

Session 1998

## **EPREUVE E4**

### **AVANT PROJET DE PRODUIT INDUSTRIEL**

Durée totale : 8 heures

Notation sur 100 points

## Réducteur marin

### RSD 281

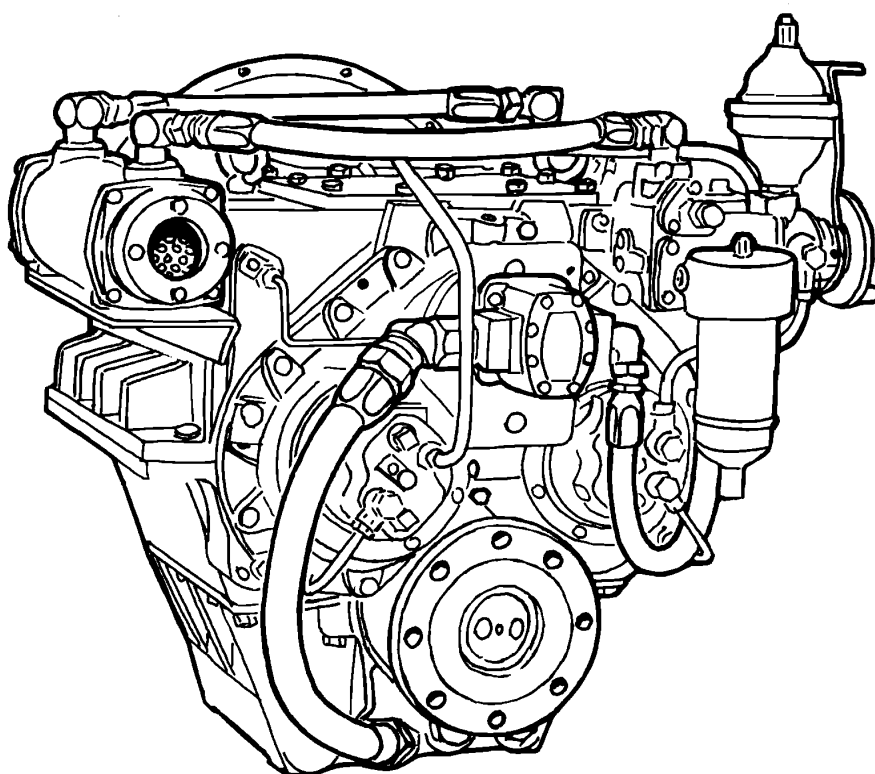
### *SOUS EPREUVE U41*

### **ETUDES ET CALCULS D'AVANT PROJET**

**Durée 3h30**

**Notation sur 50 points**

**Aucun document autorisé**



<b>Documents remis au candidat au début de l'épreuve U41</b>
--

- Le dossier constructeur

*Couleur : Blanc*

- Le dossier technique

*Couleur : Bleu*

- Le dossier travail demandé

*Couleur : Vert*

Ce dossier contient **2 documents réponses**    *Couleur : Jaune*

<b>Documents à remettre par le candidat à la fin de l'épreuve :</b>
---

- Feuilles de copie numérotées (1/n, 2/n, ....., n/n)
- Document réponse 1
- Document réponse 2

<b>Barème de correction :</b>
-------------------------------

- |      |                                  |     |
|------|----------------------------------|-----|
| I-   | Etude Cinématique et Energétique | /15 |
| II-  | Etude Statique                   | /15 |
| III- | Résistance des matériaux         | /20 |

# DOSSIER CONSTRUCTEUR

## CONTENU DU DOSSIER

- Texte de présentation	Le Réducteur Le sujet de l'étude Fonctionnement Informations
-Gravure du bateau	Document 1
-Vue d'ensemble du réducteur	Document2
-Plan du réducteur	Document 3
-Plan de l'embrayage	Document 4
-Diagrammes : N , Mfy, Mfz	Document 5

## PRESENTATION DU REDUCTEUR RSD281

### LE REDUCTEUR

Ces **réducteurs marins** sont installés à bord de navires de haute mer ou fluviaux, de bateaux de pêche ou de remorqueurs .

**Particularité de ce réducteur:** Le montage des roues dentées est effectué par un frettage hydraulique sur des surfaces coniques.

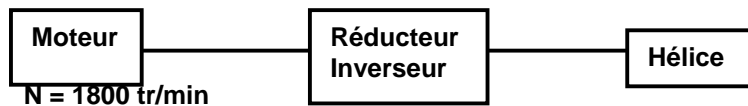
**Avantages des assemblages frettés sur portées coniques**

- Supprime les entailles dans l'arbre et dans le moyeu
- Limite les concentrations de contraintes, les balourds ...
- Permet des d,montages et remontages fréquents
- Peut se monter sans chauffe ou refroidissement des éléments
- Permet de mesurer avec plus de précision le serrage par contrôle de la course de l'emmanchement.

### LE SUJET DE L'ETUDE - PRESENTATION DU MECANISME

L'étude proposée porte sur un Réducteur - Inverseur marin destiné aux bateaux de pêche .  
Les documents font référence au modèle RSD 281 . La puissance d'entrée pour cet appareil est de 400 kW à 1800 tr/min.

$$P = 400 \text{ kW}$$



### FONCTIONNEMENT

- Documents 2 et 3 -

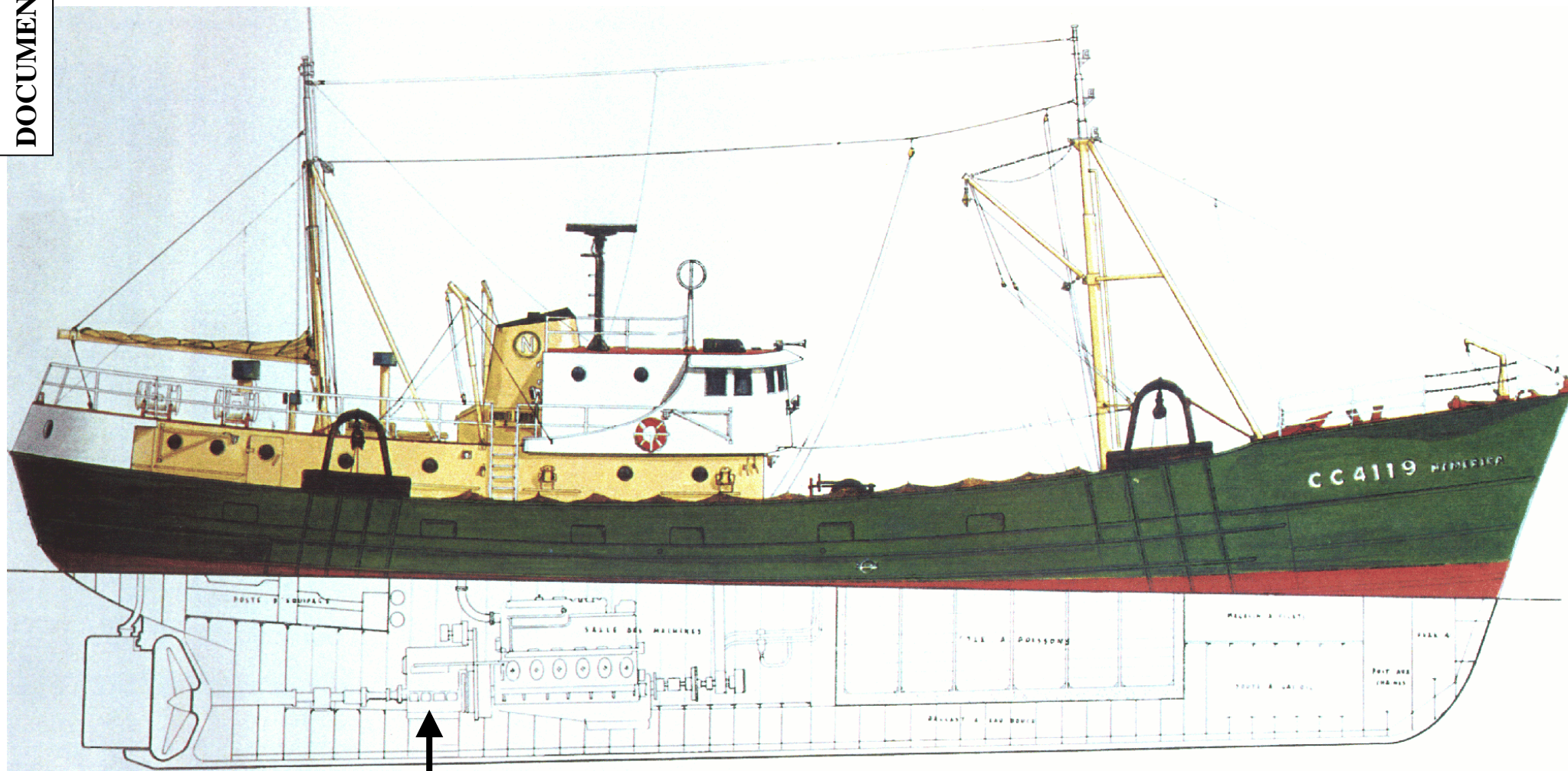
L'arbre d'entrée **1** entraîne deux arbres intermédiaires **34**.

Les embrayages E2 et E1 sont commandés respectivement par les distributeurs hydrauliques D2 et D1 permettant ainsi de sélectionner soit la marche avant, soit la marche arrière .

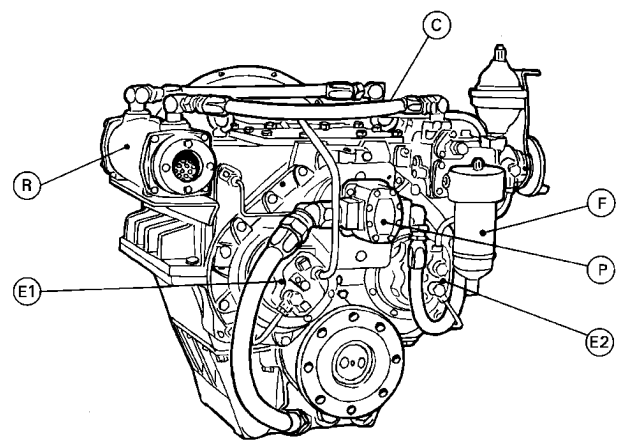
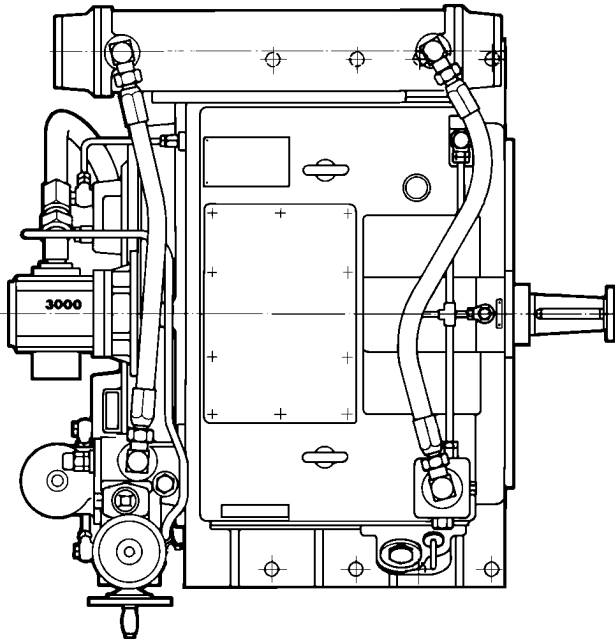
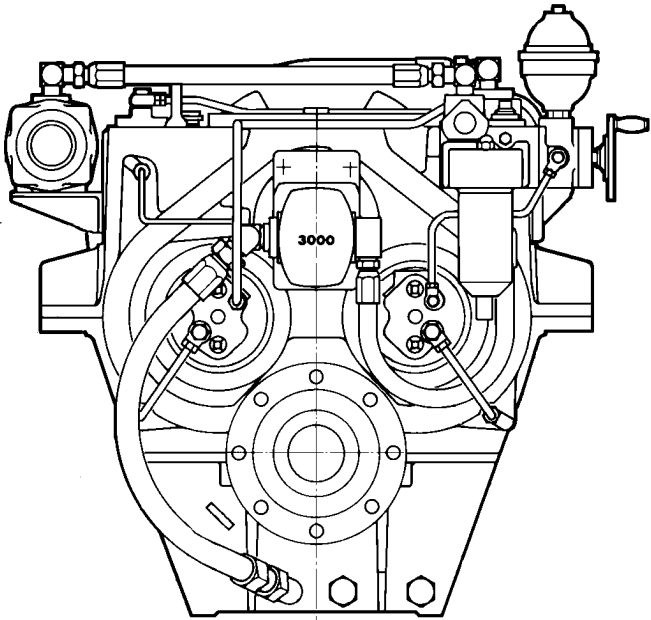
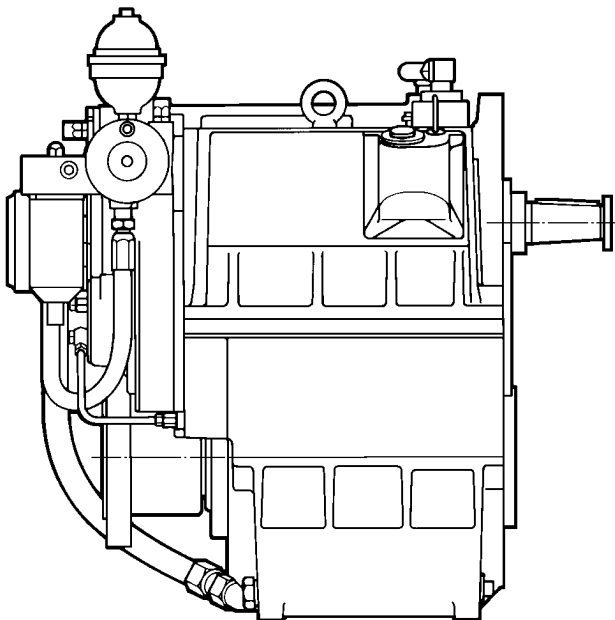
L'arbre de sortie **30** entraîne directement l'hélice . Pour la marche avant, une butée d'hélice **28** est incorporée sur l'arbre de sortie **30** .

### INFORMATIONS

- Pignons à denture hélicoïdale en acier allié, cémenté, trempé et rectifié 18NiCrMo6 (18NCD6)
- Embrayages hydrauliques multidisques E1 et E2 à engagement progressif et à dispositif mécanique de secours.
- Système autonome de génération d'huile sous pression et de lubrification (Pompe, Filtre, Distributeur ) .

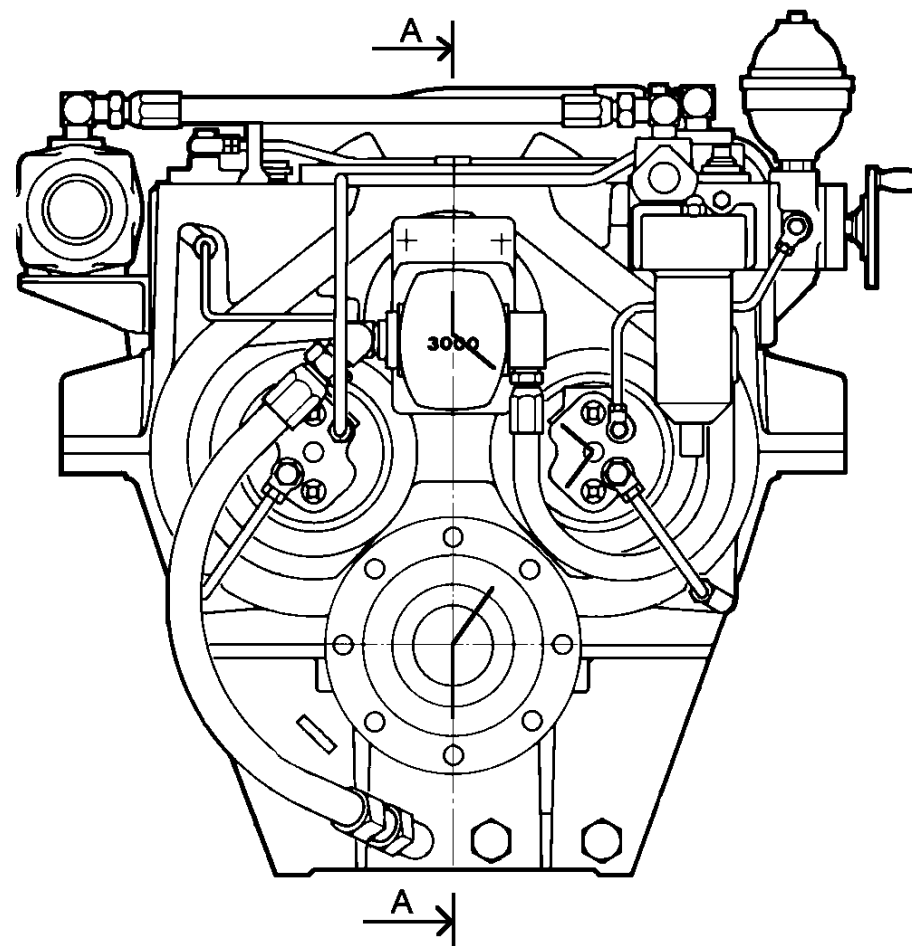
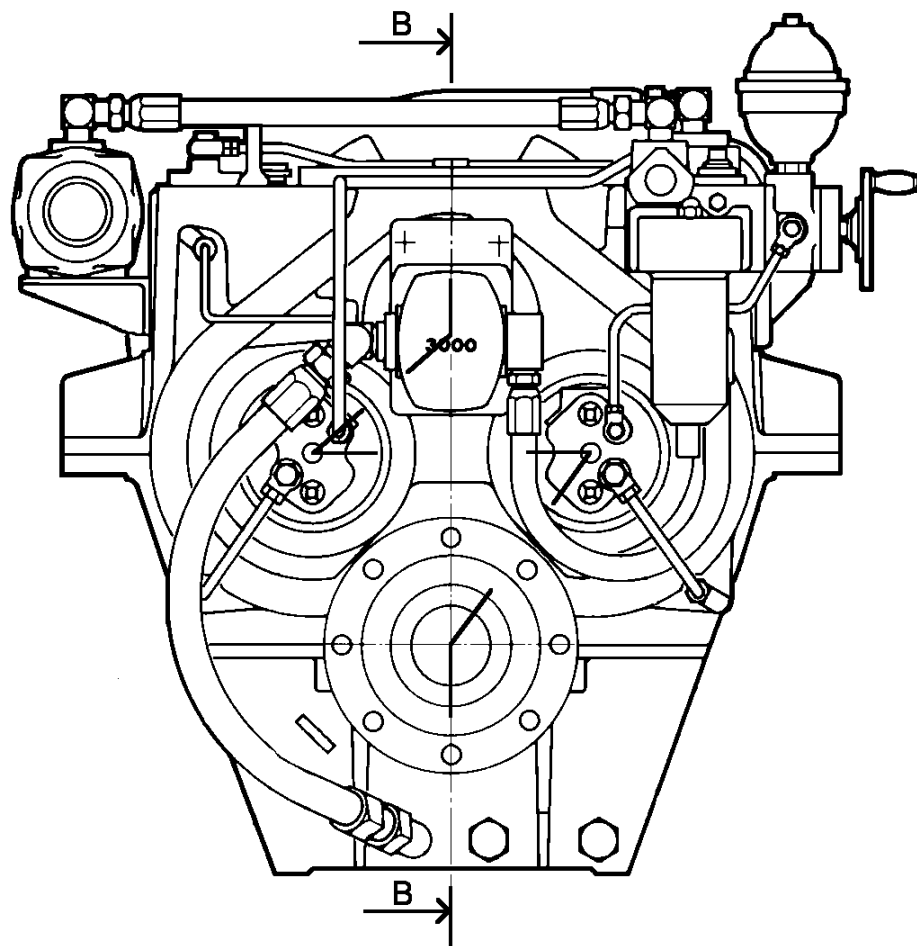


ZONE d'ETUDE



Définition des plans de coupes brisées

{ Echelle réduite }



# DOCUMENT 4

## DONNEES

### Caractéristiques des surfaces frottantes des Embrayages

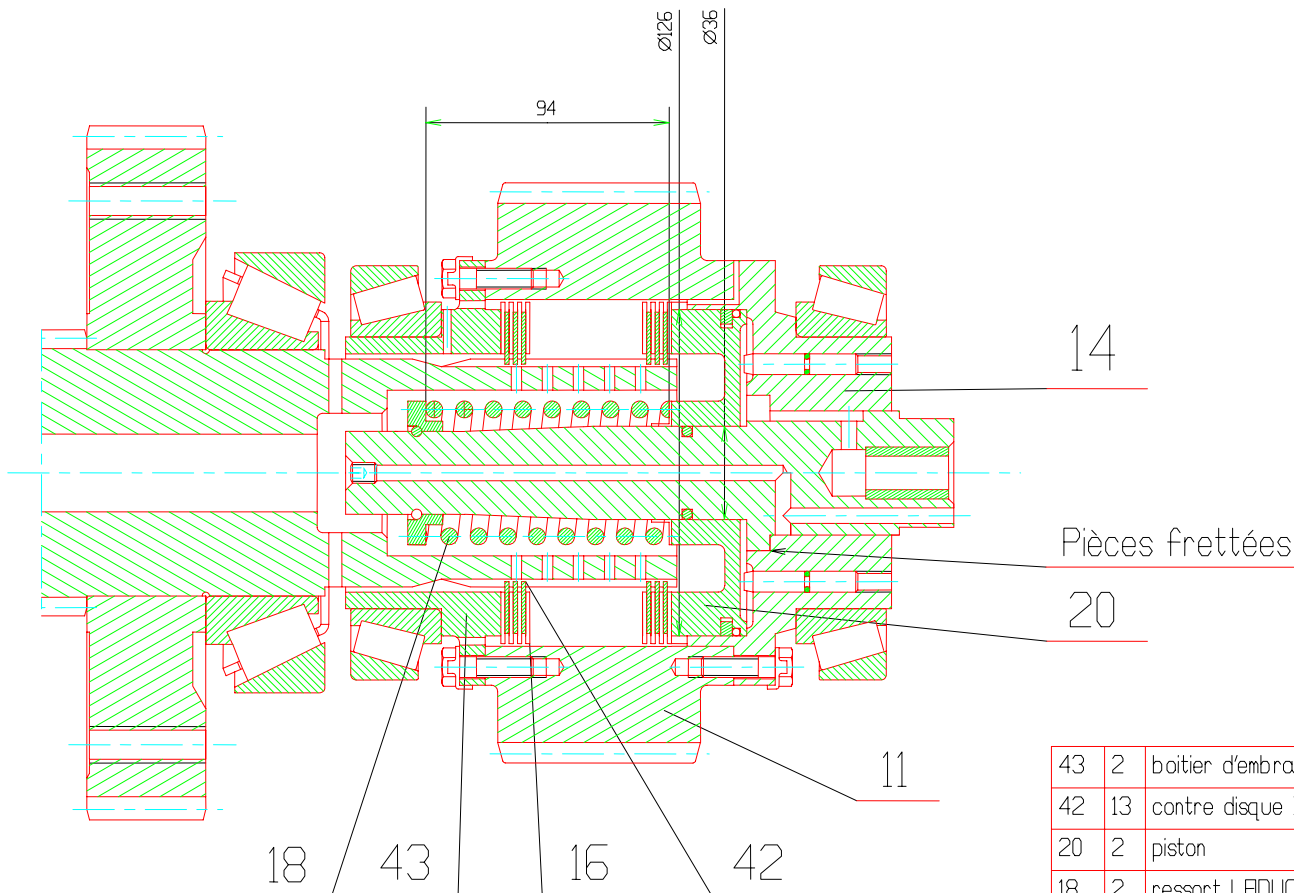
D	: Diamètre extérieur	D = 124 mm
d	: Diamètre intérieur	d = 92 mm
μ	: Facteur de frottement	μ = 0,085

## FORMULE

### Moment du couple transmissible par l'embrayage en fonction de l'effort presseur

$$M = \frac{2}{3} F n \mu \frac{r_M^3 - r_m^3}{r_M^2 - r_m^2}$$

M	Moment du couple transmissible
μ	Facteur de frottement
F	Effort presseur
n	Nombre de surfaces frottantes
r <sub>M</sub>	Rayon maxi des surfaces de frottement
r <sub>m</sub>	Rayon mini des surfaces de frottement



43	2	boitier d'embrayage	
42	13	contre disque lié à 34	
20	2	piston	
18	2	ressort LBDUC Référence 1.610	
16	14	disque d'embrayage lié à 11	
14	2	boitier d'embrayage	deux pièces frettées
11	2	pignon intermédiaire	z=59,mn=3.5,beta=17.6
Rep	Nb	Désignation	Observation
REDUCTEUR MARIN RSD 281			
EMBRAYAGE			
RENK			
N°			





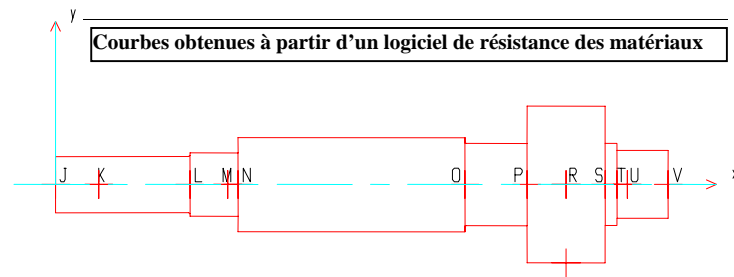


Diagramme des efforts normaux N

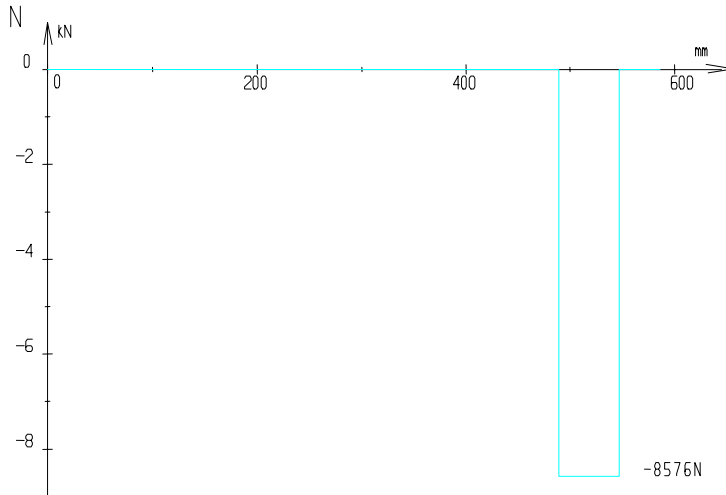


Diagramme des moments fléchissants  $M_{fy}$

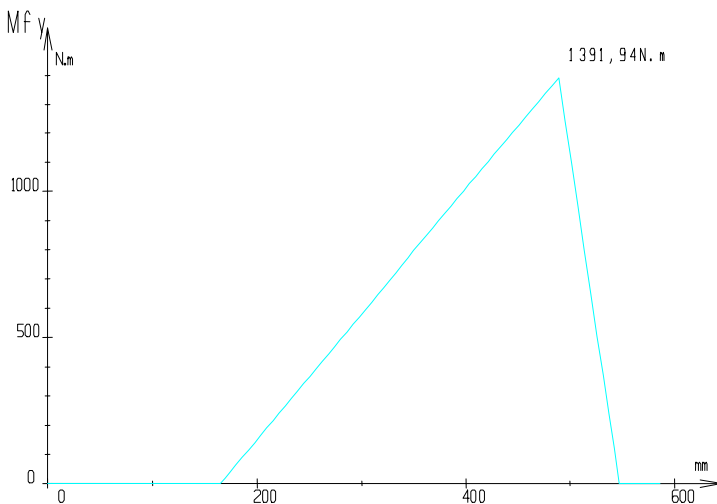
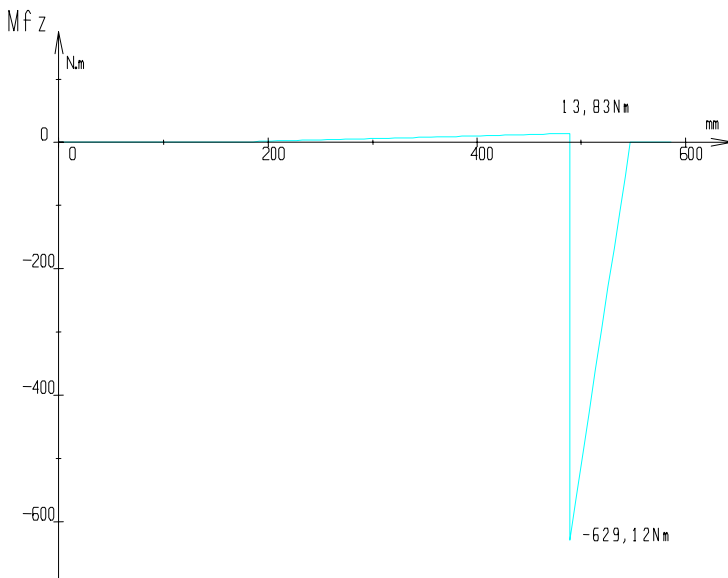


Diagramme des moments fléchissants  $M_{fz}$



Efforts appliqués sur l'arbre d'entrée 1:

- Unités : Efforts en N  
Moments en Nm
- Position des différents points : Voir document réponse 1
- Liaisons : Les points M et U sont les centres de poussée des roulements.  
En M : liaison linéaire annulaire  
En N : liaison rotule
- Torseurs des efforts exprimés dans la base  $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$

$$\{T_{\text{moteur} \rightarrow 1}\} = {}_K \begin{Bmatrix} 0 & 2122 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}$$

$$\{T_{40 \rightarrow 1}\} = {}_M \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ 42,8 & 0 \\ -4296,1 & 0 \end{Bmatrix}$$

$$\{T_{11 \rightarrow 3}\} = {}_R \begin{Bmatrix} 8576 & -2122 \\ 10804 & 0 \\ 28295 & 643 \end{Bmatrix}$$

$$\{T_{41 \rightarrow 1}\} = {}_U \begin{Bmatrix} -8576 & 0 \\ -10846,8 & 0 \\ -23998,9 & 0 \end{Bmatrix}$$

Rappel du calcul de la contrainte équivalente :  
(critère de Von Mises)

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_{tx} + \sigma_{fx})^2 + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2)} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau^2}$$

$\sigma_{eq}$  contrainte équivalente obtenue à partir d'un critère

$\sigma_{tx}$  contrainte normale de direction x due à une sollicitation de traction

$\sigma_{fx}$  contrainte normale de direction x due à un moment de flexion

$\tau$  contrainte tangentielle

$\sigma_x$  contrainte normale

$\tau_x, \tau_y, \tau_z$  contraintes tangentielles relatives respectivement aux faces de normales x, y, z et de directions y, z, x

# DOSSIER TECHNIQUE

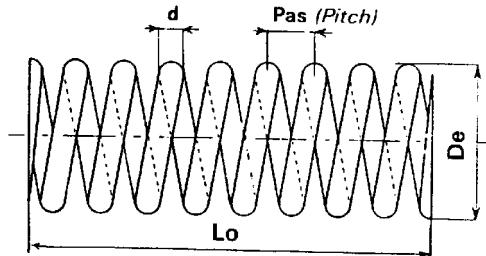
## CONTENU DU DOSSIER

Documentation sur les ressorts	Annexe 1
Extrait de catalogue de roulements	Annexe 2
Caractéristiques des matériaux Coefficient de concentration de contrainte	Annexe 3

# Caractéristiques des ressorts



## FORMULAIRE



- n** Nombre de spires utiles  
**N** Nombre total de spires  
**De** Diamètre extérieur (mm)  
**d** Diamètre du fil (mm)  
**D** Diamètre d'enroulement de l'hélice moyenne (mm)  
**Lo** Longueur libre du ressort (mm)  
**G** Module d'élasticité transversale (80 000 MPa)  
 **$\parallel F \parallel$**  Force appliquée au ressort (N) →  
**f** Flèche du ressort sous l'action de  $\parallel F \parallel$   
**k** Rigidité du ressort (N/mm)  
 **$\tau$**  Contrainte tangentielle de torsion dans le fil (MPa)

$$f = \frac{8 \parallel \vec{F} \parallel \cdot D^3 \cdot n}{G \cdot d^4}$$

$$k = \frac{\parallel \vec{F} \parallel}{f} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n}$$

$$\parallel \vec{\tau}_{\max} \parallel = \frac{8 \parallel \vec{F} \parallel \cdot D}{\pi \cdot d^3}$$

$$n = N - 2$$

$$D = D_e - d$$

## EXTRAIT DE CATALOGUE RESSORTS "SA LEDUC"

	d	De	Lo	SPIRES TOTALES TOTAL COILS N	RÉFÉRENCES REFERENCES	CODE TARIF PRICE LIST
	60/10	25	100	11,5	990	H
	—	27,5	80	9,5	1.595	H
	—	28	100	11,5	800	H
	—	28,5	80	11,5	449	H
	—	28,5	160	18	805	H
	—	36	200	20	953	H
	—	38	107	11	781	H
	—	38	120	11,5	1.196	H
	—	40	70	9,5	349	H
	—	41	150	13	278	H
	—	42	121,5	12	1.685	H
	—	43	53	6,5	569	H
	—	46	105	9	529	H
	—	47	140	12	1.156	H
	—	52,5	35	4,5	1.141	H
	—	53	55	4,25	1.873	H
	—	53	65	6	265	H
	—	56	106	6,5	124	H
	—	60	125	8,5	1.610	H
	—	68,5	90	10	786	H
	—	71	60	5,5	191	H

ressort

retenu

# Capacité de charge, durée et documentation relative aux roulements B et C

Extraits des documents SKF

**Nota:** Le candidat connaissant les définitions ci-dessous peut se reporter directement à la page numérotée 2/3 .

Le type de roulement étant choisi , les dimensions sont déterminées en fonction des charges appliquées et des exigences de durée et de sécurité de fonctionnement, en faisant intervenir la notion de charge de base. Les valeurs de la charge dynamique de base  $C$  et de la charge statique de base  $C_0$  sont données dans les tableaux de roulements.

## Charges de base

**La charge dynamique de base  $C$**  est utilisée pour le calcul de la durée des roulements en rotation. C'est la charge pour laquelle la durée nominale ISO du roulement considéré atteint 1 million de tours, sous certaines conditions d'application: charge constante en intensité et en direction, radiale dans le cas d'un roulement radial, axiale et centrée dans le cas d'une butée .

La détermination des charges dynamiques de base des roulements SKF a été faite par un calcul conforme à ISO 281:1990. Les valeurs sont basées sur la matière et les techniques utilisées dans la fabrication SKF standard.

**La charge statique de base  $C_0$**  est utilisée pour le calcul de roulements, soit à l'arrêt, soit en rotation à basse vitesse ou animés de faibles mouvements d'oscillation. Elle doit aussi être prise en considération lorsque des chocs importants de courte durée s'exercent sur un roulement en rotation.

La charge statique de base est définie conformément à ISO 76:1987 comme la charge statique qui correspond par calcul à une contrainte, au centre du contact élément/chemin le plus chargé, égale à :

- 4 600 MPa pour les roulements à rotule sur billes,
- 4 200 MPa pour tous les autres roulements à billes,
- 4 000 MPa pour tous les roulements à rouleaux.

Cette contrainte produit une déformation permanente totale (élément et chemin) d'environ 0,0001 du diamètre de l'élément roulant, les conditions d'application étant celles déjà définies pour la charge dynamique de base.

## Durée

On appelle durée d'un roulement le nombre de tours (ou le nombre d'heures de fonctionnement à vitesse constante) que celui-ci peut effectuer avant l'apparition des premiers signes de fatigue (écaillage) sur une bague ou un élément roulant.

Cependant les applications pratiques et les essais de laboratoire ont prouvé que des roulements identiques fonctionnant dans les mêmes conditions n'ont pas la même durée. Il faut donc donner au terme "durée" une définition plus précise. D'où la notion de durée nominale qui, conformément aux recommandations ISO, est la durée atteinte ou dépassée par 90 % de roulements apparemment identiques fonctionnant dans les mêmes conditions.

La durée moyenne, atteinte ou dépassée par 50 % des roulements, est d'environ cinq fois la durée nominale.

Il existe plusieurs autres "durées" de roulements. L'une d'elles est la "durée de service", qui est la durée réelle atteinte par un roulement donné avant qu'il ne périsse. La défaillance n'est généralement pas due en premier lieu à la fatigue mais à l'usure, à la corrosion, à des joints défectueux, etc. Il existe aussi des durées correspondant aux spécifications ("spécification life") établies par un organisme extérieur et ayant pour base des données hypothétiques de charge et de vitesse fournies par cet organisme. Il s'agit généralement d'une durée  $L_{10}$  (durée nominale) requise et il est présumé que l'organisme a tenu compte de l'expérience acquise avec des machines similaires, de façon à obtenir la durée de service adéquate.

## Annexe 2

# Choix des dimensions du roulement à l'aide des formules de durée

La durée d'un roulement peut être calculée de façon plus ou moins sophistiquée, selon la précision avec laquelle les conditions de fonctionnement peuvent être définies.

Formule de durée nominale:

La méthode la plus simple de calcul de la durée consiste à utiliser la formule ISO pour la durée nominale c'est-à-dire :

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad \text{ou} \quad \frac{C}{P} = (L_{10})^{\frac{1}{p}}$$

$L_{10}$  = durée nominale, millions de tours

$C$  = charge dynamique de base, N (tableau des roulements)

$P$  = charge dynamique équivalente (voir ci après), N

$p$  = un exposant qui est fonction du contact entre pistes et éléments roulants

- $p = 3$  pour les roulements à billes

- $p = 10/3$  pour les roulements à rouleaux

Lorsque la vitesse de rotation est constante, il est généralement plus pratique d'exprimer la durée nominale en heures de fonctionnement. La formule de durée s'écrit alors:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad \text{ou} \quad L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10}$$

$L_{10h}$  = durée nominale, heures de fonctionnement

$n$  = vitesse de rotation, tr/min

## Cas des roulements à rotule sur rouleaux :

### Charge dynamique équivalente

#### I - Charge variable

Lorsque la direction et l'intensité de la charge varient dans le temps, il faut calculer des charges équivalentes  $P_1, P_2..$  pour les différentes périodes  $U_1, U_2...$  afin de déterminer une charge équivalente moyenne constante donnée par la relation :

$$P_m = \sqrt[p]{\frac{P_1^p U_1 + P_2^p U_2 + P_3^p U_3 + \dots}{U}} \quad \left| \begin{array}{l} p = 3 \quad \text{pour les roulements à billes} \\ p = 10/3 \quad \text{pour les roulements à rouleaux} \end{array} \right.$$

$P_m$  = charge équivalente moyenne constante, N

$P_1, P_2..$  = charges équivalentes agissant pendant  $U_1, U_2...$  tours, N

$U$  = nombre total de tours ( $U = U_1 + U_2 + ..$ ) pendant lesquels agissent les charges équivalentes  $P_1, P_2..$

## Annexe 2

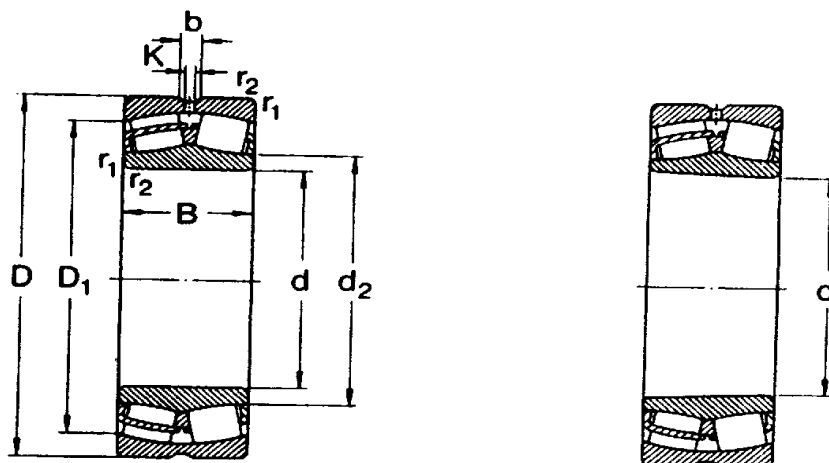
### II - Roulements à rotule sur rouleaux – Charge dynamique équivalente

$$P = Fr + Y_1 Fa \quad \text{si } Fa / Fr [ e$$

$$P = 0,67 Fr + Y_2 Fa \quad \text{si } Fa / Fr \exists e$$

Les valeurs des coefficients  $e$ ,  $Y_1$  et  $Y_2$  sont données pour chaque roulement dans les tableaux de dimensions.

### III - Roulements à rotule sur rouleaux – Extrait du catalogue SKF.



Alésage cylindrique

Alésage conique

Dimensions d'encadrement			Charges de base		Limite de fatigue $P_u$	Vitesses de base		Masse	Désignations Roulements à alésage		Coefficients de calcul			
d	D	B	C	$C_0$		tr/min	Lubrification graisse huile		cylindrique	conique	e	$Y_1$	$Y_2$	$Y_0$
mm				N	N			kg	—		—			
60	110	28	122 000	146 000	16 300	4 000	5 000	1,10	22212 CC	22212 CCK	0,24	2,8	4,2	2,8
	110	28	140 000	173 000	19 000	4 300	5 300	1,15	22212 E	22212 EK	0,24	2,8	4,2	2,8
	130	31	161 000	200 000	23 200	3 000	3 800	1,95	21312 CC	21312 CCK	0,24	2,8	4,2	2,8
	130	46	235 000	280 000	30 000	3 000	3 800	2,95	22312 CC	22312 CCK	0,35	1,9	2,9	1,8
	130	46	271 000	335 000	36 500	2 800	3 600	2,90	22312 E	22312 EK	0,35	1,9	2,9	1,8
65	120	31	148 000	183 000	21 200	3 800	4 800	1,45	22213 CC	22213 CCK	0,24	2,8	4,2	2,8
	120	31	176 000	216 000	24 000	3 800	4 800	1,50	22213 E	22213 EK	0,25	2,7	4	2,5
	140	33	184 000	240 000	27 000	2 800	3 600	2,45	21313 CC	21313 CCK	0,24	2,8	4,2	2,8
	140	48	253 000	300 000	32 000	2 600	3 400	3,55	22313 CC	22313 CCK	0,35	1,9	2,9	1,8
	140	48	299 000	360 000	38 000	2 600	3 400	3,55	22313 E	22313 EK	0,35	1,9	2,9	1,8
70	125	31	148 000	186 000	21 200	3 600	4 500	1,55	22214 CC	22214 CCK	0,23	2,9	4,4	2,8
	125	31	179 000	228 000	25 500	3 600	4 500	1,55	22214 E	22214 EK	0,23	2,9	4,4	2,8
	150	35	207 000	260 000	29 000	2 600	3 400	3,00	21314 CC	21314 CCK	0,24	2,8	4,2	2,8
	150	51	311 000	380 000	40 000	2 400	3 200	4,30	22314 CC/W33	22314 CCK/W33	0,35	1,9	2,9	1,8
	150	51	345 000	430 000	45 000	2 200	3 000	4,30	22314 E	22314 EK	0,33	2	3	2
75	130	31	158 000	208 000	23 600	3 400	4 300	1,65	22215 CC	22215 CCK	0,22	3	4,6	2,8
	130	31	184 000	240 000	26 500	3 400	4 300	1,70	22215 E	22215 EK	0,22	3	4,6	2,8
	160	37	235 000	300 000	32 500	2 400	3 200	3,55	21315 CC	21315 CCK	0,23	2,9	4,4	2,8
	160	55	345 000	430 000	44 000	2 200	3 000	5,25	22315 CC/W33	22315 CCK/W33	0,35	1,9	2,9	1,8
	160	55	385 000	475 000	48 000	2 200	3 000	5,25	22315 E	22315 EK	0,35	1,9	2,9	1,8
80	140	33	176 000	228 000	26 000	3 200	4 000	2,05	22216 CC	22216 CCK	0,22	3	4,6	2,8
	140	33	207 000	270 000	29 000	3 200	4 000	2,10	22216 E	22216 EK	0,22	3	4,6	2,8
	170	39	258 000	335 000	36 000	2 200	3 000	4,20	21316 CC	21316 CCK	0,23	2,9	4,4	2,8
	170	58	374 000	455 000	46 500	2 000	2 800	6,20	22316 CC/W33	22316 CCK/W33	0,35	1,9	2,9	1,8
	170	58	431 000	540 000	54 000	2 000	2 800	6,20	22316 E	22316 EK	0,35	1,9	2,9	1,8
85	150	36	210 000	270 000	31 000	3 000	3 800	2,55	22217 CC/W33	22217 CCK/W33	0,22	3	4,6	2,8
	150	36	244 000	325 000	34 500	2 800	3 600	2,65	22217 E	22217 EK	0,22	3	4,6	2,8
	180	41	293 000	375 000	40 000	2 000	2 800	5,00	21317 CC	21317 CCK	0,23	2,9	4,4	2,8
	180	60	420 000	520 000	52 000	1 900	2 600	7,25	22317 CC/W33	22317 CCK/W33	0,33	2	3	2
	180	60	477 000	620 000	61 000	1 900	2 600	7,25	22317 E	22317 EK	0,33	2	3	2

## Annexe 2

# Arbre d'entrée - Caractéristiques

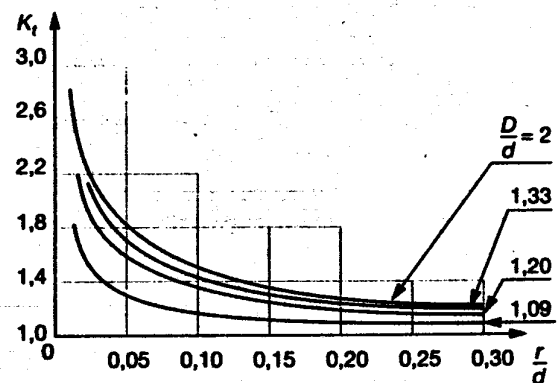
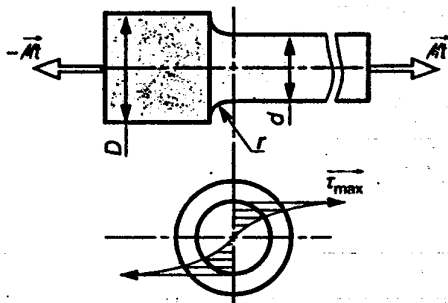
## I - Matériaux de construction et caractéristiques (Extrait) (Résistance exprimée en MPa)

		$\phi < 16$			$16 < \phi < 40$			$\phi > 40$		
		A%	Re <sub>min</sub>	Rm	A%	Re <sub>min</sub>	Rm	A%	Re <sub>min</sub>	Rm
42Cr4	(42C4)	12	770	980	12	700	880	13	600	780
38CrMo4	(38CD4)	11	880	1080	11	740	930	12	620	780
42CrMo4	(42CD4)	10	850	1080	11	770	980	12	700	880
50CrV4	(50CV4)	8	930	1130	10	785	980	12	685	880
30CrMo12	(30CD12)	10	880	1080	10	810	1030	11	770	980

## II - Relation entre la résistance élastique à la traction (Re) et la résistance pratique au cisaillement ou glissement (Reg)

Matériaux	Relation Reg = f(Re)
Acier doux (Re < 270 MPa) Alliages d'aluminium	Reg = 0,5 Re
Aciers mi-durs (320 < Re < 500 MPa)	Reg = 0,7 Re
Aciers durs (Re > 600 MPa) Fontes	Reg = 0,8 Re

## III - Coefficients de concentration de contraintes en torsion K<sub>t</sub>



**ANNEXE 3**

# DOSSIER TRAVAIL DEMANDE

## CONTENU DU DOSSIER

### TEXTE DU SUJET

Feuilles - Page 1/5 à 5/5

- I- Etude cinématique et énergétique
- II- Etude statique
- III- Résistance des matériaux

### DOCUMENTS REPONSES

- |          |                    |
|----------|--------------------|
| Statique | Document réponse 1 |
| RDM      | Document réponse 2 |

**Les 3 parties sont indépendantes**

**Les données numériques nécessaires sont à rechercher dans le dossier constructeur**



# I - ETUDE CINEMATIQUE ET ENERGETIQUE DU MECANISME

[ Présenter les résultats sous *forme littérale* puis faire l'*application numérique* ]

**OBJECTIF GLOBAL :**  
**Analyse des fréquences de rotation et moments**  
**transmis par le réducteur «RSD281»**

**Donnée :** Puissance moteur : 400 kW à 1800 tr/min

## I - 1 - *Objectif* : Déterminer les lois «Entrée-Sortie» du mécanisme

**Documents de référence** - Documents 2 et 3 du dossier constructeur

**Travail demandé :** - Sur feuille de copie -

### I - 1 - 1 - ETUDE EN «MARCHE AVANT» (Coupe AA)

- «RSD281»
- a - Tracer le **schéma cinématique** (en couleurs) du réducteur-inverseur en «marche avant»
  - b - Calculer le **rapport de transmission** du Réducteur pour la «marche avant» :  $k_{av}$
  - c - Calculer la **fréquence de rotation**  $N_{s_{av}}$  de l'hélice pour la «marche avant» .

### I - 1 - 2 - ETUDE EN «MARCHE ARRIERE» (Coupe BB)

Répondre à ces mêmes questions , en «marche arrière» :

- a - **Schéma cinématique**
- b - Calculer le rapport de réduction :  $k_{ar}$
- c - Calculer la fréquence de rotation  $N_{s_{ar}}$
- d - **Conclure** .

**I - 2 - Objectif: Déterminer la pression nécessaire pour l'alimentation du vérin d'embrayage, en marche Avant**

**Documents de référence:** - Documents 3 et 4 du dossier constructeur  
- Formulaire relatif aux ressorts : Dossier technique - Annexe 1

**Hypothèses** Pour ces calculs , on ne tient pas compte  
- du frottement du piston 20 par rapport au botter d'embrayage 14  
- des frottements dans les guidages

**Donnée** Rendement par engrenage  $\eta = 0,98$

**Travail demandé -sur feuille de copie-**

**1-2-1- Calculer les Moments transmis en marche avant :**

- Par l'arbre d'entrée 1 :  $M_e$
- Par l'arbre intermédiaire 34 :  $M_i$
- Par l'arbre de sortie 30 :  $M_s$

**1-2-2- Calculer l'effort axial** nécessaire sur les contre-disques 42 d'embrayage pour transmettre le moment  $M_i$ .

**1-2-3- Calculer l'effort de poussée** du ressort 18 défini dans l'annexe 1, dans la position représentée sur le plan document 4.

**1-2-4- En déduire la pression d'alimentation du vérin d'embrayage** nécessaire pour transmettre le moment  $M_i$ .

## II - ETUDE STATIQUE

**OBJECTIF GLOBAL:**  
**Vérification de certains éléments de guidage de l'arbre**  
**de**  
**sortie 30 du réducteur " RSD281"**

**II - 1 - Objectif**     Calculer les charges exercées sur les roulements 27 et 31 guidant l'arbre de sortie 30, en marche Avant

**Documents de référence**

- Document réponse 1 qui présente l'arbre de sortie 30 du réducteur.
- Document 3 du dossier constructeur

**Données**

sur la

- Pour cette partie , on considère le Torseur des efforts de l'hélice sur la bride de sortie 21

$$\left\{ \mathcal{T}_{\text{hélice} \rightarrow 21} \right\} = {}_D \left\{ \begin{array}{cc} -36000 & -9500 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\} (\vec{x}, \vec{y}, \vec{z}) \quad \begin{array}{l} \text{Efforts en N} \\ \text{Moments en Nm} \end{array}$$

$$\vec{\Omega}_{30/40} = \omega_{30/40} \vec{x} \quad \omega_{30/40} > 0$$

- Le roulement 27 et la butée 28 sont assimilés à une liaison rotule de centre C dans la liaison arbre 30 → carter 40.
- Caractéristiques du pignon 29 : Denture hélicoïdale  $\beta = 19,6^\circ$  à droite  
 $\alpha = 20^\circ \quad m_n = 3,5 \text{ mm} \quad Z_{29} = 91 \text{ dents}$
- Rappel des relations entre les composantes de l'effort sur une denture hélicoïdale : Composante tangentielle : T  
Composante axiale :  $A = T \tan \beta$   
Composante radiale :  $R = T \tan \alpha / \cos \beta$

**Travail demandé:** - Sur document réponse 1 et sur feuille de copie -

**II - 1 - 1** - Ecrire le torseur des efforts extérieurs de 34 → 29 en fonction de la composante tangentielle T.

**II - 1 - 2** - On souhaite déterminer à l'aide d'un logiciel de mécanique les efforts supportés par les trois roulements 27, 28, 31 en marche avant. A partir de l'isolement de l'arbre de sortie 30 représenté sur le document réponse 1, formuler les hypothèses de calcul, modéliser les liaisons et faire le bilan des actions mécaniques appris sur cet ensemble.

La détermination des actions mécaniques recherchées est-elle possible ? Justifier votre réponse.

## II - 2 - Objectif : Vérifier la durée de vie des roulements 27 et 31 , en B et C

### Documents de référence

- Les documents techniques (extraits de catalogue) relatifs aux roulements sont fournis dans le dossier technique - Annexe 2
- Document 3 du dossier constructeur

### Données

- Le bateau est utilisé à : 90% du temps en marche Avant  
10% du temps en marche Arrière

#### - Charges supportées par le roulement 31 en B

En marche avant :  $|F_{RB1}| = 48000 \text{ N}$  Effort radial

En marche arrière :  $|F_{RB2}| = 39500 \text{ N}$  Effort radial

#### - Charges supportées par le roulement en C

En marche avant :  $|F_{RC1}| = 18000 \text{ N}$  Effort radial

En marche arrière :  $|F_{RC2}| = 24200 \text{ N}$  Effort radial

et  $F_{AC} = 56000 \text{ x}$  Effort ax  
 $|F_{AC}| = 56000 \text{ N}$

### Travail demandé : - Sur feuille de copie -

#### II - 2 - 1 - Déterminer en heures la durée de vie du roulement 31 placé en B

si  $N_s = 385 \text{ tr/min}$ . Référence roulement en B : 22314 CC/W33

#### II - 2 - 2 - Déterminer en heures la durée de vie du roulement 27 placé en C

si  $N_s = 385 \text{ tr/min}$  Référence roulement en C 21316 CC/W33

#### II - 2 - 3 - Conclure

### III ETUDE DE RESISTANCE DE MATERIAUX

**OBJECTIF GLOBAL:**  
**Vérification de la résistance mécanique de l'arbre**  
**d'entrée 1**  
**du réducteur "RSD281"**

**Objectif**      **Calculer le coefficient de sécurité dans la zone la plus sollicitée.**

**Documents de référence**   - Document réponse 2  
   - Documents 3 et 5 du dossier constructeur  
   - Annexe 3 du Dossier technique.

**Hypothèses**       - Pour l'étude de résistance des matériaux de l'arbre d'entrée 1 du réducteur "RSD281", compte tenu du fretage de 3 → 1 , nous adoptons la modélisation présentée sur le document réponse 2, le pignon 2 étant supprimé. Les parties coniques sont modélisées par des cylindres de diamètre moyen.

**Données**           - Les efforts appliqués sur l'arbre 1 sont définis sur le document 5 du dossier constructeur.  
                             - L'arbre est réalisé en 42CrMo4 (42CD4) cémenté, trempé.

**Travail demandé:**   - **Sur document réponse 2 et sur feuille de copie -**

**III - 1 -** Donner l'équation et le diagramme des moments de torsion  $M_t$  le long de l'arbre d'entrée 1 .

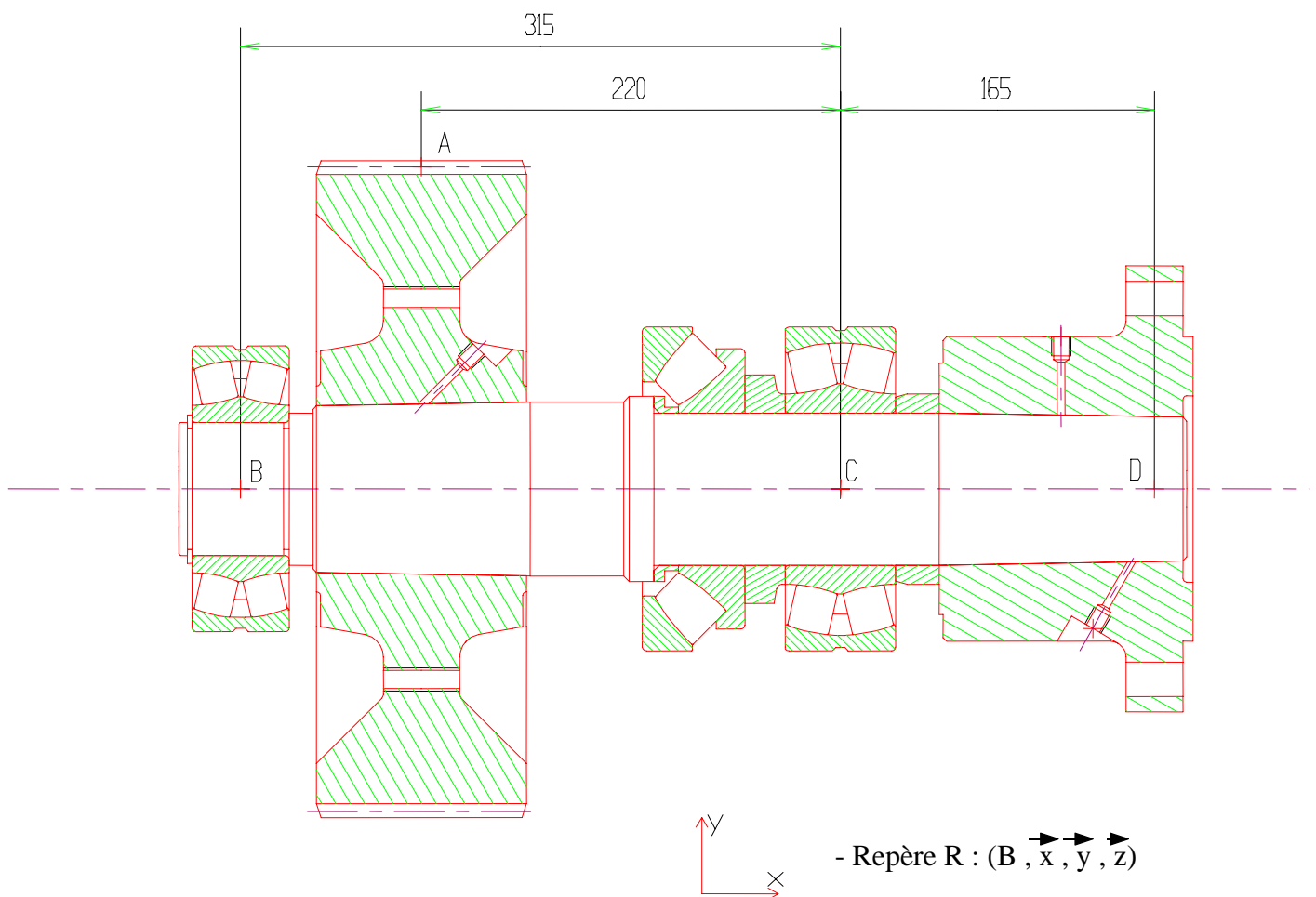
**III - 2 -** En déduire le diagramme des contraintes tangentielles à la périphérie de l'arbre dues à la torsion le long de l'arbre d'entrée 1.

**III - 3 -** Le document 5 du dossier constructeur fournit les courbes représentant les diagrammes des efforts normaux  $N$  et des moments fléchissants  $M_{fy}$  et  $M_{fz}$  le long de l'arbre d'entrée 1 .  
A partir des résultats trouvés à la question 3-2 et des données du document 5, déterminer les **contraintes équivalentes** en L et R .  
En déduire entre les sections droites situées en L et R celle qui est la plus sollicitée.

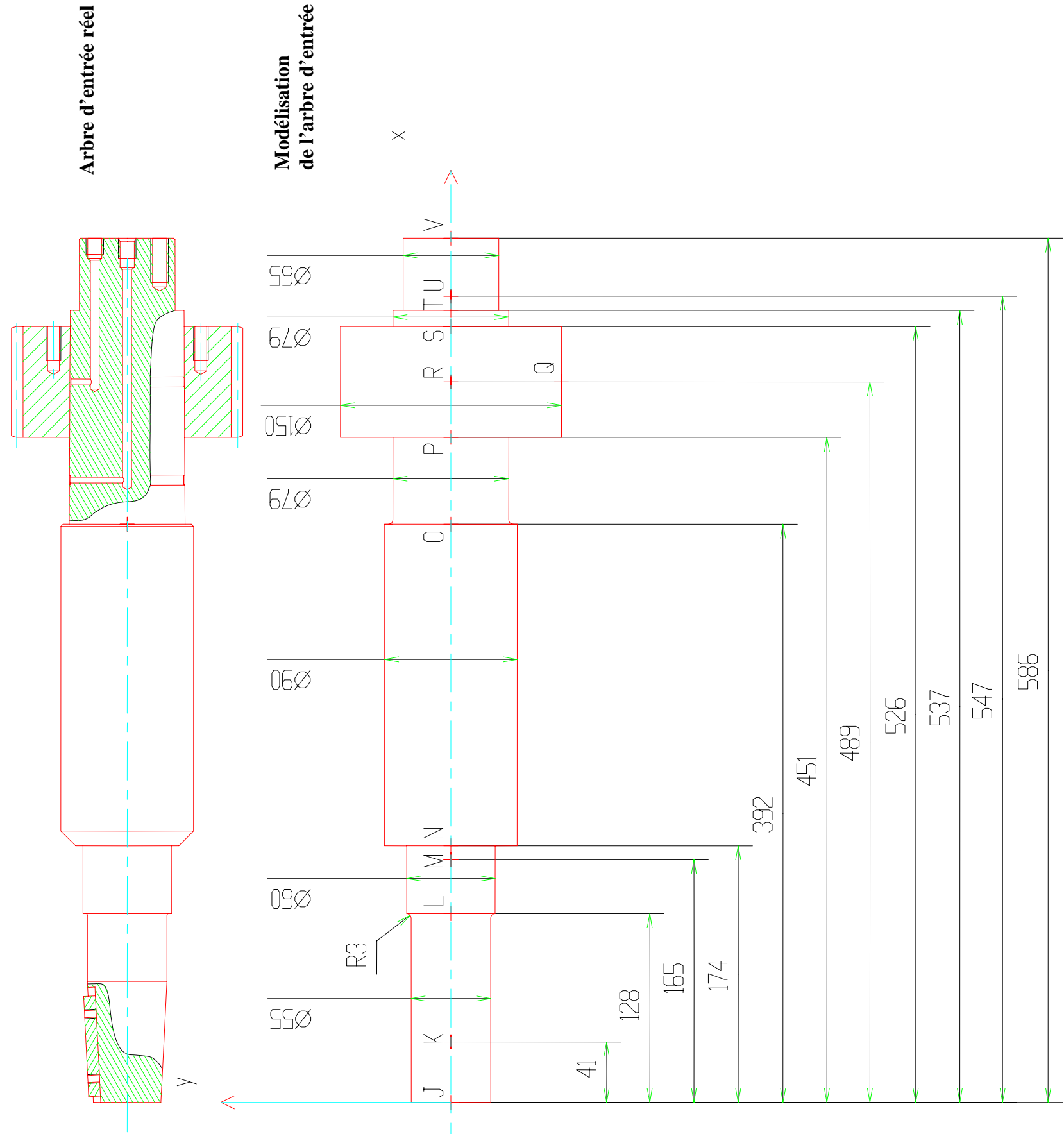
**III - 4 -** Dans la zone L, déterminer le coefficient de **concentration de contraintes**.

**III - 5 -** Quel est alors le **coefficient de sécurité "s"** adopté ? **Conclure**

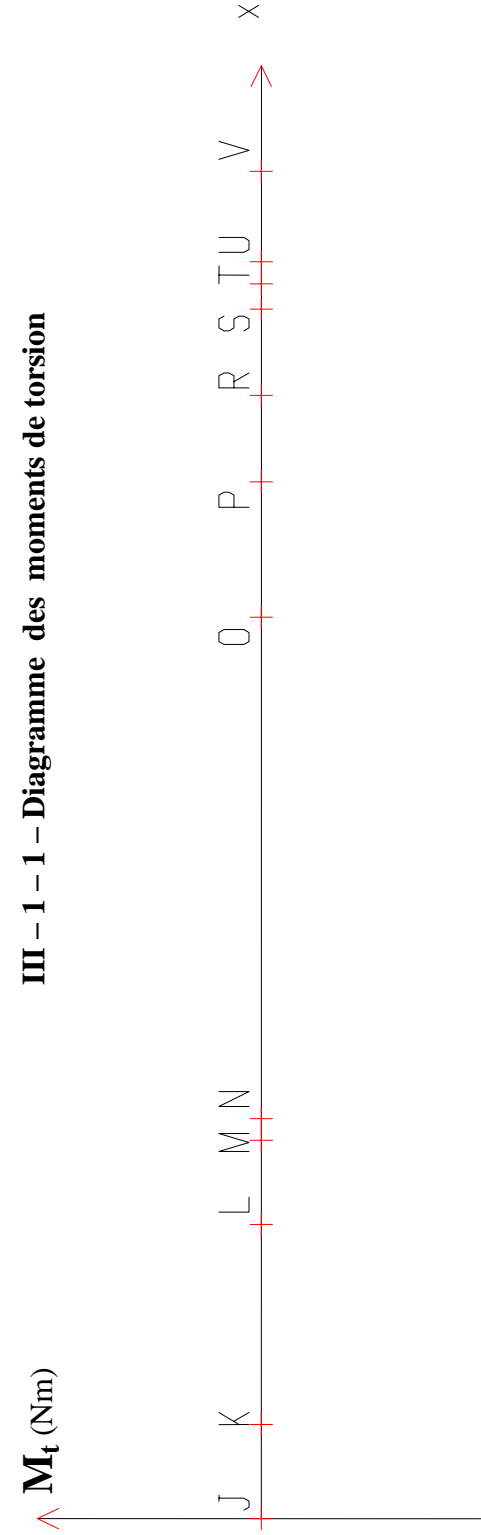
## Etude statique de l'arbre de sortie 30



Isolement de l'arbre :



III – 1 – 1 – Diagramme des moments de torsion



III – 1 – 2 - Diagramme des contraintes tangentielles maximales dues aux moments de torsion

