

## BAB VII PENUTUP

- **Kesimpulan**

Dari perencanaan yang telah dilakukan terhadap kapal penumpang 5700 GT dengan ukuran kapal :

* Panjang antara garis tegak ( LPP )	: 92,00	m
* Lebar kapal ( B )	: 18,30	m
* Tinggi kapal ( H )	: 9,40	m
* Sarat air ( T )	: 4,3	m
* Koefisien blok ( Cb )	: 0,52	
* Kecepatan ( Vs )	: 18	Knot
* Kasifikasi	: BKI	
* Jarak pelayaran	: 4000	mil

Maka dapat diambil kesimpulan, sebagai berikut Besarnya Daya Continuous Rating ( MCR ) yang diperlukan agar kapal dapat mencapai kecepatan 18 knot adalah 4839,45 kW / 6575,355 HP.

Motor penggerak utama dipilih mesin diesel empat langkah dengan merk : Wartsila, Type 9 SW 28, daya 2420 kW dan putaran 750 rpm jumlah 2 set dan masing – masing dipasang di belakang kapal.

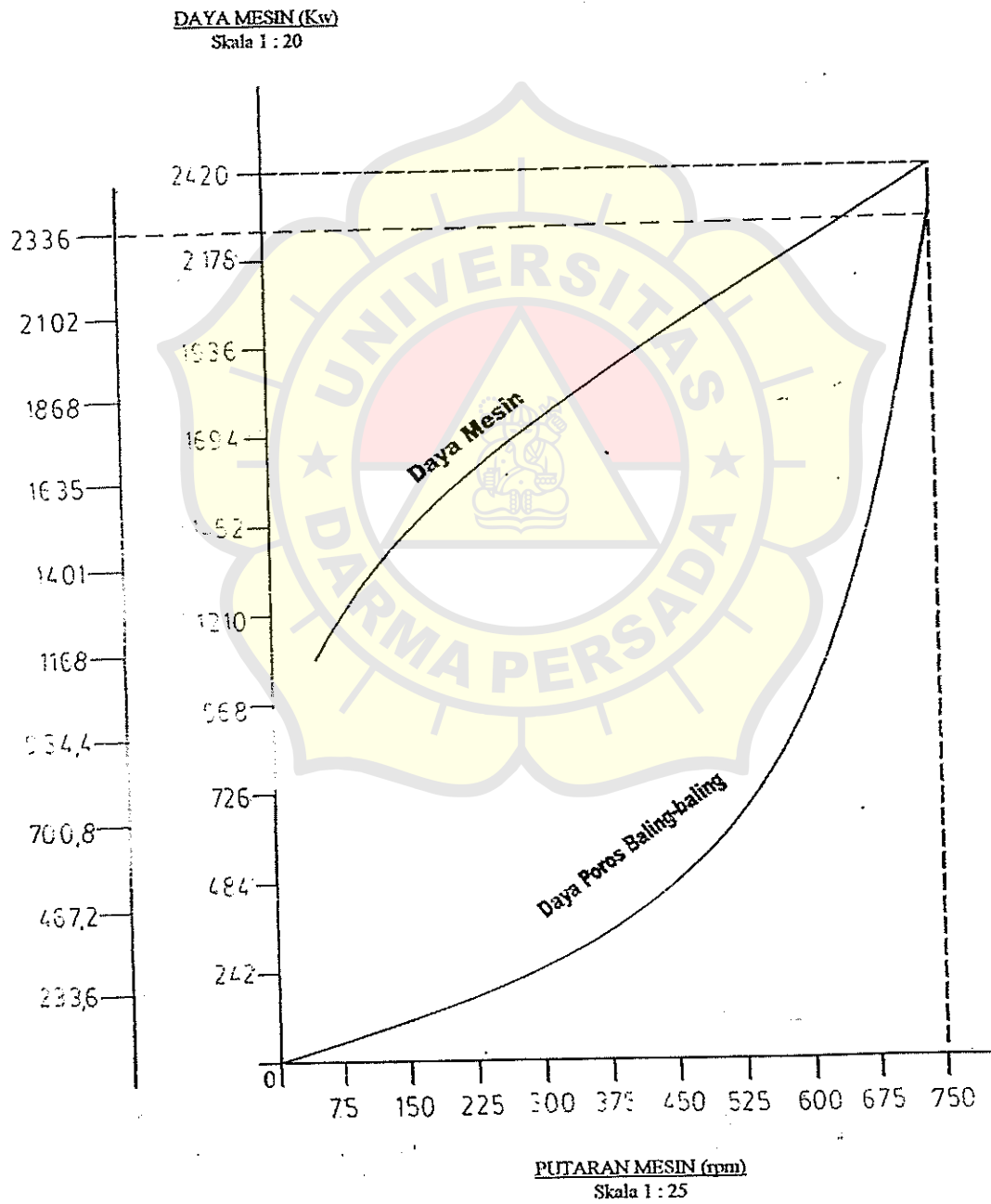
Permesinan geladak dihitung berdasarkan referensidari Biro Klasifikasi Indonesia ( BKI ), Marine Auxuliary Machinery System, Khetagurov dan Marine engineering Society in Japan, Machinery Out Fitting Design Manual Vol.1.

Didalam perencanaan kamar mesin, tidak terlepas dari asumsi – asumsi yang diberikan untuk mempermudah dalam perhitungan denagn tidak mengabaikan tanggung jawab secara teknis, ekonomis dan peraturan – peraturan yang ada, sehingga hasil perhitungan dapat mendakati keadaan yang sebenarnya.

## DAFTAR PUSTAKA

1. Biro Klasifikasi Indonesia, Rules for the clacification and construction of sea going steel ship, BKI Vol. II 1966
2. Biro Klasifikasi Indonesia, Rules for the clacification and construction of sea going steel ship, BKI Vol. III 1966
3. Harvald S.V Aa Tahanan dan Propulsi Kapal, Airlangga University Press, Edisi 1992
4. Khetagurov, M, Marine Auxiliary Machinery and System Peace Publisher Moscow
5. O'Brein T. P. The Design of Marine Screw Propeller, Hutchinson Scientific and Technical, 1968
6. Poehls. H, Lectures On Ship Design and Ship Theory, 1979
7. Stoecker.F.W, Refrigerasi dan Pengkondisian Udara, Erlangga, Edisi II, (Terjemahan Supratman Hara), 1994
8. Soekarsono, Sistem dan Perlengkapan Kapal
9. Tahara.H., Sularso, Pump and Compressor, PT.Pranadya Paramita, Cetakan ke-6, 1996

# KURVA DAYA MESIN DAN DAYA BALING-BALING



Model	No. of cylinders	Bore x stroke: mm	Cont. rating output: hp/rpm	Dry weight: kg	Dimensions L x W x H: mm
S165L-DN	6	165 x 210	330/1000, 420/1200	2900*	2214 x 1070 x 1581
S165L-UN	6	165 x 210	360/1000, 480/1200	2900*	2214 x 1070 x 1581
S165L-SN	6	165 x 210	420/1000, 540/1200	2900*	2214 x 1070 x 1581
S165L-EN	6	165 x 210	480/1000, 600/1200	2900*	2214 x 1070 x 1581
S185DL-UT	6	185 x 230	420/720, 420/750	5400	2687 x 1134 x 1749
S185DL-ST	6	185 x 230	480/720, 480/750	5400	2687 x 1134 x 1749
S185DL-ET	6	185 x 230	540/720, 540/750	5400	2687 x 1134 x 1749
S185L-UT	6	185 x 230	540/900, 540/1000	5400	2687 x 1134 x 1749
S185L-ST	6	185 x 230	600/900, 600/1000	5000	2687 x 1134 x 1749
S185L-ET	6	185 x 230	660/900, 660/1000	5000	2687 x 1134 x 1749
S185AL-UT	6	185 x 230	600/1200	5000	2687 x 1134 x 1749
S185AL-ST	6	185 x 230	660/1200	5000	2687 x 1134 x 1749
M200L-UN	6	200 x 260	600/720, 600/750	5800	2919 x 1120.5 x 1844
M200L-SN	6	200 x 260	660/720, 660/750	5800	2923 x 1120.5 x 1880
M200L-EN	6	200 x 260	750/720, 750/750	5800	2977 x 1120.5 x 1883
M200L-UN	6	200 x 260	720/900, 720/1000	5800	2919 x 1120.5 x 1844
M200AL-SN	6	200 x 260	830/900, 830/1000	5800	2977 x 1120.5 x 1883
M200AL-EN	6	200 x 260	900/900, 900/1000	5800	2977 x 1120.5 x 1833
M220L-UN	6	220 x 300	830/720, 830/750	7200	3165 x 1162 x 2070
M220L-SN	6	220 x 300	900/720, 900/750	7200	3165 x 1162 x 2070
M220L-EN	6	220 x 300	1000/720, 1000/750	7200	3204 x 1162 x 2143
M220AL-UN	6	220 x 300	1000/900, 1000/1000	7200	3165 x 1162 x 2070
M220AL-SN	6	220 x 300	1100/900, 1100/1000	7200	3211 x 1162 x 2143
M220AL-EN	6	220 x 300	1200/900, 1200/1000	7200	3204 x 1162 x 2143
T240L-UT	6	240 x 310	1000/720, 1000/750	8400	3381 x 1203 x 2244
T240L-ST	6	240 x 310	1100/720, 1100/750	8400	3381 x 1203 x 2244
T240L-ET	6	240 x 310	1200/720, 1200/750	8400	3381 x 1203 x 2244
T240AL-ST	6	240 x 310	1200/900	8400	3381 x 1203 x 2244
T240AL-ET	6	240 x 310	1300/900	8400	3381 x 1203 x 2244
T260L-ST	6	260 x 330	1300/720, 1300/750	9600	3711 x 1313 x 2388
T260L-ST	6	260 x 330	1400/720, 1400/750	9600	3711 x 1313 x 2388
T260L-ET	6	260 x 330	1500/720, 1500/750	9750	3891 x 1343 x 2447
Z280L-UT	6	280 x 360	1600/720, 1600/750	12400	3895 x 1540 x 2658
Z280L-ST	6	280 x 360	1800/720, 1800/750	12600	3895 x 1540 x 2658
Z280L-ET	6	280 x 360	2000/720, 2000/750	12600	3895 x 1540 x 2658
8Z280L-UT	8	280 x 360	2200/720, 2200/750	16200	4888 x 1575 x 2651
8Z280L-ST	8	280 x 360	2400/720, 2400/750	16400	4888 x 1575 x 2651
8Z280L-ET	8	280 x 360	2600/720, 2600/750	16400	4888 x 1575 x 2651
12T26L-ST	Vee 12	260 x 330	2600/720, 2600/750	18600	4266 x 2360 x 2726
12T26L-ST	Vee 12	260 x 330	2800/720, 2800/750	18600	4266 x 2360 x 2726
12T26L-ET	Vee 12	260 x 330	3000/720, 3000/750	19000	4404 x 2360 x 2805
12ZL-UT	Vee 12	280 x 340	3200/720, 3200/750	26000	5108 x 2730 x 2937
12ZL-ST	Vee 12	280 x 340	3600/720, 3600/750	26500	5108 x 2730 x 3005
16ZL-ST	Vee 16	280 x 340	4800/720, 4800/750	34000	6216 x 2894 x 3286

STANDART UKURAN SEKOCI BERMOTOR :

Tabel III

L	B	H	Kapasitas	Jumlah orang	Berat sekoci dari kayu	Berat sakoci 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	39	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	3,76	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	1,80	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	500	1355
6,00	6,18	2,00	0,80	5,8	11	825	80	700	1605

LAMPIRAN

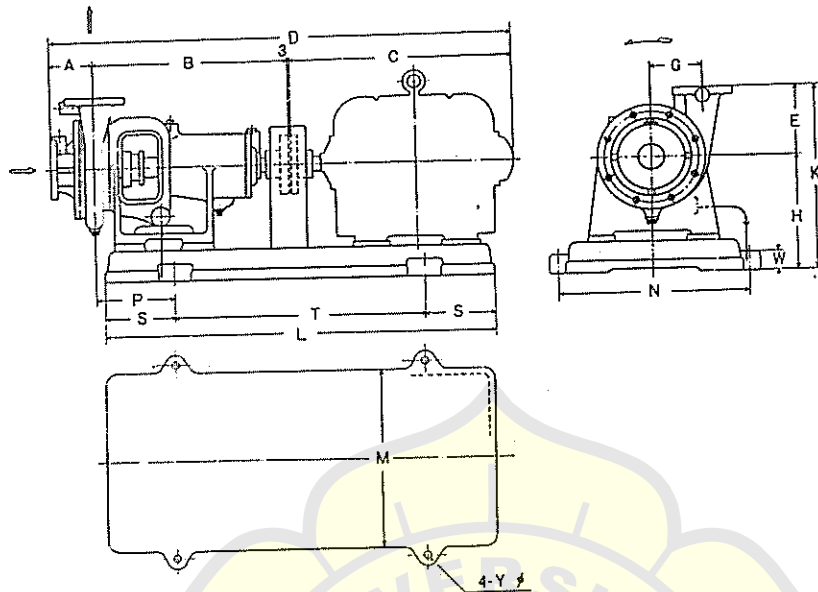
SKOCI

STANDART UKURAN SEKOCI OLEH BOT (BOARD OF TRADE) ENGLAND

Tabel II

L. B. H (m)	L. B. H (ft)	Kapasitas (K3)	Jumlah orang	berat sekoci (kg)	.Berat Orang (kg)	berat perlengkapan (kg)	Total berat (kg)
9,4 x 2,74 x 1 x 1,114	30 x 9 x 3,35	607	60	2205	4500	356	7061
8,84 x 2,74 x 1,10	29 x 8,75 x 3,63	545	54	1976	4050	356	6382
8,53 x 2,59 x 1,07	28 x 8,50 x 3,50	500	50	1924	3750	330	5894
8,23 x 2,51 x 1,04	27 x 8,25 x 3,40	454	45	1646	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	355	35	1326	2700	305	4331
7,31 x 2,29 x 0,91	24 x 7,50 x 3,00	324	22	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
5,10 x 2,06 x 0,79	20 x 6,75 x 2,60	210	21	762	1575	203	2542
5,79 x 1,98 x 0,76	19 x 6,50 x 2,50	162	18	650	1350	178	2178
5,49 x 1,90 x 0,73	18 x 6,25 x 2,40	152	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
4,99 x 1,75 x 0,70	16 x 5,75 x 2,30	127	12	475	900	127	1484

# DIMENSIONS



TYPE	MOTOR		NOMINAL BORE		DIMENSIONS (mm)																	WEIGHT (kg)	
	KW	rpm	SUC.	DEL.	A	B	C*	D*	E	G	H	K	L	M	N	P	S	T	W	Y	PUMP WITH BED		
																					FC CASING	BC CASING	
50MS-A	1.5	3600	50	50	95	400	297	795	150	105	230	380	760	290	320	150	125	510	25	15	102	105	
	2.2	"	"	"	"	"	325	823	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	
50MS-B	0.4	1800	"	"	"	"	207	705	160	120	230	390	760	290	320	150	125	510	25	15	107	110	
	0.75	"	"	"	"	"	248	746	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	
	1.5	"	"	"	"	"	297	795	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	
	3.7	3600	"	"	"	"	355	853	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	
65MS-F	5.5	"	"	"	"	"	414	912	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	
	2.2	3600	65	65	105	400	325	833	160	105	230	390	760	290	320	150	125	510	25	15	132	136	
	3.7	"	"	"	"	"	355	863	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	
65MS-G	5.5	"	"	"	"	"	414	922	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	
	1.5	1800	65	65	105	490	297	895	170	120	310	480	930	360	390	182	140	650	40	15	174	180	
	2.2	"	"	"	"	"	325	923	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	
	5.5	3600	"	"	"	"	414	1012	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	
100MS-B	7.5	3600	100	100	130	490	452	1081	180	125	320	500	1060	360	390	167	160	740	40	19	210	216	
	11	"	"	"	"	"	556	1185	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	
	15-18.5	"	"	"	"	"	600	1229	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	
100MS-C	3.7	1800	100	100	130	488	355	976	220	160	310	530	850	330	360	175	140	570	40	15	199	205	
	5.5	"	"	"	"	"	414	1035	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	
	7.5	"	"	"	"	"	452	1073	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	
125MS-A	15-18.5	3600	125	125	150	493	600	1246	220	150	320	540	1080	400	430	170	160	760	40	19	240	247	
	22	"	"	"	"	"	625	1271	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	
125MS-B	25-30	"	"	"	"	"	663	1309	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	
	7.5	1800	125	125	150	493	452	1096	250	195	320	570	1060	360	390	170	160	740	40	19	245	246	
	11	"	"	"	"	"	556	1202	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	
	15	"	"	"	"	"	600	1246	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	

Note: Asterisked dimensions vary somewhat with driver.



## TEIKOKU MACHINERY WORKS, LTD.

HEAD OFFICE

3-15, UTA-IMA 2-CHOME, NISHIYODOGAWA-KU, OSAKA 555, JAPAN

PHONE: 06-471-2155 ~ 9

CABLE: TEIKOKUPUMP OSAKA TELEX: 5245432 TK PUMP J

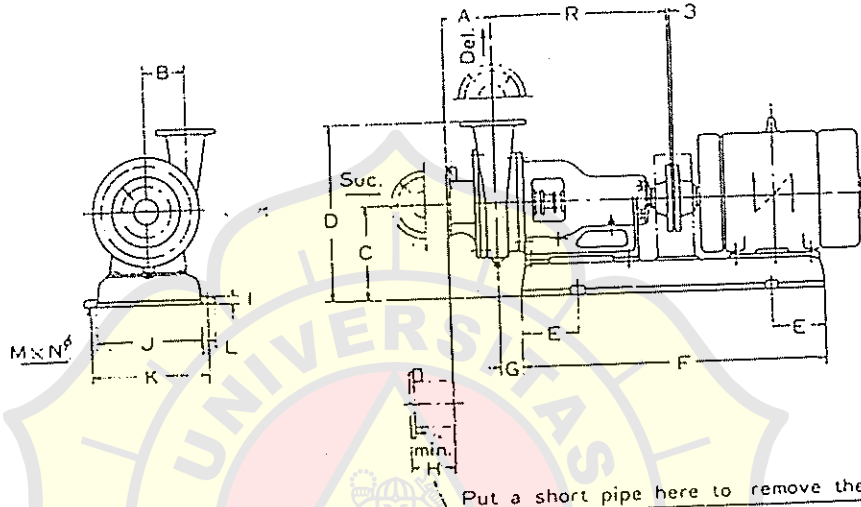
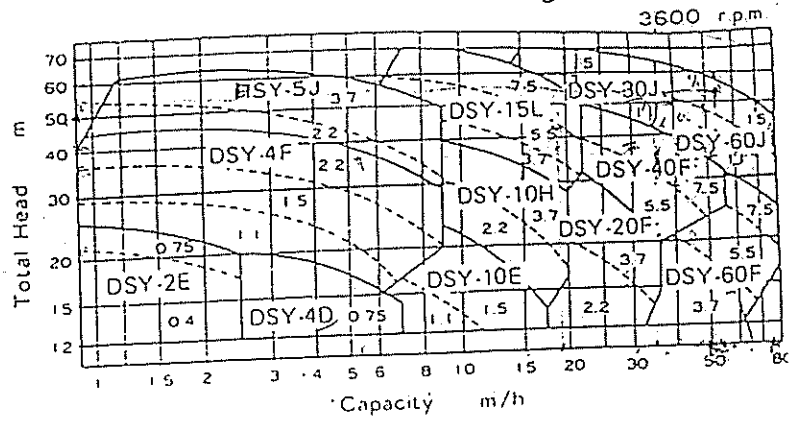
TOKYO OFFICE

7-8 AKASAKA 2-CHOME, MINATO-KU, TOKYO 107, JAPAN

PHONE: 03-583-1232, 3301

NAGASAKI OFFICE

# DSY Type

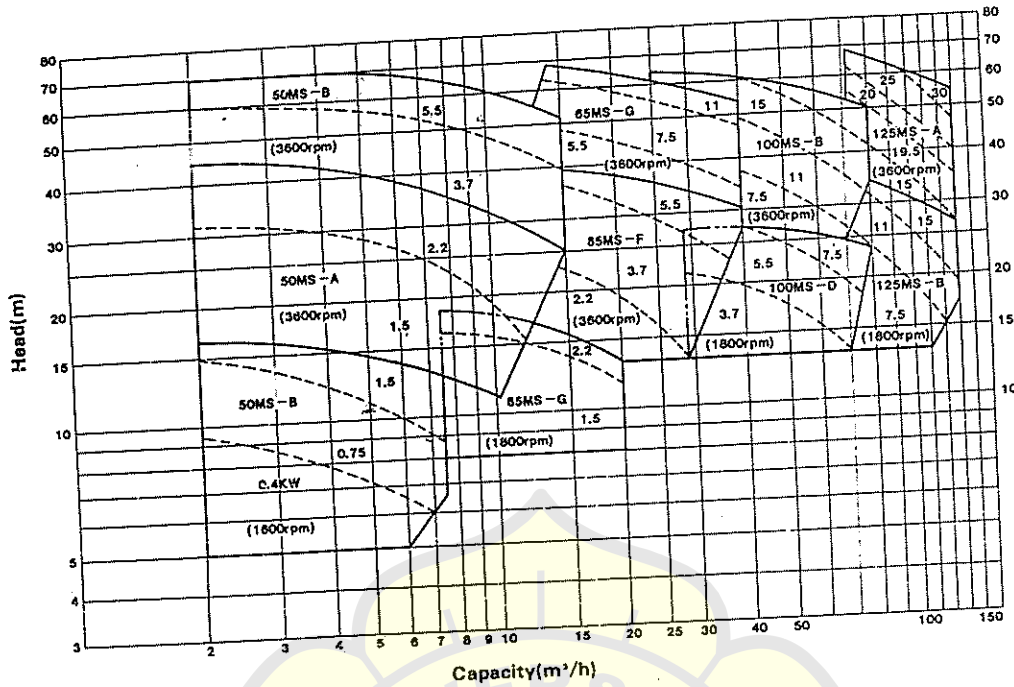


Dimensions—mm

Type	Motor (kw)	Core		A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	R	Pump Weight (kg)
		Suc.	Del.																
DSY-2E	0.75	32	32	88	73	165	315	100	550	35	100	25	200	240	23	4	15	350	45
DSY-4D	0.75	32	32	90	65	172	290	100	550	35	100	25	200	240	23	4	15	350	50
DSY-4F	1.5	32	32	96	92	165	315	100	600	30	100	25	200	240	23	4	15	350	50
	2.2			96	92	175	325	100	620	35	100	25	240	280	23	4	15	350	60
DSY-5J	2.2	32	32	94	95	182	325	100	620	35	100	25	240	280	23	4	15	350	60
	3.7			94	95	197	340	100	650	30	100	25	260	300	23	4	15	350	60
DSY-10E	1.5	50	50	96	75	165	295	100	600	30	100	25	200	240	23	4	15	350	55
	2.2			96	96	175	325	100	620	35	100	25	240	280	23	4	15	350	55
DSY-10H	3.7	50	50	96	96	190	340	100	650	30	100	25	260	300	23	4	15	370	80
	5.5			110	120	190	390	125	700	28	100	25	300	340	23	4	15	370	80
DSY-15L	5.5	50	50	110	120	210	410	125	700	28	100	25	300	340	23	4	15	370	80
DSY-20F	2.2	65	65	105	95	175	315	100	620	35	100	25	240	280	23	4	15	350	75
	3.7			105	95	190	330	100	650	30	100	25	260	300	23	4	15	370	125
DSY-40F	5.5	100	100	118	105	202	420	125	700	28	100	25	300	340	23	4	15	370	125
	7.5			118	105	202	420	150	750	28	100	25	300	340	23	4	15	425	110
DSY-30J	11	65	65	120	120	249	445	175	860	35	100	25	360	400	23	4	15	425	110
	15			120	120	249	445	175	900	35	100	25	360	400	23	4	15	425	160
DSY-60F	3.7	100	100	122	115	210	390	120	700	35	100	25	300	340	23	4	15	425	160
	5.5			122	115	210	390	150	750	30	100	25	300	340	23	4	15	425	160
DSY-60J	7.5	100	100	122	115	210	390	150	780	35	100	25	300	340	23	4	15	425	110
	11			120	120	235	445	175	860	35	100	25	360	400	23	4	15	425	110
DSY-60J	15	100	100	120	120	235	445	175	900	35	100	25	360	400	23	4	15	425	110



# PERFORMANCE CHART



## EXPLANATION ON PERFORMANCE CHART

In selecting the size of a pump pattern, if the required specified point of Q-H falls just on the boundary line in the performance chart, please select the small size of nominal bore of the pattern from the adjoining ones.

The numerals entered between diagonal dotted lines in the performance chart show the required capacity of the driver in KW. The driver with this capacity will never be overloaded at any point on the Q-H curve developed by the pump at the rated speed.

Ex. In case, the specified capacity, total head and speed are 30 m³/h, 15 m and 3,450 rpm, respectively.  
 Select 50 MS-B from between the adjoining patterns of 50 MS-B and 65MS-F. capacity of driver, 3.7 KW.

## SELF PRIMING DEVICE

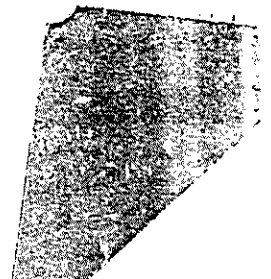
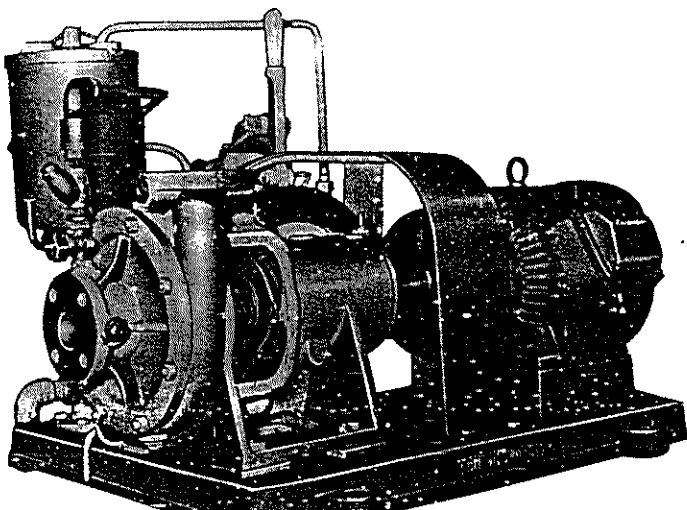
The pump can be supplied, if required, with automatic priming equipment including its necessary accessories such as sealing water tank, non-return valve, float valve and piping.

The feature of this automatic priming system is as follows:-

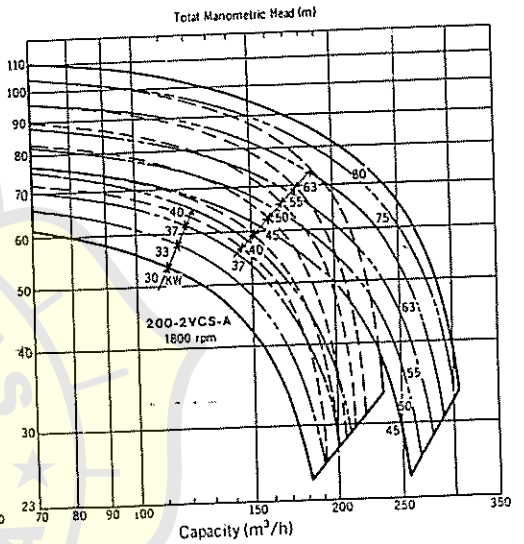
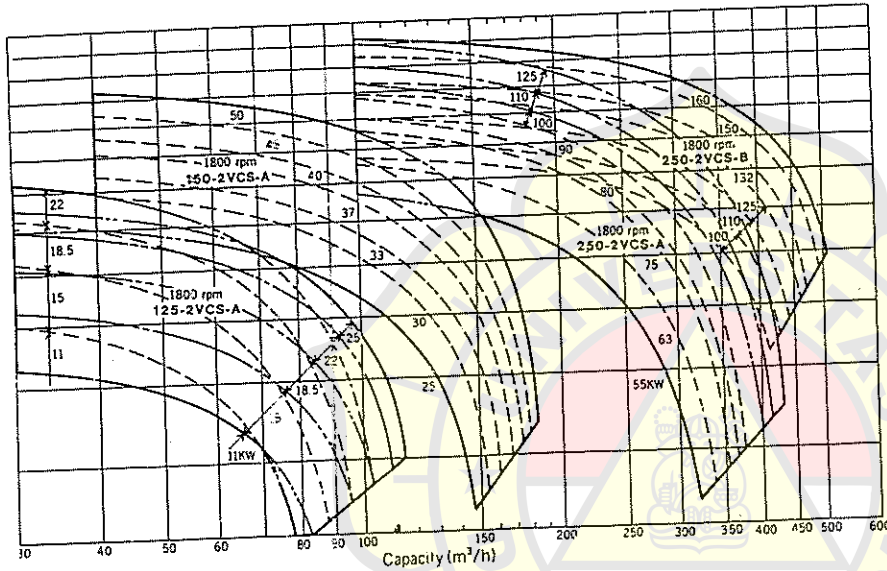
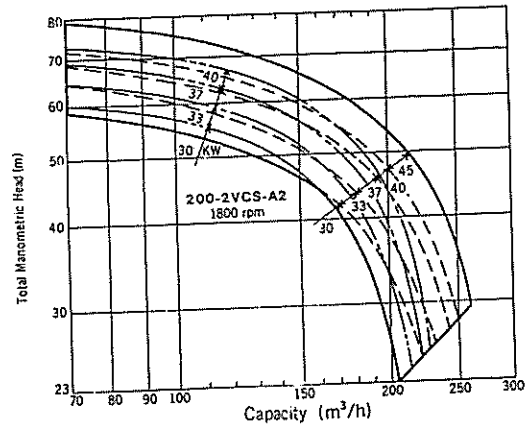
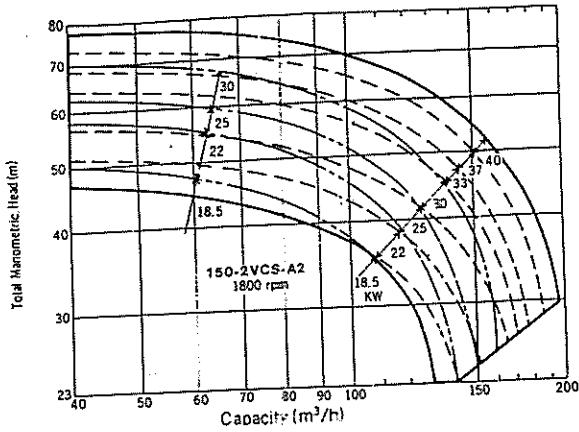
The primer is driven from the main pump shaft through combination coupling and friction pulley. The engagement and disengagement of the pulley are controlled automatically by means of a mechanism which is subjected to the discharge pressure developed by the main pump.

The primer ceases operation automatically on the accomplishment of the priming of the main pump and remains idle during the main pump is in service.

If the air breaks into the main pump for some reason resulting in going down of the discharge pressure developed by the main pump, the primer begins to work automatically and the cycle recommences.



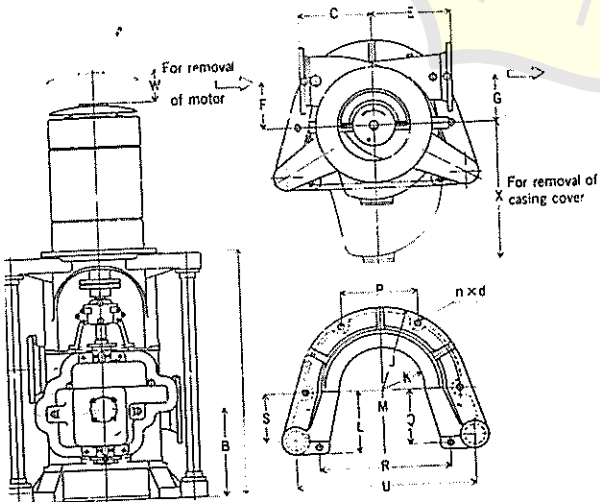
# PERFORMANCE CHART



In selecting the size of pump pattern, if the required specified point of Q-H falls just on the boundary lines in the performance chart, please select the smaller size of the nominal bore of the pattern from the adjoining ones.

Dotted and chain lines show the limit of the required motor output, and additionally the tendency of the characteristic Q-H curves of the pump. If the specified point of Q-H falls on one of these lines, the numeral entered (in kw) just below that line shall be taken as the rated motor output.

Further, the applicable impellers will be different depending upon the variation in combination of required Q and H, such as 2 or 3 points are specified for instance. Accordingly, the characteristic curves will become different as shown in dotted or chain lines in the figures.



TYPE	MOTOR		NOMINAL BORE		DIMENSIONS (mm)																WEIGHT (kg) PUMP						
	KW	rpm	SUC.	DEL.	A	B	C	E	F	G	H	J	K	L	M	P	Q	R	S	T	U	n x d	W	X	FC CASING	BC CASING	
125-2VCS-A	11 - 25	1800	125	125	538	370	320	320	180	180	1117	340	190	280	630	315	255	470	220	30	650	6x23	140	570	602	612	
150-2VCS-A	18.5-50		150	150	556	366	350	300	220	230	1109	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	705	720
200-2VCS-A	30 - 80		200	200	638	417	"	370	"	220	1191	400	205	340	740	370	310	560	270	34	780	6x27	"	620	720	902	907
250-2VCS-A	55-125		250	250	730	465	400	430	245	245	1298	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	720	902	907
200-2VCS-B	30-80	1800	200	200	638	417	"	370	"	1191	400	205	340	740	370	310	560	270	34	780	6x27	"	620	720	902	907	
250-2VCS-B	55-125		250	250	730	465	"	"	"	"	1354	450	250	440	840	420	410	630	355	"	930	8x27	176	850	965	975	



# STORK®

Technical data

Type	SP 120-N*	SP 155-N**	SP 204**	SP 304***
Capacity [m³/h]	1250	1650	2100	2800
Max. allowable delivery head [m]	40	40	40	50
Motor power [kW]	0.25	0.25	0.37	0.55
H = 40 m				0.55
H = 50 m				
Number of piston strokes/min	300	300	390	290
Cylinder bore in mm	45	45	45	60
Suction	1"	1"	1"	1 1/4"
Discharge	3/4"	3/4"	3/4"	1"

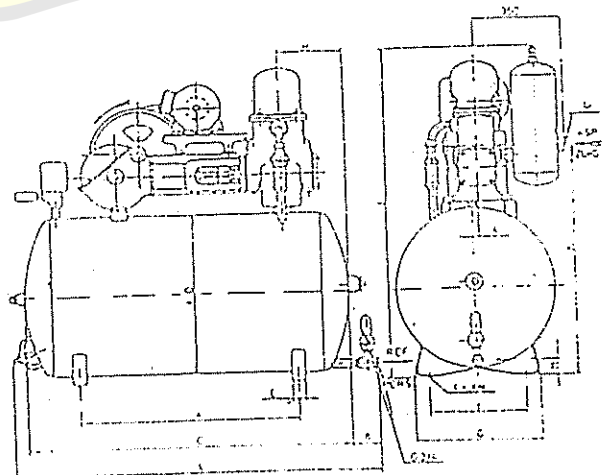
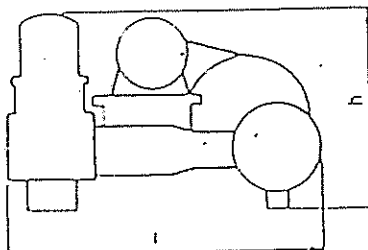
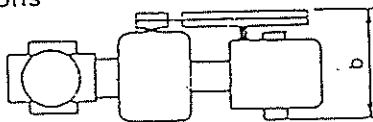
- \* with 3-phase, 1-phase or DC-motor
- \*\* with 3-phase or 1-phase motor
- \*\*\* with 3-phase motor

Product range

Pumptype	vessel size (liter)		
	horizontal	vertical	vertical
hydrophore group			
SP 120-N	75 - 200		
SP 155-N	200		
SP 204	200		
SP 304	200		
assembly kit			
SP 120-N		200	
SP 155-N		200	
SP 204		200	300
SP 304		200	300

\* standard vessel with automatic air cushion supply

Dimensions



Type	Hydrophore group															wght pump				wght
	A	B	C	D	E	G	H	I	J	K	L	M	N	O	kg	kg	kg	kg		
SP 120-N 75l	630	95	822	350	30	350	40	270	845	620	970	95			57	495	495	235	30	
SP 120-N 200l	630	95	822	350	30	350	40	270	1010	765		220			75	495	495	235	20	
SP 155-N 200l	830	80	1140	500	40	395	60	295	1035	810	1270	215	11	G1"	75	545	480	235	35	
SP 204															75	545	480	235	5	

POMPA-POMPA

np 2	Pump capacity	Pressure p in bar (rotational speed n = 1,450 rpm)										Displace ment cm <sup>3</sup> /rev	
		2	4	6	8	10	12	14	16	20	25		
2/2	lit/min	3.40	2.19	2.99	2.70	2.50							2
	NkW	0.10	0.10	0.10	0.12	0.13							
	kW	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25							
2/3	lit/min	4.32	4.06	3.87	3.67	3.40							3
	NkW	0.10	0.0	0.12	0.15	0.17							
	kW	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25							
2/4	lit/min	5.32	5.12	4.93	4.64	4.45	4.16	3.96	3.77				4
	NkW	0.10	0.13	0.16	0.18	0.21	0.24	0.26	0.29				
	kW	0.25	0.25	0.25	0.25	0.37	0.37	0.37	0.37				
2/5	lit/min	7.44	6.96	6.67	6.28	6.09	5.70	5.41	5.12	4.74			5
	NkW	0.12	0.15	0.16	0.21	0.24	0.28	0.31	0.34	0.40			
	kW	0.25	0.25	0.25	0.37	0.37	0.47	0.55	0.55	0.55			
2/6	lit/min	9.38	8.89	8.51	8.12	7.83	7.44	7.06	6.67	5.99			6
	NkW	0.13	0.17	0.21	0.25	0.29	0.32	0.36	0.40	0.47			
	kW	0.25	0.25	0.37	0.37	0.37	0.55	0.55	0.55	0.75			
2/8	lit/min	11.70	11.21	10.63	10.15	9.67	9.18	8.69	8.31	7.35	6.28		6
	NkW	0.15	0.19	0.24	0.29	0.33	0.37	0.42	0.45	0.54	0.65		
	kW	0.25	0.25	0.37	0.37	0.55	0.55	0.55	0.55	0.75	1.1		
2/10	lit/min	15.47	14.99	14.50	14.11	13.73	13.34	12.95	12.47	11.60	10.63		10
	NkW	0.18	0.23	0.28	0.33	0.38	0.42	0.46	0.51	0.61	0.72		
	kW	0.25	0.37	0.37	0.55	0.55	0.55	0.75	0.75	0.75	1.1		
2/13	lit/min	19.53	18.85	18.27	17.59	17.11	16.53	16.05	15.56	14.60	13.44		13
	NkW	0.21	0.26	0.32	0.37	0.42	0.47	0.53	0.58	0.69	0.82		
	kW	0.37	0.37	0.55	0.55	0.55	0.75	0.75	0.75	1.1	1.1		
2/16	lit/min	24.75	23.97	23.19	22.72	22.14	21.46	20.00	20.20	19.14	17.40		16
	NkW	0.24	0.31	0.38	0.45	0.52	0.60	0.67	0.74	0.89	1.07		
	kW	0.37	0.37	0.37	0.55	0.55	0.75	1.1	1.1	1.1	1.5		
2/20	lit/min	29.77	28.90	28.03	27.16	26.39	25.62	24.84	23.97	22.43	20.69		20
	NkW	0.26	0.35	0.44	0.53	0.63	0.72	0.82	0.92	1.11	1.35		
	kW	0.37	0.55	0.55	0.75	0.75	1.1	1.1	1.1	1.5	2.2		
3/25	lit/min	38.3	37.5	37.5	37.1	36.7	36.4	36.0	35.6	34.8	33.0		25
	NkW	0.46	0.69	0.73	0.88	1.00	1.14	1.28	1.42	1.69	2.03		
	kW	0.75	0.75	1.1	1.1	1.5	1.5	2.2	2.2	2.2	3		
3/32	lit/min	51.5	50.8	50.3	49.9	49.5	48.9	48.5	48.0	47.2	45.9		32
	NkW	0.60	0.77	0.95	1.12	1.29	1.45	1.67	1.80	2.17	2.57		
	kW	0.75	1.1	1.5	1.5	2.2	2.2	2.2	2.2	3	4		
3/40	lit/min	61.9	61.4	60.9	60.2	59.6	59.0	58.5	57.8	56.7	55.4		40
	NkW	0.62	0.81	1.00	1.20	1.40	1.60	1.80	2.01	2.42	2.90		
	kW	0.75	1.1	1.5	1.5	2.2	2.2	2.2	3	3	4		
3/50	lit/min	73.7	72.7	72.0	71.1	70.2	69.4	68.6	67.6	65.7	63.8		50
	NkW	0.77	0.98	1.23	1.47	1.74	1.95	2.22	2.46	2.95	3.58		
	kW	1.1	1.5	1.5	2.2	2.2	3	3	3	4	5.5		
4/63	lit/min	92.3	91.3	90.9	90.4	89.4	88.9	88.0	87.5	86.0	84.1		63
	NkW	1.06	1.34	1.64	1.93	2.24	2.51	2.80	3.14	3.77	4.54		
	kW	1.5	2.2	2.2	3	3	3	4	4	5.5	5.5		
4/80	lit/min	110	109	108	107	106	105	104	103	101	99		80
	NkW	1.14	1.50	1.87	2.21	2.58	2.97	3.24	3.57	4.32	5.18		
	kW	1.5	2.2	3	3	4	4	4	5.5	5.5	7.5		
4/90	lit/min	129	127	126	124	123	121	120	118	116	114		90
	NkW	1.16	1.51	2.04	2.45	2.83	3.40	3.72	4.09	5.02	6.09		
	kW	1.5	2.2	3	3	4	5.5	5.5	5.5	7.5	7.5		
4/112	lit/min	149	145	144	142	140	139	137	135	132	128		112
	NkW	1.21	1.72	2.24	2.70	3.35	3.67	4.20	4.67	5.60	7.05		
	kW	1.5	2.2	3	4	5.5	5.5	7.5	7.5	11	11		
6/120	lit/min	176	175	174	173	171	170	169	168	165	161		120
	NkW	1.59	2.17	2.75	3.33	3.95	4.3	5.12	5.73	7.05	8.71		
	kW	2.2	3	4	5.5	5.5	7.5	7.5	11	11	15		
6/132	lit/min	193	192	191	189	188	187	186	185	183	181		132
	NkW	1.79	2.48	3.19	3.91	4.59	5.32	5.99	6.72	8.12	10.1		
	kW	2.2	3	4	5.5	5.5	7.5	7.5	11	11	15		
6/160	lit/min	229	228	227	225	224	223	222	221	219	219		160
	NkW	1.99	2.80	3.67	4.49	5.32	6.19	7.01	7.83	9.52	11.8		
	kW	2.2	3	4	5.5	5.5	7.5	7.5	11	11	15		
6/180	lit/min	262	262	261	259	258	256	255	254	252	252		180
	NkW	2.17	3.19	4.17	5.17	6.14	7.15	8.12	9.07	11.12	13.8		
	kW	3	4	5.5	7.5	7.5	11	11	11	15	15		

Design Features

Gear pumps of the SF series are particularly suitable for media which do not contain solids have the least some minimal lubricity and are chemically compatible.

In standard design SF pump models the sense of rotation is clockwise. It can be changed, however, simply turning the end cover plate by 180°, even subsequently. At the same time, the direction of delivery flow will be changed.

The cover end plate may be replaced by a pressure relief valve.

Provided the flow cross-section is large enough, such valves may be used as safety valves for short-time circulation of the entire throughput within the pump.

Mounting flange and shaft end are designed to allow, in addition to direct attachment of pumps, many assembly variants in system or group configuration.

Optimum gear tooth forming and engagement with minimum shape tolerances of pinions and gearwheels ensure extremely quiet running. Thanks to the use of gearwheels with twelve teeth, delivery flow pulsation is greatly reduced, a significant contribution to noise abatement.

The shaft journals run in composite bearing bushes (Teflon-coated and steel-backed lead-bronze bearings) will endure heavy continuous duty and guarantee long service life.

To take up radial and axial forces pumps of all sizes can be supplied with an antifriction bearing at the driver end.

The standard pump models are designed for rotational speeds of max. 3,000 rpm at a pressure of 25 bar. The maximum permissible rotational speed depends on the viscosity or lubricity of the pumped medium.

In addition to the standard-design pump models a great variety of special-design pumps can be made available.

1. The maximum permissible rotational speed depends on the viscosity or lubricity of the pumped medium.

2. On the cover end plate (120°) additional ports are available.

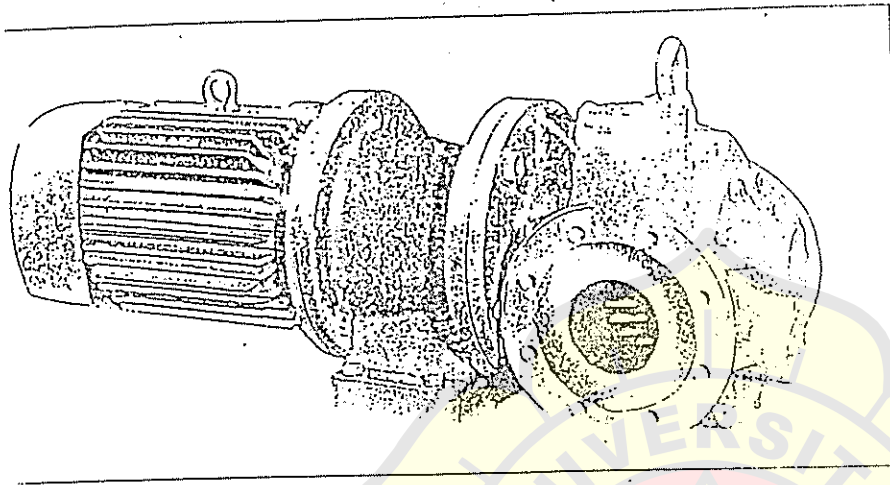
3. The pump capacity (lit/min) is related to 1,450 rpm. It will be reduced as a function of the rated speed of the motor.

4. Variation of delivery rate (lit/min) is 5%.

5. The pump capacity will also be reduced at a pressure below 50 bar.

# POMPA-POMPA

## Design Features



Gear pumps of the TF series are suitable to pump all media having at least some minimal lubricity but not containing solids.

The sense of rotation in TF pump models is normally clockwise, as seen from the pump shaft. The pumps can be supplied upon request with counter-clockwise rotation or for clockwise and counter-clockwise rotation with alternating direction of delivery flow.

For unchanging delivery flow direction with alternating sense of rotation pumps with reserve valves can be made available.

The nominal bores of suction and pressure ports are dimensioned so that with the standard number of revolutions per minute oil speeds of approx. 1.5 m/sec will be attained.

All pumps can be supplied to special order with pressure relief valve within the pump body. Owing to large enough flow cross-sections, such valves are suitable as safety valves with only slight pressure rise for short-time circulation of the entire throughput within the pump.

The pumps operate in any angular position between motor drive from the top and from below. Base mounting or flange mounting allow, in addition to direct attachment of the pumps, a assembly variants is system or group configurations.

To take up radial and axial forces the pumps can be supplied with an antifriction bearing at the driving end.

The standard pump models are designed for rotational speeds of max. 2,000 rpm at a pressure of 25 bar. The maximum permissible rotational speed depends on the viscosity or lubricity of the pumped medium. In case of poor lubricity of your pumping medium please contact our engineering department.

In addition to our line of standard pump models a great variety of special-design pumps can be made available.

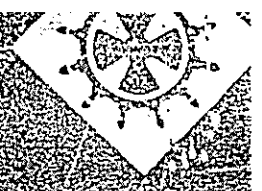
1 kW = nominal power requirement of the pump at a related to a viscosity of 50 to 150 mm<sup>2</sup>/sec (250 cSt)

\* During order required (20 bar and 1000 cm<sup>3</sup>/U included)

The pump capacity (lit/min) is related to 1450 rpm. It will be reduced as a function of the rated speed of the motor.

Variation of delivery output ± 5 %  
The pump capacity will also be reduced at a viscosity below 50 mm<sup>2</sup>/sec.

Pump capacity	Pressure p in bar rotational speed n = 1450 rpm										Displacement cm <sup>3</sup> /U
	2	4	6	8	10	12	14	16	20	25	
lit/min	111	103	107	105	105	104	102	109	97	93	60
HKW	1.15	1.5	1.9	2.3	2.6	3.0	3.3	5.6	4.4	5.5	
kW	1.5	2.2	3	3	4	4	4	5.5	5.5	7.5	
lit/min	154	152	150	148	146	144	142	149	135	129	100
HKW	1.4	1.9	2.4	2.9	3.5	4.0	4.5	5.0	6.0	7.5	
kW	2.2	3	3	4	5.5	5.5	5.5	7.5	7.5	11	
lit/min	193	191	183	186	184	181	178	174	169	160	135
HKW	1.8	2.5	3.2	4.0	4.6	5.4	6.0	6.8	8.2	10.2	
kW	2.2	3	4	5.5	5.5	7.5	7.5	11	11	15	
lit/min	261	259	255	253	250	248	245	242	236	230	162
HKW	2.2	2.2	4.2	5.2	6.2	7.2	8.2	9.2	11.2	13.7	
kW	3	4	5.5	7.5	7.5	11	11	15	15	18.5	
lit/min	357	352	350	348	346	343	340	338	332	324	250
HKW	3.3	4.7	6.0	7.4	8.8	10.2	11.3	12.7	15.4	16.7	
kW	5.5	7.5	7.5	11	11	15	15	15	18.5	22	
lit/min	435	432	428	423	418	411	406	401	387		304
HKW	4.0	5.7	7.4	9.0	10.7	12.4	13.7	15.4	16.7		
kW	5.5	7.5	7.5	11	15	15	18.5	18.5	22		
lit/min	522	513	510	503	495	488	481	474	459		354
HKW	4.8	5.3	8.6	10.8	12.8	14.8	16.4	18.4	22.5		
kW	7.5	11	11	15	15	18.5	18.5	22	30		
lit/min	619	611	602	594	586	580	570	561			430
HKW	5.8	8.1	10.4	12.8	15.2	17.5	19.4	21.6			
kW	7.5	11	15	15	18.5	22	30	30			
lit/min	715	704	694	677	667	657	647	640			500
HKW	6.6	9.25	12.1	14.9	17.6	20.4	22.6	25.3			
kW	11	11	15	18.5	22	30	30	30			
lit/min	835	825	815	800	785	770					591
HKW	7.7	10.9	14.1	17.3	20.5	23.8					
kW	11	15	18.5	22	30	30					
lit/min	965	955	945	930	915	900					695
HKW	8.8	12.5	16.2	19.8	23.5	27.1					
kW	11	15	22	30	30	37					
lit/min	1075	1055	1035	1015	995	970					750
HKW	9.9	14.0	18.2	22.3	26.4	30.6					
kW	15	18.5	22	30	37	37					
lit/min	1258	1239	1218	1198	1178						875
HKW	11.6	15.4	21.2	26.0	30.8						
kW	15	22	30	37	37						
lit/min	1440	1420	1400	1380	1360						1000
HKW	13.2	18.7	24.2	29.7	35.2						
kW	18.5	22	30	37	45						



## Ankerwinde Windlass

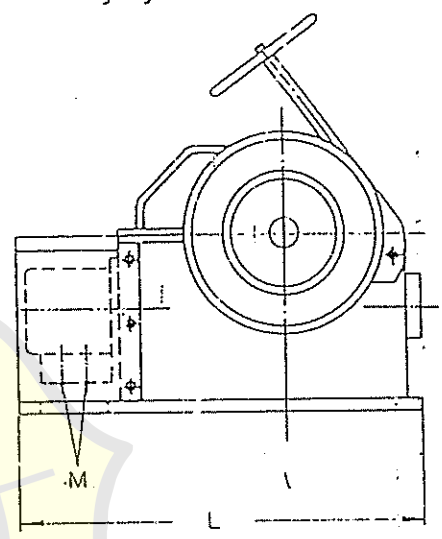
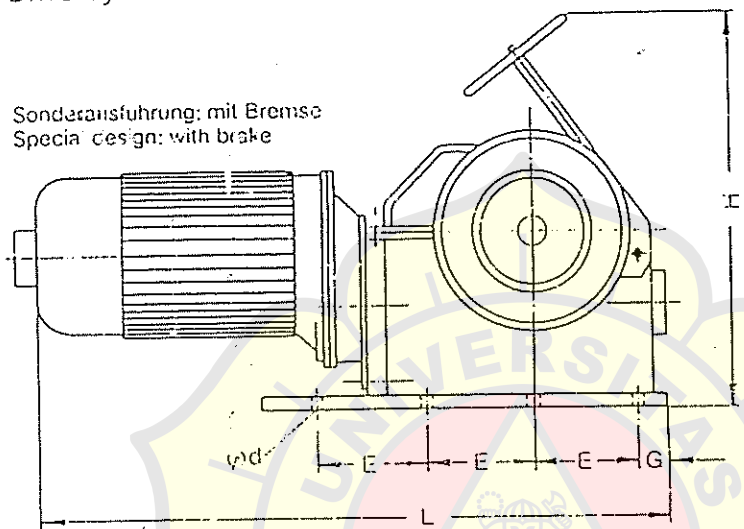
Blatt-N

HP-00

Type .... E  
Antrieb durch Elektromotor  
Drive by electric motor

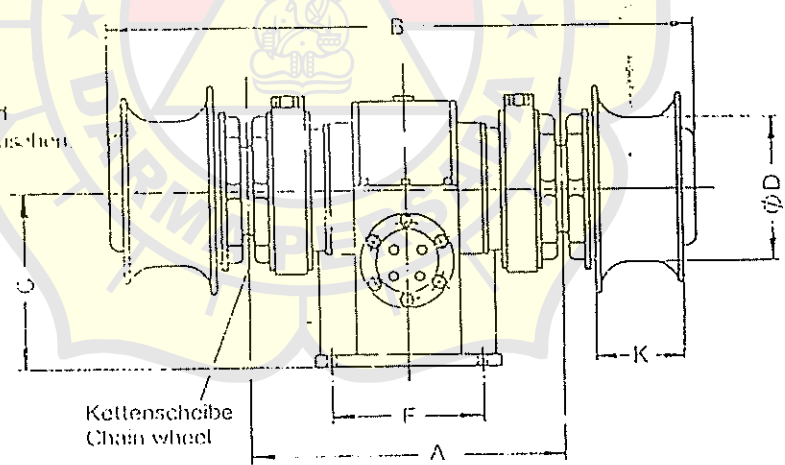
Type .... H  
Antrieb durch Hydraulikmotor  
Drive by hydraulic motor

Sonderausführung: mit Bremse  
Special design: with brake



Achtung:  
Kettenstepper sind  
vom Kunden vorzusichern.

Chain stopper  
to be supplied  
by yard or  
customer.



Type	A	B	C	D	d	E	F	G	H	K	L	Z [kp] Ø Kette chain	V [m/min] Ø Kette chain	Antriebsleistung Driving power
720.03E	450	850	250	200	22	150	215	40	550	130	900	1500 Ø 16	10 Ø 16	4,4 kW/380 V DS
720.04H	450	850	250	200	22	150	215	40	550	130	580	R 1/2" Ø 16	10 Ø 16	Δp 70 bar/65 l/min
721.13E	535	1100	320	290	22	190	250	82	680	180	1121	3400 Ø 18	10 Ø 22	7,5 kW/380 V DS
721.15H	535	1100	320	290	22	190	250	82	680	180	785	R 3/4" Ø 18	10 Ø 22	Δp 105 bar/65 l/min
722.01E	660	1270	395	290	26	240	350	85	690	180	1315	5600 Ø 26	10 Ø 28	13,5 kW/380 V DS
722.02H	660	1270	395	290	26	240	350	85	690	180	960	R 3/4" Ø 26	10 Ø 28	Δp 135 bar/65 l/min

Konstruktionsänderungen vorbehalten / Subject to changes of design

Maßangaben und Leistungsdaten

V = Hubgeschwindigkeit    Z = max. Zinkraft



**LAMPIRAN 1**



## Section 14

## Rudder and Manoeuvring Arrangement

## 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 11-1, 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  $A$ .

According to the following formula:

$$C_R = 132 \cdot A \cdot v^2 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \quad [N]$$

$v = v_0$  for ahead condition

$v = v_A$  for astern condition

$k_1 =$  coefficient depending on the aspect ratio  $A$

$k_1 = (A + 2)/3$ , where  $A$  need not be taken greater than 2

$k_2 =$  coefficient, depending on the type of the rudder and the rudder profile according to Table 14.1.

$k_3 =$  coefficient, depending on the location of the rudder

$k_3 = 0,9$  for rudders outside the propeller jet

$k_3 = 1,15$  for rudders aft of the propeller nozzle

$k_3 = 1,0$  elsewhere, including also rudders within the propeller jet

$k_4 =$  coefficient depending on the thrust coefficient  $c_t$

$k_4 = 1,0$  normally

In special cases for thrust coefficients  $c_t > 1,0$  determination of  $k_4$  according to the following formula may be required:

$$k_4 = \frac{C_R(c_t)}{C_R(c_t = 1,0)}$$

Table 14.1

Profile/ type of rudder	$k_2$	
	ahead	astern
NACA-00 series Canting profiles	1,1	1,4
fat side profiles	1,1	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  $\alpha$  is to be specially considered. If not known,  $\alpha = 0,4$  may be used for the ahead condition

$k_b =$  balance factor as follows:

$$k_b = A_2/A_1$$

$k_b = 0,08$  for unbalanced rudders

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

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

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

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

2.2 The resulting torque of each part may be

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

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

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

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

$$k_{b1} = A_{11}/A_1$$

$$k_{b2} = A_{21}/A_2$$

$A_{11}, A_{21}$  see Fig. 14.2

$$c_1 = A_1/b_1$$

4. Materials

4.1 For materials for rudder stock, pintles, coupling bolts etc. see Rules for Material Volume V. Special material requirements are to be observed for the ice notations ES3 and ES4 as well as for the arctic ice notations Arc 1- Arc 4.

4.2 In general materials having a minimum nominal upper yield point  $R_{eH}$  of less than 200 N/mm<sup>2</sup> and a minimum tensile strength of less than 300 N/mm<sup>2</sup> or more than 900 N/mm<sup>2</sup> shall not be used for rudder stocks, pintles, keys and bolts. The requirements of this Section are based on a material's minimum nominal upper yield point  $R_{eH}$  of 235 N/mm<sup>2</sup>. If material is used having a  $R_{eH}$  differing from 235 N/mm<sup>2</sup>, the material factor  $k_r$  is to be determined as follows:

$$k_r = \left[ \frac{235}{R_{eH}} \right]^{0.75} \quad \text{for } R_{eH} > 235 \text{ N/mm}^2$$

$$k_r = \frac{235}{R_{eH}} \quad \text{for } R_{eH} < 235 \text{ N/mm}^2$$

$R_{eH}$  = minimum nominal upper yield point of material used in [N/mm<sup>2</sup>].  $R_{eH}$  is not to be taken greater than  $0.7 \cdot R_m$  or 450 N/mm<sup>2</sup>, whichever is less.  $R_m$  = tensile strength of the material used.

4.3 Before significant reductions in rudder stock diameter due to the application of steels with  $R_{eH}$  exceeding 235 N/mm<sup>2</sup> are granted, the Society may require the evaluation of the elastic rudder stock deflections. Large deflections should be avoided in order to avoid excessive edge pressures in way of bearings.

4.4 The permissible stresses given in E.1. are applicable for ordinary hull structural steel. When higher tensile steels are used, higher values may be used which will be fixed in each individual case.

5. Definitions

$C_R$  = rudder force in [N]

$Q_R$  = rudder torque in [Nm]

$A$  = total movable area of the rudder in [m<sup>2</sup>]  
For nozzle rudders,  $A$  is not to be taken less than 1,35 times the projected area of the

$A_t$  =  $A$  + area of a rudder horn, if any, in [m<sup>2</sup>]

$A_f$  = portion of rudder area located ahead of the rudder stock axis in [m<sup>2</sup>]

$b$  = mean height of rudder area in [m]

$c$  = mean breadth of rudder area in [m] (see Fig. 14.1)

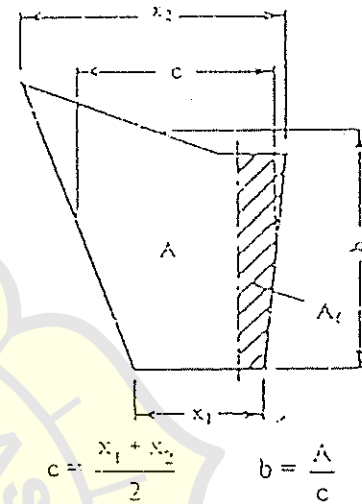


Fig. 14.1

$\Lambda$  = aspect ratio of rudder area  $A_t$

$$\Lambda = b^2 / A_t$$

$v_0$  = ahead speed of ship in [kn] as defined in Section 1, H.5. If this speed is less than 10 kn,  $v_0$  is to be taken as

$$v_{min} = (v_0 + 20) / 3 \text{ [kn]}$$

$v_a$  = astern speed of ship in [kn]; if the astern speed  $v_a \leq 0,4 \cdot v_0$  or 6 kn, whichever is less, determination of rudder force and torque for astern condition is not required. For greater astern speeds special evaluation of rudder force and torque as a function of the rudder angle may be required. If no limitations for the rudder angle at astern condition is stipulated, the factor  $\kappa_2$  is not to be taken less than given in Table 14.1 for astern condition.

$k$  = material factor according to Section 2, B.2.

B. Rudder Force and Torque

1. Rudder force and torque for normal rudders

$$C_2 = A_2 \cdot b_2$$

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

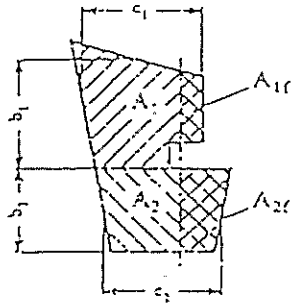


Fig. 14.2

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

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

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

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

for ahead condition

The greater value is to be taken.

### C. Scantlings of the Rudder Stock

#### Rudder stock diameter

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

$$D_1 = 4,2 \sqrt[3]{Q_R \cdot E_r} \quad [\text{mm}]$$

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

The related torsional stress is:

$$\tau = \frac{63}{k_r} \quad [\text{N/mm}^2]$$

see A.4.2

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

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

ment from the auxiliary steering gear may be  $0,9 D_1$ . The length of the edge of the quadrangle for the auxiliary tiller must not be less than  $0,77 D_1$  and the height not less than  $0,8 D_1$ .

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:

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

Bending stress:

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

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

Torsional stress:

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

$D_1$  = increased rudder stock diameter in [cm]

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

$$D_1 = D_0 \sqrt[3]{1 + \frac{4}{3} \left[ \frac{M_b}{Q_R} \right]}$$

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

$D_0$  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.

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:

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

where:

$l$  [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:

$$Q = 5,75 \cdot l_0 \quad (7)$$

where:

$Q$  [m<sup>3</sup>/h] minimum capacity

$d_H$  [mm] calculated inside diameter of main bilge pipe



**LAMPIRAN 2**

Section 6

Propellers

A. General

1. Scope

These Rules apply to screw-propellers and vane wheels. Where a design is proposed to which the following Rules cannot be applied, special strength calculations are to be submitted to the Society. The tests to be carried out in each case are to be agreed with the Society. For the dimensions and materials of propellers for ships with ice classes, see Section 13.

2. Documents for approval

Design drawings of propellers and vane wheels as well as the position of the vane wheel on the ship are to be submitted to the Society in triplicate for examination. The drawings are required to contain all the details necessary to verify compliance with the following Rules.

B. Materials

1. Approved materials

Propellers and vane wheels are to be made of seawater-resistant cast copper alloys or cast steel alloys with a minimum tensile strength of 440 N/mm<sup>2</sup>, cf. Rules for Materials. For the purpose of the following design Rules governing the thickness of the propeller blades, the requisite resistance to seawater of a cast copper alloy or cast steel alloy is considered to be achieved if the alloy used can be proved to withstand a fatigue test<sup>1)</sup>, under alternating bending stresses comprising 10<sup>8</sup> load cycles amounting to about 20 % of the minimum tensile strength and carried out in a 3 % NaCl solution, and if it can be proved that the fatigue strength under alternating bending stresses in natural seawater is not less than about 65 % of the values established in 3 % NaCl solution.

<sup>1)</sup> Sufficient fatigue strength under alternating bending stresses must be proved by a method recognized by the Society. See also Section 1-2, of the Society's "Regulations for the Determination of Dynamic Stresses on Propellers", December 1971.

2. Materials for blade retaining-bolts

Unless protected against contact with seawater the blade-retaining bolts of assembled or contra-rotating pitch propellers must likewise be made of materials which are resistant to seawater.

3. Novel materials

Where it is proposed to use propeller materials whose serviceability is not attested by a sufficient period of practical experience the Society must be provided with special proof of the suitability of such materials.

4. Material testing

The material of propellers, vane wheels and blade-retaining bolts or studs is to be tested in accordance with the Society's Rules for Materials.

C. Dimensions and design of propellers

1. Symbols and terms

A	[mm <sup>2</sup> ]	Effective area of a shrink fit
B	[mm]	Developed blade width of cylindrical sections at radii 0,25 R, 0,35 R and 0,6 R
C	[-]	Coefficient for shrink joints = 1,0 for engine and turbine gear transmissions = 12 for direct drives
C <sub>G</sub>	[-]	Size factor in accordance with formula (2)
C <sub>Dyn</sub>	[-]	Dynamic factor in accordance with formula (3)
C <sub>w</sub>	[-]	Characteristic value propeller material as shown in Table 6.1 (corresponds to minimum tensile strength of the propeller material)

this has been shown to possess sufficient fatigue strength under alternating bending stresses in accordance with paragraph B.1.)

total blade width at 0,9 R for propellers with heavily raked blades.

Table 6.1

Characteristic values  $C_u$

- C (-) Conicity of shaft ends  
=  $\frac{\text{difference in taper diameter}}{\text{length of taper}}$
- d (mm) Bolt-hole circle diameter of blade or propeller-fastening bolts
- $d_r$  (mm) Root diameter of blade or propeller-fastening bolts
- D (mm) Diameter of propeller  
=  $2 \cdot R$
- $d_m$  (mm) Mean taper diameter
- $e$  (mm) Blade rake to aft  
 $= R \cdot \tan e$
- $E_r$  (-) Thrust stimulating factor in accordance with formula (5)
- $f_1, f_2, f_3$  (-) Factors in formulae (2) (3) (4) and (11)
- $F_M$  (N) Bolt load
- H (mm) Propeller blade face pitch at radii 0,25 R, 0,35 R and 0,6 R
- $H_m$  (mm) Mean effective propeller pitch on blade face for pitch varying with the radius  
 $= \frac{\sum (R \cdot B \cdot H)}{\sum (R \cdot B)}$   
in which R, B and H are to be substituted by values corresponding to the pitch at the various radii.
- J (-) Degree of advance
- k (-) Coefficient for various profile shapes in accordance with Table 6.2
- $k'$  (-) Coefficient calculated by applying formula (6) where use is made of profile shapes other than those given in Table 6.2
- $K_T$  (-) Thrust coefficient
- $l$  (mm) 2/3 of the leading-edge

Material	Description <sup>1)</sup>	$C_u$
Cu 1	Cast manganese brass	440
Cu 2	Cast manganese nickel brass	440
Cu 3	Cast nickel aluminium bronze	590
Cu 4	Cast manganese aluminium bronze	630
Fe 1	Unalloyed cast steel	380
Fe 2	Low-alloy cast steel	380
Fe 3	Martensitic cast chrome steel 13/1-6	600
Fe 4	Martensitic-austenitic cast steel 17/4	600
Fe 5	Ferritic-austenitic cast steel 24/8	600
Fe 6	Austenitic cast steel 13/8-1	500
Fe 7	Grey cast iron	200

<sup>1)</sup> For the chemical composition of the alloys, see the Society's Rules for Materials and Regulations for the Assessment and Repair of Defects on Propellers.

- $l$  (mm) Pull-up length when mounting propeller on taper
- $l_{max}$  (mm) Pull-up length at  $t = 35^\circ C$
- $l_{temp}$  (mm) Temperature-related portion of pull-up length at  $t < 35^\circ C$
- n (Rpm) Propeller speed in rev/min.
- P (kW) Shaft power
- $p$  (mm) Specific pressure in contact zone between propeller and hull
- Q (N) Peripheral force at root of diameter
- S (-) Margin of safety against propeller slipping on taper 2,8
- t (mm) Maximum blade thickness developed cylindrical section at radii 0,25 R, 0,35 R and 0,6 R



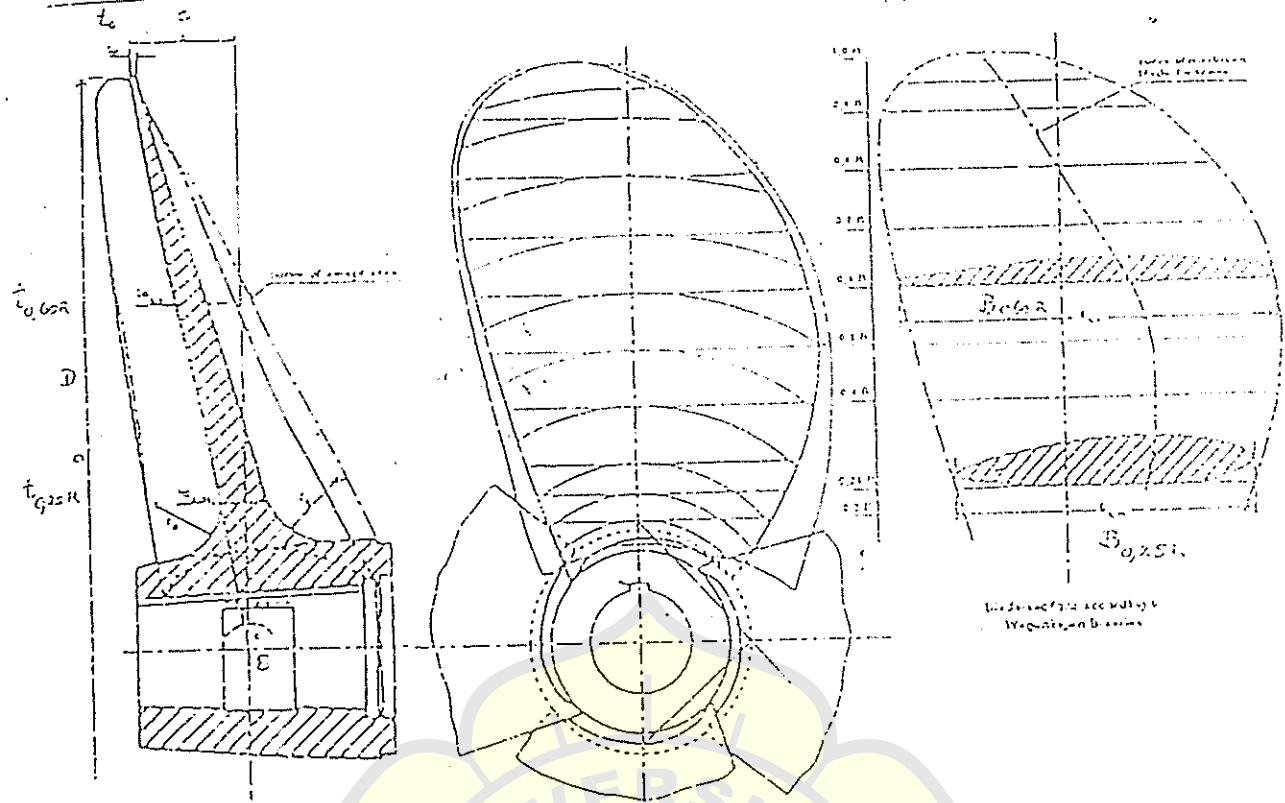


Fig. 6.1 Blade sections

$T_A$	[Nm]	Impact moment	$\beta_1$	[-]	Factor for the section modulus of developed cylindrical section about blade pitch line for blade profiles in accordance with Table 6.2
$V_s$	[kn]	Speed of ship			
$w$	[-]	Wake factor			
$W_1$	[cm <sup>2</sup> ]	Actual face modulus of developed cylindrical section referred to face blade pitch profiles about blade pitch line	$\beta_2$	[-]	Factor for the section modulus of developed cylindrical section about blade pitch line for blade profiles other than those in Table 6.2
$Z$	[-]	Total number of bolts used to retain one blade or propeller	$\epsilon$	[-]	Angle included by face generatrix and normal
$z$	[-]	Number of blades	$\theta$	[-]	Half-conicity of shaft ends = $C/2$
$\alpha$	[-]	Pitch angle of profile at radii 0,25 R, 0,35 R and 0,6 R	$\mu_0$	[-]	Coefficient of static friction = 0,13 for hydraulic oil shrunk joints = 0,18 for dry shrunk joints
		$\alpha_{0,25} = \arctan \frac{1,27 \cdot H}{D}$			
		$\alpha_{0,35} = \arctan \frac{0,91 \cdot H}{D}$			
		$\alpha_{0,60} = \arctan \frac{0,53 \cdot H}{D}$			
$\alpha_A$	[-]	Tightening factor for retaining bolts and studs = 1,2 - 1,6 depending on the method of tightening used.	$R_{p0,2}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	0,2 % proof stress of propeller material
			$R_{eH}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Yield strengths and
			$\sigma_{max}/\sigma_m$	[-]	Ratio of maximum to mean stress at blade face

2. Calculation of blade thickness

2.1 At radii 0,25 R and 0,6 R the blade thicknesses of solid propellers must as a minimum requirement comply with formula (1).

$$t = K_a \cdot k \cdot K_1 \cdot C_G \cdot C_{Dyna} \quad (1)$$

$$K_a = 1 + \frac{c \cdot \cos \alpha}{\pi} + \frac{n}{15000}$$

k as in Table 6.2  $\rightarrow$  PITCH (m)

$$K_1 = \sqrt{\frac{p_w \cdot 10^5 \cdot \left( 2 \cdot \frac{D}{\pi} \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \right)}{n \cdot \pi \cdot z \cdot C_w \cdot \cos^2 \alpha}}$$

$C_G$  [-] Size factor

$$1,1 \geq \sqrt{\frac{r_1 + D}{12,2}} \geq 0,85 \quad (2)$$

D to be inserted in [m]

$r_1 = 7,2$  for solid propellers

$= 6,2$  for separately cast blades of variable-pitch or built-up propellers

$C_{Dyna}$  [-] Dynamic factor

$$= \sqrt{\frac{(\sigma_{max}/\sigma_m - 1) + f_3}{0,3 + f_3}} \geq 1,0 \quad (3)$$

for  $\frac{\sigma_{max}}{\sigma_m} > 1,5$

$\sigma_{max}/\sigma_m$  can be roughly calculated from the thrust-stimulating factor  $E_r$  according to formula (5). (For a more accurate calculation of  $\sigma_{max}/\sigma_m$  see the "Regulations for the Determination of Dynamic Stresses on Propellers 197".)

$$\frac{\sigma_{max}}{\sigma_m} = f_2 \cdot E_r + 1 \text{ with} \quad (4)$$

$$E_r = \frac{\delta_{KT}}{\delta_r} \cdot \frac{J}{K_r} \quad (5)$$

$$= 4,3 \cdot 10^9 \cdot \frac{V_1 \cdot n \cdot (1 - w) \cdot D^3}{T}$$

$f_2 = 0,4 - 0,6$  for single-screw ships, the lower value applying to stern shapes with a wide propeller tip clearance and no rudder heel and the larger value to sterns with little clearance and with rudder heel. Intermediate values are to be selected accordingly.

$= 0,2$  for twin-screw ships

$f_3 = 0,2$  for propeller materials which satisfy the requirements of B.1.

2.2 The blade thicknesses of controllable pitch propellers are to be determined at radii  $0,35 \cdot R$  and  $0,6 \cdot R$  by applying formula (1).

For the controllable pitch propellers of tugs, trawlers and special-duty ships with similar operating conditions the diameter/pitch ratio  $D/H_m$  for the maximum static bollard pull is to be used in formula (1).

For other ships the diameter/pitch ratio  $D/H_m$  applicable to open water navigation can be used in formula (1).

2.3 The blade thicknesses calculated by applying formula (1) are minima for the finish-machined propellers.

2.4 The fillet radii at the transition from the face and the back of the blades to the propeller boss should correspond in the case of three and four bladed propellers, to about 3,5 % of the propeller diameter. For propellers with a larger number of blades the maximum fillet radii allowed by the propeller design should be aimed at, and the radii shall not in any case be made smaller than  $0,4 \cdot r_{a,25}$ .

2.5 For blades of special shape, special mechanical strength calculations are to be submitted to the Society as evidence that the propeller blades are adequately dimensioned.

For profile shapes other than those given in Table 6.2 the following condition applies:

$$r^* = r \cdot \sqrt{\frac{\beta}{\beta^*}} \text{ with } \beta^* = \frac{w}{r^2 \cdot B} \quad (6)$$

D. Controllable Pitch Propellers

1. Documents for approval

In the case of controllable pitch propellers the design drawings of blade and propeller (in general and sectional drawings of the entire controllable pitch propeller installation) are to be submitted to the Society in triplicate. Diagrams of control systems and pipework are to be accompanied by a functional description. For new designs and controllable pitch propellers which are to be installed for the first time on ships with a B&I class a description of the controllable pitch propeller system is to be submitted at the same time.

Table 6.2 Values of k for various profile shapes

Profile shape	Values of k		
	0,25 R	0,35 R	0,60 R
Segmental profiles with circular arced back, $\beta_a = 0,12$	73	62	44
Segmental profiles with parabolic back, $\beta_a = 0,11$	77	66	47
Blade profiles as for Wageningen B Series propellers where $\beta_{a,0,25} = 0,10$ $\beta_{a,0,35} = 0,11$ $\beta_{a,0,60} = 0,12$	80	66	44
Notes: The Society reserves the right to specify an increase in the values of k in the case of special propellers where the blade width B at 0,2 R is $< 4 \cdot t$ .			

## 2. Testing of materials

In addition to the material tests specified in B.4., the Society reserves the right to require component parts of the pitch-adjusting mechanism including in particular those which are not accessible for shipboard repairs to be tested in accordance with the Rules for Materials. Piping subject to pressures above 10 bar is to be tested in accordance with Section 11.

## 3. Hydraulic control equipment

Where the pitch-control mechanism is operated hydraulically two mutually independent, power-driven pump sets are to be fitted. For propulsion plants up to 200 kW one power-driven pump set is sufficient provided that in addition a hand-operated pump is fitted for controlling the blade pitch and that this enables the blades to be moved from the ahead to the astern position in a short enough time.

## 4. Pitch control mechanism

For the pitch-control mechanism proof is required that when subjected to impact moments  $T_M$  as defined by formula (7), the individual components still have a safety factor of 1,5 with respect to the yield strength of the materials used.

$$T_M = \frac{0,65 \cdot 10^6 \cdot R_{p0,2} \cdot P_u \cdot L_{11} \cdot C_G^2}{n \cdot z \cdot C_u \cdot D} \quad (7)$$

## 5. Blade retaining bolts

5.1 The root diameter of the bolts or studs used to attach blades is to be determined by applying formula (8):

$$d_s = 1,78 \cdot \sqrt{\frac{\alpha_a \cdot F_M}{R_{st}}} \quad (8)$$

$$F_M = \frac{280 \cdot 10^6 \cdot R_{p0,2} \cdot P_u \cdot C_G^2}{n \cdot z \cdot Z \cdot C_u \cdot D} \quad (9)$$

5.2 The blade retaining bolts are to be tightened in a controlled manner in such a way that the tension on the bolts is about 60 - 70 % of their yield strength.

The shank of blade retaining bolts may be designed with a minimum diameter equal to 0,9 times the root diameter of the thread. Blade retaining bolts must be secured against unintentional loosening.

## 6. Indicators

Controllable pitch propeller system are to be provided with an engine room indicator showing the actual setting of the blades. Further blade position indicators are to be mounted on the bridge and in the engine room (see also Volume VII and Volume IV Section 9).

## 7. Failure of control system

Suitable devices are to be fitted to ensure that an alteration of the blade setting cannot overload the propulsion plant or cause it to stall.

Steps must be taken to ensure that, in the event of failure of the control system the setting of the blades

- does not change or
- assumes a final position slowly enough to allow the emergency control system to be put into operation.

## 8. Emergency control

Controllable pitch propeller systems must be equipped with means of emergency control enabling the controllable pitch propeller to remain in operation should the remote control system fail. It is recommended that a device be fitted which locks the propeller blades in the "ahead" setting.

## Section 4

## Main Shafting

## A. General

## 1. Scope

The following Rules apply to standard and established types of main shafting. Novel designs require the Society's special approval.

In the case of ships with ice classes, the strengthening factors given in Section 13 are to be complied with. The Society reserves the right to call for propeller shaft dimensions in excess of those specified in this Section if the propeller arrangement results in increased bending stresses.

## 2. Documents for approval

General drawings of the entire shafting, from the main engine coupling, flange to the propeller and detail drawings of the shafts, couplings and other component parts transmitting the propelling engine torque, are each to be submitted to the Society in triplicate for approval. The drawings must contain all the data necessary to enable the stresses to be evaluated.

## B. Materials

## 1. Approved materials

Propeller, intermediate and thrust shafts together with flange and clamp couplings are to be made of forged steel; where appropriate, couplings may be made of cast steel. Rolled round steel may be used for plain, flangeless shafts.

In general, the tensile strength of steels used for shafting shall be between 400 N/mm<sup>2</sup> and 800 N/mm<sup>2</sup>. However, the value of R<sub>m</sub> used for calculation the material factor C<sub>w</sub> in accordance with formula (2) for propeller shafts shall not be greater than 600 N/mm<sup>2</sup>.

Where in special cases wrought copper alloys resistant to seawater are to be used for the shafting, the consent of BKI shall be obtained.

## 2. Testing of materials

All component parts of the shafting which assist in transmitting the torque from the ship's propulsion

plant are subject to the Society's Rules for Materials and must be tested. This requirement also covers metal propeller shaft liners. Where propeller shafts running in seawater are protected against seawater penetration not by a metal liner but by plastic coatings, the coating technique used must be approved by the Society.

## C. Shaft Dimensions

## 1. General

All parts of the shafting are to be dimensioned in accordance with the following formulae in compliance with the requirements relating to torsional vibrations set out in Section 16. The dimensions of the shafting shall be based on the total rated installed power. Where the geometry of a part is such that it cannot be dimensioned in accordance with these formulae, special evidence of the mechanical strength of the part or parts concerned is to be furnished to the Society.

## 2. Minimum diameter

The minimum shaft diameter is to be determined by applying formula (1).

$$d \geq F \cdot k \cdot \sqrt[3]{\frac{P_w}{n \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d_i}{d_s} \right)^4 \right]}} \cdot C_w \leq d_s \quad (1)$$

$d$  [mm] required outside diameter of shaft  
 $d_i$  [mm] diameter of shaft bore, where present. If the bore in the shaft is  $\leq 0,4 \cdot d$ , the expression

$$1 - \left( \frac{d_i}{d_s} \right)^4 = 1,0 \text{ may be applied}$$

$d_s$  [mm] actual shaft diameter

$P_w$  [kW] rated power transmitted by shaft

[Rpm]	rated shaft speed				
(-)	factor for the type of propulsion installation				propeller is shrink fitted, without key, on to the tapered end of the propeller shaft using a method approved by the Society, or if the propeller is bolted to a flange forged on the propeller shaft, the propeller shaft runs in oil.
a)	Intermediate and thrust shafts = 95 for turbine installations, engine installations with slip couplings and electric propulsion installations	k	= 1,26		for propeller shafts in the area specified for k = 1,22, if the propeller is keyed to the tapered propeller shaft and the propeller shaft runs in oil, and also for water-lubricated propeller shafts which are protected against the penetration of seawater in accordance with D.3.2.
	= 100 for all other propulsion installations				
b)	Propeller shafts = 100 for all types of installations				
(-)	material factor				
	$= \frac{560}{R_m + 160}$	(2)	k	= 1,40	for propeller shafts in the area specified for k = 1,22, if the shaft inside the stern tube is lubricated with grease.
[N/mm <sup>2</sup> ]	Tensile strength of the shaft material (see also B.1)				
(-)	Factor for the type of shaft				
= 1,0	for intermediate shafts with integral forged coupling flanges or with shrink-fitted keyless coupling flanges	k	= 1,15		for propeller shafts forward portion of shafts to where they emerge from the stern tube. The portion of the propeller shaft located forward of the stern tube can be reduced to the size of the line shaft.
= 1,10	for intermediate shafts where the coupling flanges are mounted on the ends of the shaft with the aid of keys. At a distance of at least 0,2 · d from the end of the keyway, such shafts can be reduced to a diameter corresponding to k = 1,0.				
= 1,10	for intermediate shafts with radial holes whose diameter is not greater than 0,3 · d.				
= 1,10	for thrust shafts near the plain bearings on either side or the thrust collar, or near the axial bearings where an antifriction bearing design is used.				
= 1,15	for intermediate shafts designed as multi-splined shafts where d is the outside diameter of the splined shaft. Outside the splined section, the shafts can be reduced to a diameter corresponding to k = 1,0.				
= 1,20	for intermediate shafts with longitudinal slots where the length and width of the slot do not exceed 1,17 · d and 0,25 · d respectively.				
= 1,22	for propeller shafts from the area of the aft stern tube or shaft bracket bearing to the forward end bearing				

## D. Design

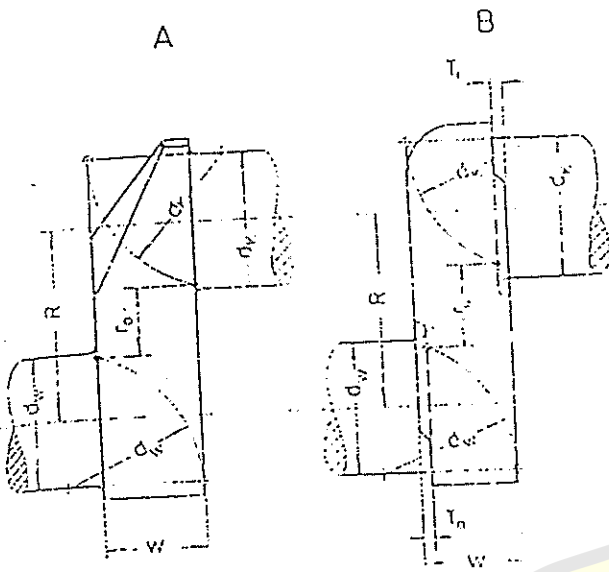
## 1. General

Changes in diameter are to be effected by tapering or ample radiusing. For intermediate shafts, the radius at forged flanges is to be at least 0,08 · d, that at the aft propeller shaft flange at least 0,125 · d.

## 2. Shaft tapers and propeller nut threads

Keyways in the shaft taper for the propeller should be so designed that the forward end of the groove makes a gradual transition to the full shaft section. In addition, the forward end of the keyway should be spoon-shaped. The edges of the keyway at the surface of the shaft taper for the propeller may not be sharp. The forward end of the keyway must lie well within the seating of the propeller boss. Threaded holes to accommodate the securing screws for propeller keys should be located only in the aft half of the keyway (see Fig. 4.1).

In general, tapers for securing flange couplings should have a conicity of between 1:10 and 1:20. In the case of shaft tapers for propellers, the conicity



$$r_w = 0,5 (H + d_s + d_w) \cdot W \left( \sqrt{\frac{2d_s}{W} - 1} + \sqrt{\frac{2d_w}{W} - 1} \right) \quad (10)$$

In case of web undercut, \$W\$ in formula (10) is to be replaced by:

$$W^* = 0,5 (2 \cdot W - T_1 - T_n) \quad (11)$$

In the case of semi-built crankshafts in accordance with part D, the value \$d\_w\$ under the root sign only in formula (10) is to be replaced by:

$$d_w^* = 1/3 (d_w - d_s) + d_s \quad (12)$$

In case of web undercut, \$W^\*\$ is also to be substituted for \$W\$ in accordance with formula (11)

Where there is a positive pin/journal overlap \$s > 0\$ according to part C, the value \$W\$ in formula (10) is to be replaced by:

$$W^* = \sqrt{(W - T_1 - T_n)^2 + [0,5 (d_s - d_w - H)]^2} \quad (13)$$

For the conventional designs, where

\$B/d\_w = 1,37\$ to \$1,51\$ in the case of solid-forged crankshafts, and

\$B/d\_w = 1,51\$ to \$1,63\$ in the case of semi-built crankshafts,

the influence of \$B\$ in the normal calculation of \$r\_w\$ is already taken into account in the values of \$r\_w\$ in Fig. 2.9.

Where the values of \$B/d\_w\$ depart from the above (e.g. in the case of discs, oval webs etc.), the altered stiffening effect of \$B\$ is to be allowed for by a fictitious web thickness \$W^{\*\*}\$, which is to be calculated by applying the following equations and is to be substituted for \$W\$ in formula (10):

$$W^{**} = W^* \cdot \sqrt{\frac{B}{d_w} - 0,44} \quad \text{For solid-forged crankshafts} \quad (14)$$

$$W^{**} = W^* \cdot \sqrt{\frac{B}{d_w} - 0,57} \quad \text{for semi-built crankshafts} \quad (15)$$

Part C:

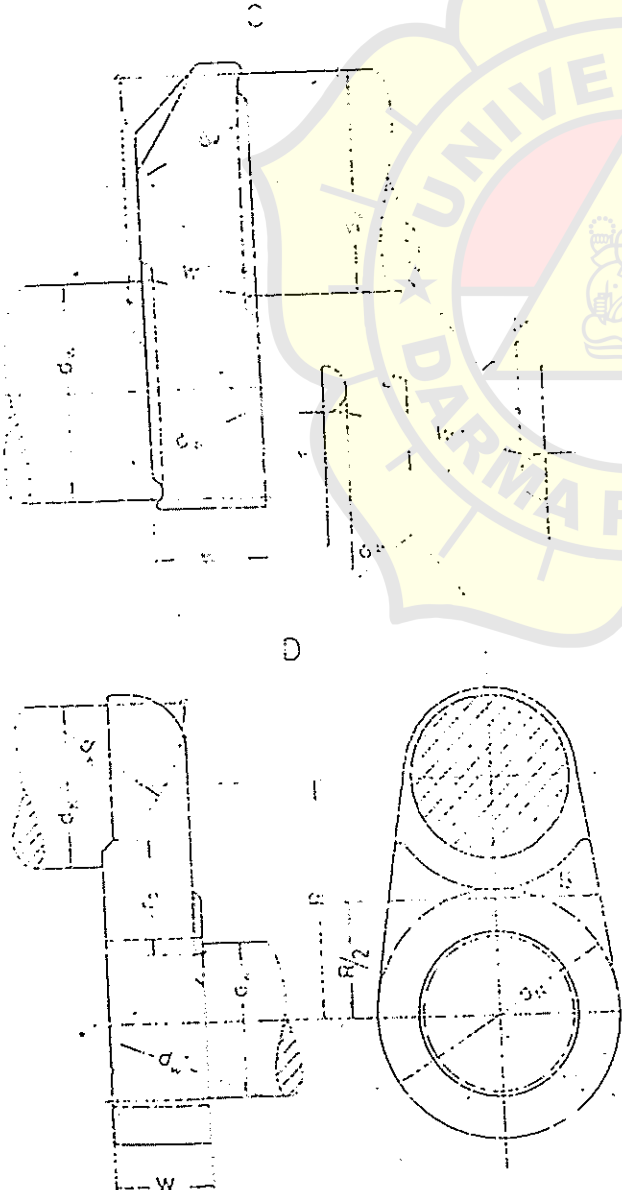
Approximate Calculation of the Starting Air Supply

1. 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 follows:

$$J = a \cdot \sqrt{\frac{D}{H}} \cdot (z + b \cdot p_{c,e} \cdot n_A + 0,9) \cdot V_c \cdot c \cdot c \quad (16)$$

where

- \$J\$ [dm<sup>3</sup>] total capacity of the starting air receiver
- \$D\$ [mm] cylinder bore



- H [mm] stroke
- $V_h$  [dm<sup>3</sup>] swept volume of one cylinder (in the case of double-acting engines, the swept volume of the upper portion of the cylinder)
- $P_{c,mp}$  [bar] maximum permissible working pressure of the starting air receiver
- z [-] number of cylinders
- $P_{c,e}$  mean effective working pressure in cylinder at rated power

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

- For two-stroke engines:  $a = 0,696$
- For four-stroke engines:  $a = 0,618$

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:

- $c = 1,0$  For single-shaft propulsion plants where one engine acts on the shaft directly or via gears.
- $c = 2,0$  For single-shaft propulsion plants where two identical engines act on the shaft via a gear transmission and cannot be coupled and uncoupled in service.
- $c = 1,5$  For single-shaft propulsion plants where two identical engines act on the shaft via a gear transmission and couplings which can be engaged and disengaged in service.
- $c = 1,5$  For two-shaft propulsion plants where each engine acts on the corresponding shaft directly or via gears.
- $c = 3,0$  For two-shaft propulsion plants where two identical engines in each case act on the corresponding shaft via a gear transmission and cannot be coupled and uncoupled in service.
- $c = 2,0$  For two-shaft propulsion plants where two identical engines in each case act on the corresponding shaft via a gear transmission and couplings which can be engaged and disengaged in service.
- $c = 3,0$  For four-shaft propulsion plants where each engine acts on the corresponding shaft directly or via gears.

Where the arrangement of the main propulsion plant differs from the above, the value of "c" is to be agreed with the Society in each individual case.

For installations with electrical propeller drive, "c" is to be given the value specified in 2.2.

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

$$d = 1, \quad \text{where } P_{c,mp} = 30 \text{ bar}$$

$$d = \frac{0,0584}{1 - e^{(0,11 - 0,55 \cdot \ln P_{c,mp})}}$$

where  $P_{c,mp} \neq 30$  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  $P_{c,mp}$  to the starting pressure  $P_A$ , then the value of "d" shown in Fig. 2.12 is to be used.

The following values of  $n_A$  are to be applied:

$$n_A = 0,06 \cdot n_0 + 14 \quad \text{where } n_0 \leq 1000$$

$$n_A = 0,25 \cdot n_0 - 176 \quad \text{where } n_0 > 1000$$

$n_A$  [min<sup>-1</sup>] = rated speed

### 2. Starting air supply for plants with non-reversing engines

2.1 For each non-reversing main engine which drives a controllable pitch propeller or where starting is possible without resisting torque, the calculated supply of starting air may be reduced to 0,3 J, although it may not be less than that required for six starts.

2.2 Where diesel-electric propeller drive is installed, "c" in formula (16) is to be given the following values according to the number of generators n:

Table 2.14

n	1	2	3	4	5	6	7	8
c	0,30	0,60	0,84	1,08	1,26	1,38	1,44	1,50

This assumes prime movers having the same dimension and the same number of cylinders. Where the dimensions and numbers of cylinders differ, the values of "c" are to be interpolated accordingly.

### 3. Starting air supply for auxiliary engines on turbine ships

The supply of starting air is to be calculated according to formula (16). The value of "c" to be used depends on the number of auxiliary engines:

- $c = 0,30$  for 1 auxiliary engine
- $c = 0,45$  for 2 auxiliary engines
- $c = 0,60$  for 3 auxiliary engines
- $c = 0,75$  for 4 auxiliary engines or over

For engines with different numbers of cylinders and main dimensions the values of "c" are to be interpolated accordingly.

## Section 18

## Equipment

## A. General

1. The equipment of anchors, chain cables, wires and ropes is to be determined from Table 18.2 in accordance with the equipment numeral Z.

*Guidance*

1. *The anchoring equipment required by this Section is intended of temporary mooring of a vessel within a harbour or sheltered area when the vessel is awaiting berth, tide, etc.*

2. *The equipment is, therefore, not designed to hold a ship off fully exposed coasts in rough weather or to stop a ship which is moving or drifting. In this condition the loads on the anchoring equipment increase to such a degree that its components may be damaged or lost owing to the high energy forces generated, particularly in large ships.*

3. *The anchoring equipment required by this Section is designed to hold a ship in good holding ground in conditions such as to at dragging of the anchor. In poor holding ground the holding power of the anchors will be significantly reduced.*

4. *The equipment numeral formula for anchoring equipment required under this Section is based on an assumed current speed of 2.5 m/sec, wind speed of 25 m/sec and a scope of chain cable between 6 and 10, the scope being the ratio between length of chain paid out and water depth.*

5. *It is assumed that under normal circumstances a ship will use only one bow anchor and chain cable at a time.*

2. Every ship is to be equipped with at least one anchor windlass.

Windlass and chain stopper, if fitted, are to comply with Volume III, Section 14, D.

For the substructures of windlasses and chain stoppers, see Section 19, B.5.

For the location of windlasses on tankers, see Section 24, A.9.

3. For ships having the navigation notation "L" (Small Coasting Service) affixed to their character of classification, the equipment may be determined as for one numeral range lower than required in accordance with the equipment numeral Z.

4. When determining the equipment for ships having the navigation notation "T" (Shallow Water Service) affixed to their character of classification, the provisions of Section 30, E, are to be observed.

5. When determining the equipment for tugs, Section 27, C, is to be observed.

When determining the equipment for fishing vessels, Section 28, D.8, is to be observed.

When determining the equipment of barges and pontoons, Section 31, G, is to be observed.

6. Ships build under survey of BKL and which are to have the mark stated in their Certificate and in the Register Book must be equipped with anchors and chain cables complying with the Rules for Materials and having been tested on approved machines in the presence of Surveyor.

7. For ships having three or more propellers, a reduction of the weight of the bow anchors and the chain cables may be considered.

## B. Equipment numeral

The equipment numeral is to be calculated as follows:



$$Z = D^{2/3} + 2 h B + \frac{A}{10}$$

$D$  = moulded displacement in [ton] (in sea water having a density of  $1,025 \text{ t/m}^3$ ) to the summer load waterline

$h$  = effective height from the summer load waterline to the top of the uppermost house

$$h = f_b + \sum h'$$

$f_b$  = freeboard in [m], from the summer load waterline amidships

$A$  = area in [ $\text{m}^2$ ], in profile view of the hull, superstructures and houses, having a breadth greater than  $B/4$ , above the summer load waterline within the length  $L$  and up to the height  $h$

$\sum h'$  = sum of height in [m] of superstructures and deckhouses, on the centreline of each tier having a breadth greater than  $B/4$ . Deck sheer, if any, is to be ignored. For the lowest tier, " $h'$ " is to be measured at centreline from the upper deck or from a notional deck line where there is local discontinuity in the upper deck.

Where a deckhouse having a breadth greater than  $B/4$  is located above a deckhouse having a breadth of  $B/4$  or less, the wide house is to be included and the narrow house ignored.

Screens of bulwarks 1,5 m or more in height are to be regarded as parts of houses when determining  $h$  and  $A$ , e.g. the area shown in Fig. 18.1 as  $A_1$  is to be included in  $A$ . The height of the hatch coamings and that of any deck cargo, such as containers, may be disregarded when determining  $h$  and  $A$ .

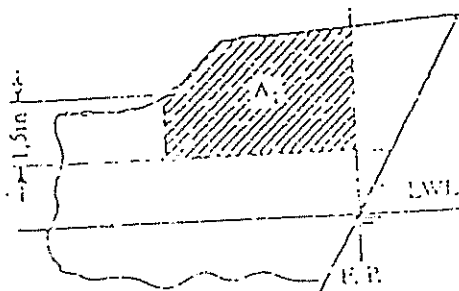


Fig. 18.1

connected to their chain cables and positioned on board ready for use. Where in column 3 of table 18.2 three bower anchors are required the third anchor is intended as a spare bower anchor. Installation of the spare bower anchor on board is not required. Upon agreement by the owner the spare anchor may even be dispensed with.

#### Guidance

National regulations concerning the provision of a spare anchor may need to be observed.

2. Anchors must be of approved design. The mass of the heads of patent (ordinary stockless) anchors, including pins and fittings, is not to be less than 60 percent of the total mass of the anchor.

3. For stock anchors, the total mass of the anchor, including the stock, shall comply with the values in Table 18.2. The mass of the stock shall be 20 percent of this total mass.

4. The mass of each individual bower anchor may vary by up to 7 per cent above or below the required individual mass provided that the total mass of all the bower anchors is not less than the sum of the required individual masses.

5. Where special anchors approved as "High Holding Power Anchors" are used, the anchor mass may be 75 per cent of the anchor mass as per Table 18.2.

"High Holding Power Anchors" are anchors which are suitable for ship's use at any time and which do not require prior adjustment or special placement on the sea bed.

For approval as a "High Holding Power Anchor", satisfactory tests are to be made on various types of bottom and the anchor is to have a holding power at least twice that of a patent anchor ("Admiralty Standard Stock Line") of the same mass. The weights of anchors to be tested should be representative of the full range of sizes intended to be manufactured. The tests are to be carried out on at least two sizes of anchors in association with the chain cables of appropriate weight. The anchors to be tested on the standard stock line anchors should be of approved design.

The chain length used in the tests should be appropriate to the depth of water.

C. Anchors

1. Two of the rule bower anchors are to be



**LAMPIRAN 3**

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

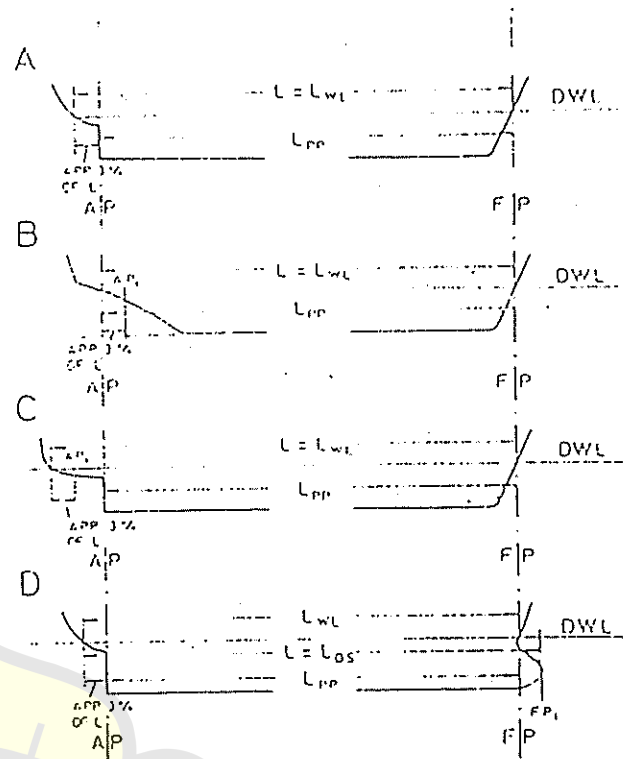
badan depan	ekstrem U	ekstrem V
	-0,1	+0,1
badan belakang	ekstrem U	ekstrem V
	+0,1	-0,1

(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 kelonggaran, 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 dipandang 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 :

$F_n = 0,15$	$0,17$	$0,18$	$0,21$	$0,24$	$0,27$	$0,30$	$0,33$	$0,36$	$\infty$
			+0,2	0	-0,2	-0,4	0,4	-0,4	0,50
			+0,2	0	-0,2	-0,3	0,3		0,60
	-0,2		0	0,2	-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 (lunas sayap)	Tidak ada koreksi	
Bos baling-baling	Untuk kapal penuh $C_R$ dinaikkan sebesar 3 - 5%	(5.5.22)
Braket dan poros baling-baling	Untuk kapal ramping $C_R$ dinaikkan sebesar 5 - 8%	

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  $C_{RS}$  untuk kapal merupakan cara yang umum dilakukan dalam praktek dan sudah bertahun-tahun lamanya diterapkan untuk memperhitungkan pengaruh kekasaran permukaan kapal mengingat bahwa permukaan kapal tidak akan pernah semulus permukaan model, sekalipun kapal itu benar-benar baru dan catnya pun 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,	$10^3 C_A = 0,4$
$\leq 150$ m	$= 0,2$
$\leq 200$ m	$= 0$
$\leq 250$ m	$= -0,2$
$\geq 300$ 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

$$10^3 C_{RA} = 0,07 \quad (5.5.24)$$

Koreksi untuk tahanan kemudi mungkin seperti

$$10^3 C_{RS} = 0,04 \quad (5.5.25)$$

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

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

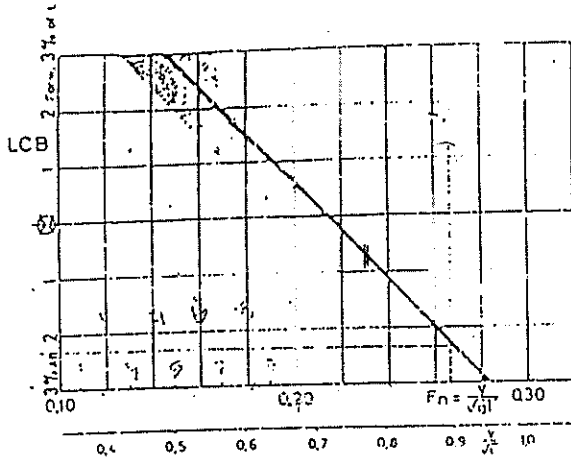
Beberapa pihak berpendapat bahwa koreksi yang diberikan di Bab 5.5.2.4 lebih sesuai, yaitu,

Displasemen		
1.000 t	$C_A = 0,6 \times 10^{-4}$	(5.5.24)
10.000 t	$= 0,4 \times 10^{-4}$	
100.000 t	$= 0$	
1.000.000 t	$= -0,6 \times 10^{-4}$	

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, untk kondisi ideal dari segi angin, gelombang, kedalaman 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 ka



Gambar 5.5.15. LCB standar. Letak longitudinal titik benam yang paling menguntungkan.

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

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

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

$$(5.5.18) \quad \Delta LCB = L \cdot \Delta C_R$$

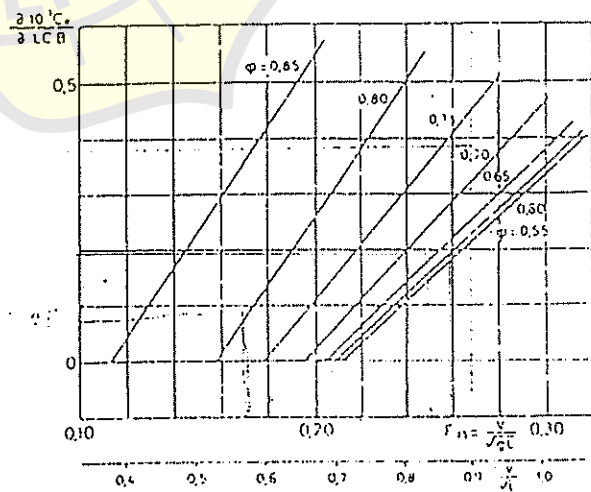
dan faktor  $\partial 10^3 C_R / \partial LCB$ . Harga faktor ini dapat diperoleh dari Gb. 5.5.16, dan ini hanya berlaku untuk letak yang berada di depan  $LCB_{standar}$ . Mengenai LCB yang berada di belakang  $LCB_{standar}$ , semua sumber yang ada mempunyai pendapat yang saling bertentangan. Namun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

Sehingga demikian maka koefisien tahanan sisa untuk letak di depan  $LCB_{standar}$  adalah :

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

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 Gulddhammer 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 diberikan 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  $L_{DS}$  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% di depan standar. Dengan demikian maka koreksi ini adalah  $(\partial 10^3 C_R / \partial LCB) |\Delta LCB|$ .  $\Delta LCB$  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.

adalah perubahan tekanan dan merupakan karakteristik geometri aliran.  $\sigma_v$  disebut angka kavitasi uap. Dalam angka ini  $p_0$  adalah tekanan statis, yaitu jumlah dari tekanan hidrostatis dan tekanan atmosfer. Tekanan uap  $p_v$  tidak tergantung pada suhu. Tekanan stagnasi  $q$  tergantung pada massa jenis fluida dan pada kecepatan aliran.

Agak terlelu optimistik kiranya menganggap bahwa kavitasi mulai timbul ketika tekanan turun mencapai tekanan uap air. Air laut mengandung banyak udara yang terikat (terbawa) dan larut didalamnya, dan mengandung banyak sekali berbagai jenis inti yang dapat mempengaruhi pembentukan awal rongga kavitasi. Karena itu sebaiknya angka kavitasi didefinisikan sebagai rasio antara selisih tekanan sekeliling yang absolut  $p$  dan tekanan rongga kavitasi  $p_c$  dengan tekanan dinamis aliran bebas (free stream dynamic pressure)

$$\sigma = \frac{p - p_c}{q} \quad (6.6.10)$$

Dengan demikian maka  $\sigma$  adalah karakteristik sistem cairan-gas.

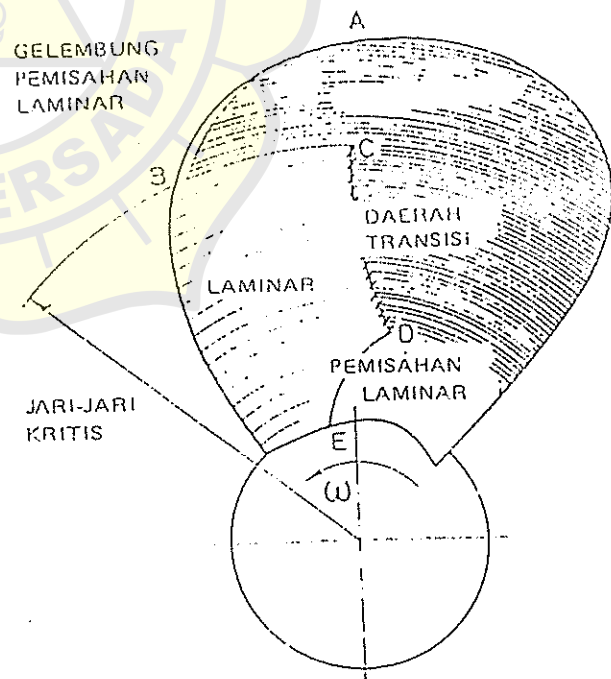
Tekanan rongga kavitasi adalah tekanan sebenarnya dalam kavitasi tunak atau kuasi tunak (quasisteady). Tekanan rongga kavitasi kira-kira sama dengan jumlah semua tekanan partial dari uap dan gas lainnya yang terbawa dan tercampur (diffused) di dalam rongga. Dalam sistem praktis definisi  $\sigma$  umumnya didasarkan pada tekanan uap.

Harga angka kavitasi  $\sigma$  pada saat mulai terjadinya kavitasi di dalam suatu sistem aliran disebut angka kavitasi kritis  $\sigma_c$ . Kavitasi akan mulai timbul di suatu tempat bila inti yang ada ditempat itu mencapai ukuran kritisnya akibat turunnya tekanan disekelilingnya. Dalam fase awal riwayat kehidupan gelembung kavitasi ini, di dalam tekanan yang turun itu gelembung tersebut akan menjadi tidak stabil dan selanjutnya akan tumbuh dengan cepat (kavitasi uap) atau tumbuh di dalam kondisi yang kuasi-seimbang (quasiequilibrium) karena difusi gas (kavitasi gas). Kandungan gas di dalam fluida dapat berupa kandungan gas larut atau tak larut. Kandungan gas seluruhnya sama dengan gas yang larut dan tak larut tersebut. Kandungan gas "bebas" (free) atau "terbawa" (entrained) merupakan istilah yang dipakai untuk kandungan gas yang tak larut. Gelembung yang sedang mengembang permukaannya stabil.

Ketika suatu gelembung kavitasi transien (yang berlangsung sesaat) memasuki medan tekanan yang semakin tinggi maka tibalah fase terakhir riwayat gelembung tersebut. Permukaannya menjadi tidak

stabil. Gelembung tersebut akan mengempis dan, kecuali jika mengandung gas asing dalam jumlah yang cukup, lenyap. Penggelembungan kembali (bubble rebound) adalah menggelembungnya kembali suatu kavitasi transien yang mengandung gas permanen dalam jumlah yang cukup setelah pertama kali mengempis. Ini karena adanya energi yang ditimbun di dalam gas yang mengalami pemampatan tersebut. Beberapa daur (cycles) pertumbuhan dan penggelembungan kembali kadang-kadang dapat diamati. Tekanan kempis gelembung (collapse pressure) adalah tekanan yang timbul di dalam medan gelembung kavitasi yang sedang dalam proses mengempis. Tekanan kempis ini dinyatakan dalam ribuan atmosfer dan diukur pada jari-jari minimum yang dicapai sebelum proses tersebut berhenti atau sebelum penggelembungan kembali terjadi.

Dalam uji model, aliran yang berada di sisi hisap daun baling-baling dapat berupa seperti yang ditunjukkan pada Gh. 6.6.2 [G. Kuiper (ITTC, 1978, bagian 2, halaman 148)]. Di daerah AB terdapat gelembung pemisahan laminar yang pendek yang kemudian diikuti dengan lapisan batas turbulen. Garis BC membedakan dengan jelas antara daerah turbulen setelah pemisahan dan daerah aliran laminar. Transisi alami (natural) berlangsung di daerah CD, sementara itu di dekat hub di suatu jarak dari tepi depan daun baling-baling dapat terjadi pemisahan laminar. Dalam hal ini semua penampang daun baling-baling dalam keadaan berhenti.



Cambar 6.6.2. Skema aliran lapisan batas pada sisi hisap daun baling-baling.

masing-masing titik A-E pada daun baling-baling tentu saja tergantung pada geometri, beban, dan angka Reynolds baling-baling. Terutama titik B, titik ini bervariasi dari ujung daun hingga hub, tergantung beban baling-baling; sementara itu titik D dapat bervariasi dari C hingga E. Ditinjau menurut letak garis chord, daerah transisi CD sangat tergantung pada angka Reynolds, dan akan bergeser menuju ke tepi depan daun baling-baling jika angka Reynoldsnya naik. Untuk angka Reynolds yang dipakai dalam praktek pelaksanaan uji model (hingga sekitar  $10^6$ ) garis CD dan khususnya titik C tidak akan pernah sampai dekat ke tepi depan daun baling-baling.

pusaran yang ditimbulkan oleh daun baling-baling pada hub. Jika baling-baling tersebut dianggap sebagai sayap maka akan diketahui bahwa di sebelah dalam atau di ujung hub pasti juga timbul pusaran. Tetapi karena rendahnya kecepatan penampang hub maka semakin dekat dengan pangkal daun sirkulasinya akan semakin berkurang dan pusarannya akan menjadi lebih lemah. Tetapi dalam kondisi beban yang tinggi pusaran demikian itu akan timbul pusaran hub yang menyusur ke belakang. Bentuknya seperti tali yang dipuntir dengan jumlah pilin yang sama dengan jumlah daun baling-baling.

### 6.6.3. Jenis kavitasi Baling-baling

Laboratorium uji kavitasi membuat sketsa atau memotret pola kavitasi. Laboratorium demikian itu sering pula memberikan penjelasan mengenai hasil yang didapat berdasarkan penglihatan mata, yaitu mengenai kavitasi uap (cloud), busa (foam), kabut (mist), lembaran (sheet), gelembung, buih (froth), bercak (spot), dan garis (streak), dan sebagainya. Dari segi fisika mengenai proses kavitasi, perbedaan kavitasi menurut jenisnya tidak perlu. Namun demikian perbedaan itu dalam praktek akan ada gunanya. Tidak ada standar nyata yang dapat dipakai untuk menerangkan jenis kavitasi. Tetapi dapat dikatakan bahwa penjelasan mengenai bentuk kavitasi harus mencakup keterangan mengenai baik letak, ukuran, struktur, dan dinamika kavitasi, maupun dinamika aliran yang diacu secara benar.

Letak kavitasi dapat diterangkan sebagai berikut :

Ujung daun	Contoh : Kavitasi ujung (tip cavitation), yaitu kavitasi permukaan (surface cavitation) yang terjadi di dekat ujung daun baling-baling; kavitasi pusaran (vortex cavitation), yaitu kavitasi yang terjadi di dalam inti tekanan rendah pusaran ujung (tip vortex) baling-baling.	Tepi depan Tepi ikut	Dalam kaitan ini, kavitasi pusaran ikut (trailing vortex cavitation) harus pula disebutkan. Kavitasi ini adalah kavitasi yang terus-menerus ada di dalam inti tekanan rendah pusaran ikut di dalam aliran yang meninggalkan baling-baling.
Pangkal daun (root fillet)	Contoh : Kavitasi pangkal daun (root cavitation), yaitu kavitasi di dalam daerah tekanan rendah di pangkal daun baling-baling	Alas Sisi hisap (punggung)	Contoh : Kavitasi punggung (back side cavitation) adalah kavitasi yang terjadi pada punggung (sisi hisap) daun baling-baling.
Celah antara daun dan tabung baling-baling		Sisi tekanan (muka)	Contoh : Kavitasi muka (face cavitation) adalah kavitasi pada sisi tekanan (muka) daun baling-baling. Kavitasi ini umumnya ditimbulkan akibat kerja baling-baling yang demikian rupa hingga sudut pukul lokal daun baling-baling itu sangat negatif.
Hub atau konis (cone)	Contoh : Kavitasi hub atau kavitasi pusaran hub (hub vortex cavitation), yaitu kavitasi di dalam	Antara baling-baling dan badan kapal	Kavitasi pusaran antara baling-baling dan badan kapal (propeller-hull vortex cavitation) diartikan sebagai kavitasi pusaran ujung daun baling-baling yang dalam interval tertentu merentang hingga mencapai permukaan badan kapal

Menurut letak penampang daun baling-baling tertentu, misalnya penampang di tengah (midchord).

Jika ada kavitasasi yang meluas (developed) maka ukuran kavitasasi dapat dinyatakan dalam ukuran benda, misalnya, dengan meyakutkannya menurut luas daun baling-baling yang diselimuti oleh suatu jenis kavitasasi tertentu.

Struktur kavitasasi dapat dinyatakan sebagai berikut :

Kavitasasi lembaran (umumnya tipis, halus, tembus pandang, umumnya stabil, tidak stabil hanya di dalam medan arus ikut atau di dalam aliran yang miring)

Kavitasasi bercak (bentuk khusus kavitasasi lembaran; sempit, melekat pada permukaan, timbul pada bercak kekasaran yang terpencil atau pada bagian permukaan yang cacat)

Kavitasasi garis (bentuk khusus kavitasasi bercak; sempit, umumnya sejajar satu sama lain dan timbul pada bercak kekasaran yang terpencil atau pada bagian tepi depan daun yang cacat)

Kavitasasi awan (di bagian belakang atau ujung patah kavitasasi lembaran yang tak stabil di dalam medan arus ikut, massa dari rongga transien, umumnya terkait dengan erosi)

Kavitasasi gelembung (terpencil, bergerak)

Kavitasasi pusaran

Gambar yang menunjukkan contoh dari berbagai jenis kavitasasi dapat dilihat di kepustakaan; lihat, misalnya, ITTC (1978, halaman 310).

Dinamika rongga kavitasasi dapat dikategorikan sebagai :

Tunak (atau lebih baik, kuasi-tunak)

Tak tunak

Tidak menetap

Transien atau bergerak

Menempel (secara tetap atau berlangsung dalam interval waktu, dalam bentuk kavitasasi yang mengembang sebagian atau sepenuhnya atau sebagai sejumlah pusaran)

Bergerak mengikut (misalnya, kavitasasi pusaran)

Karakteristik dinamis aliran yang mengalami kavitasasi dapat dinyatakan dengan memakai notasi berikut ini :

Lapisan batas laminar

Lapisan batas turbulen

Aliran tunak

Aliran tak tunak

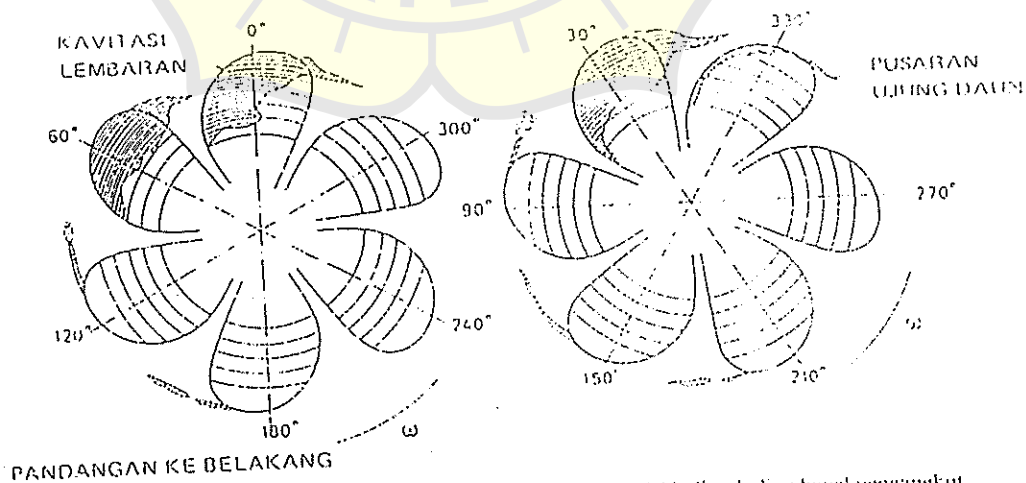
Aliran yang mengalami pemisahan

Pusaran bebas

Lapisan geser (shear layers)

Aliran arus ikut (seragam, tak seragam)

Jika dipakai cara pengamatan yang tidak berdasarkan langsung dari penglihatan mata (misalnya, fotogra berkecepatan tinggi, holografi, penyebaran sina metode Schlieren, metode akustik) maka jenis kavitasasi dapat dinyatakan memakai istilah khusus. Contoh penjelasan gambar kavitasasi pada baling-baling berda enam untuk kapal pengangkut peti kemas berkecepatan tinggi diberikan di Gb. 6.6.3. Sering kali sketsa dalam bentuk demikian itu diberikan oleh pihak laboratorium kepada pihak pemilik kapal atau pihak galangan. Penyajian pola kavitasasi secara skematis seperti itu masih belum distandarkan sepenuhnya, tetapi banyak galangan yang memakai notasi yang ditunjukkan di Gb. 6.6.4.

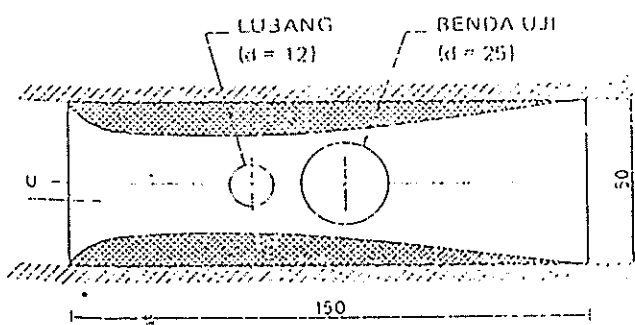


Gambar 6.6.3. Contoh hasil uji kavitasasi dengan memakai model baling-baling kapal pengangkut peti-kemas.



Banyak percobaan yang telah dilakukan untuk membandingkan tahanan relatif dari berbagai bahan dengan kerusakan akibat erosi. Diperkenalkan konsep kekuatan erosi (erosion strength). Konsep ini telah berhasil dipakai sekalipun cara penyaluran energi ke bahan sangat beraneka ragam. Cukup banyak pula upaya yang telah dilakukan untuk mencari hubungan antara beberapa sifat mekanis bahan baling-baling yang dapat langsung diukur dengan kemampuan bahan tersebut dalam menahan kerusakan akibat erosi, dengan percobaan kavitasi, tumbukan (impingement), atau lainnya. Dalam pelaksanaan pengujian, erosi pada benda uji di dalam fluida dapat ditimbulkan dengan jalan menggetarkan benda tersebut, misalnya, seperti yang diajukan dalam "Standard Method of Vibratory Cavitation Erosion Test". (Metode Standar untuk Pengujian Kavitasi dengan Gerakan) (ASTM, 1972).

Pengujian demikian itu dapat dilakukan di tempat yang mempunyai fasilitas untuk foil yang berputar, di tempat yang mempunyai apparatus untuk diskus yang berputar (Dashnaw dan kawan-kawan, 1980), atau di terusan aliran air dengan sirkulasi tertutup (Hansson dan Mørch, 1977). Bagian pengujian dari fasilitas tersebut mempunyai alat pemegang benda uji (specimen holder). Di alat ini benda akan diuji disisipkan demikian rupa sehingga merupakan bagian dari dinding induk (central wall) yang mulus. Gambar 6.6.6 menunjukkan sebuah alat pemegang benda uji. Aliran melewati ke dua sisi dinding tersebut secara simetris. Sebuah lubang di dalam dinding tersebut akan menimbulkan rongga kavitasi di dekat benda di dalam aliran yang menuju ke benda (upstream). Dengan mengatur tekanan dalam rentang tekanan kempis dan kecepatan aliran maka rongga tersebut akan mengempis di dekat permukaan benda uji. Salah satu cara untuk mengkalibrasi berbagai keadaan kerusakan akibat kavitasi adalah dengan memakai aloi nikel yang kekuatan dan kekerasannya ditentukan lebih dulu sebagai bahan standar. Secara umum dapat diperhatikan bahwa semakin keras, kuat, dan kaku (modulusnya besar) material itu semakin tahan terhadap kerusakan akibat erosi.



Gambar 6.6.6: Pemegang benda uji

Untuk dapat memperkirakan erosi baling-baling dengan cara yang dapat diandalkan maka telah dikembangkan suatu cara yang disebut teknik "permukaan lunak" (soft surface). Karena erosi kavitasi menjadi cepat ketika mencapai intensitas kritis maka pemakaian lapisan permukaan (coating) yang lunak yang intensitasnya pada model yang dipakai disesuaikan dengan skala model itu akan dapat memberikan kriteria yang memuaskan. Permukaan yang dipakai untuk model baling-baling dapat bervariasi dari aloi aluminium anoda dan timah lunak murni hingga tinta yang dipakai dalam rekayasa untuk membuat cetakan biru, tinta stensil, dan tinta bolpoin. Proses erosi pada permukaan yang dibuat dari bahan metal dapat memakan waktu beberapa hari, sedangkan pengujian dengan memakai lapisan dari tinta stensil akan dapat diselesaikan dalam waktu 5 menit saja. Metode permukaan lunak dengan waktu uji yang tepat terbukti memberikan petunjuk mengenai erosi pada skala penuh (benda yang sebenarnya) yang dapat dipercaya, dan memberikan perkiraan letak erosi yang lebih tepat daripada yang diperkirakan berdasarkan metode visual.

Badan kapal mendapatkan eksitasi dari baling-baling terutama dalam dua cara: (1) Beban daun baling-baling yang tidak tunak dapat disalurkan ke badan kapal melalui poros (gaya bantalan = bearing forces) dan (2) medan tekanan yang mengikuti kisaran daun baling-baling disalurkan melalui air ke badan kapal menyebabkan timbulnya tekanan getar pada pelat badan kapal (gaya permukaan = surface forces). Hasil percobaan menunjukkan bahwa dalam kondisi tidak ada kavitasi kedua jenis gaya tersebut mempunyai besaran yang hampir sama. Karena adanya kavitasi tunak yang ekstensif pada baling-baling sebagian besar kapal niaga maka gaya permukaan umumnya beberapa kali lebih besar daripada gaya bantalan. Dengan demikian maka besarnya gaya permukaan sebagai besar ditentukan oleh perilaku kavitasi yang ada pada baling-baling yang bersangkutan. Jika akan menentukan gaya ini dengan percobaan model maka percobaan tersebut harus dilakukan di tempat yang mempunyai fasilitas demikian rupa sehingga model baling-baling tersebut akan bekerja dan mengalamai kavitasi di dalam medan arus ikut dengan kondisi yang sedapat mungkin sama dengan kondisi yang sebenarnya. Jenis fasilitas berikut ini dapat dipakai untuk pengujian demikian itu:

1. Terowongan kavitasi konvensional (lihat 6.3.3.1B); medan arus ikut ditimbulkan dengan memakai beberapa model badan belakang (model-turunan = dummy models) yang dikombinasikan dengan jala.

Terowongan kavitasi yang tepat (ruang) ujinya mempunyai panjang dan luas yang dapat menampung model yang lengkap yang diperlukan untuk menimbulkan medan arus ikut (lihat Gb. 3.3.1C).

Fasilitas yang dapat dipakai untuk melakukan pengujian di permukaan air bebas (lihat Gb. 3.3.1D dan Gb. 3.3.1G).

Fluktuasi tekanan dapat diukur dengan transduser tekanan yang dipasang rata dengan permukaan badan kapal. Transduser tersebut dibuat dalam bentuk silinder dengan garis tengah sekitar 20 mm dan tinggi sekitar 15 mm. Perpindahan relatif antara inti ferit (ferrite core) yang dipasang pada membran dengan kumparan yang dipasang di dalam tempat transduser diukur dengan memakai jembatan elektrik.

Jika bukan getaran tetapi bunyi akibat kavitasi yang merupakan obyek yang dikehendaki maka transduser tekanan tersebut diganti dengan hidropori (hydrophone). Dalam hal ini skala merupakan masalah yang sangat rumit, dan harus dipakai beberapa anggapan. Sebagai anggapan dasar adalah pola kavitasi pada model dan pola kavitasi dalam skala penuh keduanya memenuhi kesamaan geometris. Anggapan ini mempunyai pengertian bahwa jari-jari masing-masing gelembung berbanding lurus dengan faktor skala. Selain itu, lingkup daerah meluasnya gelembung kavitasi dan distribusi ukuran relatifnya yang timbul pada model dianggap sama dengan yang timbul pada skala penuh. Dari anggapan itu maka banyaknya gelembung yang timbul pada daun model baling-baling pada suatu posisi sudut dianggap sama dengan banyaknya gelembung yang timbul pada daun baling-baling yang sebenarnya pada posisi itu. Berikut ini akan dibahas lebih lanjut mengenai masalah itu.

#### 6.6.5. Prosedur Uji Model di dalam Terowongan Kavitasi.

Beberapa fasilitas yang dapat dipakai untuk melakukan uji kavitasi dengan memakai model dibahas di Bab 3, 3.3. Pengujian kavitasi harus dilakukan demikian rupa sehingga semua gaya spesifik (seperti misalnya gaya dorong dan gaya torsi) yang bekerja pada model mirip dengan yang bekerja pada obyek dalam skala penuh. Karena itu syarat berikut ini harus dipenuhi :

1. Kesamaan geometris.
2. Kesamaan kinematis.
3. Kesamaan dinamis.

Menurut butir 1 maka model tersebut harus merupakan obyek yang sebenarnya yang diperkecil dalam suatu skala. Secara umum model baling-baling hampir merupakan jiplakan dari baling-baling yang sebenarnya. Begitu pula halnya dengan badan kapal, tetapi karena terbatasnya ukuran terowongan kavitasi atau fasilitas maka kondisi lingkungan di sekeliling model skala tidak dapat sama seperti kondisi lingkungan sebenarnya yang diperkecil dalam skala itu. Pasti akan ada masalah mengenai permukaan bebas dan akan ada pengaruh dinding terowongan. Contohnya, gelombang tekanan yang ditimbulkan oleh masing-masing rongga kavitasi akan dipantulkan dari dinding terowongan. Dengan demikian maka sinyal yang dicatat oleh transduser pada badan model adalah jumlah dari sinyal dari gelombang tekanan yang ditimbulkan langsung oleh rongga kavitasi dengan sinyal dari gelombang tekanan yang dipantulkan dari dinding terowongan. Agar sinyal dari gelombang tekanan yang dipantulkan dari dinding demikian itu dapat dikontrol maka kondisi pemantulan dari dinding terowongan harus diperhitungkan dalam prosedur kalibrasi.

Kesamaan kinematis (butir 2) akan terpenuhi jika kecepatan pada sisi model dan kecepatan pada sisi obyek yang sebenarnya semuanya mempunyai arah yang sama. Maka

$$\frac{V_{Am}}{n_m D_m} = \frac{V_{As}}{n_s D_s} \quad (6.6.11)$$

$$J_m = J_s \quad (6.6.12)$$

$$V_{Am} = \frac{n_m}{n_s} \frac{V_{As}}{\lambda} \quad (6.6.13)$$

$V_A$  adalah kecepatan maju baling-baling,  $n$  laju kisanan,  $D$  garis tengah baling-baling,  $J$  angka maju dan rasio skala. Huruf  $m$  dan  $s$  yang ditulis di bawah masing-masing menunjukkan bahwa kuantitas tersebut berlaku untuk model dan untuk kapal. Ini juga berarti bahwa distribusi arus ikut pada model skala harus seperti distribusi arus ikut di belakang buritan baling baling pada kapal yang sebenarnya. Medan arus ikut dapat ditimbulkan dengan memakai model kapal yang lengkap yang diletakkan di dalam tempat uji di terowongan kavitasi atau dengan memakai sejumlah model badan belakang yang dikombinasikan dengan memakai jala.

Untuk kesamaan dinamis (butir 3) hukum Froude dan hukum Reynolds harus dipenuhi :

$$V_{Am} = \frac{V_{As}}{\sqrt{\lambda}} \quad (\text{hukum Froude}) \quad (6.6.14)$$

$$V_{Am} = V_{As} \lambda \quad (\text{hukum Reynolds}) \quad (6.6.15)$$

Bila dalam percobaan model terjadi kavitasi maka kesamaan dinamis tersebut juga mensyaratkan agar (a) hukum kesamaan angka kavitasi, (b) hukum Weber, dan (c) pengaruh kandungan udara di dalam air pada fenomena kavitasi, harus pula diperhitungkan.

Untuk butir (a) diperlukan, antara model dan kapal, fenomena kavitasi yang sama dan resiko kavitasi yang sama. Fenomena kavitasi yang sama berarti

$$\left( \frac{p - p_v}{\frac{1}{2} \rho U^2} \right)_m = \left( \frac{p - p_v}{\frac{1}{2} \rho U^2} \right)_s \quad (6.6.16)$$

$$\frac{\Delta p_m}{q_m} = \frac{\Delta p_s}{q_s} \quad (6.6.17)$$

dan resiko kavitasi yang sama berarti

$$\left( \frac{p_0 - p_v}{q} \right)_m = \left( \frac{p_0 - p_v}{q} \right)_s \quad (5.6.18)$$

$$\sigma_{vm} = \sigma_{vs} \quad (6.6.19)$$

dan ini menunjukkan bahwa angka kavitasi untuk model harus sama dengan angka kavitasi untuk skala penuh. Simbol yang dipakai dalam Pers. (6.6.16) – (6.6.19) telah dijelaskan sebelumnya; juga lihat penjelasan mengenai Pers. (5.6.1) – (6.6.9). Selanjutnya diperlukan kesamaan dalam tegangan permukaan gelembung kavitasi. Ini memerlukan kesamaan dalam angka Weber  $W$  untuk rongga yang serupa :

$$W = \frac{\rho U^2 l}{\gamma} \quad (6.6.20)$$

Tadalah tegangan permukaan,  $\rho$  massa jenis fluida,  $U$  kecepatan,  $l$  panjang karakteristik, dapat berupa garis tengah gelembung. Dengan memakai yang disebut kapilaritas kinematis (kinematic capilarity)

$$k = \frac{\gamma}{\rho} \quad (6.6.21)$$

maka berdasarkan hukum Weber

$$U_m = U_s \sqrt{\frac{k_m}{k_s}} \sqrt{\lambda} \quad (6.6.22)$$

$U_m$  adalah kecepatan air di dalam tempat uji di terowongan kavitasi.

Jelas bahwa kelima syarat yang disebutkan tadi :

$$(6.6.13) : U_m = c_1 U_s \lambda^{-1} \quad (J_m = J_s) \quad (6.6.23)$$

$$(6.6.14) : U_m = c_2 U_s \lambda^{-1/2} \quad (\text{Froude})$$

$$(6.6.15) : U_m = c_3 U_s \lambda \quad (\text{Reynolds})$$

$$(6.6.19) : U_m = c_4 U_s \quad (\sigma_{vm} = \sigma_{vs})$$

$$(6.6.22) : U_m = c_5 U_s \lambda^{1/2} \quad (\text{Weber})$$

dalam pelaksanaan pengujian di terowongan kavitasi, tidak dapat dipenuhi secara serentak.  $U$  adalah kecepatan aliran pada profil baling-baling,  $\lambda$  rasio skala, dan  $c_1 - c_5$  merupakan koefisien yang berbeda. Persamaan (6.6.13), kesamaan angka maju, harus selalu dipenuhi. Persamaan (6.6.19), kesamaan angka kavitasi, harus juga dipenuhi untuk menjamin adanya kesamaan dalam fenomena kavitasi. Umumnya hukum Froude diabaikan seperti halnya dalam uji baling-baling terbuka yang biasa.

Harga angka Reynolds tidak boleh terlalu rendah. Jika harga angka Reynolds rendah maka akan ada resiko bahwa sebagian besar dari baling-baling model yang bersangkutan akan mempunyai aliran laminar, sedangkan yang skala penuh akan mempunyai aliran turbulen. Harga angka Reynolds terendah yang dapat dipakai tidak dapat digunakan untuk mendapatkan suatu kriteria. Harga angka Reynolds yang diperlukan sangat tergantung pada jenis dan ukuran profil baling-baling dan juga pada medan arus ikut. Secara kasar dapat dikatakan bahwa baling-baling yang mempunyai garis tengah 200 – 250 mm sebaiknya dioperasikan pada laju kisaran yang tidak kurang dari 25 – 30 kisaran per detik, dan ini berarti angka Reynolds sebesar sekita  $10^6$ . Dalam hal ini angka Reynolds didefinisikan sebagai

$$R_n = \frac{C_{0,75R} \sqrt{V_A^2 + (0,75 \pi n D)^2}}{\nu} \quad (6.6.24)$$

$C_{0,75R}$  adalah lebar daun baling-baling pada  $0,75R$ , jari-jari baling-baling,  $D$  garis tengah,  $n$  laju kisaran  $V_A$  kecepatan maju baling-baling, dan  $\nu$  koefisien viskositas kinematis.

Angka Reynolds juga dapat didefinisikan sebagai

$$R_n = 5,3 \frac{A_E/A_0 n D^2}{Z \nu} \quad (6.6.25)$$

Pemetaan ini memberikan harga angka Reynolds yang hampir sama dengan yang diberikan oleh Pers. (6.6.24).  $A_0$  adalah luas bentang daun baling-baling,  $A_n$  luas aksis,  $Z$  banyaknya daun baling-baling, dan  $\nu$ ,  $D$ , serta seperti dalam Pers. (6.6.24).

Mengenai hukum Weber, sekalipun harga kritis angka Reynolds dilampaui kecepatan dalam pelaksanaan percobaan umumnya tidak akan cukup untuk dapat memenuhi hukum Weber tersebut. Selain itu, kandungan gas di dalam air yang berada di terowongan kavitasi juga merupakan hal yang penting. Untuk mendapatkan hasil pengamatan yang tepat mengenai fenomena kavitasi air tersebut harus mempunyai kandungan gas yang sesuai.

Pada bagian atas terowongan terdapat kubah (dome) yang berisi air yang mempunyai permukaan bebas (lihat Gb. 3.3.2) dan udara di atas permukaan air di bawah tersebut dapat dipompa keluar dengan memakai pompa vakum hingga dicapai tekanan statis di tengah model sesuai dengan yang dikehendaki. Setelah beberapa saat kemudian kandungan gas di dalam air tersebut juga praktis akan tetap. Sebagai ukuran kandungan gas dipakai rasio kandungan gas, yaitu rasio antara gas (larut dan tak larut) di dalam cairan yang diuji dengan kandungan gas di dalam cairan jenuh (saturated) pada suhu dan tekanan standar

$$a_s = \frac{\alpha}{\alpha_s} \quad (6.6.26)$$

Kandungan gas di dalam cairan dapat dalam keadaan larut atau tak larut. Sebagaimana disebutkan di 6.6.1, awal terjadinya kavitasi diduga ada kaitannya dengan gas dalam keadaan tak larut yang dikandung di dalam inti. Agar di dalam air terdapat inti dalam jumlah yang cukup untuk dapat mengawali terjadinya kavitasi dan menyebabkan kavitasi dapat tumbuh, kandungan gas di dalam air tersebut harus melebihi harga batas tertentu (misalnya  $a_s = 0,3$ ). Jika kandungan gas menjadi lebih rendah daripada harga batas tersebut maka pertumbuhan dan tebal rongga kavitasi yang terjadi akan berkurang dan fluktuasi tekanan pada badan model barangkali akan terlalu rendah.

Jika percobaan dilakukan di terowongan kavitasi yang tempat ujinya mempunyai panjang dan luas yang tepat menampung model yang lengkap maka dapat diharapkan bahwa harga fluktuasi tekanan yang dicatat dari hasil percobaan tersebut akan lebih tepat daripada

hasil yang dicatat dari terowongan yang lebih kecil. Selain itu, jika medan arus ikut seluruhnya hanya ditimbulkan oleh badan model saja tanpa kontribusi dari jala maka dapat diharapkan bahwa interferensi antara baling-baling dan badan kapal yang penting yang dihasilkan dengan cara itu adalah benar.

Fasilitas yang mempunyai permukaan bebas seperti terowongan jenis D dan G (Gb. 3.3.1) dapat diharapkan memberikan keuntungan tambahan sebagai berikut :

1. Distribusi arus ikut yang dihasilkan agak lebih baik daripada yang dihasilkan di fasilitas tanpa permukaan bebas.
2. Percobaan dengan kondisi balas, yaitu baling-baling berada didekat permukaan air, dapat dilakukan.

Di lain pihak pemakaian fasilitas dengan permukaan bebas tersebut juga memberikan kerugian :

- i. Karena adanya permukaan bebas maka kecepatan model harus sesuai dengan hukum Froude. Ini berarti bahwa kecepatan aliran akan agak rendah (1-3 m/detik). Agar dapat membuat angka kavitasi yang benar diperlukan tekanan statis yang sangat rendah di dalam terowongan kavitasi. Tekanan rendah ini dapat menyulitkan pengadaan inti dalam jumlah yang cukup atau spektrum inti yang sesuai untuk dapat menghasilkan bentuk kavitasi yang "benar." Untuk mengatasi kesulitan ini maka inti harus diadakan secara rekaman, misalnya dengan memasukkan udara ke dalam air atau dengan cara elektroliisa.
2. Keterbatasan kecepatan berarti rendahnya angka Reynolds. Ini akan menyebabkan tidak sesuai pola kavitasi yang dihasilkan di terowongan dengan pola kavitasi dalam skala penuh. Masalah ini dapat diatasi sebagian dengan memakai model kapal yang lebih besar daripada yang umumnya dipakai ditangkai percobaan (12 m dibandingkan dengan 6-8 m).

Dalam hal tertentu terowongan kavitasi harus dikalibrasi. Melalui the International Towing Tank Conference (ITTC) telah dilakukan perbandingan hasil percobaan dari berbagai terowongan. Dengan begitu maka masing-masing laboratorium dapat memeriksa ketepatan fasilitasnya. Beberapa laboratorium membandingkan foto yang diambil dari uji kavitasi dengan foto erosi baling-baling kapal yang diamati dalam pengedokan. Ini merupakan cara yang baik sekali untuk mengkalibrasi terowongan kavitasi. Pemotretan kavitasi pada skala penuh dan pada model yang diambil dengan kecepatan tinggi juga dapat menghasilkan informasi yang berguna.

Scalipun masih banyak masalah yang belum dapat memecahkan sepenuhnya mengenai pelaksanaan uji model di terowongan kavitasi, percobaan demikian itu dapat memberikan banyak informasi dan petunjuk mengenai berbagai pengaruh yang merusak dari kavitasi.

6.6.6. Kriteria untuk Pencegahan Kavitasi

Dalam menyiapkan proposal awal untuk kapal baru hal yang ingin diketahui oleh pihak arsitek kapal dalam tahap dini adalah ukuran utama dan karakteristik baling-baling. Baling-baling harus demikian rupa hingga tidak terjadi kavitasi yang merusak; karena itu, perlu adanya kriteria sederhana untuk memprakirakan terjadinya kavitasi. Kriteria demikian itu dapat didasarkan pada gaya dorong baling-baling rata-rata tiap satuan luas proyeksi permukaan daun dalam hubungannya dengan angka kavitasi, kadang-kadang angka kavitasi setempat. Burill (1943) memakai koefisien yang  $\tau_c$  yang didefinisikan sebagai

$$\tau_c = \frac{T/A_p}{\frac{1}{2} \rho (V_R)^2} = \frac{T/A_p}{q_{0.7R}} \quad (6.6.27)$$

- $T$  = gaya dorong baling-baling
- $A_p$  = luas proyeksi daun
- $\rho$  = massa jenis
- $V_R$  = kecepatan relatif air pada 0,7 jari-jari ujung R
- $q_{0.7R}$  = tekanan dinamis pada 0,7 jari-jari ujung

Dalam diagram yang diberikan oleh Burill  $\tau_c$  digambarkan berdasarkan angka kavitasi setempat pada 0,7 jari-jari :

$$c_{0.7R} = \frac{p_0 - p_v}{q_{0.7R}} \quad (6.6.28)$$

- $p_0 - p_v$  = tekanan pada garis pusat baling-baling
- $p_0$  = tekanan sekeliling yang absolut (absolute ambient pressure)
- $p_v$  = tekanan uap air

Tekanan absolut sekitar (sekeliling) nya pada garis pusat baling-baling adalah tekanan atmosfer ditambah dengan tekanan dari kolom air di atas poros baling-baling; ini berarti

$$p_0 = \text{atm} + \rho g(T - E + \xi_A) \quad (6.6.29)$$

$\rho$  adalah massa jenis,  $g$  percepatan gravitasi,  $T$  sarai kapal,  $E$  tinggi letak poros dari garis dasar, dan  $\xi_A$  adalah amplitudo gelombang.  $\xi_A$  dapat dianggap sekitar  $0,0075L$  atau dapat perkirakan dengan memakai diagram di Gb. 6.4.12 atau 6.4.13.  $L$  adalah panjang kapal.

Jika tekanan atmosfer sama dengan  $101,3 \text{ kN/m}^2$  (atau kPa) (tekanan atmosfer standar pada permukaan laut) maka  $p_0 - p_v$  pada  $15^\circ\text{C}$  menjadi

$$p_0 - p_v = 99,6 - 10,05(T - E + \xi_A) \quad (\text{kPa}) \quad (6.6.30)$$

$p_v$  pada  $15^\circ\text{C}$  adalah sekitar 1,7 kPa. Variasi  $p_v$  terhadap suhu ditunjukkan di Gb. 6.6.7. Kurva tersebut dianggap berlaku baik untuk air tawar maupun untuk air laut.

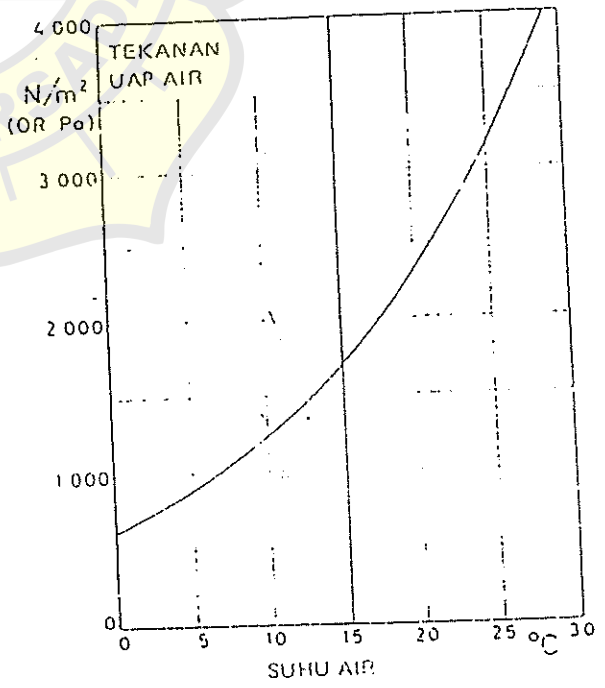
Kecepatan relatif air pada 0,7 jari-jari ujung adalah

$$V_R = \sqrt{V_A^2 + (0,7 \pi D n)^2}$$

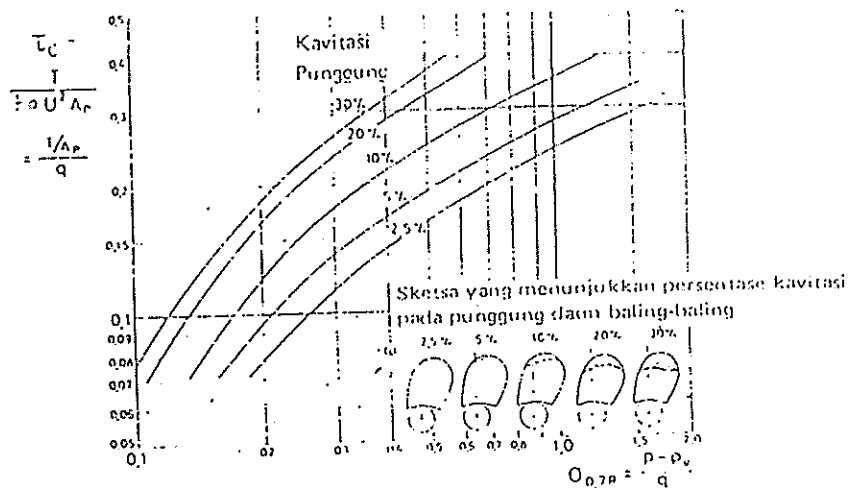
- $V_A$  = kecepatan maju baling-baling
- $D$  = garis tengah baling-baling
- $n$  = laju kisaran

Luas proyeksi daun baling-baling  $A_p$  hampir sama dengan

$$A_p = A_D(1,067 - 0,229P/D) \quad (6.6.31)$$



Gambar 6.6.7. Kurva tekanan uap air terhadap suhu.



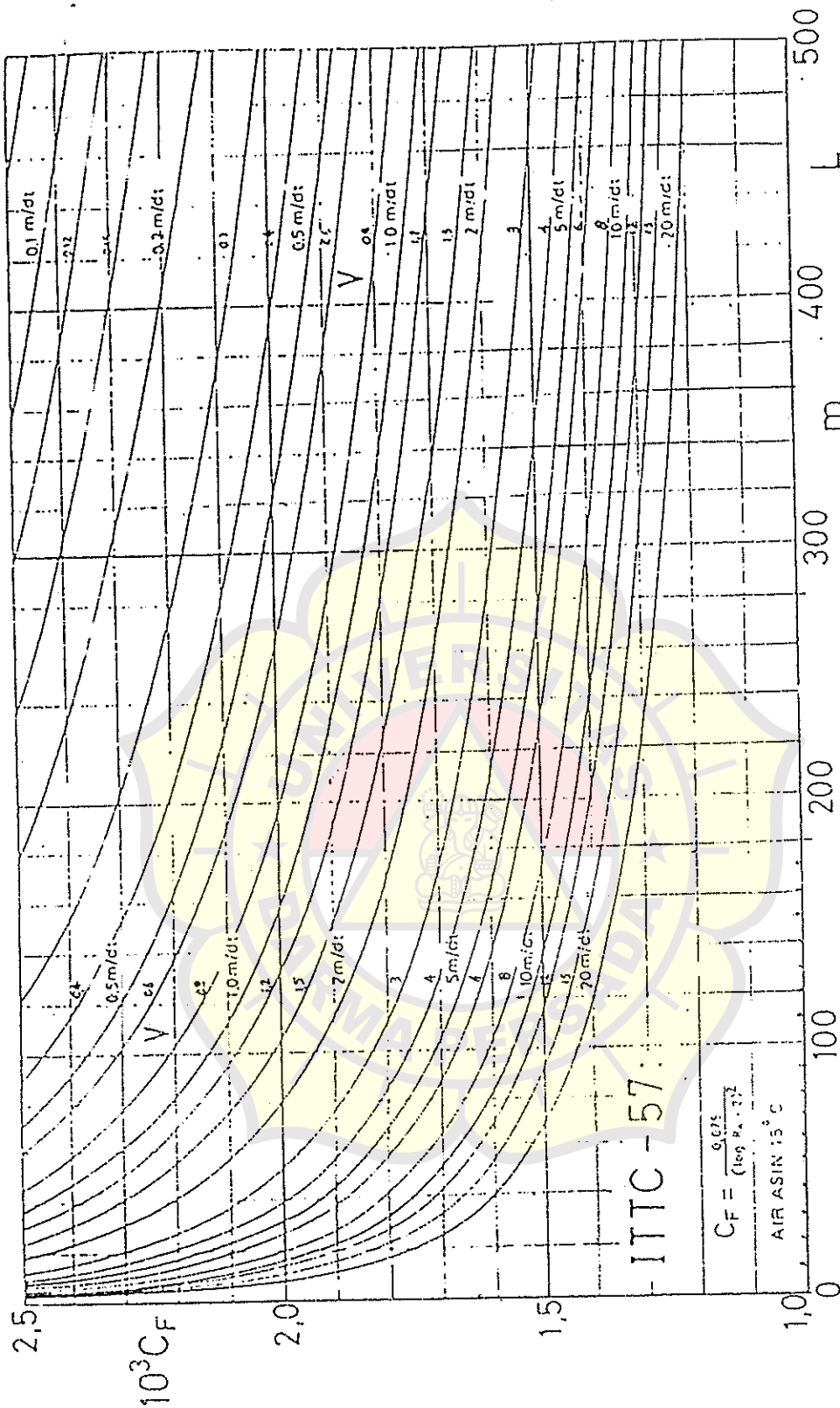
Gambar 6.6.9. Diagram kavitasi untuk seri model baling-baling berdaun empat untuk kapal niaga.

Untuk merancang baling-baling dengan memakai teori sirkulasi (lihat Bab 6, 6.7.5) perlu lebih dulu memilih garis tengah baling-baling, umumnya ditentukan dari diagram rancang (misalnya, Gb. 6.3.14). Izin itu untuk menghindari kavitasi diperlukan suatu kriteria yang agak umum dalam pemilihan luas daun. Diagram di Gb. 6.6.8 dapat dipakai sebagai pedoman demikian itu. Jika bentuk penampang daun telah diketahui maka distribusi tekanan di sekeliling penampang tersebut akan dapat dihitung (lihat Bab 2, 2.4 dan 2.6), atau mengukurnya di terowongan angin atau di terowongan air. Dengan memakai teori sirkulasi maka sudut insiden (angle of incidence) yang sebenarnya berikut pengurangan yang maksimum untuk tekanan pada punggung penampang dapat dicari. Tekanan yang dihitung tersebut kemudian dapat dibandingkan dengan tekanan statis  $p_0 - p_v$  yang ada. Sudut insiden yang sebenarnya tergantung pada pola arus ikut di tempat bekerjanya baling-baling dan dalam satu kisaran baling-baling sudut tersebut akan berubah-ubah. Perhitungan tersebut harus dilakukan dengan memakai harga arus ikut mengeliling rata-rata pada setiap jari-jari tertentu. Dengan demikian maka kavitasi akan terjadi pada kisaran yang agak lebih rendah daripada yang dihitung, sehingga harus diberikan kelonggaran untuk itu. Sering bahwa setelah perhitungan selesai dilakukan kemudian dibuat model baling-balingnya dan dilakukan pengujian di terowongan kavitasi untuk memastikan tidak terjadinya pengaruh kavitasi yang merusak.

## 6.7. TEORI PERANCANGAN BALING-BALING

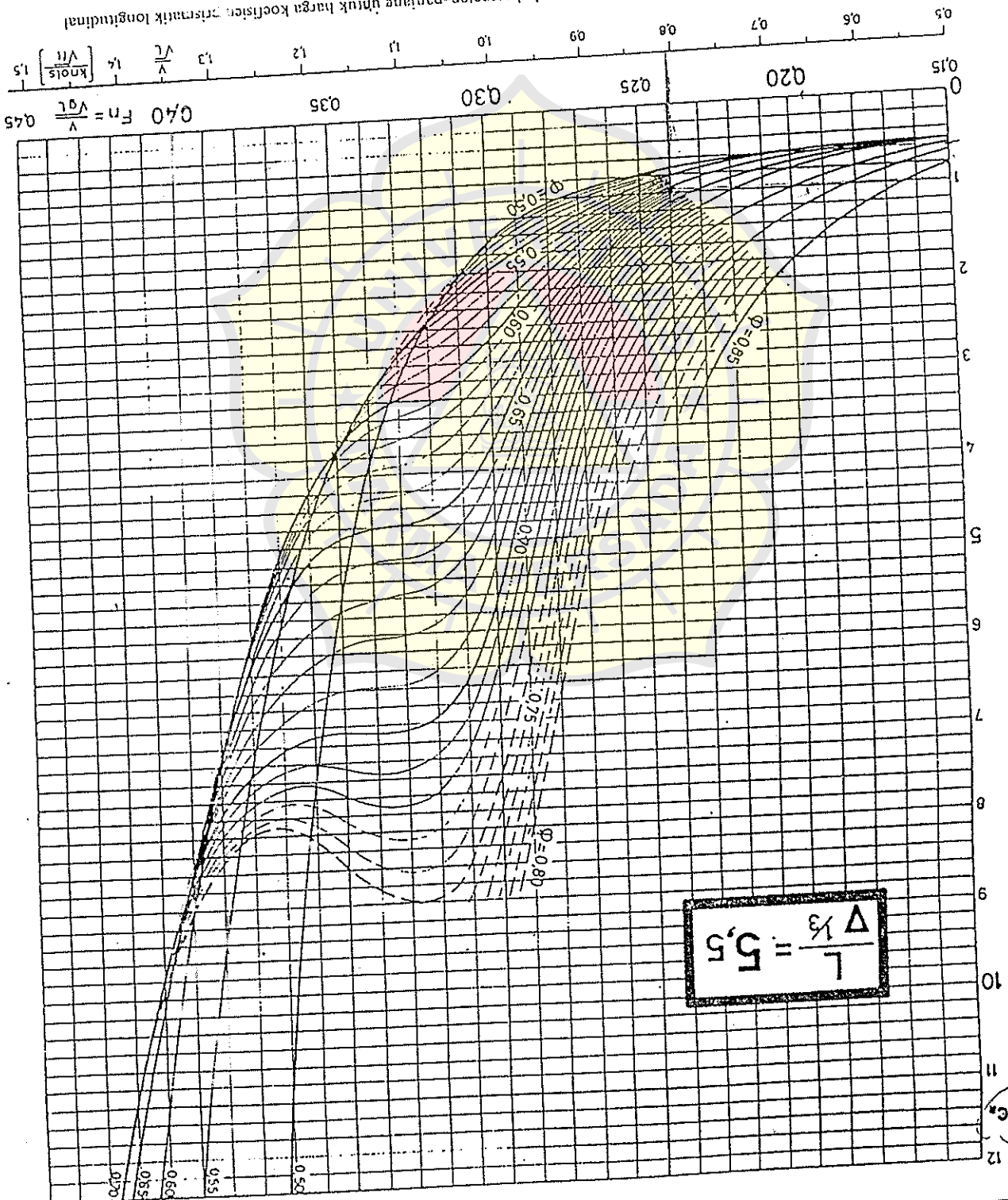
### 6.7.1. Pendahuluan

Telah banyak teori yang diajukan untuk menjelaskan cara sebuah baling-baling menghasilkan gaya dorong. Semua teori tersebut dikembangkan melalui pekerjaan yang sangat banyak, baik secara teoritis maupun memakai percobaan, yang dilakukan dalam cabang ilmu aerodinamika. Sekalipun demikian belum ada teori yang diajukan yang memperhitungkan semua faktor yang terlibat dalam aksi baling-baling. Selain itu sekalipun konsep dari sebagian besar teori tersebut cukup sederhana matematikanya cukup rumit sehingga harus dipakai sejumlah anggapan tertentu untuk menyederhanakan masalahnya. Teori tersebut dapat diterapkan dalam praktek dengan memakai komputer tetapi pemakaian teori yang akan diberikan berikut ini dan program komputer begitu saja tanpa memahaminya kadang-kadang dapat membuat malu yang besar. Karena itu, perancangan praktis baling-baling yang cocok untuk kondisi yang diberikan masih sangat tergantung pada hasil percobaan yang dilakukan secara sistematis dengan memakai model baling-baling. Pemakaian pertimbangan yang baik merupakan hal yang hakiki. Di lain pihak, pengetahuan teori mengenai cara kerja baling-baling merupakan hal yang penting bagi pihak arsitek kapal untuk dapat menghasilkan rancang bangun baling-baling yang baik.



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

Gambar 5.5.8. Koefisien tahanan sisa terhadap rasio kecepatan-panjang untuk harga koefisien prismatik longitudinal yang berbeda-beda,  $L/\Delta^{1/3} = 5,5$ .

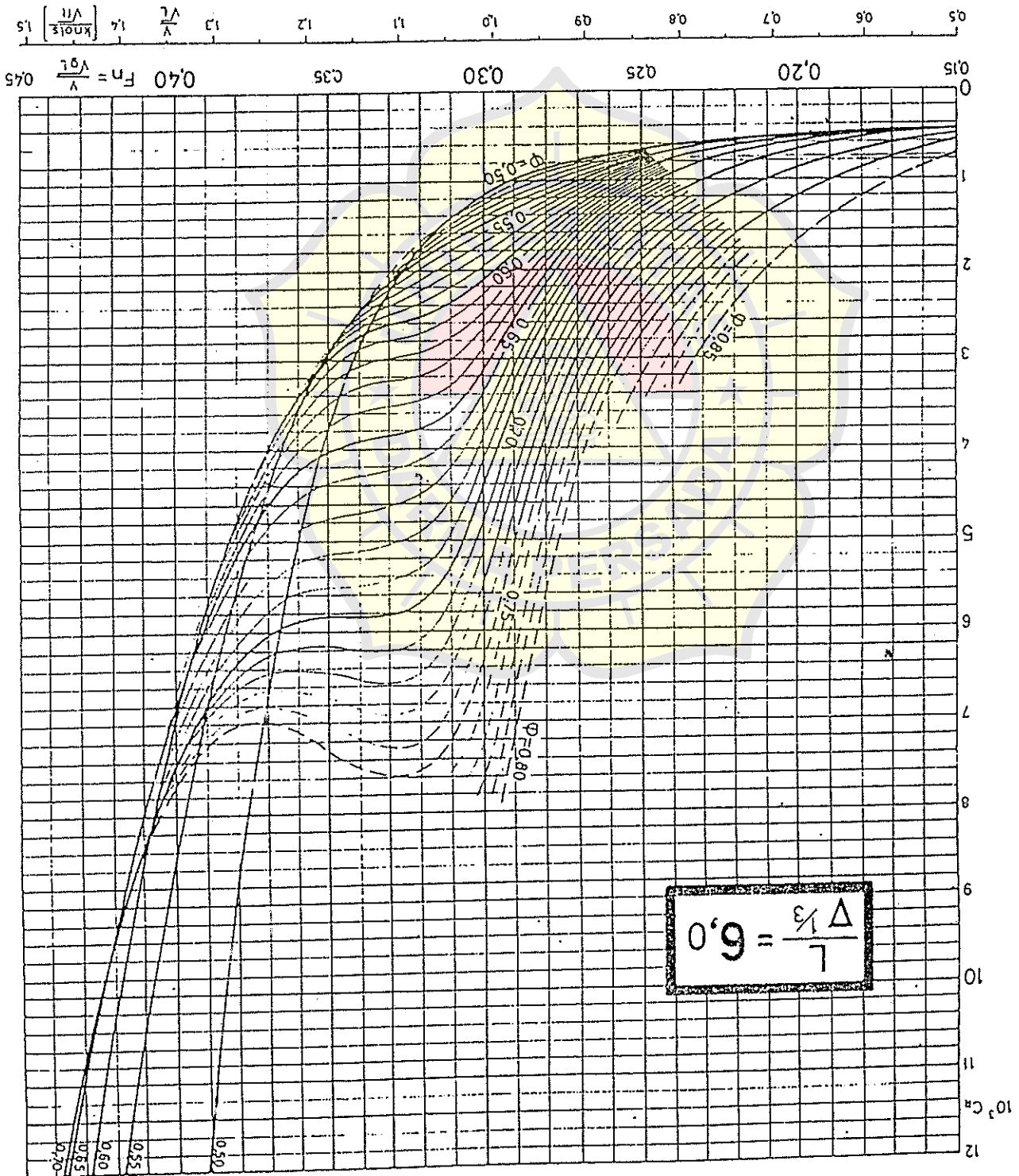


10°C



yang berbeda-beda.  $L/\Delta^{1/3} = 6,0$ .

Gambar 5.5.9. Koefisien tahanan sisa terhadap rasio kecepatan-panjang untuk targa koefisien prismaik longitudinal



6. Diagram utama digambarkan untuk menyatakan kurva rata-rata  $C_R$  untuk 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 terpusut-pulus menunjukkan bahwa kurva tersebut didasarkan pada hasil percobaan yang sedikit jumlahnya atau diperoleh secara ekstrapolasi. Karena itu keragaman hasil di daerah kurva itu cukup besar. Selain itu, perlu diperhatikan pula bahwa di dan di dekat daerah kurva yang mempunyai puncak (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 lahaman 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 tinggi haluannya merupakan tinggi lahaman condong (raked stem).

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

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

$$P_E = R V \quad (kW) \quad (5.5.12)$$

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  $\rho = 1,188 \times 10^{-6} \text{ m.s}^{-3}$ ,  $\mu = 1,025 \text{ t/m}^3$ , dan  $t = 15^\circ\text{C}$ . Untuk kondisi yang lain, yaitu massa jenis dan suhu yang lain, sebelum membuat diagram tersebut panjang kapal harus diubah dulu sebagai berikut :

$$L_1 = \frac{1,188}{10^{\frac{t}{20}}} L$$

$C_A$  = koefisien tahanan tambahan, yaitu kekasaran permukaan dan pengaruh skala percobaan model. Dalam hal ini maka tergalang pada cara penentuan  $C_R$  dan Untuk kapal penarik,  $R$  harus diganti dengan Dalam hal ini  $F$  adalah gaya tarik tali penarik (pull).

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

Karena diagram tersebut dibuat berdasarkan lebar-sarat  $B/T$

$$B/T = 2,5$$

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

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

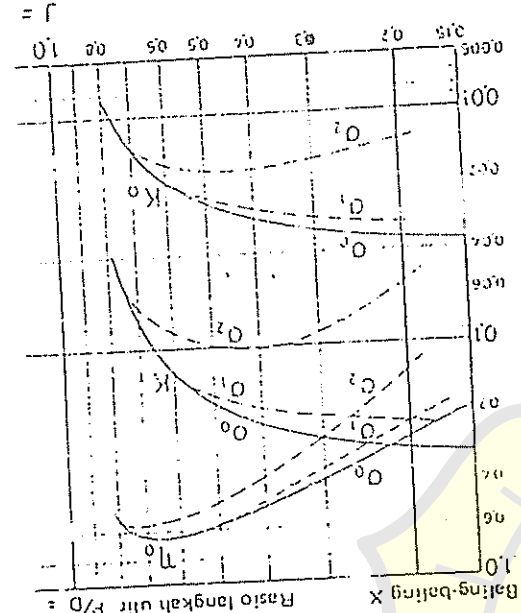
$$10^5 C_R = 10^5 C_{R(B/T=2,5)} + 0,16(B/T -$$

Koreksi ini dapat mempunyai harga yang positif.

Semua kurva  $C_R$  tersebut dimaksudkan untuk letak yang dewasa ini dipandang sebagai letak yang menguntungkan. Letak  $L/CB$  yang merupakan kuantitas yang masih agak incrag semua kepustakaan yang ada menunjukkan yang berbeda-beda sehingga memberikan yang agak mengbingungkan. Namun demikian kecermatan tabaan kapal pada  $L/CB$  dan pada kecepatan yang tinggi. Sebagai upa mengatasi kerancuan tersebut maka semua yang ada dikumpulkan dan diringkas pada Gambar ini harus dipandang sebagai  $L/CB$  standar metode ini saja.

16, 573 47 27 003

Gambar 6.6.5. Kover karakteristik untuk baling-bali terowongan kavitasi.  $\eta_0$  adalah angka kavitasi per nomor.



terowongan kavitasi (lihat Bab 3, 3.2), serta barangkali menghindari sama sekali, pengaruh yang merusak itu. Untuk menentukan karakteristik untuk kerja baling pada berbagai angka kavitasi yang berpeda dipakai terowongan kavitasi yang kover karakteristik tersebut digambarkan dengan cara sama seperti halnya hasil dari uji baling-baling hanya saja untuk masing-masing harga angka akan diperoleh petampang kover yang terpis (7b, 6.6.5).

Kerusakan akibat kavitasi terjadi karena re (impact) ketika rongga kavitasi mengempis, di tumbuk (impact force) ini dianggap beres sejumlah gelombang kejut (shock waves) atau mikro (microjets). Alasan untuk gelombang tersebut didukung oleh suatu laporan yang si mengenai perhitungan: ekanan untuk rongga yang mengempis dan dengan percobaan yang di untuk mendapatkan petrekan harga ekanan yang terbesar. Tekanan kempis terbesar akan kurang  $10^4 \text{ N/m}^2$ . Alasan untuk pancaran tersebut didasarkan pada hasil pengamatan bahwa gelombang itu tumbuh dan mengempis tidak simetris di dekat permukaan benda pe ketika pengempisan berlangsung lambat dengan kecepatan yang sangat tinggi yang me kuat-kuat permukaan benda padat tadi.

Erosi pada daun baling-baling dapat menyebabkan turunnya efisiensi baling-baling. Ketiga, kavitasi dapat menyebabkan getaran dan bunyi, dan ini sering merupakan sumber masalah yang besar, misalnya pada kapal tangki yang mempunyai daya mesin yang besar. Masalah ini dapat dipelajari dengan melakukan percobaan memakai model yang sesuai di

1. Kausan umum atau pengasaran yang meliputi daerah yang cukup luas.
2. Erosi cepat dan burik (pitting) pada huasan selengkap.

dalam dua kelas :

1. Kausan umum atau pengasaran yang meliputi daerah yang cukup luas.

2. Erosi cepat dan burik (pitting) pada huasan selengkap.

Kavitasi pada baling-baling kapal mempunyai beberapa pengaruh yang merusak. Pertama, efisiensi baling-baling akan berkurang. Ini berarti bahwa dengan daya mesin penggerak yang sama baling-baling yang mengalami kavitasi akan memberikan kecepatan kapal yang lebih rendah daripada baling-baling yang tidak mengalami kavitasi. Dengan adanya kavitasi maka baling-baling akan tidak bekerja di dalam air yang homogen tetapi di dalam cairan yang tercampur dengan uap dan gas, dan ini menurunkan daya propulsi.

6.6.4. Pengaruh kavitasi yang merusak

Gambar 6.6.4. Skema penyajian pola kavitasi

6.5.5. Praktek Fraksi Deduksi Gaya Dorong

Rumus atau diagram untuk menentukan Fraksi deduksi gaya dorong untuk model harus terdiri dari parameter yang telah dibahas di 6.5.4 berikut ini :

1. Koefisien blok  $\delta$
2. Rasio lebar-pariangan  $B/L$
3. Rasio diameter baling-baling dengan panjang kapal,  $D/L$
4. Koefisien bentuk penampang.

Umumnya ketetapan mengenal  $t$  terkait dengan ketetapan mengenal  $w$ . Karena itu kurva untuk menentukan fraksi deduksi gaya dorong digambarkan di Gb. 6.4.26 sebagai kurva untuk fraksi arus  $ikur$ . Kurva tersebut berlaku untuk buntan konvensional (lihat Gb. 6.5.5). Untuk buntan baling-baling bebas harga  $t$  akan berkurang sebesar

$$\Delta t = -0,5t$$

(6.5.16)

Buntan gelombang memberikan pengertian bahwa  $t$  harus dikurangi sebesar

$$\Delta t = -0,25t$$

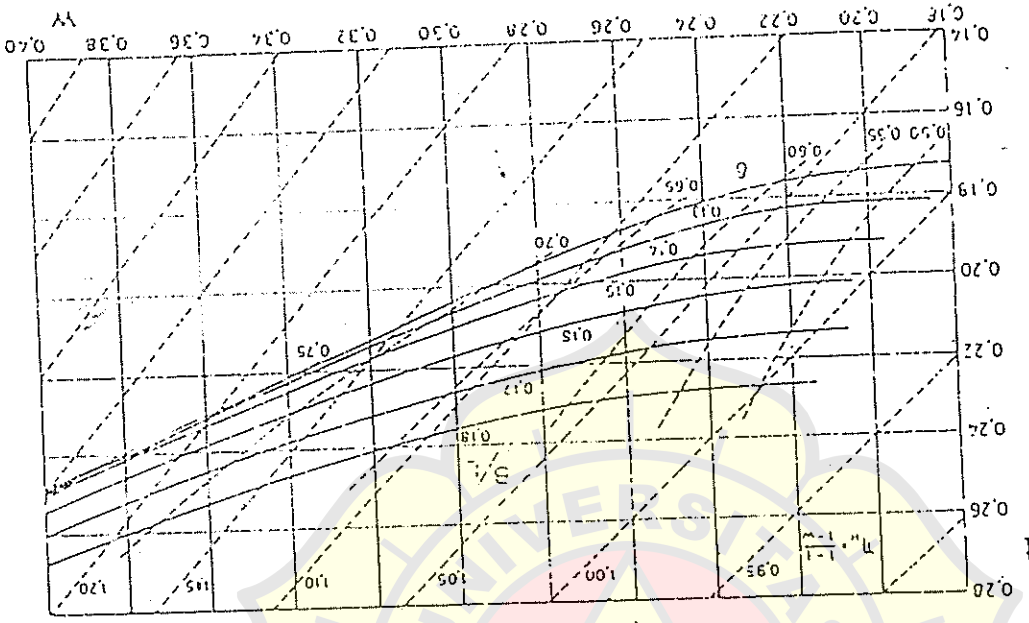
(6.5.17)

Untuk memperkirakan fraksi deduksi gaya  $t$  kapal baling-baling ganda hanya pedoman dan saja yang dapat diberikan. Yang jelas fraksi  $\delta$  gaya dorong akan tergantung pada koefisien blok

Sekalipun khusus hanya memandang kapal  $\delta$  bentuk yang normal dan mempunyai  $D/L = 0,0$ . terlihat bahwa antara  $t$  dan  $w$  tidak mempunyai variasi dengan cara sendiri terlihat di penampang kapal, garis tengah baling-baling kecepatan. Karena itu Gb. 6.5.6 hanya dapat sebagai perkiraan yang sangat kasar untuk men kan harga fraksi deduksi gaya dorong, fraksi aru dan efisiensi badan kapal dalam salah satu perhitungan yang paling awal untuk menentukan yang diperlukan untuk propulsi kapal baru bert baling tunggal.

dorong dengan arus  $ikur$  mudah dicari, dan hub ini ditunjukkan di Gb. 6.5.6. Dalam gambar koefisien arus  $ikur$  dipakai sebagai koordinat hor sedangkan ordinatnya adalah koefisien deduks diagram tersebut. Perangka yang pertama men kan hubungan antara  $t$  dan  $w$  untuk harga ko blok yang tetap. Perangka yang kedua menunj hubungan yang sama tetapi untuk rasio lebar  $p$  yang tetap, dan yang ketiga menunjukkan hub antara  $t$  dan  $w$  untuk efisiensi badan kapal yang  $\eta H = (1 - t)/(1 - w)$ .

Gambar 6.5.6. Hubungan antara fraksi deduksi gaya dorong, fraksi arus  $ikur$ , dan efisiensi badan kapal untuk kapal baling-baling tunggal dengan bentuk normal dan  $D/L = 0,0$



Kavitasi merupakan fenomena yang dapat terjadi pada baling-baling bekerja dengan beban yang relatif rendah. Kavitasi adalah proses dimana gelembung udara yang tertanamnya turun hingga gelembung udara tersebut akan timbul secepatnya (cavities) yang berisi uap, jika pada baling kapal timbul kavitasi maka, di atas kisaran tertentu, akan terjadi pemecahan aliran yang menipis, dan hal ini akan mengakibatkan berkurangnya gaya dorong. Kavitasi dapat menyebabkan tidak dapat mencapai kecepatan yang diinginkan juga dapat menimbulkan getaran, bunyi pada baling-baling kapal terdapat arus ke arah baling-baling dan perbedaan ini besar maka perbedaan-beda akan cenderung terjadi kavitasi permukaan itu akan cenderung terjadi kavitasi. Dalam rekayasa umumnya kavitasi, didefinisikan sebagai proses pembentukan fase uap dari suatu cairan tersebut mengalami pengurangan pada suhu sekehilang (ambient temperature) yang secara umum suatu cairan dikatakan memiliki kavitasi jika di dalam cairan tersebut terlihat gelembung yang terbentuk akibat turunnya tekanan sekitar timbulnya kavitasi pada saat kapal dapat mencapai kecepatan yang diperlukan hanya dalam ukuran submikroskopis saja mengandung gas pemaman dan/atau uap cair

Sebelum blok yang besar akan memberikan hasil deduksi gaya dorong yang tinggi seperti yang ditunjukkan di Gambar 6.5.7. Jika kapal yang bersangkutan tidak memakai bos tetapi memakai bracket poros maka tidak deduksi gaya dorongnya harus dikurangi dengan deduksi gaya dorongnya harus dikoreksi menjadi :

$$\Delta T = 4 \left( \frac{D}{L} - 0,03 \right) \quad (6.5.18)$$

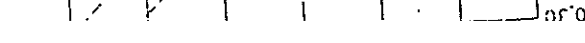
Jika harga rasio garis tengah-panjangnya berbeda dari  $D/L = 0,03$  maka dapat dipakai koreksi berikut ini :

$$\Delta T = -6 \left( \frac{T}{L} - 0,005 \right) \quad (6.5.20)$$

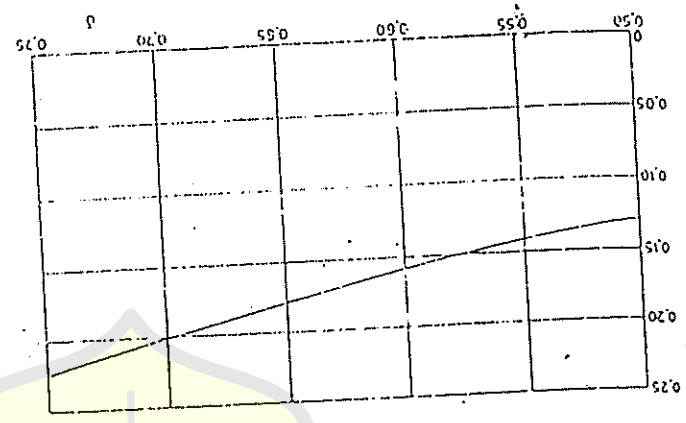
Dengan demikian maka harga  $T$  nya adalah

$$T = TS + \Delta T \quad (6.5.21)$$

Gambar 6.5.8 menunjukkan hubungan antara fraksi deduksi gaya dorong arus ikur, dan efisiensi badan kapal induk kapal berbaling ganda yang mempunyai bentuk normal dan  $D/L = 0,03$ .



Gambar 6.5.7. Fraksi deduksi gaya dorong untuk kapal berbaling-baling ganda,  $D/L = 0,03$ .



Gambar 6.5.8 menunjukkan hubungan antara fraksi deduksi gaya dorong, fraksi arus ikur, dan efisiensi badan kapal induk kapal berbaling-baling ganda yang mempunyai bentuk normal dan  $D/L = 0,03$  dan mungkin berguna untuk perkiraan awal.

Sebelum blok yang besar akan memberikan hasil deduksi gaya dorong yang tinggi seperti yang ditunjukkan di Gambar 6.5.7. Jika kapal yang bersangkutan tidak memakai bos tetapi memakai bracket poros maka tidak deduksi gaya dorongnya harus dikurangi dengan deduksi gaya dorongnya harus dikoreksi menjadi :

$$\Delta T = -0,02 \quad (6.5.18)$$

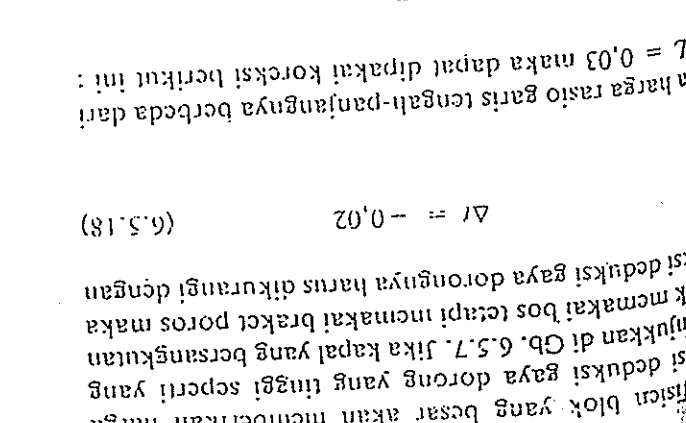
Jika harga rasio garis tengah-panjangnya berbeda dari  $D/L = 0,03$  maka dapat dipakai koreksi berikut ini :

$$\Delta T = 4 \left( \frac{D}{L} - 0,03 \right) \quad (6.5.19)$$

Dengan demikian maka harga  $T$  nya adalah

$$T = TS + \Delta T \quad (6.5.21)$$

Gambar 6.5.8 menunjukkan hubungan antara fraksi deduksi gaya dorong arus ikur, dan efisiensi badan kapal induk kapal berbaling ganda yang mempunyai bentuk normal dan  $D/L = 0,03$ .



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 :

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

$\rho$  adalah massa jenis,  $V_m$  kecepatan model,  $S_m$  permukaan basah model (= panjang garis sisi rata-rata x 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 korlasi model-kapal ITTC 1957" dipakai untuk menentukan koefisien tahanan gesek.

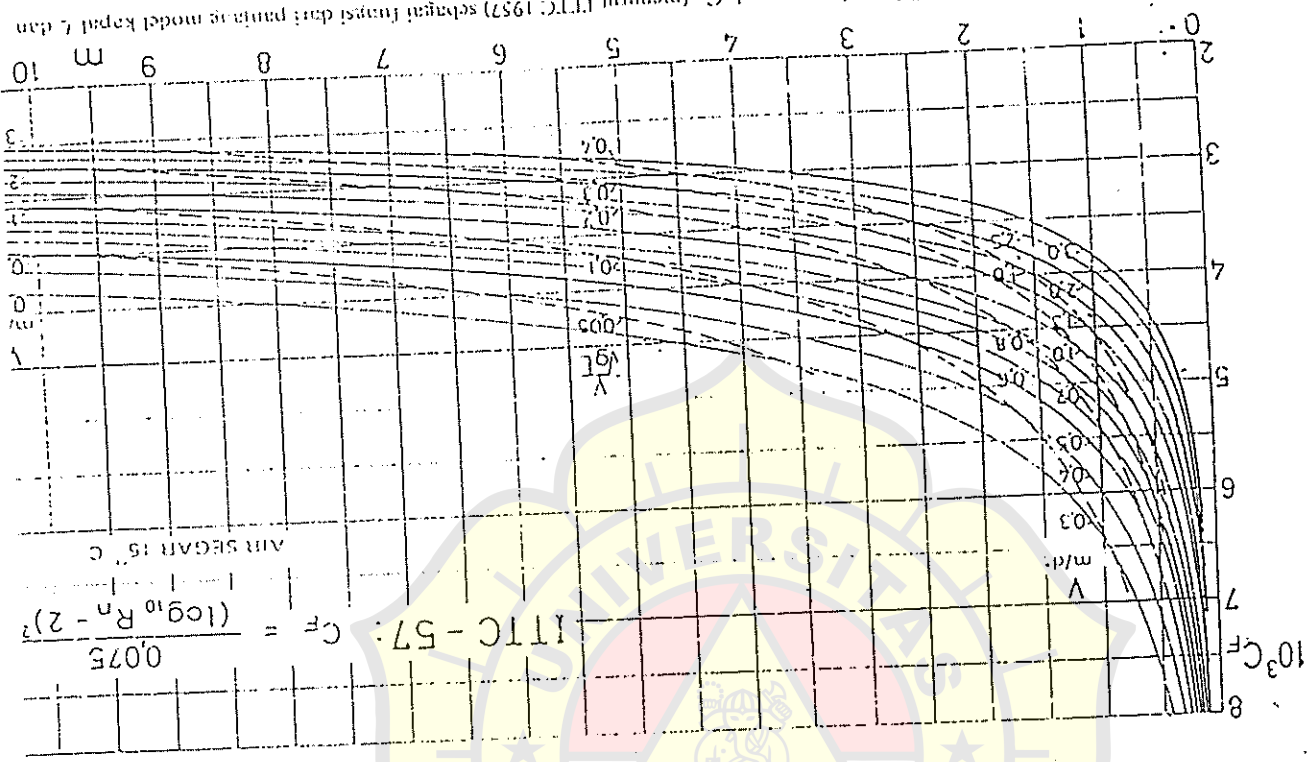
$$C_F = \frac{0,075}{(\log_{10} R_n - 2)^2} \quad (5.5.7)$$

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

4.  $C_R$  dinyatakan sebagai fungsi angka 1
- rasio kecepatan - panjang  $V/\sqrt{L}$ , dalam hal dikur dalam knot dan  $L$ , dalam kaki, didar subkita dalam diagram ( $C_R$ ).
  - Hasilnya dikumpulkan menurut rasio part displasemen  $L/\Delta^{1/3}$  dan koefisien prism model.  $V$  adalah volume displasemen dan

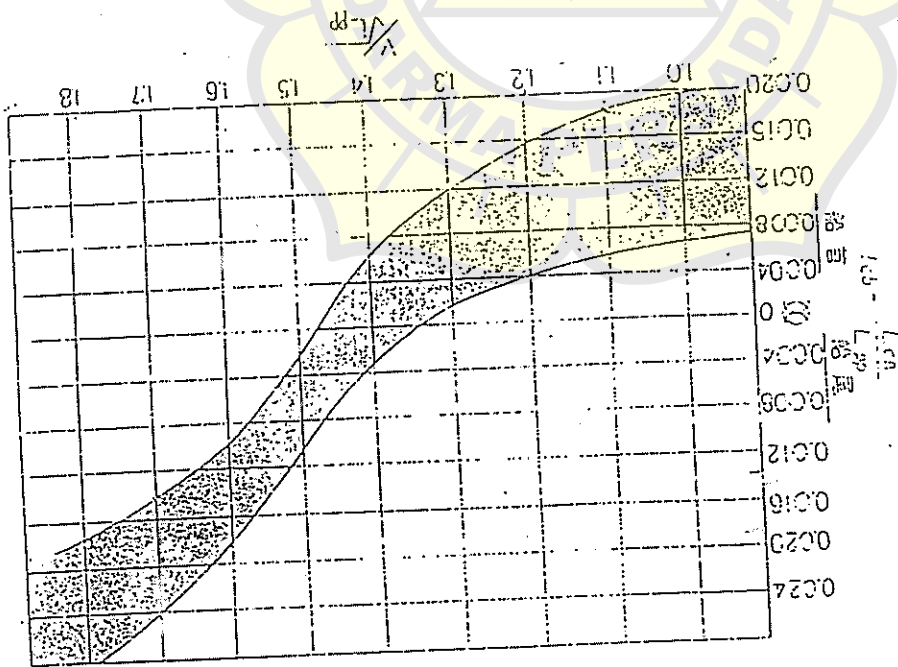
$$\Delta = \frac{L B T \beta}{\Delta}$$

$B$  adalah lebar,  $T$  sarai, dan  $\beta$  koefisien pens melintang tengah kapal.

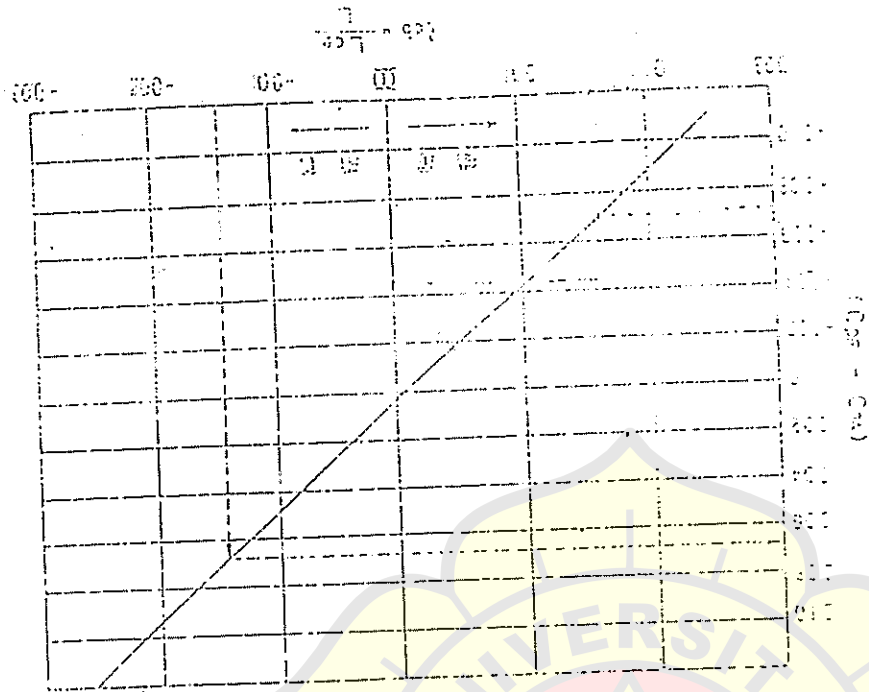


Gambar 5.5.4. Koefisien tahanan gesek  $C_F$  (menurut ITTC 1957) sebagai fungsi dari panjang model kapal  $L$  dan kecepatan  $V$ .

Lampiran 3. Diagram untuk menentukan letak JCB



Lampiran 4. Diagram untuk menentukan koefisien keefisien depan dan belakang (Cpl - C)





**LAMPIRAN 4**





Table 42

Compartment	Number of air renewals per hour for	
	Purge ventilation	Exhaust ventilation
Passenger, 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	—	10 to 20
Russian baths	5 to 10	10 to 60
Galley	—	—
Provision rooms without cooling facilities	5 to 10	10 to 15
Bathrooms, toilets and laundries	5	15 to 20
Stow bays	5 to 10	10 to 20
Deck refreshment bars	10 to 15	25 to 30
Deck refreshment bars	—	6
Upper deck passageways	—	7
Middle deck passageways	—	5
Lower deck passageways	—	5
Engine and boiler rooms	20	35

$\rho_{rel} = 760$  mmHg, relative humidity of  $\varphi_{rel} = 50$  per cent and density  $\rho_{rel} = 1.2$  kg per cu m. The capacity of the fan determined for air in a given state, having a pressure  $p_0$ , volume  $Q_0$  and temperature  $t_0$  can be converted to the standard air capacity by using formula (276) which is derived from the equation

$$Q_0 = \frac{p_0 Q_{std}}{p_{rel} (1 + \alpha t_0)}$$

$$Q_{std} = \frac{p_{rel} Q_0}{p_0 (1 + \alpha t_0)}$$

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

$$H_{t.w.} = \frac{1}{g} (c_{20} u_2 - c_{10} u_1) = \frac{1,000 Y_{air}}{g} (c_{20} u_2 - c_{10} u_1) = \rho (c_{20} u_2 - c_{10} u_1) \text{ mmHg} \quad (277)$$

where  $Y_{air}$  = density of air, kg per cu m

$Y_{water} = 1,000$  = density of water, kg per cu m

$\rho$  = mass density of air, kg-sec<sup>2</sup> per m<sup>3</sup>

Upon radial entry of the air onto the fan impeller vane

$$H_{t.w.} = \rho c_{20} u_2 \text{ or mHg} \quad \text{O}$$

Taking into account the effect of having a finite number of impeller vanes on the developed head by the factor  $\sigma$  and for the losses of head in the fan by the hydraulic efficiency  $\eta_h$ , we obtain the actual head

$$H = H_{t.w.} \sigma \eta_h = \sigma \rho c_{20} u_2 \eta_h = \sigma \rho c_{20} u_2 \eta_h \quad (278)$$

where  $\varphi_{rel} = \frac{c_{20}}{u_2}$  = eddy current factor

$\eta_h = \sigma \varphi_{rel} \eta_h$  = 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	Permissible tip speeds, in feet 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 155	40 to 45

- (1) fans of service and living compartments, designed to provide induced ventilation in these spaces;
- (2) cargo hold fans, designed for ventilating the holds of dry-stow, bulk carriers, tankers and refrigerated cargo vessels, as well as refrigerated provision chambers;
- (3) boiler plant fans, designed to produce artificial draught for the steam boilers;
- (4) coal bunker fans.

Depending upon the way they are installed fans are classified as:

- (1) supply fans in which the fan discharge is connected with the spaces being served;
- (2) exhaust fans in which the fan inlet is connected to the spaces being served;
- (3) ceiling fans, designed to produce air movement in the spaces without providing exchange.

As regards the pressure they develop, fans are divided into:

- (1) low-pressure fans developing a head up to 100 mmH<sub>2</sub>O;
  - (2) medium-pressure fans developing a head up to 300 mmH<sub>2</sub>O;
  - (3) high-pressure fans developing a head up to 1,500 mmH<sub>2</sub>O.
- According to the mechanical composition of the gas they handle, there are:

- (1) fans for delivering pure gases;
- (2) dust fans designed for delivering gases polluted by mechanical impurities.

The specific velocity,  $n_s$ , of a fan is a value relating the air discharge,  $Q$  cu in per hour, full head,  $H$  mmH<sub>2</sub>O, at normal atmospheric conditions and the fan wheel speed,  $n$  (rpm), at the highest efficiency:

$$n_s = \frac{n \sqrt{Q}}{\sqrt{H}}$$

Gas passing through the fan is compressed to only the slightest degree and is therefore assumed to be an incompressible fluid. In this case all the main principles in the theory and operation of centrifugal pumps are valid for fans as well.

The capacity of a fan for ventilating definite service quarters must be sufficient to maintain the chemical composition, humidity and temperature of the air within the requirements of sanitary regulations.

The unwholesomeness, or contamination, of the air in a room or compartment due to the presence of people is usually estimated by

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

$$Q_{CO_2} = V_r \frac{V_{CO_2}}{V_{CO_2} - V_{CO_2}^a} \text{ cu m per hour} \quad (273)$$

where  $V_{CO_2}$  = volume of carbon dioxide produced per cu m of the given room, litres per cu m

$V_r$  = volume of the room, cu m

$V_{CO_2}^a \approx 1$  = the maximum carbon dioxide content per cu m of the given room, litres per cu m

$V_{CO_2} \approx 0.3$  = 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

$$Q_t = \frac{Q_r}{c_p(t_r - t_{ra})V_{ra}} = \frac{Q_r}{c_p(t_r - t_{ra})} \frac{V_{ra}}{V_{ra}} = \frac{Q_r(t_r + \alpha t_{ra})}{c_p(t_r - t_{ra})} \gamma_0 \quad (274)$$

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

$t_r$  = given temperature of the room, °C

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

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

$\gamma_0$  = 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

$$Q_{hum} = \frac{100 D_{hum}}{\phi_r d_r - \phi_{ra} d_{ra}} \text{ cu m per hour} \quad (275)$$

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

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

$\phi_r$  and  $\phi_{ra}$  = 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

Each adult produces per hour	Carbon dioxide, litres/h	Heat, kcal/h	Vapour, g/h
At hard physical work . . . . .	45	150	130
At quiet work . . . . .	23	100	75
At rest . . . . .	23	75	70
At sleep . . . . .	23	75	40
Each child up to 12 years of age produces . . . . .	12	50	23

It should be noted that the amount of vapour produced in a room by the operation of steam engines and steam lines is approximately equal to 1 or 2 per cent of the steam consumption of the engines or lines.

The heat generated by various sources and introduced into the premises they occupy can be determined from the formulas listed in Table 41.

In calculating the fan capacity required for engine and boiler rooms it is necessary to take into consideration the amount of air required for the operation of internal combustion engines and boilers.

The approximate volumes of air required for the operation of internal combustion engines,  $V_{air}$ , and boilers,  $V_b$ , are found from the following formulas:

$$V_{air} = 60 \alpha_{ex} V_{cyl} n \text{ cu m per hour}$$

where  $V_{cyl}$  = total displacement of the cylinders, cu m  
 $n$  = engine shaft speed, rpm

$$\alpha_{ex} = 1.3 \text{ to } 1.5 = \text{excess air coefficient.}$$

$$V_b = 1.15 \alpha_b (1 + \alpha'_{fa}) B \frac{Q_f}{1,000} \text{ cu m per hour}$$

where  $\alpha_b \approx 1.2$  to  $1.5$  = excess air coefficient  
 $\alpha'$  = coefficient of volumetric expansion of air  
 $B$  = fuel consumption, kg per hour  
 $Q_f$  = lower calorific value of the fuel, kcal per kg.

The required fan capacities calculated from formulas (273), (274) and (275) will not be the same and therefore the highest value should be taken for any given compartment.

Tentative values of the required capacity can be estimated on the basis of the number of air renewals per hour  $n_r$ , as established by experience for various accommodations (Table 42).

Source of heat	Heat emitted into surroundings, g/h, kcal/h	Notation
Steam boilers	(0.03 to 0.05) $G_f Q_f$	$Q_f$ = total fuel consumption in ton per hour
Steam turbines	0.005 $G_{\Delta} \Delta t$	$Q_{\Delta}$ = lower calorific value of the fuel per kg
Steam engines	(0.005 to 0.01) $G_{\Delta} \Delta t$	$G_f$ = steam consumption per hour
Auxiliary machinery	(0.02 to 0.03) $G_{\Delta} \Delta t$	$\Delta t$ = useful heat kcal per kg
Steam lines	0.01 $G_{\Delta} \Delta t$	$N_e$ = effective power, kW
Internal combustion engines	0.02 $N_e \epsilon_c \eta$	$i_r$ = mean current density per sq conductor cm
Electrical machinery: (a) with recirculating cooling system	64 $N \frac{1-\eta}{\eta}$	$\eta$ = efficiency of electrical machinery, A per ton, A per ton
(b) without cooling	864 $N \frac{1-\eta}{\eta}$	$\epsilon_c$ = fuel consumption, kg per hp-h
Lighting, fixtures	804 $N$	$k$ = coefficient of transmission room walls, hour per sq deg C
Wires, bus bars, cables and fittings	2,160 $I^2$	$F$ = area of the walls, sq m
Heat introduced from outside by transmission through ship's hull	$\Sigma kF \Delta t$	$\Delta t$ = difference in temperatures of wall surface external surface ship's hull.

In this case, if  $V_{com}$  is the volume of the compartment in the required hourly capacity of the fan will be

$$Q_n = n_r V_{com} \text{ cu m per hour}$$

The fan capacity needed is selected on the basis of what is standard air. This means air at a temperature  $t_n = 20^\circ\text{C}$ ,  $p$

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

$$N_m = \frac{Q \cdot H}{75 \cdot 3,600} \text{ hp}$$

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

$$\eta_h = \frac{H}{H_0} = \frac{H}{H_0} = 0.7 \text{ to } 0.85$$

where  $\Delta H$  = 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

$$\eta_f = \frac{N_f}{N_a} = \frac{310 \cdot \rho \cdot D_2^3 \cdot n^3}{N_a}$$

where  $N_f$  = power lost in overcoming fluid friction

$\beta$  = (5 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  $\eta_f \approx 0.6$  to  $0.75$

For forward-curved vanes  $\eta_f \approx 0.75$  to  $0.9$ .

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

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

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

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

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

### 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

This type of fan design is carried out by the similarity method using aerodynamic diagrams and dimensionless characteristics which we will consider in the following.

The initial data for fan design comprise: the total head  $H$ , consisting of the static,  $H_{st}$ , and dynamic,  $H_{dyn}$ , heads, capacity,  $Q_v$ , and the rotational speed,  $n$ , at maximum efficiency. Thus

$$H = H_{st} + H_{dyn} = H_{st} + \frac{v^2}{2g} \times 10^{-3} \text{ mm H}_2\text{O} \quad (280)$$

where  $v$  = mean velocity in the discharge connection of the fan. On the basis of the discharge per second,  $Q_v$ , head,  $H$ , and speed,  $n$ , we next determine the specific velocity of the fan.

The specific velocity of a fan is a value that relates the air discharge,  $Q_v$ , in m<sup>3</sup> per sec, the total head,  $H$  in mm H<sub>2</sub>O, and the impeller speed,  $n$ , at maximum efficiency:

$$n_s = \frac{1.17 Q_v^{0.45}}{V H^{0.72}} \quad (281)$$

It is evident that the ratio of the capacities of a series of geometrically similar fans of identical design can be expressed by the dimensionless discharge coefficient  $\bar{Q}_v$ . Therefore

$$\bar{Q}_v = \frac{Q_v}{\bar{V} n}$$

and

$$Q_v = \bar{Q}_v F n_s = \bar{Q}_v \frac{\pi D_2^3}{4} \omega_s \text{ cu m per sec}$$

where  $F$  = area of the impeller, sq m

$D_2$  = outside diameter of the impeller, m.

The peripheral speed at the outlet circumference of the impeller is found from the formula

$$v_s = \frac{\pi D_2 n}{60} \text{ in per sec}$$

The pressure developed by a series of geometrically similar fans can be characterized by the pressure coefficient,  $\bar{H}_s$ :

$$\bar{H}_s = \frac{H}{\frac{v_s^2}{g}} \text{ -- for the total head, and}$$

$$\bar{H}_{st} = \frac{H_{st}}{\frac{v_s^2}{g}} \text{ -- for the static head.}$$

Whence, if we know  $\bar{H}_s$  from the characteristics of pilot models, we can determine

difference in pressures in the chambers will cause the vanes to turn clockwise.

As soon as the helmsman stops turning the wheel the pressure in the system drops, valve 71 is returned to its central position by spring 44 and the rudder comes to rest.

In cases when the rudder is operated by emergency steering facilities (quadrants, rudder tackle, etc.), compression of the liquid in the chambers is prevented by opening the relief-bypass valve 33 by its spindle 45.

The interaction of the parts of this steering gear for counter-clockwise rotation of the rudder can be followed out in Fig. 158.

4-4. Determining the Principal Data Required in the Design of Steam and Electric Steering Gears

The main initial data required to determine the principal dimensions of steering gears are the rudder characteristic,  $\chi$ , the torque,  $M_{rr}$ , in kg-m developed on the rudder head and the time,  $\tau$ , required to put over the rudder.

The time required to put the rudder from hard-over to hard-over, depending upon the purpose of the ship and used in steering gear design, is listed in Table 47. It should not exceed the standards established by the U. S. S. R. Shipping Register.

The time that elapses before the steering engine reaches its rated speed, which we shall call the starting time, must be taken into consideration by reducing the time  $\tau$  for putting the rudder from hard-over to hard-over by 1.5 to 2 seconds.

If we denote the gearing ratio between the rudder stock and steering engine shaft as  $i_{gr}$ , the overall efficiency of the steering gear as  $\eta_{gr}$  and the speed at which the rudder stock turns,

Table 47

Type of ship	Time for rudder from hard-over to hard-over, sec	Speed of rudder movement, degrees, for rudder angle at	
		$50^\circ$ to $70^\circ$	$50^\circ$ to $64^\circ$
For trawlers, sailing craft and transport ships	15	4.66	4.25
	25 to 30	2.8 to 2.34	2.56 to 2.13

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

$$M_{rs} = \frac{M_{rr}}{i_{gr} \eta_{gr}} \quad \text{kg-m} \quad (314)$$

$$n_m = i_{gr} n_{rs} \quad \text{rpm} \quad (315)$$

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  $\omega_{rs}$  of the rudder stock can be calculated from the following formulas:

$$\omega_{rs} = \frac{n_{rs}}{30} \quad \text{1/sec} \quad (316)$$

$$\omega_{rs} = \frac{2\pi}{180} \frac{n_{rs}}{60} \quad \text{1/sec} \quad (317)$$

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

$$n_{rs} = \frac{30 \omega_{rs}}{\pi} \quad \text{rpm} \quad (318)$$

Combining equations (315) and (316) we obtain

$$i_{gr} = \frac{30 \omega_{rs}}{\pi} \frac{1}{n_{rs}} = \frac{1}{\pi} \frac{\omega_{rs}}{n_{rs}} \quad \text{rpm} \quad (319)$$

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

$$i_{gr} = \frac{n_m}{n_{rs}} = \frac{n_m}{\frac{1}{\pi} \frac{\omega_{rs}}{n_{rs}}} = 3n_m \frac{\pi}{\omega_{rs}} \quad (320)$$

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

$$N_{rs} = \frac{M_{rs} \omega_{rs}}{75} = \frac{M_{rr} \omega_{rs}}{75} \frac{1}{i_{gr}} = 4.65 \frac{M_{rr} \omega_{rs}}{10^6} \quad \text{metric hp} \quad (321)$$

$$N_{rs} = \frac{M_{rr} \omega_{rs}}{75} \frac{1}{i_{gr}} = 1.35 \frac{M_{rr} \omega_{rs}}{10^6} \approx 1.4 \frac{M_{rr} \omega_{rs}}{10^6} \quad \text{metric hp} \quad (322)$$

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

$$N_m = \frac{N_{rs}}{\eta_{gr}} = 4.65 \frac{M_{rr}}{10^6} \frac{1}{\eta_{gr}} \quad \text{metric hp} \quad (323)$$

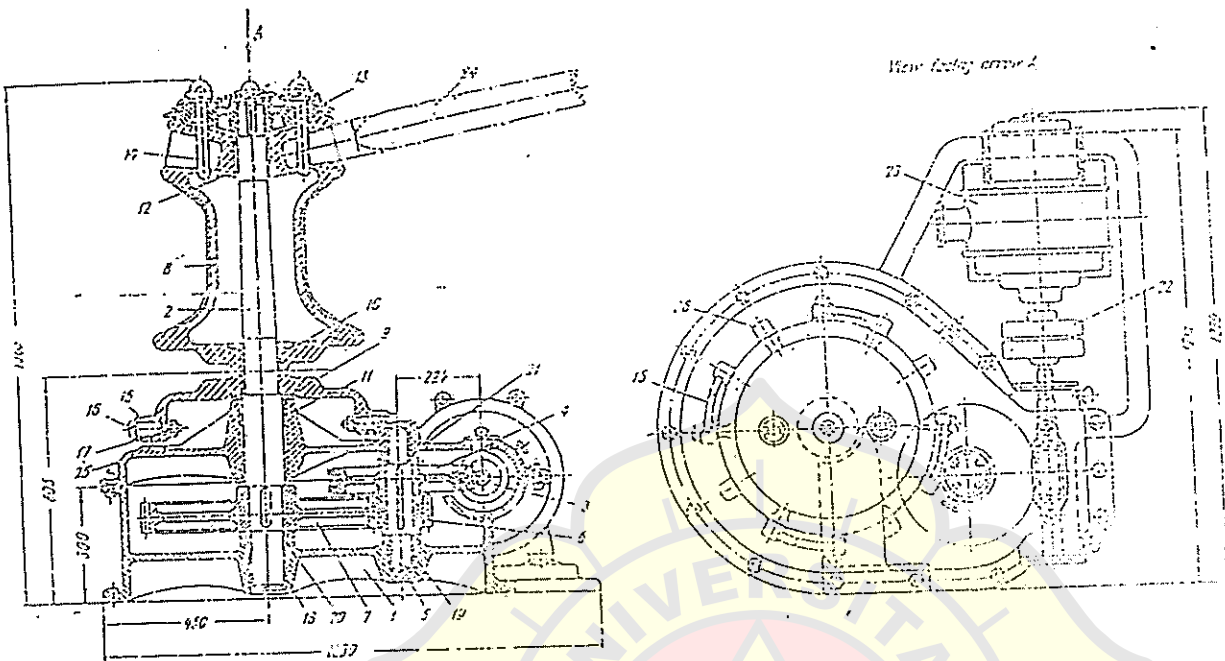


Fig. 169.

5.3. Determining the Principal Dimensions of Anchoring and Winding 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  
 50 m if the anchor weighs from 1,500 to 5,000 kg  
 100 m if the anchor weighs from 5,000 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
- $\gamma_w$  = 7,350 = density of the material of the anchor, kg per cu m
- $\gamma_w$  = 1,025 = density of sea water, kg per cu m
- $f_h$  = 1.28 to 1.35 = a factor taken into account the friction losses in the hawse hole and stopper.

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

$$\gamma_{cl} = 2f_h(G_a + p_a L_a) \left(1 - \frac{\gamma_w}{\gamma_a}\right) = 2 \times 1.35(G_a + p_a L_a) \left(1 - \frac{1.025}{7.350}\right) = 2.35(G_a + p_a L_a) \text{ kg} \quad (383)$$

in hoisting one anchor

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

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  $d_{ch}$  in mm. The weight per running metre of anchor chain is

$$\begin{aligned} (a) p_{ao} &= 0.023d_{ch}^2 \text{ kg for open-link chain} \\ (b) p_{as} &= 0.0218d_{ch}^2 \text{ kg for stud-link chain} \end{aligned} \quad (384)$$

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.\*

If a windlass serves both for handling the anchor and for warping, the pull of the warp ends must not exceed

$$T_w = \frac{R_{br}}{6} \quad (385)$$

where  $R_{br}$  = breaking strength of the warping hawser.

The speed at which a capstan barrel heaves in a warping hawser can be taken from Table 58 which has been compiled from the manufacturing specifications for capstans worked out by the Central Marine Research Institute of the U.S.S.R.

Table 58

pull of the capstan barrel, kg	hawser heaving-in speed, m per sec	useful power, kw-m/sec
1,200	0.3	360
3,000	0.25	750
4,500	0.2	900
7,000	0.167	1,165
12,000	0.150	1,800

The speed at which a warping hawser is heaved in by a windlass is not limited by the values in Table 58, and usually is equal to about 0.4 m per sec.

It has been stated previously that the same machinery is employed both for anchoring and warping purposes. It follows that windlasses and capstans must be designed so as to ensure normal operation of both the anchoring and warping arrangements.

As a rule, anchoring and warping capstans and windlasses are designed to ensure the proper operation of the anchoring arrangement, and then a check is made to see whether they provide for the required pull and heaving-in speed of the warping hawsers.

The number of anchors, their weight, the size of the anchor chain cables, the circumference of warping hawsers and towing ropes, and their length are determined from the tables of the pertinent regulations of the Shipping Register. To find these values it is necessary to calculate the rigging characteristic of the anchoring and warping arrangement:

$$X = L(B + H) + \Sigma W_i \quad (386)$$

where  $L$  = length of the ship at the summer load line, m

$H$  = maximum breadth between the outer edges of the ship's hull, m

$H$  = height of the side amidships, measured from the upper edge of the keel to the lower edge of the strength deck stringer, m

$\Sigma W_i$  = correction factor taking into account the sail effect of the superstructures.

Correction factors for the sail effect of the superstructures having a height  $h_i$  and length  $l_i$  consist of:

(a) correction factors for the superstructures of the forecastle, poop and midships, each having a length  $l_{sp}$  and height  $h_{sp}$ :

$$\gamma_{sp} = k_{rsp} \frac{\Sigma l_{sp} h_{sp}}{L}$$

where  $k_{rsp} = 0.75$  if the total length of the superstructures is equal to or less than 0.5  $L$

$k_{rsp} = 1.5 \frac{l_{sp}}{L}$  if the total length of the superstructures exceeds 0.5  $L$

(b) correction factors for the deck houses, each having a height  $h_{dh}$  and length  $l_{dh}$ :

$$\gamma_{dh} = k_{rdh} \frac{\Sigma l_{dh} h_{dh}}{L}$$

where  $k_{rdh} = 0.5$  if the deck house has a length  $l_{dh}$  equal to or less than 0.5  $L$

$k_{rdh} = \frac{l_{dh}}{L}$  if the length,  $l_{dh}$ , of the deck house exceeds 0.5  $L$ .

if the breadth,  $b_{dh}$ , of the deck house exceeds its length,  $l_{dh}$ , then the product  $b_{dh} h_{dh}$  is substituted into the equation in place of  $l_{dh} h_{dh}$ . Thus

$$\gamma_{dh} = k_{rdh} \frac{\Sigma b_{dh} h_{dh}}{L}$$

(c) correction factor for the quarter deck having a length  $l_q$  and height  $h_q$ :

$$\gamma_q = l_q h_q$$

Data on the anchoring and warping arrangements are listed in Tables 59 and 60. The weight of each anchor is found by dividing their total weight by the number of anchors. The separate anchors may be lighter than the specified values by 7.5 per cent. The lengths of the anchor chain cables are given in the table on the assumption that the average length of each shot is 25 m. The cable length does not include the lengths of the chain slip, joining shackles, connecting links and short pieces of shots with swivels. If the tabular cable length comprises an odd number of shots, then the length of the starboard anchor chain cable is taken one shot longer than the port cable. A section taken through the central chain of the vessel is shown



Table 59  
Self-Propelled Transport Ships with an Unfitted Region of Navigation

No. of vessels	Anchors			Chain of steel rope for the stream anchor	Chain of steel rope for the bow anchor	Diameter of steel rope, mm
	Quant. weight, kg	Total weight, kg	Stream anchor, kg			
1	50	150	25	143	12	8.5
2	75	200	25	125	13	8.5
3	100	250	50	125	15	11
4	150	300	50	150	16	11
5	200	350	50	175	17	11
6	250	450	75	200	18	13
7	300	500	75	225	19	13
8	350	600	100	250	20	15.5
9	400	700	100	275	21	15.5
10	450	750	125	300	22	17.5
11	500	800	150	325	24	17.5
12	550	900	175	350	25	17.5
13	600	1500	200	350	27	19.5
14	650	1700	225	350	28	19.5
15	700	1800	250	375	29	20.5
16	750	2100	250	375	30	20.5
17	800	2250	250	375	31	20.5
18	850	2400	275	375	32	22
19	900	2700	300	375	33	24
20	950	3000	300	400	34	24
21	1000	3300	330	400	36	24
22	1100	3500	450	400	37	26
23	1200	3750	450	420	38	26
24	1300	4100	450	450	40	28
25	1400	4250	450	450	41	28
26	1500	4500	500	450	42	28
27	1600	4750	500	450	43	28
28	1700	5250	600	450	45	30
29	1850	5500	600	450	46	30
30	2000	5750	700	450	46	31.5
31	2150	6000	700	475	48	31.5
32	2300	6500	800	500	49	32.5
33	2500	6750	800	500	50	32.5

Continued

No. of vessels	Anchors			Chain of steel rope for the stream anchor	Chain of steel rope for the bow anchor	Diameter of steel rope, mm
	Quant. weight, kg	Total weight, kg	Stream anchor, kg			
35	3000	3250	1090	500	53	33.5
36	3300	3600	1000	500	53	33.5
37	3600	3750	1250	525	57	31.5
38	3900	4050	1250	550	59	31.5
39	4200	4100	1400	550	61	34
40	4500	4500	1500	550	62	35
41	4800	4900	1650	550	65	35
42	5100	5200	1750	550	67	37
43	5400	5400	1750	575	68	37
44	5800	5800	2000	600	70	40
45	6300	6300	2000	600	72	40
46	6600	6600	2250	600	74	43
47	7000	7000	2250	600	76	43
48	7400	7400	2500	600	77	44
49	7800	7800	2500	600	80	46
50	8200	8200	2700	600	82	48
51	8600	21000	2800	640	83	49
52	9000	22000	3000	600	85	50
53	9500	23000	3000	600	87	50

Note: Five power anchors with a total weight of at least 2.3 of the tabular value are sufficient for ships navigating in the Caspian Sea and having a characteristic of 600 or larger.

pentagon. If the bar size of the anchor chain cable is denoted as  $d_c$ , mm, then the chain pitch equal to  $3d_c$  is to be accommodated along one side AC of the pentagon. Thus, since  $AD = DC = d_c$ , it is evident from triangle OBC that the effective diameter of the cable lifter is

$$D_{cl} = 2R_{cl} = 2 \frac{4d_c}{\sin \alpha} \frac{3d_c}{360^\circ} = 13.5d_c, \text{ mm} = 0.013d_c \text{ m} \quad (357)$$

The length of anchor chain cable heaved in in one revolution of the cable lifter is

$$l_s = 5l_c = 5 \times 3d_c = 15d_c, \text{ mm} = 0.015d_c \text{ m} \quad (358)$$

Table 60

Mooring and Warping Ropes

Characteristic	Towing rope			Warping hawsers							
	Length, m	Circumference of hemp rope, mm	Diameter of steel rope, mm	Total length, m	Number of ropes	Circumference of hemp rope, mm	Diameter of steel rope, mm	Total length, m	Number of ropes	Circumference of hemp rope, mm	Diameter of steel rope, mm
50	50	75	—	50	1	65	—	—	—	—	—
75	50	90	11	50	1	65	8.5	—	—	—	—
100	75	100	11	75	1	75	9.5	—	—	—	—
150	75	120	12	100	1	75	9.5	—	—	—	—
200	100	100	12	100	2	100	12	—	—	—	—
250	100	125	15	140	2	100	12	—	—	—	—
300	110	125	15	160	2	109	12	—	—	—	—
350	110	150	17.5	160	2	100	12	80	—	—	—
400	135	150	17.5	180	2	125	15	80	—	—	—
450	135	150	17.5	180	2	125	15	85	—	—	—
500	135	150	17.5	200	2	125	15	85	—	—	—
550	135	175	19.5	200	2	125	15	85	—	—	—
600	135	175	19.5	220	2	150	17.5	90	—	—	—
650	135	175	19.5	240	2	150	17.5	90	—	—	—
700	150	200	21.5	240	2	150	17.5	90	—	—	—
750	150	200	21.5	350	4	150	17.5	90	—	—	—
800	150	200	21.5	350	4	150	17.5	90	—	—	—
850	175	200	21.5	360	4	150	17.5	90	—	—	—
900	175	225	24	360	4	175	19.5	120	—	—	—
950	175	225	24	360	4	175	19.5	120	—	—	—
1000	175	225	24	360	4	175	19.5	120	—	—	—
1100	175	225	24	360	4	175	19.5	140	—	—	—
1200	190	250	26	400	4	200	21.5	150	—	—	—
1300	190	250	26	400	4	200	21.5	150	—	—	—
1400	190	275	28	480	4	200	21.5	150	—	—	—
1500	190	275	28	480	4	200	21.5	150	—	—	—
1600	200	300	30	480	4	200	21.5	180	—	—	—
1700	200	300	30	480	4	200	21.5	180	—	—	—
1850	200	325	32.5	540	4	200	21.5	180	—	—	—
2000	200	330	34.5	540	4	200	21.5	180	—	—	—
2150	200	350	34.5	540	4	225	24	180	—	—	—
2300	220	350	34.5	540	4	225	24	180	—	—	—
2500	220	350	34.5	640	4	225	24	200	—	—	—

Characteristic

Characteristic	Towing rope			Warping hawsers							
	Length, m	Circumference of hemp rope, mm	Diameter of steel rope, mm	Total length, m	Number of ropes	Circumference of hemp rope, mm	Diameter of steel rope, mm	Total length, m	Number of ropes	Circumference of hemp rope, mm	Diameter of steel rope, mm
2700	220	350	34.5	640	4	225	24	200	2	200	21.5
3000	220	350	34.5	640	4	225	24	200	2	200	21.5
3300	240	375	35	640	4	225	24	200	2	200	21.5
3600	240	375	35	640	4	225	24	200	2	200	21.5
3500	240	400	39	640	4	250	26	200	2	200	21.5
4200	240	400	43.5	640	4	250	26	200	2	225	24
4300	240	425	43.5	640	4	250	26	200	2	225	24
4500	240	425	48.5	720	4	250	26	200	2	225	24
4800	240	425	48.5	720	4	250	26	200	2	225	24
5100	240	425	53	720	4	275	28	240	2	250	26
5400	240	425	53	800	4	275	28	240	2	250	26
5600	240	425	53	800	4	275	28	240	2	250	26
6200	240	425	57	800	4	300	30	240	2	250	26
6500	240	425	57	800	4	300	30	240	2	250	26
7000	240	425	57	800	4	300	30	240	2	250	26
7400	240	425	57	800	4	300	30	240	2	250	26
7800	240	425	57	800	4	300	30	240	2	250	26
8200	240	425	61.5	800	4	300	30	240	2	250	26
8500	240	425	61.5	800	4	300	30	240	2	250	26
9000	240	425	61.5	800	4	300	30	240	2	250	26
9600	240	425	61.5	800	4	300	30	240	2	250	26

Notes: 1. If the actual characteristic is between two tabular values, data should be taken for the next larger tabular characteristic.

2. The diameter and circumference of ropes selected from the table for ships with square rigging are to be increased by one size.

3. The towing rope (or nonpropelling vessel) is taken one size larger than the tabular value (in diameter and circumference). In addition to the towing rope indicated in the table, towing vessels (tugs) must have a towline rope for towing other vessels. This latter is to be selected in accordance with the pulling capacity of the hook which is taken with it (see field margin of safety).

4. If Manila or steel hemp ropes are to be used instead of ordinary hemp, they can be taken one size less than the tabular value.

Denoting the heaving-in speed of the anchor cable as  $v_a$  m per sec, we can find the speed,  $N_{AV}$ , in rpm, of the cable lifter from the equation

$$L \cdot N_{AV} = 60 v_a$$

(a) for windlasses and capstans of power anchors:

$$n_{ca} = \frac{60 v_{ca}}{0.04 d_c} = \frac{60 \times 0.2}{0.04 d_c} = \frac{300}{d_c} \text{ rpm}$$

(b) for the stern anchoring capstan:

$$n_{ca} = \frac{9}{0.04 d_c} = \frac{225}{d_c} \text{ rpm}$$

The efficiency of the anchoring arrangement is  $\eta_{ca} = 0.7$  to  $0.65$  for mechanisms with spur gearing and  $\eta_{ca} = 0.65$  to  $0.75$  for mechanisms

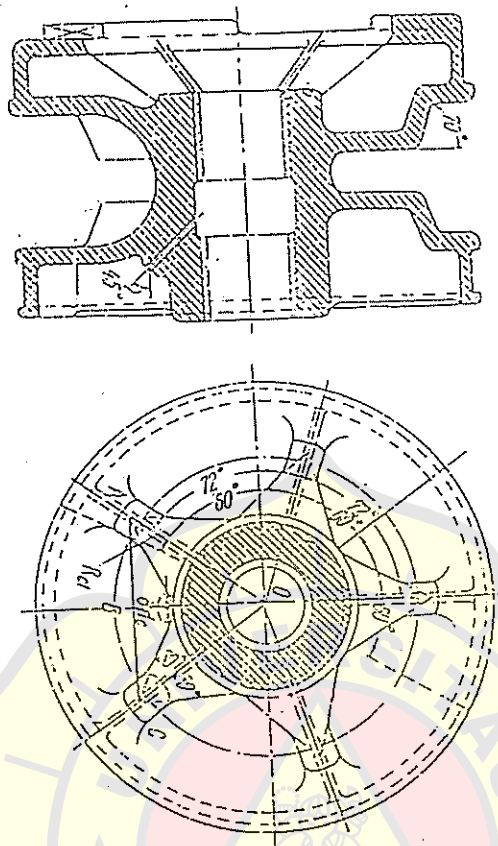


Fig. 170.

with worm gearing. It is the product of the efficiencies of the transmissions and shaft bearings in the gear train (Fig. 171):

$$\eta_a = \eta_{ca} \eta_{sh}^a \eta_{pb}^a \eta_{bg}^a$$

where  $\eta_{ca}$ ,  $\eta_{sh}$ ,  $\eta_{pb}$ ,  $\eta_{bg}$  = efficiencies of the cable lifter, shaft bearings, pairs of spur gears and worm gearing  
 $a$  and  $c$  = number of shaft bearings and pairs of spur gears.

The torque on the cable lifter is

$$M_{ca} = \frac{T_c D_c}{2 \eta_{ca}} \text{ kg-m}$$

Denoting the engine speed of the mechanism (Table 61) by

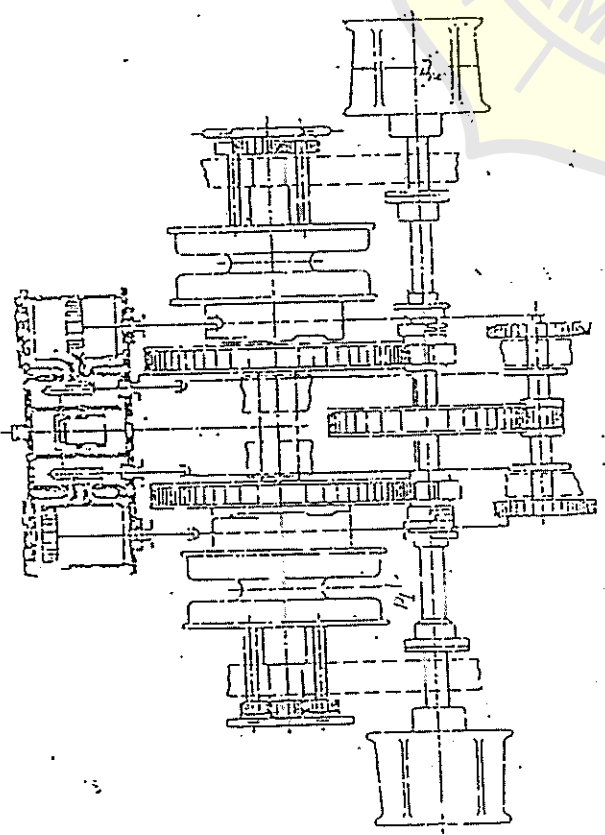
$$i_{ca} = \frac{n_{ca}}{n_{me}}$$

Table 61

Anchor handling gear	Motive unit shaft speed, $n_{me}$ , rpm	Gearing ratio of mechanism, $i_{ca}$
Hand-operated capstans . . . . .	150 to 329	4 to 40
Steam capstans . . . . .	800 to 1450	12 to 60
Electric capstans . . . . .	90 to 270	110 to 200
Hand-powered windlasses . . . . .	720 to 1450	5 to 15
Steam windlasses . . . . .		6 to 30
Electric windlasses . . . . .		105 to 210

The torque developed on the shaft of the motive unit is

$$M_m = \frac{M_{ca}}{i_{ca}} \text{ kg-m}$$



where  $Q_0 = 570$  to  $2,175 =$  weight of the fully rigged boat, kg  
 $Q_1 =$  total weight of all persons allowed to embark (the weight of one person is approximately 75 kg; the number of persons in a boat may reach 78), kg

$Q_2 = 0.05(Q_0 + Q_1) =$  weight of the boat's falls, kg  
 $K_1 = 0.9$  to  $1.1 =$  coefficient of nonuniform distribution of the movable load due to the weight of the persons in the boat.

The maximum tension of the fall at the winch head, after running over the maximum number of guide devices, is

$$T_{max} = \frac{0.5(Q_0 + 1.1Q_1) + Q_2}{m \eta_1 \eta_2 \eta_3}$$

where  $m =$  total number of blocks in the boat's falls;

$\eta_1 = \frac{1 - e^{-\alpha}}{\alpha} =$  efficiency of the boat's falls

- $\alpha =$  coefficient depending upon the ratio of the block diameter to the tackle fall diameter ( $\alpha = 1.1$  for a hemp fall and  $\alpha = 1.04$  to  $1.05$  for a steel wire rope)
- $\eta_2 = 0.9$  to  $0.97 =$  efficiency of the davit guide roller
- $\eta_3 = 0.9$  to  $0.97 =$  efficiency of the snatch-block roller and the winch head.

The tension at the end of a rope that has run over the minimum number of blocks is

$$T_{min} = \frac{0.5(Q_0 + 0.9Q_1) + Q_2}{m \eta_1 \eta_2 \eta_3}$$

where  $c =$  minimum number of blocks.

The diameter,  $d_f$ , of a hemp fall is selected according to the breaking strength ( $T_{max} + T_{min}$ )  $G \leq R_{br}$  as a function of the boat length from Table 63 (U.S.S.R. Shipping Register).

Table 63

Boat length, m	Circumference of tackle fall, mm	Breaking strength, kg
8.25 to 9.14	55	6,100
7.52 to 8.25	53	5,400

The winch head diameter is

$$D_w = (5 \text{ to } 8) d_f$$

The speed,  $v_w$ , with which the boats are hoisted and lowered is assigned so that if the ship is rolling one of these operations can be carried out during the rolling period. This can be accomplished if the heaving-in speed is greater than the vertical component of the crest speed of waves running along the length of the ship. It has been established that the boat hoisting speed must be at least  $v_w = 0.15$  m per sec under these conditions. The heaving-in speed of the tackle fall when single-sheave blocks are used must in this case  $v_f = 0.3$  m per sec.

The required winch head speed is found from the equation

$$\pi(D_w + d_f) n_w = 60 v_f$$

$$n_w = \frac{60 v_f}{\pi(D_w + d_f)} = 19.1 \frac{v_f}{D_w + d_f} \text{ rpm}$$

Assigning a motive unit speed  $n_m = 500$  to  $1,600$  rpm for electric motors and  $n_m = 300$  to  $380$  rpm for steam engines), we can find the gearing ratio of the boat winch. Thus

$$i_{wm} = \frac{n_m}{n_w}$$

In designing nonreversible worm gearing the number of teeth on the worm wheel is taken in the range from 24 to 34. The pull force on the winch head is equal to the sum of the pulling forces of the tackle falls:

$$T = T_{max} + T_{min}$$

Disregarding friction losses, the torque developed on the winch shaft will be

$$M_w = \frac{T(D_w + d_f)}{2}$$

If the winch has an efficiency of  $\eta_w$ , the torque and power on motive unit shaft will be

$$M_{me} = \frac{M_w}{\eta_w} = \frac{F(D_w + d_f)}{2 \eta_w \omega_{me}}$$

$$N_w = \frac{M_{me} \omega_{me}}{75} \text{ metric hp}$$

The mean shaft power of the motor is

$$N_e = \frac{M_{im} \omega}{716.20} \quad \text{metric hp}$$

The mean indicated power is

$$N_{im} = \frac{N_e}{\eta_m}$$

The cylinder diameter of the steam engine, according to Posdyunin's formula which is based on the conditions for starting from a dead stop, is

$$D_{ed} = 1.37 \sqrt{\frac{M_{im}}{\psi_a \eta_m (\alpha_k p_{rs} - p_{ss})}} \quad \text{cm} \quad (383)$$

where  $M_{im}$  = torque developed on the shaft of the engine, kg-cm  
 $\psi_a = 0.85$  to  $1.7$  = cylinder ratio, i.e.,  $S : D_{ed}$

The value of  $(\alpha_k p_{rs} - p_{ss})$  is approximately from 10 to 15 per cent lower than that taken for a steering engine, due to longer distance from the anchoring mechanism to the steam supply, resulting in higher condensation losses in the pipelines. The other values in the formula are to be within the same limits as for steam steering engines.

The indicated power  $N_{ed}$  required to start the engine from rest and the coefficient of reserve power are

$$N_{ed} = \frac{\psi_a D_{ed}^3 (\alpha_k p_{rs} - p_{ss}) \eta_m}{193,300} \quad \text{metric hp} \quad (390)$$

$$\psi_{res} = \frac{N_{ed}}{N_{im}}$$

The steam consumption of the engine driving the anchoring arrangement is

$$G_{im} = g_{im} N_{im} \quad \text{kg per hour}$$

where  $g_{im}$  = specific steam consumption, kg per ihp-hr (the same values are taken as for a steam steering engine).

If need arises to determine the pull on the cable lifter from data measured on the anchoring mechanism, formula (390) can be used. Solving Posdyunin's formula (389) for the torque developed on the shaft of the steam engine we can write

In the anchoring mechanism, we have

$$M_w = \frac{M_{ed}}{\eta_w} = \frac{T_{ed} D_{ed}}{2 \eta_w} \quad \text{kg-cm}$$

Combining the last two equations we obtain

$$T_{ed} = \frac{2 M_w \eta_w}{D_{ed}} = \frac{2}{D_{ed}} \left( \frac{D_{ed}}{2} \right)^2 \frac{\eta_w \psi_a (\alpha_k p_{rs} - p_{ss}) \eta_m \omega_{ed}}{193,300} = 0.78 \frac{D_{ed}^2}{D_{ed}} \eta_w \psi_a (\alpha_k p_{rs} - p_{ss}) \eta_m \omega_{ed} \quad \text{kg}$$

The diameter of the warp ends is taken equal to

$$(a) \quad D_w = (5 \text{ to } 8) d_w \quad \text{for hemp ropes} \quad (391)$$

$$(b) \quad D_w = (1.5 \text{ to } 2.0) d_w \quad \text{for steel ropes} \quad (392)$$

where  $d_w$  = diameter of the warping hawser.

Warp end diameters determined from the diameter of hemp ropes will be suitable for steel ropes as well.

Denoting the hawser heaving-in speed as  $v_w$  m per sec we can find the speed  $\omega$  of the warping shaft from the length of hawser heaved in per minute. Thus

$$\omega = \frac{60 v_w}{\pi (D_w + d_w)} = 19.1 \frac{v_w}{D_w + d_w} \quad \text{rpm} \quad (393)$$

where  $v_w$  = hawser heaving-in speed, m per sec, is to be assigned according to the pull of the warp end (Table 58).

The gearing ratio between the warping shaft and the shaft of the motive unit is

$$i_w = \frac{\eta_m}{\eta_w}$$

The pulling force developed on the warp end is

$$T_w = \frac{1}{2} \frac{M_w}{(D_w + d_w)} = \frac{2 M_w \eta_w i_w}{D_w + d_w} \leq \frac{2 M_w}{9} \quad (394)$$

where  $M_w$  = torque developed on the warp end  
 $\eta_w$  = efficiency of the transmission between the warping and motive unit shafts.

If  $v_w$  rpm is the speed of the motive unit shaft, the speed at which the hawser is heaved in will be

$$v = \frac{\pi (D_w + d_w) \omega}{60}$$

the minimum pressure,  $p_0$  kg per sq m, then the amount of liquid pumped is

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

This equation can be solved for  $V_c$  and  $V_f$ :

$$V_c = V_f + D_1 = V_0 + \frac{D}{6}$$

$$V_f = V_c - D_1 = V_0 - \frac{D}{6}$$

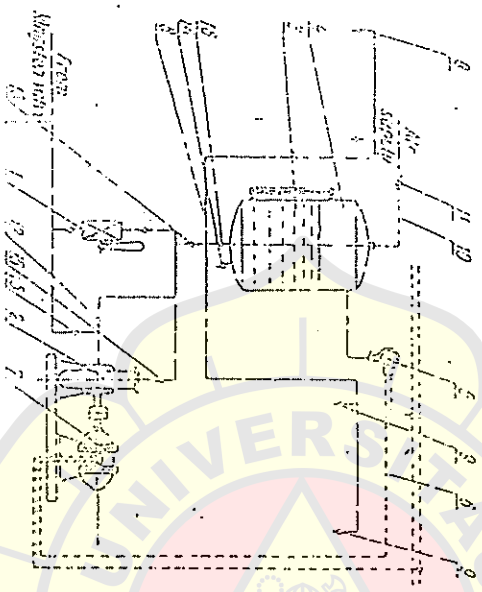


Fig. 159.

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

$$V_0 p_0 = V_f p_f = \left( V_0 + \frac{D}{6} \right) p_2 = \left( V_c - \frac{D}{6} \right) p_f$$

Therefore the minimum and maximum volumes of the air are

$$V_f = \frac{L p_0}{6(p_f - p_0)} \quad \text{and} \quad V_c = \frac{D p_f}{6(p_f - p_0)}$$

Detecting 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

$$V_f = V_0 + V_c = V_0 + \frac{D p_f}{6(p_f - p_0)}$$

(10) SANITARY AND SCUPPER SYSTEMS

The sanitary and scupper systems serve to remove water the deck and also to dispose of used water from baths, hair refreshment bars, galleys, storerooms, etc. Water is drained the decks through scuppers and their pipes which range from 100 mm in diameter.

The diagram in Fig. 160 shows how water is removed from scupper pipes 7 from the upper decks and compartment decks each deck water runs down to the next lower deck through 5

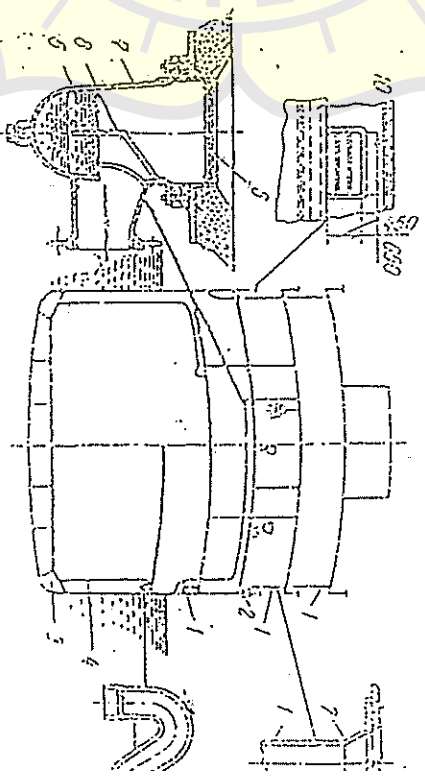


Fig. 160.

pipes until it reaches the first open deck above the load water from where it is discharged overboard through deck scup. Large amounts of water drain from open decks through fresh 10 installed in the bulkheads.

Water is drained from decks located lower than the load line through scupper pipes 7 into bilge courses 5 or into dirt tanks arranged in the double-bottom or side spaces from which is discharged overboard by pumps.

Scuppers 7 with grates 6, cowls 8 and sumps 5 avoid clog the scupper pipes. Straps 9 are provided in scupper pipes drain water from closed compartments to prevent the odor sewage spaces from getting into the compartments.

Shipside outlets of scupper pipes serving closed compartments are fitted with swing-check valves to exclude sea water in weather.

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<sub>2</sub>O.

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,

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

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

where  $H$  = the actual head created by the pump, mH<sub>2</sub>O.

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

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

1-2. 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

them of ballast and to transfer the ballast from certain tanks to others.

The capacity of ballast pumps must be sufficient to enable tanks they serve to be emptied within 4 to 10 hours, depending on the size of the ship.

Tanks that hold from 20 to 265 cu m of ballast are usually emptied within 1 to 3.5 hours; those holding from 260 to 1300 cu m are emptied within 4 to 5.5 hours.

The required capacity of a ballast pump can be determined by the formula

$$Q_b = 0.2825d_p^3 \text{ cu m per hr}$$

where  $d_p$  = diameter, in cm, of the inlet pipe of the largest ballast tank. According to the regulations of the U.S.S.R. Shipping Register this value is to be taken from the piping register upon the tank capacity in tons depending upon the velocity of water flow in the inlet line of the pump.

$v_b = 2$  to  $2.5$  m per sec.

Tank capacity, tons	Inside diameter of pipe and fittings, mm	Tank capacity, tons	Factor of increase of pipe and fittings, mm
Up to 20	60	25 to 370	1.5
20 to 40	71	370 to 630	1.6
40 to 75	87	630 to 1000	1.7
75 to 120	98	1000 to 1500	1.8
120 to 190	103	1500 to 2000	1.9
190 to 265	112		2.0

At a water velocity  $v_b = 2$  m per sec (recommended by the Shipping Register) the required ballast pump capacity will be

$$Q_b = 0.565d^3 \text{ cu m per hr}$$

Because of water leakage, this calculated capacity must be increased by 5 or 10 per cent. Ballast pump capacities range from 10 to 300 cu m per hour. The number of ballast pumps is not less than 10.

Any pump of suitable capacity in a shipboard installation, except drinking-water pumps, can be employed for ballast tanks. If the ballast tanks are not used to store liquid ballast, the use of stand-by cooling pumps of the intermediate tanks for ballasting duty is not allowed.

The pulling force,  $T_s$ , on the winch barrel (Figs. 174 and 175)

$$T_s = \frac{P + G}{2} = P_s$$

where  $P$  = weight of the useful load being hoisted, kg

$G$  = weight of the cargo hook

the shackle, kg

$\eta_p$  = 0.9 to 0.95 = efficiency of one pulley

$\eta$  = number of intermediate pulleys between the boom

and the winch barrel.

A two-speed winch is designed for a given pulling force,  $F$

double-gear operation. The gearing ratio for single-gear operation,  $i$

usually ranges from 4 to 6 and for double-gear operation,  $i$

to 12.

The diameter of the winch barrel is taken to be

$$D_s = (10.5 \text{ to } 15)d_r$$

where the rope diameter,  $d_r$ , is selected according to its breaking

strength,  $R_b = \sigma_b A_r$

The length of the winch barrel is

$$L_s = (1.1 \text{ to } 1.5)D_s \text{ cm}$$

The number of layers,  $n$ , of rope wound on the barrel depends

upon the size of the barrel and the length of the rope to be wound.

This length,  $L_r$ , ranges from 50 to 75 m and the number of layers

does not exceed five.

The diameter,  $d_r$ , and kind of rope is selected so that the breaking

strength,  $R_b > k_m P_s$ , kg

$$R_b > k_m P_s \text{ kg}$$

where  $k_m \geq 6$  = margin of safety.

The number of turns that can be accommodated along the length

of the barrel is

$$m = \frac{L_s}{L_r}$$

The length of rope accommodated is:

in the first layer

$$l_{r1} = \pi(D_b + d_r)m$$

in the second layer

$$l_{r2} = \pi(D_b + 3d_r)m$$

in the third layer

$$l_{r3} = \pi(D_b + 5d_r)m$$



In the latter case, calculations are usually conducted using design diameter of the barrel which is

$$D_{bz} = 2r_b + d_s(2z - 1) \quad \text{m} \quad (4)$$

The torque developed on the barrel shaft is

$$M_{bz} = \frac{1}{2} (D_b + d_s(2z - 1)) l_b \quad \text{kg-m} \quad (4)$$

where  $\eta_p$  = efficiency of the winch barrel.

The rotational speed,  $n_{bz}$ , of the barrel is found from the following equation for a load hoisting speed  $v_b$  with the double gear of the winch engaged:

$$n_{bz} = \frac{v_b D_{bz}}{60z} = 19.1 \frac{D_{bz}}{z} \quad \text{rpm} \quad (4)$$

The overall gearing ratio of the winch with the double gear engaged is

$$i_{bz} = \frac{n_m}{n_{bz}} = \frac{v_b D_{bz}}{60z n_m} \quad (4)$$

where  $n_m = 80$  to  $250$  = speed of the winch steam engine shaft,  $r_b = 500$  to  $3,000$  = shaft speed of the electric motor,  $z$  =

The overall efficiency,  $\eta_{bz}$ , of the winch when the double gear is engaged is the product of the efficiencies of the shafts ( $\eta_{sp}$ ), of spur gears ( $\eta_{zg}$ ), barrel ( $\eta_b$ ) and worm gearing ( $\eta_{wg}$ ).

Thus  $\eta_{bz} = \eta_{sp} \eta_{zg} \eta_b \eta_{wg}$

where  $a$  and  $c$  = number of shafts and pairs of gears, respectively

$\eta_{zg} = 0.97$  to  $0.93$  for winches with spur gearing

$\eta_{wg} = 0.65$  to  $0.75$  for winches with worm gearing

The required shaft torque of the motive unit is

$$M_{bz} = \frac{M_{bz}}{\eta_{bz}} \quad \text{kg-m} \quad (4)$$

The diameter of the steam engine cylinder and the required power to start from rest are determined from Posdymin's formula:

$$D_{cm} = 1.37 \sqrt{\frac{M_{bz}}{W_{cm} (z_1 p_{1s} - p_{2s})}} \quad \text{cm} \quad (4)$$

The symbols denote the same values as in the case of steering engine.

where  $k_1 = \frac{1 + \Delta}{\Delta}$  = coefficient of mean theoretical indicated pressure for a ratio of steam expansion  $\Delta$

$M_{ex}$  = torque developed on the engine shaft, kg-cm.  
The indicated power of the engine required to start from rest under load is

$$N_i = \frac{D_{ex}^2 (k_1 k_2 k_3 - p_{ex}) n_{ex}^3}{143,300} \quad (427)$$

Values of  $k_1$  as a function of the admission ratio (reciprocal of the expansion ratio)  $\Delta$  are listed in Table 62.

Table 62

$\Delta$	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	0.979	0.995	1
$k_1$	0.545	0.507	0.95	0.979	0.995	0.995	0.995	1

If  $T_{ps}$  is the given rated pulling force for the single gearing, an amount of the winch, calculated from equation (415) for the given load hoisting capacity, then, according to equation (421), the torque developed on the winch barrel is

$$M_{ps} = \frac{1}{2} [D^2 + d(2z - 1)] T_{ps} \quad \text{kg-m} \quad (428)$$

Assuming that the motive unit shall rotate at a constant speed  $n$ , we can write

$$\frac{M_{ps}}{n} = \frac{M_{ex}}{n_{ex}} \quad (429)$$

where  $\eta_{ex}$  = overall efficiency of the winch when the single gearing is engaged of the winch with the single gearing is engaged. It follows that the required gearing ratio is

$$i_{ex} = \frac{M_{ps}}{M_{ex}} \eta_{ex} \quad (430)$$

The speed of the winch barrel for single gearing is

$$n_{ps} = \frac{n}{i_{ex}} \quad \text{rpm} \quad (431)$$

Tabel Ayo Kefregren 2.2: sifat-sifat cairan dan uap jenuh

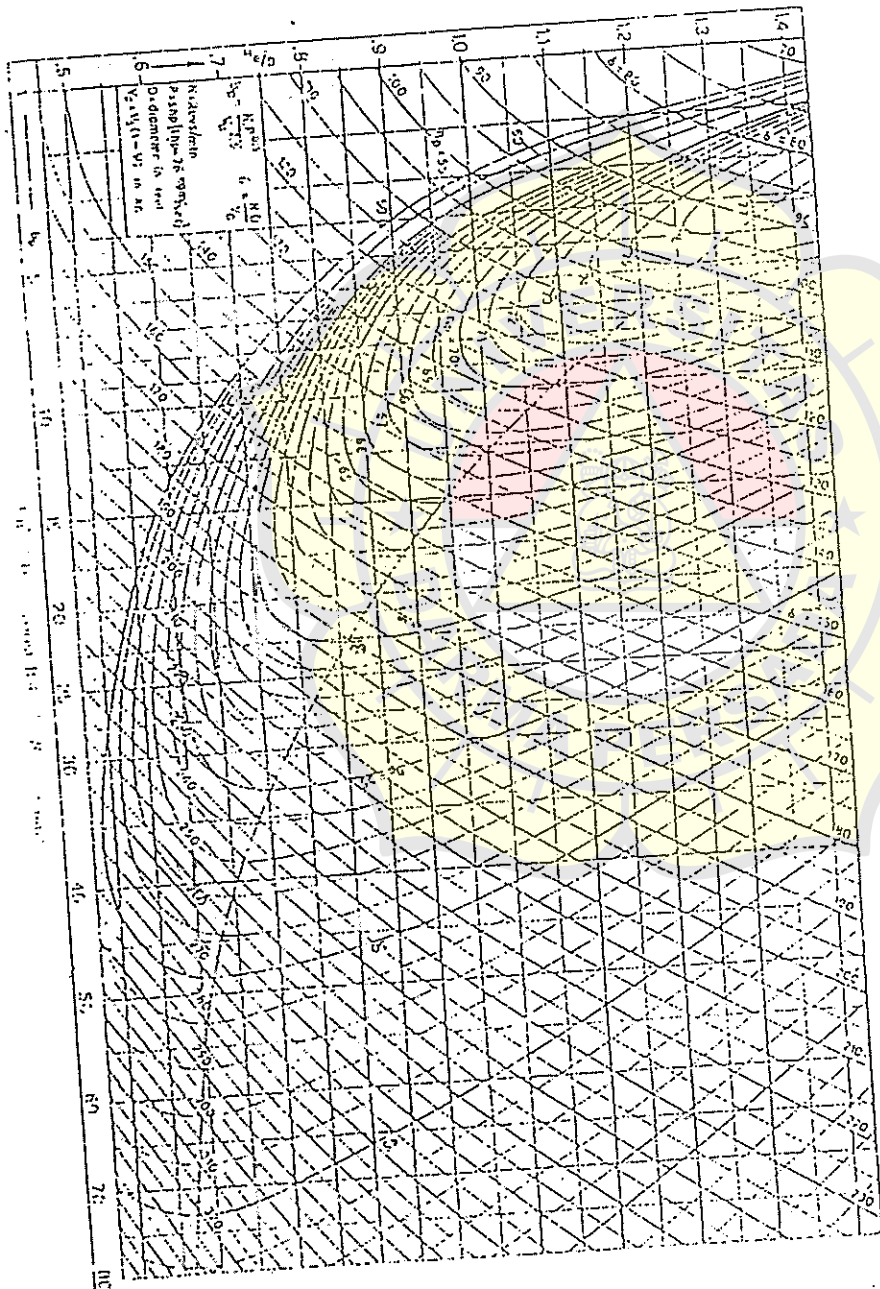
t, °C	P, kPa	Enthalpi		Entropi		Volume spesifik	
		h <sub>f</sub> kJ/kg	h <sub>g</sub>	s <sub>f</sub> kJ/kg · K	s <sub>g</sub>	v <sub>f</sub> 1/m <sup>3</sup>	v <sub>g</sub>
-40	37,48	134,763	179,114	0,73254	1,87886	0,68208	537,152
-35	49,47	139,830	181,529	0,73599	1,86389	0,68856	414,827
-30	64,39	144,959	183,921	0,73919	1,85000	0,69526	324,557
-25	82,71	150,153	186,282	0,80216	1,83708	0,70219	256,990
-20	104,95	155,414	188,609	0,82490	1,82504	0,70936	205,745
-15	131,68	160,742	190,896	0,84743	1,81380	0,71680	166,400
-10	163,48	166,140	193,138	0,86976	1,80329	0,72452	135,844
-5	177,76	168,318	194,421	0,87864	1,79927	0,72769	125,563
0	192,99	170,507	195,619	0,88748	1,79535	0,73092	116,214
5	209,22	172,708	196,619	0,89630	1,79152	0,73420	107,701
10	226,46	174,919	197,467	0,90509	1,78779	0,73753	99,9362
15	244,83	177,142	197,967	0,91386	1,78415	0,74091	92,8432
20	264,29	179,376	198,305	0,92259	1,78059	0,74436	86,3546
25	284,93	181,622	199,133	0,93129	1,77711	0,74786	80,4103
30	306,76	183,878	199,951	0,93997	1,77371	0,75143	74,9572
35	329,89	186,147	200,759	0,94862	1,77039	0,75506	69,9478
40	354,30	188,426	201,555	0,95725	1,76713	0,75876	65,3399
45	367,01	189,571	201,949	0,96155	1,76553	0,76063	63,1746
50	380,06	190,718	202,241	0,96585	1,76394	0,76253	61,0958
55	393,47	191,868	202,529	0,97014	1,76237	0,76444	59,0996
60	407,23	193,021	202,814	0,97442	1,76082	0,76636	57,1820
65	421,35	194,176	203,096	0,97870	1,75928	0,76831	55,3394
70	435,84	195,335	203,376	0,98297	1,75775	0,77028	53,5682
75	450,70	196,497	203,652	0,98724	1,75624	0,77226	51,8653
80	465,94	197,662	203,924	0,99150	1,75473	0,77427	50,2274
85	481,54	198,828	204,194	0,99575	1,75326	0,77629	48,6517
90	497,59	200,000	204,461	1,00000	1,75229	0,77834	47,1354
95	514,01	201,174	204,724	1,00424	1,75084	0,78049	45,6757
100	530,83	202,351	204,984	1,00848	1,74939	0,78269	44,2702
105	548,06	203,530	205,240	1,01271	1,74796	0,78490	42,9166
110	565,71	204,713	205,493	1,01694	1,74654	0,78713	41,6124
115	583,78	205,899	205,743	1,02116	1,74513	0,78937	40,3556
120	602,28	207,089	205,989	1,02538	1,74373	0,79167	39,1441
125	621,22	208,281	206,231	1,02958	1,74234	0,79397	37,9759
130	640,59	209,477	206,469	1,03379	1,74097	0,79629	36,8493
135	660,42	210,675	206,704	1,03791	1,73961	0,79864	35,7624
140	680,70	211,873	206,935	1,04218	1,73825	0,80092	34,7136
145	701,44	213,083	207,162	1,04637	1,73690	0,80322	33,7012

LAMPIRAN



LAMPIRAN 5

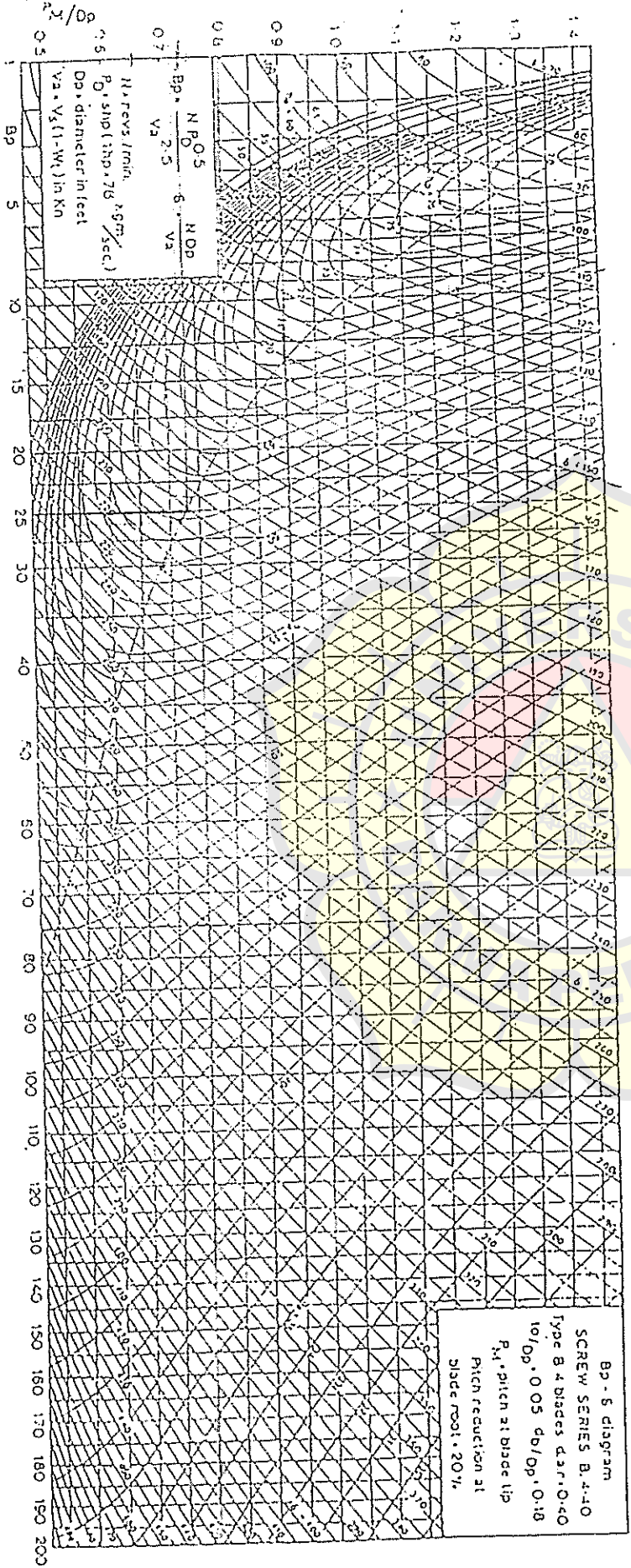




METHODICAL SERIES DATA AND DESIGN CHARTS

me

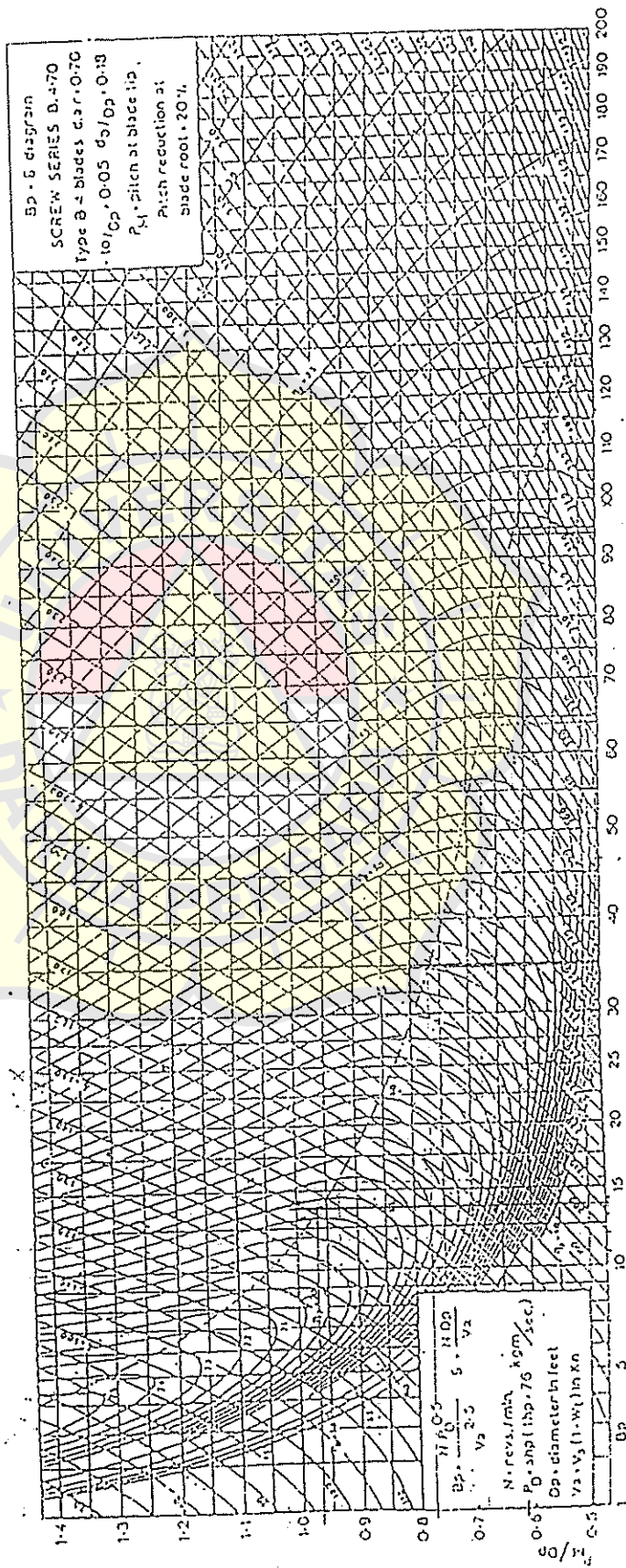
2/27  
 2/25  
 2/27



Lampiran 16. Diagram Bp 5 Series B4-10

lamp. 3.

$H/A_0 = 0,97$   
 $\sigma_p = 65,5$   
 $\delta = 145$







**LAMPIRAN 6**

additions to the volume

for double bottom tanks

for top tanks and deep tanks

for thermal expansion, i.e. 98% filled only.

fresh oil

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

$$V_{\text{diesel}} = (0.1 + 0.2) \cdot W_{\text{heavy fuel oil}}$$

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

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

additions for 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).

$$V_{\text{lubr.}} = P_{\text{bme}} \cdot b_{\text{me}} \cdot \frac{V_{\text{serv}}}{S} + \text{addition}$$

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

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

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

$$\gamma_{\text{lubr}} = 0.90 \text{ t/m}^3; \quad V = \frac{W}{\gamma} \quad (\text{m}^3)$$

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.

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

Trial  $\approx 1.06 \cdot V_{\text{service}}$  (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

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

last brackets for reserve:

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

(according to owner's desire).





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 on

Diesel oil

used for auxiliary engines and for the main engine at  
ordinary trading.

W<sub>diesel</sub> = (0.1 ... 0.2) · W<sub>heavy fuel oil</sub>

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

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

additions see fuel oil

Lubrication oil

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

W<sub>lubr.</sub> = P<sub>ime</sub> · t<sub>ime</sub> ·  $\frac{V}{S}$  + addition

b = 0.8 ... 1.2 [g/KW·h] diesel engine two stroke  
b = 1.2 ... 1.6 [g/KW·h] diesel engine four stroke  
b = 0.14 [g/KW·h] turbines and gearboxes

specific weight  $\gamma_{lubr} = 0.90 \text{ t/m}^3$ ;  $V = \frac{W}{\gamma}$  (m<sup>3</sup>)

Fresh water

- drinking water 10 ... 20 kg/para . day

- washing water 60 kg/para . day without bathing room

up to 200 kg/para . day with bathing room

- boiler feed water 0.14 kg/KW·h plus fire filling

additions to the tank volume: 3 ... 4% for special cooling

In case of fire

fresh water tanks have to be separated from all other

by cofferdams.

ii) Ballast capacity used for

- trim (immersion of propeller; resistance)
- providing of sufficient stability (at the end of the voyage)
- heeling (heavy lift vessels; koro-vessels; container ships)
- because of container guides)
- longitudinal strength (bulker, tanker)
- immersion of ship (tanker, to avoid heavy motions in seaway; therefore light or heavy ballast).

Ballast capacity to be provided depending on ship type and on desires of the owner; between 10% and 50% of deadweight. Additions to required ballast tank volumes are larger at the ends of the ship.

- 15% lower fore peak tank
- 3% upper fore peak tank
- 2% double bottom tank.

The new IMO-rules recommend segregated ballast tanks to avoid pollution. Cargo oil tanks are separated from the ballast tank system. The economy decreases and more tank capacity is needed.

Sounding/ullage tables delivered by yard.

1) Provisions/Persons/Innards

Weight of provisions	3 ... 5 kg/pare . day
Weight of persons	75 kg (crew and passengers)
Weight of luggages	20 kg/pare (short distance)
	60 kg/pare (long distance passenger and crew)

Types and location of Main Engine

is another part of the contract influencing ship design. (Ship weight, volume, fuel consumption).

Agency is determined by the choice of the main engine type, also



**LAMPIRAN 7**



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

$$Q_{ch} = V^r V^{mr} - V^{ca} \quad \text{cu m per hour} \quad (273)$$

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

$$Q_r = \frac{c_a(t_r - t_{fa})V^{fa}}{Q_r} = \frac{c_a(t_r - t_{fa})V^{ca}}{Q_r(1 + \alpha t_r)} V_o \quad (274)$$

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

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

$V_o \approx 1.29$  = 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

$$Q_{hm} = \frac{100 D_{hm}}{\phi_r t_r - \phi_{fa} t_{fa}} \quad \text{cu m per hour} \quad (275)$$

where  $D_{hm}$  = 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)

$\phi_r$  and  $\phi_{fa}$  = 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.

Tabel A-6 Refrigeran 22: sifat-sifat cairan dan uap jenuh<sup>6</sup>

$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{ kPa}$	Energi, $\text{kJ/kg}$		Entropi, $\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$		Volume spesifik, $\text{L/kg}$	
		$h_f$	$h_g$	$s_f$	$s_g$	$v_f$	$v_g$
-60	37,48	134,763	379,114	0,73254	1,87886	0,68208	517,152
-55	49,47	139,830	381,529	0,73599	1,86389	0,68856	414,857
-50	64,39	144,959	383,921	0,73919	1,85000	0,69576	324,557
-45	82,71	150,153	386,282	0,74246	1,83708	0,70219	256,970
-40	104,95	155,414	388,609	0,74490	1,82504	0,70936	205,745
-35	131,68	160,742	390,896	0,74743	1,81380	0,71680	166,400
-30	163,48	166,140	393,138	0,74997	1,80329	0,72452	135,844
-28	177,76	168,318	394,021	0,75064	1,79927	0,72769	125,563
-26	192,99	170,507	394,896	0,75130	1,79535	0,73092	116,214
-24	209,22	172,708	395,762	0,75196	1,79152	0,73420	107,701
-22	226,48	174,919	396,619	0,75261	1,78779	0,73753	99,9362
-20	244,83	177,142	397,467	0,75325	1,78415	0,74091	92,8432
-18	264,29	179,376	398,305	0,75389	1,78059	0,74436	86,3546
-16	284,93	181,622	399,133	0,75452	1,77711	0,74786	80,4103
-14	306,78	183,878	400,051	0,75515	1,77379	0,75143	74,9572
-12	329,89	186,147	401,055	0,75578	1,77059	0,75506	69,9478
-10	354,30	188,426	401,555	0,75641	1,76713	0,75876	65,3399
-9	367,01	189,571	401,949	0,75685	1,76553	0,76063	63,1746
-8	380,06	190,718	402,341	0,75729	1,76394	0,76253	61,0958
-7	393,47	191,868	402,729	0,75772	1,76237	0,76444	59,0996
-6	407,23	193,021	403,114	0,75815	1,76082	0,76636	57,1830
-5	421,35	194,176	403,496	0,75857	1,75928	0,76831	55,3384
-4	435,84	195,335	403,876	0,75899	1,75775	0,77028	53,5682
-3	450,70	196,497	404,252	0,75940	1,75624	0,77226	51,8653
-2	465,94	197,662	404,626	0,75981	1,75475	0,77427	50,2274
-1	481,57	198,828	404,994	0,76021	1,75329	0,77629	48,6517
0	497,59	200,000	405,361	0,76060	1,75186	0,77834	47,1354
1	514,01	201,174	405,724	0,76098	1,75044	0,78041	45,6757
2	530,83	202,351	406,084	0,76135	1,74889	0,78249	44,2916
3	548,06	203,530	406,440	0,76171	1,74746	0,78450	42,9166
4	565,71	204,713	406,793	0,76207	1,74604	0,78653	41,6124
5	583,78	205,899	407,143	0,76242	1,74463	0,78859	40,3556
6	602,28	207,089	407,489	0,76276	1,74324	0,79067	39,1441
7	621,22	208,281	407,831	0,76309	1,74185	0,79277	37,9759
8	640,59	209,477	408,169	0,76341	1,74047	0,79489	36,8493
9	660,42	210,675	408,504	0,76372	1,73911	0,79705	35,7624
10	680,70	211,877	408,835	0,76402	1,73775	0,80002	34,7136

Table 42

Compartment	Number of air changes 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

$p_{st} = 760$  mm-Hg, 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

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

whence

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

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

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.

Type of fan	Peripheral 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

Table 43

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.

The fan head required to accommodate a given ventilating system depends upon the resistance and characteristic curves of the curved vanes; 0.6 to 0.8 for radial, or straight, vanes; 0.5 to 0.7 for backward-curved vanes.

where  $\phi_n = \frac{c_{2n}}{c_{1n}}$  = eddy current factor  
 $\psi_n = \sigma \phi_n \eta_n$  = head factor taken equal to 0.8 to 1.1 for forward-curved vanes; 0.6 to 0.8 for radial, or straight, vanes;

$$H = H_{\infty} \sigma \eta_n = \sigma p c_{2n} u_2^2 \eta_n = \sigma p \frac{c_{2n}^2}{c_{1n}^2} u_2^2 \eta_n = \sigma p \phi_n^2 \eta_n^2 \quad (278)$$

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

$$H_{\infty} = p c_{2n}^2 u_2^2 \quad \text{mmH}_2\text{O}$$

where  $\gamma_{air}$  = density of air, kg per cu m  
 $\gamma_{wat} = 1,000$  = density of water, kg per cu m  
 $p$  = mass density of air, kg-sec<sup>2</sup> per m<sup>4</sup>  
 Upon radial entry of the air onto the fan impeller vanes

$$H_{\infty} = \frac{1}{g} (c_{2n} u_2^2 - c_{1n} u_1^2) = \frac{1,000}{g} \gamma_{wat} (c_{2n} u_2^2 - c_{1n} u_1^2) = p (c_{2n}^2 u_2^2 - c_{1n}^2 u_1^2) \quad (277)$$

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

## LAMPIRAN

312

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  $\Delta H$  = 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

$$\eta_{fr} = \frac{N_{fr}}{N_a} = \frac{\beta 10^{-6} \rho D_2^2 a_2^3}{N_a}$$

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  $\Delta N_{mf}$  = power lost in overcoming mechanical friction. The overall efficiency of a fan is thus

$$\eta_f = \eta_h \eta_{fr} \eta_m = 0.4 \text{ to } 0.75 \quad (27)$$

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

## LAMPIRAN

and

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

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

This equation can be solved for  $V_e$  and  $V_f$ :

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

and

$$V_f = V_e - D_1 = V_p + \frac{D_1}{6}$$

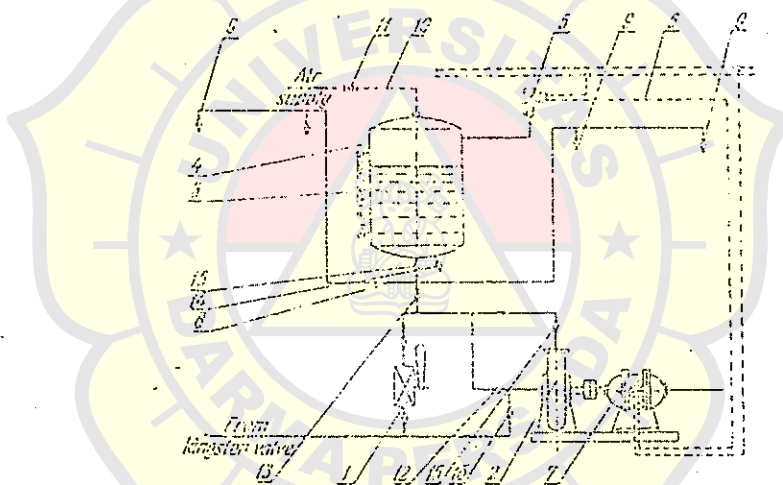


FIG. 189.

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

$$V_e p_e = V_f p_f = \left( V_f + \frac{D_1}{6} \right) p_e = \left( V_e - \frac{D_1}{6} \right) p_e$$

Therefore the minimum and maximum volumes of the air are

$$V_f = \frac{D_1 p_e}{6(p_f - p_e)} \quad \text{and} \quad V_e = \frac{D_1 p_f}{6(p_f - p_e)}$$

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

$$V_T = V_0 + V_e = V_0 + \frac{D_1 p_f}{6(p_f - p_e)}$$

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



**LAMPIRAN 8**

$$III. y = 1 - \sqrt{\frac{F_2(1-y)^2 + F_1(1-y)^2}{F}}$$

dimana :  $y_1 = (0,68 - 0,43 + Ay + 0,18) \frac{2h_1 + I_1}{H}$   
 $y_2 = (0,68 - 0,43 + Ay + 0,18) \frac{2h_2 + I_2}{H}$   
 $F = F_1 + F_2$

Rumus :

III. Untuk kemudi yang setengah menggantung.

Pengaruh permukaan air dan gelombang pada kerja kemudi.

Terdampak putaran air pada sayap kemudi menyebabkan pengurangan tekanan pada kemudi juga menurunkan gaya angkat, kalau letak kemudi lebih dalam dari batas permukaan air.

Jika permukaan air laut tenang, kecepatan kapal dan sudut letak kemudi kecil maka bagian kemudi yang ada di atas permukaan air akan bekerja lebih baik dari pada letak kemudi yang lebih dalam dari permukaan air.

Untuk kapal-kapal yang mempunyai kecepatan besar dan dengan adanya gelombang yang tak teratur, efek baiknya (yaitu dengan sebayannya kemudi di atas permukaan air) tidak akan terjadi.

Jadi untuk kapal barang atau kapal penumpang yang belayar dilautan terbuka, dianjurkan letak kemudi jika mungkin dibawah waterline konstruksi.

Dalam percobaan model kapal yang sebenarnya menerangkan bahwa arus gelombang dapat menambah besar moment pada kemudi dalam pelayaran lurus ataupun dalam sirkulasi.

Menurut percobaan "Holtzer" dan "Huiticker" (dari Swedia). Gelombang dengan ketinggian 4 meter dapat menambah besarnya moment yang maximum dalam sirkulasi dan besarnya 35% jika dibandingkan dengan moment maximum dalam sirkulasi dilautan yang tenang.

Percobaan lain yang dilakukan di Jepang, untuk laut yang bergelombang maka moment yang timbul 2,5 kali moment maximum di air tenang.

Percobaan di Holland menunjukkan moment yang timbul di air bergelombang, 3 kali moment maximum di air pada sudut kemudi 30.

Bentuk geometris Kemudi.

A). Dipandang dari letak sayap kemudi terhadap porosnya maka kemudi dapat dibagi :

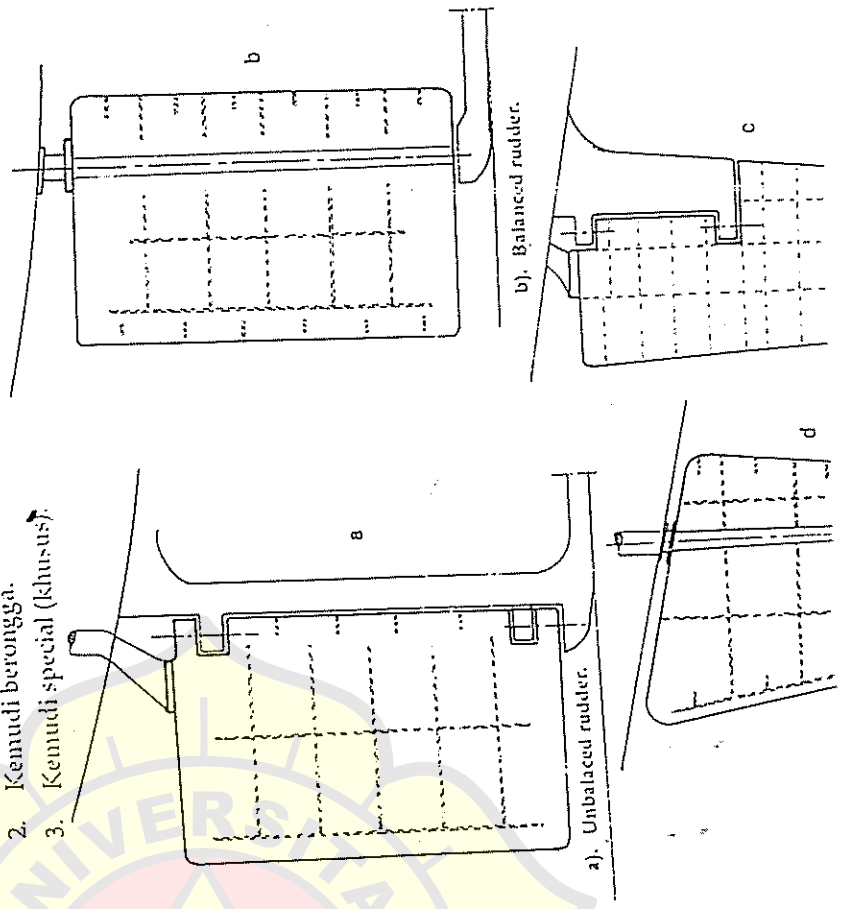
2. Kemudi balansir, dimana luas sayap kemudi terbagi dua, bagian dimuka dan dibelakang sumbu putar kemudi (gambar b).
3. Kemudi setengah balansir, dimana bagian atas sayap kemudi termasuk kemudi biasa, sedang bagian bawah merupakan kemudi balansir sedang-kemudi bagian atas dan bawah tetap merupakan satu bagian (gambar c).

B). Dipandang dari sulfies (seperti linggi) dibagi :

1. Kemudi meletak (gambar a dan b)
2. Kemudi menggantung (gambar d)
3. Kemudi setengah menggantung (gambar c)

C). Dipandang dari konstruksinya dibagi :

1. Kemudi plat (satu lapis plat).
2. Kemudi berongga.
3. Kemudi special (khusus).





Pada kemudi balansir, untuk mengurangi kemungkinan getaran, bagian luasan balansir dianjurkan  $\leq 23\%$  dari seluruh luas kemudi dan lebar bagian balansir pada potongan-potongan horisontal  $\leq 0,35$  lebar sayap kemudi.

Pada kapal-kapal yang mempunyai batas sarat air yang cukup tinggi, mempunyai ukuran yang tinggi ( $\lambda = hp/bp$  cukup tinggi). Tetapi tinggi kemudi harus diperlihatkan pula menurut bentuk buritan kapal.

Beberapa batasan untuk harga  $\lambda$  :

- Kapal barang dan kapal penumpang :  $\lambda = 1,8$
- Kapal coaster :  $\lambda = 1,05 - 1,15$
- Kapal tunda, paud :  $\lambda = 1,8$
- Kapal ikan ukuran sedang :  $\lambda = 1,55 - 2,0$

Dianjurkan tinggi tiap-tiap kemudi harus menutupi diameter baling-baling. Bagian bawah kemudi untuk menjaga kerusakan-kerusakan dari geseran dengan dasar laut harus lebih tinggi dari garis dasar kapal.

Batas-batasnya sebagai berikut :

- Untuk kemudi menggantung atau setengah menggantung :  $t = (4 - 10\%) h$
- Untuk kemudi bertutupi :  $t = (6 - 12)\% h$



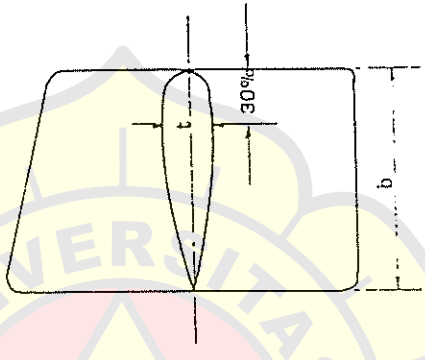
Catatan : Umumnya untuk semua bentuk diambil ketentuan :  $t = 150 \text{ mm}$ .

Oleh Van Lammeren ditetapkan batasan-batasan  $\lambda = h/b$  sebagai berikut :

Type kapal dan kemudi	$h/d$
1. Kapal barang 1 baling-baling dan kapal penumpang semuanya dengan kemudi balansir.	1,8 1,15

4. Untuk semua kapal dengan 2 baling-baling dengan kemudi biasa.	1,5
5. Untuk kapal-kapal 2 baling-baling dengan kemudi setengah balansir.	1,1
6. Untuk kapal-kapal dengan 2 baling-baling dengan dua kemudi	2,2

Bentuk kemudi harus dibuat sedemikian supaya dengan perubahan letak kemudi dalam sudut attack yang tidak begitu besar, kapal dapat membuat belokan besar, dengan catatan pada saat yang sama dengan perubahan letak kemudi tersebut diperhitungkan supaya tidak mempengaruhi kecepatan kapal.



Gambar 142.

Berdasarkan praktek yang dilakukan, koefisien tebal plat profil kemudi :  $Ct = t/b$  terletak dalam batas-batas :  $0,18 - 0,22$ . Tetapi untuk kemudi setengah menggantung pada kapal besar hanya Ct mercaai 0,5. Untuk kemudi biasa (tak balansir) untuk twin screw diambil batas-batas.

- $Ct = 0,15 - 0,18$
- Untuk setengah balansir :  $Ct = 0,18 - 0,22$

Kemudi kembar menggantung biasanya lebih tebal dari kemudi yang bertumpu, tetapi untuk menjaga kekuatan, kemudi tersebut mempunyai harga :  $Ct = 0,2$

Untuk menghindari getaran dianjurkan supaya jarak maximum penampang kemudi yaitu 30% lebar profil, dihitung dari permukaan depan. Koefisien kompensasi dihitung dengan rumus pendekatan yang menghasilkan perhitungan moment putar yang sangat kecil di poros, sehingga memperkecil kekuatan motor pemutar kemudi serta memoo-

$\theta_g$  = sudut antara letak bidang sayap kemudi dengan bidang yang sejajar dengan bidang simetri (bidang bujur kapal).

Pada saat kemudi berada ditengah-tengah

Untuk kemudi tunggal yang dipasang pada bidang bujur kapal keadaan sudut vertikal dan horisontal sama dengan nol.

Luas daun kemudi.

Menurut ketentuan "Det Norske Veritas" 1974 luas kemudi dirumuskan

sebagai berikut :

$$F = \frac{TL}{100} \left\{ 1 + 25 \left( \frac{B}{L} \right)^2 \right\} \quad (m^2)$$

Dimana: T = sarat air (m)

L = panjang kapal antara garis tegak atau 0,96 LVL, jika angka ini lebih besar (m).

B = lebar kapal (m).

dengan catatan:

Kemudi yang tak bekerja langsung dibelakang baling-baling luasanya ditambah dengan 30% dari ketentuan di atas. Untuk kapal-kapal dengan kemudi kembar dianjurkan, jumlah luas kemudi 3% L.T.

Untuk pengontrolan dapat dipakai pedoman batas-batas menurut G.W. Saboljev

$$\sqrt[3]{\frac{L_1}{8B} - 6,2} < \frac{F}{L_1 T} < \sqrt[3]{\frac{L_1}{8B} - 7,2} - 0,03$$

dimana : B = lebar kapal  
 $\zeta$  = koefisien blok  
 $L_1$  = panjang kapal  
 = 0,96 LVL.

Luas daun kemudi dapat pula dinyatakan dalam % LT sebagai berikut :

Type Kapal	% LT
1. Kapal barang single screw dengan kecepatan sedang.	1,5 - 2,5
2. Kapal barang single screw dengan kecepatan tinggi.	1,6 - 2,0
3. Kapal barang kecil single screw.	2,0 - 2,5
4. Kapal barang twin screw, single rudder.	1,5 - 2,1
5. Kapal barang twin screw, twin rudder.	2,1 - 3,0
6. Kapal tangker ukuran sedang.	1,3 - 1,9
7. Super tanker.	1,7 - 2,1
8. Kapal penumpang, kecepatan tinggi (L 60 m).	1,2 - 1,7
9. Kapal penumpang & barang besar kecepatan sedang.	1,6 - 2,0
10. Kapal penumpang ukuran sedang, kecepatan tinggi.	1,7 - 2,0
11. Kapal penumpang ukuran kecil kecepatan lambat.	1,7 - 2,3
12. Kapal pelayaran pantai (coastal).	2,0 - 3,3
13. Kapal ikan.	2,5 - 5,5
14. Kapal tunda.	3,0 - 6,0
15. Kapal layar besar.	2,0 - 2,5
16. Kapal layar sedang.	2,0 - 3,0
17. Kapal pandu.	2,3 - 4,0
18. Kapal kecil.	4,0 - 4,5
19. Kapal tak bermotor.	4,0 - 5,0

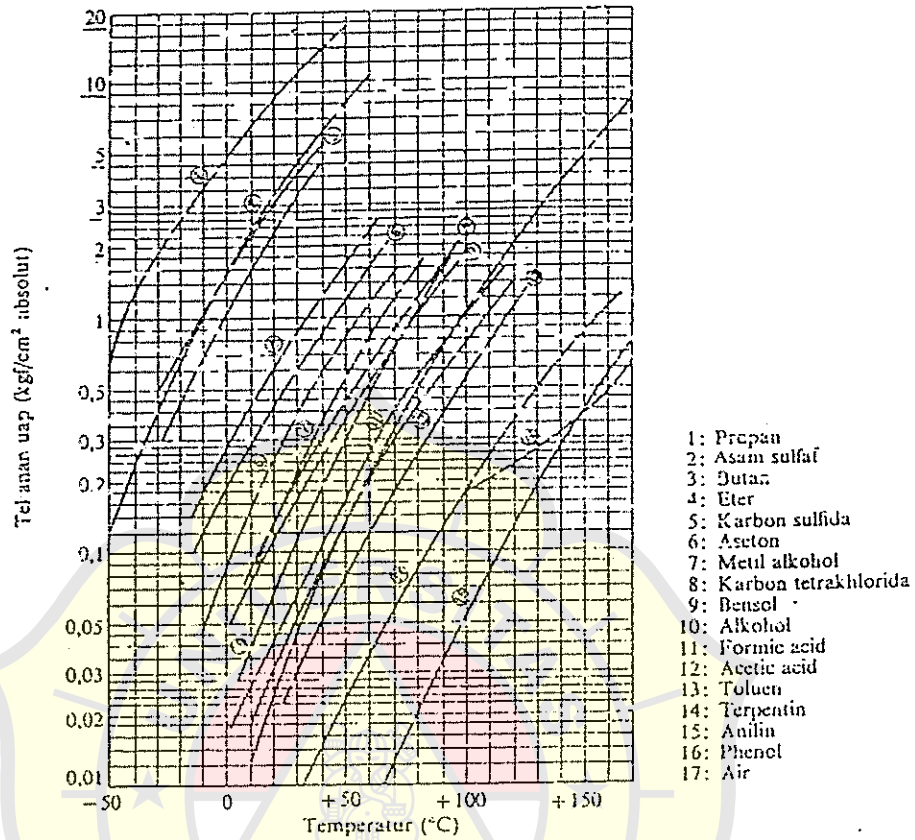
i. Bentuk sayap kemudi diperhitungkan menurut bentuk bagian belakang kapal (crutser stern, biasa dan lain-lain dan ukuran bentuk sayap (atau linggi).

Umumnya pada teknologi pembuatan kapal dipilih bentuk sayap yang sederhana, empat persegi, tetapi untuk mendapat gaya tekan air yang maximum pada sayap kemudi, kadang-kadang dibagian atas dibuat miring membesar.

Untuk kapal-kapal yang mempunyai satu baling-baling dimana bentuk bagian belakang yang agak runcing, biasanya memakai kemudi yang setengah mengganitang dengan bentuk trapesium termasuk rongga porosnya, dengan lebar bagian bawahnya kecil dengan demikian juga tebal profilnya



**LAMPIRAN 9**



(b) Tekanan uap berbagai zat cair  
(Catatan: 1 kgf/cm<sup>2</sup> = 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:

$$H = h_s + \Delta h_p + h_t + \frac{v_d^2}{2g} \quad (2.6)$$

di mana  $H$ : Head total pompa (m)

$h_s$ : 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.

$\Delta h_p$ : Perbedaan head tekanan yang bekerja pada kedua permukaan air (m),

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

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

## LAMPIRAN

28

di mana  $h_p$ : Head tekanan (m)  
 $p$ : Tekanan ( $\text{kgf/cm}^2$ )  
 $\gamma$ : Berat per satuan volume zat cair yang dipompa ( $\text{kgf/l}$ )  
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)  
 $\rho$ : Rapat masa ( $\text{kg/l}$ )

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 hidrolik (m)

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

$S$ : Gradien hidrolik

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

$h_f$ : Head kerugian gesek dalam pipa (m)

$\lambda$ : 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

di mana  $Re$ : Bilangan Reynolds (tak berdimensi)  
 $v$ : Kecepatan rata-rata aliran di dalam pipa (m/s)  
 $D$ : Diameter dalam pipa (m)  
 $\nu$ : Viskositas kinematik zat cair (m<sup>2</sup>/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 ( $\lambda$ ) dalam pers. (2.12) dapat dinyatakan dengan

$$\lambda = \frac{64}{Re} \tag{2.14}$$

(II) Aliran turbulen

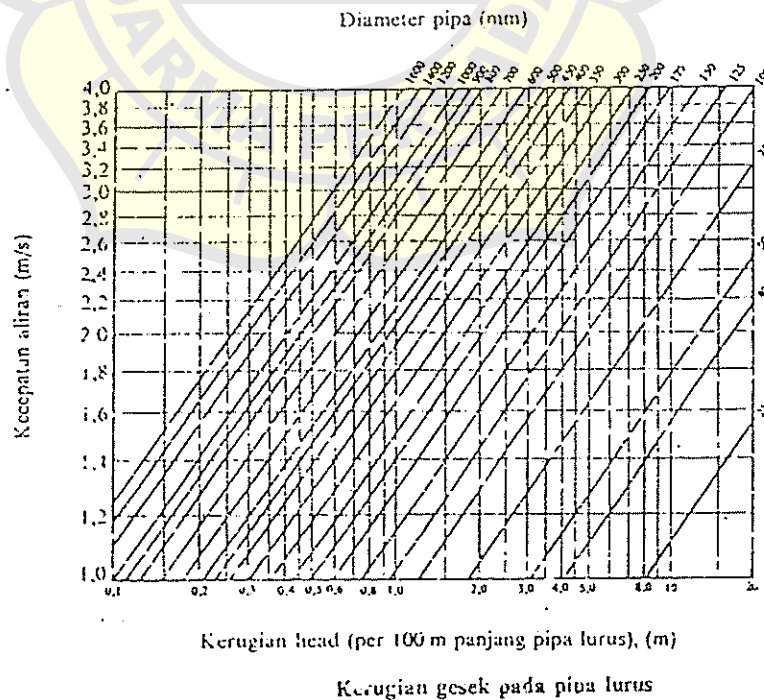
Untuk menghitung kerugian gesek dalam pipa pada aliran turbulen terdapat berbagai rumus empiris. Di bawah ini akan diberikan cara perhitungan dengan rumus Darcy dan Hazen-Williams.

1) *Formula Darcy*

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

$$\lambda = 0,020 + \frac{0,0005}{D} \tag{2.15}$$

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  $\lambda$  akan menjadi 1,5

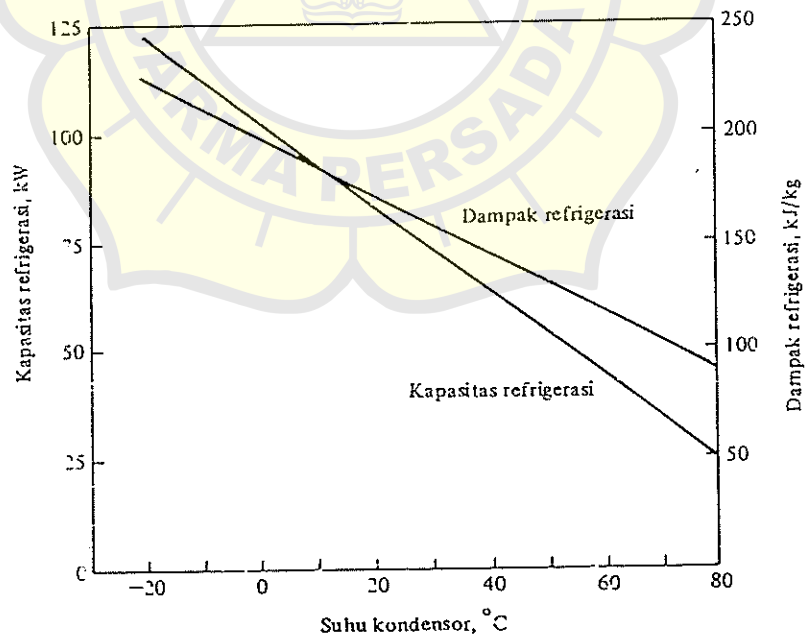


Kompresor

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  $-20^{\circ}\text{C}$  hingga suhu pengembunan  $60^{\circ}\text{C}$  yang menghasilkan puncak seperti pada Gambar 11-11, tidaklah umum. Dengan perbedaan suhu yang lebih sedikit antara kondensor 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  $-20^{\circ}\text{C}$ .

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 kondensor juga mengakibatkan kenaikan tingginya tekanan kondensor tersebut.

## LAMPIRAN

190

dinginan, 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 sbd:

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

di mana  $\eta_{ad}$ : 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

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

$P_s$ : Tekanan isap tingkat pertama (kgf/m<sup>2</sup> abs)

$P_d$ : Tekanan keluar dari tingkat terakhir (kgf/m<sup>2</sup> abs)

$Q_s$ : Jumlah volume gas yang keluar dari tingkat terakhir (m<sup>3</sup>/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

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

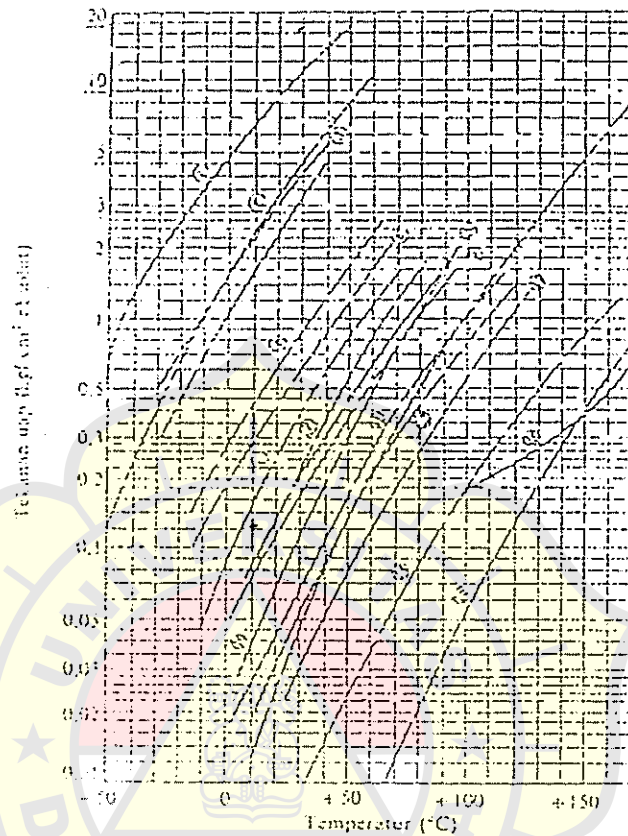
Dalam Tabel 2.7 diberikan harga-harga daya adiabatik teoritis yang diperlukan untuk mengkompresikan 1 m<sup>3</sup>/min udara dengan kondisi standar sebagai hasil perhitungan berdasarkan rumus di atas. Dari tabel terlihat bahwa daya yang diperlukan untuk kompresi 2 tingkat harganya lebih kecil dari pada 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/cm<sup>2</sup> (g) atau 8,033 kgf/cm<sup>2</sup> 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/cm<sup>2</sup> (g) diperlukan daya poros sebesar 5,4 kW, maka dengan daya adiabatik teoritis sebesar 4,022 kW, kompresi ini mempunyai efisiensi adiabatik keseluruhan sebesar

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





- 1: Propan
- 2: Asam sulfat
- 3: Etilan
- 4: Eter
- 5: Karbon sulfida
- 6: Aseton
- 7: Metil alkohol
- 8: Karbon tetraklorida
- 9: Bensol
- 10: Alkohol
- 11: Formic acid
- 12: Acetic acid
- 13: Toluen
- 14: Terpentin
- 15: Anilin
- 16: Phenol
- 17: Air

(b) Tekanan usap berbagai zat cair  
(Catatan: 1 kgf/cm<sup>2</sup> = 0,1 MPa)

Gb. 2.1 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:

$$H = h_s + \Delta h_p + h_f + \frac{v_2^2}{2g} \quad (2)$$

di mana  $H$ : Head total pompa (m)

$h_s$ : 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.

$\Delta h_p$ : Perbedaan head tekanan yang bekerja pada kedua permukaan air (m),

$$\Delta h_p = h_{p2} - h_{p1}$$

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

di mana  $h_p$ : Head tekanan (m)

$p$ : Tekanan (kgf/cm<sup>2</sup>)

$\gamma$ : Berat per satuan volume zat cair yang dipompa (kgf/l)

Apabila tekanan diberikan dalam kPa, dapat dipakai rumus berikut:

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

di mana  $p'$ : Tekanan (Pa)

$\rho$ : Rapat masa (kg/l)

Menurut ISO, energi spesifik  $Y$  (J/kg) kadang-kadang dipakai sebagai pengganti head  $H$  (m). Adapun hubungannya adalah sebagai berikut:

$$Y = gH \quad (2)$$

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, sedeser, 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 rumus berikut ini:

$$h_f = CR^2S^4 \quad (3.1)$$

$$h_f = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (3.2)$$

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

$C, p, q$ : Koefisien-koefisien

$R$ : Jari-jari hidrolis (m)

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

$S$ : Gradien hidrolik

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

$h_f$ : Head kerugian gesek dalam pipa (m)

$\lambda$ : Koefisien kerugian gesek

$g$ : Percepatan gravitasi (9,8 m/s<sup>2</sup>)

$L$ : Panjang pipa (m)

$D$ : Diameter dalam pipa (m)

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

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (2.1)$$

$D$ : Diameter dalam pipa  
 $\nu$ : Viskositas kinematik zat cair ( $m^2/s$ )  
 Pada  $Re < 2300$ , aliran bersifat laminar.  
 Pada  $Re > 4000$ , aliran bersifat turbulen.  
 Pada  $Re \approx 2300 - 4000$  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 ( $\lambda$ ) dalam pers. (2.12) dapat dinyatakan dengan

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

(II) Aliran turbulen

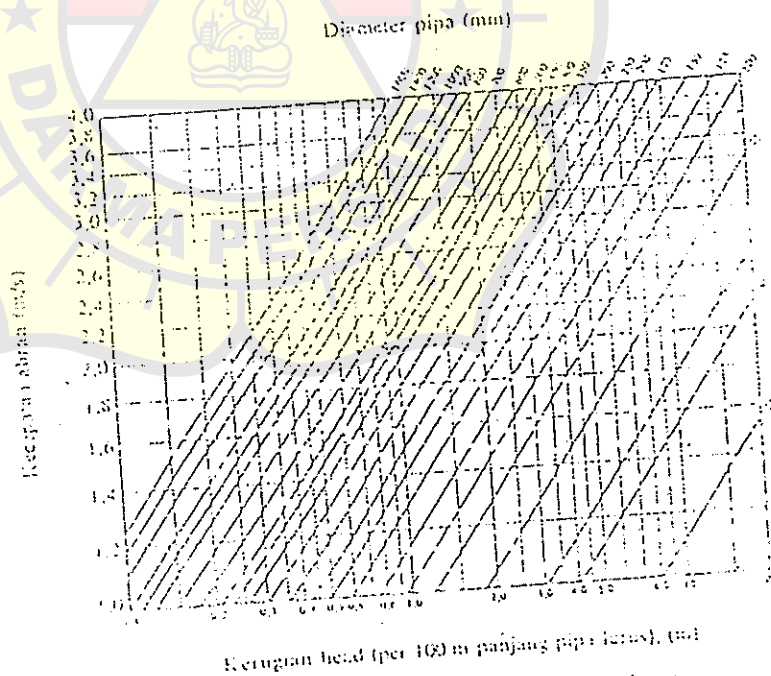
Untuk menghitung kerugian gesek dalam pipa pada aliran turbulen terdapat berbagai rumus empiris. Di bawah ini akan diberikan cara perhitungan dengan rumus Darcy dan Hazen-Williams.

1) *Formula Darcy*

Dengan cara Darcy, koefisien kerugian gesek  $\lambda$  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  $\lambda$  akan menjadi 1,5



Kerugian head (per 100 m panjang pipa lurus) (m)

(Gb. 2.4 Kerugian gesek pada pipa lurus rumus Darcy).

dinginkan, 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 sbb:

$$\eta_{ad} = \frac{L_{ad}}{L_s} \quad (2.1)$$

di mana  $\eta_{ad}$ : 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

$$N = L_{ad} = \frac{mk}{k-1} \frac{P_s Q_s}{6120} \left[ \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{(k-1)/mk} - 1 \right], \quad (\text{kW}) \quad (2.2)$$

$P_s$ : Tekanan isap tingkat pertama (kgf/m<sup>2</sup> abs)

$P_d$ : Tekanan keluar dari tingkat terakhir (kgf/m<sup>2</sup> abs)

$Q_s$ : Jumlah volume gas yang keluar dari tingkat terakhir (m<sup>3</sup>/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

$$L_{ad} = \frac{mk}{k-1} \frac{P_s Q_s}{60000} \left[ \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{(k-1)/mk} - 1 \right], \quad (\text{kW}) \quad (2.3)$$

Dalam Tabel 2.7 diberikan harga-harga daya adiabatik teoritis yang diperhitungkan untuk mengkompresikan 1 m<sup>3</sup>/min udara dengan kondisi standar sebagai hasil hitungan berdasarkan rumus di atas. Dari tabel terlihat bahwa daya yang diperlukan untuk kompresi 2 tingkat harganya lebih kecil dari pada kompresi 1 tingkat. Harga 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, daya yang diperlukan untuk kompresi 2 tingkat adalah sama besarnya dengan untuk 1 tingkat, pada perbandingan tekanan yang sama.

Sebagai contoh, dari Tabel 2.7 terbaca bahwa untuk kompresi 1 tingkat sa 7 kgf/cm<sup>2</sup> (g) atau 8,033 kgf/cm<sup>2</sup> 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 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 1 m<sup>3</sup>/min menjadi 7 kgf/cm<sup>2</sup> (g) diperlukan daya poros sebesar 5,4 kW, maka dengan daya

## LAMPIRAN

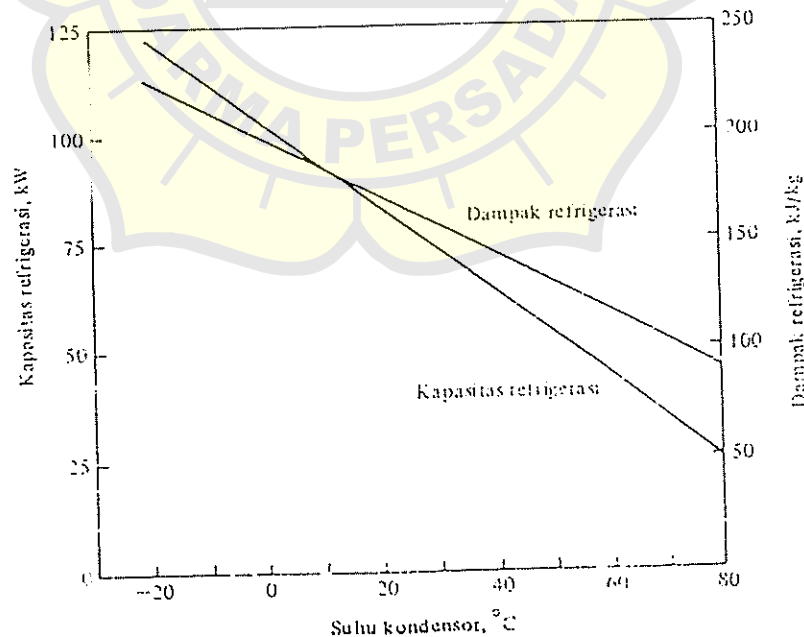
203

Kompresor

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  $-20^{\circ}\text{C}$  hingga suhu pengembunan  $60^{\circ}\text{C}$  yang menghasilkan puncak seperti pada Gambar 11-11, tidaklah umum. Dengan perbedaan suhu yang lebih sedikit: antara kondensor 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 11-11. Dampak refrigerasi dan kapasitas refrigerasi untuk kompresor ideal dengan refrigeran

Mula-mula perlu ditentukan jumlah limpasan keseluruhan dari air hujan di tanah pertanian dengan rumus

$$Q = 10fRA10 \quad (2.2.a)$$

di mana  $Q$ : Limpasan keseluruhan ( $m^3$ )  
 $R$ : Curah hujan standar (mm)  
 $f$ : Koefisien limpasan  
 $A$ : Luas wilayah drainase ( $ha$ )

Dari jumlah limpasan yang dihitung dengan cara di atas kemudian dapat diperkirakan kapasitas pompa drainase yang diperlukan dengan rumus

$$Q_p = \frac{Q}{24 \times 3600 \times D} \quad (2.2.b)$$

di mana  $Q_p$ : Kapasitas pompa drainase ( $m^3/s$ )  
 $D$ : Lamanya genangan yang diperbolehkan (hari)

Koefisien limpasan yang dipakai untuk menentukan limpasan total dipengaruhi oleh curah hujan total seperti diberikan di dalam Tabel 2.7.

Jumlah hari limpasan harus dihitung secara coba-coba dengan memperhatikan bahwa limpasan total akan terdistribusikan seperti dalam Tabel 2.8.

Tabel 2.7 Curah hujan total dan koefisien limpasan total.

Curah hujan total (mm)	Kurang dari 10	10-30	30-50	50-100	100-200	200-300	Lebih dari 300
Koefisien limpasan total	0	0,10	0,30	0,50	0,80	0,90	0,95

Tabel 2.8 Faktor distribusi limpasan dari curah hujan tunggal.

Curah hujan (mm)	Hari	Hari ke-1	Hari ke-2	Hari ke-3	Hari ke-4	Jumlah
Kurang dari 30		100%	..	..	..	100%
	30-50	70%	30%	..	..	100%
50-100		60%	30%	10%	..	100%
	Lebih dari 100	50%	30%	15%	5%	100%

Untuk penentuan akhir dari spesifikasi perencanaan, kondisi limpasan air hujan dan kondisi fluktuasi muka air harus diperhitungkan. Dalam hal ini perlu dipelajari buku-buku profesional dalam bidang tersebut.

#### (5) Pengaliran tanah pertanian

Ditinjau dari cara pengaliran, tanah pertanian dapat dibedakan antara sawah dan ladang.

#### (a) Pengaliran sawah

##### 1) Keperluan air

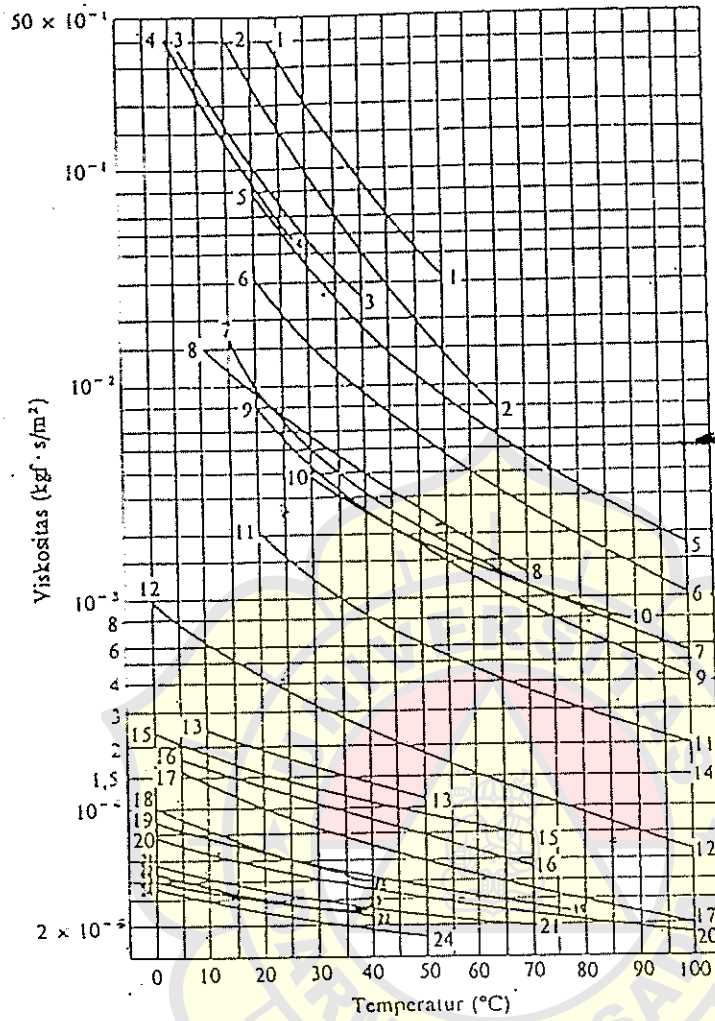
Sawah untuk tanaman padi harus digerangi air dengan kedalaman tertentu. Untuk mencapai kedalaman tersebut diperlukan tambahan air terus menerus guna mengganti penguapan karena transpirasi tanaman, penguapan sawah, dan perkolasi\*. Jadi:

\* Transpirasi = penguapan melalui permukaan tanaman

Penguapan = penguapan langsung dari air ke udara

Perkolasi = peresapan air ke dalam tanah

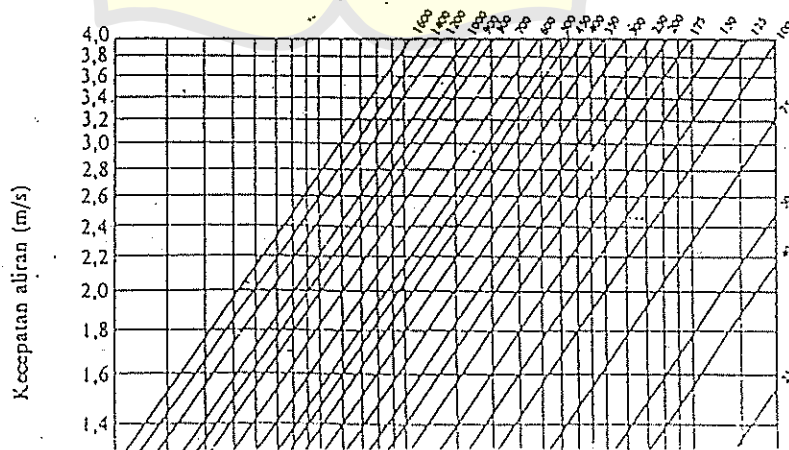
# Viskositas



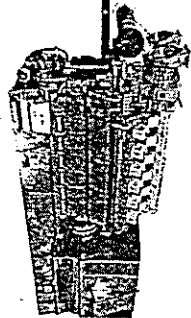
- 1: Minyak (Mexico)
  - 2: Minyak mentah (California, Bau)
  - 3: Minyak jarak (castor-oil)
  - 4: Gliserin
  - 5: Minyak pelumas (SAE 50)
  - 6: " " (SAE 30)
  - 7: " " (SAE 10)
  - 8: Minyak zaitun (olive oil)
  - 9: Minyak terbin
  - 10: Minyak cat (linseed oil)
  - 11: Minyak transforme
  - 12: 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(kapal terbang, 68° AP1)
  - 23: Karbon bisulfida
  - 24: Heksan
- (Catatan:  $1 \text{ kg} \cdot \text{s}/\text{m}^2 = 9,81 \text{ Pn} \cdot \text{s}$ )

(a) Viskositas  $\mu$

Diameter pipa (mm)



# WÄRTSILÄ SW28



## Stork-Wärtsilä SW28

This heavy-duty, medium-speed engine offers high availability through reliable performance combined with low maintenance requirements. The compact design results in easy installation and requires relatively short and low engine room spaces. Designed for the use of heavy fuel the engine is also suitable for marine diesel oil operation. Such specifications make the SW28 versatile and suitable for main propulsion on a wide variety of ship types and for auxiliary power onboard.

### MAIN DATA

Cylinder bore	280 mm
Piston stroke	300 mm
Speed	720-1000 rpm
Mean effective pressure	23.4-19.5 bar
HFO	24.3-21.0 bar
MDO	7.2-10.0 m/s
Piston speed	730 GSU/50°C
FUEL SPECIFICATION:	7200 gRI/100°F
Fuel oil	ISO 8217, class F, RMH 55

### Rated power: Protistion engines

Engine type	Output in kW/BHP at		Output in kW/BHP at	
	750 rpm	900 rpm	1000 rpm	
6 SW 28	1620	2200	1800	2445
8 SW 28	2160	2935	2400	3260
9 SW 28	2430	3260	2700	3670
12 SW 28	3240	4320	3600	4890
16 SW 28	4320	5870	4800	6525
18 SW 28	4860	6605	5400	7340

### Principal engine dimensions (mm) and weights (tons)

Engine type	Output at								Weight
	A	B	C	D	E	F	H		
6 SW 28	4002	2353	1780	1260	490	770	3710	16.0	
8 SW 28	5180	2470	1780	1260	490	770	4700	20.5	
9 SW 28	5650	2470	1780	1260	490	770	5170	22.9	
12 SW 28	4937	2135	2814	1260	570	850	4405	26.0	
16 SW 28	6030	2334	2334	1260	570	850	5385	34.0	
18 SW 28	6500	2334	2334	1260	570	850	5855	36.0	

### Rated power: Generating sets

Engine type	Output at							
	720 rpm/60 Hz	750 rpm/50 Hz	900 rpm/60 Hz	1000 rpm/50 Hz				
6 SW 28	1580	1505	1690	1563	1800	1737	1800	1737
8 SW 28	2000	2007	2160	2084	2400	2316	2400	2316
9 SW 28	2340	2258	2430	2345	2700	2606	2700	2606
12 SW 28	3120	3011	3240	3127	3600	3474	3600	3474
16 SW 28	4160	4014	4320	4169	4800	4632	4800	4632
18 SW 28	4680	4516	4860	4690	5400	5211	5400	5211

### Principal genset dimensions (mm) and weights (tons)

Engine type	Length			Breadth			Height			Mass, dry
6 SW 28	6220	2220	2220	3590	29					
8 SW 28	7580	2320	2320	3700	35					
9 SW 28	8660	2320	2320	3700	41					
12 SW 28	9380	2600	2600	3750	43					
16 SW 28	9850	2800	2800	4015	60					
18 SW 28	9850	2800	2800	4015	62					

The dimensions A, B, C and the total mass are dependent on the generator used. Includes a common bed plate.