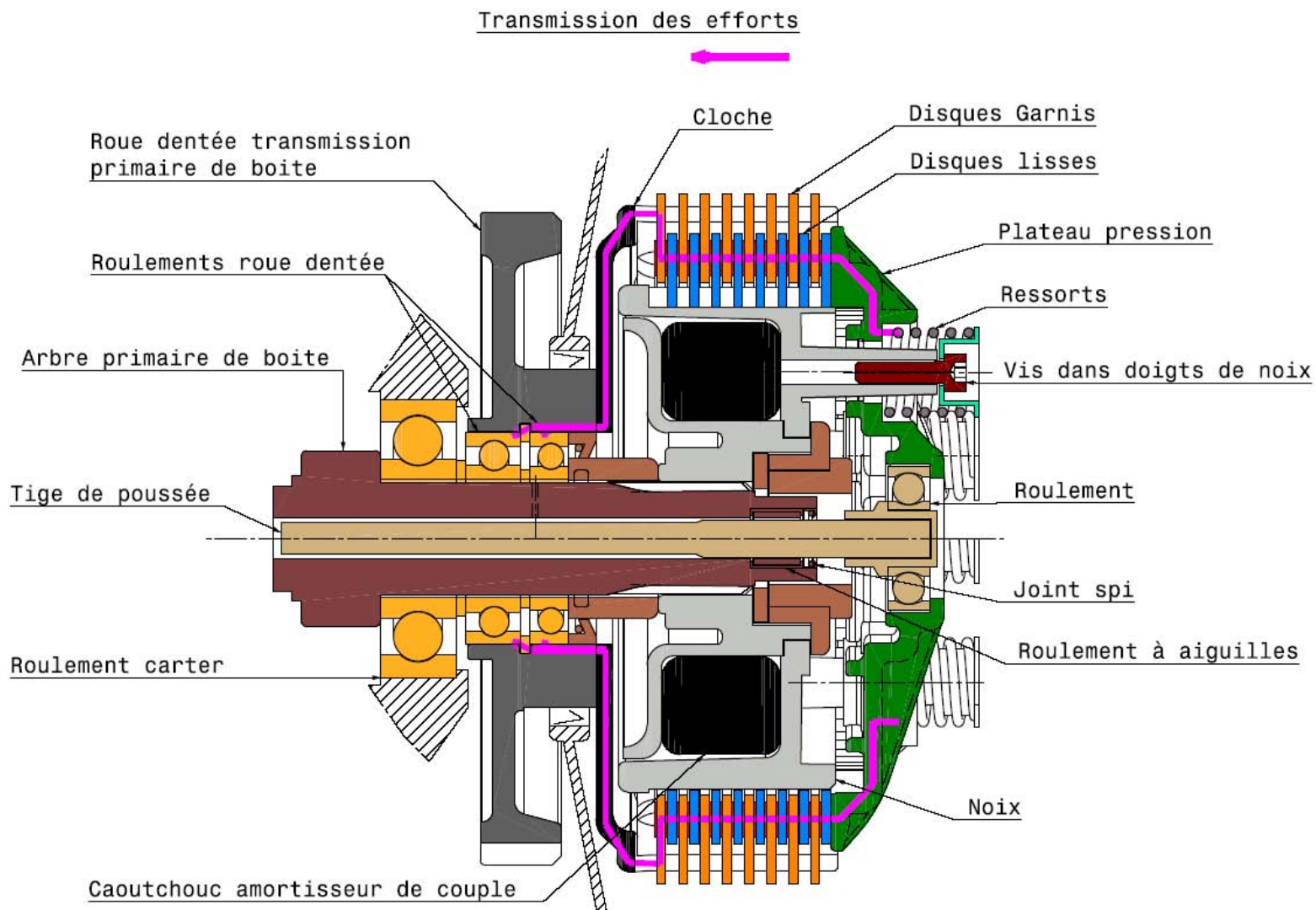


Analyse de la charge transmise aux roulements de la roue dentée, notamment en rajoutant les efforts axiaux dus aux ressorts de l'embrayage (via la cloche)

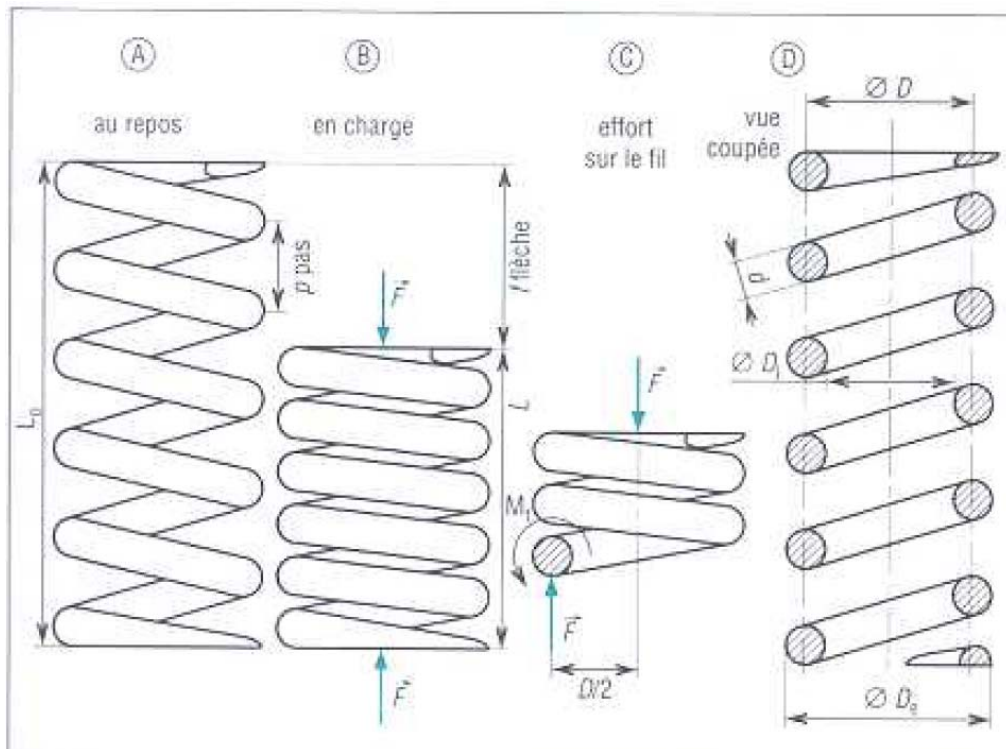
(Exemple ici de calcul pour une Ducati 748 biposto, et également pour un S2R1000, équipé d'un disque acier en fond de cloche, et ressorts d'origine)

1/Situation – vue en coupe de l'embrayage:



On considère pour le calcul que c'est le roulement de gauche de la roue dentée qui reprend la charge axiale des ressorts **en raison du système avec un disque acier en fond de cloche.** (D'origine ce roulement ne supporte pas de charge axiale)

2/ A savoir (ressort de compression à spires meulées) :



Flèche

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

Raideur

$$K = \frac{F}{f} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot N_a \cdot D^3}$$

f : $L - L_0$ = flèche du ressort en mm

F : charge appliquée en N

D : diamètre d'enroulement en mm

d : diamètre du fil en mm

G : module d'élasticité transversal du matériau

($G \approx 80\,000 \text{ N/mm}^2$ pour les aciers)

K : raideur ou rigidité du ressort en N/mm

N_a : nombre de spires actives (ou n) ou utiles

3/ Calculs :

N'ayant pas trouvé la raideur « K » et la flèche « f » dans les données techniques de Ducati, il faut les calculer.

Ca donne :

748 (Bip.)	S2R1000
D = 18mm	D = 17.6 mm
d = 2.2mm	d = 2.8 mm
G = 80 000 N/mm² (hypothèse type acier classe C1)	G = 80 000 N/mm² (hypothèse type acier classe C1)
Na = 6	Na = 6
Lo = 41mm	Lo = 38
L = 26mm	L = 26mm
f = 15mm	f = 12mm

Calcul de « **K** » :

748 (Bip.)	S2R1000
K après calcul = 6.69 N/mm	K après calcul = 18,79 N/mm

3.1/ On en déduit donc la force pour un ressort :

(détail exemple: $F = K * f = 6.69 * 15$)

748 (Bip.)	S2R1000
F = 100.4 N	F = 225,5 N

3.2/ Les 6 ressorts de l'embrayage donnent alors une force axiale de :

($K = k_1+k_2+\dots$ lors d'un montage en parallèle)

748 (Bip.)	S2R1000
F = 602.4 N	F = 1353,3 N

D'un point de vue théorique, la disposition des ressorts sur l'embrayage équivaut à 1 seul ressort en position centrale qui applique une force axiale :

Pour une 748 → **Fa = 602 N**

Pour un S2R1000 → **Fa = 1353,3 N**

4 / Il faut maintenant déterminer la charge radiale due à la transmission de puissance par le vilebrequin :

748 (bip.)	S2R1000
<u>Données d'entrée Ducati :</u> Puissance max. à l'arbre 71,3 kW (97ch) à 11000 tr/min Couple max. à l'arbre 7,5 kgm à 9000 tr/min	<u>Données d'entrée Ducati :</u> Puissance max. à l'arbre 70 kW (95ch) à 8000 tr/min Couple max. à l'arbre 9,2 kgm à 6000 tr/min

Schéma de la charge sur la roue dentée de transmission primaire :

Pour les roues dentées droites, seule une charge radiale est appliquée (pas d'effort axial).

L'effort tangentiel K_t est déterminé par la formule :

$$K_t = T / r$$

Sachant que $T = 9550 * H/n$ (également donné par Ducati)

T : Couple en **N.m**

H : puissance en **kW**

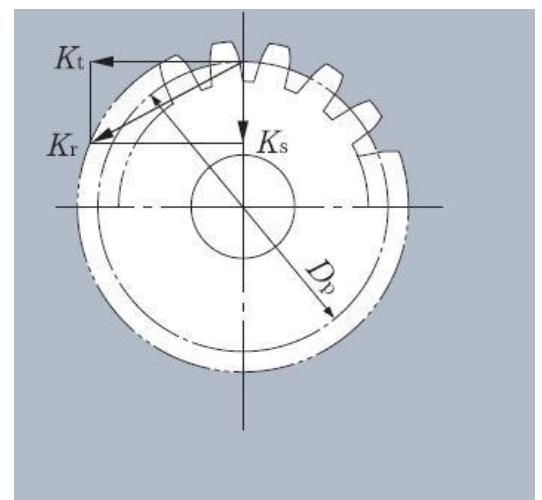
n : vitesse de rotation en **tr/min**

K_t : effort de transmission en **N**

K_s : Effort radial en **N**

K_r : Résultante en **N**

r : rayon effectif de l'engrenage en **m**



Résultante sur engrenage

748 (bip.)	S2R1000
<u>Calcul de K_t :</u> $T = 75 \text{ N.m à } 9000 \text{ tr/min}$ Donc, $K_t = 75 / 0,073 = \boxed{1027,4 \text{ N}}$	<u>Calcul de K_t :</u> $T = 92 \text{ N.m à } 6000 \text{ tr/min}$ Donc, $K_t = 92 / 0,073 = \boxed{1260,3 \text{ N}}$
<u>Calcul de K_s :</u> $K_s = K_t * \tan \alpha$ $K_s = 1027,4 * \tan 20 = \boxed{374 \text{ N}}$ (20° pour une denture normalisé)	<u>Calcul de K_s :</u> $K_s = K_t * \tan \alpha$ $K_s = 1260,3 * \tan 20 = \boxed{458,7 \text{ N}}$ (20° pour une denture normalisé)
<u>Calcul de K_r :</u> $K_r = \sqrt{(K_t^2 + K_s^2)}$ $K_r = \sqrt{(1055550,76 + 139876)} = \boxed{1093,4 \text{ N}}$	<u>Calcul de K_r :</u> $K_r = \sqrt{(K_t^2 + K_s^2)}$ $K_r = \sqrt{(1588356,09 + 210405,69)} = \boxed{1341,2 \text{ N}}$

L'utilisation d'une machine produit un degré variable de vibrations et chocs. Pour tenir compte de ces facteurs, la valeur théorique de la charge est multipliée par un facteur de sécurité, qui est le « facteur charge »

D'où : **charge appliquée au roulement = facteur charge « fw » * charge calculée**

Facteurs charges f_w

Conditions de charge	f_w	Exemples
Peu ou pas de choc	1 à 1.2	Machine-outils, machines électriques, etc.
Un certain degré de choc ; machines avec parties à mouvement alternatif	1.2 à 1.5	Véhicules, mécanismes de commande, travail du métal, fabrication d'acier, fabrication de papier, travail des matières plastiques, équipement hydraulique, monte-charge, transport, équipement de transmission de puissance, travail du bois, imprimerie, etc.
Chocs violents	1.5 à 3	Machines agricoles, cribles vibrants, laminoir à tuyaux ou à billes, etc.

On va choisir $\boxed{1,5}$

D'où nouveau $K_r = 1,5 * K_r$ calculé



748 (Bip.)	S2R1000
Nouveau $K_r = 1640,1 \text{ N}$	Nouveau $K_r = 2011,8 \text{ N}$

Dans notre cas d'utilisation, ce roulement ne fonctionne pas en rotation mais en condition statique (sauf lors de l'opération de débrayage/embrayage). Il n'est donc pas nécessaire de déterminer une charge moyenne « F_m » comme lorsque la charge appliquée au roulement varie suivant un cycle de travail.

748 (Bip.)	S2R1000
On peut donc considérer comme charge radiale $F_r = 1640,1 \text{ N}$	On peut donc considérer comme charge radiale $F_r = 2011,8 \text{ N}$

5/Conséquence sur le roulement :

On sait que c'est un roulement avec ces caractéristiques :

Types de roulements	Roulement à gorges profondes
Caractéristiques	
Direction des charges	
Vitesse de rotation élevée ^①	☆☆☆☆
Précision de rotation élevée ^①	☆☆☆
Niveau sonore faible ^①	☆☆☆☆
Faible couple ^①	☆☆☆☆
Rigidité élevée ^①	
Résistance aux chocs et vibrations ^①	
Désalignement ^①	☆

Roulement à une rangée à contact radial permettant des vitesses de rotation élevées supportant des charges radiales et axiales (charges admissibles dépendantes de la dimension du roulement)

(Dimensions, voir tableau plus bas)

d = 25

D = 47

B = 12

5.1/ charge statique de base :

Pour les caractéristiques du roulement, il faut faire une équivalence de la charge en fonction de son utilisation pour connaître sa « charge statique de base en N »:

A savoir :

So : Facteur de sécurité statique

Co : Charge statique de base en N

Po : Charge statique admissible en N

Fr : Charge radiale

Fa : Charge axiale

Il faut avoir une équivalence **Po** qui combine **Fr** et **Fa** avec cette formule :

Po = Xo*Fr + Yo * Fa (sachant que dans les cas généraux : Xo = 0.6 et Yo = 0.5)

748 (bip.)	S2R1000
$P_o = 0,6*1640,1 + 0,5*602$ $= 984,06+301$ $= \boxed{1285,06N}$	$P_o = 0,6*2011,8 + 0,5*1353,3$ $= 1207,08+ 676,65$ $= \boxed{1883,73N}$

On remarque que la valeur d'équivalence de P_o donne un résultat inférieur à la charge radiale, de plus, dans notre cas, en raison des valeurs de F_a et F_r , ainsi que pour rester dans un cas défavorable, on considère que $P_o = F_r$

748 (Bip.)	S2R1000
$P_o = 1640,1 \text{ N}$	$P_o = 2011,8 \text{ N}$

Pour prendre de la marge dans ces calculs, on peut prendre une hypothèse contraignante d'un roulement « très haute précision de rotation », ce qui donne un facteur de sécurité statique :

$$S_o = 2$$

sachant que $C_o = S_o * P_o$

748 (Bip.)	S2R1000
$C_o = 3280,2 \text{ N (3,28kN)}$	$C_o = 4023,6 \text{ N (4,02kN)}$

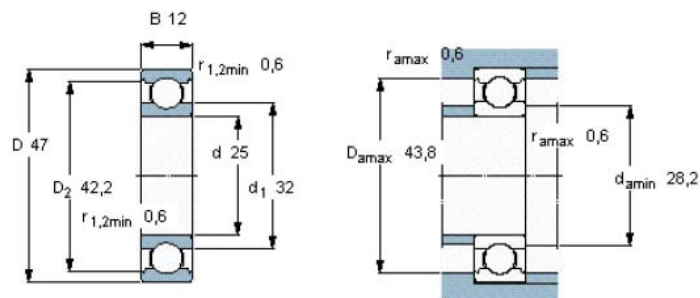
le roulement doit donc résister à ces charges statiques de base, suite aux charges radiales et axiales.

6/Exemple de dimension pour roulement à 1 rangée de billes à contact radial:

Les dimensions pour le roulement le plus gros correspondent au tableau ci dessous :

Deep groove ball bearings, single row, unsealed

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit P_u	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	dynamic	static		Reference speed	Limiting speed		
mm			C	C_0	kN	r/min	kg	-	* - SKF Explorer bearing
25	47	12	11,9	6,55	0,275	32000	20000	0,080	6005 *



Calculation factors
 k_r 0,025
 f_0 14

Conclusion :

On voit dans cet exemple de roulement standard, que la charge statique de base « Co » est de 6,55kN, soit supérieure à la charge statique de base calculé (qui est donc « majorée » par l'ajout des efforts axiaux du aux ressorts)

A savoir en plus, dans ce calcul, plusieurs hypothèses défavorables ont été prises en considération (calcul sur 1 seul roulement, facteur de sécurité statique, facteur charges, etc...) ce qui tend à démontrer que les roulements de la roue dentée ne craignent en rien la modification de l'empilement des disques de l'embrayage (tout système de modification confondu, qui ferait reprendre les efforts des ressorts par la cloche)