penampang melintang tengah kapal, atau penampang tengah kapal, atau bidang tengah kapal, atau bidang tengah kapal) didefinisikan sebagai penampang melintang yang terletak sejauh 48,5% L dari batas depan displasemen. L adalah



Gambar 5.5.16. Koreksi koefisien tahanan sisa untuk LCB 1% depan standar. Dengan demikian maka koreksi ini adalah $(\partial 10^3 C_R / \partial LCB) |\Delta LCB|$. ΔLCB adalah jarak longitudinal antara LCB yang sebenarnya dengan LCB standar dalam persen L . Tidak ada koreksi untuk LCB yang terletak di belakang standar. Koreksi tersebut selalu positif.

panjang perhitungan menurut definisi tadi. Dengan demikian maka penampang tengah kapal menurut definisi ini adalah pertengahan antara kedua garis tegak bantu (auxiliary perpendiculars), $AP_1 - FP_1$; bandingkan di Gb. 5.5.17. Untuk bentuk normal, $AP_1 - FP_1$ ini akan sama dengan kedua garis tegak yang umum didefinisikan, $AP - FP$.

BENTUK BADAN KAPAL (BENTUK PENAMPANG MELINTANG DAN HALUAN)

Sebagaimana disebutkan sebelumnya, kurva tahanan (yang diperoleh berdasarkan Gb. 5.5.5 - 5.5.13) dianggap berlaku untuk yang mempunyai bentuk "standar", yaitu penampangnya bukan yang benar-benar berbentuk U ataupun V. Karena itu, dalam menghitung daya efektif untuk perancangan awal umumnya tidak diperlukan koreksi untuk bentuk penampang badan kapal. Jika penampang tersebut merupakan penampang U atau V yang ekstrem maka harga $10^3 C_R$ dapat dikoreksi sebagai berikut : Koreksi $10^3 C_R$ untuk bentuk dari penampang

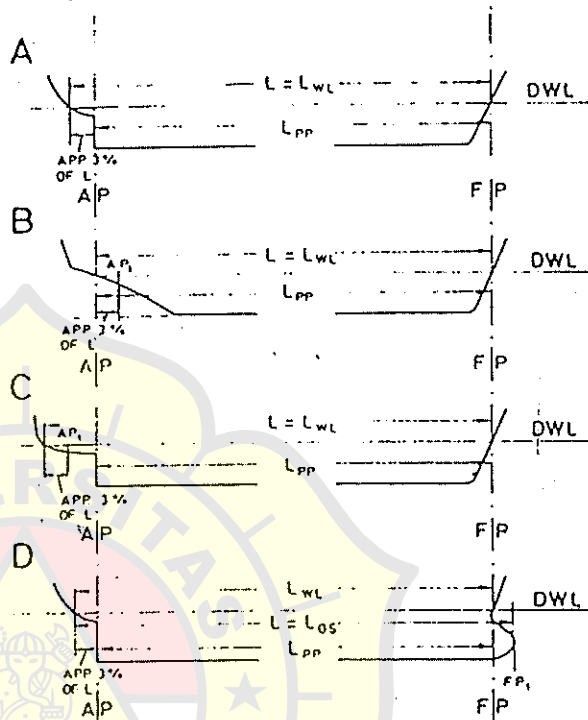
badan depan	ekstrem U	ekstrem V
	-0,1	+0,1
badan belakang	ekstrem U	ekstrem V
	+0,1	-0,1

(5.5.20)

Koreksi ini berlaku untuk kecepatan V/\sqrt{gL} dalam rentang 0,20 - 0,25. Selain itu, bentuk "standar" harus dipandang sebagai bentuk yang mempunyai garis yang dirancang dengan baik. Jika garis perancangan tersebut harus diubah untuk menyesuaikan kebutuhan operasional kapal, atau besarnya daya harus diberikan selonggaran, maka disarankan agar C_R dinaikkan sebesar 10% dan, untuk garis perancangan yang tidak optimal, mungkin sebesar 20% atau lebih.

Mengenai haluan, bentuk standar tersebut harus lipandang sebagai bentuk haluan kuno tanpa gembung. Untuk kapal dengan haluan gembung yang mempunyai harga $A_{BT}/A_X \geq 0,10$ (A_{BT} adalah luas penampang haluan gembung di garis tegak depan dan A_X adalah luas penampang tengah kapal) maka disarankan agar $10^3 C_R$ diberikan koreksi sebagai berikut :

φ	0,15	0,18	0,21	0,25	0,28	0,30	0,33	0,36	φ
			+0,2	0	-0,2	-0,4	-0,4	-0,4	0,50
			+0,2	0	-0,2	-0,3	-0,3	-0,4	0,60
	+0,2	0	-0,2	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	0,70
+0,1	0	-0,2							0,80



Gambar 5.5.17. Definisi L dan LCB. (a) Bentuk normal. Panjang buritan pada garis air umumnya 3% L . (b) Badan kapal tanpa linggi buritan (sternpost). AP umumnya diletakkan di ujung belakang DWL . Untuk koreksi LCB dipakai AP_1 3% L di depan ujung belakang garis air. (c) Badan kapal dengan panjang buritan yang ekstrem. Untuk koreksi LCB dipakai AP_1 3% L di depan ujung akhir garis air. FP_1 adalah batas depan displasemen.

Jika $A_{BT}/A_X = 0,10$ maka bentuk haluan gembung akan tampak lebih menyolok. Koreksi untuk $0 < A_{BT}/A_X < 0,10$ dianggap berbanding lurus dengan ukuran gembung.

Koreksi ini hanya berlaku untuk kapal dalam kondisi bermuatan saja. Untuk kondisi balas maka koreksi karena adanya haluan gembung akan memberikan gambaran yang sebaliknya. Bentuk penuh ($\varphi > 0,70$) akan menunjukkan penurunan tahanan yang menyolok, harga koreksinya dua hingga tiga kali harga koreksi tersebut, sedangkan tahanan untuk bentuk ramping ($\varphi < 0,60$) umumnya akan cenderung naik.

ANGGOTA BADAN KAPAL

- Daun kemudi Tidak ada koreksi bentuk standar sudah mencakup daun kemudi.
- Lunas bilga Tidak ada koreksi (lunas sayap)
- Bos Untuk kapal penuh C_R dinaikkan sebesar 3 – 5% (5.5.22)
- Baling-baling Untuk kapal ramping C_R dinaikkan sebesar 5 – 8%
- Braket dan poros baling-baling

ANGGOTA BADAN KAPAL

Koreksi C_F untuk anggota badan kapal hanya dilakukan dengan jalan menaikkan C_F sebanding dengan luas permukaan basah anggota badan begitu saja. Jadi,

$$C_{F'} = C_F \frac{S_1}{S} \quad (5.5.25)$$

S adalah luas permukaan basah badan kapal dan S_1 adalah permukaan basah badan dan anggota badan kapal.

TAHANAN TAMBAHAN

Pemberian koreksi pada C_{FS} untuk kapal merupakan cara yang umum dilakukan dalam praktek dan sudah bertahun-tahun lamanya diterapkan untuk memperhitungkan pengaruh kekasaran permukaan kapal. Perlu diingat bahwa permukaan kapal tidak akan pernah mulus permukaan model, sekalipun kapal itu benar-benar baru dan catnyapun masih segar. Koefisien penambahan tahanan untuk korelasi model – kapal umumnya ditentukan sebesar $C_A = 0,0004$. Namun demikian, pengalaman lebih lanjut menunjukkan bahwa cara demikian itu tidak selalu benar. Karena itu, diusulkan koreksi untuk pengaruh kekasaran dan pengaruh sebagai berikut untuk kondisi pelayaran percobaan :

Untuk kapal dengan $L \leq 100$ m,	$10^3 C_A = 0,4$
≤ 150 m	$= 0,2$
≤ 200 m	$= 0$
≤ 250 m	$= -0,2$
≥ 300 m	$= -0,3$

(5.5.23)

TAHANAN UDARA DAN TAHANAN KEMUDI

Tahanan udara dapat ditentukan dengan memakai data mengenai struktur yang berada di atas air dan data udara. Namun demikian, besarnya tahanan udara umumnya tidak terlalu penting, dan upaya yang harus dilakukan untuk mendapatkan hasil perhitungan yang tepat mungkin tidak memadai dengan pentingnya pengaruh udara tersebut. Karena itu, jika data mengenai angin dalam perancangan kapal tidak diketahui maka disarankan untuk mengoreksi $10^3 C_R$ sebagai berikut :

$$10^3 C_{AA} = 0,07 \quad (5.5.26)$$

Koreksi untuk tahanan kemudi mungkin sekitar

$$10^3 C_{AS} = 0,04 \quad (5.5.27)$$

tetapi tentu saja untuk kapal yang stabil dalam kondisi yang wajar koreksi tersebut dapat diabaikan.

Terlihat bahwa kedua koreksi tersebut kecil dan dalam perancangan awal koreksi ini umumnya sudah tercakup dalam tahanan tambahan.

berapa pihak berpendapat bahwa koreksi yang diberikan di Bab 5, 5.2.4 lebih sesuai, yaitu,

Displasemen	
1.000 t	$C_A = 0,6 \times 10^{-3}$
10.000 t	$= 0,4 \times 10^{-3}$
100.000 t	$= 0$
1.000.000 t	$= -0,6 \times 10^{-3}$

(5.5.24)

Perlu disebutkan di sini bahwa koreksi untuk koefisien tahanan gesek ini masih agak meragukan.

KONDISI PELAYARAN DINAS

Tahanan dan daya efektif yang dihitung dengan memakai diagram yang diberikan di sini berlaku untuk kapal dalam kondisi pelayaran percobaan, yaitu, untuk kondisi ideal dari segi angin, gelombang, kedalaman air, dan kemulusan badan kapal. Untuk kondisi rata-rata pelayaran dinas harus diberikan kelonggaran tambahan pada tahanan dan daya efektif yang disebabkan oleh angin, laut, erosi, dan fouling pada badan kapal.

Tambahan kelonggaran ini sangat tergantung pada jalur pelayaran. Kelonggaran rata-rata untuk pelayaran dinas (kadang-kadang disebut sea margin atau service margin) untuk tahanan atau daya efektif diusulkan sebagai berikut :

Jalur pelayaran Atlantik Utara, ke Timur, untuk musim panas 15% dan musim dingin 20%

Jalur pelayaran Atlantik Utara, ke Barat, untuk musim panas 20% dan musim dingin 30%

Jalur pelayaran Pasifik, 15 - 30%
Jalur pelayaran Atlantik Selatan dan Australia, 12 - 18%

Jalur pelayaran Asia Timur, 15 - 20%

Tahanan total harus dihitung dengan memakai rumus

$$R_T = C_T (\frac{1}{2} \rho V^2 S) \quad (5.5.29)$$

adalah luas permukaan basah badan kapal.

Banyak sekali metode untuk memperkirakan S . Dianjurkan untuk memakai salah satu dari dua metode berikut ini :

Publikasi FORMDATA I - V (Guldhammer, 1962, 1963, 1967, 1969, 1973) memuat data hidrostatik dari suatu seri yang sangat baik yang terdiri dari sejumlah bentuk kapal yang divariasikan secara sistematis. Permukaan basah semua bentuk memakai koefisien

$$\boxed{S} = \frac{S}{L(B + 2,5T)} \quad (5.5.30)$$

Jika dari perancangan awal kapal bentuk badan kapal yang sebenarnya hampir sama dengan salah satu bentuk yang diberikan dalam FORMDATA tersebut maka akan diperoleh S dengan kesalahan kurang dari 1%.

Permukaan basah untuk kapal niaga yang normal dapat dihitung dengan memakai rumus berikut ini (versi rumus Mumford) :

$$S = 1,025 L_{pp} (\delta_{pp} B + 1,7T) \quad (5.5.31)$$

Gunakan diagram \boxed{S} dan rumus yang disertakan dalam FORMDATA berlaku untuk bentuk kapal yang buritan dan haluannya masing-masing terletak pada garis tegak belakang dan garis tegak depan. Hampir semua kapal mempunyai luas permukaan basah yang sesuai dengan rumus tersebut, karena luas yang kurang dan luas yang

lebih akan saling berimbang. Untuk kapal yang mempunyai juntaian (= bagian yang menggantung = overhang), atau lekukan (= bagian yang masuk = cutout), di dalam air yang besar maka hal tersebut harus diperhitungkan (diberikan kelonggaran).

Perhitungan tahanan dan daya efektif dapat dilakukan dengan prosedur seperti yang ditunjukkan dalam Contoh Formulir untuk Menghitung Daya Efektif (lihat halaman 132). Perhitungan dapat dilakukan dengan memakai komputer mini. Kini banyak arsitek kapal yang mempunyai program untuk perhitungan demikian itu.

Dalam tahap perancangan pertanyaan utama yang harus dituntaskan adalah jenis dan ukuran mesin (misalnya banyaknya dan ukuran silinder, jika memakai mesin disel). Tahanan harus ditentukan dengan tingkat kepastian yang memadai sehingga, atas dasar daya efektif P_E , daya poros akan dapat ditentukan dengan tingkat ketepatan yang cukup untuk dapat menjawab dengan aman pertanyaan vital tadi.

Di lain pihak, upaya untuk mencapai ketepatan yang melebihi dari yang diperlukan untuk menyelesaikan masalah tahanan tidak mempunyai arti yang besar. Tingkat ketidakpastian dalam faktor yang terlibat cukup tinggi, dan pembaca diingatkan untuk tidak membuang waktu untuk memburu ketepatan yang tersisa dengan perhitungan yang sifatnya hanya pendekatan.

Untuk kapal yang bertenaga mesin disel, merubah jumlah silinder, katakanlah dari 6 menjadi 7, atau dari 11 menjadi 12, akan berarti merubah daya masing-masing sebesar sekitar 17% atau 8%. Dengan memodifikasi tekanan efektif rata-rata dan jumlah kisaran maka akan dapat merubah luaran menerus (continuous output) sebesar sekitar 10%.

Mesin turbin mempunyai tingkatan menurut jenisnya.

Atas dasar pertimbangan tersebut barangkali tingkat ketepatan yang diperlukan dalam penentuan P_E untuk perancangan awal kapal dapat ditentukan sebesar 1 hingga 5%. Ketepatan ini dapat dengan mudah diperoleh dengan memakai diagram dan formulir Perhitungan yang diberikan di sini.

Diagram dan rumus tersebut dapat pula dipakai dengan cara sebagai berikut. Setiap hasil yang diperoleh dari percobaan yang dilakukan sendiri oleh si arsitek kapal di tangki percobaan dicocokkan dengan diagram. Data ini kemudian dikoreksi dengan memakai rumus dan diagram tadi dan selanjutnya dipakai sebagai dasar materi untuk menentukan tahanan kapal baru yang akan diajukan dalam usulan. Sering bahwa dengan prosedur demikian ini dapat diperoleh hasil yang sangat baik.

LAMPIRAN

Rumus yang sederhana dan praktis untuk perencanaan baling-baling adalah :

Rumus TAYLOR

Untuk Wake fraction : Kapal berbaling2 tunggal;

$$w = -0,05 + 0,5 C_b$$

Kapal berbaling2 ganda;

$$w = -0,20 + 0,55 C_b$$

Untuk Thrust deduction factor :

Kapal berbaling2 tunggal; $t \approx w$

Kapal berbaling2 ganda; $t = w$

dimana harga k adalah sebagai berikut :

Streamline rudder $k = 0,55 - 0,70$

Rudder tipis $k = 0,50$

Rudder tebal $k = 0,70$

Untuk menghitung harga wake yang lebih teliti adalah memakai diagram yang dibuat oleh Harvald. Untuk dapat membuat diagram tersebut Harvald telah menggunakan 200 model kapal untuk percobaan2-nya di tangki percobaan dinegeri Belanda. Adapun parameter yang ia pilih untuk menentukan besarnya aliran wake adalah :

- Block coefficient C_b .
- Bentuk dari penampang-penampang melintang kapal bagian belakang.
- Diameter baling-baling D .
- Panjang kapal L dan harga perbandingan D/L .
- Rake dari daun baling-baling dan celah antara baling-baling dengan stern frame.

Block coeff. C_b mempunyai pengaruh kepada aliran wake. Percobaan Harvald memakai model kapal yg. mempunyai beban indentik tetapi diadakan beberapa perubahan-perubahan pada bagian muka badan kapal.

Ternyata bagian muka badan kapal juga mempunyai pengaruh terhadap besarnya aliran wake. Dari percobaan ini dapatlah diketahui bahwa harga w tidak hanya dipengaruhi oleh C_b badan kapal bagian belakang, tetapi oleh C_b dari keseluruhan badan kapal.

Adapun coefficient prismatic C_p tidak dipakai sebagai salah satu parameter berhubung percobaan

LAMPIRAN

Additions to the volume

- 2% for double bottom tanks
- 1 ... 2% for top tanks and deep tanks
- 2% for thermal expansion, i.e. 98% filled only.

Diesel oil

used for auxiliary engines and for the main engine during estuary trading.

$$w_{\text{diesel}} = (0.1 \dots 0.2) \cdot w_{\text{heavy fuel oil}}$$

$$\text{specific weight } \gamma_{\text{diesel}} = 0.85 \text{ t/m}^3$$

$$\text{Volume: } V_{\text{diesel}} = \frac{w_{\text{diesel}}}{\gamma_{\text{diesel}}} \quad [\text{m}^3]$$

additions see fuel oil!

Lubrication oil

In general ships have about 30 ... 50 t lubrication oil, because otherwise the tanks will get too small. (According to owner's desire!).

$$w_{\text{lubr.}} = P_{\text{BME}} \cdot b_{\text{me}} \cdot \frac{S}{v_{\text{serv}}} + \text{addition}$$

$$b = 0.8 \dots 1.2 \text{ [g/KW}\cdot\text{h]} \text{ diesel engine two stroke}$$

$$b = 1.2 \dots 1.6 \text{ [g/KW}\cdot\text{h]} \text{ diesel engine four stroke}$$

$$b = 0.14 \text{ [g/KW}\cdot\text{h]} \text{ turbines and gearboxes}$$

$$\text{specific weight } \gamma_{\text{lubr}} = 0.90 \text{ t/m}^3 ; \quad v = \frac{w}{\gamma} \text{ (m}^3\text{)}$$

Fresh water

- drinking water 10 ... 20 kg/pers · day
- washing water 60 kg/pers · day without bathing room
up to 200 kg/pers · day with bathing room
- boiler feed water 0.14 kg/KW·h plus first filling

additions to the tank volume: 3 ... 4% for special coatings
in case of fresh water

Fresh water tanks have to be separated from all other tanks by cofferdams.

LAMPIRAN

of gravity are not yet exactly known in the early project stage. If the model does not accomplish the required speed the designer has to alter the hull. This alteration, however, is possible in the early project stage only. If the trial speed in ballast condition corresponds to the model trial speed in ballast, it can be assumed that service speed in loaded condition is attained, too.

Service speed of a ship is smaller than trial speed because of:

- increase of resistance by wind more than Beaufort 2
- increase of resistance by seaway
- increase of resistance by fouling on shell plating.

In general

$$V_{\text{trial}} \approx 1.06 \cdot V_{\text{service}} \quad (\text{this corresponds to a power margin of about } 20 - 25\%).$$

The propeller is designed for 85% ... 90% of the driving power, at 100% of revolutions.

Consumables and tanks

There are some more special requirements in ship design:

Capacities of

- consumables
- provisions
- ballast.

a) consumables are (depending on type of engine plant, time for one round trip, number of crew members):

- fuel oil

$$w_{\text{fuel oil}} [t] = P_{Bme} \cdot b_{me} + P_{ae} \cdot b_{ae} \cdot \frac{S}{V_{\text{serv}}} \cdot 10^{-6} \cdot [1.3 \dots 1.5]$$

last brackets for reserve:

- fuel rests in tanks
- seaway
- wind
- waiting time

(- according to owner's desire!).

LAMPIRAN

according to the following formula:

$$C_R = 132 \cdot A \cdot v^2 \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 \cdot \kappa_3 \cdot \kappa_t \quad [N]$$

$v = v_0$ for ahead condition

$v = v_a$ for astern condition

$\kappa_1 =$ coefficient, depending on the aspect ratio Λ

$\kappa_1 = (\Lambda - 2)/3$, where Λ need not be taken greater than 2

$\kappa_2 =$ coefficient, depending on the type of the rudder and the rudder profile according to Table 14.1.

$\kappa_3 =$ coefficient, depending on the location of the rudder

$\kappa_3 = 0.8$ for rudders outside the propeller jet

$\kappa_3 = 1.15$ for rudders aft of the propeller nozzle

$\kappa_3 = 1.0$ elsewhere, including also rudders within the propeller jet

$\kappa_t =$ coefficient depending on the thrust coefficient c_t

$\kappa_t = 1.0$ normally

In special cases for thrust coefficients $c_t > 1.0$ determination of κ_t according to the following formula may be required:

$$\kappa_t = \frac{C_R(c_t)}{C_R(c_t = 1,0)}$$

Table 14.1

Profile/ type of rudder	κ_2	
	ahead	astern
NACA-00 series Göttinger profiles	1,2	1,4
flat side profiles	1,2	1,4
hollow profiles	1,35	1,4
high lift rudders	1,7	to be specially considered; if not known: 1,7

1.2 The rudder torque is to be determined by the following formula:

$$Q_R = C_R \cdot r \quad [Nm]$$

$$r = c(\alpha - k_b) \quad [m]$$

$\alpha = 0,33$ for ahead condition

$\alpha = 0,66$ for astern condition (general)

$\alpha = 0,75$ for astern condition (hollow profiles)

For parts of a rudder behind a fixed structure such as a rudder horn:

$\alpha = 0,25$ for ahead condition

$\alpha = 0,55$ for astern condition.

For high lift rudders α is to be specially considered. If not known, $\alpha = 0,4$ may be used for the ahead condition

$k_b =$ balance factor as follows:

$$k_b = A_f/A$$

$k_b = 0,08$ for unbalanced rudders

$$r_{\min} = 0,1 \cdot c \quad [m] \text{ for ahead condition.}$$

2. Rudder force and torque for rudder blades with cut-outs (semi-spade rudders)

2.1 The total rudder force C_R is to be calculated according to 1.1. The pressure distribution over the rudder area, upon which the determination of rudder torque and rudder blade strength is to be based, is to be derived as follows:

The rudder area may be divided into two rectangular or trapezoidal parts with areas A_1 and A_2 (see Fig. 14.2).

The resulting force of each part may be taken as:

$$C_{R1} = C_R \frac{A_1}{A} \quad [N]$$

$$C_{R2} = C_R \frac{A_2}{A} \quad [N]$$

2.2 The resulting torque of each part may be taken as:

$$Q_{R1} = C_{R1} \cdot r_1 \quad [Nm]$$

$$Q_{R2} = C_{R2} \cdot r_2 \quad [Nm]$$

$$r_1 = c_1(\alpha - k_{b1}) \quad [m]$$

$$r_2 = c_2(\alpha - k_{b2}) \quad [m]$$

$$k_{b1} = A_{1f}/A_1$$

$$k_{b2} = A_{2f}/A_2$$

A_{1f}, A_{2f} see Fig. 14.2

$$C_1 = A_1/b_1$$

LAMPIRAN

A. General

1. Manoeuvring arrangement

1.1 Each ship is to be provided with a manoeuvring arrangement which will guarantee sufficient manoeuvring capability.

1.2 The manoeuvring arrangement includes all parts from the rudder and steering gear to the steering position necessary for steering the ship.

1.3 Rudder stock, rudder coupling, rudder bearings and the rudder body are dealt with in this Section. The steering gear is to comply with Volume III, Section 14.

1.4 The steering gear compartment shall be readily accessible and, as far as practicable, separated from the machinery space. (See also Chapter II-1, Reg. 29.13 of SOLAS 74.)

Guidance

Concerning the use of non-magnetic material in the wheel house in way of a magnetic compass, the requirements of the national Administration concerned are to be observed.

1.5 For ice-strengthening see Section 15.

2. Structural details

2.1 Effective means are to be provided for supporting the weight of the rudder body without excessive bearing pressure, e.g. by a rudder carrier attached to the upper part of the rudder stock. The hull structure in way of the rudder carrier is to be suitably strengthened.

2.2 Suitable arrangements are to be provided to prevent the rudder from lifting.

2.3 The rudder stock is to be carried through the hull either enclosed in a watertight trunk, or glands

are to be fitted above the deepest load waterline, to prevent water from entering the steering gear compartment and the lubricant from being washed away from the rudder carrier. If the top of the rudder trunk is below the deepest waterline two separate stuffing boxes are to be provided.

3. Size of rudder area

In order to achieve sufficient manoeuvring capability the size of the movable rudder area A is recommended to be not less than obtained from the following formula:

$$A = c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot c_4 \cdot \frac{1,75 \cdot L \cdot T}{100} \quad [\text{m}^2]$$

c_1 = factor for the ship type:

= 1,0 in general

= 0,9 for bulk carriers and tankers having a displacement of more than 50.000 ton

= 1,7 for tugs and trawlers

c_2 = factor for the rudder type:

= 1,0 in general

= 0,9 for semi-spade rudders

= 0,8 for double rudders (per rudder)

= 0,7 for high lift rudders

c_3 = factor for the rudder profile.

= 1,0 for NACA-profiles and plate rudder

= 0,8 for hollow profiles

c_4 = factor for the rudder arrangement:

= 1,0 for rudders in the propeller jet

= 1,5 for rudders outside the propeller jet

For semi-spade rudder 50% of the projected area of the rudder horn may be included into the rudder area A .

LAMPIRAN

1.5.2 A combination of a non-return valve without shut-off mechanism and a shut-off valve may be recognized as equivalent with the Society's approval.

1.6 Pipe connections

1.6.1 To prevent the penetration of ballast and seawater into the ship through the bilge system, two means of reverse-flow protection are to be fitted in the bilge connections, one of which is to be a screw-down non-return valve.

One of such means of protection is to be fitted in each suction line.

1.6.2 For bilge connections outside machinery spaces, a combination of a non-return valve without shut-off and a remote-controlled shut-off valve may be recognized as equivalent.

1.6.3 The direct bilge suction and the emergency injection need only have one means of reverse-flow protection as specified in 1.5.1.

1.6.4 Where a direct seawater connection is arranged for attached bilge pumps to protect them against running dry, the bilge suction are also to be fitted with two screw-down non-return valves.

1.6.5 The discharge lines of oily water separators are to be fitted with a non-return valve at the ship's side.

2. Calculation of pipe diameters

2.1 The calculated values according to formulae (4) to (6) are to be rounded up to the next higher nominal diameter.

2.2 Dry cargo and passenger ships

a) main bilge pipes

$$d_H = 1,68 \cdot \sqrt{(B + H) \cdot L} + 25 \text{ [mm]} \quad (4)$$

b) branch bilge pipes

$$d_z = 2,15 \cdot \sqrt{(B + H) \cdot l} + 25 \text{ [mm]} \quad (5)$$

where

d_H [mm] calculated inside diameter of main bilge pipe

d_z [mm] calculated inside diameter of branch bilge pipe

L [m] length of ship between perpendiculars

B [m] moulded breadth of ship

H [m] depth of ship to the bulkhead deck

l [m] length of the watertight compartment

2.3 Tankers

The diameter of the main bilge pipe in the engine rooms of tankers and bulk cargo/oil carriers is calculated using the formula:

$$d_H = 3,0 \cdot \sqrt{(B + H) \cdot l_1} + 35 \text{ [mm]} \quad (6)$$

where:

l_1 [m] total length of spaces between cofferdam or pump-room bulkhead and stern tube bulkhead

Other terms as in formulae (4) and (5).

Branch bilge pipes are to be dimensioned in accordance with 2.2 b). For bilge installations for spaces in the cargo area of tankers and bulk cargo/oil carriers see Section 15.

2.4 Minimum diameter

The inside diameter of main and branch bilge pipes is not to be less than 50 mm. For ships under 25 m length, the diameter may be reduced to 40 mm.

2.5 Maximum diameter

The diameter of the main bilge line calculated according to 2.2 a) need not exceed ND 200.

2.6 Deviations

Where in individual cases formula (5) requires a greater bilge pipe diameter than that determined by formula (4), a greater pipe diameter than that according to formula (4) is not necessary.

3. Bilge pumps

3.1 Capacity of bilge pumps

Each bilge pump must be capable of delivering:

$$Q = 5,75 \cdot 10 \quad (7)$$

where:

Q [m³/h] minimum capacity

d_H [mm] calculated inside diameter of main bilge pipe

LAMPIRAN

Part C :

Approximate Calculation of the Starting Air Supply

1. Starting air for installations with reversible engines

Assuming an initial pressure of 30 bar and a final pressure of 9 bar in the starting air receivers, the preliminary calculation of the starting air supply for a reversible main engine may be performed as follows:

$$J = a \cdot \sqrt[3]{\frac{H}{D}} \cdot (z + b \cdot p_{c,c} \cdot n_A + 0,9) \cdot V_h \cdot c \quad (13)$$

where

J	[dm ³]	total capacity of the starting air receivers
D	[mm]	cylinder bore
H	[mm]	stroke
V _h	[dm ³]	swept volume of one cylinder (in the case of double-acting engines, the swept volume of the upper portion of the cylinder)
P _{c,perm}	[bar]	maximum permissible working pressure of the starting air receiver
z	[-]	number of cylinders
P _{cc}	[bar]	mean effective working pressure in cylinder at rated power

The following values of "a" are to be used:

- for two-stroke engines: a = 0,4714
- for four-stroke engines: a = 0,4190

The following values of "b" are to be used:

- for two-stroke engines: b = 0,059
- for four-stroke engines: b = 0,056

The following values of "c" are to be used:

c = 1, where P_{c,perm} = 30 bar

$$c = \frac{0,0584}{1 - e^{(0,11 - 0,05 \cdot I_n \cdot p_{c,perm})}}$$

where P_{c,perm} ≠ 30 bar, if no pressure-reducing valve is fitted.

e [-] Euler's number (2,718....)

If a pressure-reducing valve is fitted, which reduces the pressure P_{c,perm} to the starting pressure P_A, then the value of "c" shown in Fig. 2.14 is to be used.

The following values of n_A are to be applied:

$$n_A = 0,06 \cdot n_o + 14 \quad \text{where } n_o \leq 1000$$

$$n_A = 0,25 \cdot n_o - 176 \quad \text{where } n_o > 1000$$

n_o [Rpm] = rated speed

2. Starting air for installations with non reversible engines

For each non-reversible main engine driving a controllable pitch propeller or where starting without torque resistance is possible the calculated starting air supply may be reduced to 0,5 · J though not less than that needed for six start-up operations.

LAMPIRAN

$$C_2 = A_2/b_2$$

b_1, b_2 = mean heights of the partial rudder areas A_1 and A_2 (see Fig. 14.2).

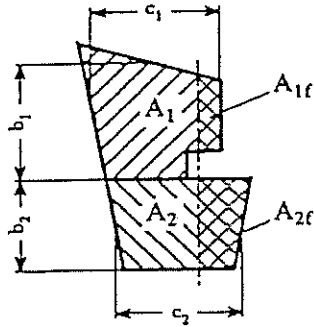


Fig. 14.2

2.3 The total rudder torque is to be determined according to the following formulae:

$$Q_R = Q_{R1} + Q_{R2} \text{ [Nm]} \text{ or}$$

$$Q_{Rmin} = C_R \cdot r_{1,2min} \text{ [Nm]}$$

$$r_{1,2min} = \frac{0,1}{A} (c_1 \cdot A_1 + c_2 \cdot A_2) \text{ [m]}$$

for ahead condition

The greater value is to be taken.

C. Scantlings of the Rudder Stock

1. Rudder stock diameter

1.1 The diameter of the rudder stock for transmitting the torsional moment is not to be less than:

$$D_t = 4,2 \sqrt[3]{Q_R \cdot k_r} \text{ [mm]}$$

Q_R see B. 1.2 and B. 2.2 - 2.3.

The related torsional stress is:

$$\tau_t = \frac{68}{k_r} \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

k_r see A.4.2.

1.2 The diameter of the rudder stock determined according to 1.1 is decisive for the steering gear, the stoppers and the locking device.

1.3 In case of mechanical steering gear the diameter of the rudder stock in its upper part which is only intended for transmission of the torsional mo-

ment from the auxiliary steering gear may be $0,9 D_t$. The length of the edge of the quadrangle for the auxiliary tiller must not be less than $0,77 D_t$ and the height not less than $0,8 D_t$.

1.4 The rudder stock is to be secured against axial sliding. The degree of the permissible axial clearance depends on the construction of the steering engine and on the bearing.

2. Strengthening of rudder stock

2.1 If the rudder is so arranged that additional bending stresses occur in the rudder stock, the stock diameter has to be suitably increased. The increased diameter is, where applicable, decisive for the scantlings of the coupling.

For the increased rudder stock diameter the equivalent stress of bending and torsion is not to exceed the following value:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau^2} \leq 118/k_r \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Bending stress:

$$\sigma_b = \frac{10,2 \cdot M_b}{D_1^3} \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

M_b = bending moment at the neck bearing in [Nm]

Torsional stress:

$$\tau = \frac{5,1 \cdot Q_R}{D_1^3} \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

D_1 = increased rudder stock diameter in [cm]

The increased rudder stock diameter may be determined by the following formula:

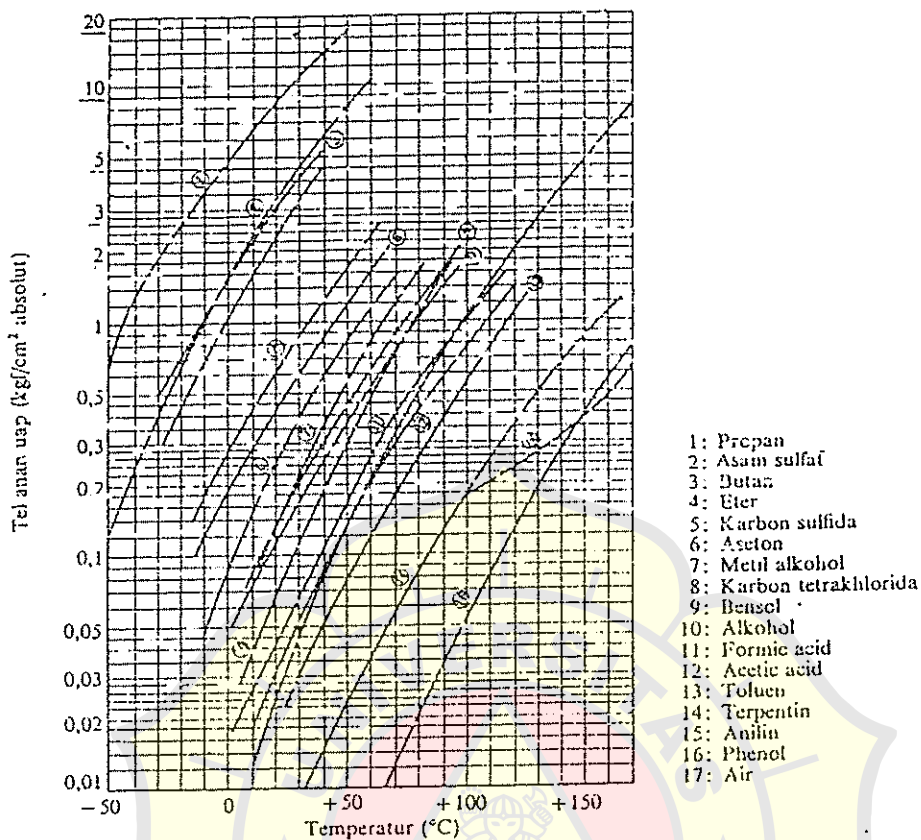
$$D_1 = D_t \sqrt[6]{1 + \frac{4}{3} \left[\frac{M_b}{Q_R} \right]}$$

Q_R see B.1.2 and B.2.2 - 2.3

D_t see 1.1.

Guidance

Where a double-piston steering gear is fitted, additional bending moments may be transmitted from the steering gear into the rudder stock. These additional bending moments are to be taken into account for determining the rudder stock diameter.



(b) Tekanan uap berbagai zat cair
(Catatan: 1 kg/cm² = 0,1 MPa)
Sifat-sifat fisik berbagai zat cair.

2.4 Head

2.4.1 Head Total Pompa

Head total pompa yang harus disediakan untuk mengalirkan jumlah air seperti direncanakan, dapat ditentukan dari kondisi instalasi yang akan dilayani oleh pompa. Seperti diperlihatkan dalam Gb. 2.2, head total pompa dapat ditulis sebagai berikut:

$$H = h_a + \Delta h_p + h_l + \frac{v_d^2}{2g} \tag{2.6}$$

di mana H : Head total pompa (m)

h_a : Head statis total (m)

Head ini adalah perbedaan tinggi antara muka air di sisi keluar dan di sisi isap; tanda positif (+) dipakai apabila muka air di sisi ke luar lebih tinggi dari pada sisi isap.

Δh_p : Perbedaan head tekanan yang bekerja pada kedua permukaan air (m),

$$\Delta h_p = h_{p_2} - h_{p_1}$$

h_l : Berbagai kerugian head di pipa, katup, belokan, sambungan, dll (m),

LAMPIRAN

28

di mana h_p : Head tekanan (m)
 p : Tekanan (kgf/cm^2)
 γ : Berat per satuan volume zat cair yang dipompa (kgf/l)
Apabila tekanan diberikan dalam kPa, dapat dipakai rumus berikut:

$$h_p = \frac{1}{9,8} \frac{p'}{\rho} \quad (2.9)$$

di mana p' : Tekanan (Pa)
 ρ : Rapat masa (kg/l)
Menurut ISO, energi spesifik Y (J/kg) kadang-kadang dipakai sebagai pengganti head H (m). Adapun hubungannya adalah sebagai berikut:

$$Y = gH \quad (2.10)$$

Sebagaimana diutarakan di atas, untuk menentukan head total yang harus disediakan pompa, perlu dihitung lebih dahulu head kerugian h_f . Di bawah ini akan diuraikan cara menghitung kerugian head tersebut.

2.4.2 Head Kerugian

Head kerugian (yaitu head untuk mengatasi kerugian-kerugian) terdiri atas head kerugian gesek di dalam pipa-pipa, dan head kerugian di dalam belokan-belokan, reduser, katup-katup, dsb. Di bawah ini akan diberikan cara menghitungnya, satu per satu.

(1) Head kerugian gesek dalam pipa
Untuk menghitung kerugian gesek di dalam pipa dapat dipakai salah satu dari dua rumus berikut ini:

$$v = CR^p S^q \quad (2.11)$$

$$h_f = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (2.12)$$

di mana v : Kecepatan rata-rata aliran di dalam pipa (m/s)

C, p, q : Koefisien-koefisien

R : Jari-jari hidrolis (m)

$$R = \frac{\text{Luas penampang pipa, tegak lurus aliran (m}^2\text{)}}{\text{Kefiling pipa atau saluran yang dibasahi (m)}}$$

S : Gradien hidrolis

$$S = \frac{h_f}{L}$$

h_f : Head kerugian gesek dalam pipa (m)

λ : Koefisien kerugian gesek

g : Percepatan gravitasi ($9,8 \text{ m/s}^2$)

L : Panjang pipa (m)

D : Diameter dalam pipa (m)

Selanjutnya, untuk aliran yang laminar dan yang turbulen, terdapat rumus yang berbeda. Sebagai patokan apakah suatu aliran itu laminar atau turbulen, dipakai bilangan Reynolds:

$$Re = \frac{vD}{\nu} \quad (2.13)$$

LAMPIRAN

29

di mana Re : Bilangan Reynolds (tak berdimensi)

v : Kecepatan rata-rata aliran di dalam pipa (m/s)

D : Diameter dalam pipa (m)

ν : Viskositas kinematik zat cair (m²/s)

Pada $Re < 2300$, aliran bersifat laminar.

Pada $Re > 4000$, aliran bersifat turbulen.

Pada $Re = 2300 - 4000$ terdapat daerah transisi, di mana aliran dapat bersifat laminar atau turbulen tergantung pada kondisi pipa dan aliran.

(I) Aliran laminar

Dalam hal aliran laminar, koefisien kerugian gesek untuk pipa (λ) dalam pers. (2.12) dapat dinyatakan dengan

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (2.14)$$

(II) Aliran turbulen

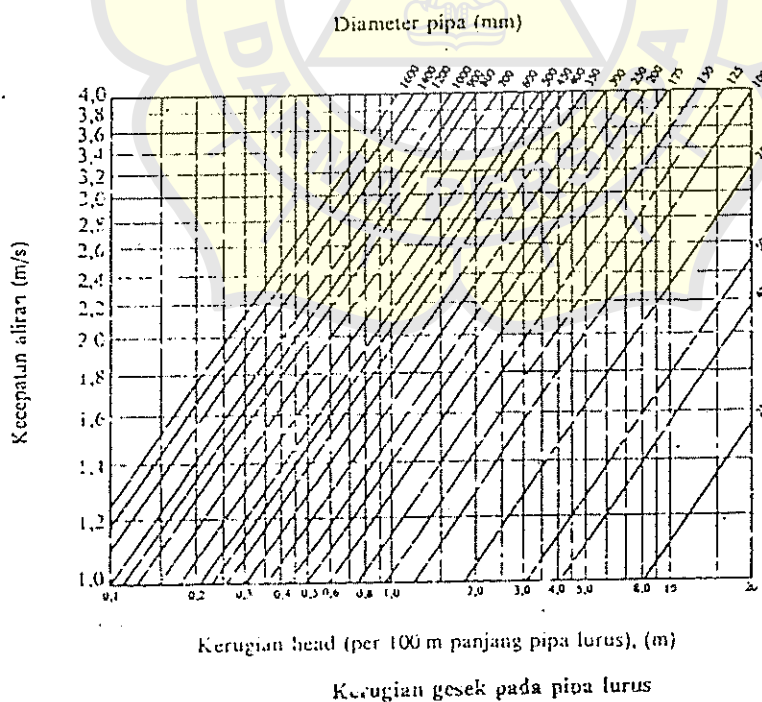
Untuk menghitung kerugian gesek dalam pipa pada aliran turbulen terdapat berbagai rumus empiris. Di bawah ini akan diberikan cara perhitungan dengan rumus Darcy dan Hazen-Williams.

1) *Formula Darcy*

Dengan cara Darcy, koefisien kerugian gesek λ dari Pers. (2.12) dihitung menurut rumus

$$\lambda = 0,020 + \frac{0,0005}{D} \quad (2.15)$$

di mana D adalah diameter dalam pipa (m). Rumus ini berlaku untuk pipa baru dari besi cor. Jika pipa telah dipakai selama bertahun-tahun, harga λ akan menjadi 1,5



LAMPIRAN

190

dingin, dll. Namun, menentukan secara tepat pengaruh masing-masing faktor tersebut adalah sangat sulit. Karena itu faktor-faktor ini digabungkan dalam efisiensi adiabatik keseluruhan

Efisiensi adiabatik keseluruhan didefinisikan sebagai daya yang diperlukan untuk memampatkan gas dengan siklus adiabatik (menurut perhitungan teoritis), dibagi dengan daya yang sesungguhnya diperlukan oleh kompresor pada porosnya. Dalam rumus, efisiensi ini dapat ditulis sbkr:

$$\eta_{ad} = \frac{L_{ad}}{L_s} \quad (2.20)$$

di mana η_{ad} : Efisiensi adiabatik keseluruhan (biasanya dinyatakan dalam %),

L_{ad} : Daya adiabatik teoritis (kW)

L_s : Daya yang masuk pada poros kompresor (kW)

Besarnya daya adiabatik teoritis dapat dihitung dengan rumus

$$L_{ad} = \frac{mk}{k-1} \frac{P_s Q_s}{6120} \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{(k-1)/m} - 1 \right], \quad (\text{kW}) \quad (2.21a)$$

P_s : Tekanan isap tingkat pertama (kgf/m² abs)

P_d : Tekanan keluar dari tingkat terakhir (kgf/m² abs)

Q_s : Jumlah volume gas yang keluar dari tingkat terakhir (m³/min) dinyatakan pada kondisi tekan dan temperatur isap

k : c_p/c_v

m : Jumlah tingkat kompresi; lihat keterangan pada Pers. (2.16).

Jika dalam rumus ini dipakai satuan tekanan Pa maka Pers. (2.21) ditulis sebagai

$$L_{ad} = \frac{mk}{k-1} \frac{P_s Q_s}{60000} \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{(k-1)/m} - 1 \right], \quad (\text{kW}) \quad (2.21b)$$

Dalam Tabel 2.7 diberikan harga-harga daya adiabatik teoritis yang diperlukan untuk mengkompresikan 1 m³/min udara dengan kondisi standar sebagai hasil perhitungan berdasarkan rumus di atas. Dari tabel terlihat bahwa daya yang diperlukan untuk kompresi 2 tingkat harganya lebih kecil dari pada kompresi 1 tingkat. Harga yang lebih rendah ini diperoleh pada kompresor 2 tingkat yang menggunakan pendingin antara (inter-cooler) di antara tingkat pertama dan tingkat ke dua. Penggunaan pendingin antara akan memperkecil kerja kompresi. Jika tidak digunakan pendingin antara, maka daya yang diperlukan untuk kompresi 2 tingkat adalah sama besarnya dengan daya untuk 1 tingkat, pada perbandingan tekanan yang sama.

Sebagai contoh, dari Tabel 2.7 terbaca bahwa untuk kompresi 1 tingkat sampai 7 kgf/cm² (g) atau 8,033 kgf/cm² abs, diperlukan daya sebesar 4,7074 kW. Ini diperoleh dari Pers. (2.21) dengan mengambil harga $k = 1,4$ dan $m = 1$. Daya sebesar 4,7074 kW tersebut juga akan diperlukan untuk kompresi 2 tingkat tanpa pendingin antara. Namun jika digunakan pendingin antara maka daya yang diperlukan menjadi sebesar 4,0227 kW. Harga ini dapat diperoleh dari Pers. (2.21a) jika diambil $k = 1,4$ dan $m = 2$.

Selanjutnya efisiensi adiabatik keseluruhan dapat dihitung menurut contoh sebagai berikut. Seandainya untuk sebuah kompresor 2 tingkat yang memampatkan udara menjadi 7 kgf/cm² (g) diperlukan daya poros sebesar 5,4 kW, maka dengan daya adiabatik teoritis sebesar 4,022 kW, kompresi ini mempunyai efisiensi adiabatik keseluruhan sebesar

$$\eta_{ad} = \frac{L_{ad}}{L_s} = \frac{4,022 \text{ kW}}{5,4 \text{ kW}} = 0,745 = 74,5\%$$

LAMPIRAN



3020.0138 / 6903-340-A001

Yard nr. 6903

Pomp	Pump
Model	Type : AOHA 3601 AN 031.01.0
Fabrieksnummer	Serial number : 3438390

Toerental	Speed	: 1500 1/min
Capaciteit	Capacity	: 3,5-6,8 m3/h - 31-10 m.lc.

Doorsnedetekening	Sectional drawing	: TD(E) 01325-02 bl./page 2
Onderdelenlijst	Parts list	: TD(E) 01325-99 bl./page 1
Montageschema	Assembly scheme	: TDE 01328-01 page 1
Type koppeling	Coupling	: Spidex 24/32
Fundatieplaat	Base plate	: 3040.0042
Bedrijfsvoorschrift	Service and maintenance instructions	: Yes, no number

Motor	Motor	
Fabriek	Make	: Rotor
Model	Type	: 4AP90L
Fabrieksnummer	Serial number	: 8040661
W	kW	: 1,5
Toerental	Speed	: 1420 1/min
Spanning	Tension	: D / Y 230 / 400V

aansluitschema	Wiring diagram	: DOC/E-223-0690
doorsnedetekening	Sectional drawing	: DOC/E-223-0690
onderdelenlijst	Parts list	: DOC/E-223-0690
edrijfsvoorschrift	Service and maintenance instructions	: DOC/E-232-0796

LAMPIRAN

TYPE	Capacity		Branches		H = Total pump head in m, N = Power consumption in hp at duty point.											
					1450 r.p.m.		1750 r.p.m.		2000 r.p.m.		2500 r.p.m.		2900 r.p.m.		3500 r.p.m.	
	m ³ /h	l/min	Suc.	Del.	H	N	H	N	H	N	H	N	H	N	H	N
SA-20-90/9 Max. 6000 r.p.m.	0	0	2"	2"					4.7	0.06	7.3	0.12	9.9	0.18	14.4	0.32
	1.5	25							4.4	0.08	7.0	0.14	9.7	0.21	14.2	0.38
	3.0	50							3.4	0.10	6.1	0.18	8.9	0.27	13.5	0.44
	4.5	75							2.7	0.12	4.2	0.21	7.1	0.30	11.7	0.50
SA-25-122/12 Max. 5000 r.p.m.	0	0	1"	1"	3.0	0.14	7.3	0.23	9.5	0.35	14.6	0.72	16.4	0.94	27.8	1.78
	2	33			4.0	0.18	6.9	0.29	9.0	0.42	13.7	0.78	17.0	1.01	26.8	1.88
	4	66			3.0	0.20	5.5	0.33	7.7	0.46	11.5	0.79	14.6	1.14	23	1.9
	6	100			3.0	0.38	5.4	0.52	8.0	0.80	10.7	1.18	18	1.9	18	2.0
SA-35-135/12 Max. 4500 r.p.m.	0	0	1 1/2"	1 1/2"	6.25	0.16	9.1	0.26	11.7	0.4	18.8	0.9	25	1.4	36	2.2
	5	83			5.0	0.21	7.7	0.35	10.4	0.5	17.0	1.0	23	1.5	34	2.5
	10	166			2.7	0.26	5.3	0.43	7.9	0.6	14.4	1.10	20	1.7	31	2.9
	15	250							4.3	0.7	10.3	1.3	16	1.9	27	3.3
SA-50-180/14 Max. 3500 r.p.m.	0	0	2"	2"					18.0	0.8	28	1.4	38	2.7	55	4.6
	5	100							16.5	1.1	26	2.1	36	3.2	52	5.3
	12	200							12.5	1.4	22	2.5	32	3.6	48	6.5
	18	300							14	2.7	25	4.3	42	7.5		
SA-50-180/8 Max. 2500 r.p.m.	0	0	2"	2"	11.5	0.72	16.4	1.2	21	1.7	33	3.3				
	7.5	125			9.5	0.9	14.3	1.5	19	2.2	30	4.0				
	15.0	250			6.6	1.0	11.2	1.7	16	2.5	27	4.5				
	22.5	375					5.3	1.9	11	2.8	22	5.0				
SA-65-250/8 Max. 3500 r.p.m.	0	0	3"	2 1/2"					39	5.7	61	10	82	16	100	22
	20	333							35	7.5	57	13	76	21	94	28
	40	666							31	9.3	51	16	70	25	87	35
	60	1000							36	19	63	28	79	40		
SA-65-250/17 Max. 2200 r.p.m.	0	0	3"	2 1/2"	23	2.8	33	5.0	42	7.4						
	20	333			21	3.7	32	6.2	40	9.0						
	40	666			19	4.6	28	7.5	37	11.0						
	60	1000			15	5.4	25	8.3	33	12.0						
SA-80-160/17 Max. 4000 r.p.m.	0	0	3"	3"					14.0	1.2	22	2.6	30	4.0	44	7.0
	20	333							13.0	2.1	21	4.0	28	5.6	42	9.4
	40	666							9.5	2.7	18	4.8	26	7.2	39	11.4
	60	1000							9.5	5.3	18	8.2	33	13.0		
SA-80-220/17 Max. 3500 r.p.m.	0	0	3"	3"	16.3	2.0	23	3.4	31	5.0	48	8.0	65	12	95	21
	20	333			14.5	2.3	21	4.0	28	5.8	47	9.5	63	14	93	25
	40	666			10.5	2.6	18	4.4	24	6.5	44	11.0	60	17	90	28
	60	1000			8.7	2.7	11	4.7	16	6.8	38	12.6	55	19	84	31
SA-100-235/23 Max. 3000 r.p.m.	0	0	4"	4"	16	3.2	23	5.0	30	9.0	47	17				
	40	666			15	4.5	22	7.7	29	11.3	46	21				
	80	1333			12	6.0	19	10.0	27	13.5	44	25				
	120	2000			7	6.8	14	11.4	22	16.0	39	28				
SA-150-260/33 Max. 2500 r.p.m.	0	0	6"	6"	17	7.8	26	12	33	19						
	80	1333			16	11.0	24	18	32	26						
	160	2666			14	14.0	22	23	29	33						
	240	4000			9	16.0	17	27	25	38						
SA-200-320/50 Max. 2000 r.p.m.	0	0	8"	8"	28	25	40	45	53	67						
	150	2500			27	34	39	57	51	84						
	300	5000			24	43	36	69	48	100						
	450	7500			19	49	32	79	44	114						
MOOR HY N + 20 (100)													Pipe line dimension			
													m ³ /h	Suction	Delivery	
													mm	mm	mm	
													2	20	20	
													3.5	25	25	
													5	32	25	
													9	40	32	
													14	50	40	
													24	65	50	
													36	80	65	
													57	100	80	
													84	125	100	
													125	150	125	
													225	200	150	
													350	250	200	
													500	300	250	
As the operation figures of any pump may be changed by varying the diameter of the impeller and/or the blade width, or by changing the number of revolutions, DESMI pumps may in most cases be adapted to specific operation conditions — for instance requirements as to max. power consumption — in a manner to ensure that the high rate of efficiency is maintained. We should be pleased to forward data sheets stating the capacity area of each pump type. The capacities apply at 0 m suction lift, and all numbers of revolutions apply to direct coupling. In case of belt drive please apply to us for details.													Conversion Factors: 1 m = 3.28 ft. 1 m ³ /h = 3.67 imp. g.p.m.			

STORK®

Stork MCH

Horizontal, high pressure multistage pumps

Stork Pumps
Export
Rue Steyls 75
B-1020 Brussels
Tel. (02) 422 16 00
Fax. (02) 422 16 09
Telex 21749

Technical specifications

Maximum capacity : 100 m³/h
Maximum head : 340 m
Maximum temperature : 150 °C

Allowable inlet pressure depends on working pressure, 10 bar *maximum*.
Maximum allowable working pressure:
40 - 3 × inlet pressure in bar.

With soft packing: type MCH
Temperatures up to 105 °C

Self-priming version: type MCHZ
Maximum temperature: 105 °C

Pump with mechanical seal: type MCHS
Maximum temperature: 100 °C

With water cooled stuffingbox: type MCHW
Maximum temperature: 150 °C

Suitable for clean and slightly contaminated liquids, provided they do not contain solids or fibrous material.

Also suitable for seawater and certain chemical liquids, which are non-corrosive to cast iron and/or bronze

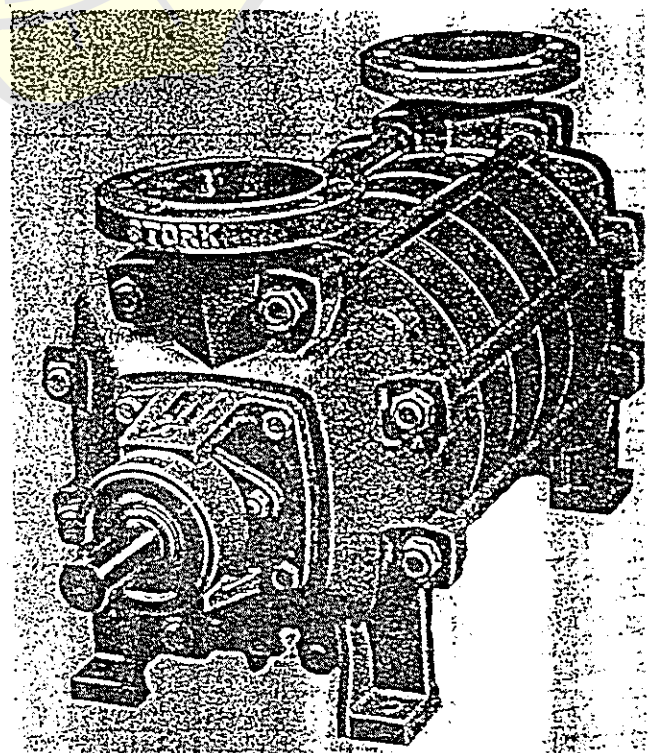
Advantages

- Bearings do not require lubrication so: low maintenance costs.
- Also be supplied in vertical version.
- Very extensive interchangeability of parts. Also with those of the vertical version.
- Shaft of corrosion resistant steel.
- Corrosion and erosion resistant internals as a result of integrally cast diffusor vanes.

Applications

The MCH pump is an universal pump which gives it wide range of applications:

- Boiler feed, transport of condensate, cooling-water and hot-water circulation.
- Public and industrial water supply.
- Pressure boosting in water systems, e.g. for multi-story buildings.
- Spraying installations in horticulture and agriculture.
- Fire-fighting duties and washing installations.
- Sinking piles by water injection on behalf of building projects.



L LAMPIRAN

mp	ie	l/min.	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	60	70	80	90	100	110	125	150	175	200	250	300	350	400	450	500	550	600
			m ³ /h	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	2,7	3,0	3,6	4,2	4,8	5,4	6,0	6,6	7,5	9,0	10,5	12,0	15,0	18,0	21,0	24,0	27,0	30,0	33,0
		Connections	Total dynamic head (metres)														recommended motor size (kW)													
1101	R 1"	27	22	18	14	9	5																							
1102	R 1"	50	42	33	25	17	9																							
1103	R 1"	73	61	49	37	25	13																							
1103	NW 25																													
1111	R 1"	32	29	26	23	19	15	11	7																					
1112	R 1"	60	54	48	42	35	28	20	13																					
1113	R 1"	88	79	70	61	51	41	30	19																					
1113	NW 25																													
114	NW 25	116	104	92	80	67	53	39	25																					
115	NW 25	144	129	114	100	83	66	49	31																					
116	NW 25	172	154	136	119	99	79	58	37																					
211	R 1"			38	36	33	30	26	22	17	13																			
212	R 1"			71	67	61	55	48	40	32	25																			
213	R 1"			104	98	89	80	70	58	47	37																			
214	NW 32			137	129	117	105	91	76	62	49																			
215	NW 32			170	159	145	130	113	95	77	61																			
216	NW 32			203	190	173	155	135	113	92	70																			
221	R 1 1/2"			42	40	38	35	33	30	28	23	17	10																	
222	R 1 1/2"			80	76	72	67	63	58	54	44	33	20																	
223	R 1 1/2"			118	112	106	99	93	86	80	65	49	30																	
224	NW 32			156	148	140	131	123	114	106	86	65	40																	
225	NW 32			194	184	174	163	153	142	132	107	81	50																	
226	NW 32			232	220	208	195	183	170	158	128	97	60																	
331	R 1 1/2"										36	33	29	26	22	18	15	9												
332	R 1 1/2"										60	62	54	48	41	34	28	17												
333	R 1 1/2"										100	91	80	70	60	50	41	25												
333	NW 32										132	120	106	93	79	66	54	33												
334	NW 32										164	149	132	115	98	82	66	41												
335	NW 32										196	178	157	138	118	98	79	49												
336	NW 32																													
41	NW 40																37	34	30	23	16	9								
42	NW 40																70	65	57	44	30	17								
43	NW 40																103	96	84	64	44	25								
44	NW 40																136	127	111	84	58	33								
45	NW 40																170	157	138	105	72	41								
46	NW 40																203	188	165	125	86	49								
51	NW 50																					38	33	25	18	10				
52	NW 50																					71	62	46	32	18				
53	NW 50																					104	91	67	47	26				
54	NW 50																					137	120	88	61	34				
51	NW 65																													
51	NW 65																													
52	NW 65																													
53	NW 65																													
53	NW 65																													
53	NW 65																													

Total dynamic head = suction lift + discharge head + friction losses. Power requirement (kW) based on liquid density of 1 kg/dm³.
 Tolerance: capacity and dynamic head ± 5% each. Power absorbed: see individual performance curves also note information on page 2.

Max. Casing Pressure:
 SON, SOB 100 : 330 : 16 bar
 SRN, SRB 100 : 550 : 25 bar
 SRN G50 : 10 bar

The fan capacity required to maintain a stipulated chemical composition of the air in a compartment is

$$Q_{ch} = V_r \frac{V_{rc}}{V_{mr} - V_{ca}} \text{ cu m per hour} \quad (273)$$

where V_{rc} = volume of carbon dioxide produced per cu m of the given room, litres per cu m

V_r = volume of the room, cu m

$V_{mr} \approx 1$ = the maximum carbon dioxide content per cu m of the given room, litres per cu m

$V_{ca} \approx 0.3$ = carbon dioxide content per cu m of sea air entering the room, litres per cu m.

The volume of air required to maintain the prescribed temperature in a room is

$$Q_t = \frac{Q_r}{c_a (t_r - t_{fa}) \gamma_{fa}} = \frac{Q_r}{c_a (t_r - t_{fa}) \frac{\gamma_0}{1 + \alpha t_r}} = \frac{Q_r (1 + \alpha t_r)}{c_a (t_r - t_{fa})} \gamma_0 \quad (274)$$

where $c_a \approx 0.24$ = mean heat capacity of air, kcal per kg °C

t_r = given temperature of the room, °C

t_{fa} = temperature of the fresh air entering the room, °C

Q_r = amount of heat entering the room, kcal per hour

γ_{fa} = density of the fresh air entering the room, kg per cu m

$\gamma_0 \approx 1.29$ = density of dry air at 0°C and a pressure of 760 mmHg, kg per cu m

$\alpha = \frac{1}{273}$ = coefficient of volumetric expansion of air.

The amount of external air required to maintain the relative humidity in a room is

$$Q_{hu} = \frac{100 D_{hu}}{\varphi_r d_r - \varphi_{fa} d_{fa}} \text{ cu m per hour} \quad (275)$$

where D_{hu} = amount of moisture entering the room, g per hour

d_r and d_{fa} = absolute humidity of saturated air at the room temperature, t_r , and at the temperature, t_{fa} , of the entering air, g per cu m (see Table 38)

φ_r and φ_{fa} = relative humidity of the air in the room and of the entering air, per cent.

Data on the relative humidity and temperature of the outside air depending upon the locality in which the ship is operating, and the permissible values for various accommodations are listed in Table 39.

The amount of carbon dioxide, heat and vapour produced by persons in a room can be calculated from the data of Table 40.

Table 42

Compartment	Number of air renewals per hour for	
	Plenum ventilation	Exhaust ventilation
Passengers', officers' and crew accommodations	10 to 15	—
Public rooms (staterooms, dining-saloons, etc.)	15 to 20	10 to 15
Smoking rooms	—	15 to 20
Gymnasiums	15	20
Swimming pools	15	20
Russian baths	—	10 to 20
Galleys	5 to 10	40 to 60
Provision rooms without cooling facilities	5 to 10	10 to 15
Bathrooms, toilets and laundries	5	15 to 20
Sick bays	5 to 10	10 to 20
Baggage rooms	—	20
Deck refreshment bars	10 to 15	25 to 30
Upper deck passageways	—	6
Middle deck passageways	—	7
Lower deck passageways	—	8
Engine and boiler rooms	30	35

$p_{st}=760$ mmHg, relative humidity of $\phi_{st}=50$ per cent and density $\gamma_{st}=1.2$ kg per cu m. The capacity of the fan determined for air in a given state, having a pressure p_a , volume Q_a and temperature t_a , can be converted to the standard air capacity by using formula (276) which is derived from the equation

$$\frac{p_{st}Q_{st}}{1 + \alpha t_{st}} = \frac{p_a Q_a}{1 + \alpha t_a}$$

whence

$$Q_{st} = \frac{(1 + \alpha t_{st}) p_a Q_a}{p_{st} (1 + \alpha t_a)} = Q_a \frac{\left(1 + \frac{1}{273} 20\right)}{\left(1 + \frac{1}{273} t_a\right)} \frac{p_a}{760} =$$

$$= Q_a \frac{293}{273 + t_a} \frac{p_a}{760} \text{ cu m per hour} \quad (276)$$

The theoretical head developed by the fan is expressed in mm of water column:

$$H_{i \infty} = \frac{1}{g} (c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1) = \frac{1,000}{g} \frac{\gamma_{air}}{\gamma_{wat}} (c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1) = \rho(c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1) \text{ mmH}_2\text{O} \quad (277)$$

where γ_{air} = density of air, kg per cu m
 γ_{wat} = 1,000 = density of water, kg per cu m
 ρ = mass density of air, kg-sec² per m⁴.

Upon radial entry of the air onto the fan impeller vanes

$$H_{i \infty} = \rho c_{2u} u_2 \text{ mmH}_2\text{O}$$

Taking into account the effect of having a finite number of impeller vanes on the developed head by the factor σ and for the losses of head in the fan by the hydraulic efficiency η_h we obtain the actual head

$$H = H_{i \infty} \sigma \eta_h = \sigma \rho c_{2u} u_2 \eta_h = \sigma \rho \frac{c_{2u}}{u_2} u_2 u_2 \eta_h = \sigma \rho \varphi_h u_2^2 \eta_h = \rho \psi_h u_2^2 \text{ mmH}_2\text{O} \quad (278)$$

where $\varphi_h = \frac{c_{2u}}{u_2}$ = eddy current factor

$\psi_h = \sigma \varphi_h \eta_h$ = head factor taken equal to: 0.8 to 1.1 for forward-curved vanes; 0.6 to 0.8 for radial, or straight, vanes; 0.5 to 0.7 for backward-curved vanes.

The fan head required to accommodate a given ventilating system depends upon the resistance and characteristic curves of the latter.

The permissible maximum peripheral speeds (tip speeds) of an impeller, based upon fan design and strength considerations, are listed in Table 43. The table also lists the most widely used inlet and outlet angles of the vanes.

Table 43

Type of fan	Periphe- ral speed, m per sec	Inlet angle	Outlet angle
Low-pressure	30 to 40	95 to 105	15 to 25
Medium-pressure . . .	40 to 50	125 to 130	30 to 35
High-pressure	50 to 90	140 to 145	40 to 45

Backward curved vanes are rarely employed and then only for low-pressure fans. The number of vanes is usually assigned so as to facilitate laying out and may be equal to 4, 6, 8, 12, 16, 24, 32 or 48.

The power required to drive a fan is found from the formula

$$N_m = \frac{Q_a H}{75 \eta_f 3,600} \text{ hp}$$

The overall efficiency of a fan is made up of the following efficiencies:

1. Hydraulic efficiency, which takes into consideration the loss of head in the fan

$$\eta_h = \frac{H}{H + \Delta H} = \frac{H}{H_t} = 0.7 \text{ to } 0.85$$

where ΔH = loss of head in the fan.

2. Hydraulic friction efficiency which takes into account the losses due to the friction of the impeller shrouds against the fluid being transferred

$$\eta_{fr} = \frac{N_{fr}}{N_a} = \frac{\beta 10^{-6} \rho D_2^2 u_2^3}{N_a}$$

where N_{fr} = power lost in overcoming fluid friction

$\beta = (5 \text{ to } 15) (1 + 5 \frac{b_2}{D_2})$ = coefficient obtained from data compiled by the Central Institute of Aero- and Hydrodynamics

b_2 = width of the impeller at air outlet

D_2 = impeller diameter at air outlet

For backward-curved vanes— $\eta_{fr} \cong 0.6$ to 0.75

For forward-curved vanes— $\eta_{fr} \cong 0.75$ to 0.9 .

3. Mechanical efficiency which takes into account the losses due to mechanical friction

$$\eta_m = \frac{N_a - \Delta N_{mf}}{N_a} \approx 0.95 \text{ to } 0.99$$

where ΔN_{mf} = power lost in overcoming mechanical friction. The overall efficiency of a fan is thus

$$\eta_f = \eta_h \eta_{fr} \eta_m = 0.4 \text{ to } 0.75 \quad (279)$$

The overall efficiency of an axial fan may reach $\eta_f \approx 0.84$.

2-2. Design and Selection of Fans

Strictly aerodynamical calculations in fan design do not, as a rule, ensure results in subsequent tests that comply with the initial design data.

More accurate results may be achieved by designing a fan similar to one which has already been built, tested and modified to obtain the most favourable aerodynamic and design features.

expressed in rpm, as n_{rs} , then the torque developed on the steering engine shaft and its speed, n_m rpm, will be

$$M_m = \frac{M_{rs}}{i_{sg}\eta_{sg}} \text{ kq-m} \quad (312)$$

$$n_m = i_{sg}n_{rs} \text{ rpm} \quad (313)$$

where $n_m = 100$ to 350 rpm for steam engines
 $n_m = 300$ to $1,800$ rpm for electric motors.

The angular velocity of rotation ω_{rs} of the rudder stock can be calculated from the following formulas:

$$\omega_{rs} = \frac{\pi n_{rs}}{30} \text{ 1/sec} \quad (314)$$

$$\omega_{rs} = \frac{2\alpha^\circ}{\tau} \frac{\pi}{180^\circ} \text{ 1/sec} \quad (315)$$

where $\alpha^\circ =$ maximum rudder angle from the middle-line plane.
 It follows from formula (314) that

$$n_{rs} = \frac{30\omega_{rs}}{\pi} \text{ rpm} \quad (316)$$

Combining equations (315) and (316) we obtain

$$n_{rs} = \frac{30}{\pi} \frac{2\alpha^\circ}{\tau} \frac{\pi}{180} = \frac{1}{3} \frac{\alpha^\circ}{\tau} \text{ rpm} \quad (317)$$

Combining equations (313) and (317) we can write

$$i_{sg} = \frac{n_m}{n_{rs}} = \frac{n_m}{\frac{1}{3} \frac{\alpha^\circ}{\tau}} = 3n_m \frac{\tau}{\alpha^\circ} \quad (318)$$

Taking equations (314) and (315) into consideration, the power developed on the rudder stock is

$$N_{rs} = \frac{M_{rs}\omega_{rs}}{75} = \frac{M_{rs}}{75} \frac{2\alpha^\circ}{\tau} \frac{\pi}{180^\circ} = 4.65 \frac{M_{rs}\alpha^\circ}{10^4 \tau} \text{ metric hp} \quad (319)$$

$$N_{rs} = \frac{M_{rs}\omega_{rs}}{75} = \frac{M_{rs}}{75} \frac{\pi n_{rs}}{30} = 1.395 \frac{M_{rs}n_{rs}}{10^3} \approx 1.4 \frac{M_{rs}n_{rs}}{10^3} \text{ metric hp} \quad (320)$$

The shaft horse power of the steering engine motive unit will be

$$N_m = \frac{N_{rs}}{\eta_{sg}} = 4.65 \frac{M_{rs}}{10^4 \eta_{sg}} \frac{\alpha^\circ}{\tau} \text{ metric hp} \quad (321)$$

$$N_m = \frac{N_{rs}}{\eta_{sg}} = 1.4 \frac{M_{rs}}{10^3 \eta_{sg}} n_{rs} \text{ metric hp} \quad (322)$$

The shaft horse power can also be determined from the shaft torque

5-3. Determining the Principal Dimensions of Anchoring and Warping Machinery

The initial data used to determine the principal dimensions of anchoring machinery are the required pull of the cable lifter and the speed at which the anchor is weighed from the anchorage depth, which is equal to the distance from the hawse hole to the bottom.

It is advisable to determine the pull on the cable lifter so as to ensure that one anchor will be brought in at a speed of at least 12 m per min from the anchorage depth which is taken equal to:

- 80 m if each anchor weighs 1,000 kg or less
- 90 m if the anchor weighs from 1,500 to 3,000 kg
- 100 m if the anchor weighs from 3,000 to 6,000 kg.

The following notation will be used to derive the formulas for determining the pull on the cable lifter:

- G_a = weight of the anchor, kg
- p_a = weight per running metre of the chain cable, kg
- L_a = length of the suspended cable, m
- γ_a = 7,750 = density of the material of the anchor, kg per cu m
- γ_w = 1,025 = density of sea water, kg per cu m
- f_h = 1.28 to 1.35 = a factor taking into account the friction losses in the hawse hole and stopper.

The required pull of the cable lifter to hoist two anchors is

$$T_{cl} = 2f_h(G_a + p_a L_a) \left(1 - \frac{\gamma_w}{\gamma_a}\right) = 2 \times 1.35 (G_a + p_a L_a) \left(1 - \frac{1,025}{7,750}\right) = 2.35 (G_a + p_a L_a) \text{ kg} \quad (383)$$

In hoisting one anchor

$$T_{cl} = 1.175 (G_a + p_a L_a) \text{ kg}$$

The following empirical formulas can be derived from a comparison of the weights of anchors and the size of their chains as stipulated by the U.S.S.R. Shipping Register, as well as the U.S.S.R. Standard on anchor chain:

The chain bar size $d_c \approx \sqrt{G_a}$ mm. The weight per running metre of anchor chain is

$$\left. \begin{array}{l} \text{(a) } p_{ao} = 0.023 d_c^2 \text{ kg for open-link chain} \\ \text{(b) } p_{as} = 0.0218 d_c^2 \text{ kg for stud-link chain} \end{array} \right\} \quad (384)$$

According to the U.S.S.R. Shipping Register the aft anchoring arrangement, usually consisting of a capstan, must break away the anchor and heave it in at a speed of at least 9 m per min.*

* In breaking away one anchor from the bottom

$$T_{cl} = 2G_a + 1.175 (G_a + p_a L_a) \text{ kg}$$

LAMPIRAN

160

maximum pressure, p_f kg per sq m, then the amount of liquid pumped is

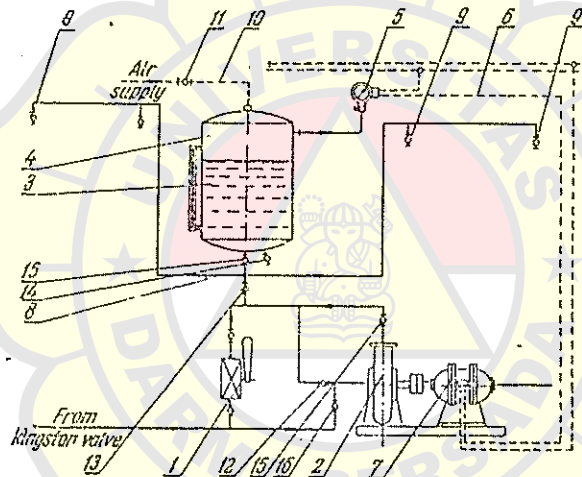
$$V_p = V_e - V_f = D_1 \quad \text{cu m}$$

This equation can be solved for V_e and V_f :

$$V_e = V_f + D_1 = V_f + \frac{D}{6}$$

and

$$V_f = V_e - D_1 = V_e - \frac{D}{6}$$



F i g. 189.

The equation of state for the air in the air cushion can be written as

$$V_e p_e = V_f p_f = \left(V_f + \frac{D}{6} \right) p_e = \left(V_e - \frac{D}{6} \right) p_f$$

Therefore the minimum and maximum volumes of the air are

$$V_f = \frac{D p_e}{6(p_f - p_e)} \quad \text{and} \quad V_e = \frac{D p_f}{6(p_f - p_e)}$$

Denoting by V_0 the volume of liquid remaining in the tank at the lowest level, we find that the volume of the pneumatic tank is

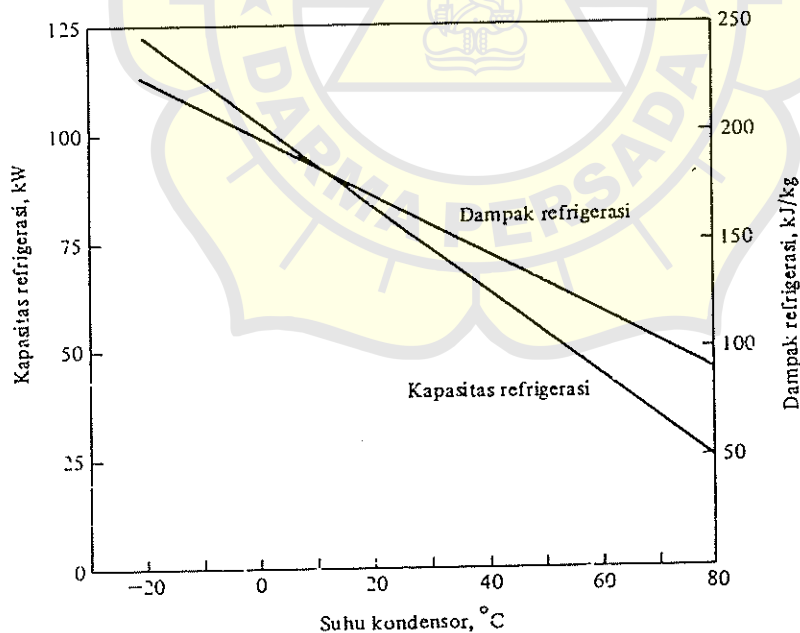
$$V_t = V_0 + V_e = V_0 + \frac{D p_f}{6(p_f - p_e)}$$

Such tanks may also be used in the drinking and washing water systems.

si volumetrik yang mempengaruhi laju alir massa, yang menunjukkan suatu penurunan akibat naiknya suhu kondensor. Gambar 11-10 menunjukkan penurunan tersebut yang progresif. Kapasitas refrigerasi adalah hasil kali antara dampak refrigerasi dan laju aliran massa, yang keduanya akan turun bila suhu kondensor naik. Jadi kapasitas refrigerasi turun agak lebih cepat karena naiknya suhu kondensor.

Karakteristik yang penting lagi adalah daya – yang diperlihatkan dalam Gambar 11-11. Daya kompresor adalah hasil perkalian antara kerja kompresi yang bersatuan kilojoule per-kilogram dan laju alir massa. Bila suhu kondensor naik, maka kerja kompresi dan laju alir massa menurun, sehingga daya naik mencapai puncak dan kemudian mulai turun. Sifat yang sama dengan daya ini, yaitu sebagai fungsi dari suhu evaporator, ditunjukkan dalam Gambar 11-6.

Beberapa penjelasan tentang arti dan sifat-sifat yang terdapat di dalam Gambar 11-9 hingga 11-11 adalah sebagai berikut: pencapaian puncak-puncak daya dapat terjadi dalam kompresor-kompresor nyata seperti juga pada kompresor ideal, tetapi hanya terjadi bila dilakukan pemompaan dari suhu-suhu rendah evaporator. Kompresi satu tingkat dari suhu penguapan -20°C hingga suhu pengembunan 60°C yang menghasilkan puncak seperti pada Gambar 11-11, tidaklah umum. Dengan perbedaan suhu yang lebih sedikit antara kondensator dan evaporator, diperkirakan bila suhu kondensor naik, akan ada kenaikan daya pada kompresor, walaupun kenaikan tersebut mungkin hanya sedikit. Kapasitas refrigerasi selalu turun bila suhu kondensor naik. Karakteristik lain yang penting, tidak digambarkan dalam grafik, adalah *koefisien prestasi* (coefficient of performance), yang turun secara monoton bila suhu kondensor naik.



Gambar 11-10 Dampak refrigerasi dan kapasitas refrigerasi untuk kompresor ideal dengan refrigeran 22, volume sisa 4,5 persen, laju volume langkah 50 L/det, dan suhu evaporator -20°C .

Bertitik tolak dari daya dan efisiensi, diinginkan suhu kondensor yang rendah, jadi kondensor tersebut harus menggunakan udara atau air yang terdingin yang tersedia, mengalir secara maksimum dan ekonomis, serta permukaannya harus dijaga tetap bersih. Udara atau gas-gas yang tak dapat mengembun di dalam kondensator juga mengakibatkan tingginya tekanan kondensator tersebut.

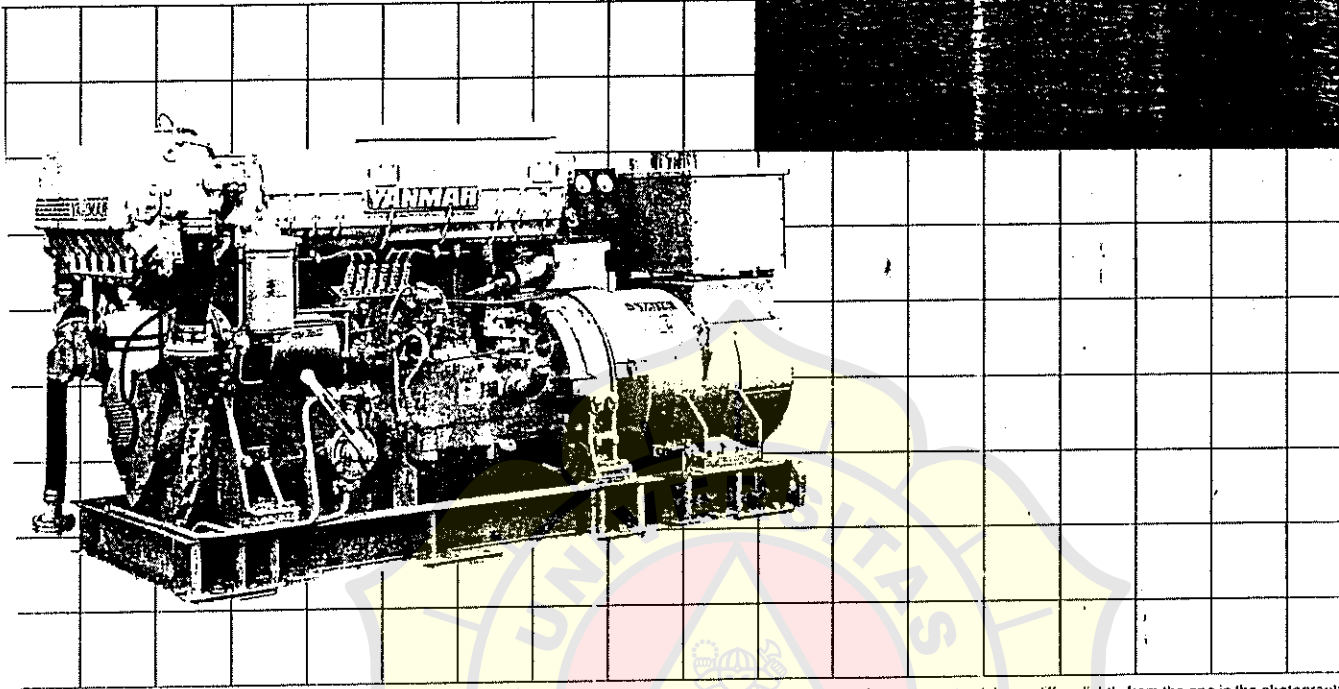
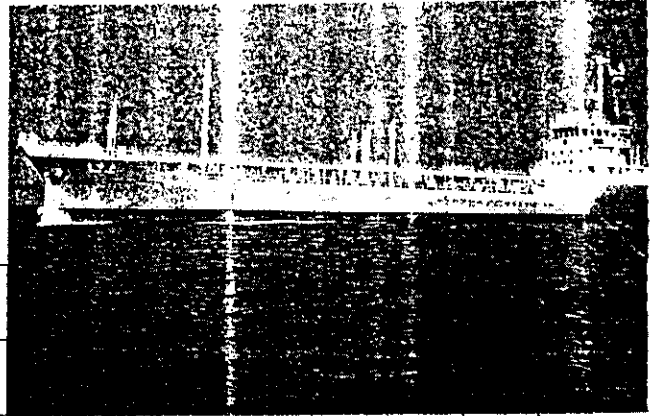
LAMPIRAN

Tabel A-6 Refrigeran 22: sifat-sifat cair dan uap jenuh⁶

t, °C	P, kPa	Enthalpi, kJ/kg		Entropi, kJ/kg · K		Volume spesifik, L/kg		v _g
		h _f	h _g	s _f	s _g	v _f	v _g	
-60	37,48	134,763	379,114	0,73254	1,87886	0,68208	537,152	31,7801
-55	49,47	139,830	381,529	0,75599	1,86389	0,68856	414,827	0,80701
-50	64,39	144,959	383,921	0,77919	1,85000	0,69526	324,557	0,80939
-45	82,71	150,153	386,282	0,80216	1,83708	0,70219	256,990	0,81180
-40	104,95	155,414	388,609	0,82490	1,82504	0,70936	205,745	0,81424
-35	131,68	160,742	390,896	0,84743	1,81380	0,71680	166,400	0,81671
-30	163,48	166,118	393,138	0,86976	1,80329	0,72452	135,844	0,81922
-28	177,76	168,318	394,021	0,87864	1,79927	0,72769	125,563	0,82175
-26	192,99	170,507	394,896	0,88748	1,79535	0,73092	116,214	0,82431
-24	209,22	172,708	395,762	0,89630	1,79152	0,73420	107,701	0,82691
-22	226,48	174,919	396,619	0,90509	1,78779	0,73753	99,9362	0,82954
-20	244,83	177,142	397,467	0,91386	1,78415	0,74091	92,8432	0,83221
-18	264,29	179,376	398,305	0,92259	1,78059	0,74436	86,3546	0,83491
-16	284,93	181,622	399,133	0,93129	1,77711	0,74786	80,4103	0,83765
-14	306,78	183,878	399,951	0,93997	1,77371	0,75143	74,9572	0,84043
-12	329,89	186,147	400,759	0,94862	1,77039	0,75506	69,9478	0,84324
-10	354,30	188,426	401,555	0,95725	1,76713	0,75876	65,3399	0,84610
-9	367,01	189,571	401,949	0,96585	1,76553	0,76063	63,1746	0,84901
-8	380,06	190,718	402,341	0,96585	1,76394	0,76253	61,0958	0,85193
-7	393,47	191,868	402,729	0,97014	1,76237	0,76444	59,0996	0,85486
-6	407,23	193,021	403,114	0,97442	1,76082	0,76636	57,1820	0,85781
-5	421,35	194,176	403,496	0,97870	1,75928	0,76831	55,3394	0,86077
-4	435,84	195,335	403,876	0,98297	1,75775	0,77028	53,5682	0,86374
-3	450,70	196,497	404,252	0,98724	1,75624	0,77226	51,8653	0,86671
-2	465,94	197,662	404,626	0,99150	1,75475	0,77427	50,2274	0,86969
-1	481,57	198,828	404,994	0,99575	1,75326	0,77629	48,6517	0,87268
0	497,59	200,000	405,361	1,00000	1,75179	0,77834	47,1354	0,87568
1	514,01	201,174	405,724	1,00424	1,75034	0,78041	45,6757	0,87868
2	530,83	202,351	406,084	1,00848	1,74889	0,78249	44,2702	0,88168
3	548,06	203,530	406,440	1,01271	1,74746	0,78460	42,9166	0,88468
4	565,71	204,713	406,793	1,01694	1,74604	0,78673	41,6124	0,88768
5	583,78	205,999	407,143	1,02116	1,74463	0,78889	40,3556	0,89068
6	602,28	207,089	407,489	1,02537	1,74324	0,79107	39,1441	0,89368
7	621,22	208,281	407,831	1,02958	1,74185	0,79327	37,9759	0,89668
8	640,59	209,477	408,169	1,03379	1,74047	0,79547	36,8493	0,89968
9	660,42	210,675	408,509	1,03799	1,73911	0,79775	35,7624	0,90268
10	680,70	211,877	408,835	1,04218	1,73775	0,80002	34,7136	0,90568
11	701,44	213,083	409,162	1,04637	1,73640	0,80232	33,7013	0,90868
12	722,65	214,291	409,485	1,05056	1,73506	0,80465	32,7239	0,91168

6HAL2

Engine output
100-305 kW (122-414 PS)



Depending on the specifications or options that have been chosen, your model may differ slightly from the one in the photograph.

Specifications

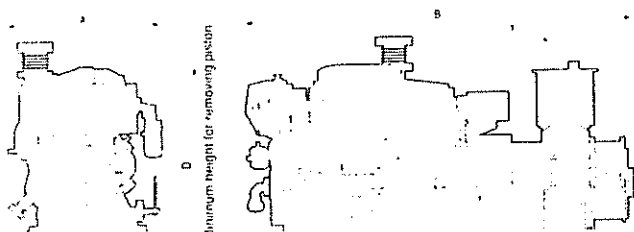
Engine model	6HAL2-N				6HAL2-TN				6HAL2-HTN		6HAL2-DTN	
Vertical water-cooled 4-cycle diesel engine												
Cylinders												
6												
Bore x stroke												
mm 130 x 165												
Displacement												
ℓ 13.14												
Nominal rated output												
kW (PS)												
90 (122) 115 (156) 135 (183) 120 (163) 150 (204) 180 (244) 160 (217) 220 (299) 265 (360) 200 (271) 255 (346) 305 (414)												
Speed												
rpm 1200 1500 1800 1200 1500 1800 1200 1500 1800 1200 1500 1800												
Effective pressure												
MPa (kgf/cm ²) 0.683 (6.96) 0.698 (7.12) 0.683 (6.96) 0.912 (9.30) 0.913 (9.31) 0.910 (9.28) 1.215 (12.39) 1.339 (13.65) 1.344 (13.70) 1.517 (15.47) 1.549 (15.80) 1.545 (15.75)												
Capacity												
kW 80 100 120 104 136 160 144 200 240 180 232 280												
Injection system												
Direct injection												
Starting system												
Electric starting (Air-motor starting is available.)												
Dimensions												
Overall length												
mm 1588.5												
Overall width												
mm 1033												
Overall height												
mm 1186 1252 1350												
Weight												
kg 1310 1325 1340 1350												

The engine dry weight may differ depending upon the specifications and attached accessories.

Dimensions

(Units: mm)

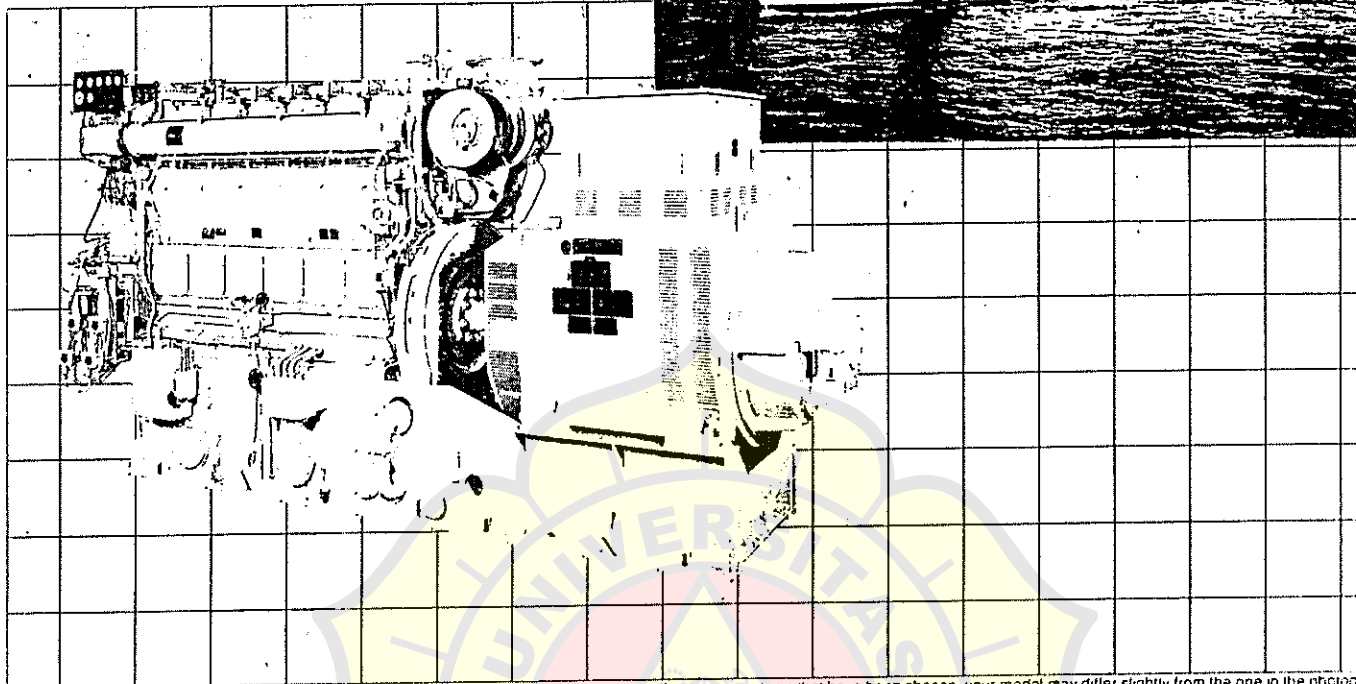
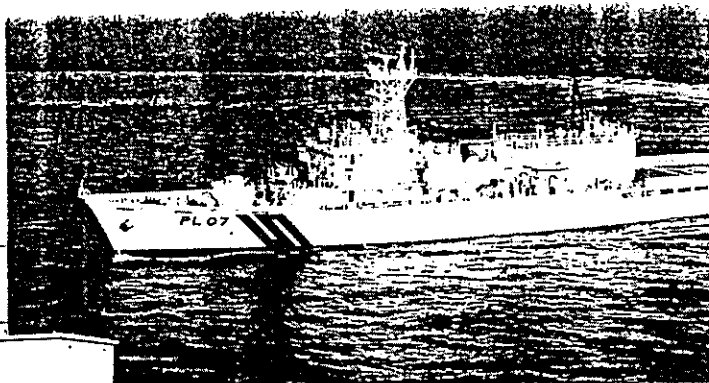
The dimensions and weights for the diesel engine generator sets are simply reference values. The values may differ for different generator manufacturers.



Engine model	6HAL2-N	6HAL2-TN	6HAL2-HTN	6HAL2-DTN
A	1033	1033	1033	1033
B	2388	2523	2624	2681
C	1065	1065	1240	1270
D	1220	1286	1316	1346
E	1203	1203	1233	1263
Dry weight of generator	2140	2220	2550	2600

M220L

Engine output
610-883 kW (830-1200 PS)



Depending on the specifications or options that have been chosen, your model may differ slightly from the one in the photos.

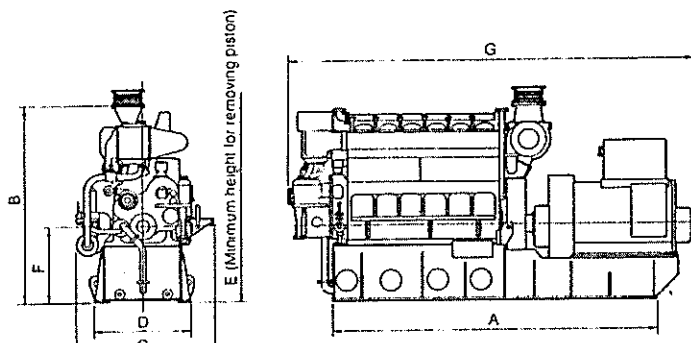
Specifications

Engine model	M220L-UN (-UX)	M220L-SN (-SX)	M220L-EN (-EX)	M220AL-UN	M220AL-SN	M220AL-EN
Type	Vertical water-cooled 4-cycle diesel engine					
No. of cylinders	6					
Cylinder bore × stroke	220 × 300 mm					
Total displacement	68.42 ℓ					
Continuous rated output	610 (830) kW (PS)	662 (900)	736 (1000)	736 (1000)	809 (1100)	883 (1200)
Engine speed	720 750 rpm	720 750	720 750	900	900	900
Net mean effective pressure	1.487 (15.16) MPa (kg/cm ²)	1.428 (14.56)	1.612 (16.44)	1.547 (15.78)	1.792 (18.27)	1.720 (17.54)
Generator capacity	560 kW	600	680	680	720	800
Combustion system	Direct injection					
Starting system	Compressed air					
External dimensions	Overall length	3165 mm	3204	3165	3211	3204
	Overall width	1162 mm	1162	1162	1162	1162
	Overall height	2070 mm	2143	2070	2143	2143
Dry weight	7200 kg					

The engine dry weight may differ depending upon the specifications and attached accessories.

Dimensions (Units: mm)

The dimensions and weights for the diesel engine generator sets are simply reference values. The values may differ for different generator manufacture.



Engine model	M220L-UN (-UX) M220L-SN (-SX)	M220L-EN (-EX)	M220AL-UN	M220AL-SN/ M220AL-EN
A	4150	4150	4150	4150
B	2396	2501	2396	2501
C	1725	1725	1725	1725
D	1180	1180	1180	1180
E	2715	2715	2715	2715
F	950	950	950	950
G	5200	5200	5200	5200
Dry weight of generating equipment (kg)	14000 ±1 (14100)	14300	13400	13600 ±2(14300)

The suction lift, or simply lift, is the loss of head required to overcome resistance in the suction line of the pumping plant; it is measured in mH_2O .

The useful power of a pump is the energy increment in the flow of liquid passing through the pump in unit time and is expressed in horsepower or kilowatts. Thus,

$$N_u = \frac{GH}{60 \times 60 \times 75} \text{ hp} = \frac{GH}{60 \times 60 \times 102} \text{ kW}$$

$$N_u = \frac{Q\gamma H}{60 \times 60 \times 75} \text{ hp} = \frac{Q\gamma H}{60 \times 60 \times 102} \text{ kW}$$

where H = the actual head created by the pump, mH_2O .

The mechanical efficiency, η_m , of a pump determines the loss in energy in its operation and enables the required power input N to be calculated:

$$N = \frac{N_u}{\eta_m} \text{ hp (kW)}.$$

1-3. Pump Classification According to Purpose and Principle of Operation

(A) PUMP CLASSIFICATION ACCORDING TO PURPOSE

In accordance with their purpose, shipboard pumps can be divided into three groups:

1. General service pumps whose function is to ensure the seaworthiness of the ship and to provide for the domestic needs of the crew and passengers, and also to maintain the necessary sanitary conditions on board.

2. Pumps of the shipboard systems, designed to serve the main and auxiliary systems, and to facilitate the maintenance of normal conditions for their operation.

3. Special-purpose pumps in tankers, trawlers, ice-breakers, life-saving ships and dredgers.

General service pumps include:

- (1) bilge pumps,
- (2) sanitary pumps,
- (3) fire pumps,
- (4) emergency pumps.

Bilge Pumps

Bilge pumps include ballast and drainage pumps.

Ballast Pumps. The purpose of these pumps is to take in liquid ballast from overboard, to fill the ballast tanks and peaks, to empty