

PRE-DIMENSIONNEMENT DYNAMIQUE D'UN MECANISME DE REDUCTION POUR UNE MACHINE D'EQUILIBRAGE

STOICA Mihail¹

Conducător științific: Conf.dr.ing. **Claudiu BASU**

Résumé :

En plus de la fonction importante pour la transmission du mouvement et le moment de torsion, coupleurs Peut pour pouvoir accomplir les fonctions suivantes : contrôle de mouvement; compensation (rémunération) pour les erreurs d'exécution et ajustement (Essayage); refroidissement de choc et vibration; limitation de paramètres fonctionnels. La caractéristique (fonction) commune de coupleurs le portable intermédiaire permanent avec des composants en caoutchouc est qu'ils doivent composer un composant élastique (métallique ou non métallique) que cause ses propriétés et le calcul du coupleur de design(conception). Ils sont appelés l'élastique d'accouplements et permettent d'adapter des écarts(déviations) de position(poste) d'arbre à cames de la rotation mutuelle et relative de semi coupleurs. Le rôle GSE le coupleur en caoutchouc consiste dans la limitation de la vibration de résonance et l'atténuation de choc torsionale par l'accumulation à ressort (de printemps) de travail provisoire mécaniquement et le jeu (la pièce) cela via le mode de retour de système du composant en caoutchouc à la forme initiale et la position (le poste). Le coupleur est considéré comme un composant de caoutchouc de refroidissement avec l'interquestion difficile entre les machines et les moteurs marchant la machine.

Mots-clés : entraînement à fréquence, engrenage fréquence de maille, puissance de calcul, analyse cinématique;

1.INTRODUCTION

Utilité des machines d'équilibrage in- situ

L'équilibrage est le procédé par lequel on tente d'améliorer la répartition de la masse d'un rotor de façon que le rotor tourne dans ses paliers sans créer de forces centrifuges non compensées. L'équilibrage des rotors contribue à prolonger la vie utile des équipements.

Il peut être réalisé sur une machine à équilibrer (fixe) ou encore à l'aide d'un analyseur de vibrations (portatif).

Équilibrage in situ (ou sur le terrain)

L'équilibrage d'un rotor tournant sur ses propres paliers, sans être démonté, est appelé équilibrage in situ. Il s'agit de la méthode d'équilibrage la plus pratiquée par le personnel de maintenance. En effet, l'équilibrage des rotors "sur le terrain" offre de nombreux avantages par rapport à l'équilibrage "en atelier":

- le rotor est équilibré dans des conditions de fonctionnement normales (charge, température, vitesse, etc.) ;
- le démontage, le réassemblage et le réaligement ne sont pas nécessaires ;
- les temps d'arrêt sont considérablement réduits.

¹ Specializarea CIST, Facultatea IMST;

E-mail: stoica_mihail@ymail.com;

L'information nécessaire pour réaliser l'équilibrage provient des mesures de vibrations des paliers causées par le déséquilibre du rotor. Les valeurs obtenues servent au calcul de la masse de correction requise pour réduire le déséquilibre et les vibrations qui en résultent.

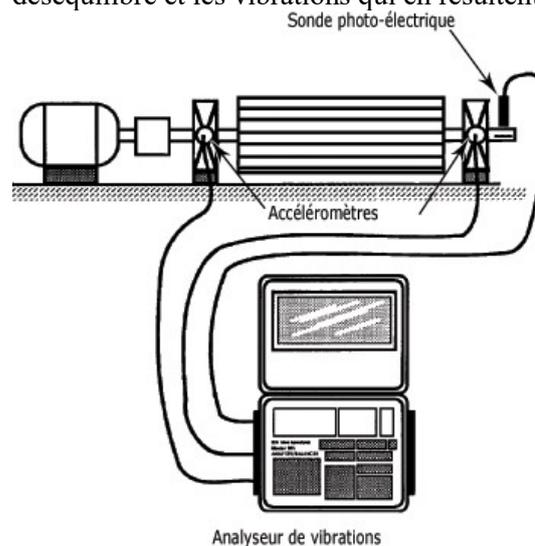


Fig. 1. Appareillage pour l'équilibrage in situ des rotors

Les mesures sont effectuées au moyen d'un appareillage portatif incluant au minimum un

analyseur de vibrations, un accéléromètre, une sonde photo-électrique et un programme d'équilibrage. Le programme d'équilibrage est d'ailleurs souvent intégré au logiciel d'opération de l'analyseur. Vous pouvez voir un exemple de l'appareillage requis à la figure ci-dessous.

Importance de l'équilibrage

Les vibrations produites par un rotor déséquilibré créent une surcharge sur les paliers et sur la structure de la machine en général. L'équilibrage du rotor s'avère nécessaire pour éviter une ou plusieurs des situations suivantes :

- une diminution de la vie utile de la machine, de la durée de vie des roulements et de l'intégrité de la structure ;
- un accroissement de la fréquence des entretiens requis par la machine ;
- une production de moins bonne qualité par les équipements tels que les machines-outils et les rectifieuses, les machines à papier, les laminoires, etc ;
- une détérioration de la qualité de vie au travail en ce qui a trait au bruit, à la sécurité et au confort (vibrations transmises au corps par le plancher par exemple).

L'équilibrage ne doit surtout pas se limiter aux seules machines dont la condition de déséquilibre est telle qu'il y a imminence de bris. En effet, le tableau de la figure suivante révèle combien le déséquilibre, même faible, peut être un facteur déterminant dans la réduction de la durée de vie des roulements.

1. Description cinématique du machine, linéaire et mouvement de rotation

Ponctuellement, le problème est très simple. Il consiste à ramener le centre de masse sur l'axe de rotation. En général, les rotors présentent plusieurs roues, disques, masses, ou accouplements ... montés sur un arbre qui est plus long que le plus grand diamètre extérieur. La difficulté rencontrée est que la distribution de balourd tout le long du rotor est inconnue et, par conséquent, que le balourd ponctuel ne peut être corrigé individuellement ! Une définition plus rigoureuse est donc que l'équilibrage est l'opération qui consiste à minimiser l'effet des balourds sur les vibrations du rotor et sur les efforts transmis aux paliers.

Les procédures utilisées consistent à appliquer, sur cette distribution inconnue de balourd, un ensemble fini de balourds correcteurs, de façon à ce que l'ensemble se comporte de façon satisfaisante. Il s'agit donc bien de la recherche d'un compromis, dont le

résultat est lié aux conditions choisies pour réaliser l'opération d'équilibrage.

La maintenance préventive des machines tournantes passe par une surveillance permanente de leurs vibrations. Un comportement sain est synonyme d'un bas niveau des vibrations et de leur constance dans le temps.

Le balourd résiduel qui gouverne la vibration synchrone correspond à une qualité intrinsèque de la machine, au même titre que ses performances énergétiques.

Les rotors considérés ont deux propriétés principales :

- ils sont axisymétriques (axe de symétrie de révolution) ;
- ils sont isotropes (mêmes propriétés dans toutes les directions radiales).

Les équilibrages de rotors rigides (à basse vitesse) et flexibles (à vitesse nominale ou in situ) seront présentés. Par contre, l'équilibrage des ensembles mobiles des machines alternatives ne sera pas traité spécifiquement, car les efforts d'inertie des pistons ne sont pas d'origine centrifuge et ne tournent pas avec le rotor. Néanmoins, les principes définis dans cet article pourront leur être transposés, la méthode des coefficients d'influence étant assez universelle. L'équilibrage statique par gravité, appliqué à de très grandes roues Francis destinées à des barres hydrauliques, est juste cité ici, mais ne sera pas traité.

Vibration		Durée de vie des roulements
po/s	mm/s	
0,6	15,0	1,14
0,5	12,5	1,47
0,4	10,0	1,94
0,3	7,5	2,63
0,2	5,0	3,70
0,1	2,5	5,44
0,0	0,0	8,46

Charge statique = 1 000 lb *
 Capacité des paliers = 20 000 lb
 Masse du rotor = 13 000 lb
 tr/min = 1 800

* lb = 0,453 kg = 1 livre

Les équilibrages de rotors rigides (à basse vitesse) et flexibles (à vitesse nominale ou in situ) seront présentés. Par contre, l'équilibrage des ensembles mobiles des machines alternatives ne sera pas traité spécifiquement, car les efforts d'inertie des pistons ne sont pas d'origine centrifuge et ne tournent pas avec le rotor. Néanmoins, les principes définis dans cet

article pourront leur être transposés, la méthode des coefficients d'influence étant assez universelle.

2.1 Rotors

Un rotor est composé d'un arbre sur lequel sont montées les parties actives (roues, bobinages, engrenages, etc.). Il est maintenu dans le stator par des liaisons tournantes (des paliers radiaux et une butée axiale) ; les tourillons sont les parties de l'arbre en regard des paliers. Un accouplement en porte-à-faux transmet le couple d'entraînement.

Les figures 2 (schéma d'une machine électrique) et 3 (rotor d'alternateur) montrent des rotors entre paliers avec la partie active située entre les tourillons. Les figures 4 et 5 montrent une configuration en porte-à-faux d'un rotor de puissance d'une turbine à gaz industrielle (disques à l'extérieur des tourillons). Les parties statoriques ne sont pas représentées. Bien sûr, il existe d'autres configurations (rotors composites, en plusieurs tronçons, concentriques, sur un nombre plus élevé de paliers, etc.), mais cela ne change pas la nature du problème de l'équilibrage.

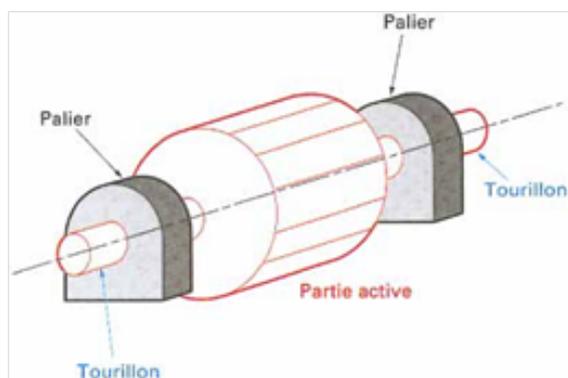


Fig. 2. Schéma de rotor entre paliers

Le rotor est soumis, entre autres, à un ensemble d'efforts stationnaires radiaux de fonctionnement, comme le poids, une réaction de denture pour un engrenage, une attraction magnétique pour une machine électrique, des forces hydrodynamiques ou aérodynamiques pour des turbomachines, la résultante des paliers et de la butée, etc.

L'arbre se déforme sous l'effet de ces forces et chacun de ses tronçons tourne autour d'une position d'équilibre statique constituant la ligne de rotation (figure 6). Cette ligne change avec les conditions de fonctionnement, mais,

en aucun cas, elle ne représente une distribution de balourd par rapport à la droite passant par les centres des tourillons. Bien sûr, cette déformée a des effets induits par ailleurs (fatigue de l'arbre, modification des charges des paliers), mais pas sur la répartition de balourd.



Fig. 3 – Rotor d'alternateur à 4 pôles (1 500 tr/min)

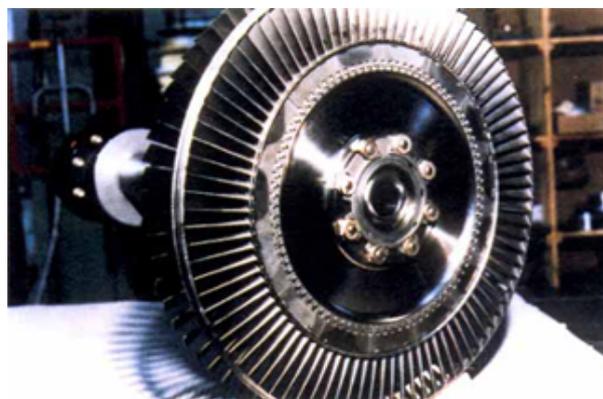


Fig. 4 – Turbine à gaz industrielle, rotor de la turbine libre de puissance (doc. THERMODYN et ALLISON)

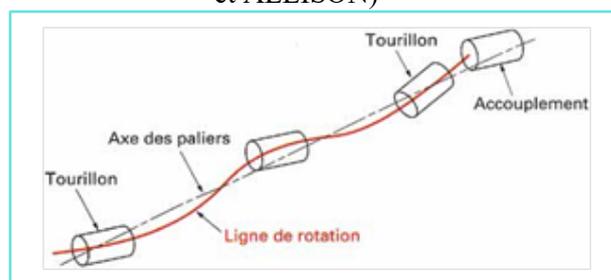


Fig. 5 – Ligne de rotation turbine libre de puissance (doc. THERMODYN et ALLISON)

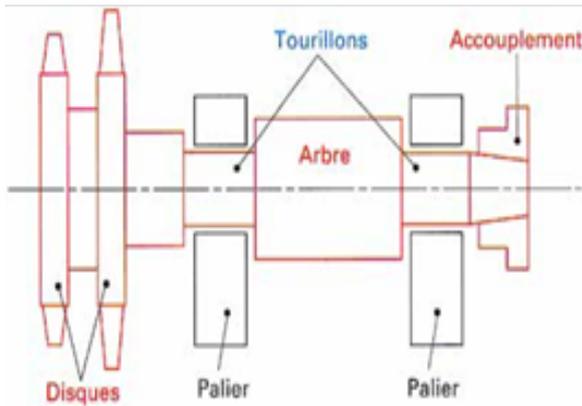


Fig. 6– Schéma de rotor en porte-à-faux (doc. JEUMONT INDUSTRIE)

2.2. L'assemblage des pièces

L'assemblage des pièces tournantes sur l'arbre déplace naturellement leurs centres de masse. On pense en particulier aux turbines avec les tolérances de fabrication des gorges de fixation des ailettes (figure 7). C'est également le cas des machines électriques avec des barres montées dans des encoches ou des bobinages assemblés sur des pôles saillants.

Il faut insister sur le procédé d'assemblage lui-même qui fait de deux pièces parfaitement équilibrées un ensemble balourdé. Il faut insister sur le procédé d'assemblage lui-même qui fait de deux pièces parfaitement équilibrées un ensemble balourdé.



Fig. 7 Rotor de turbine à vapeur industrielle (doc. THERMODYN)

Il faut insister sur le procédé d'assemblage lui-même qui fait de deux pièces parfaitement équilibrées un ensemble balourdé. Exemple : un arbre, de diamètre 150 mm et de longueur 2 m, peut présenter une excentricité locale de 0,01 mm par rapport à la ligne de rotation ; le disque de 80 kg, équilibré avec un balourd résiduel de 80 g • mm, constituera un balourd total de 800 g • mm une fois monté sur l'arbre, soit 10 fois celui de la pièce seule.

Ce balourd n'est dû ni à la qualité de l'usinage de l'arbre (dans la tolérance), ni à la qualité d'équilibrage de la roue, mais il n'en reste pas moins trop élevé pour le rotor et devra être corrigé. Cela concerne toutes les pièces à assembler sur l'arbre (rouets, disques, accouplements, entretoises, collets de butée...) et est un phénomène très courant (figure 8).

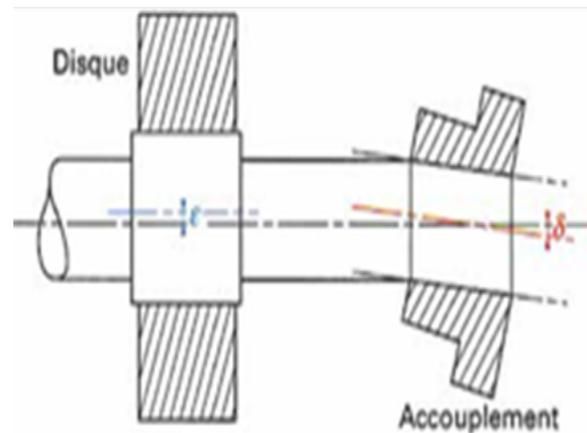
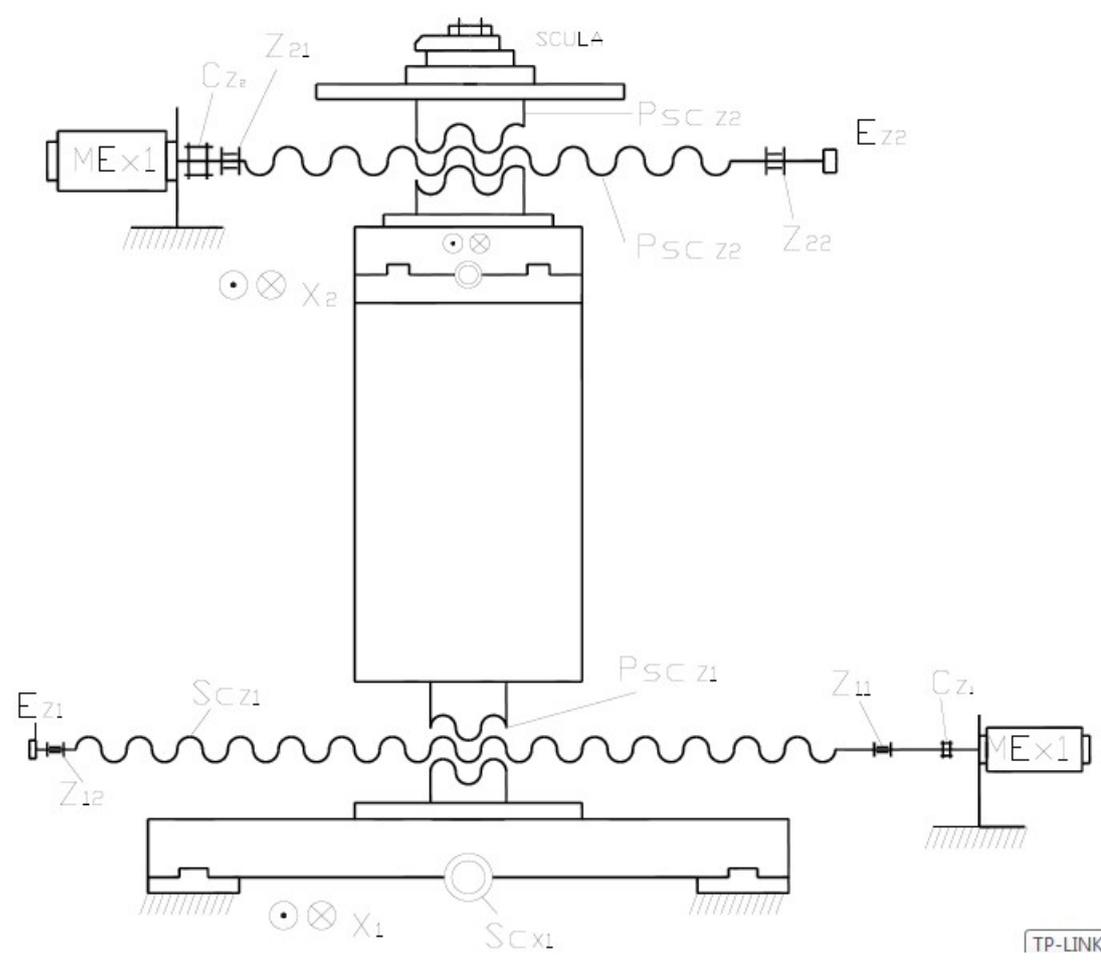
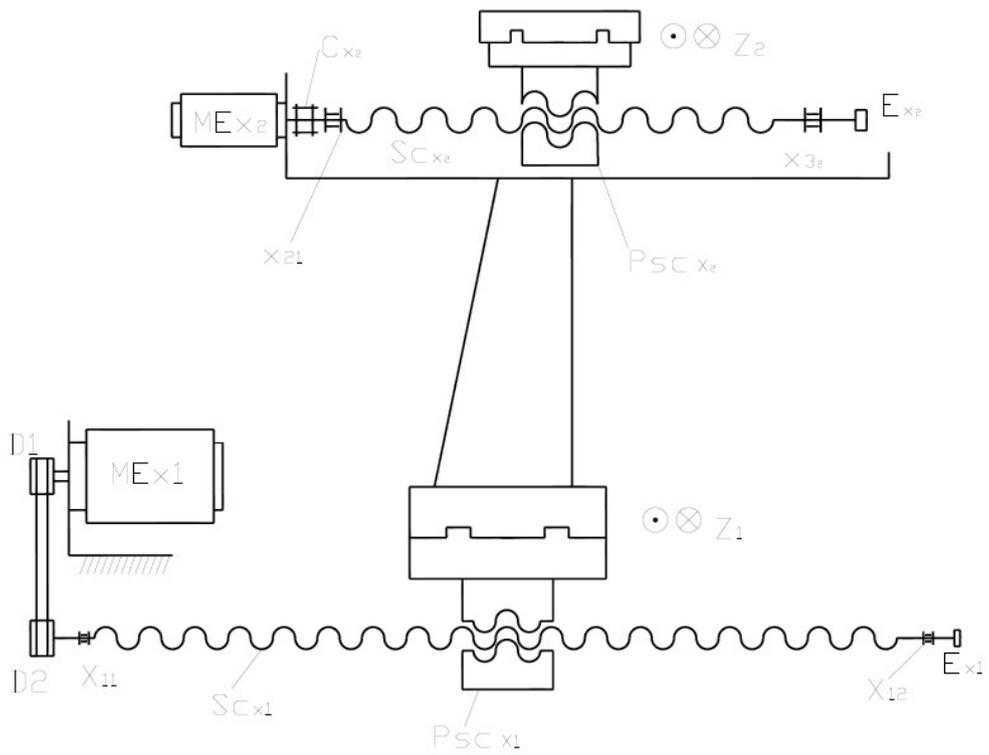
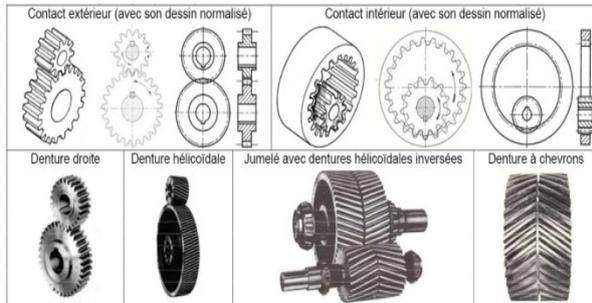


Fig. 8 Balourds apportés par le montage : excentricités parallèle et angulaire



Les différentes solutions technologiques pour les engrenages :

Les engrenages cylindriques extérieurs ou intérieurs à denture hélicoïdale ou droite :



Des engrenages à denture droite :

- Ce sont les plus simples et les plus économiques. Comme leurs dents sont parallèles aux axes de rotation, ils peuvent admettre des déplacements axiaux.
- Ils sont bruyants.

Des engrenages à denture hélicoïdale :

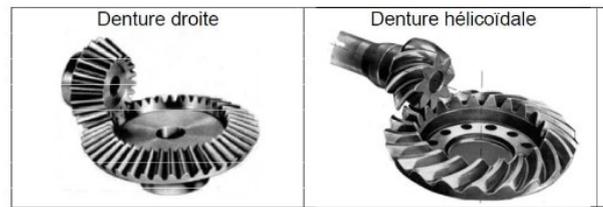
Avantages:

- Les deux éléments de l'engrenage doivent avoir leurs hélices de sens opposé pour engrener.

Desavantages:

- Le nombre de couple de dents en prise est plus important que sur les dentures droites, l'engrènement est donc plus progressif et plus continu. Par conséquent ils sont donc plus silencieux et peuvent transmettre des efforts plus importants.
- Employé seul, l'engrenage à denture hélicoïdale génère des efforts axiaux. Pour compenser cet effort, on utilise un jumelage de 2 engrenages à dentures hélicoïdales inversées ou des roues à chevrons.

Les engrenages coniques à denture hélicoïdale ou droite :



Ils transmettent un mouvement entre deux arbres à axes concourants perpendiculaires ou non.

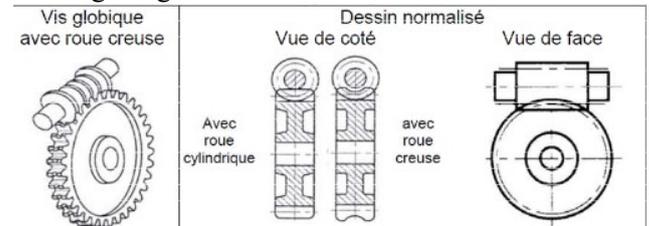
Avantages:

- Les arbres sont en porte à faux.

Desavantages:

- Ils génèrent des efforts axiaux.
- Les sommets des cônes doivent coïncider.

Les engrenages à roue et vis sans fin :



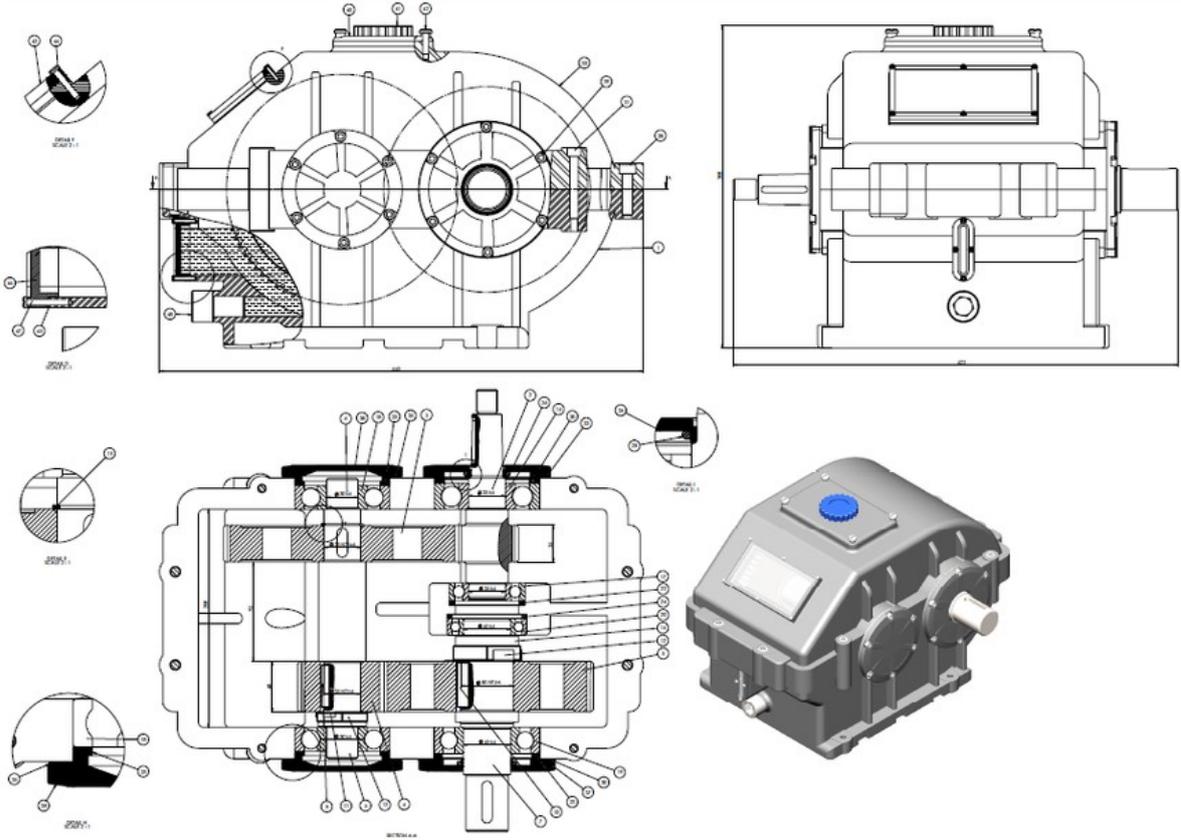
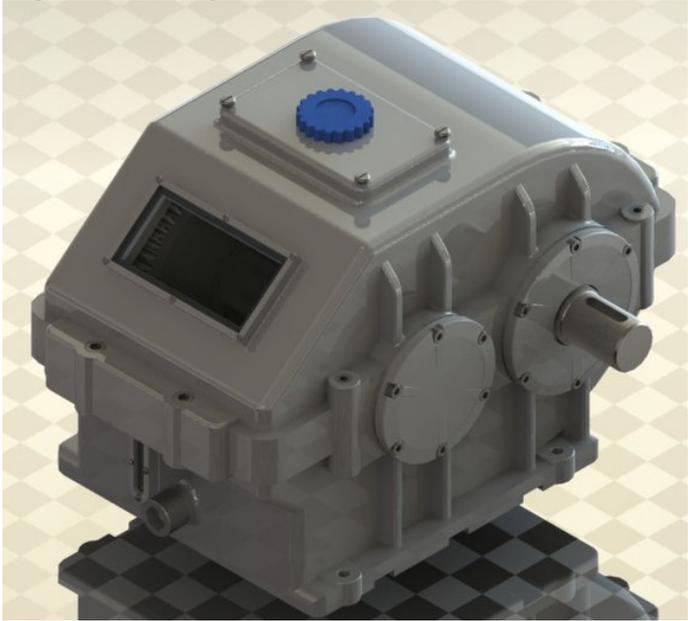
Avantages:

- Irréversibilité possible sécurité anti-retour utile quand le récepteur peut devenir moteur (appareil de levage par exemple).
- Grands rapports de réduction (entre 1/5 et 1/150)

Desavantages:

- L'engrènement se fait avec beaucoup de glissement entre les dentures. Il y a donc une usure importante et rendement faible (entre 50 et 60%).
- La vis doit supporter un effort axial important.
- Afin d'augmenter la surface de contact entre les dentures, on utilise très souvent des systèmes à roue creuse ou avec une vis globique (encore mieux mais beaucoup plus cher).

5. La solution de la conception assistée par ordinateur



Bibliographie

- [1] Crețu Sp., ș.a., Proiectarea angrenajelor, Institutul Politehnic Iași, 1992
- Crudu I., ș.a., Atlas – Reductoare cu roți dințate, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982.
- [2] Florea R., ș.a. Organe de mașini, București, Editura Tehnică 2007.
- [3] Filipoiu I.D., A Tudor – Transmisii mecanice (îndrumar de proiectare), I.P.B., 1990.
- [4] Gafițanu M. s.a. - Organe de mașini, vol. I,II - Ed. Tehnică, București, 1999
- [5] Gafițanu M., s.a. Organe de mașini, vol. I și vol.II. București, Editura Tehnică, 1981.
- [6] Gafițanu M., s.a. Arbori drepți, îmbinări cu pene și caneluri, lagăre radiale – îndrumar de proiectare, Institutul Politehnic Iași, 1983.
- [7] Gafițanu M., s.a. Curele și lanțuri – îndrumar de proiectare, Institutul Politehnic Iași, 1983.
- [8] Gafițanu M., s.a. Angrenaje – îndrumar de proiectare, Institutul Politehnic Iași, 1983.
- [9] Grigoras Șt., Știrbu Cr., ș.a., Bazele proiectării organelor de mașini, Chișinău: Tehnica-Info, 2000 .- 2Vol.
- [10] Ianuș G., Organe de mașini – partea I, Editura Politehnică, Iași, 2010
- Mușat M. și Stoica G., Transmisii mecanice cu reductoare într-o treaptă (îndrumar de proiectare), Universitatea Politehnică București, 2004
- [11] Palade V., Reductor de turație cu o treaptă - îndrumar de proiectare, Universitatea Dunărea de Jos, Galați, 2008
- [12] BIGRET (R.), KARAJANI (P.), VIALARD (S.) et CHEVALIER (R.). – Machines tournantes – Détermination des coefficients d'influence par les caractéristiques modales. [1]
- [13] Deuxième conférence MSTDAV (Méthodes de surveillance et Techniques de diagnostic acoustiques et vibratoires), Senlis (France). Société française de mécanique (F.), Revue française de mécanique no 1995-4, p. 277-283 , oct. 1995.
- [14] CHILDS (D.). – Turbomachinery Rotordynamics (Dynamique de rotor des turbomachines). 476 p., J. Wiley & Sons New York (USA) (1993).
- LALANNE (M.) et FERRARIS (G.). – Dynamique des rotors en flexion, B5110, traité Génie mécanique, Techniques de l'ingénieur, nov. 1996.
- [15] http://csidoc.insa-lyon.fr/these/1998/alauze/chap1_ii.pdf
- [16] <http://www.technologuepro.com/Mecanique/Maintenance/Technique-de-surveillance/Equilibrage-des-machines-tournantes.pdf>
- [17] <http://www.dbvib.com/pdf/DBVib-Equilibrage-des-rotors.pdf>
- [18] <http://197.14.51.10:81/pmb/MECANIQUE/MOTEURS%20ET%20MACHINES.%20UTILISATION/Equilibrage%20des%20machines%20alternatives.pdf>