

FABRICATION ET INSTALLATION D'UN NOUVEL ARBRE DE MOTEUR

Par Tucker Woodson
Ingénieur principal de développement, Moteurs asynchrones
Rockwell Automation
Greenville (Caroline du Sud) 29165

SOMMAIRE

Il faut tenir compte d'un bon nombre de facteurs de conception et de fabrication lorsqu'on équipe un moteur d'un nouvel arbre. Le fait d'ignorer un paramètre important ou d'effectuer un mauvais choix peut mener à des résultats désastreux, y compris une coûteuse mise au rebut de pièces en cours de fabrication, une défaillance prématurée ou la perte d'un client en raison d'une performance insatisfaisante. Le présent document porte sur les décisions les plus fréquentes à prendre au moment de fabriquer et d'installer un nouvel arbre, dont les dimensions des composants, les matériaux à utiliser, les caractéristiques de conception et les techniques d'installation. Il ne donne pas de directives étape par étape pour fabriquer un arbre et il ne tente pas non plus de traiter de toutes les variantes possibles de design et de fabrication. En revanche, on y aborde certains pièges à éviter, en plus de passer en revue les avantages et désavantages de certains des composants les plus courants. Il contient également des renseignements qui pourront aider les ateliers de réparation et de modification à faire des choix éclairés en ce qui concerne la conception, la fabrication et les attributs d'assemblage d'un arbre susceptibles de mener à une réparation réussie.

INTRODUCTION

Imaginez que votre centre de service décide de remplacer l'arbre brisé ou endommagé d'un moteur qu'on vous a demandé de réparer. Il vous faut maintenant déterminer le travail à faire et la façon de le faire.

Évidemment, la chose à faire en premier lieu est d'obtenir du fabricant un exemplaire du dessin de l'arbre. Malheureusement, les données du fabricant sont rarement disponibles, en raison de plaques signalétiques manquantes, de l'âge de la machine ou des contraintes temporelles relatives au calendrier de réparation. Sans cette documentation, les seules données de conception de l'arbre à votre portée seront celles que vous pourrez déterminer en examinant les pièces déjà en place. Mais que faire si l'arbre se trouve endommagé à un point tel qu'il s'avère impossible de le mesurer et de le reproduire directement?

Même en détenant les plans du fabricant, ces derniers peuvent ne pas mentionner les procédés de fabrication standards tels que les finis des surfaces, les caractéristiques des arrondis et les tolérances. Faute de ces données originales, comment assurer une réparation réussie de la machine? Le présent document se penche sur plusieurs étapes importantes du remplacement d'un arbre, de sa conception à son installation.

OBTENIR LES DONNÉES DIMENSIONNELLES À PARTIR DE L'ARBRE D'ORIGINE

Lorsque l'arbre original sert de gabarit pour son successeur, le nettoyer à fond par des moyens non abrasifs. Ensuite, prendre autant de mesures différentes que possible avant d'enlever tout composant installé sur l'arbre. Non seulement il sera impossible de mesurer la position initiale de ces composants après leur dépose, mais aussi des portions de l'arbre peuvent être endommagées ou coupées durant le processus de retrait.

Il va sans dire que toutes les mesures doivent présenter un maximum d'exactitude. Idéalement, on devrait mesurer les diamètres à l'aide d'un instrument comme un calibre à mâchoires faisant contact à plus de deux endroits. Lorsqu'on doit utiliser un micromètre, se servir d'un modèle à vernier capable de prendre des mesures jusqu'à 0,0001 pouce (0,0025 mm).

Par souci de précision, mesurer chaque section en plusieurs points et dans plus d'une direction, en évitant les zones d'endommagement ou d'usure (par exemple, la cannelure directement sous une lèvre de joint). Le fait de prendre plusieurs lectures aide également à compenser toute inégalité ou ovalisation présente. Dans le cas des sections trop gravement endommagées pour être mesurées, utiliser le composant conjugué afin de trouver le diamètre approprié. Quant aux ajustements de joints, consulter le manuel du fabricant afin de déterminer le diamètre et le fini adéquats.

Tourillons. Prendre un soin particulier au moment de vérifier le diamètre d'un tourillon. Pour les paliers antifriction (roulements), la précision d'ajustement exigée représente souvent un défi de mesurage. Même quand il s'avère possible de mesurer le tourillon d'origine, une bonne pratique consiste à comparer le diamètre mesuré avec les valeurs recommandées dans la plupart des catalogues de fabricants de roulements ou avec celles publiées par l'*American Bearing Manufacturer's Association* (ABMA). Le processus d'installation ou de retrait du roulement par pression peut avoir lissé la surface de la pièce, de sorte que la mesure sera moindre que celle de la dimension originale.

De nos jours, on exprime fréquemment les ajustements de roulements en degrés de tolérance ISO. Une pratique générale commune pour les moteurs est un ajustement k5 entre le palier et l'arbre. Les roulements d'un diamètre intérieur supérieur à 100 mm (3,94 pouces), ou ceux qui supportent de plus lourdes charges, surtout les roulements à rouleaux associés à des courroies, peuvent justifier un ajustement plus serré (plus grand diamètre d'arbre), tel que m5.

Prendre note que la performance d'un palier dépend en grande partie du choix de son ajustement et de son jeu

interne. Un palier dont l'ajustement est trop serré et le jeu interne insuffisant aboutira rapidement à une défaillance catastrophique. Un ajustement trop libre permettra quant à lui un certain mouvement entre le palier et l'arbre qui entraînera également une défaillance prématurée.

Les roulements de tourillons sont généralement fabriqués en fonction d'arbres aux dimensions données et non l'inverse. Par exemple, un fabricant de moteurs achèterait normalement un roulement qui convient à un arbre d'un diamètre de 3,7500 pouces (95,250 mm) qui tourne à 1 800 tr/min.

Composants. Rotors, induits et commutateurs se trouvent généralement installés sur l'arbre avec un ajustement pressé ou fretté relativement important; à tel point qu'il se révèle parfois très ardu de les retirer. De la même façon que l'assemblage et le démontage d'un palier peut modifier son diamètre et celui de l'arbre, l'action d'insérer un arbre dans un rotor ou de le retirer par pression peut changer les dimensions des deux éléments. Le cas échéant, reproduire exactement le diamètre mesuré de l'arbre pourrait faire en sorte que le rotor soit lâche sur le nouvel arbre.

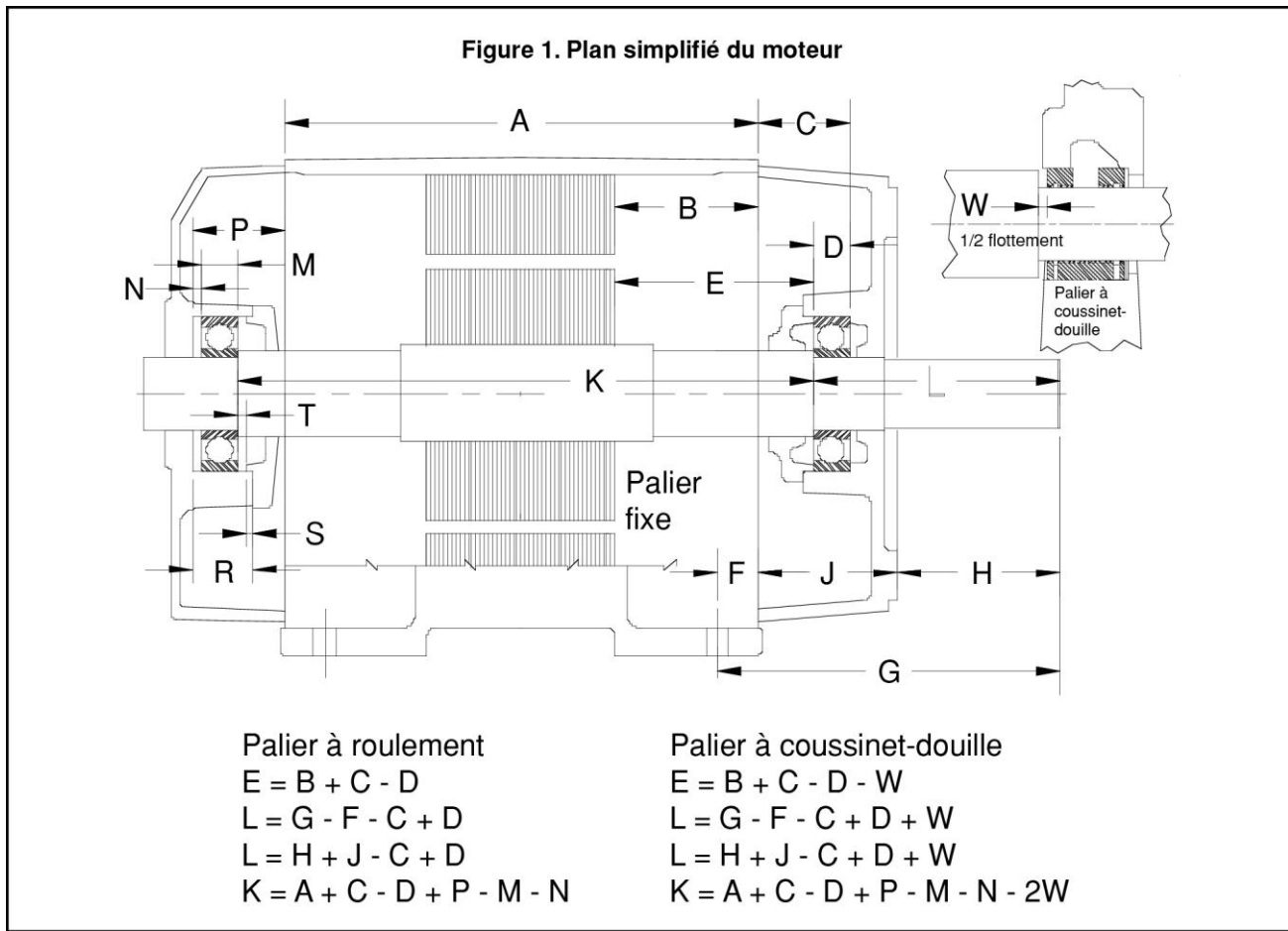
Pour les sections de l'arbre sous les composants, mesurer d'abord le diamètre intérieur du composant à plusieurs endroits, puis établir une moyenne. Combiner ensuite le diamètre moyen ainsi obtenu à l'interférence désirée pour

déterminer le diamètre exact de l'arbre. Une plage type d'interférences d'ajustement est de 0,0005 à 0,001 po par pouce (0,05 à 0,10 mm/cm) de diamètre.

Longueur de l'arbre. Au moment de déterminer la longueur de l'arbre, mesurer à partir d'une surface de centrage, de préférence l'épaulement du palier fixe. Le fait de prendre toutes les mesures à partir d'un même endroit minimise le risque de « cumuler » les erreurs de mesures et de tolérances. On favorise la mesure à partir de l'épaulement du palier fixe, car la position de tout l'ensemble rotatif du moteur repose sur cet épaulement.

Épaulements de paliers endommagés. Malheureusement, la défaillance d'un roulement détruit souvent l'épaulement de centrage, ce qui ne laisse aucun autre choix à l'atelier de réparation que de se fier aux mesures de pièces fixes (logement) pour déterminer l'endroit où il devrait se situer.

Plusieurs autres méthodes pouvant être utilisées pour déterminer l'emplacement approprié d'un épaulement de palier se trouvent décrites ci-dessous. Elles comprennent l'alignement des noyaux mobiles et fixes ; la position de l'épaulement relativement à l'extrémité de l'arbre; et l'espacement à partir du palier flottant. Les dimensions qu'exige chacune de ces méthodes sont indiquées dans le dessin général du moteur de la Figure 1.



Alignement des noyaux Mesurer la distance du noyau fixe à l'extrémité du palier fixe de la carcasse (dimension B), la profondeur d'alésage du palier fixe à partir du feuillard du flasque palier (dimension C), puis la largeur du palier fixe (dimension D). On obtient la distance du noyau du rotor à l'épaulement du palier fixe (dimension E) par l'équation $E = B + C - D$.

Dans le cas des moteurs horizontaux pourvus de paliers à coussinet-douille, réduire la dimension E de la moitié du flottement W (soit $E = B + C - D - W$).

Cette méthode présente le désavantage que tout mauvais alignement des noyaux de la machine originale se reflètera dans la position de l'épaulement du palier.

Position de l'épaulement relativement à l'extrémité de l'arbre Mesurer (ou déterminer à l'aide des données d'assemblage, dimensions standards NEMA ou CEI, etc.) la distance à partir du centre de l'orifice de montage du pied à l'extrémité de l'arbre (dimension G), la distance du centre de l'orifice du pied au bout de la carcasse (dimension F), la profondeur d'alésage du palier fixe à partir du feuillard du flasque palier (dimension C), puis la largeur du palier fixe (dimension D). On obtient la distance entre l'épaulement de centrage à l'extrémité de l'arbre (dimension L) par l'équation $L = G - F - C + D$.

Cette relation s'avère également utile dans le cas des arbres brisés entre l'épaulement du palier et leur extrémité. (Noter que pour les moteurs dont l'orifice d'assemblage du pied s'étend au-delà du bout de la carcasse, la dimension F est une valeur négative, c'est-à-dire que la valeur F doit être ajoutée et non soustraite.)

Dans le cas d'un moteur à flasque- bride, l'équation servant à obtenir la distance entre l'épaulement du palier et l'extrémité de l'arbre devient $L = H + J - C + D$, où H représente la distance entre la bride d'assemblage et l'extrémité de l'arbre.

Espacement du palier flottant Mesurer la longueur de la carcasse (dimension A), la profondeur d'alésage des deux paliers à partir des feuillards des flasques paliers (dimensions C et P), la largeur des deux paliers (dimensions D et M), puis la quantité de jeu d'extrémité extérieur, à l'intérieur du logement du palier flottant (dimension N). On obtient la portée (K) entre les paliers à l'aide de l'équation $K = A + C - D + P - M - N$.

Dans le cas des paliers à coussinet-douille, réduire la portée (K) de la moitié du flottement (W) pour chaque palier. Quant aux moteurs à roulements à billes, s'assurer de la présence d'un jeu de chaque côté du palier flottant.

Déterminer la valeur appropriée du jeu N dans l'équation précédente peut exiger de regarder attentivement « l'empreinte » du palier flottant dans le logement et de mesurer l'écart visible. Le palier flottant est souvent muni d'un ressort à rondelles coniques (Belleville) ou d'une rondelle-frein ondulée dans l'alésage du logement, dans le but d'atténuer le bruit du palier ou de limiter le flottement du rotor. Le cas échéant, s'assurer que le jeu extérieur du palier soit plus grand que l'épaisseur du ressort une fois comprimé.

Remarquer que les forces développées par les ressorts Belleville s'avèrent très sensibles aux moindres changements de course. Le fait de compresser ce type de ressort de seulement quelques millièmes de pouce (centièmes de millimètre) de plus que son concept original peut doubler sa force initiale et même davantage. S'il y a présence d'un chapeau interne, s'assurer que le côté intérieur offre également un jeu du palier flottant entre le palier et le chapeau. Vérifier que ce jeu (dimension T) est supérieur à zéro à l'aide de l'équation $T = A + C + P - R + S - D - K$.

Noter que les moteurs équipés de roulements à rouleaux séparables (de type N ou NU) ne présentent généralement pas d'écart de jeu extérieur ou intérieur aux deux paliers, soit $N = 0$ et $T = 0$.

Figure 2. Comparaison des propriétés de base des matériaux

Matériau	Condition	Résistance, psi		Dureté typique à mi-rayon, Brinell	Usinabilité relative ou taux d'enlèvement de matière
		Tension	Déformation		
AISI 1045 (1) UNS G10450	ASTM A 29	80 000	45 000	163 - 212	—
AISI 4150(1) UNS G41500	ASTM A 434-BC	110 000	85 000	262 - 311	60 %
304 ou 316(1) UNS S30400 UNS S31600	ASTM A 276	75 000	30 000	150 - 207	60 %
17-4 PH(2) UNS S17400	H1150	135 000	105 000	277 - 352	37 %

Pour les moteurs à coussinet-douille, ajouter la moitié de la valeur du flottement (dimension W) à celle de L (soit $L = G - F - C + D + W$ ou $L = H + J - C + D + W$).

La difficulté que présente potentiellement cette méthode est de déterminer la position originale de l'extrémité de l'arbre en tenant compte de l'orifice ou de la bride d'assemblage, surtout si le moteur était doté d'un arbre personnalisé plutôt que d'un arbre standard NEMA ou CEI.

Quelle que soit la méthode utilisée pour déterminer les dimensions manquantes, contre-vérifier toujours les valeurs obtenues à l'aide d'une ou de plusieurs autres méthodes. Comme nous l'avons mentionné précédemment, les erreurs de centrage, le « cumul » de tolérances et les erreurs de mesures peuvent être copiées, voire amplifiées, au moment de tenter de reproduire l'arbre d'origine.

CHOIX DE MATÉRIAUX

Résistance mécanique et ténacité

Le choix du matériau de l'arbre implique normalement des compromis entre coût, disponibilité, résistance mécanique, ténacité et usinabilité. Outre le coût, opter pour l'acier au carbone ordinaire constitue souvent un compromis entre résistance et ténacité. Pour l'acier au carbone, la résistance mécanique est fonction de la dureté : plus la dureté est élevée, plus grande est la résistance. Bien que les matériaux plus durs soient plus difficiles à usiner, ils constituent un choix évident pour améliorer la résistance mécanique et la fiabilité de l'arbre.

Un facteur encore plus important, bien que souvent négligé, est que plus un matériau est dur et donc résistant, moins il s'avère ductile et tenace. La ténacité est la capacité d'un matériau à éviter la propagation de grandes fissures à partir de microscopiques imperfections, entailles de surface ou micro-craquelures imputables à de petites « surcharges » localisées. Les matériaux de moindre ténacité peuvent mieux servir des applications impliquant des charges subites ou transitoires élevées, en raison de leur résistance supérieure.

Heureusement, le concept original établit normalement cette résistance en fonction des exigences de ténacité, selon la taille de la pièce et les propriétés du matériau qui la compose. Pour l'atelier de réparation, il suffit de savoir que d'élaborer un nouvel arbre à partir d'un matériau plus résistant que celui utilisé pour l'original n'entraînera pas de mauvais résultats.

Matériaux d'arbres spéciaux

Autant que possible, communiquer avec le propriétaire du moteur, le fabricant des pièces entraînées ou celui du moteur, afin de vérifier si l'arbre d'origine contenait des matériaux spéciaux. Dans certains cas, des matériaux fortement alliés ou de marques déposées présentent des caractéristiques particulières qui conviennent seulement à certaines applications. Il s'avère difficile d'identifier les exigences de tels matériaux sans information sur le concept original.

Matériaux d'arbres courants

Si aucun matériau spécial n'a été utilisé, ou en l'absence d'information à ce sujet, il est possible de choisir entre plusieurs matériaux communs convenant à diverses applications. Les qualités de certains d'entre eux et les raisons de les choisir sont décrites ci-dessous. Pour trouver un sommaire des propriétés de base de ces matériaux, consulter la Figure 2.

Moteurs à usage général. L'acier laminé à chaud à faible teneur en carbone, de nuance AISI 1040 à 1045, constitue possiblement le matériau le plus utilisé dans la fabrication d'arbres de moteurs.

La nuance 1045 se trouve facilement dans presque tous les diamètres, en plus d'être facile à usiner. Elle offre également une résistance mécanique modérée, une bonne ductilité ainsi qu'une ténacité générale appréciable, sans oublier une résistance minimale à la déformation de 45 000 psi (310 000 kPa). Destinée à un moteur qui n'est pas soumis à des charges radiales extrêmes (mécanismes à courroies des versions plus puissantes) ou à des transitoires de couples élevés (broyeurs ou machines à inversion de mouvement), la nuance AISI 1045 est un choix tout indiqué.

Mesurer la dureté ne suffit pas à identifier et à caractériser de façon positive un échantillon d'acier. Par contre, si l'arbre d'origine est fait d'acier au carbone ordinaire dont la dureté est de 212 Brinell ou inférieure, il s'agit probablement de la nuance AISI 1045 ou de quelque chose de similaire. L'atelier de réparation devrait spécifier AISI 1045, conforme à la norme ASTM A 29, afin d'obtenir un matériau de qualité dont on a vérifié la composition chimique et les conditions mécaniques quant à la rectitude, la rondeur, etc.

Petits appareils. Les arbres ou axes destinés à des appareils de puissance moindre (3 HP ou moins) sont souvent fabriqués à partir de matériaux étirés à froid et renforcés, comme la nuance AISI 1144. Ces matériaux renferment souvent des additifs tels que du soufre en vue d'accroître leur usinabilité. Ils offrent aussi une rectitude et une uniformité supérieures qui en font des matériaux par excellence pour la production d'arbres à l'aide d'un équipement d'usinage à haute vitesse.

Couple élevé, usage sévère. Dans le cas des appareils qui transmettent des couples élevés, qui sont soumis à de plus grandes charges radiales ou généralement destinés à des applications beaucoup plus exigeantes, on utilise de préférence des aciers à carbone moyen faiblement alliés, comme les nuances AISI 4140 ou 4150. Le fabricant d'origine achète fréquemment ces aciers durcis ou trempés afin d'en maximiser la résistance générale. La nuance AISI 4150 durcie et trempée offre une résistance minimale à la déformation de 85 000 psi (586 000 kPa) pour les tailles de production de 4 à 7 pouces (100 à 180 mm) de diamètre, soit une amélioration approximative de 88 % comparativement à la version AISI 1045 HR et ce, sans compromis important du côté de la ténacité.

Si l'arbre d'origine était constitué d'acier au carbone ordinaire dont la dureté était supérieure à 230 Brinell, la nuance AISI 4150 traitée thermiquement pourrait se révéler un bon choix de remplacement. Son usinabilité est d'environ 60 % de celle de la version AISI 1045. En d'autres termes, selon le tour utilisé et le fini de surface, l'enlèvement de matière se fait à raison de 60 % de celui de la nuance AISI 1045. Préciser AISI 4150 en conformité avec la norme ASTM A 434-BC pour s'assurer d'obtenir les propriétés mécaniques désirées.

Milieux corrosifs. Pour les milieux corrosifs présents dans de nombreuses applications de pompage ou de traitement de produits chimiques, mais qui n'exigent pas de caractéristiques de haute résistance, les inox 304 ou 316 ont souvent la cote. Les deux présentent sensiblement la même robustesse, soit une résistance à la déformation de 30 000 psi (207 000 kPa), qu'ils soient finis à chaud ou à froid. Le premier constitue un bon choix pour assurer une protection anticorrosion contre l'eau, tandis que le second offre une meilleure résistance aux produits chimiques et aux attaques légères d'acide. L'usinabilité des inox 304 et 316 est d'environ 60 % de celle de la nuance AISI 1045. Afin d'obtenir les propriétés mécaniques voulues, préciser acier inoxydable 304 ou 316 conforme à la norme ASTM A 276.

Dans les utilisations qui commandent à la fois une haute résistance mécanique et une résistance à la corrosion, l'inox 17-4 PH (17 % chrome, 4 % nickel, durcissement par précipitation) s'avère un excellent choix. La résistance minimale à la déformation de ce matériau, lorsqu'il est vieilli à la chaleur à 1 150 °F ou 620 °C (condition H1150), est de 105 000 psi (724 000 kPa), soit une amélioration de 133 % comparativement à celle de la nuance AISI 1045. De plus, l'inox 17-4 PH offre une ténacité comparable.

La décision d'opter pour l'inox 17-4 PH devrait tenir compte du coût plus élevé des barres et d'une certaine perte d'usinabilité. Son enlèvement de matière, en revanche, est d'environ 37 % de celui de la nuance AISI 1045. Pour obte-

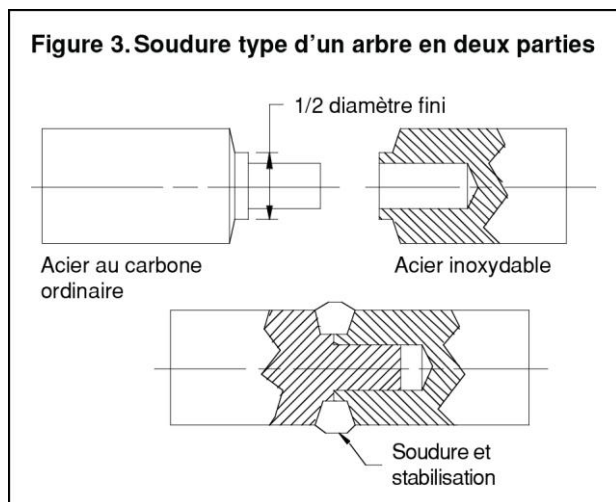
nir les propriétés spécifiées, exiger que ce matériau soit de condition H1150.

Considérations relatives aux arbres en acier inoxydable

L'utilisation d'inox dans la fabrication d'arbres pose un problème unique aux appareils électriques, soit la réduction de perméabilité magnétique de la semelle du rotor. Ce problème est généralement mieux toléré dans les moteurs qui comportent un plus grand nombre de pôles. Cependant, dans les machines bipolaires, un arbre en inox non magnétique ou légèrement magnétique peut provoquer des variations de courant dans le moteur, à la vitesse de glissement, dues à des cheminements de flux plus profonds. Dans un design à flux élevés et à diamètre intérieur de rotor relativement grand, un arbre non magnétique serait susceptible de causer une différence notable de performance du moteur.

Arbres en deux parties. Pour les applications où la présence d'une rallonge d'arbre résistante à la corrosion serait souhaitable, en conservant les propriétés magnétiques des arbres en acier au carbone ordinaire, un arbre soudé en deux parties peut se révéler le meilleur choix. Un concept typique comprend un bout en inox fixé à la portion principale en acier au carbone par combinaison d'un guide ajusté avec serrage et de soudures. Le guide sert à aligner les deux composants et à les maintenir ensemble en vue du soudage. Le joint fixe devrait se situer à un point où la contrainte est relativement faible sur l'arbre, normalement dans la portée entre le palier côté entraînement et le rotor.

(Puisque le joint fixe se trouve généralement à l'intérieur de l'enceinte du moteur, les propriétés anticorrosives résiduelles de l'arbre à proximité de la soudure ne sont pas importantes). La Figure 3 présente la géométrie type d'un joint fixe.



Le choix de la baguette ou de l'électrode dépend des propriétés chimiques particulières des deux aciers à souder. On peut normalement unir les inox 304 et 316 à l'acier au carbone à l'aide de métal d'apport 308 ou 309, tandis qu'on utilisera souvent la version 317 pour souder l'inox 316. S'assurer de consulter un représentant en matériel de soudage pour obtenir des recommandations plus précises au sujet du métal d'apport à utiliser.

Un préchauffage n'est généralement pas nécessaire dans le cas de l'inox austénitique, mais l'arbre soudé devrait être stabilisé à 1 000 °F (540 °C) à raison d'une heure par pouce (25 mm) de diamètre. Évidemment, l'atelier de réparation doit posséder une grande expérience et toute la compétence pertinente dans le domaine pour souder deux matériaux hétérogènes et réaliser ce type d'arbre avec succès.

Bien que cet aspect ne fasse pas l'objet du présent document, il est important de garder à l'esprit que de souder des matériaux traités comme la nuance AISI 4150 constitue un processus complexe qui exige un préchauffage et un post-chauffage minutieux de l'assemblage soudé. Le fait de ne pas traiter à la chaleur de façon appropriée une soudure avec ces matériaux provoque souvent une rupture fragile dans les limites de la soudure ou à proximité. S'assurer de connaître la composition chimique et les propriétés des matériaux avant de tenter de les souder.

TOLÉRANCES DIMENSIONNELLES ET FINIS DES SURFACES

Cet article débute en recommandant de mesurer toutes les dimensions de l'arbre aussi précisément que possible. Dans la pratique, par contre, il peut ne pas se révéler nécessaire d'usiner chaque diamètre aux tolérances exactes de 0,001 pouce (0,025 mm) ou moins. En réalité, on trouve des endroits où une tolérance diamétrale de 0,005 pouce (0,127 mm), de 0,010 pouce (0,254 mm) ou même plus grande s'avère suffisante.

Les parties de l'arbre qui ne se conjuguent pas à d'autres composants ou qui comportent des ajustements tournants avec des pièces fixes peuvent ne pas exiger une vérification rigoureuse quant à leurs dimensions. Par exemple, la portée entre le siège du rotor et l'épaule du palier ou le siège du chapeau intérieur peut être de n'importe quel diamètre approprié entre les deux sections. Ceci dit, se rappeler que toutes les parties de l'arbre qui se conjuguent à d'autres composants ou qui ont avec ces derniers des jeux de fonctionnement serrés, nécessitent un contrôle précis de leurs caractéristiques.

Tolérances

Toutes les tolérances diamétrales suivantes sont des tolérances totales, c'est-à-dire une valeur nominale avec tolérances bilatérales et dont la somme des tolérances bilatérales égale la tolérance totale. Par exemple, pour une tolérance totale de 0,002 pouce (0,051 mm), la dimension serait : valeur nominale $\pm 0,001$ pouce ($\pm 0,025$ mm).

Tourillons de paliers à roulement. Pour un palier à roulement, les ajustements k5 ou m5 mentionnés plus tôt exigent des tolérances diamétrales d'arbre totales de 0,0005 pouce (0,013 mm) pour des diamètres allant jusqu'à 80 mm (3,15 pouces), de 0,0006 pouce (0,015 mm) pour ceux allant de 85 à 120 mm (3,35 à 4,72 pouces) et de 0,0007 pouce (0,018 mm) pour ceux allant de 125 à 250 mm (4,92 à 9,84 pouces).

Non seulement le contrôle de la taille est important, mais il faut également vérifier l'équerrage de l'épaule, la rondeur ou la cylindricité et la sortie. Quant aux tourillons, la rondeur dans n'importe quelle partie plane ou cylindricité de l'ensemble du tourillon devrait être de 0,0002 pouce (0,005 mm) ou moins.

Un contrôle des dimensions et des caractéristiques en deçà de ces limites exige normalement une rectification visant à obtenir les résultats escomptés. Le fini de surface des paliers à roulement devrait être de 63 micropouces (mu-po) RMS (0,0016 mm) ou plus afin de mesurer le diamètre de façon précise et de s'assurer que la taille du tourillon ne varie pas sensiblement après la mise en place du palier.

Tourillons de paliers à coussinet-douille. Les tourillons des paliers à coussinet-douille (film d'huile) devraient présenter une tolérance diamétrale de 0,0005 pouce (0,013 mm) et un fini de surface dans la plage allant de 16 à 20 mu-po (0,0004 à 0,0005 mm). L'équerrage des épaulements de paliers devrait être en deçà de 0,002 pouce (0,051 mm). Les sorties de tourillons, en tenant compte des bouts d'arbre et des sièges de rotor ou, plus particulièrement, des sorties de bouts d'arbre et des sièges de rotor, en fonction des tourillons, devraient se trouver en deçà de 0,001 pouce (0,025 mm) TIR pour améliorer la précision de fonctionnement de l'ensemble rotatif.

Figure 4. Tolérances NEMA et CEI concernant les bouts d'arbre

NEMA (4)			CEI (5)		
Taille de l'arbre, po	Tolérance diamétrale, po	Sortie, po TIR	Taille de l'arbre, mm	Tolérance de l'arbre, mm	Sortie, mm TIR
Jusqu'à 1,625	+0,000 -0,0005	0,002	32 à 48	+0,018 +0,002	0,05
1,625 à 6,5	+0,000 -0,0000	0,003	55 à 80	+0,030 +0,011	0,06
			85 à 110	+0,035 +0,013	0,07

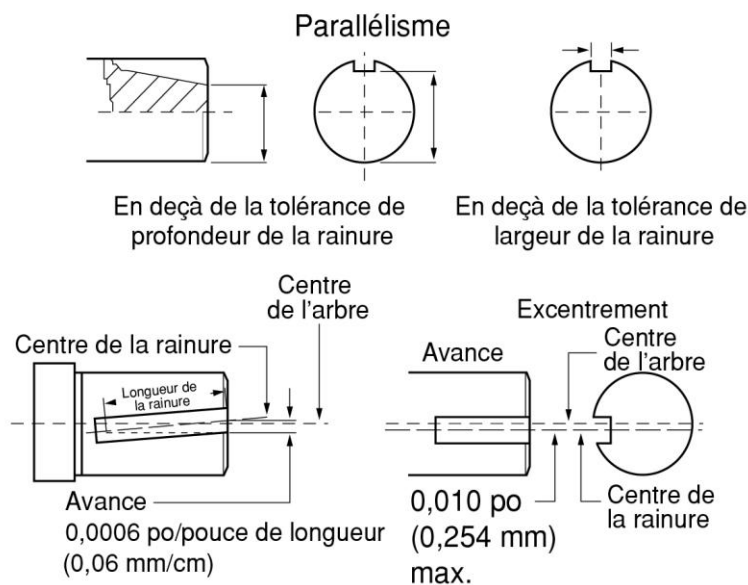
Sièges de rotor. Afin de maintenir l'ajustement avec serrage approprié entre l'arbre et le rotor ou le commutateur décrit précédemment, les sièges de rotor nécessitent généralement des tolérances diamétrales totales de l'ordre de 0,001 pouce (0,025 mm). Le fini de surface d'un siège de rotor devrait être de 125 mu-po (0,0032 mm) ou plus pour conserver la taille après la mise en place du rotor par serrage ou par contraction.

Bouts d'arbre. Les tolérances diamétrales et les sorties des bouts d'arbre doivent être conformes aux normes NEMA et CEI en fonction de la taille de l'arbre, ou selon les exigences de l'utilisateur ou du fabricant des pièces entraînées, s'il s'agit d'un design spécial. Les finis des surfaces devraient être de 63 mu-po (0,0016 mm).

La Figure 4 indique les tolérances NEMA et CEI pour les dimensions les plus fréquentes.

Rainures de clavette. Il faut vérifier soigneusement les tolérances des rainures afin d'assurer une facilité d'assemblage à des pièces conjuguées. Les tolérances de largeur et de profondeur d'une rainure devraient être considérées comme conditions maximales et minimales du matériau, pour conserver la pente des côtés et la variation de profondeur dans les limites admissibles de la taille. On doit maintenir l'avance ou biais d'une rainure de clavette à 0,0005 pouce (0,013 mm) pour chaque pouce (25 mm) de sa longueur. L'excentrement parallèle à partir de la ligne

Figure 5. Contrôles des caractéristiques d'une rainure de clavette



centrale de l'arbre doit être inférieur à 0,010 pouce (0,254 mm).

La Figure 5 présente des schémas de contrôles de position des rainures. La section portant sur les types de rainures de clavette traite des tolérances relatives à leur largeur.

Emplacement des joints à lèvres. Les tolérances d'un arbre sous un joint à lèvres qui fait contact dépendent du rôle de ce joint. Pour la taille diamétrale, reproduire les dimensions de l'arbre d'origine ou consulter les recommandations du fabricant des joints. Si le joint joue seulement un rôle de protection contre la poussière et les éclaboussures d'eau, une tolérance diamétrale de 0,006 pouce (0,152 mm) avec un fini de surface entre 16 et 32 mu-po (0,0004 et 0,0008 mm) sera suffisante. En général, dans ce genre d'application, les joints s'assèchent, ce qui produit une chaleur supplémentaire et réduit leur durée de vie utile. Dans ce cas, on peut normalement réduire la taille de l'arbre de 0,020 pouce (0,508 mm) par rapport à celle indiquée par le fabricant de joints, ce qui permettra un ajustement moins serré, moins d'accroissement de chaleur, moins de perte par frottement et une longévité améliorée du joint.

Si le joint doit supporter ne serait-ce que la moindre colonne de liquide, les contrôles des caractéristiques de l'arbre doivent être beaucoup plus rigoureux. Dans ce cas, le diamètre d'ajustement du joint doit demeurer conforme aux recommandations du fabricant avec une tolérance diamétrale totale de 0,006 pouce (0,152 mm) et un fini de surface de 10 à 20 mu-po (0,00025 à 0,00051 mm).

L'ovalisation devrait être de 0,0002 pouce (0,005 mm) ou moins, et il ne devrait pas y avoir d'avance, telle que vérifiée par la méthode de filetage pondérée⁽³⁾. Le moindre débordement de ces limites peut provoquer une fuite des joints.

Ajustements tournants. Pour les parties de l'arbre qui présentent des ajustements tournants rapprochés avec des composants fixes, comme les parois du flasque palier ou les chapeaux internes, des tolérances diamétrales totales de 0,004 pouce (0,102 mm) s'avèrent généralement suffisantes et plutôt faciles à maintenir sur les tours modernes.

Longueur d'arbre Les tolérances de longueur d'arbre sont normalement plus grandes que les tolérances diamétrales. La tolérance de distance entre les épaulements des paliers varie souvent de 0,010 à 0,020 pouce (0,254 à 0,508 mm), tandis que les tolérances d'autres longueurs peuvent être plus généreuses, soit jusqu'à 0,040 pouce (1,02 mm). Il existe des cas spéciaux, comme l'emplacement des rainures de segments d'arrêt ou les épaulements pour les joints mécaniques à portée plane, dans lesquels il est nécessaire de maintenir une tolérance beaucoup plus rapprochée de l'épaulement de centrage du palier.

ARRONDIS DES ARBRES – RÉDUCTION DES CONCENTRATIONS DE CONTRAINTES

Les propriétés relatives à la résistance des matériaux comparées précédemment (résistance à la traction et à la déformation) décrivent la capacité d'un matériau à supporter un événement statique ou isolé sans défaillance ni déformation permanente. Il est rare que les ruptures d'arbres surviennent de cette manière.

La plupart des défaillances d'arbres de moteurs dues à un matériau déficient ou à une rupture sont appelées ruptures par fatigue. (Elles ne comprennent pas les dommages mécaniques provoqués par la chaleur ou le frottement causé par la défaillance d'un palier, la corrosion, etc.) La rupture par fatigue est le résultat d'une contrainte à répétition exercée sur l'arbre et présente généralement une fissure qui se propage à partir d'une pointe de contrainte à la surface de l'arbre.

Prenons le cas d'un arbre soumis à un effort de flexion par des courroies en V. En tout temps, la surface de l'arbre vers les courroies est sous compression, tandis que le côté opposé aux courroies est sous tension. Lorsque l'arbre effectue une rotation de 180 degrés depuis sa position initiale, le côté qui se trouvait face à la courroie et sous compression se retrouve désormais en direction opposée et sous tension. À chacune des révolutions, le matériau de l'arbre subit un cycle complet de tension, de compression, de retour à la tension et ainsi de suite. Pour un appareil qui tourne continuellement à 1 750 tr/min durant 30 jours, cela représente 75 millions de cycles de contraintes.

Une combinaison de deux facteurs déterminera si un arbre pourra survivre à un effort de flexion : la limite d'endurance du matériau qui le compose et les concentrations de contraintes. On peut exprimer les limites d'endurance des matériaux de plusieurs façons. Certaines sources publient des limites d'endurance en supposant la présence d'une certaine concentration de contraintes. Ces limites sont généralement établies à 25-30 % de la résistance d'un matériau à la traction.

Une meilleure méthode, grandement reconnue, consiste à prendre en considération la limite d'endurance du matériau sans pointe de contrainte présumée, puis d'appliquer des facteurs de concentrations de contraintes au cas particulier pour lequel les contraintes ont été calculées. Cette dernière méthode est décrite ici.

Dans le cas des arbres en acier, la limite d'endurance est la moitié de la résistance à la traction. Il s'agit de la contrainte maximale qu'un arbre lisse (sans concentration supplémentaire de contraintes) peut supporter indéfiniment sous un effort de flexion en rotation. Noter, cependant, que cela

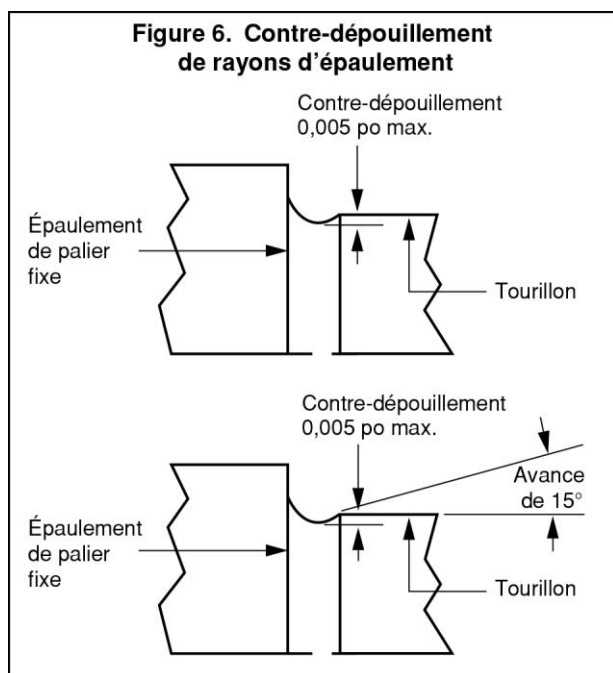
s'applique à un arbre lisse sans changement brusque de diamètre. Les caractéristiques nécessaires à un arbre de moteur, comme épaulements et gorges, peuvent réduire considérablement ses limites de résistance à la fatigue. Évidemment, une conception et une fabrication soignées de ces caractéristiques peuvent optimiser la capacité de l'arbre.

Prenons un arbre de moteur doté d'un palier de 110 mm (4,33 pouces) (taille 222) et un effort de flexion. À titre d'illustration, imaginer un moment de flexion en ignorant l'effort de torsion du couple-moteur (en réalité, on devrait tenir compte des deux facteurs et faire le total de leurs effets). L'endroit où s'exerce le moment de flexion le plus intense est généralement le centre du palier, bien que cela dépende du diamètre et de la longueur du bout d'arbre. Mais, en raison du changement de diamètre de l'arbre à l'épaulement du palier, le moment de flexion produit son plus grand effet à cet endroit.

Prenons, par exemple, un diamètre de tourillon de 4,332 pouces (110,0 mm) et un épaulement de palier fixe de 4,8 pouces (122 mm). Si l'on effectuait une coupure rectiligne en plongée de l'épaulement à l'aide d'une scie radiale de 0,010 pouce (0,254 mm), on obtiendrait un facteur de concentration de contrainte (K) de 5,0⁽⁶⁾. En d'autres termes, la contrainte à l'épaulement serait augmentée par un facteur de cinq, en raison du faible rayon de l'épaulement. Par contre, couper un rayon approprié de l'épaulement avec une scie de 0,070 pouce (1,78 mm), ou avec un tour à commande numérique, créerait un facteur de concentration de contrainte K de 2,5. Remarquer que les concentrations de contraintes peuvent survenir à une très petite échelle. Si le rayon de 0,070 pouce (1,78 mm) était produit par un outil pointu à haute vitesse, il semblerait « fileté » lorsqu'on l'examinerait à la loupe. Dans ce cas, les facteurs de concentrations de contraintes dominants qui constitueraient les « racines » de ces minuscules « filets » seraient bien plus grands que le facteur pour l'ensemble du rayon. Il en est de même pour un rayon créé par un outil émoussé ou ébréché. Afin de maximiser la capacité de l'arbre, non seulement les rayons doivent être de grandeur optimale, mais également lisses et bien formés.

Pour les tourillons et autres diamètres que l'on doit tourner, puis façonner à la taille voulue, il est souvent nécessaire de contre-dépouiller légèrement l'épaulement dans le but d'éviter de le faire avec le coin de la meule. Le fait de permettre une coupe par le coin de la meule précipite l'usure du disque abrasif en plus de produire un bord mal rogné sur l'arbre, créant ainsi des concentrations de contraintes indésirables.

Contre-dépouillement des rayons d'un épaulement. En général, quand l'arbre a été façoné, seulement quelques millièmes de matière demeurent sur la surface meulée. Au moment de tourner les rayons d'épaulement, effectuer le contre-dépouillement le moins profond possible, de sorte que, suite à l'opération de meulage, il ne reste pas plus de 0,005 pouce (0,127 mm) de contre-dépouillement. Cela évite d'affaiblir inutilement l'arbre par un contre-dépouillement excessif. La Figure 6 illustre un exemple de géométries de contre-dépouillement.



La taille d'un épaulement de palier fixe est souvent limitée par le composant porté. Dans l'exemple du palier 222 ci-dessus, la hauteur de l'épaulement est de 0,23 pouce (5,84 mm). Bien qu'un rayon égal à la hauteur du gradin pourrait réduire davantage le degré de contrainte de l'arbre, le rayon type de la bague de roulement intérieure d'un palier 222 est de 0,083 pouce (2,11 mm).

Le rayon de l'épaulement doit être plus petit que celui du composant porté afin d'assurer que ce dernier se mette en place correctement. S'il s'avère plus grand que celui du palier, la portion du rayon de l'épaulement à proximité du point de raccord du tourillon pourrait « se coincer » sous la bague de roulement pour venir agrandir le diamètre conventionnel et entraîner une perte potentielle de jeu interne du palier. Cela pourrait aussi permettre le déplacement du palier hors de sa position, bien que très légèrement.

Les changements importants de diamètre devraient être effectués par le biais d'un gradin conique ou avec plusieurs petits gradins pour minimiser la concentration de contraintes. La transition de taille d'un arbre dont le moteur serait doté d'un palier anormalement grand et d'un siège de rotor de taille « normale » constituerait un bon exemple.

Note au sujet des ruptures par fatigue. Il n'est pas rare que la zone de rupture finale de la défaillance ne représente qu'un pourcentage relativement faible de l'arbre sur toute sa section, parfois aussi peu que 5 à 10 %. Cela indique que le matériau de l'arbre et sa taille convenaient à la charge prévue, car vers la fin de la durée de vie utile de la pièce, cette petite partie supportait l'ensemble du couple et de la charge radiale. Dans de tels cas, remplacer l'arbre par un matériau encore plus résistant pourrait ne pas empêcher une nouvelle rupture. En supposant que le matériau original de l'arbre était propre et avait une résistance et une dureté appropriées, la défaillance a fort probablement été causée à l'origine par un événement isolé comme un étirement de courroie sur une poulie, un impact ou une concentration excessive de contraintes. Toujours rechercher, identifier et

corriger ou prévenir les causes possibles de défaillance avant de mettre le nouvel arbre en service.

RAINURES DE CLAVETTE À FRAISAGE COMBINÉ OU À PATIN

Bien que l'on considère généralement les rainures de clavette à patin plus durables que les versions à fraisage combiné, les deux types présentent leurs propres avantages. Le procédé de fraisage combiné est plus polyvalent, en ce sens qu'il est possible de profiler des rainures plus larges à l'aide d'un plus petit outil de coupe, au besoin. Les rainures à fraisage combiné peuvent aussi se révéler plus avantageuses quand l'extrémité de la clavette doit être placée à proximité d'un épaulement d'arbre, d'une paroi de flasque palier ou d'un joint. Le cas échéant, la capacité de ce type de rainure de se terminer abruptement près du bout de la clavette plutôt que de « dépasser » par un épaulement, ou sous un joint, en fait le seul choix commode.

Les rainures à fraisage combiné peuvent également faciliter l'assemblage de composants conjugués. Elles éliminent la tendance qu'ont les clavettes à se déplacer vers l'extérieur ou vers le haut de la rampe au bas de la rainure quand la clavette se glisse dans la rainure d'un composant au moment de son assemblage.

Les rainures de clavette à patin, lorsque la géométrie de l'arbre permet de les recevoir, constituent un meilleur choix du point de vue de la contrainte exercée sur l'arbre. Le facteur de concentration de contraintes d'un arbre sous flexion pour une rainure à fraisage combiné typique est de 1,79. Pour une rainure à patin similaire, ce facteur est de 1,38, soit une amélioration de l'ordre de 23 % de la capacité de l'arbre ⁽⁶⁾.

Lors de la taille des rainures de clavettes sur fraiseuse à CN, une rainure à patin peut être façonnée à l'aide d'une fraise simple en faisant glisser l'outil vers le haut hors de l'arbre et en décrivant un arc plutôt que d'arrêter et de se retirer. Cette technique peut s'avérer particulièrement utile si l'espace n'est pas suffisant pour permettre le dépassement de la rainure en utilisant les outils de fraisage disponibles (fraises à patin) dont le rayon est de 1,5 pouces (38 mm), par exemple. Il serait possible de programmer la fraiseuse à CN de façon que le rayon soit plus petit que l'exemple donné, ce qui permettrait à la rampe de se terminer avant l'ajustement du joint ou l'épaulement, mais en réduisant toujours la contrainte, comparativement à une rainure de clavette à fraisage combiné.

Au moment de choisir un type de rainure, on doit également tenir compte de la classe d'ajustement. D'aucuns préfèrent les clavettes à ajustement libre pour leur facilité d'assemblage. Par contre, si la clavette est utilisée avec une charge alternative ou inversée, en présence de chocs brusques, de couples transitoires ou si les caractéristiques du couple sont inconnues, utiliser une combinaison clavette/rainure dont l'ajustement est plus serré, telle que ANSI Classe 2.

Les ajustements ANSI Classe 2, qui exigent des clavettes propres et sans bavure, nécessitent souvent que les clavettes soient légèrement poussées en place, créant ainsi un ajustement avec serrage. Des ajustements plus serrés éviteront aux rainures d'être martelées ou ballottées lors de variations ou d'inversions de couple. Bien sûr, il devrait

Figure 7. Dimensions et ajustements de rainures de clavettes carrées, pouces⁽⁷⁾

Ajustements ANSI Classe 1					Ajustements ANSI Classe 2				
Taille		Tolérance de largeur		Plage d'ajustement	Taille		Tolérance de largeur		Plage d'ajustement
Excl.	Incl.	Clavette	Rainure		Excl.	Incl.	Clavette	Rainure	
0	—	+0,000 -0,002	+0,002 -0,000	0,004 CL 0,000 T	0	1-__	+0,001 -0,000	+0,002 -0,000	0,002 CL 0,001 T
—	—	+0,000 -0,002	+0,003 -0,000	0,005 CL 0,000 T	1-__	3	+0,002 -0,000	+0,002 -0,000	0,002 CL 0,002 T
—	1	+0,000 -0,003	+0,003 -0,000	0,006 CL 0,000 T	Tolérances des rainures NEMA				
1	1-__	+0,000 -0,003	+0,004 -0,000	0,007 CL 0,000 T	3/16	3/4	+0,002 / -0,000		—
					3/4	1-1/2	+0,003 / -0,000		—

toujours exister un jeu entre la partie supérieure de la clavette et le composant porté, de l'ordre de 0,003 à 0,020 pouce (0,076 à 0,508 mm). Noter que NEMA propose une plage de tolérance pour les rainures qui se situe entre les classes ANSI 1 et 2, mais sans aborder les tolérances et ajustements des clavettes. La Figure 7 présente les dimensions et tolérances des rainures de clavettes dans le système impérial. CEI 60072-1 présente ces dimensions et tolérances dans le système métrique.

TECHNIQUES D'ASSEMBLAGE

Une fois le nouvel arbre achevé, il faut assembler le rotor ou l'induit et le commutateur et les paliers avant son installation dans le moteur. Ne pas le faire correctement risquerait d'endommager l'arbre et de ruiner le travail effectué jusqu'à cette étape. Sans parler du risque d'endommagement du rotor et du commutateur qui sont des pièces généralement beaucoup plus précieuses et difficiles à réparer. Des techniques d'assemblage soigneusement planifiées peuvent minimiser ces risques.

Au moment d'assembler des composants qui présentent un ajustement par serrage, la chaleur constitue peut-être l'outil disponible le plus utile. Lorsqu'on l'applique comme il se doit, la chaleur provoque une expansion thermique pouvant faciliter l'assemblage et minimiser les dommages subis par presque n'importe quel composant. Toutefois, son utilisation demande plus de temps et une manipulation délicate afin d'éviter les blessures.

Les fabricants de pièces d'origine ont recours à diverses méthodes pour assembler les rotors et les commutateurs sur des arbres de 4 à 5 pouces (102 à 127 mm) de diamètre.

par apport de chaleur, car la force nécessaire est si importante que la surface de pression n'est pas adéquate, ou la capacité de pression disponible s'avère insuffisante pour éviter un « accrochage » occasionnel. Bon nombre de fabricants sont aussi équipés de dispositifs spéciaux servant à retenir les composants et à exercer une pression contre les épaulements de l'arbre plutôt qu'à son extrémité.

La plupart des ateliers de réparation préfèrent ne pas investir dans de tels dispositifs en raison de la grande diversité des composants qu'ils manipulent. Aussi, ils peuvent opter pour le thermo-rétrécissement de pièces qui auraient pu être mises en place par pression. Dans ce cas, on place normalement le rotor en position verticale sur un dispositif de retenue, puis on descend l'arbre en position à l'aide d'un palan. L'arbre doit être maintenu en place jusqu'à ce que le rotor refroidisse suffisamment pour venir se serrer autour de lui. Le processus de refroidissement peut être accéléré par des ventilateurs ou des jets d'air.

Ce processus présente deux désavantages importants. Le premier est le nombre d'heures nécessaire pour chauffer un rotor ou un commutateur de grandes dimensions à la température voulue. Le second est le coût de l'énergie liée à cet apport de chaleur.

L'acier prend une expansion linéaire au rythme de 0,0000059 pouce par pouce de diamètre par degré F ($5,9 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{F}^{-1}$) ou 0,000012 millimètre par millimètre de diamètre par degré C. Pour un rotor dont le diamètre intérieur est de 5 pouces (127 mm), un chauffage à 300 °F (165 °C) au-dessus de la température ambiante entraînera une augmentation de 0,009 pouce (0,229 mm) de son alésage.

Figure 8. Expansion thermique de l'acier – Dimensions, pouces vs température °F

Température supérieure à celle ambiante, °F	Alésage, pouces						
	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6
200	0,004	0,004	0,005	0,005	0,006	0,006	0,007
250	0,004	0,005	0,006	0,007	0,007	0,008	0,009
300	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009	0,010	0,011
350	0,006	0,007	0,008	0,009	0,010	0,011	0,012
400	0,007	0,008	0,009	0,011	0,012	0,013	0,014
450	0,008	0,009	0,011	0,012	0,013	0,015	0,016
500	0,009	0,010	0,012	0,013	0,015	0,016	0,018

tre. Certains mettent les composants en place par pression à la température ambiante, tandis que d'autres les installent par thermo-rétrécissement. Pour les arbres de plus grandes dimensions, la tendance consiste à rétrécir les composants

La Figure 8 présente un graphique des variations de diamètre en fonction de la température.

Composants porteurs On ne devrait pas chauffer un rotor à une température supérieure à 600 °F (315 °C) afin d'éviter

de l'endommager ou de modifier ses caractéristiques magnétiques. Les commutateurs ne devraient pas être chauffés à plus de 350 °F (175 °C), au risque d'endommager leur isolation ou la composition d'assise de leurs barres.

Si l'on choisit de mettre un composant en place par pression, un apport modéré de chaleur peut amener une expansion partielle du composant et réduire le degré de pression nécessaire à son installation.

Le fait d'appliquer un lubrifiant antigrippage sur l'arbre et sur l'alésage préviendra aussi les éraillures et les coincements. Il est impératif, par contre, de s'assurer que la température du composant chauffé n'excède pas les limites thermiques du lubrifiant antigrippage.

La décision de provoquer l'expansion thermique du composant et de descendre l'arbre en position implique d'effectuer cette opération dans une presse, ou à proximité, si le jeu diamétral n'est que de quelques millièmes de pouce (centièmes de millimètre). Une ovalisation ou courbure de l'alésage du rotor pourrait causer un grippage prématuré de l'arbre. Le cas échéant, l'arbre chauffera rapidement et deviendra serré dans l'alésage. Le temps pourrait alors manquer pour amener l'assemblage à une presse et l'installer de façon appropriée avant que le rotor ne se grippe en permanence à cet endroit.

Il peut s'avérer très difficile de libérer un composant mis en place par thermo-rétrécissement. S'il se révèle nécessaire de le faire, toujours exercer la pression sur les rotors ou les induits par les tôles à proximité du diamètre intérieur, mais jamais sur la cage, la bague d'extrémité ou le bobinage. De la même manière, soutenir les commutateurs par le moyeu central et non par les barres.

Avant d'insérer un arbre par pression ou de le faire descendre dans un rotor, mesurer l'espace réservé à ce dernier, puis faire une marque « témoin » sur l'arbre. Ceci éliminera la difficulté de prendre des mesures au moment de l'assemblage. Même si la presse comporte des commandes automatisées, une marque faite sur l'arbre peut donner une confirmation visuelle immédiate que le rotor est placé au bon endroit.

La marque peut être faite à l'aide d'un stylo de peinture, de ruban adhésif, de bleu de Prusse ou d'un autre moyen commode, mais très visible. Éviter de marquer l'arbre avec un poinçon ou une rayure, car ces derniers pourraient finir par provoquer une rupture par fatigue.

Montage des paliers Il est également possible de chauffer les paliers à roulement en vue de faciliter leur assemblage. La méthode préférée consiste à se servir de fours à induction spécialement conçus à cet effet. Ces dispositifs sont souvent dotés de sondes thermométriques destinées à protéger les roulements contre toute surchauffe. Ils sont aussi pourvus de caractéristiques de désaimantation pour assurer que les roulements ne soient pas magnétisés en cours de procédé.

Autre avantage des fours à induction, ils chauffent seulement la bague intérieure du roulement et ce, de façon très brève. Cet avantage facilite la manipulation des roulements, en plus de prévenir le chauffage des cages non métalliques.

Quelle que soit la méthode utilisée, limiter la température de chauffe à 250 °F (120 °C) pour éviter toute variation dimen-

sionnelle ou altération permanente de la structure du matériau antifriction.

Prendre note également que les paliers dont l'alésage est relativement petit (inférieur à environ 45 mm ou 1,77 pouces) sont généralement mis en place par pression, puisque leur chauffage ne permet pas d'obtenir un jeu suffisant.

CONCLUSION

Après avoir assemblé les composants sur le nouvel arbre, effectuer, ré-isoler et tester toutes les connexions. Ensuite, vérifier la rectitude et l'équilibre de l'ensemble. (Le présent document ne traite pas d'équilibrage multiplans, car il s'agit d'un procédé connu depuis longtemps, amplement documenté, que la plupart des ateliers de réparation maîtrisent fort bien).

Il ne reste plus qu'à apporter les touches finales (par exemple, le montage et la peinture des paliers) et le nouvel assemblage est fin prêt à être jumelé au moteur pour reprendre du service.

Grâce à une minutieuse planification, le travail peut être achevé en temps voulu, dans les limites du budget, et se révéler d'un haut niveau de qualité et de fiabilité. Votre centre de service et le propriétaire/utilisateur du moteur en sortiront tous gagnants, sans oublier que vous pourrez compter sur la fidélité d'un autre client satisfait.

RÉFÉRENCES

- (1) Annual Book of ASTM Standards, édition 2001.
Note : L'usinabilité relative n'est pas une donnée provenant d'ASTM.
- (2) Carpenter Technology product bulletin Carpenter Custom 630 (17Cr-4Ni).
Note : L'usinabilité relative n'est pas une donnée provenant de Carpenter.
- (3) Oil Seal Technical Bulletin (OS-1-1), Rubber Manufacturer's Association, 1999.
- (4) Motors and Generators, NEMA MG1-1998.
- (5) Dimensions and Output Series for Rotating Electrical Machines, IEC 60072-1, 1991.
- (6) Peterson, R.E., Stress Concentration Factors, John Wiley & Sons, 1974.
- (7) Keys and Keyseats, ANSI B17-1, 1967.

(Cette page a été laissée blanche intentionnellement).

(Cette page a été laissée blanche intentionnellement).

Insérer la présente fiche technique dans la Section 11 de votre *Manuel technique EASA* pour consultation future.

Noter son emplacement à la Section 15, « Fiches techniques à venir ».



Electrical Apparatus Service Association, Inc.

1331 Baur Boulevard • St. Louis, MO 63132 U.S.A. • (314) 993-2220 • Fax (314) 993-1269

For English Version Tech Note No. 43 www.easa.com

Fiche technique no. 43 Version française www.easa.ca

Version 0906 EA10-0906

Des solutions fiables maintenant !

Tous droits réservés © 2006