

VOLVO	RAPPORT FRÅN AVD. FÖR HYDR. VÄXELLÅDOR OCH TURBOMASKINER		NR HY - 1000/6
	DATUM	PROV BEGÄRT AV S O Kronogård PROVNINGSORDER NR K65-3010	DEN 1.2.65 GRUPP NR
UTSÄNDES TILL Dir. T Lidmalrn KAF (2 ex) Avd. 6700 (2 ex) AB Bofors (2 ex) Avd. 6710 Avd. 6730		PROVEN UTFÖRDA AV K. Carlsson	
		ÅTGÄRDER BEVAKAS AV Avd. 6700	

BETR.

Hållfasthetsberäkning av motoraggregat med Boeing 553

En preliminär hållfasthetsberäkning har utförts betr. motoraggregat typ MA 1 för det fall att turbin 502-10MA ersatts med 553.

SAMMANFATTNING

Hållfasthetsberäkningen har utförts för bedömning av möjligheten att uttaga max 300/330 hk (MA6) resp. 400/450 hk (MA7 och MA8) ur turbinen.
Endast vissa fall har undersökts och ytterligare beräkningar kommer att utföras beh. påkommer vid andra fall.

Undersökta komponenter är:

Samlingsväxel, typ SV-2

Fram-, back- och terrängväxel, typ FBTV-2
(nytt utförande FBTV-3 motsv. MA8 ~~behandlas i särskild rapport~~)

Motorram

kommer senare att undersökas

Betr. resultat se sammanfattning bilaga 1 och 2.

Mölndal den 24.3.1965

AB VOLVO
Avd. 6710

Kurt Carlsson
Kurt Carlsson

Rapporten godkänd
för distribution:

S. O. Kronogård
S O Kronogård

Utgångsdata och förutsättningar för hållfasthetsberäkningen

Föreliggande preliminära beräkningar har uppgjorts för motoreffekter vid normalatmosfär (d.v.s. 15°C och 760 mm Hg). Angivna hållfasthetsvärden, säkerhetsfaktorer och livslängder förutsätter att angivna max.-effekten ej överskrides vid lägre temperaturer (genom inställn. av bränslesystem på turbin 553).

Hållfasthetsberäkningarna har på grund av arbetets omfattning och tillgänglig tid ej kunnat omfatta torsionssvängningar och endast i vissa fall kunnat innefatta chockbelastningar (utfört betr. frihjul och kopplingar) I de fall där chockbelastningar undersökts har översvängningar resp. dämpning ej kunnat fastställas och därför ej medtagits.

Vidare har ej möjligheterna till växling under gång med det större tröghetsmom. för drivturbinen (ca 50%) kunnat närmare bedömas, bl.a. med hänsyn till att resultaten från nu pågående prov hos Boeing beträffande retardations- och accelerationstider erfordras (utlovade till den 1.5.65). De problem som härvid närmast måste teoretiskt undersökas och senare praktiskt studeras gäller termisk- och dynamisk kapacitet samt slitage för lamellkopplingar, chockbelastningar för axlar, lager och kuggväxlar. (Turbin 553:s reduktionsväxel är till skillnad från 502:s troligen ej begränsade).

Vid hållfasthetsberäkningarna har i första hand hänsyn tagits till det teoretiskt största statiska momentet vid still. Härvid har inget avdrag gjorts för några effektförluster vid installation i vagn, vilket ger en viss, ej redovisad, säkerhetsmarginal.

Hållfasthetsundersökningen har omfattat följande element:

1. Frihjul
2. Axlar
3. Kuggjul
4. Lager
5. Lamellkopplingar
6. Elastisk koppling
7. Motorram

De speciella förutsättningarna som legat till grund för beräkningen anges under resp. elementgrupper.

1. Frihjul.

Momentet på gasturbinens frihjul har beräknats m.h.t. chockbelastningar från bromsnings- och styrningsmanövrer med friktionskoefficienten noll mellan vagn och underlag, motsvarande gång i vatten eller på isbelagd väg, vilket utgör svåraste fallet. Därvid har gasturbinen förutsatts drivande och kolvmotorn frikopplad.

Följande samband har härletts för ifrågavarande chockbelastningar:

forts.

$$M_f = I_{GT} \frac{M_b - U \cdot M_{GT}}{I_{VV} + I_V} U + M_{GT}$$

$$U = \frac{n_{GT}}{n_{VV}}$$

$$S = \frac{M_{till}}{M_f}$$

Använda beteckningar:

M_f = frihulets moment

M_{GT} = gasturbinens drivmoment

M_b = vagnens bromsande moment vid vinkelväxelns utg. axel

M_{till} = frihulets statiska momentkapacitet = 498 kpm
(tillåtet vid statisk belastning)

I_{GT} = gasturbinens tröghetsmoment på GT:s utgående axel

I_{VV} = motoraggregatets " " VV-1:s " "

I_V = vagnens reducerade tröghetsmoment " " "

n_{GT} = gasturbinens varvtal

n_{VV} = vinkelväxelns "

S = säkerhetsfaktor

Följande utvärningar och tröghetsmoment från motoraggregatet har använts vid beräkningen.

Väreläge	I_{VV} (kgoms ²)	U
FT	464	3,25
FD	64	1,105
BT	407	3,05
BD	52	1,04

$$I_{GT} = 18 \text{ kgoms}^2$$

Vagndata

Vid körning rakt fram ($\mu = 0$)

$$I_V = 151,5 \text{ kgoms}^2$$

$$M_b = 1300 \text{ kpm}$$

Vid koppling - bromsstyrning ($\mu = 0$)

$$I_V = 91,6 \text{ kgoms}^2$$

$$M_b = 900 \text{ kpm}$$

forts.

Uttrycket för chockmomentet enligt föregående kan omformas till

$$M_F = M_b \cdot U \cdot \frac{I_{GT}}{I_{VV} + I_V} + M_{GT} \left(1 - \frac{I_{GT}}{I_{VV} + I_V} U^2 \right)$$

varev framgår att M_F får max. då variablerna M_b och M_{GT} har max ty

$$\left(1 - \frac{I_{GT}}{I_{VV} + I_V} U^2 \right) > 0 \quad \text{och} \quad U \cdot \frac{I_{GT}}{I_{VV} + I_V} > 0$$

för aktuella tröghetsmoment och utväxlingar

Max. $M_{GT} = 180 \text{ kpm}$ (stallmoment ur diagr. 4176).

2. Axlar

Axlar utsatta för vridande moment har beräknats enl.

$$\tau = \alpha \cdot \frac{M_V}{I_p} \cdot r$$

Max. momenten från diagr. 4175 och 4176 har använts.

Spänningen har överförs till en ideell dragspänning enl. von Mises hypotes.

$$\sigma_{id} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}$$

som för en ren skjuvspänning övergår till

$$\sigma_{id} = \tau \cdot \sqrt{3}$$

Använda beteckningar:

τ = skjuvspänning

α = källfaktor

M_V = vridande moment

I_p = polärt tröghetsmoment

σ_1, σ_2 och σ_3 = huvudspänningar

r = *max. radie*

3. Kuggar

Kuggarna i samlingsväxeln och fram-back- och terrängväxeln har beräknats m.a.p. utmattningsbrott och yttryck vid fullgas enl. "Kuggväxlar" av L. Nörk.

Följande varvtal har undersökts:

0%, 17%, 50% och 100% av max varv. Momenten har erhållits ur diagram 4175 och 4176.

forts.

4. Lager

Observera att för samtliga av följande livslängdsberäkningar har tomgångstiden adderats till den verkliga körtiden. (För backväxeln motsvarar t.ex. 800 tim total livslängd av 80 körtimmar på back.)

a. Samlingsväxel

Turbinsidans lager har beräknats för följande belastningsfördelning baserat på diagram 4176

varvtal i % av n _{max}	moment på VV-1 i kpm	tid i %
17	175	40
50	110	20
0	0	40

Kolvmotorsidans lager har beräknats för följande ekvivalenta belastning baserat på diagram 4176.

varvtal i % av n _{max}	moment på VV-1 i kpm	tid i %
42	50	60
0	0	40

Lagret i samlingsväxeln centrumhjul (ingående hjulet i FBTV-2) har beräknats för följande ekvivalenta belastning baserat på diagram 4176.

varvtal i % av n _{max}	moment på VV-1 i kpm	tid i %
50	100	60
0	0	40

Kuggkraften har antagits inkomma på den ena sidan av kugghjulet.

b. Vinkelväxel

Följande belastning har använts baserat på diagram 4176

varvtal i % av n _{max}	moment på VV-1 i kpm	tid i %
17	470	40
50	170	20
0	0	40

10% av driftstiden har antagits ske på back med samma belastningsfördelning som ovan.

forts.

c. Terrängväxel, planethjulslager

Följande belastning har använts med utgång från diagram 4176.

Varvtal i % av n_{max}	moment på VV-1 i kpm	tid i %
10	320	4
27	230	8
46	178	20
79	125	8
0	0	60

Vridmomentet har fördelats jämnt mellan 6 st kugghjul. Belastningen från vridmomentet och centrifugalkraften har adderats vektoriellt.

d. Backväxels planethjulslager

Följande belastning har använts, baserat på belastningsfördelning enligt nedan, vilken i all väsentlighet motsvaras av Bofors senare föreslagna belastningsfördelning för långtidsprov (11.3.1965).

Direktväxel, back

varvtal i % av n_{max}	moment på VV-1 i kpm	tid i %
64	56,5	3,5
64	85,5	1,5

Terrängväxel, back

varvtal i % av n_{max}	moment på VV-1 i kpm	tid i %
80	56	2
80	115	2
80	190	1
0	0	90

Lagerlivslängderna har även beräknats för följande belastning:

1. Rullmotstånd + centrifugalkrafter
(Resultatet redovisas i diag. nr 4185)
2. Fullgasmoment enl. diag. 4176+centrifugalkrafter. (Resultatet redovisas i diag. nr 4186)

Rullmotstånd vid:

a. Terrängkörning: $P = 0,1 \cdot 37000 = 3700 \text{ kp}$

b. Landsvägskörning: $P = 0,045 \cdot 37000 = 1665 \text{ kp}$

En förstärkt backväxel enl. diagram nr 4187 har konstruerats. Livslängden för denna har beräknats för följande belastning som ung. motsvarar fullgasmoment enl. diagram 4176.

forts.

varvtal i % av n _{max}	moment på VV-1 i kpm	tid i %	
0,1	308	0,4	} 10% backkörning
4,4	265	0,8	
7,0	235	0,8	
8,7	220	0,7	
17,4	167	0,4	
26,1	134	2,45	
44	112	2,45	
74	81	1,3	
100	72	0,7	} framåtkörning
0	0	90	

Vridmomentet har fördelats jämnt mellan 4 st kugghjul. Belastningen från vridmoment och centrifugalkrafter har adderats vektorielt.

5. Lamellkopplingarna, FBIV-2

Momentet på lamellkopplingarna har beräknats m.h.t. chockbelastningar från bromsnings- och styrningsmanövrer med friktionskoefficienten noll mellan vagn och underlag. Både kolvmotor och gasturbin har förutsatts drivande. Erforderligt servotryck m.h.t. detta moment erhålles för framlamellen och terränglamellen ur diagram nr 1 i rapport HY-406/4. Direktlamellens servotryck erhålles genom att i samma diagram insätta det uträknade momentet dividerat med 1,76 (Styrkeförhållandet mellan framlamell och direktlamell) och avläsa på kurvan FD.

Systemtrycket för de roterande fram- och direktkopplingarna har ökats med det tryck som erhålles p.g.a. dessa kopplingars rotation.

Följande två samband har härletts på samma sätt som för frihjulens.

$$M_{LK60FD} = 1,38 \left[1,37 I_L \frac{M_b - M_{VV}}{I_{VV} + I_V} + \frac{M_{VV}}{1,37} \right]$$

$$M_{LK60FT} = 1,38 \left[1,37 \cdot 2,94 \frac{M_b - M_{VV}}{I_{VV} + I_V} + \frac{M_{VV}}{1,37 \cdot 2,94} \right]$$

Vidare gäller med hänsyn till centrifugalverkan:

$$P_m = \frac{2\pi \int_r^R \rho c \cdot r dr}{(R^2 - r^2)}$$

$$P_c = \frac{\omega^2 \gamma}{2g} (r^2 - r_0^2)$$

Använda beteckningar

M_{LK60FD} = lamellkopplingens moment på växelläge
FD hänfört till kolvmotorn

M_{LK60FT} = lamellkopplingens moment på växelläge
FT hänfört till kolvmotorn

M_b = vagnens bromsande moment

M_{VV} = motoraggregatets moment på vinkelväxelns utg. axel

I_L = tröghetsmoment vid lamellkopplingen

I_{VV} = motoraggregatets tröghetsmoment på VV-1:s utg. axel

I_V = vagnens tröghetsmoment på VV-1:s utg. axel

R = servocylinderns ytterradie

r = " " innerradie

r_o = "oljetilloppets radie"

ω = kopplingens vinkelhastighet

γ = oljans spec. vikt

p_e = erforderligt servotryck

p_t = tillgängligt " "

$\frac{p_t}{p_e}$ = säkerhetsfaktor mot slirning

Beträffande motoraggregatets tröghetsmoment etc. hänvisas till tabell
över resultatet.

Vagndata enligt tidigare frihjulberäkning.

6. Layrub-kopplingen på turbinsidan

Beräkningen har utförts för $M_{turb.} = 200$ kpm och jämn lastfördelning
mellan elementen.

7. Motorram

Motorramens vrid- böjstyvhet före och efter ändring enl. SK-HY 7355
har beräknats i snitt A-A enligt diagram nr 4184.

M_b = böjande moment

M_v = vridande " "

σ_b = dragspänning

τ = skjuvspänning

forts.

Resultat

1. Frihjul, gasturbinsidan i samlingsväxeln

a. Vid körning rakt fram

Med Boeing 553 på 450 hk		Med Boeing 553 på 330 hk	
Växelläge	Säkerhetsfaktor S	Växelläge	Säkerhetsfaktor S
FT	2	FT	>2
FD	1,76	FD	2
BT	2	BT	>2
BD	1,76	BD	2

b. Vid koppling - bromsstyrning

Med Boeing 553 på 450 hk	
Växelläge	Säkerhetsfaktor S
FD	1,82

2. Axlar

Axel 392038 i FBTV-2

Spänningen i ett snitt i släppningen för terrängplanethållarens splines.

Siffror inom parentes anger förhållandena före ändring.

Kälfaktor $\alpha = 1,4$

" ($\alpha = 1,6$)

$\bar{\sigma}_{id} = 63$ kp/cm ²	med Boeing 553 på 450 hk
($\bar{\sigma}_{id} = 72$)	" " " " " "
$\bar{\sigma}_{id} = 56$	" " " " " 330 hk
($\bar{\sigma}_{id} = 64$)	" " " " " "
$\sigma_{0,2} = 70$	" för materialet i axeln
($\sigma_{0,2} = 60$)	" " " " " "

Pinjong 392109

Spänningen i ett snitt i splinessläppningen.

Siffror inom parentes anger förhållandena före ändring.

Kälfaktor $\alpha = 1,4$

" ($\alpha = 2,05$)

$\bar{\sigma}_{id} = 67$ kp/mm ²	med Boeing 553 på 450 hk
($\bar{\sigma}_{id} = 98$)	" " " " " " "
$\bar{\sigma}_{id} = 60$	" " " " " 330 "
($\bar{\sigma}_{id} = 88$)	" " " " " " "
$\sigma_{su} = 90$	" för material i pinjongen

forts.

Detaljen är sätthärdad. Sätthärtningsdjup = 1,4 mm vilket ger ökad hållfasthet i själva ytskiktet

3. Kuggar

Livslängden i timmar med Boeing 553 på 450 hk.

Detalj	392044 Ingående hjul i FBTV-2	392144 Backväxel planethj.	392161 Terrängv. planethj.	392045 Backväxel ringhjul
Kuggbrott	∞	∞	∞	∞
Yttryck	∞	∞	∞	18

Med 330 hk effektuttag får teoretiskt även backväxelns ringhjul "oändlig" livslängd.

4. Lager

a. Samlingsväxeln

Turbin sidans mellanhjul

2 st bef. lager 6211 får $L_h = 315$ timmars livslängd.

Vid byte till 2 st NJ 211 E erhålles 3675 timmar.

(Dessa lager passar i befintliga detaljer utan ändring)

Kolvmotorsidans mellanhjul

2 st 6211 får $L_h = 4300$ timmars livslängd

Samlingsväxelns centrumhjul

1 st 6022 får $L_h = 4500$ timmars livslängd

b. Vinkelväxeln

Lager	L_h tim	
2 st 31316	4700	Pinjongens lagring
1 st NU ^{23/3} 2213	2500	
1 st NU2213E	6300	Alternativ till NU 2313
2 st 32220	10000	Kronhjulets lagring

c. Terrängväxeln, planethjulslager

2 st INA F 13194 får $L_h = 960$ timmar

d. Backväxelns planethjulslager

2 st INA F 13194 i det inre planethjulet får $L_h = 800$ tim

" " " " yttre " " $L_h = 3000$ "

Det bör observeras att vid fallvarv på motoraggregatet går ett stand.lag. med 40% övervarv och att livslängden vid fullvarv och maxmoment från motoraggregatet med 450 hk gasturbin ger en teoretisk livslängd av ca 8 tim (totalt 80 tim med 10% backkörning).

Motsvarande teoretiska livslängd vid landsvägskörning på fullvarv och belastning motsvarande enbart rullmotstånd utgör ca 40 tim. (totalt 400 tim med 10% backkörning. Betr. andra driftsvarvtal hänvisas till diagram 4185 och 4186.

Backväxel enligt diagr. nr 4187 (Modifierat utförande)

Livslängden blir 1100 timmar. (Den nuvarande backväxeln får endast 50 timmars livslängd med samma belastning och belastningsfördelning, d v s denna modifierade växel får mer än 20 ggr större livslängd .

5. Lemnellkopplingarna, FBIV-2

a. Bromsning vid körning rakt fram

Växelläge i		$I_{VV-1,2}$	M_{VV-1}	n_{VV-1}	p_e	p_t	$\frac{p_t}{p_e}$	$z)$
FBIV-2	DRH-1M	Koppling	kpm	v/min	kp/cm ²	kp/cm ²		
FD	DIR	DIR	165	1900	6	11,2	1,86	
FD	DIR	FRAM	165	1900	8,4	11,2	1,33	
FT	DIR	TERR.	90	1280	7,5	8	1,07	
FT	DIR	FRAM	90	1280	6,1	20,6	3,38	
FD	HYDR.	DIR.	365	0	5,6	8	1,43	
FD	HYDR.	FRAM	365	0	7,5	8	1,07	
FT	HYDR.	TERR.	1110	0	5,25	8	1,52	
FT	HYDR.	TERR.	0	0	7,3	8	1,10	
FT	HYDR.	FRAM	0	0	5,3	8	1,51	
FT	HYDR.	FRAM	1110	0	5,25	8	1,52	

x) säkerhetsfaktor före rekommenderad höjning av servotryck

b. Koppling - bromsstyrning

Växelläge i		I_{vv-12}	M_{vv-1}	n_{vv-1}	p_e	p_t	$\frac{p_t}{p_e}$
FBTV-2	DRH-1M	Koppling	kpm	v/min	kp/cm ²	kp/cm ²	
FD	DIR	DIR	165	1900	5,4	11,2	2,07
FD	DIR	FRAM	165	1900	7,6	11,2	1,47
FT	DIR	TERR	90	1280	5,6	8	1,43
FT	DIR	FRAM	90	1280	4,7	20,6	4,38
FD	HYDR	DIR	365	0	4,8	8	1,67
FD	HYDR	FRAM	365	0	6,6	8	1,21
FT	HYDR	TERR	511	0	5,5	8	1,46
FT	HYDR	FRAM	511	0	4,2	8	1,90

x) säkerhetsfaktor före rekommenderad höjning av servotryck

6. Layrub-kopplingen på turbinsidan

Befintlig koppling med 6 st block får $P = 412 \text{ kp/block}$

Med 12 st block erhålles $P = 206 \text{ kp/block}$

Tillåten belastning $P_{\text{till}} = 225 \text{ kp/block}$.

Marginal vid 12 st och stall: ca 9%

7. Motorram

$$\text{Före ändring: } \sigma_b = 13,1 \cdot 10^{-3} M_b \qquad \tau = 4,8 \cdot 10^{-3} M_v$$

$$\text{Efter " } \qquad \sigma_b = 8,5 \cdot 10^{-3} M_b \qquad \tau = 3,8 \cdot 10^{-3} M_v$$

Motorramen är alltså i det undersökta snittet efter förstärkningen ca 25% starkare. Turbinens vridmoment upptages av samlingsväxeln genom ändring av upphängningssystem.

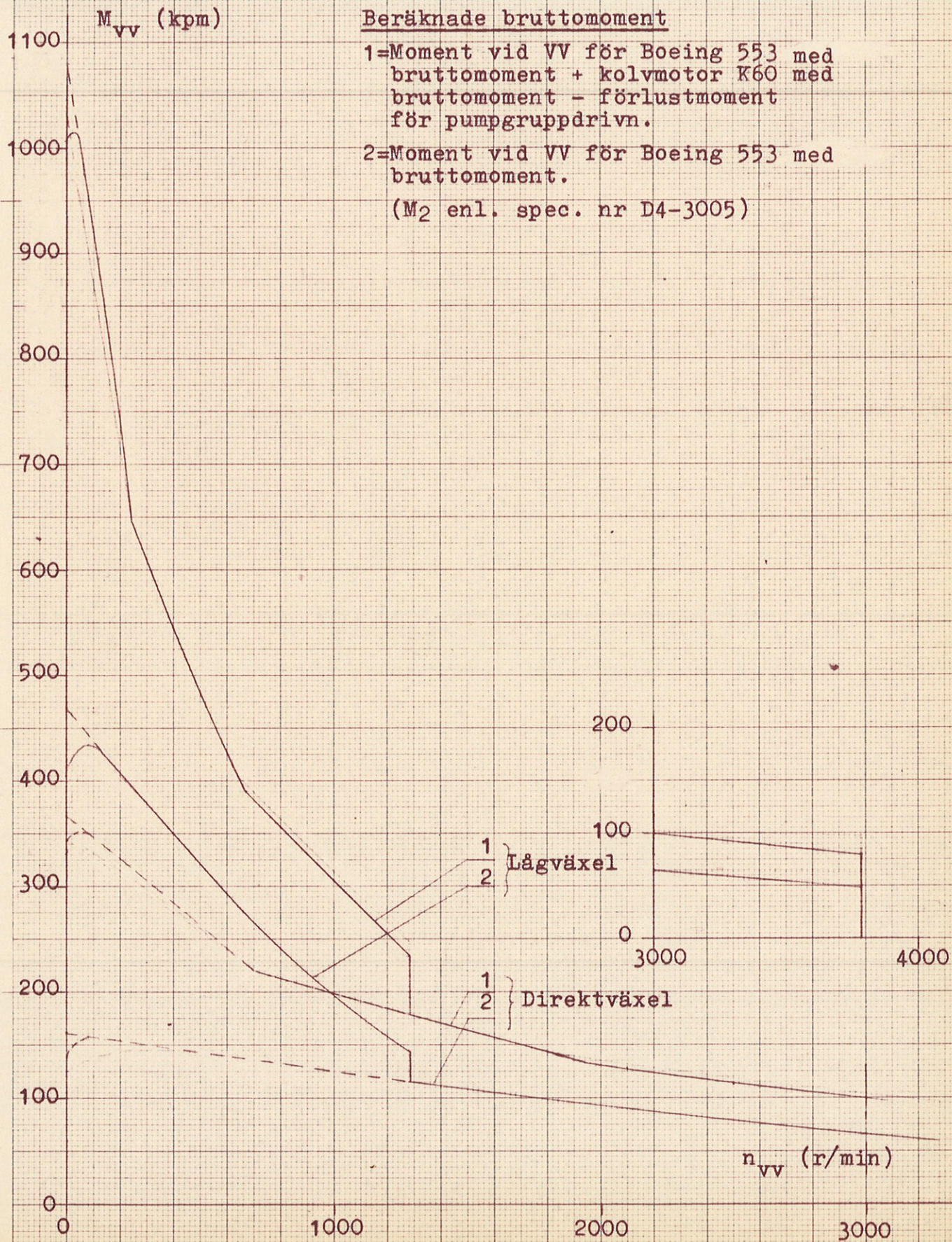
FÖRTECKNING ÖVER BIFOGADE BILAGOR

Diagr.nr 4175	Moment vid vinkelväxel för motoraggregat med Rolls-Royce K60 och Boeing 553, utväxling i VV 1,37:1. Effekttuttag för Boeing 553 = 330 hk.
" " 4176	Moment vid vinkelväxel för motoraggregat utrustat med Rolls-Royce K60 och Boeing 553, utväxling i VV 1,37:1. Effekttuttag för Boeing 553 = 450 hk.
" " 4184	Ändring av motorram för Boeing 553 enl. SK-HY 7355
" " 4185	Backväxelns lagerlivslängd som funktion av varvtalet på K60. Belastning: Rullmotstånd + centrifugalkrafter.
" " 4186	Backväxelns lagerlivslängd som funktion av varvtalet på K60. Belastning: Fullgasmoment enl. diagr. nr 4176 + centrifugalkrafter.
" " 4187	Förstärkt backväxel enl. SK-HY 7339.
Bilaga nr 1	Förteckning över av hållfasthetsskäl-erforderliga ändringar vid utförande av turbin 553 med effektinställning 300/330 hk.
" " 2	Översikt beträffande element i transmissionssystemet som med turbin 553 uppvisar liten hållfasthetsmarginal även efter införande av modifieringar enligt förteckning bil. 1.
" " 3	Förteckning över viktiga förprov som komplement till hållfasthetsberäkningen.

V O L V O

Moment vid vinkelväxel för motor-
aggregat utrustat med Rolls-Royce
K60 och Boeing 553, utväxling
VV 1,37:1
Effektuttag för Boeing 553 = 330 hk

Diagr. 4175
Datum 3.2.1965
Ritad *lfm*
Godk. *80K*



SIS

523 A4
732501

Gumperts
CORPORATION

Nr 30

V O L V O

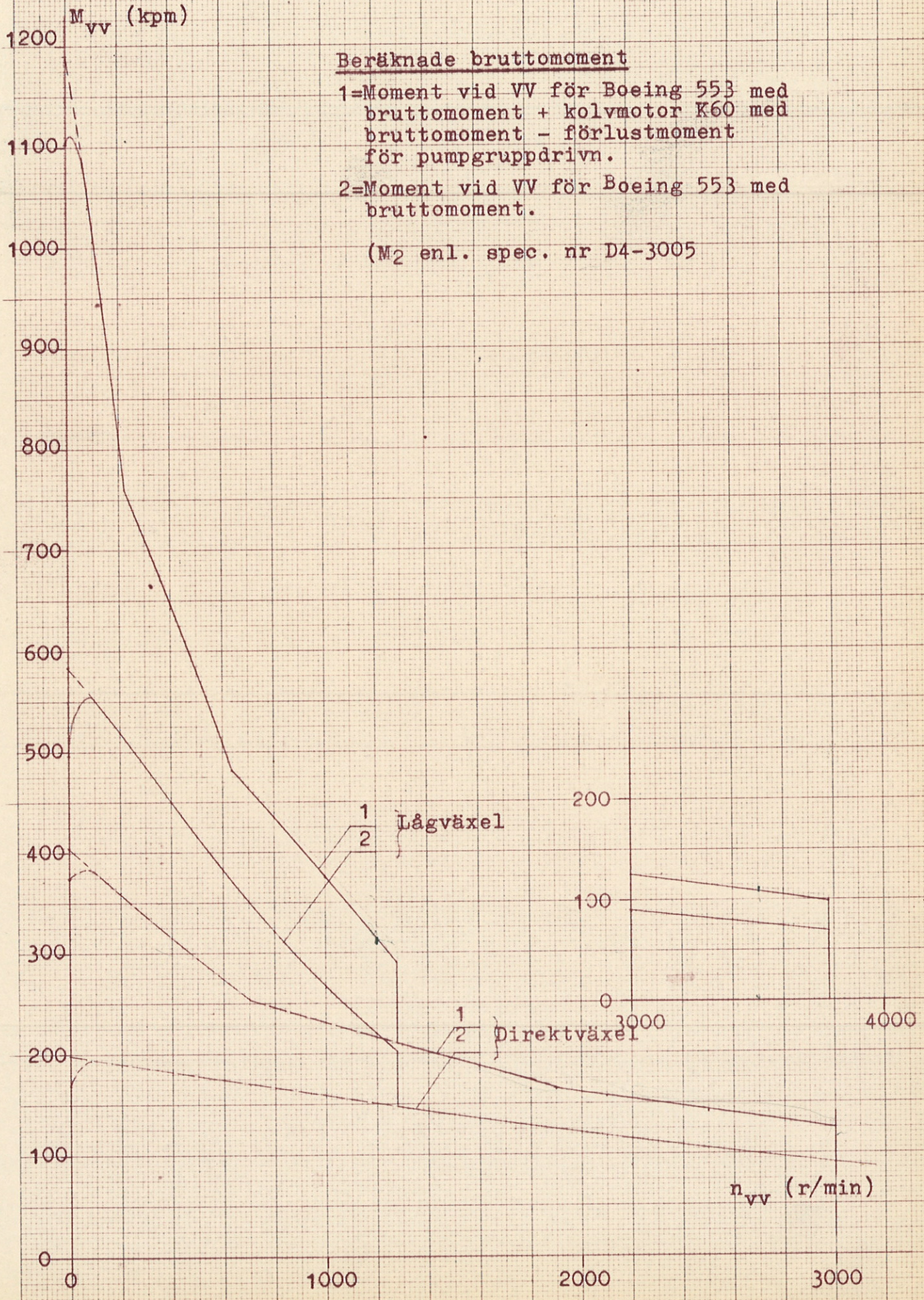
Moment vid vinkelväxel för motor-
aggregat utrustat med Rolls-Royce
K60 och Boeing 553, utväxling
VV 1,37:1
Effektuttag för Boeing 553 = 450 hk

Diagr. 4176

Datum 3.2.1965

Ritad *h*

Godk. *SR*



SIS

523 A4
732501

Gumperts

Nr 30

VOLVO

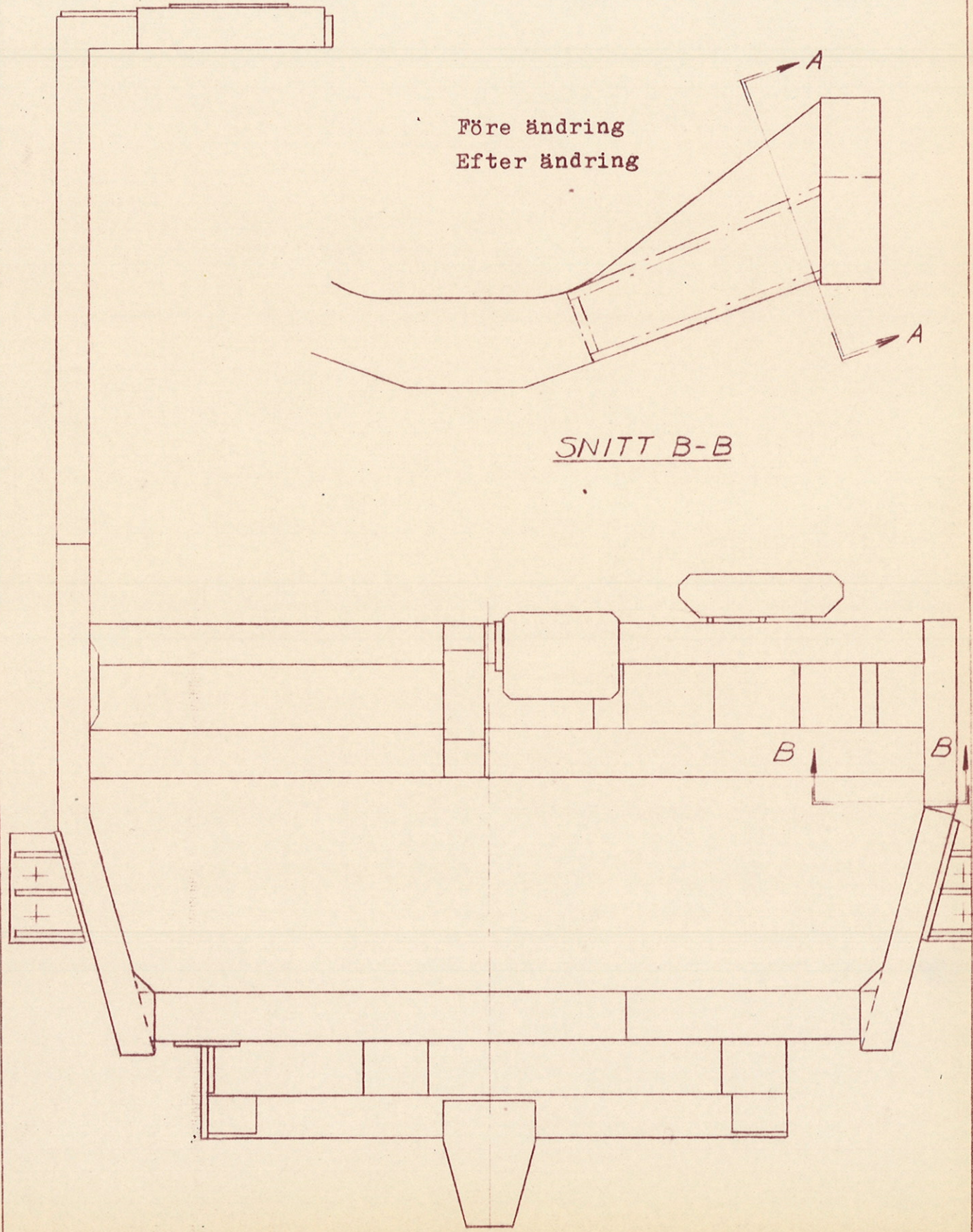
ÄNDRING AV MOTORRAM FÖR BOEING
553 ENL. SK-HY-7355

Diagram 4184

Datum 12.4.65

Ritad *JLm*

Godk. *SK*



Före ändring
Efter ändring

SNITT B-B

B B

V O L V O

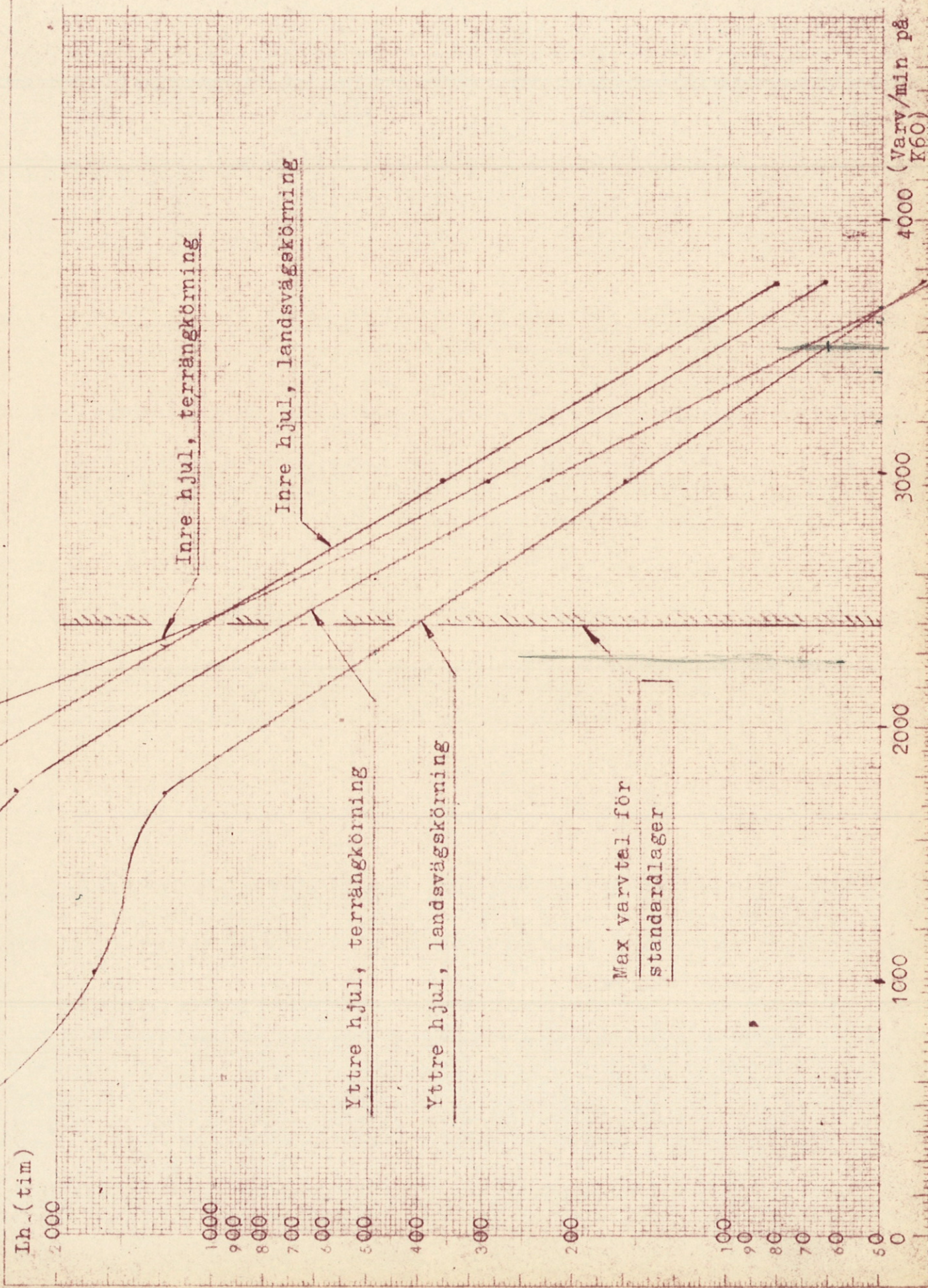
BACKVÄXELNS LAGERLIVSLÄNGD SOM
FUNKTION AV VARVTALET PÅ K60 (DRH-1M
PÅ DIR.). BELASTN. RULLMOTST. +
CENTRIFUGALKRAFT.

Diagram 4185

Ritad *Kan*

Datum 13.4.1965

Godkänd *SK*



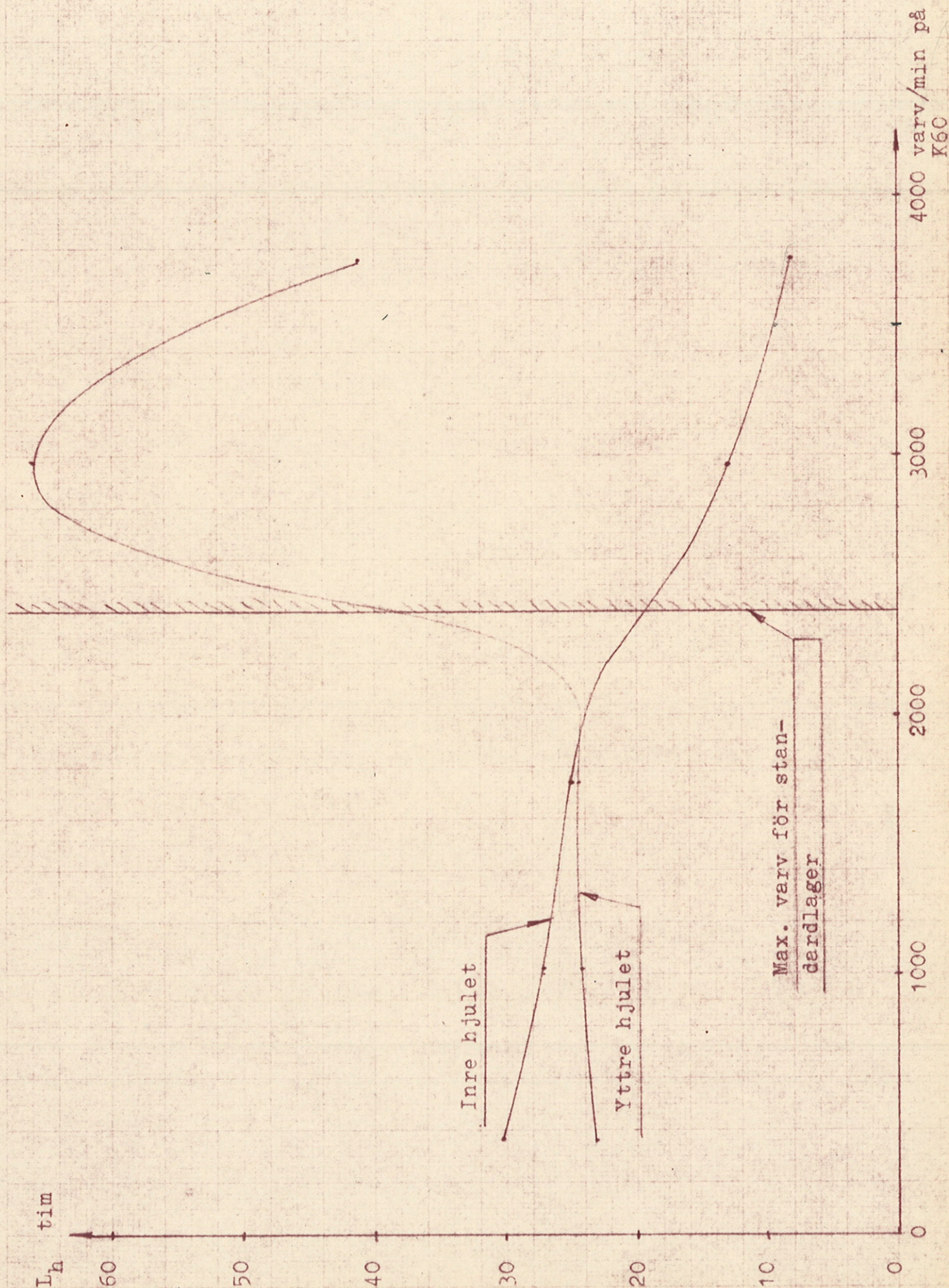
SIS 614 A 4
linj x log
Modul 100
ESSELT
Nr 4461

V O L V O

BACKVÄXELNS LAGERLIVSLÄNGD SOM FUNKT. Diagram 4186
AV VARVTALET PÅ K60 (DRH-1M VID DIREKT-
VÄXEL) BELASTN. FULLGASMOM. ENL.
DIAGR. 4176 + CENTRIFUGALKRAFTER.

Ritad *Leu*
Datum 14.3.1965

Godkänd *SK*



514 A4

732501

Gunnerts

Nr 30 1/2

VOLVO

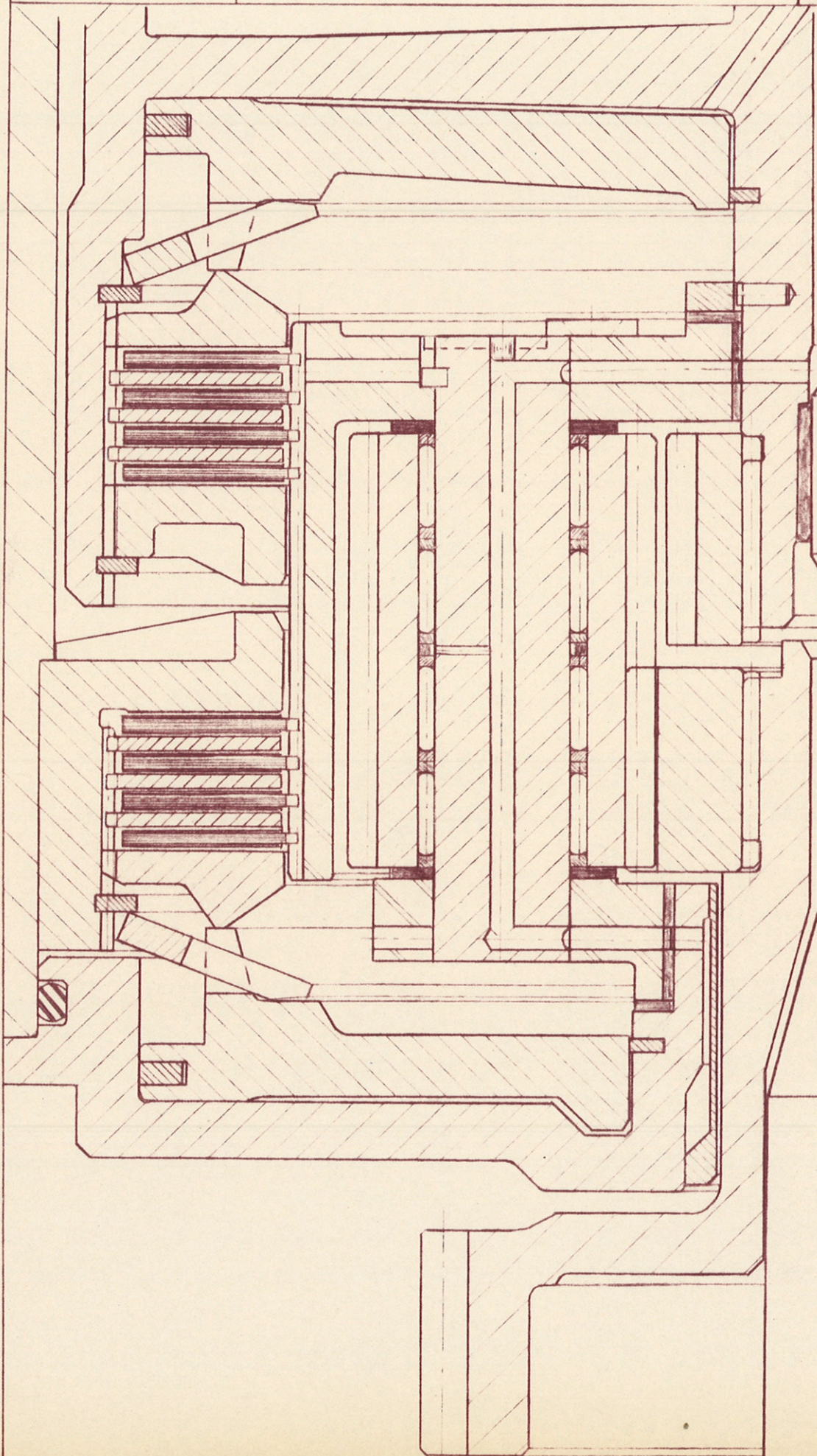
FÖRSTÄRKT BACKVÄXEL ENLIGT
SK-HY-7339

Diagram 4187

Datum 13.4.65

Ritad *fn*

Godk. *SHK*



Förteckning över av hållfasthetsskäl erforderliga ändringar vid införande av turbin 553 med effektinställning 300/330 hk (motsv. aggregattyp MA6).

Nr	Detalj el. grupp	Enhet	Ändringens art	Anmärkning
1	Växelhus	SV-2	Ändring av turbinfästning	Upptagning av reaktionsmoment på samlingsväxeln
2	Elastisk koppling	SV-2	Ökning av antalet gummielement	
3	Lagring	SV-2	Införande av rullager vid mellanhus	
4	Backväxel	FBTV-2	Sätthårdning av ringhjul och förstärkt planetjulslagring	Troligen måste ringhjulen bearbetas utomlands. Bef. planetjulslager har mycket kort livslängd vid höga varvtal. (Alt. införes i stället modifierad backplanet enl. MA7)
5	Centrumaxel	FBTV-2	Ändring av hålkålar och värmebehandling	
6	Lamellkopplingar	FBTV-2	Ökning av servotryck (ca 20%) m h t ökade dynamiska belastningar	Eventuellt kan förstärkning av oljekylare och ökning av pumpkapacitet erfordras.
7	Pinjongaxel	VV-2	Ändring av hålkålsradie etc.	
8	Motorram	MR-1	Ändring av motorram av utrymmes och hållfasthetsskäl	

Översikt beträffande element i transmissionssystemet som med 553 turbin uppvisar liten hållfasthetsmarginal även efter införande av modifieringar enligt förteckning bilaga 1.

Nr	Detailj el-grupp	Enhet	Beräkn. säkerhetsfaktor (appr.)			Möjliga ytterligare förbättringar	
			330 hk max. turb. eff. Normal körn	450 hk max turb. eff. Chockbel	Normal körn		Chockbel
1	Centrumaxel	FBTV-2	1,2	Ej beräkn.	1,1	Ej beräkn.	Ändrat material i förening med spec. utprovad värmebeh. (Anm. enl. vissa källor är säkerhetsmarginal m h t hållfasthetsverkan ca 20% högre).
2	Pinjongaxel	VV-1	1,5	Ej beräkn.	1,3	Ej beräkn.	
3	Framkoppling	FBTV-2	>1,7	1,3	>1,7	1,3	
4	Terrängkoppling	FBTV-2	>1,7	1,3	>1,7	1,3	
5	Backväxel	FBTV-2	Kort livsl.	Ej beräkn.	Går ej	Går ej	Modifierad backplanet enl. MA7 synes klara 400/450 hk men måste detta bekräftas av prov.

Förteckning över viktiga förprov som komplement till hållfasthetsberäkningen.

På grund av de små säkerhetsmarginaler som vissa komponenter uppvisar synes det nödvändigt att den verkliga säkerhetsmarginalen fastställs genom prov.

I detta fall synes sådana förprov erfordras för bl a:

1. Modifierad centrumaxel för FBTV-2 (utmattningsprov)
2. Modifierad pinjongaxel för VV-1 (utmattningsprov)
3. Modifierad planetväxel (bänk och vagnprov)
4. Lameller med ökat splinesspel (termiska och mekaniska prov)
5. Prov i förspänningsriggar för SV-2, FBTV-2 och VV-1 (utmattning och slitage)
6. Modifierad motorram (hållfasthetsprov)