Projet Intégré de Mécanique

Fauteuil roulant à assistance ergonomique

Dossier technique

Bomblé Cyril
Lutgen Corentin

Septembre 2013 - Juin 2014

1ère Master Ingénieur Civil Mécanicien

Université de Liège - Faculté des sciences appliquées

Table des matières

Préambule **5**

Liste des fichiers associés au dossier technique **6**

BOSCAR **8**
17/03/2014 . . . 8
13/12/2013(Obsolète) . . . 11
2/11/2013(Obsolète) . . . 14

Analyse fonctionnelle **17**
21/11/2013 . . . 17
8/11/2013(Obsolète) . . . 21

Diagramme FAST **24**
23/11/2013 . . . 24
8/11/2013(Obsolète) . . . 29

Solutions techniques **32**
17/03/2014 . . . 32
Achat de la chaise manuelle . . . 32
10/12/2013 . . . 34
Détails des solutions . . . 34
Choix de l'adaptation d'une chaise manuelle existante . . . 38
8/11/2013(Obsolète) . . . 40

Dimensionnement de la propulsion électrique **52**
13/06/2014 . . . 52
Dimensionnement de la batterie du produit final - Approfondissement . . . 52
Recherche de la caractéristique Courant-Couple du moteur (prototype) . . . 56
17/03/2014 . . . 61
Vérification par Elements Finis de la fixation Structure - moteur . . . 61
Design de la fixation Structure - moteur . . . 63
Méthode des éléments finis - arbre du moteur . . . 67
Résistance des Matériaux - arbre du moteur . . . 71
Dimensionnement de l'arbre du moteur - produit fini . . . 76
Choix des batteries pour le prototype . . . 77
Choix d'une technologie de batterie (produit final) . . . 79
Premier dimensionnement de la batterie . . . 81
Choix du variateur pour le prototype . . . 83
Choix du moteur pour le prototype . . . 88
Caractéristique moteur produit fini . . . 95
10/12/2013 . . . 100
Choix du type de moteur et transmission . . . 100
Analyse biomécanique de la propulsion . . . 107
Modèle plus complexe . . . 109
Premiers calculs - Ordres de grandeur . . . 122
Etapes du calcul . . . 125

Mesure du couple (capteurs) **126**
13/06/2014 . . . 126
Réalisation finale de la roue instrumentée . . . 126
Schéma électronique - Côté roue . . . 130
Choix du modèle d'Arduino pour la réalisation . . . 135
Choix d'une technologie sans fil . . . 139
Modification de l'attache de la cellule de force . . . 141
Numérisation du signal du capteur de force (Version 2) . . . 143
Détermination du jeu axial sur la main courante (Métrologie) . . . 147
Étude la rotation relative de la main courante sous charge . . . 151
Numérisation du signal du capteur de force (Version 1) . . . 153
Dimensionnement des butées (résistance et positionnement) . . . 159
Vérification par Elements Finis du Système de capteur (Version Finale) . . . 162
Choix de la cellule de force . . . 169
Système de capteur (Version Finale) . . . 171
17/03/2014 . . . 176
Première solution réalisable . . . 176
Capteur fait maison v.s. capteur industriel . . . 185
Séparation des fonctions : Tenue Mécanique v.s. Mesure . . . 187
Solutions envisagées, mais non abouties . . . 189
Revue des systèmes existants sur le marché . . . 192
10/12/2013 . . . 195
Transmission des données . . . 195
Capteur d'inclinaison . . . 197
Choix d'une technologie de capteur . . . 198
Techniques de mesure . . . 202
Réflexions sur les forces à mesurer . . . 204
Étapes du dimensionnement . . . 206

Régulation et Implémentation système **207**
13/06/2014 . . . 207
Pistes de réflexion vers une régulation optimale . . . 207
Perspectives d'industrialisation . . . 208
Support de la régulation - Produit fini . . . 209
Implémentation de la régulation . . . 211
Analyse de la réponse dynamique du capteur sur la main courante . . . 213
Considérations techniques de programmation et nature des signaux . . . 216
Réalisation d'une platine pour le prototype . . . 218
Réalisation d'un boîtier de commande . . . 222
Schéma électronique - Côté structure . . . 226
10/12/2013 . . . 231
Vue d'ensemble de la régulation . . . 231

Réalisations de bancs de test **232**
13/06/2014 . . . 232
Réalisation d'un banc de test (Version 2) . . . 232
Réalisation d'un banc de test (Version 1) . . . 235

Dossier financier **238**
13/06/2014 . . . 238
Budget alloué aux différents achats . . . 238
Fabrication en interne . . . 240
Coût de l'ingénierie . . . 241
Coût de montage et d'assemblage . . . 242
17/03/2014 . . . 243
Estimation raffinée du coût et achats effectués . . . 243
13/12/2013 . . . 245
Estimation raffinée du coût . . . 245
8/11/2013 . . . 246

Estimation grossière du coût . . . 246

Bons de commandes et factures **247**
Fauteuil roulant d'occasion . . . 247
1er Moteur-roue avec jante 24" . . . 248
Robotshop - Variateur, capteur de courant et cellule de force + Autres . . . 249
Hobbyking - Batteries . . . 250
2nd Moteur-roue avec jante 24" . . . 251
Robotshop (pour la deuxième roue) - Variateur, capteur de courant et cellule de force . . . 252
Farnell . . . 253
Ebay . . . 254
Autres . . . 255

Gestion du projet **256**
Calendrier détaillé . . . 256
Diagramme de Gant . . . 265

ANNEXES **266**
I Interview médecin . . . 266
II Art. 28 INAMI . . . 270
III Dimensions et aires de rotation . . . 274
IV Mechanical and propulsion efficiency after 7 weeks of lowintensity wheelchair training . 276
V The push force pattern in manual wheelchair propulsion as a balance between cost and effect . . . 284
VI Invacare Action 1 . . . 293
VII Ottobock E-Support . . . 297
VIII Invacare Alber e-motion M15 . . . 299
IX Rampe d'accès . . . 303
X Résistance aérodynamique . . . 305
XI Résistance des paliers . . . 309
XII A technique for the determination of center of gravity and rolling resistance for tilt-seat wheelchairs . . . 311
XIII Ergonometric Considerations . . . 319
XIV A kinetic analysis of trained wheelchair racers during two speeds of propulsion . . . 321
XV Datasheet Micro Load Cell (0-20kg) - CZL635 . . . 329
XVI Datasheet Micro Power Instrumentation Amplifier - INA126 . . . 333
XVII Demande de prix couplemètre . . . 342
XVIII Demande de prix "slip rings" . . . 345
XIX Caractéristiques moteur Crystalyte Brushed . . . 347
XX Bon de commande du fauteuil roulant . . . 348
XXI Variateur Kelly Controller . . . 349
XXII Fauteuil Vermeiren JAZZ . . . 351
XXIII Aluminium 6061 T6 . . . 353
XXIV PATENT : Wheelchair and method for controlling the assist power of a power assist wheelchair . . . 355
XXV PATENT : Helper drive device for a wheelchair . . . 383
XXVI Plans Fixation Moteur . . . 397
XXVII Certificat de calibration du dynamomètre KERN . . . 398
XXVIII Datasheet Micro Power Instrumentation Amplifier - INA125 . . . 399
XXIX Statistiques piétonnes . . . 417
XXX Plans Système de capteur Version Finale . . . 427
XXXI Informations concernant l'utilisation des modules NRF24L01 . . . 432
XXXII Jaquette Boitier Commande Prototype . . . 437
XXXIII Manuel d'utilisation du variateur SyRen 50 . . . 438
XXXIV Datasheet Micro Load Cell (0-50kg) - CZL635 . . . 459
XXXV Manuel d'utilisation du capteur de courant 50A . . . 463

Ce dossier technique a pour fonction première de recueillir l'ensemble des recherches et manipulations que nous avons effectuées afin de mener à bien notre projet. Même si celui-ci paraît volumineux au premier abord, chaque fichier n'est pas superflu. En effet, nous avons construit ce dossier en perspective d'une éventuelle continuation plus poussée de notre projet. Il était donc nécessaire que notre dossier soit le plus complet possible, afin d'éviter tout travail redondant pour la postérité.

Concernant la structure de ce dossier, les différents fichiers sont classés dans un ordre **anti-chronologique** ; les versions les plus récentes des fichiers mis à jour arrivent en premier lieu.

Concernant les Annexes, celles-ci sont classées l'une après l'autre, sans ordre préférentiel. Lors de la lecture de ce dossier, s'il apparaît une référence à une annexe bien précise, il faudra se référer à la table des matières pour en connaître le numéro de page.

Liste des fichiers associés au dossier technique

./Modèles CATIA
/Fixation Moteur
/Version 4 (FINAL)
/Attache_moteur_FINAL.CATProduct
/Attache_recto.CATPart
/Attache_verso.CATPart
/Cale_ecrou_moteur.CATPart
/ecrou_moteur.CATPart
/emplacement.CATPart
/MoteurDC.CATPart
/VisM3.CATPart
/VisM5.CATPart

/Version 1.CATProduct
/Version 2.CATProduct
/Version 3.CATProduct

/Plans
/attache_cellule.CATDrawing
/Attache_Moteur.CATDrawing
/Butees.CATDrawing
/Manchon_Capteur.CATDrawing
/Plaque_Support_Capteur.CATDrawing
Rotation_capteur.CATDrawing

/Système de Capteur
/Schématique V1
/ASSEMBLAGE.CATProduct
/Element en rotation.CATPart
/Load Cell reduite.CATPart
/Support de fixation.CATPart

/Version FINALE
/Assemblage_capteur_V1.CATProduct
/attache_cellule.CATPart
/bras_main_courante.CATPart
/Load Cell.CATPart
/machon_capteur.CATPart
/Main_courante_approx.CATPart
/Manchon.CATPart
/MoteurDC.CATPart
/Plaque_support_capteur.CATPart
/Plexiglas_capteur.CATPart
/Rondelle_plastique_capteur.CATPart
/Rotation_capteur.CATPart
/Rotation_capteur_V1.CATPart

/Support_butees.CATPart
/Vis_reglage_butee.CATPart

./Analyses Elements Finis
/Système de Capteur
/Attache_cellule.sfield
/attache_cellule.stp
/machon_capteur.stp
/Plaque support capteur.sfield
/Plaque_support_capteur.stp
/Rotation capteur main courante FINAL.sfield
/Rotation capteur main courante V1.sfield
/Rotation_capteur_FIN.stp
/Rotation_capteur_V1.stp
/Support_butees.stp

/Deflexion Cellule Force.sfield
/Fixation Structure Moteur.sfield
/Load Cell.stp

./Codes Arduinos
/Régulation
/essai_regulation
/essai_regulation.ino
/transmission_sans_fil
/transmission_sans_fil.ino

/test_capteur_courant
/test_capteur_courant.ino

/test_cellule_force
/test_cellule_force.ino

Université de Liège

BOSCAR

Rédacteur(s) :	Bomblé Cyril et Lutgen Corentin	Date d'émission : 16/03/2014
Encadrement :	Béchet Eric	Réf : ----------
		Version : v.0 / (v.1) / v.2
Département :	Mécanique	
Destinataires :	Responsables du projet intégré de Mécanique 1er Master	
Copie pour info	----------	
Titre complet	Fauteuil roulant à assistance ergonomique	
Titre court (3 mots max)	Fauteuil Roulant Assisté	

Background (contexte, historique, situation présente, finalité, enjeux)

I. **Client :** Notre encadrant Eric Béchet. Nous ne connaissons pas ses motivations personnelles, mais il s'agit de l'initiateur du projet.

II. **Idée :** Au cours de sa vie, une personne handicapée moteur évolue et vieillit. Lorsque cette personne n'est plus apte à se mouvoir par ses propres moyens (souvent les bras), celle-ci est obligée de se mouvoir à l'aide d'un fauteuil roulant électrique puisque les solutions, a priori, existantes sur le marché sont soit entièrement manuelles ou alors électriques. De ce fait, son activité physique quotidienne devient quasi nulle, alors que celle-ci possède encore suffisamment de force pour effectuer une partie du travail de propulsion. Notre client souhaite dès lors, sur base de cette constatation, développer un nouveau produit qui permettrait une transition plus douce entre ces deux extrêmes.

Sur le marché actuel, il existe déjà des produits qui remplissent cette attente. Le but de ce projet est donc de fournir une alternative à ceux-ci.

III. **Solution étudiée :** La solution envisagée serait une aide permettant de fournir un effort complémentaire à celui de la personne handicapée, ceci afin de lui permettre de se déplacer avec une contribution certaine, mais réduite.

La solution détaillée est donnée dans la partie « Solutions techniques ».

IV. **Enjeux** : Proposer une solution alternative aux solutions existantes sur le marché. Il s'agit principalement de développer notre esprit ingénieur dans le cas d'un projet pratique. Point de vue du produit, l'enjeu serait plutôt économique, afin de s'approprier une part de marché dans le domaine des fauteuils roulants à assistance (représente plusieurs millions de clients). Celui-ci peut également avoir des retombées technologiques en fonctions des solutions envisagées.

Objectives (objectifs, missions)

V. **Réalisation (MIS A JOUR) :**

Tout d'abord, réaliser un prototype semi-fonctionnel. Notre projet s'avérant être symétrique, au final, nous souhaitons tout d'abord n'effectuer qu'une seule moitié de celui-ci. Il s'agit en fait de réaliser une des deux roues de la chaise avec l'assistance, l'autre en serait dépourvue.

Dans un deuxième temps, nous souhaiterions faire le prototype totalement fonctionnel ; similaire au produit fini en termes de fonctions. Celui-ci reprendra donc les fonctions principales, mais il est possible que toutes les fonctions secondaires ne soient pas respectées.

VI. **Contribution pour l'Université :** Développer l'image de la faculté par la création de projets réalisés par les étudiants. Susciter l'intérêt d'autres étudiants lors de portes-ouvertes.

VII. **Qualification des objectifs :** Ceux-ci semblent réalistes et consistants.

VIII. **Priorités (MIS A JOUR) :**

1. Faire valider les choix technologiques – niveau capteur uniquement
2. Effectuer la commande des composants sous-traités restants
3. Tester les différentes parties séparément
4. Etalonner les dispositifs Moteur et Capteur
5. Assembler les composants
6. Implémenter le fonctionnement du système
7. Valider le prototype
8. (Améliorer le prototype en satisfaisant d'autres fonctions secondaires)

Scope (périmètre, interlocuteurs)

IX. **Périmètre :** Le client, les potentiels utilisateurs, le secteur des fauteuils roulants, l'INAMI, ainsi que la collégialité du 1er Master Mécanique.

X. **Découpage de la portée du projet :**

- Etude et conception réalisée par nos soins
- Réalisation : interne ou en sous-traitance

XI. **Limites :** Le projet s'adresse à un type bien déterminé de personnes. Celles-ci sont atteintes d'un handicap moteur au niveau de leurs membres inférieurs. Elles peuvent être de sexe M/F et de taille adulte. Ces personnes doivent posséder suffisamment de facultés cognitives afin d'être apte à utiliser le système d'aide. De plus, celles-ci doivent posséder suffisamment de fonctionnalité au niveau de leur bras, c.-à-d. qu'elles doivent être capable de fournir au moins 20% de l'énergie nécessaire à leur propulsion.

XII. **Interlocuteurs :** Les utilisateurs potentiels, notre encadrant (mais également client) et la collégialité de la section Mécanique.

Constraints & Opportunities (contraintes, opportunités, risques)

XIII. **Contraintes à l'initialisation :**

- Date limite : 19 juin 2013
- Personnel : 2 étudiants, 1 encadrant, 1 technicien

- Compétences : Suffisantes dans différentes branches de l'ingénierie
- Budget : Voir fiche du budget en Annexe
- Equipements : Machines-outils du laboratoire, Technifutur, (FN-Herstal),…

XIV. **Contrainte lors de la réalisation (MIS A JOUR) :**

- Délais de livraison et disponibilité (!) des pièces détachées
- Disponibilité des machines et des techniciens si fabrication en interne

XV. **Risques liés à la réalisation (MIS A JOUR) :**

- Procédés de fabrication trop compliqués
- Manque de connaissances techniques
- Manque de documentation des composants utilisés

XVI. **Interrelations avec d'autres projets :** Aucune

Assumptions (hypothèses, incertitudes, pay back)

XVII. **Incertitudes (MIS A JOUR) :**

- Nous ne savons pas si le système sera suffisamment réactif pour ne pas permettre à l'utilisateur de ressentir certaines latences

XVIII. **Solutions proposées (MIS A JOUR) :** Les solutions proposées sont données dans les différentes parties du dossier technique.

XIX. **Solutions alternatives (MIS A JOUR) :** Celles-ci sont énumérées dans les différentes parties du dossier technique.

Reporting (planning, reporting, organisation du pilotage et de l'équipe)

XX. **Grandes étapes du projet (MIS A JOUR) :**

1) Conception : Cahier des charges fonctionnel (FAIT), choix d'une solution technique (FAIT), conception préliminaire (FAIT), validation de la faisabilité (FAIT), dimensionnement et édition des plans d'ensemble et définition des procédures de contrôle de la conformité (EN PARTIE)
2) Fabrication : Etudes pour la réalisation (interne ou sous-traitance) (EN PARTIE), réalisation d'un prototype partiellement fonctionnel et ensuite d'un prototype totalement fonctionnel (Objectif secondaire)

XXI. **Macro-planning (MIS A JOUR)** :

- 8/11 : Présentation intermédiaire I (FAIT)
- 16/12 : Présentation de fin de semestre (FAIT)
- 14/3 : Présentation intermédiaire II
- 19/6 : Présentation finale

XXII. **Grands livrables du projet** : Le prototype final

XXIII. **Date du prochain jalon :** 14/3 : Présentation intermédiaire II

XXIV. **Rythme de « reporting » :** Environ chaque semaine

XXV. **Acteurs du projet :** Nous-mêmes, ainsi que notre encadrant

Université de Liège

BOSCAR

Rédacteur(s) :	Bomblé Cyril et Lutgen Corentin	Date d'émission : 13/12/2013
Encadrement :	Béchet Eric	Réf : ----------
		Version : v.0 / (v.1) / v.2
Département :	Mécanique	
Destinataires :	Responsables du projet intégré de Mécanique 1er Master	
Copie pour info	----------	
Titre complet	Fauteuil roulant à assistance ergonomique	
Titre court (3 mots max)	Fauteuil Roulant Assisté	

Background (contexte, historique, situation présente, finalité, enjeux)

I. **Client :** Notre encadrant Eric Béchet. Nous ne connaissons pas ses motivations personnelles, mais il s'agit de l'initiateur du projet.

II. **Idée (MIS A JOUR) :** Au cours de sa vie, une personne handicapée moteur évolue et vieillit. Lorsque cette personne n'est plus apte à se mouvoir par ses propres moyens (souvent les bras), celle-ci est obligée de se mouvoir à l'aide d'un fauteuil roulant électrique puisque les solutions, a priori, existantes sur le marché sont soit entièrement manuelles ou alors électriques. De ce fait, son activité physique quotidienne devient quasi nulle, alors que celle-ci possède encore suffisamment de force pour effectuer une partie du travail de propulsion. Notre client souhaite dès lors, sur base de cette constatation, développer un nouveau produit qui permettrait une transition plus douce entre ces deux extrêmes.

Sur le marché actuel, il existe déjà des produits qui remplissent cette attente. Le but de ce projet est donc de fournir une alternative à ceux-ci.

III. **Solution étudiée (MIS A JOUR) :** La solution envisagée serait une aide permettant de fournir un effort complémentaire à celui de la personne handicapée, ceci afin de lui permettre de se déplacer avec une contribution certaine, mais réduite.

La solution détaillée est donnée dans la partie « Solutions techniques ».

IV. **Enjeux (MIS A JOUR)** : Proposer une solution alternative aux solutions existantes sur le marché. Il s'agit principalement de développer notre esprit ingénieur dans le cas d'un projet pratique. Point de vue du produit, l'enjeu serait plutôt économique, afin de s'approprier une part de marché dans le domaine des fauteuils roulants à assistance (représente plusieurs millions de clients). Celui-ci peut également avoir des retombées technologiques en fonctions des solutions envisagées.

Objectives (objectifs, missions)

V. **Réalisation (MIS A JOUR) :**

Réaliser un prototype entièrement fonctionnel. Il s'agit bien prototype et non du produit qui sera commercialisé. Celui-ci reprendra donc les fonctions principales, mais il est possible que toutes les fonctions secondaires ne soient pas respectées.

VI. **Contribution pour l'Université :** Développer l'image de la faculté par la création de projets réalisés par les étudiants. Susciter l'intérêt d'autres étudiants lors de portes-ouvertes.

VII. **Qualification des objectifs :** Ceux-ci semblent réalistes et consistants.

VIII. **Priorités (MIS A JOUR) :**

1. Faire valider les choix technologiques
2. Effectuer la commande des composants sous-traités
3. Assembler les composants
4. Implémenter le fonctionnement du système
5. Valider le prototype
6. (Améliorer le prototype en satisfaisant d'autres fonctions secondaires)

Scope (périmètre, interlocuteurs)

IX. **Périmètre (MIS A JOUR) :** Le client, les potentiels utilisateurs, le secteur des fauteuils roulants, l'INAMI, ainsi que la collégialité du 1er Master Mécanique.

X. **Découpage de la portée du projet :**

- Etude et conception réalisée par nos soins
- Réalisation : interne ou en sous-traitance

XI. **Limites (MIS A JOUR) :** Le projet s'adresse à un type bien déterminé de personnes. Celles-ci sont atteintes d'un handicap moteur au niveau de leurs membres inférieurs. Elles peuvent être de sexe M/F et de taille adulte. Ces personnes doivent posséder suffisamment de facultés cognitives afin d'être apte à utiliser le système d'aide. De plus, celles-ci doivent posséder suffisamment de fonctionnalité au niveau de leur bras, c.-à-d. qu'elles doivent être capable de fournir au moins 20% de l'énergie nécessaire à leur propulsion.

XII. **Interlocuteurs :** Les utilisateurs potentiels, notre encadrant (mais également client) et la collégialité de la section Mécanique.

Constraints & Opportunities (contraintes, opportunités, risques)

XIII. **Contraintes à l'initialisation :**

- Date limite : 19 juin 2013
- Personnel : 2 étudiants, 1 encadrant, 1 technicien
- Compétences : Suffisantes dans différentes branches de l'ingénierie
- Budget : Voir fiche du budget en Annexe
- Equipements : Machines-outils du laboratoire, Technifutur, (FN-Herstal),…

XIV. **Contrainte lors de la réalisation :**

- Délais de livraison des pièces détachées
- Disponibilité des machines si fabrication interne

XV. **Risques liés à la réalisation :**

- Procédés de fabrication trop compliqués
- Manque de connaissances techniques

XVI. **Interrelations avec d'autres projets :** Aucune

Assumptions (hypothèses, incertitudes, pay back)

XVII. **Incertitudes (MIS A JOUR) :**

- Nous ne savons pas si le système sera suffisamment réactif pour ne pas permettre à l'utilisateur de ressentir certaines latences

XVIII. **Solutions proposées (MIS A JOUR) :** Les solutions proposées sont données dans les différentes parties du dossier technique.

XIX. **Solutions alternatives (MIS A JOUR) :** Celles-ci sont énumérées dans les différentes parties du dossier technique.

XX. **Calcul du « Pay Back » :** N'est pas encore d'application

Reporting (planning, reporting, organisation du pilotage et de l'équipe)

XXI. **Grandes étapes du projet (MIS A JOUR) :**

1) Conception : Cahier des charges fonctionnel (FAIT), choix d'une solution technique (FAIT), conception préliminaire (FAIT), validation de la faisabilité, dimensionnement et édition des plans d'ensemble et définition des procédures de contrôle de la conformité
2) Fabrication : Etudes pour la réalisation (interne ou sous-traitance), réalisation d'un prototype partiellement fonctionnel et ensuite d'un prototype totalement fonctionnel

XXII. **Macro-planning (MIS A JOUR)** :

- 8/11 : Présentation intermédiaire I (FAIT)
- 16/12 : Présentation de fin de semestre
- 14/3 : Présentation intermédiaire II
- 19/6 : Présentation finale

XXIII. **Grands livrables du projet** : Le prototype final

XXIV. **Date du prochain jalon :** 16/12 : Présentation de fin de semestre

XXV. **Rythme de « reporting » :** Environ chaque semaine

XXVI. **Acteurs du projet :** Nous-mêmes, ainsi que notre encadrant

Université de Liège

BOSCAR

Rédacteur(s) :	Bomblé Cyril et Lutgen Corentin	Date d'émission : 02/11/2013
Encadrement :	Béchet Eric	Réf : ----------
		Version : v.0 / (v.1) / v.2
Département :	Mécanique	
Destinataires :	Responsables du projet intégré de Mécanique 1er Master	
Copie pour info	----------	
Titre complet	Fauteuil roulant à assistance ergonomique	
Titre court (3 mots max)	Fauteuil Roulant Assisté	

Background (contexte, historique, situation présente, finalité, enjeux)

I. **Client :** Notre encadrant Eric Béchet. Nous ne connaissons pas ses motivations personnelles, mais il s'agit de l'initiateur du projet.

II. **Idée :** Au cours de sa vie, une personne handicapée moteur évolue et vieillit. Lorsque cette personne n'est plus apte à se mouvoir par ses propres moyens (souvent les bras), celle-ci est obligée de se mouvoir à l'aide d'un fauteuil roulant électrique puisque les solutions, a priori, existantes sur le marché sont soit entièrement manuelles ou alors électriques. De ce fait, son activité physique quotidienne devient quasi nulle, alors que celle-ci possède encore suffisamment de force pour effectuer une partie du travail de propulsion. Notre client souhaite dès lors, sur base de cette constatation, développer un nouveau produit n'existant pas sur le marché qui permettrait une transition plus douce entre ces deux extrêmes.

III. **Solution étudiée :** La solution envisagée serait une aide permettant de fournir un effort complémentaire à celui de la personne handicapée, ceci afin de lui permettre de se déplacer avec une contribution certaine, mais réduite.

IV. **Enjeux :** Principalement économique afin de s'approprier une part de marché dans le domaine des fauteuils roulants (représente plusieurs millions de clients). Le projet peut également avoir des retombées sociales, car il permettrait d'augmenter l'autonomie d'une tranche de la population. Celui-ci peut également avoir des retombées technologiques en fonctions des solutions envisagées.

Objectives (objectifs, missions)

V. **Réalisation :**

1. Concevoir un prototype partiellement fonctionnel démontrant la possibilité à l'utilisateur de participer au mouvement en fonction de ses possibilités motrices.
2. Si le temps et les moyens le permettent, réaliser un prototype entièrement fonctionnel.

VI. **Contribution pour l'Université :** Développer l'image de la faculté par la création de projets réalisés par les étudiants. Susciter l'intérêt d'autres étudiants lors de portes-ouvertes.

VII. **Qualification des objectifs :** Ceux-ci semblent réalistes et consistants.

VIII. **Priorités :**

1. Il convient de réaliser l'ensemble de l'étude en termes de conception en terminant par l'édition des plans d'ensemble.
2. Etude de la réalisation
3. Réalisation du prototype partiellement fonctionnel (fonction principale uniquement)
4. Réalisation du prototype totalement fonctionnel

Scope (périmètre, interlocuteurs)

IX. **Périmètre :** Le client, les potentiels utilisateurs, le secteur des fauteuils roulants, ainsi que la collégialité du 1er Master Mécanique.

X. **Découpage de la portée du projet :**

- Etude et conception réalisée par nos soins
- Réalisation : interne ou en sous-traitance

XI. **Limites :** Le projet s'adresse à un type bien déterminé de personnes. Celles-ci sont atteintes d'un handicap moteur à long terme. Elles peuvent être de sexe M/F, âgées entre 12 et 99 ans. Notre produit se limitera aux personnes handicapées motrices n'étant pas atteintes d'autre handicap, qui ne lui permettrait pas d'utiliser le dispositif de propulsion.

XII. **Interlocuteurs :** Les utilisateurs potentiels, notre encadrant (mais également client) et la collégialité de la section Mécanique.

Constraints & Opportunities (contraintes, opportunités, risques)

XIII. **Contraintes à l'initialisation :**

- Date limite : 19 juin 2013
- Personnel : 2 étudiants, 1 encadrant, 1 technicien
- Compétences : Suffisantes dans différentes branches de l'ingénierie
- Budget : INDETERMINE
- Equipements : Machines-outils du laboratoire, Technifutur, (FN-Herstal),…

XIV. **Contrainte lors de la réalisation :**

- Délais de livraison des pièces détachées
- Disponibilité des machines si fabrication interne

XV. **Risques liés à la réalisation :**

- Procédés de fabrication trop compliqués
- Manque de connaissances techniques

XVI. **Interrelations avec d'autres projets :** Aucune

Assumptions (hypothèses, incertitudes, pay back)

XVII. **Incertitudes :**

- Peut-on partir d'un fauteuil manuel préexistant et le transformer ?
- Notre solution doit-elle (ou peut-elle) se trouver sous forme de kit d'adaptation à des fauteuils existants ?
- Notre réalisation doit-elle (ou peut-elle) reprendre les fonctions full-manuel et full-électrique ?

XVIII. **Solutions proposées :** Les diverses alternatives proviennent d'une première analyse via le cahier des charges fonctionnel (Annexe) qui a donné lieu à des solutions techniques (Annexe).

XIX. **Solutions alternatives :** Celles-ci sont énumérées dans le Justificatif des solutions techniques (Annexe).

XX. **Calcul du « Pay Back » :** NON EFFECTUE

Reporting (planning, reporting, organisation du pilotage et de l'équipe)

XXI. **Grandes étapes du projet :**

1) Conception : Cahier des charges fonctionnel (FAIT), choix d'une solution technique, conception préliminaire, validation de la faisabilité, dimensionnement et édition des plans d'ensemble et définition des procédures de contrôle de la conformité
2) Fabrication : Etudes pour la réalisation (interne ou sous-traitance), réalisation d'un prototype partiellement fonctionnel et ensuite d'un prototype totalement fonctionnel

XXII. **Macro-planning** :

- 8/11 : Présentation intermédiaire I
- 16/12 : Présentation de fin de semestre
- 14/3 : Présentation intermédiaire II
- 19/6 : Présentation finale

XXIII. **Grands livrables du projet** : Le produit final

XXIV. **Date du prochain jalon :** 16/12 : Présentation de fin de semestre

XXV. **Rythme de « reporting » :** Environ chaque semaine

XXVI. **Acteurs du projet :** Nous-mêmes, ainsi que notre encadrant

FAUTEUIL ROULANT ERGONOMIQUE
La personne handicapée
L'INAMI
Les infrastructures disponibles
L'accompagnant (éventuel)
Le sol (état de surface, dénivelé)
Les piétons (personnes extérieures à l'utilisation)
Les normes de sécurité
Le véhicule de la personne (voiture)
Les normes en termes d'émissions sonores
Les conditions atmosphériques
L'espace de rangement

Identification	ID	Type	Pond.	Libellé	Critère(s)	Niveau	Flex.	Remarques
Personne H --> Sol	FP1	Principale	100	Le fauteuil permet à la personne H. de se déplacer sur le sol	Activité physique avec assistance	Effort variable. Le système d'aide doit pouvoir apporter entre 0 et 80% de l'énergie au mouvement	F0	L'utilisateur doit pouvoir faire varier le niveau d'assistance Un mode manuel doit être présent
					Facultés de l'utilisateur	Handicapée moteur de ses membres inférieurs Dispose de facultés cognitives suffisantes pour se diriger Capable de founir au moins 20% de l'énergie à son mouvement via ses bras	F0	-
					Poids de la personne embarquable	130 kg	F0	On peut prévoir plusieurs versions avec différentes puissances pour différentes masses admissibles
					Adhérence	En intérieur comme en extérieur, sur macadam sec et mouillé	F0	-
					Autonomie	Environ 30 km	F1	Il est possible de décliner le produit avec différentes autonomie (courtes et longues distances
					Stabilité	Pas de possibilité de basculement, notamment en côte	F0	-
					Marche avant	maximum 7 km/h	F1	-
					Marche arrière	maximum 3 km/h	F1	-
					Fonctionnement en montée	maximum 3 km/h à 14 % (pente maximum)	F1	-
					Fonctionnement en descente	maximum 7 km/h à 14 % (descente maximum)	F1	-
					Mouvement de rotation	360° sur elle-même	F1	-
					Freinage avant	Distance de 1 m à 7 km/h	F1	-
					Freinage arrière	Distance de 0,4 m à 3 km/h	F1	-
					Anti-recul	5 sec	F2	-
					Maintenir l'arrêt	Aussi longtemps que l'on veut	F0	-
					Poids du fauteuil (mode manuel)	Maximum 30 kg	F0	-

					Pas d'endommagement	Utilisation de minimum 5 ans avant réparation	F1	Certaines petites maintenances peuvent apparaître plus souvent
Personne H --> Piétons	FS2	Secondaire	60	Le fauteuil "protège" les piétons de la personne H.	Pas d'angles vifs	Pas d'angles vifs	F2	-
Personne H --> Voiture	FS3	Secondaire	60	Le fauteuil autorise la personne H. d'utiliser sa voiture	Transition de l'un vers l'autre	Arrêt du fauteuil	F1	-
					Diminution du volume	Réduction de 50% en largeur	F2	-
Conditions atm --> Personne H	FS4	Secondaire	10	Le fauteuil "protège" la personne H. des conditions atmosphériques	Protection des éclaboussures	Projections d'eau arrêtées	F3	La transpiration doit tout de même pouvoir être évacuée
Accompagnant --> Personne H	FS5	Secondaire	60	Le fauteuil permet à l'accompagnant de manipuler la personne H.	Placement et extirpation de la personne H	Extirpation et placement aisés	F1	-
Accompagnant --> Personne H.	FS6	Secondaire	60	Le fauteuil permet à l'accompagnant de mouvoir la personne H.	Moyen d'interaction	Par les mains, sur une longueur de 15cm environ	F1	-
					Confort d'interaction	L'interaction est ergonomique	F2	-
					Poids du fauteuil	Maximum 30kg	F1	-
					Pas d'assistance	Pas d'assistance	F0	-
Normes de sécurité --> FAUTEUIL	C7	Contrainte	100	Le fauteuil répond aux normes de sécurité	Oui ou Non	Respect absolu	F0	-
Normes sonores --> FAUTEUIL	C8	Contrainte	100	Le fauteuil répond aux exigences en termes d'émissions sonores	Oui ou Non	Respect absolu	F0	En mouvement tout comme à l'arrêt
Cond. atm. --> FAUTEUIL	C9	Contrainte	80	Le fauteuil est utilisable en fonction des conditions atmosphériques	Résistance à la corrosion	Utilisable 1h par jour sous la pluie	F1	Le fauteuil doit résister à la corrosion pendant plusieurs années (5 ans)
					Résistance aux intempéries et à l'humidité	Utilisable 1h par jour sous la pluie	F1	Le fauteuil peut rester plusieurs heures sous la pluie d'affilé
					Température de fonctionnement	Entre -10°C et 50°C	F1	-
Infrastructures disponibles --> Personne H.	FS10	Secondaire	90	Le fauteuil permet à la personne H. d'utiliser les infrastructures disponibles	Même respect qu'un fauteuil manuel conventionnel (dimensions, stabilité en pente ...)	Respect absolu ou partiel	F1	-
Sol --> Personne H (maintient)	FS11	Secondaire	100	Le fauteuil permet à la personne H. d'être soutenue sur le sol	Résistance	Supporter une charge de 130 kg	F1	-
					Position	Assise	F0	-

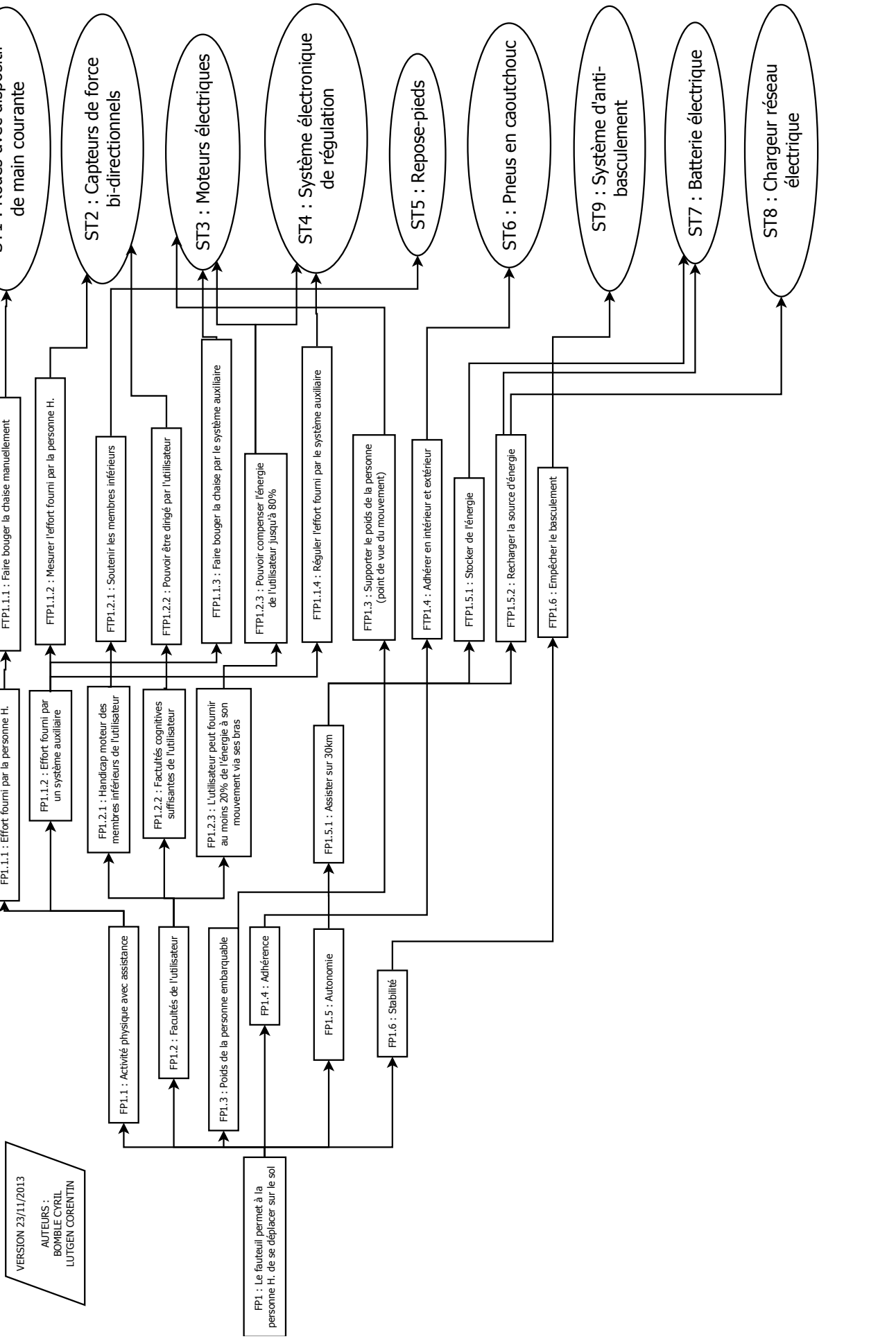
					Surface	Minimum 40x40 cm²	F1	Dépendra de la taille de l'utilisateur
Personne H (force musculaire) --> Personne H (corps)	FS12	Secondaire	95	Le fauteuil permet le placement et l'extirpation de la personne H. seule	Placement et extirpation sans aide	Aisés	F2	-
Personne H. (corps) --> Personne H. (satisfaction)	FS13	Secondaire	70	Le fauteuil est confortable pour la personne H.	Isolation vibratoire	Confort normal	F1	Semblable à celui des autres produits sur le marché
					Assise	Confort normal	F1	Semblable à celui des autres produits sur le marché
					Emission sonore	Maximum 50 dB	F1	-
Espace rangement--> Personne H.	FS14	Secondaire	60	Le fauteuil peut être rangé dans un emplacement standard par la personne H.	Diminution du volume	Réduction de 50% en largeur	F3	-
INAMI --> Personne H.	FS15	Secondaire	50	Le fauteuil permet à la personne H. d'obtenir des remboursements de l'INAMI	Oui ou Non	Respect des critètes de l'INAMI	F0	-

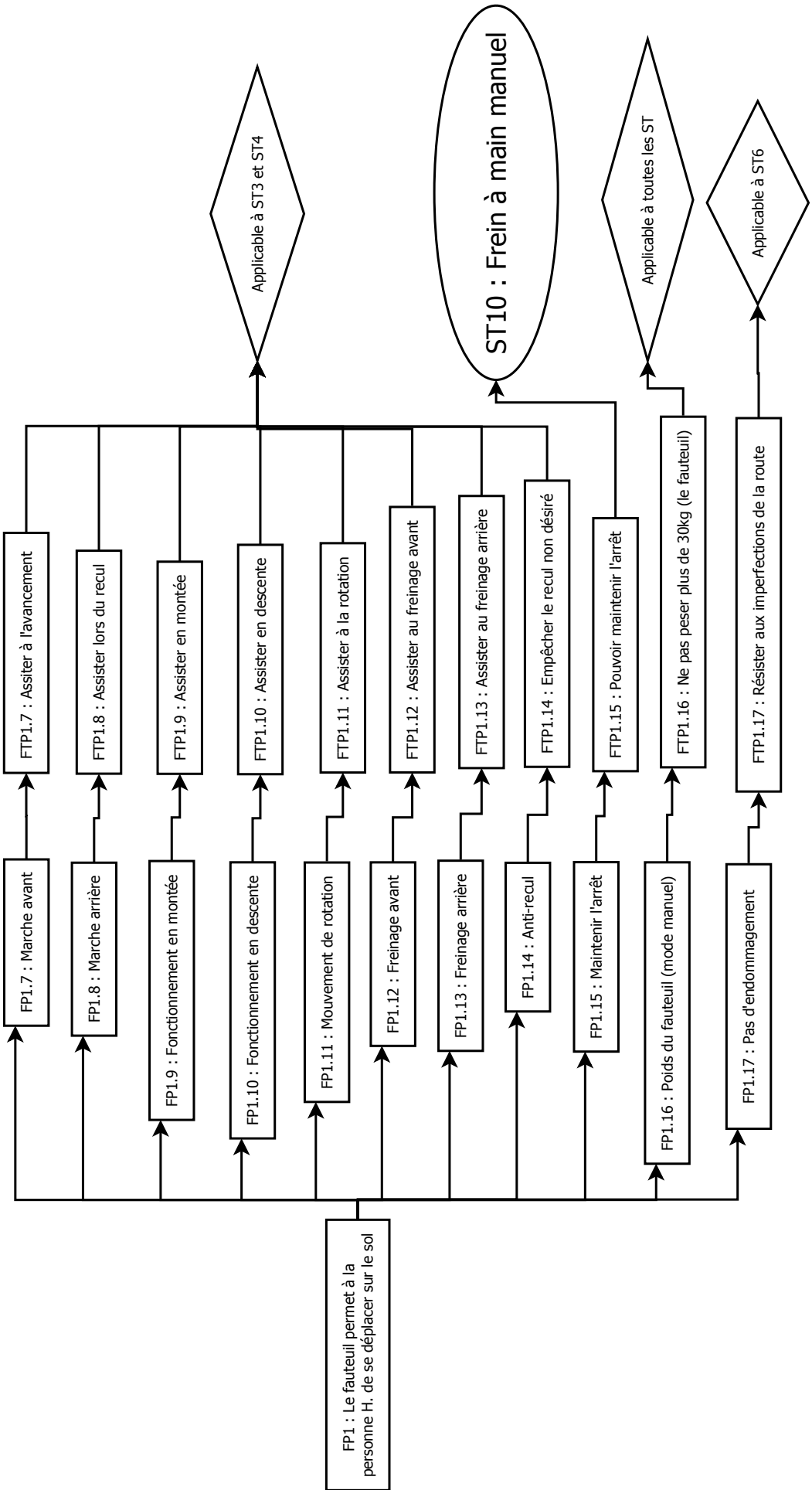
F0 : le niveau de la fonction est impératif
F1 : le niveau de la fonction est peu négociable
F2 : le niveau de la fonction est négociable
F3 : le niveau de la fonction est très négociable

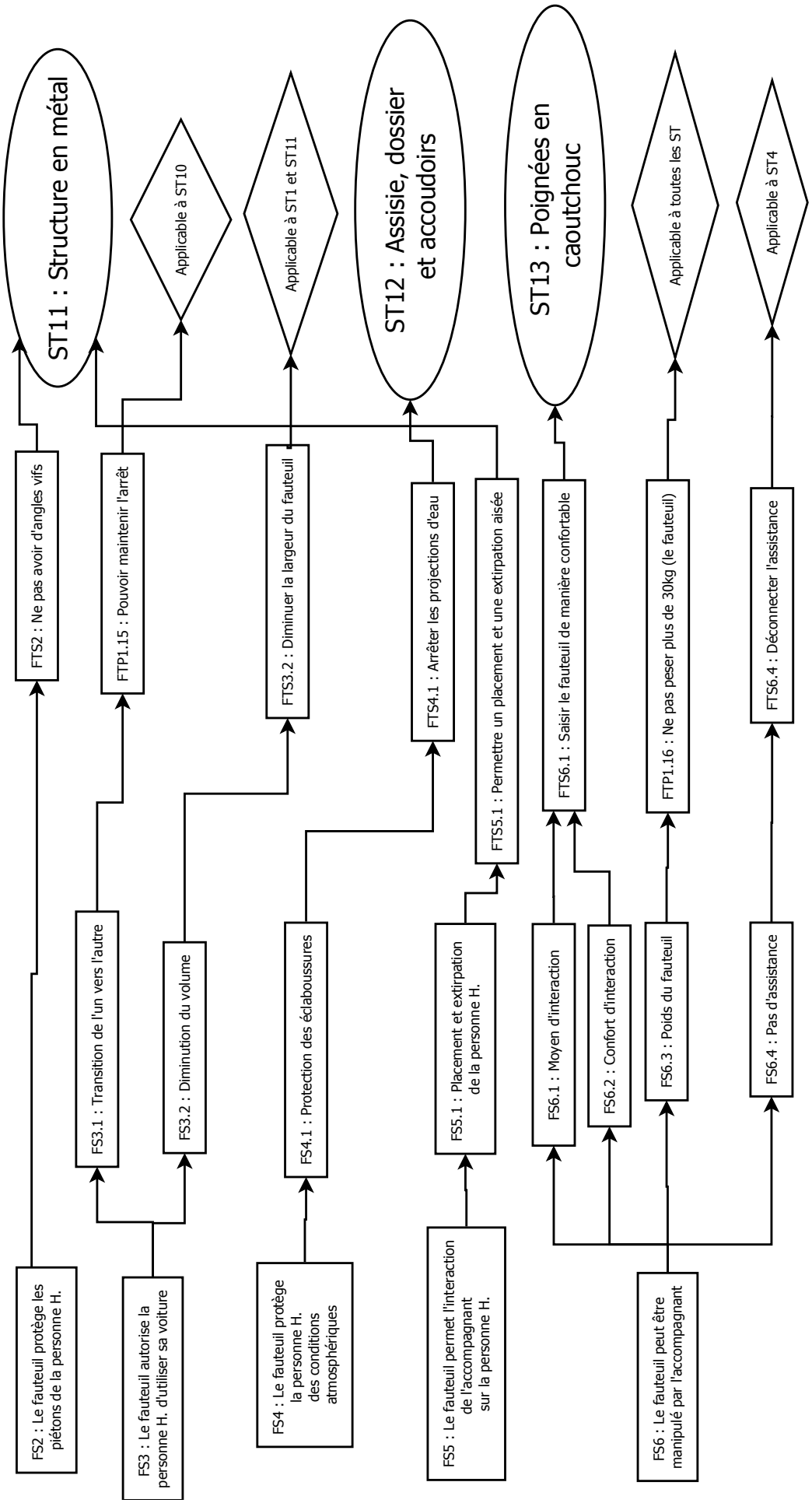
FAUTEUIL ROULANT ERGONOMIQUE
La personne handicapée
Les normes de conception
L'accompagnant (éventuel)
Le sol (état de surface, dénivelé)
Les piétons (personnes extérieures à l'utilisation)
Les normes de sécurité
Le véhicule de la personne (voiture)
Les normes en termes d'émissions
Les conditions atmosphériques
Le réparateur
Espace de rangement

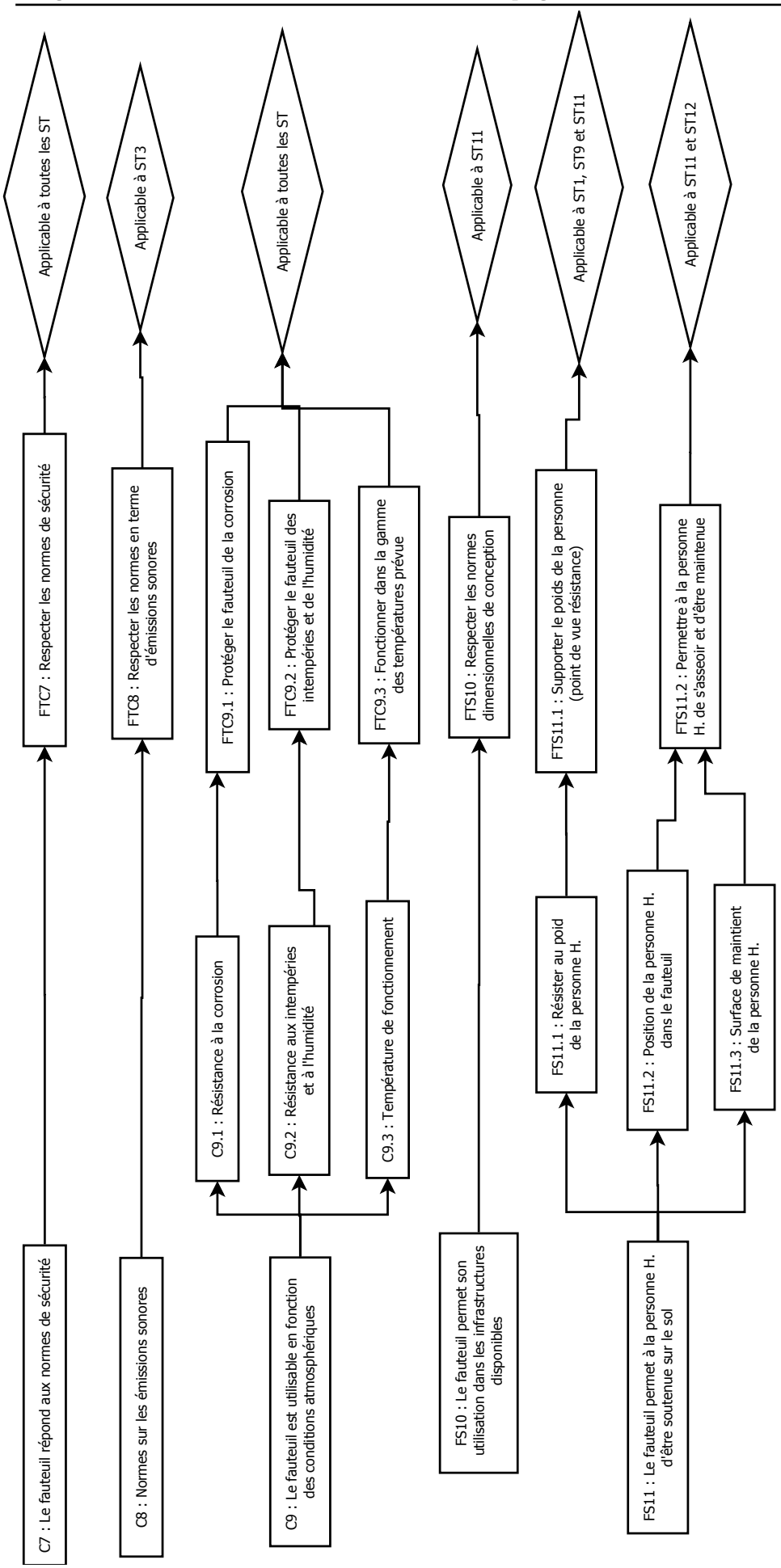
Identification	ID	Type	Pond.	Libellé	Critère(s)	Niveau	Flex.
Personne H --> Sol	FP1	Principale	100	Le fauteuil permet à la personne H. de se déplacer sur le sol	Activité physique avec assistance Adhérence Autonomie Stabilité	Effort variable Correcte sur route mouillée 30 km Pas de possibilité de retournement	F0
Personne H --> Piétons	C1	Contrainte	80	Le fauteuil "protège" les piétons de la personne H.	Pas d'angles vifs	Pas d'angles vifs	F2
Personne H --> Voiture	FS1	Secondaire	60	Le fauteuil autorise la personne H. d'utiliser son véhicule de classe B	Choix entre fixations ou transition de l'un vers l'autre Dimensions (si utilisé ou non)	Réduction de 50% du volume	F2
Conditions atm --> personne H	FS2	Secondaire	5	Le fauteuil "protège" la personne H. des conditions atmosphériques	Protection des éclaboussures	Housse	F3
Accompagnant --> Personne H	FS3	Secondaire	60	Le fauteuil permet l'interaction de l'accompagnant sur la personne H.	Placement et extirpation de la personne H Gêne de la personne H lors de l'utilisation	Extirpation aisée Pas de gêne	F1
Accompagnant --> FAUTEUIL	FS4	Secondaire	60	Le fauteuil peut être manipulé par l'accompagnant	Moyen d'interaction Poids du fauteuil	Longueur de 15cm par main max. 30kg	F1
Normes de sécurité --> FAUTEUIL	C2	Contrainte	100	Le fauteuil répond aux normes de sécurité	Oui ou Non	Respect absolu	F0
Normes sonores -> FAUTEUIL	C3	Contrainte	100	Le fauteuil répond aux exigences en termes d'émissions sonores	Oui ou Non	Respect absolu	F0
Cond. atm. --> FAUTEUIL	C4	Contrainte	90	Le fauteuil est utilisable en fonction des conditions atmosphériques	Résistance à la corrosion Résistance aux intempéries Température de fonctionnement	Utilisable 1h par jour sous la pluie entre -10°C et 50°C	F1
Réparateur --> FAUTEUIL	FS5	Secondaire	50	Le fauteuil peut être réparé par un réparateur	Facilité de montage Disponibilité des pièces	Nombre de pièces similaires aux modèles existants Normes standards	F2
Normes de conception --> FAUTEUIL	C5	Contrainte	80	Le fauteuil répond aux normes de conception standard	Oui ou Non	Respect absolu	F0
Personne H --> FAUTEUIL	C6	Contrainte	100	Le fauteuil soutient la personne H.	Résistance	Supporter une charge de 120kg	F0

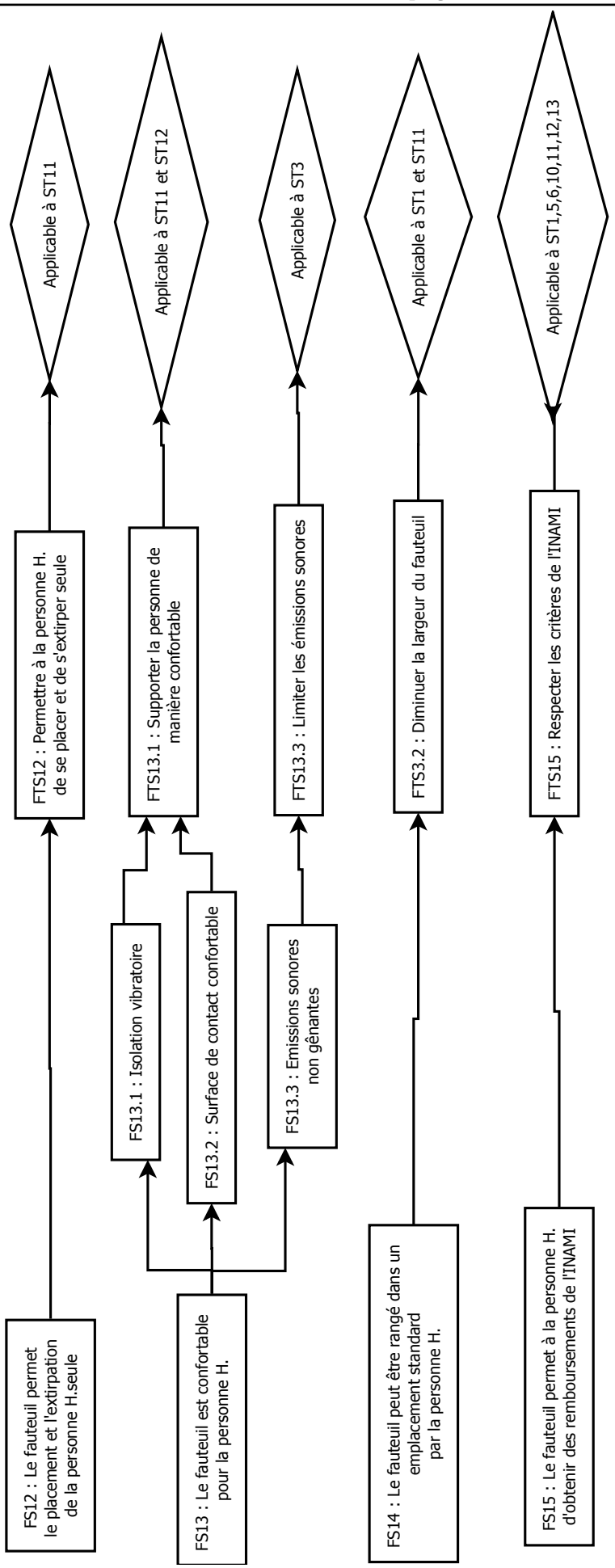
Personne H --> FAUTEUIL	FS6	Secondaire	70	Le fauteuil est confortable pour la personne	Isolation vibratoire Assise Emission sonore	Confort similaire à la technologie actuelle Surface de 50x50cm Maximum 60 dB	F1
Personne H --> FAUTEUIL	FS7	Secondaire	70	Le fauteuil n'est pas trop lourd pour la personne H.	Poids du fauteuil	max. 30 kg	F0
Espace rangement--> FAUTEUIL	FS8	Secondaire	60	Le fauteuil peut être ranger dans un emplacement standard	Pliabilité	Réduction de 50% du volume	F3
Sol --> FAUTEUIL	FS9	Secondaire	80	Le fauteuil est utilisable sur le sol	Vibrations Pas d'endommagement	Faible transmission des irrégularités du sol Utilisation de 5ans avant réparation	F0
					F0 : le niveau de la fonction est impératif		
					F1 : le niveau de la fonction est peu négociable		
					F2 : le niveau de la fonction est négociable		
					F3 : le niveau de la fonction est très négociable		

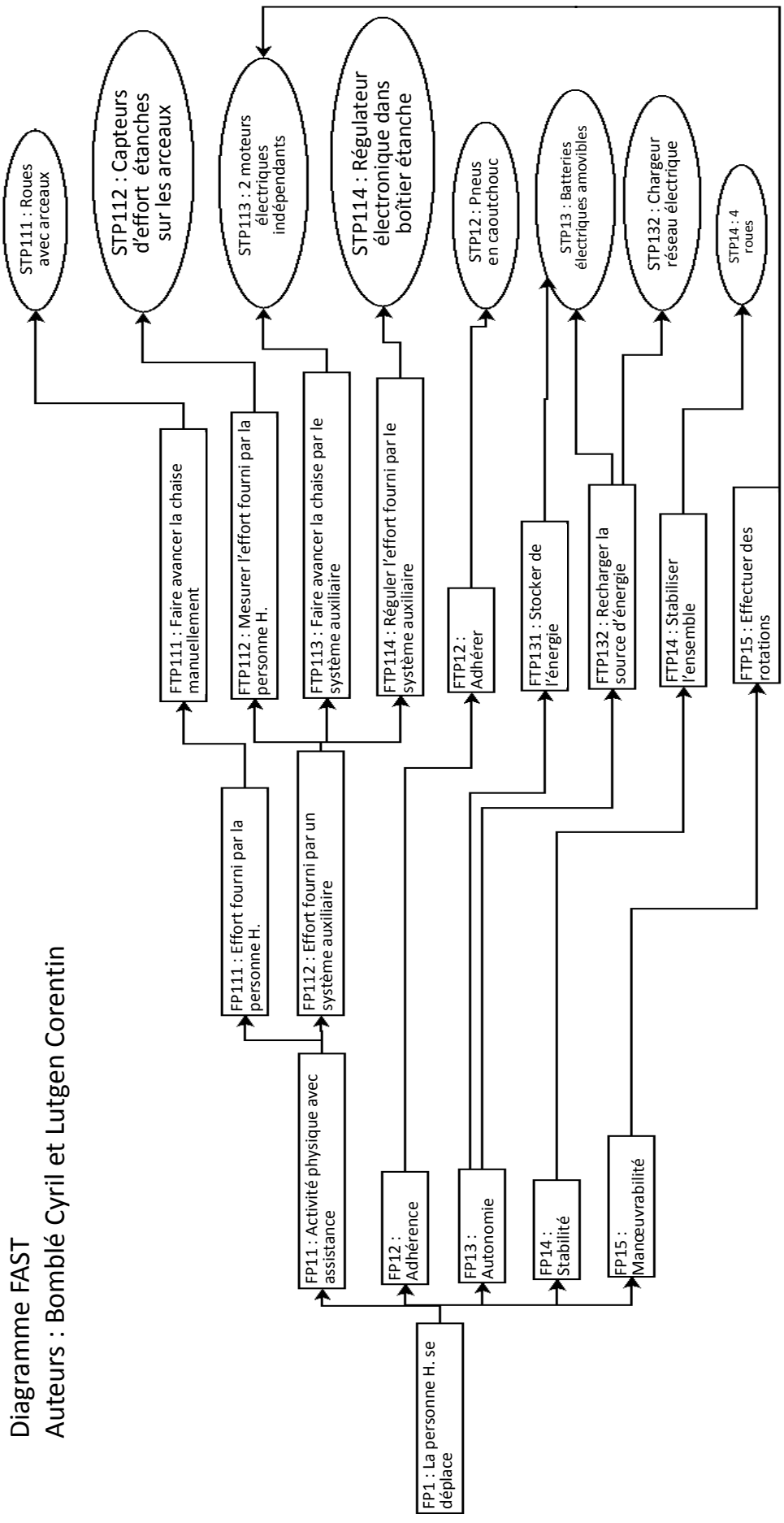

FP1 : Le fauteuil permet à la personne H. de se déplacer sur le sol
VERSION 23/11/2013
AUTEURS :
BOMBLE CYRIL
LUTGEN CORENTIN
FP1.1 : Activité physique avec assistance
FP1.2 : Facultés de l'utilisateur
FP1.3 : Poids de la personne embarquable
FP1.4 : Adhérence
FP1.5 : Autonomie
FP1.6 : Stabilité
FP1.1.1 : Effort fourni par la personne H.
FP1.1.2 : Effort fourni par un système auxiliaire
FP1.2.1 : Handicap moteur des membres inférieurs de l'utilisateur
FP1.2.2 : Factultés cognitives suffisantes de l'utilisateur
FP1.2.3 : L'utilisateur peut fournir au moins 20% de l'énergie à son mouvement via ses bras
FP1.5.1 : Assister sur 30km
FTP1.1.1 : Faire bouger la chaise manuellement
FTP1.1.2 : Mesurer l'effort fourni par la personne H.
FTP1.2.1 : Soutenir les membres inférieurs
FTP1.2.2 : Pouvoir être dirigé par l'utilisateur
FTP1.1.3 : Faire bouger la chaise par le système auxiliaire
FTP1.2.3 : Pouvoir compenser l'énergie de l'utilisateur jusqu'à 80%
FTP1.1.4 : Réguler l'effort fourni par le système auxiliaire
FTP1.3 : Supporter le poids de la personne (point de vue du mouvement)
FTP1.4 : Adhérer en intérieur et extérieur
FTP1.5.1 : Stocker de l'énergie
FTP1.5.2 : Recharger la source d'énergie
FTP1.6 : Empêcher le basculement
ST1 : Roues avec dispositif de main courante
ST2 : Capteurs de force bi-directionnels
ST3 : Moteurs électriques
ST4 : Système électronique de régulation
ST5 : Repose-pieds
ST6 : Pneus en caoutchouc
ST9 : Système d'anti-basculement
ST7 : Batterie électrique
ST8 : Chargeur réseau électrique

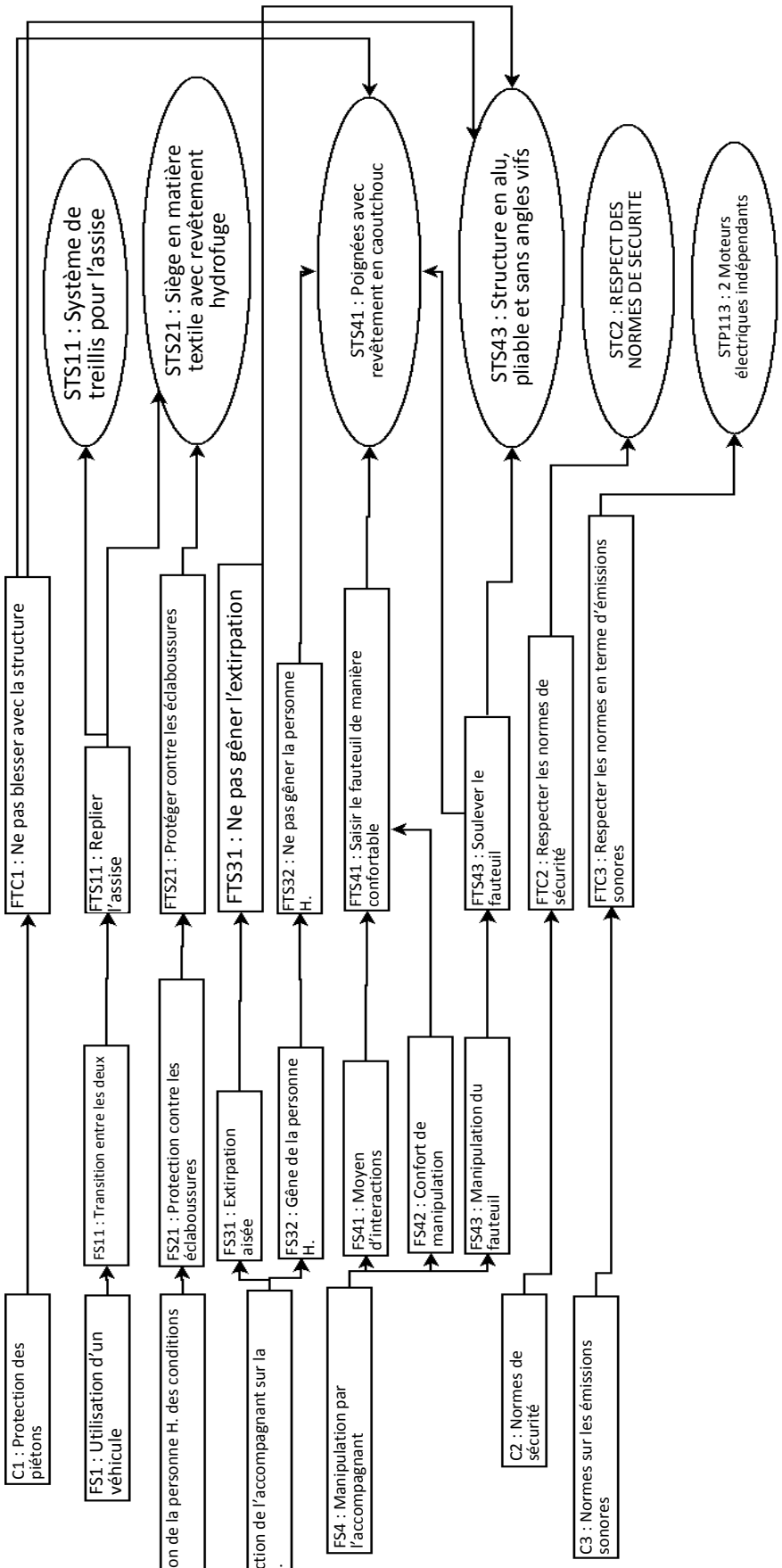

FP1 : Le fauteuil permet à la personne H. de se déplacer sur le sol
FP1.7 : Marche avant
FP1.8 : Marche arrière
FP1.9 : Fonctionnement en montée
FP1.10 : Fonctionnement en descente
FP1.11 : Mouvement de rotation
FP1.12 : Freinage avant
FP1.13 : Freinage arrière
FP1.14 : Anti-recul
FP1.15 : Maintenir l'arrêt
FP1.16 : Poids du fauteuil (mode manuel)
FP1.17 : Pas d'endommagement
FTP1.7 : Assiter à l'avancement
FTP1.8 : Assister lors du recul
FTP1.9 : Assister en montée
FTP1.10 : Assister en descente
FTP1.11 : Assister à la rotation
FTP1.12 : Assister au freinage avant
FTP1.13 : Assister au freinage arrière
FTP1.14 : Empêcher le recul non désiré
FTP1.15 : Pouvoir maintenir l'arrêt
FTP1.16 : Ne pas peser plus de 30kg (le fauteuil)
FTP1.17 : Résister aux imperfections de la route
Applicable à ST3 et ST4
ST10 : Frein à main manuel
Applicable à toutes les ST
Applicable à ST6

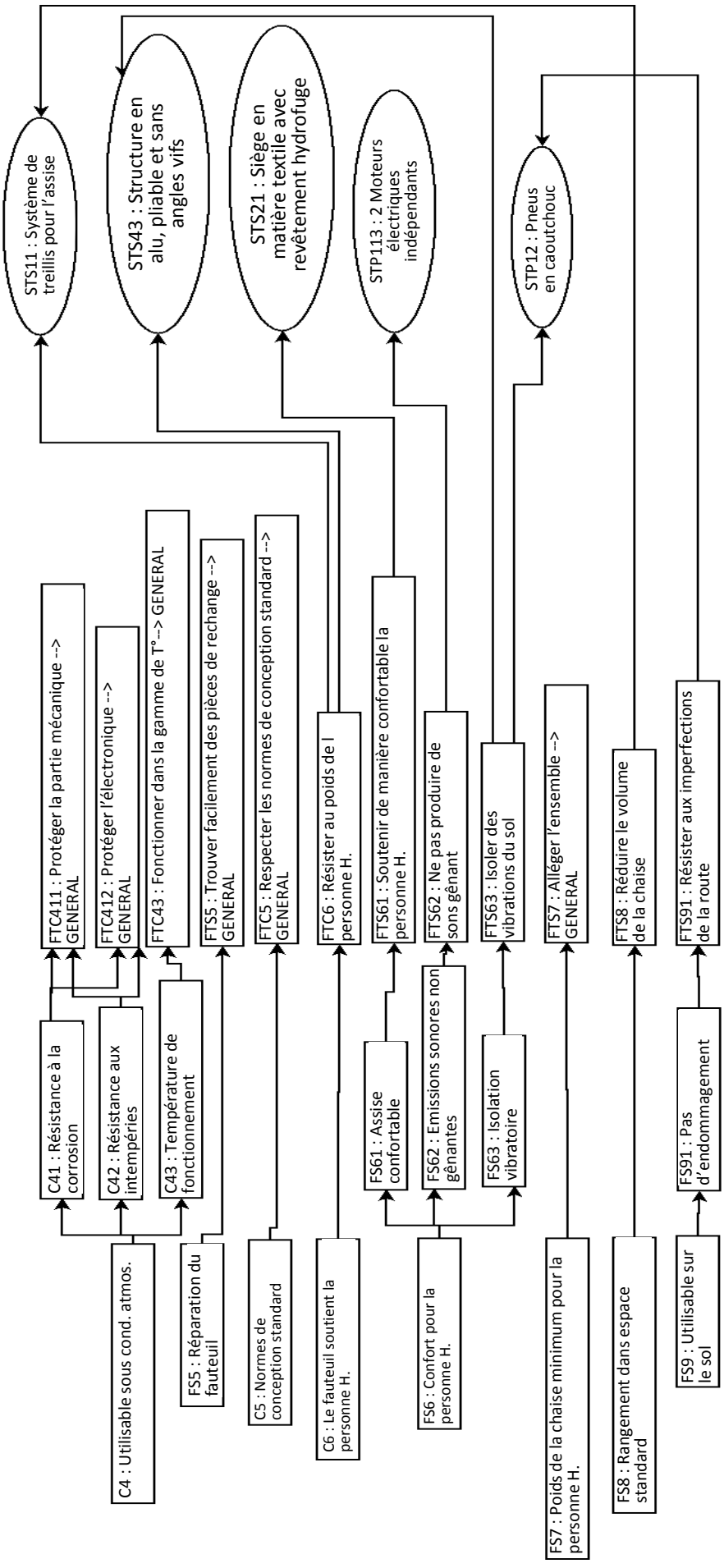

FS2 : Le fauteuil protège les piétons de la personne H.
FS3 : Le fauteuil autorise la personne H. d'utiliser sa voiture
FS4 : Le fauteuil protège la personne H. des conditions atmosphériques
FS5 : Le fauteuil permet l'interaction de l'accompagnant sur la personne H.
FS6 : Le fauteuil peut être manipulé par l'accompagnant
FTS2 : Ne pas avoir d'angles vifs
FS3.1 : Transition de l'un vers l'autre
FS3.2 : Diminution du volume
FS4.1 : Protection des éclaboussures
FS5.1 : Placement et extirpation de la personne H.
FS6.1 : Moyen d'interaction
FS6.2 : Confort d'interaction
FS6.3 : Poids du fauteuil
FS6.4 : Pas d'assistance
FTP1.15 : Pouvoir maintenir l'arrêt
FTS3.2 : Diminuer la largeur du fauteuil
FTS4.1 : Arrêter les projections d'eau
FTS5.1 : Permettre un placement et une extirpation aisée
FTS6.1 : Saisir le fauteuil de manière confortable
FTP1.16 : Ne pas peser plus de 30kg (le fauteuil)
FTS6.4 : Déconnecter l'assistance
ST11 : Structure en métal
Applicable à ST10
Applicable à ST1 et ST11
ST12 : Assisie, dossier et accoudoirs
ST13 : Poignées en caoutchouc
Applicable à toutes les ST
Applicable à ST4


C7 : Le fauteuil répond aux normes de sécurité
C8 : Normes sur les émissions sonores
C9 : Le fauteuil est utilisable en fonction des conditions atmosphériques
FS10 : Le fauteuil permet son utilisation dans les infrastructures disponibles
FS11 : Le fauteuil permet à la personne H. d'être soutenue sur le sol
C9.1 : Résistance à la corrosion
C9.2 : Résistance aux intempéries et à l'humidité
C9.3 : Température de fonctionnement
FS11.1 : Résister au poid de la personne H.
FS11.2 : Position de la personne H. dans le fauteuil
FS11.3 : Surface de maintient de la personne H.
FTC7 : Respecter les normes de sécurité
FTC8 : Respecter les normes en terme d'émissions sonores
FTC9.1 : Protéger le fauteuil de la corrosion
FTC9.2 : Protéger le fauteuil des intempéries et de l'humidité
FTC9.3 : Fonctionner dans la gamme des températures prévue
FTS10 : Respecter les normes dimensionnelles de conception
FTS11.1 : Supporter le poids de la personne (point de vue résistance)
FTS11.2 : Permettre à la personne H. de s'asseoir et d'être maintenue
Applicable à toutes les ST
Applicable à ST3
Applicable à toutes les ST
Applicable à ST11
Applicable à ST1, ST9 et ST11
Applicable à ST11 et ST12


FS12 : Le fauteuil permet le placement et l'extirpation de la personne H.seule
FS13 : Le fauteuil est confortable pour la personne H.
FS14 : Le fauteuil peut être rangé dans un emplacement standard par la personne H.
FS15 : Le fauteuil permet à la personne H. d'obtenir des remboursements de l'INAMI
FS13.1 : Isolation vibratoire
FS13.2 : Surface de contact confortable
FS13.3 : Emissions sonores non gênantes
FTS12 : Permettre à la personne H. de se placer et de s'extirper seule
FTS13.1 : Supporter la personne de manière confortable
FTS13.3 : Limiter les émissions sonores
FTS3.2 : Diminuer la largeur du fauteuil
FTS15 : Respecter les critères de l'INAMI
Applicable à ST11
Applicable à ST11 et ST12
Applicable à ST3
Applicable à ST1 et ST11
Applicable à ST1,5,6,10,11,12,13


Diagramme FAST
Auteurs : Bomblé Cyril et Lutgen Corentin
FP1 : La personne H. se déplace
FP11 : Activité physique avec assistance
FP12 : Adhérence
FP13 : Autonomie
FP14 : Stabilité
FP15 : Manœuvrabilité
FP111 : Effort fourni par la personne H.
FP112 : Effort fourni par un système auxiliaire
FTP111 : Faire avancer la chaise manuellement
FTP112 : Mesurer l'effort fourni par la personne H.
FTP113 : Faire avancer la chaise par le système auxiliaire
FTP114 : Réguler l'effort fourni par le système auxiliaire
FTP12 : Adhérer
FTP131 : Stocker de l'énergie
FTP132 : Recharger la source d'énergie
FTP14 : Stabiliser l'ensemble
FTP15 : Effectuer des rotations
STP111 : Roues avec arceaux
STP112 : Capteurs d'effort étanches sur les arceaux
STP113 : 2 moteurs électriques indépendants
STP114 : Régulateur électronique dans boîtier étanche
STP12 : Pneus en caoutchouc
STP13 : Batteries électriques amovibles
STP132 : Chargeur réseau électrique
STP14 : 4 roues


C1 : Protection des piétons
FS1 : Utilisation d'un véhicule
FS2 : Protection de la personne H. des conditions atmos.
FS3 : Interaction de l'accompagnant sur la personne H.
FS4 : Manipulation par l'accompagnant
C2 : Normes de sécurité
C3 : Normes sur les émissions sonores
FS11 : Transition entre les deux
FS21 : Protection contre les éclaboussures
FS31 : Extirpation aisée
FS32 : Gêne de la personne H.
FS41 : Moyen d'interactions
FS42 : Confort de manipulation
FS43 : Manipulation du fauteuil
FTC1 : Ne pas blesser avec la structure
FTS11 : Replier l'assise
FTS21 : Protéger contre les éclaboussures
FTS31 : Ne pas gêner l'extirpation
FTS32 : Ne pas gêner la personne H.
FTS41 : Saisir le fauteuil de manière confortable
FTS43 : Soulever le fauteuil
FTC2 : Respecter les normes de sécurité
FTC3 : Respecter les normes en terme d'émissions sonores
STS11 : Système de treillis pour l'assise
STS21 : Siège en matière textile avec revêtement hydrofuge
STS41 : Poignées avec revêtement en caoutchouc
STS43 : Structure en alu, pliable et sans angles vifs
STC2 : RESPECT DES NORMES DE SECURITE
STP113 : 2 Moteurs électriques indépendants


STS11 : Système de treillis pour l'assise
STS43 : Structure en alu, pliable et sans angles vifs
STS21 : Siège en matière textile avec revêtement hydrofuge
STP113 : 2 Moteurs électriques indépendants
STP12 : Pneus en caoutchouc
FTC411 : Protéger la partie mécanique --> GENERAL
FTC412 : Protéger l'électronique --> GENERAL
FTC43 : Fonctionner dans la gamme de T° --> GENERAL
FTS5 : Trouver facilement des pièces de rechange --> GENERAL
FTC5 : Respecter les normes de conception standard --> GENERAL
FTC6 : Résister au poids de l personne H.
FTS61 : Soutenir de manière confortable la personne H.
FTS62 : Ne pas produire de sons gênant
FTS63 : Isoler des vibrations du sol
FTS7 : Alléger l'ensemble --> GENERAL
FTS8 : Réduire le volume de la chaise
FTS91 : Résister aux imperfections de la route
C41 : Résistance à la corrosion
C42 : Résistance aux intempéries
C43 : Température de fonctionnement
FS61 : Assise confortable
FS62 : Emissions sonores non gênantes
FS63 : Isolation vibratoire
FS91 : Pas d'endommagement
C4 : Utilisable sous cond. atmos.
FS5 : Réparation du fauteuil
C5 : Normes de conception standard
C6 : Le fauteuil soutient la personne H.
FS6 : Confort pour la personne H.
FS7 : Poids de la chaise minimum pour la personne H.
FS8 : Rangement dans espace standard
FS9 : Utilisable sur le sol

Achat de la chaise manuelle

Comme nous l'avons justifié précédemment, nous souhaitons baser notre projet sur la modification d'une chaise roulante manuelle existante.

Dans un premier temps, nous nous sommes renseignés auprès des bandagistes locaux. En effet, ceux-ci proposent des produits similaires par rapport à d'autres vendeurs étrangers, mais présentent l'intérêt de ne pas devoir payer de frais de port. Nous avons ainsi contacté les sociétés :

- Sodimed (Liège)
- Deville (Liège)
- Solival (Liège)
- Médipost (Liège)

Comme notre budget de réalisation est assez limité, nous nous sommes surtout focalisés sur les modèles bas de gamme standards. Néanmoins, malgré leur simplicité, ceux-ci se sont avérés être assez chers ; les prix démarrant autour de 700 €. Par exemple, le modèle Invacare Action 1 utilisé pour la modélisation de la transmission coutait aux environs de ce montant.

Voyant la quasi-totalité de notre budget dédié à l'achat d'une chaise manuelle, nous avons dû trouver d'autres solutions, et notamment envisager l'achat d'un produit d'occasion.

Nous avons tout d'abord reçu une offre de 170€ par la société Deville. Malheureusement, nous ne savons pas quel modèle exact ils comptaient nous vendre car nous avons reçu assez rapidement une autre offre, moins chère (150€), provenant de la société Médipost.

Lors de l'ébauche d'un premier budget, nous avions réservé un montant de 100 € pour cet achat donc la dernière offre était acceptable. En effet, nous avions la possibilité d'en acheter pour 100 € sur des sites d'occasion de particulier à particulier (ex : 2ememain.be), mais le principal inconvénient était la non possibilité de recevoir une facture.

Dans l'espoir de minimiser encore le cout de cet achat, nous avons contacté le service de brancardage du CHU (Mr BECKERS), là où ils réparent les fauteuils roulants, mais ceux-ci n'avaient aucun modèle à nous donner.

En conclusion, après recherche de la meilleure option qualité-coût, nous avons passé commande, auprès de la société Médipost, pour l'achat d'un **fauteuil roulant d'occasion VERMEIREN JAZZ 46**.

Le **prix TTC est de 150 €** et le transport a été effectué par nos soins. Le prix neuf est de 700 € en magasin.

Le bon de commande peut être trouvé à l'*Annexe XX : Bon de commande du fauteuil roulant*

La fiche technique concernant ce fauteuil peut être également trouvée à l'*Annexe XXII : Fauteuil Vermeiren JAZZ*



Source : Vermeiren.be

Personne de contact : Corentin LUTGEN *date : 1/12/2013*

Au vu du diagramme FAST, nous obtenons les solutions suivantes :

- **ST1 : Roues avec dispositif de main courante**

  Caractéristiques :
  - Dispositif de main courante *car FTP1.1.1*
  - Maximum de 3kg *car FTP1.16*
  - Démontable par rapport à la structure *car FTS3.2*
  - Respectant les normes de sécurité *car FTC7*
  - Résistantes à la corrosion (matériau lui-même ou coating) *car FTC9.1*
  - Capable de résister à une charge de 130 kg, sur l'ensemble des roues *car FTS11.1*
  - Respectant les critères de l'INAMI (*Voir Annexe II*)

- **ST2 : Capteurs de force bidirectionnels**

Caractéristiques :

- Capable de mesurer un effort (couple ou force) vers l'avant ou l'arrière *car FTP1.1.2*
- Sur chaque roue *car FTP1.2.2*
- Ne portant pas de préjudice au niveau du poids *car FTP1.16*
- Respectant les normes de sécurité *car FTC7*
- Fonctionnant à l'humidité et sous la pluie (casing hermétique) *car FTC9.2*
- Fonctionnant dans la gamme de température prévue *car FTC9.3*

- **ST3 : Moteurs électriques**

Caractéristiques :

- De puissance suffisante pour faire bouger la personne *car FTP1.3*
- Capable de fournir jusqu'à 80% de l'énergie au mouvement *car FTP1.2.3*
- Fonctionnement dans les 4 cadrans *car FTP1.7 à 1.14*
- 2 moteurs indépendants *car FTP1.11*
- Max. 5 kg par moteur *car FTP1.16*
- Respectant les normes de sécurité *car FTC7*

- Ne pas émettre de sons gênants (implicitement respecté) *car FTC8 et FTS13.3*
- Capable de fonctionner en environnement extérieur *car FTC9.1 à 9.3*

- **ST4 : Système électronique de régulation**

Caractéristiques :

- Capable de fournir jusqu'à 80% de l'énergie au mouvement *car FTP1.2.3*
  ➔ *Dispositif de variation : Télécommande*
- Fonctionnement dans les 4 cadrans *car FTP1.7 à 1.14*
- 2 contrôles indépendants *car FTP1.11*
- Max. 1kg *car FTP1.16*
- Avec interrupteur de désamorçage *car FTS6.4*
- Respectant les normes de sécurité *car FTC7*
- Dans un boitier étanche *car FTC9.2*

- **ST5 : Repose-pieds**

Caractéristiques :

- Max. 1kg *car FTP1.16*
- Respectant les normes de sécurité *car FTC7*
- Respectant les critères de l'INAMI (*Voir Annexe II*)

- **ST6 : Pneus en caoutchouc**

Caractéristiques :

- Pleins ou à air suivant l'utilisation *car FTP1.17*
- Respectant les normes de sécurité *car FTC7*
- Respectant les critères de l'INAMI (*Voir Annexe II*)

- **ST7 : Batterie électrique**

Caractéristiques :

- Autonomie suffisante *car FTP1.5.1*
- Rechargeable *car FTP1.5.2*
- Max. 5kg *car FTP1.16*

- Respectant les normes de sécurité *car FTC7*
- Capable de fonctionner en environnement extérieur *car FTC9.1 à 9.3*

- **ST8 : Chargeur réseau électrique**

Caractéristiques :

- Indépendant du fauteuil *car FTP1.16*
- Respectant les normes de sécurité *car FTC7*

- **ST9 : Système d'anti-basculement**

Caractéristiques :

- Max. 1kg *car FTP1.16*
- Respectant les normes de sécurité *car FTC7*
- Résistant à la force de basculement *car FTS11.1*

- **ST10 : Frein à main manuel**

Caractéristiques :

- Poids négligeable car FTP1.17
- Position de blocage car FTP1.15
- Respectant les normes de sécurité car FTC7
- Respectant les critères de l'INAMI (*Voir Annexe II*)

- **ST11 : Structure en métal**

Caractéristiques :

- Pas d'angles vifs *car FTS2*
- Placement en son sein aisé *car FTS5.1*
- Pliable *car FTS3.2*
- Poids dans la norme *car FTP1.16*
- Respectant les normes de sécurité *car FTC7*
- Respectant les normes dimensionnelles de conception au niveau des infrastructures (*Voir Annexe III*)
- Supportant le poids de la personne *car FTS11.1*
- Ayant un certain confort d'utilisation *car FTS13.1*

- Respectant les critères de l'INAMI (*Voir Annexe II*)

- **ST12 : Assise, dossier et accoudoirs**

Caractéristiques :

- Revêtement hydrofuge *car FTS4.1 et FTC9.2*
- En tissus (pour le poids) *car FTP1.16*
- Respectant les normes de sécurité *car FTC7*
- Maintien de la personne confortable *car FTS11.2 et FTS13.1*
- Respectant les critères de l'INAMI (*Voir Annexe II*)

- **ST13 : Poignées en caoutchouc**

Caractéristiques :

- Poids négligeable *car FTP1.16*
- Respectant les normes de sécurité *car FTC7*
- Résistant à la corrosion (matériau ou coating) *car FTC9.1*
- Respectant les critères de l'INAMI (*Voir Annexe II*)

Personne de contact : Corentin LUTGEN *date : 1/12/2013*

Choix d'une chaise manuelle standard pré-existante

Au vu des solutions techniques obtenues et de leurs caractéristiques, nous souhaiterions utiliser une chaise manuelle standard préexistante, comme base de notre projet.

Les éléments concernés sont :

- **ST1 : Roues avec dispositif de main courante**
- **ST5 : Repose-pieds**
- **ST6 : Pneus en caoutchouc**
- **ST10 : Frein à main manuel**
- **ST11 : Structure en métal**
- **ST12 : Assise, dossier et accoudoirs**
- **ST13 : Poignées en caoutchouc**

JUSTIFICATIF :

Tout d'abord, il faut remarquer que l'ensemble de ces éléments compose effectivement toute chaise manuelle standard.

Ensuite, le but de tout projet, tel que le nôtre, est de réaliser une plus-value sur l'ingénierie du système mis en place. L'intérêt de notre projet est de proposer un système d'assistance à la propulsion et, par le cahier des charges et le diagramme FAST, nous avons remarqué que le design de la structure n'entrait pas en compte dans la fonction d'assistance.

Dans cette optique, nous n'avons aucun avantage à designer une nouvelle structure de fauteuil roulant ; la plus-value de cette réalisation étant certainement inférieure à celle espérée par le système d'assistance.

Point de vue économique, il semble également plus avantageux de sous-traiter cette partie de la chaise roulante. En effet, la fabrication d'un tel ensemble de pièce demande énormément de ressources

matérielles (centre d'usinage, main d'œuvre…), mais aussi en matières première non bon marché. Pour être rentable, il faudrait donc produire en relativement grande série. Une première estimation de ce type de coût peut être trouvée dans la partie : *Analyse de coûts, 8/11/2013* de ce dossier technique.

Ne sachant pas a priori la part de demande exacte pour notre type d'assistance, il conviendrait donc, dans un premier temps, de développer notre produit en se basant sur un fauteuil roulant manuel sous-traité par une firme leader du marché actuel (Invacare, par exemple), pour ensuite l'améliorer avec notre système d'assistance.

Remarque importante : Il faut également savoir qu'en Belgique, les systèmes d'aides à la propulsion ne sont pas remboursés. Par contre, les chaises manuelles standards le sont, si la personne rentre dans les critères. Dans cette optique, notre produit, basé sur un fauteuil préexistant, permettrait à son utilisateur d'être remboursé de la partie « manuelle » du fauteuil. Cet argument de vente n'est bien sûr pas négligeable vu les montants de remboursement possibles. Cette information provient notamment de l'Interview du Dr Benoît Maertens de Noordhout, Chef du Service de Réadaptation, CNRF de Fraiture (*Annexe I*) et de l'Article 28 de l'INAMI (*Annexe II*)

En conclusion, nous avons dès lors décidé de baser notre projet sur un fauteuil manuel standard préexistant. Notre choix s'est porté naturellement sur l'**INVACARE Action 1 (*voir Annexe VI*)**, qui est un des modèles les plus répandus.



Analyse STP111

Solution n°1

Roues avec arceaux

Description :

Le système consiste à fixer à la roue un arceau suivant sa périphérie, à une faible distance et permettant de directement mettre la roue en rotation

Avantages :

- simplicité d'utilisation
- simplicité de conception
- peu encombrant

Inconvénients :

- contacts probables avec la roue

Décision : retenu

Solution n°2

Manivelles à main

Description :

Le système consiste en un système de manivelles à actionner avec les mains et qui permettrait la rotation des roues via chaînes ou courroies

Avantages :

- pas de contact avec la roue

Inconvénients :

- rotation moins aisée
- conception élaborée
- système plus encombrant
- système peu adapté à l'utilisation quotidienne

Décision : non retenu

Critères d'appréciation (<1)	Simplicité d'utilisation	Encombrement	Simplicité de conception	Manœuvrabilité	Somme
Solution n°1	0,9	0,8	0,9	0,8	3,4
Solution n°2	0,7	0,5	0,4	0,2	1,8

Analyse STP112

Solution unique *Capteurs d'effort entre roue et arceau* Description : Le système consiste à placer des capteurs d'effort sur les liaisons entre l'arceau et la roue, de manière à déterminer l'effort fourni par la personne.	Avantages : - principe simple Inconvénients : - implémentation délicate (mesurer seulement force tangentielle, lien entre roue et arceau ne doit pas être trop fragile) - transition des fils électriques entre partie en rotation et partie fixe Décision : retenu

Analyse STP113

Solution n°1

1 moteur électrique à chaque roue

Description :

Principe consistant à placer un moteur électrique à chacune des 2 roues motrices, de manière à ce que chaque moteur soit indépendant à chaque roue

Avantages :

- moteurs électriques : émissions sonores limitées
- moteurs électriques : contrôle du couple de sortie plus aisé et disponible rapidement
- moteur peu encombrant
- 2 moteurs indépendants : complexité mécanique réduite

Inconvénients :

- moteurs électriques : protéger contre l'humidité

Décision : retenu

Solution n°2

1 seul moteur électrique pour les 2 roues

Description :

On utilise un seul moteur pour motoriser les deux roues avec un systèmes de différentiel permettant les rotations

Avantages :

- moteurs électriques : émissions sonores limitées
- moteurs électriques : contrôle du couple de sortie plus aisé et disponible rapidement

Inconvénients :

- moteurs électriques : protéger contre l'humidité
- encombrement plus important dû au dispositif mécanique
- dispositif mécanique pouvant gêner le repli du fauteuil
- frottements mécaniques augmentant l'effort à fournir

Décision : non retenu

Analyse STP113 - SUITE

Solution n°3

utilisation d'un moteur thermique

Description :

Utilisation de moteur thermique à la place de moteur électrique.

Avantages :

- néant

Inconvénients :

- démarrages nécessaire
- encombrant
- bruyant
- contrôle peu aisé de l'effort fourni

Décision : non retenu

Critères d'appréciation (<1)	Émissions sonores	Précision de contrôle	Encombrement	Vulnérabilité	Somme
Solution n°1	0,9	0,8	0,8	0,7	3,2
Solution n°2	0,9	0,8	0,3	0,7	2,7
Solution n°3	0,2	0,2	0,4	0,8	1,6

Analyse STP114

Solution n°1

régulateur électronique dans boîtier étanche

Description :

Régulation du couple du moteur via un boîtier électronique recevant en entrée les données fournies par les capteurs d'effort

Avantages :

- données des capteurs directement fournies sous forme de signaux électriques
- commande directe des moteurs par électronique de puissance

Inconvénients :

- précautions vis-à-vis de l'humidité

Décision : retenu

Solution n°2

système via capteurs mécaniques

Description :

Système basé sur des capteurs mécaniques qui réguleraient mécaniquement le couple à fournir par le moteur

Avantages :

- néant

Inconvénients :

- non linéarité du couple
- complexité mécanique supplémentaire
- transition mécanique>électrique inutile
- système difficilement réalisable en pratique (1 partie en rotation et 1 partie fixe)

Décision : non retenu

Critères d'appréciation (<1)	Complexité	Précision	Encombrement	Somme
Solution n°1	0,8	0,9	0,9	2,6
Solution n°2	0,1	0,2	0,3	0,6

Analyse STP12

Solution n°1

pneus en caoutchouc

Description :

Roues arrières munies de pneus en caoutchouc

Avantages :

- bonne adhérence
- bonne absorption des chocs

Inconvénients :

- risque de crevaison

Décision : retenu

Solution n°2

roues dures

Description :

Roues arrières dures

Avantages :

- facilité de rotation
- déplacement facilité à l'intérieur (sol "lisse")
- durée de vie plus longue
- pas de risque de crevaison

Inconvénients :

- plus difficile à manier sur terrains imparfaits (moins passe-partout)
- absorption des chocs très faible

Décision : non retenu

Critères d'appréciation (<1)	Adhérence	Absorption chocs	Longévité	Risque de crevaison	Somme
Solution n°1	0,9	0,9	0,7	0,7	3,2
Solution n°2	0,5	0,1	0,9	1	2,5

Analyse STP13

Solution n°2

système de stockage alternatif

Description :

Utilisation d'une autre source d'énergie telle que combustibles fossiles que l'on retransforme ensuite en énergie électrique.

Avantages :

- rechargement rapide

Inconvénients :

- pertes dues aux conversions d'énergie
- bruit
- complication inutile qui ne justifie pas dans ce cas

Décision : non retenu

Solution n°1

batterie électrique amovible

Description :

Utilisation d'une batterie électrique amovible afin d'alimenter le système d'aide au déplacement ainsi que le système de régulation associé.

Avantages :

- énergie directement disponible sous forme électrique
- facilité de rechargement
- peut être extraite de la chaise pour le rechargement (permettant de continuer à utiliser celle-ci en mode manuel)

Inconvénients :

- durée de rechargement relativement longue (mais possibilité d'utiliser un jeu de deux batteries)
- poids de la batterie

Décision : retenu

Critères d'appréciation (<1)	Pertes d'énergie	Durée de rechargement	Bruit	Facilité (points de recharge)	Somme
Solution n°1	1	0,7	0,9	0,9	3,5
Solution n°2	0,1	0,9	0,1	0,7	1,8

Analyse STP14

Solution n°1

4 roues

Description :

Le fauteuil repose sur 4 roues : 2 grandes roues arrières avec pneumatiques également utilisées pour la traction et 2 petites roues avant.

Avantages :

- risques réduits de basculement du fauteuil sur sols plus abrupts

Inconvénients :

- 4 roues : sur un sol parfait, pas de problème mais peut être gênant sur un sol imparfait (équilibre instable > oscillations gênantes)

Décision : retenu

Solution n°2

3 roues

Description :

Le fauteuil repose sur 3 roues : 2 grandes roues arrières avec pneumatiques également utilisées pour la traction et 1 petite roue avant.

Avantages :

- pas d'oscillations

Inconvénients :

- risque plus élevé de basculement sur sol imparfait
- petite roue peut être gênante au niveau des jambes si l'on veut assurer une stabilité correcte de la chaise

Décision : non retenu

Critères d'appréciation (<1)	Risque de basculement	Oscillations dues à équilibre instable	Gêne	Somme
Solution n°1	0,8	0,7	0,8	2,3
Solution n°2	0,5	0,9	0,2	1,6

Analyse STP132

Solution n°1

chargeur de batterie

Description :

Chargeur de batterie standard à raccorder au réseau électrique.

Avantages :

- utilisation simple
- disponibilité des points de recharge (à domicile)

Inconvénients :

- durée de rechargement relativement longue (mais possibilité d'utiliser un jeu de deux batteries)

Décision : retenu

Solution n°2

panneau solaire

Description :

Rechargement de la batterie via un petit panneau solaire disposé sur la structure du fauteuil.

Avantages :

- permettrait d'allonger l'autonomie de la batterie sur une journée (inutile de la batterie permet de se déplacer une journée entière)

Inconvénients :

- peu probable de recharger entièrement la batterie via ce procédé
- gain en autonomie inutile
- nécessité de lumière suffisante

Décision : non retenu

Critères d'appréciation (<1)	Facilité	Durée	Efficacité	Somme
Solution n°1	0,9	0,7	0,8	2,4
Solution n°2	0,9	0,2	0,4	1,5

Analyse STS21

Solution n°1

siège en matière textile avec revêtement hydrofuge

Description :

Le siège est simplement constitué de matière textile et recouvert d'un revêtement hydrofuge et s'appuie sur la structure de la chaise.

Avantages :

- simple
- le caractère souple du siège permet de replier la structure de la chaise sans gêne de la part de celui-ci

Inconvénients :

- tissu plus fragile vis-à-vis des déchirures

Décision : retenu

Solution n°2

siège supporté par des plaques rigides

Description :

Le siège s'appuie sur des plaques rigides qui s'appuient elles-mêmes sur la structure de la chaise.

Avantages :

- renforce la rigidité de l'ensemble

Inconvénients :

- moins confortable
- l'intégration de ces plaques dans le système de pliage de la chaise devient beaucoup plus complexe

Décision : non retenu

Critères d'appréciation (<1)	Résistance	Encombrement	Système de pliage	Confort	Somme
Solution n°1	0,7	0,9	0,9	0,8	3,3
Solution n°2	0,9	0,5	0,3	0,6	2,3

Analyse STS43

Solution n°1

structure entièrement en acier

Description :

Toutes les pièces de la structure sont réalisées en acier galvanisé. La structure est pliable et sans angles vifs.

Avantages :

- résistant

Inconvénients :

- poids

Décision : non retenu

Solution n°2

structure an aluminium et acier galvanisé

Description :

La majorité des pièces de la structure sont réalisées en aluminium et certaines peuvent être en acier galvanisé si nécessaire. La structure est pliable et sans angles vifs.

Avantages :

- assez résistant pour notre problème tout en conservant des dimensions raisonnables

- gain de masse

Inconvénients :

- prix plus élevé

Décision : retenu

Analyse STS43 - SUITE

Solution n°3

structure en matériaux plus performant au niveau résistance/poids

Description :

Structure réalisée en matériaux plus performants tels que carbone, composites,...

Avantages :

- plus performant
- gain de masse

Inconvénients :

- prix beaucoup plus élevé qui ne justifie pas, dans notre cas, les gains obtenus

Décision : non retenu

Critères d'appréciation (<1)	Résistance	Masse volumique	Pondération résistance/masse volumique	Coût	Somme
Solution n°1	0,8	0,6	0,7	0,8	2,9
Solution n°2	0,7	0,8	0,8	0,9	3,2
Solution n°3	0,9	0,9	0,9	0,1	2,8

Personne de contact : Bomblé Cyril *le 14/05/2014*

Dimensionnement de la batterie du produit final (Approfondissement)

Pour dimensionner la batterie, nous repartons bien entendu de ce qui a été défini dans le cahier des charges fonctionnel :

- Autonomie : 30 km

Il est bien entendu évident que l'autonomie du produit final ne dépendra pas seulement de ses caractéristiques propres mais également de son utilisation au quotidien et plus spécifiquement du type de tracé à parcourir. Si on souhaite dimensionner le système de stockage d'énergie, la première chose à faire est donc de définir une utilisation quotidienne « typique » du fauteuil roulant.

Pour cela, nous allons repartir des calculs et hypothèses réalisés pour le dimensionnement du moteur (voir papier : *Dimensionnement du moteur : modèle complexe*). Cependant, dans cet écrit, nous n'avions pas calculé la puissance de croisière à plat car celle-ci n'était pas dimensionnante pour la caractéristique du moteur. Avec les mêmes hypothèses, nous écrivons le code Matlab® présenté ci-dessous afin de calculer le couple de croisière devant être développé en fonction de la vitesse et de la pente à gravir.

```
clc

m = 130+17+4*2+0.5*2+4+1; % Masse totale : personne, chaise, 2*moteur, 2*régulation moteur,
batterie et électronique
g = 9.81; % Accélération gravitationnelle
L = 0.425; % Longueur de la chaise
c = (2/5)*L; % Distance entre le centre de gravité et l'axe de rotation de la grande roue
b = (3/2)*c; % Distance entre le centre de gravité et l'axe de rotation de la petite roue (schéma
: dimensionnement moteur, modèle complexe)

h_assise = 0.475; % Hauteur de l'assise
h_hanches = 0.2; % Centre de gravité considéré au niveau des hanches de la personne
h = h_assise + h_hanches; % Hauteur totale du centre de gravité

theta = (0/100)*(pi/4); % Angle de la pente [%] -> [rad]

v = 5/3.6; % Vitesse [km/h] -> [m/s]

rayon = (24/2)*2.54*(10^(-2)); % Rayon de la grande roue
F_paliers = 0.8*rayon; % Force de frottement au niveau des paliers

F_grading = m*g*sin(theta); % Force de gravité s'opposant au mouvement

F_aero = 1.573529412*(v^2)-0.09117647059*v+0.1176470588; % Force de trainée

W_f = m*g*(c/L)*cos(theta)-F_aero*(h/L)-m*g*sin(theta)*(h/L);
W_r = m*g*(b/L)*cos(theta)+F_aero*(h/L)+m*g*sin(theta)*(h/L);
F_rl = 0.02*(W_f+W_r); % Force pour prendre en compte l'écrasement des pneus

F_res = F_aero+F_paliers+F_rl+F_grading; % Force totale

C = F_res*rayon*0.8 % Couple résistant total, multiplié par 0,8 qui est le pourcentage maximum
d'aide disponible
```

Nous allons définir deux situations à prendre en compte dans notre tracé type. Le premier sera bien entendu une vitesse de croisière lorsque le fauteuil sera à plat. Pour le second, nous considérerons une côte de 5 %, cette valeur semble cohérente avec l'A*nnexe IX* traitant des pentes des rampes d'accès pour fauteuils roulants. Ce fascicule limite en effet à 5 % la pente admissible sur 10 m et on peut donc logiquement supposer que les pentes à franchir **régulièrement** par la chaise ne dépasseront guère cette valeur. Les couples associés à ces deux situations sont renseignées ci-dessous pour des vitesses de 5 km/h (pour rester proche de la vitesse moyenne de déplacement :

Description	Couple de croisière développé	Vitesse
Tracé plat	8,50 Nm	5 km/h
Pente de 5% (montée ou descente)	23,61 Nm	3 km/h

Evidemment, le tracé typique est difficile à évaluer. Nous considérerons ici qu'il est constitué à ¾ de revêtement plat et à ¼ de pentes à 5%. Cela nous semble être le rapport le plus adéquat par expérience. En effet, par analogie avec un marcheur urbain, le pourcentage de distance effectuée à plat équivaut souvent à ¾ du trajet total. Il est donc tout à fait raisonnable de considérer les mêmes hypothèses pour une personne en fauteuil roulant.

Cela nous fait donc respectivement 22,50 km et 7,50 km pour le tracé à plat et celui en côte/descente. On peut déterminer les temps de parcours associés :

Description	Vitesse	Temps de parcours
Tracé plat	5 km/h	$\frac{22{,}50}{5} = 4{,}5\ h$
Pente à 5 %	3 km/h	$\frac{7{,}50}{3} = 2{,}5\ h$
TOTAL	-	$6\ h$

Remarque : Cette durée peut sembler relativement « courte » si l'engin est prévu pour avoir une autonomie journalière, mais il ne faut pas oublier que nous avons supposé ici, une utilisation sans arrêt. Cette durée de 6h correspond donc au temps de « déplacement », ce qui est plus que suffisant pour une journée standard. De plus, un rythme de 5 km/h reste tout de même assez soutenu pour ce genre de transport et en pratique, la moyenne de vitesse sera probablement plus faible la plupart du temps. De plus, une autonomie prévue de 30 km semble largement suffisante étant donné que la distance parcourue à pied en moyenne et quotidiennement se situe plutôt entre 1 et 3 km (voir *Annexe XXIX Statistiques piétonnes*). Nous supposons ainsi une utilisation répartie sur une semaine environ, sans besoin de recharger le véhicule.

Notons cependant que l'autonomie n'est calculée ici que pour un trajet de 30 km sans autres contraintes. Par exemple, nous n'avons pas considéré les divers arrêts en côte nécessitent un maintien, et donc l'utilisation du moteur en frein de stationnement. On doit donc garder à l'esprit que divers facteurs tels que celui-ci peuvent faire varier l'autonomie. Néanmoins, ceux-ci restent marginaux.

Aussi, nous savons que la forme du déplacement en fauteuil est de type impulsionnel. Nous avons donc ici moyenné ce signal impulsionnel afin de pouvoir le quantifier sur une longue distance.

Gardant donc notre hypothèse stricte de 30 km d'autonomie, on peut calculer les énergies dépensées par chacun des deux types de tracés considérés :

Description	Couple	Distance	Énergie
Tracé plat	8,50 Nm	22,50 km	177,08 Wh
Pente à 5%	23,61 Nm	7,50 km	163,958 Wh
TOTAL	-	-	341,038 Wh

Il ne faut bien sûr pas oublier les pertes dans le système de transmission et le rendement du moteur. Comme nous n'avons pas de réducteurs de vitesse, nous devons tenir uniquement compte du rendement du moteur. Nous fixerons donc celui-ci arbitrairement à 95%, en supposant que celui fabriqué pour cette application aura un meilleur rendement, ce qui est fort probable.

$$E = \frac{341{,}038}{0{,}95} = 358{,}987\ Wh$$

Supposant que la tension nominale de la batterie reste relativement constante au long de la décharge, l'énergie emmagasinée dans la batterie est donnée par :

$$E = U.I.t = U.Q = 358{,}987\ Wh$$

La tension de la motorisation dépendant de sa conception ultérieure, celle-ci n'est donc pas déterminée précisément. Si on considère deux tensions nominales répandues sur le marché, on peut calculer les charges électriques nécessaires :

Tension nominale	E	Q
24 V	358,987 Wh	**14,958 Ah**
36 V	358,987 Wh	**9,972 Ah**

Nous avons fixé le courant maximum nécessaire à 50 A, le C-rate minimum est donc :

$$\frac{50}{14{,}958} = 3{,}342\ C \qquad \text{à } tension\ nominale\ de\ 24\ V$$

$$\frac{50}{9{,}972} = 5{,}014\ C \qquad \text{à } tension\ nominale\ de\ 36\ V$$

Étant donné que les capacités des batteries requises ne sont pas si élevées, on remarque que le C-rate est assez élevé. De ce fait, on semble s'orienter plutôt vers une technologie au Lithium (http://www.ni-cd.net/accusphp/baba/conclusion/comparer.php), malgré la possibilité d'envisager un technologie au plomb si d'autres contraintes feraient pencher la balance pour celles-ci.

Considérant une densité de 100 Wh/kg, nous en arriverions donc à une masse totale :

$$\boldsymbol{m_T = 3,59\ kg}$$

Ce qui est légèrement inférieur à la valeur utilisée (4kg) pour effectuer notre modélisation. Il n'est donc pas nécessaire de réitérer le calcul étant donné la faible variation globale de la masse totale.

Remarque : les hypothèses réalisées ici nous ont permis de prendre en compte les caractéristiques propres du fauteuil roulant pour le dimensionnement de la source d'énergie. La dynamique du fauteuil est donc considérée dans cette étude, et notamment par les couples à développer. De cette manière, nous pouvons affirmer que le dimensionnement de la batterie effectué ici se base sur des calculs assez précis. Cependant, l'hypothèse la moins certaine reste l'évaluation du tracé type qui demanderait une étude plus approfondie. Malheureusement, nous n'avons trouvé aucune info à ce sujet.

Une manière intéressante de conforter ou non ce dimensionnement, serait de faire des mesures directement sur le prototype final, afin de bien prendre en compte tous les facteurs d'influence.

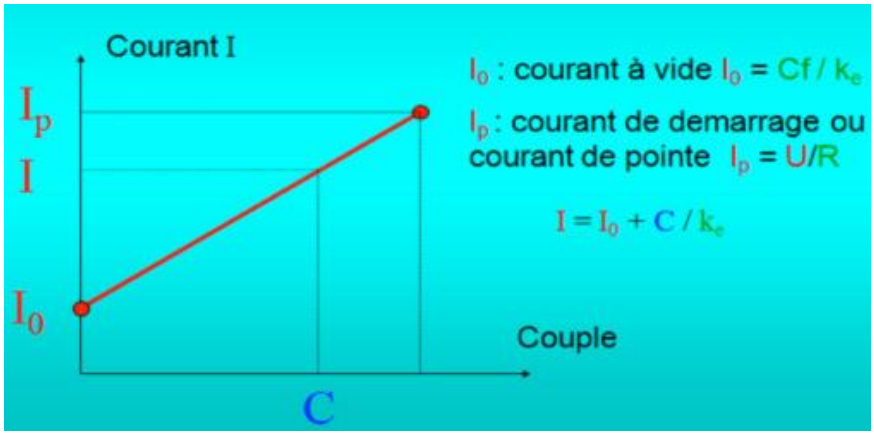
Personnes de contact : Corentin LUTGEN et Cyril Bomblé *date : 22/04/2014*

Recherche de la caractéristique Courant-Couple

Comme nous l'avons déjà émis précédemment, notre système de régulation se base sur **une commande en couple**. Bien évidemment, le couple est une notion mécanique et non électrique, il est dès lors nécessaire de pouvoir quantifier en temps réel cette donnée afin de pouvoir la contrôler.

Comme il s'agit du couple fourni par un moteur DC à balais, nous pouvons nous référencer aux différentes équations qui régissent son comportement, afin de trouver une relation en le couple et une grandeur électrique mesurable.

Si on réfère notamment au cours de « *Conversion d'énergie électrique* », nous savons qu'il existe **une relation LINEAIRE entre le couple et le courant** débité (ou fourni, si en mode génératrice), peu importe la vitesse de rotation et donc la puissance délivrée. Il est donc relativement simple de mesurer le couple du moteur, si nous connaissons le courant qui parcourt le bobinage.



http://www.mdpmotor.fr

Vu le variateur que nous avons choisi (pour moteur à balais), nous avons dû ajouter un composant supplémentaire afin de pouvoir mesurer le courant. Selon les considérations techniques que nous avons détaillées dans l'écrit « Choix d'un moteur pour le prototype », le courant maximum que nous devons pouvoir mesurer est d'environ 50A, et peut être également négatif si le moteur tourne en « marche arrière ». Pour ce faire, nous avons donc acheter le composant suivant qui n'est autre qu'un capteur de courant basé sur une sonde de Hall, et directement connectable à l'Arduino. Ce capteur émet comme signal, une tension variant de 0 à 5V que l'Arduino est capable

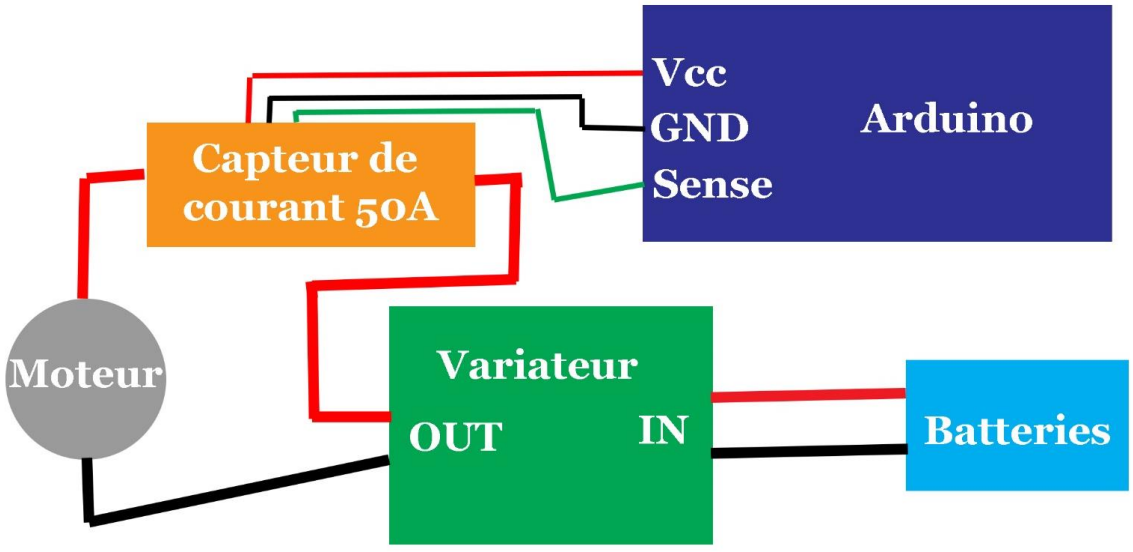
d'échantillonner sur 10 bits (1024 valeurs possibles). Voici une illustration de celui-ci :



Robotshop.com

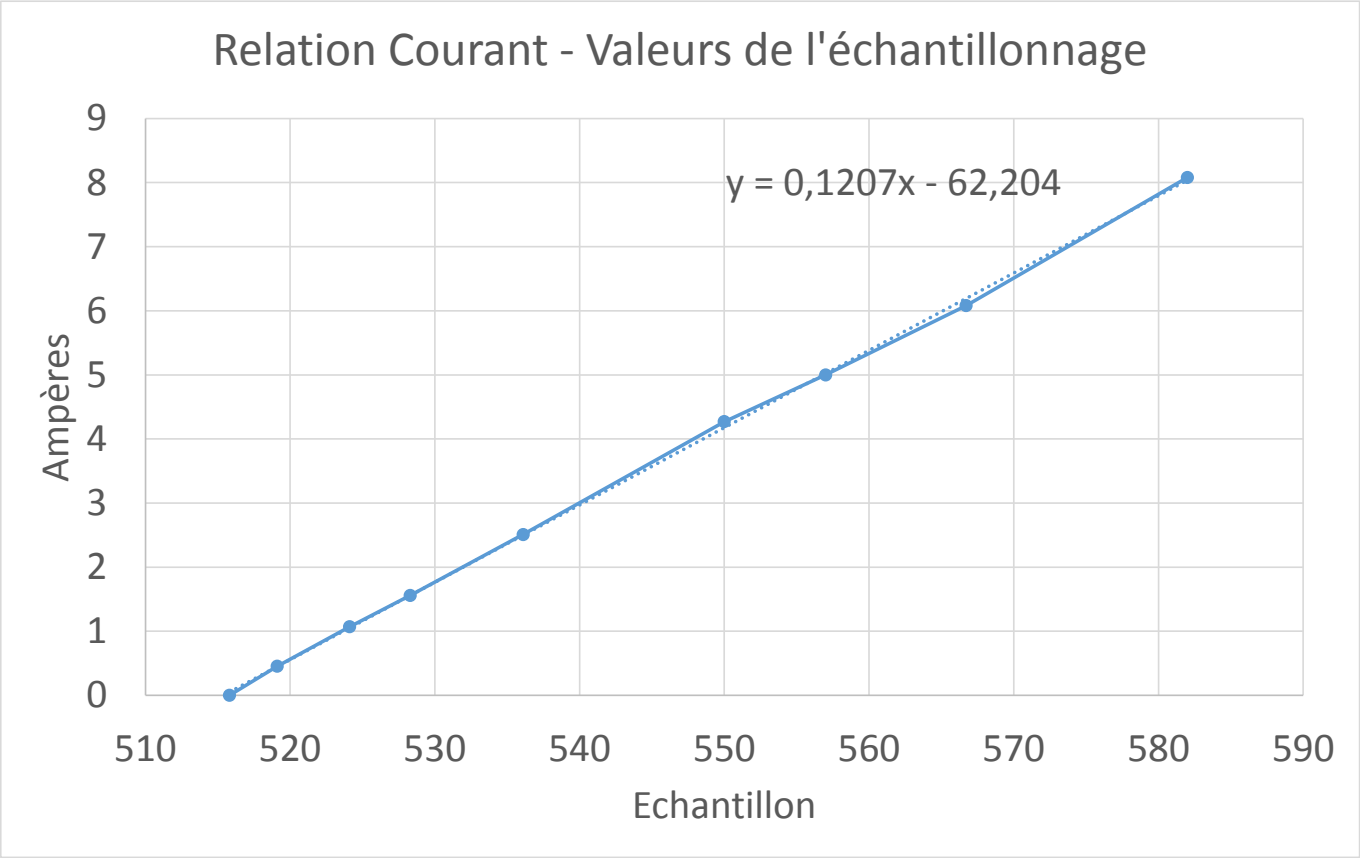
Aussi, ce capteur sera relié entre le variateur et le moteur, et non pas entre la batterie et le variateur. En effet, il est essentiel de mesurer le courant réellement consommé par le moteur, car la courbe caractéristique donnée ci-avant n'est uniquement valable au niveau du moteur, et non de son électronique d'alimentation.

Nous avons dès lors réalisé le montage électrique suivant :



Avant de démarrer les tests avec le moteur, il est tout d'abord nécessaire de calibrer le capteur de courant. Pour ce faire, nous avons utilisé un

ampèremètre monté en série sur le système. De cette manière, nous avons pu faire correspondre aux valeurs reçues par l'Arduino, le courant correspondant. Nous avons trouvé la relation suivante :



On remarque que la caractéristique du capteur est linéaire. Nous avons donc utilisé l'équation de la droite approximant le mieux ces points dans notre code de calcul (dans l'Arduino) afin de mesurer le courant.

Maintenant que nous connaissons le courant (la qualité de cette connaissance dépend de la résolution et répétabilité du capteur), il nous faut pouvoir mesurer le couple du moteur.

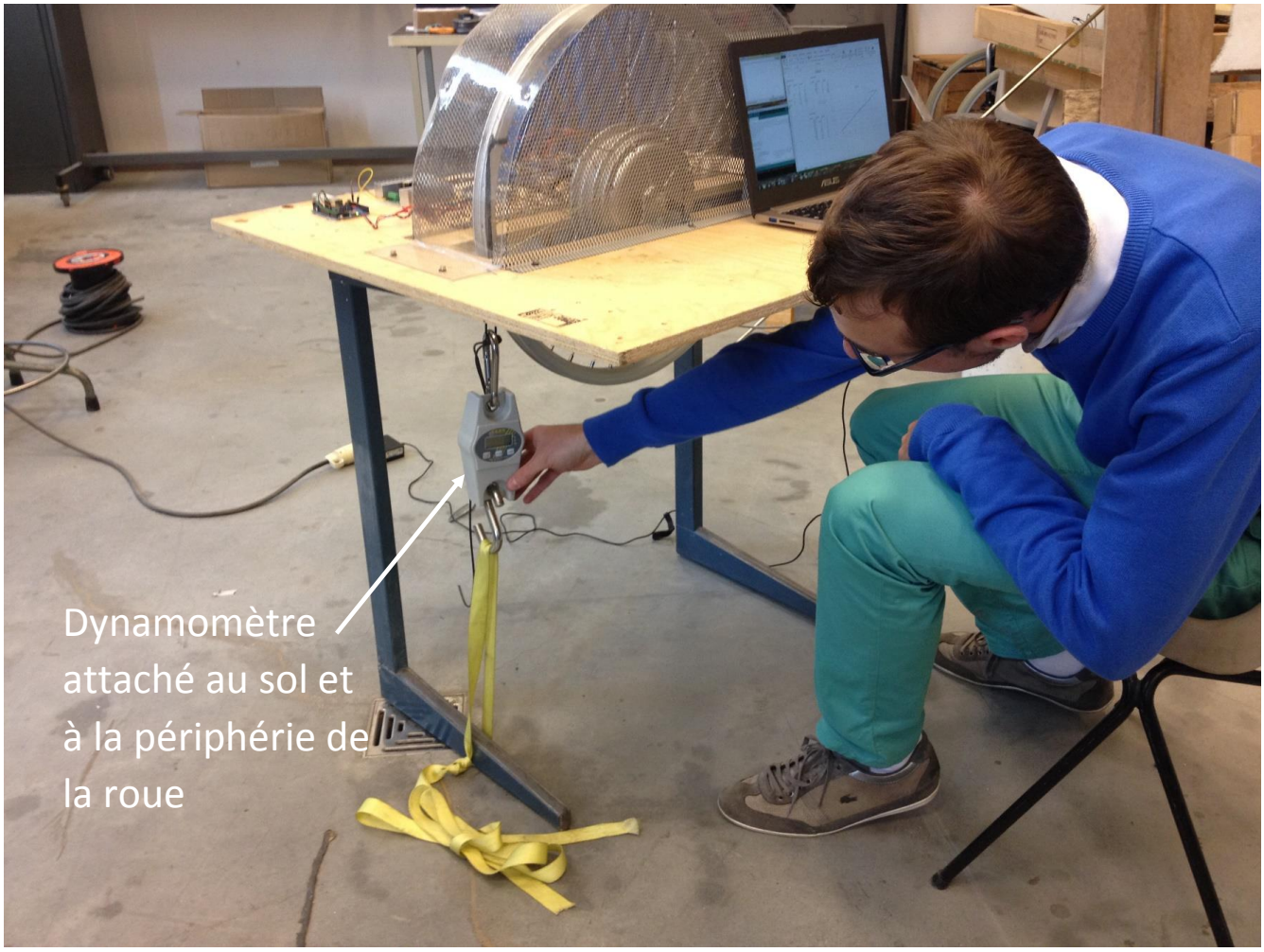
Malheureusement, nous ne disposons pas de capteur de couple dynamique au laboratoire, notamment car le cout d'un tel dispositif est énorme. Par contre, comme nous l'avons dit précédemment, nous savons que la caractéristique couple-courant varie très peu en fonction de la vitesse de rotation du moteur. Nous pouvons dès lors effectuer nos mesures en statique, ce qui facilite grandement les choses. La seule précaution à prendre est l'échauffement du système. En effet, comme le moteur est statique, il n'y a pas de flux d'air et les bobinages fonctionnent « en radiateur ». Il faut donc éviter de laisser trainer en longueur ces tests afin de ne pas altérer le moteur. Bien évidemment, étant

donné l'inertie thermique de ce genre de moteur, nous pouvons tout de même effectuer des tests de plusieurs minutes sans souci.

Une première manière possible de faire est de suspendre certains poids à la périphérie de la jante ; de cette manière, le couple correspondant sera égal à la masse suspendue multipliée par la gravité et le bras de levier.

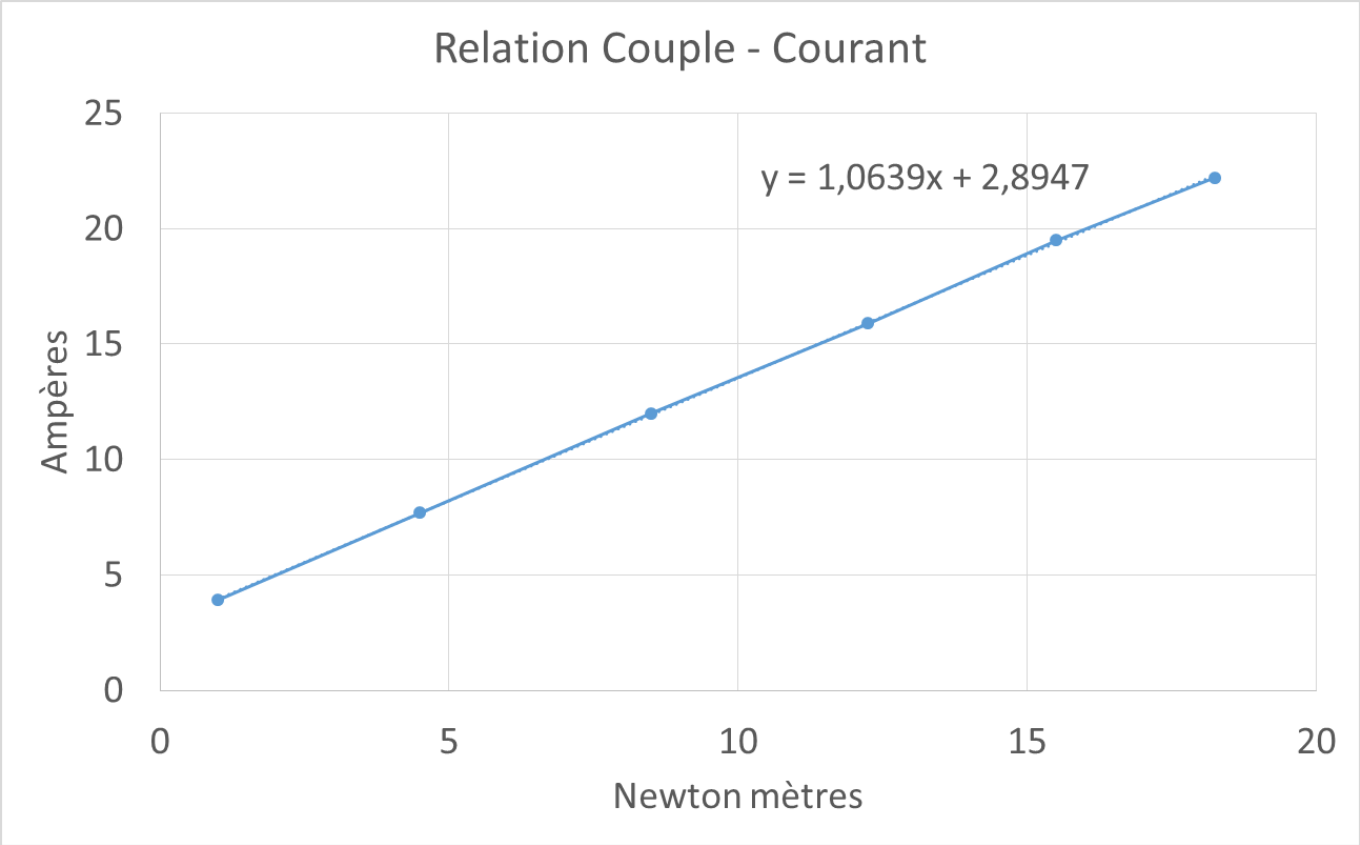
Une autre manière de faire, plus élégante, est d'utiliser un dynamomètre (Marque KERN, certificat de calibration donné à l'*Annexe XXVII*). Ainsi, nous pourrons tracer la caractéristiques point par point, en modifiant uniquement la tension (et donc le courant) appliqué au moteur, le dynamomètre indiquant le poids (et donc le couple) correspondant.

Voici une photo de ce montage :



REMARQUE : Comme nous le voyons, ce banc de test est très utile car l'opérateur a directement accès aux données nécessaires pour faire ses mesures.

Une fois les différents points de fonctionnement relevés, il est possible de tracer la courbe de la relation Couple-Courant (les valeurs fournies par le dynamomètre sont en [N] et le bras de levier est de 0.25 [m]) :



On remarque bien que cette caractéristique est presque parfaitement linéaire comme attendu.

Comme nous connaissons l'équation de cette droite, il suffit de l'implémenter dans le programme de l'Arduino afin que celui convertisse le signal reçu par le capteur de courant en couple fourni par le moteur.

Remarque : On note d'ailleurs que la caractéristique trouvée expérimentalement colle parfaitement à celle fournie par le simulateur du site internet « Ebikes.ca », ce qui conforte la qualité de nos résultats.

Personnes de contact : Corentin LUTGEN *date : 10/03/2014*

Vérification par Elements Finis de la fixation Structure - moteur

Maintenant que nous avons déterminé un design final pour notre attache, prenant en compte toutes les contraintes géométriques et de « bon sens », il faut vérifier sa bonne tenue mécanique et notamment vérifier si celle-ci résistera.

Pour ce faire, nous allons importer la partie de la fixation comportant le nouvel alésage pour accueillir l'axe du moteur (avec méplats) dans le logiciel Samcef Field. Nous allons effectuer ainsi une analyse statique par éléments finis de cette structure afin d'étudier sa résistance.

Vu les sollicitations auxquelles elle sera soumise au cours de son utilisation, une analyse statique est amplement suffisante (pas de phénomènes de fatigues ou autres).

Concernant les contraintes et chargement, nous allons supposer :

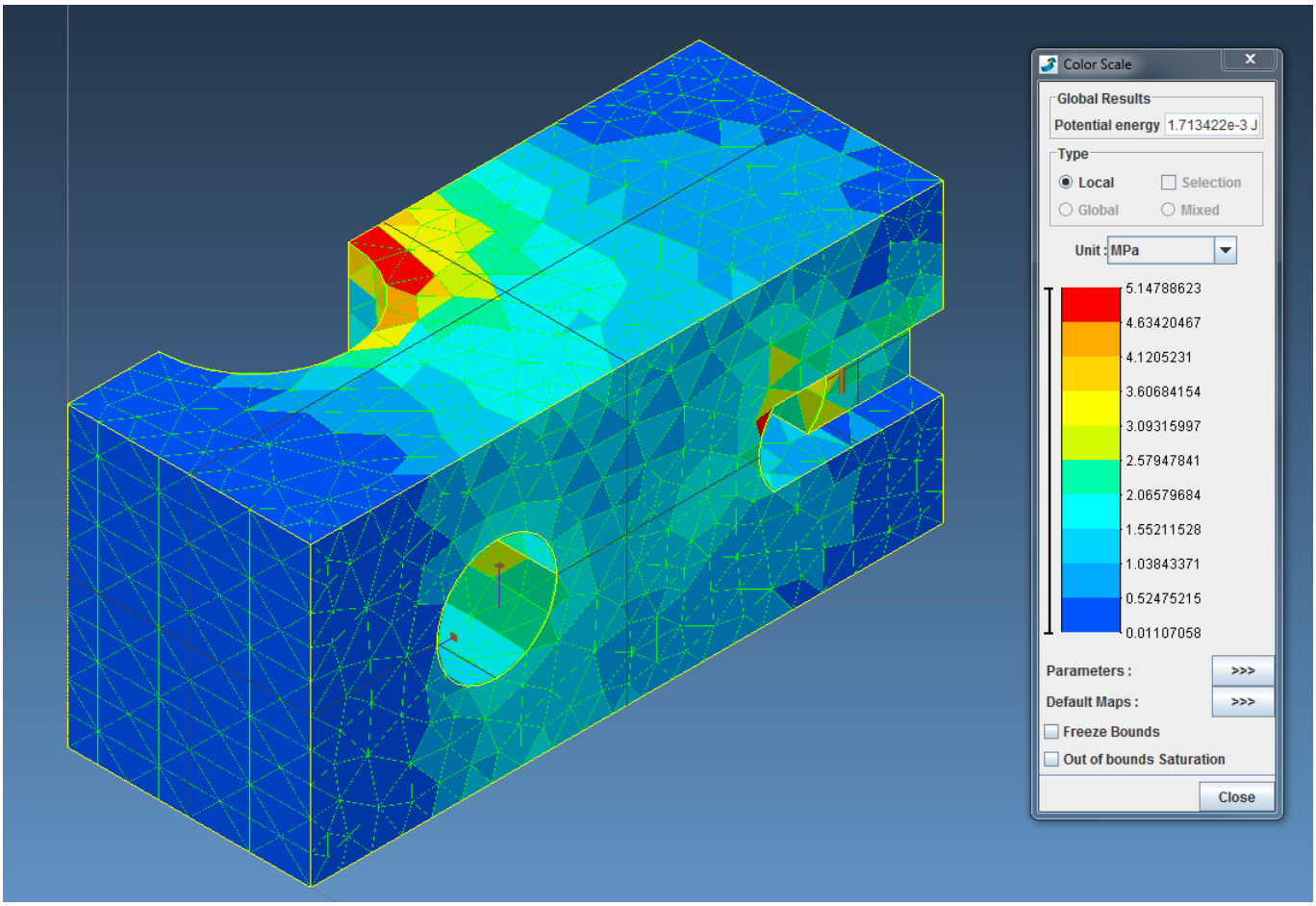
- Une contrainte de « locking » au niveau de la fixation sur le tube vertical de la structure de la chaise
- Une contrainte de « locking » au niveau de l'ancien alésage pour l'arbre de la roue
- Des efforts résultants en force et moment imposés dans le nouvel alésage de l'arbre moteur (avec méplats) tels que calculés dans le papier « Dimensionnement de l'arbre du moteur »

Le matériau utilisé est de l'aluminium.

Le fichier de simulation peut être trouvé dans le dossier « Analyses Elements finis »

Voici une illustration des résultats obtenus (voir ci-dessous).

On remarque très clairement que la zone la plus sollicitée est la zone mise en évidence par la couleur rouge. Cela correspond bien à nos attentes étant



donné que cette attache peut être modélisée comme une poutre soumise à de la flexion (en grossière approximation). Le maximum de contrainte se situe donc à l'extrémité supérieure de la poutre, du côté de l'encastrement. Dans notre cas de figure, il s'agit bien de la partie supérieure de l'attache fixée au tube vertical de la structure. La contrainte maximale est donc une contrainte de compression.

Malgré le maillage assez grossier que nous avons réalisé, on remarque **une contrainte maximale de 5,14 MPa**, ce qui est très peu par rapport à la contrainte d'entrée en plasticité de l'aluminium (située aux environs de 100 MPa). Nous pouvons donc **confirmer avec une grande certitude** que cette attache résistera bel et bien aux conditions d'utilisation auxquelles elle sera soumise.

Par la même occasion, nous aurions pu diminuer la quantité de matière utilisée, et donc le poids embarqué. Cependant, nous avons décidé de garder ce design grâce à sa simplicité, notamment pour l'usinage, mais également pour des raisons de contraintes géométriques.

Personnes de contact : Corentin LUTGEN *date : 10/03/2014*

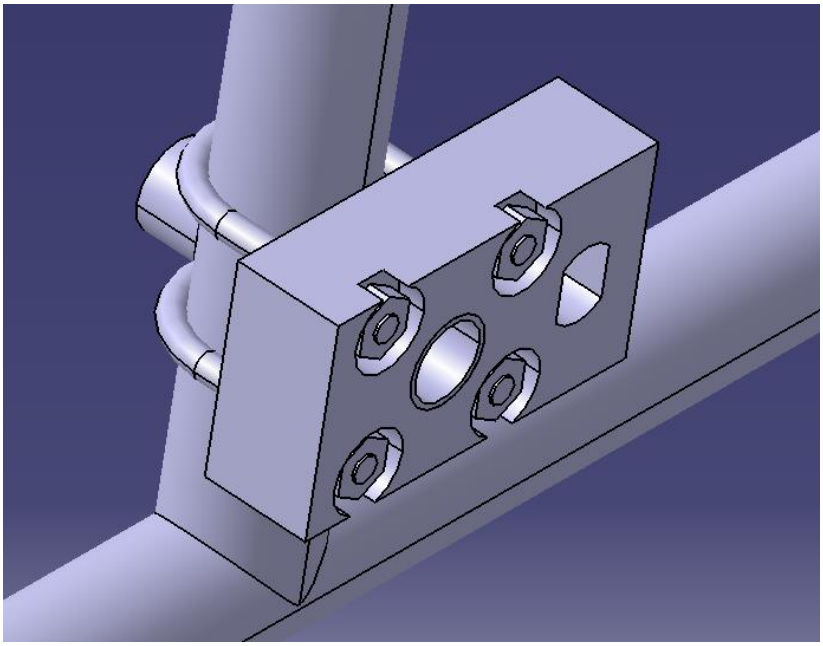
Design de la fixation Structure - moteur

Maintenant que nous connaissons le moteur que nous allons utiliser pour le prototype, il nous faut designer sa fixation à la structure de la chaise. Les contraintes que nous avons sont :

- Ne pas modifier la structure (nous supposons que celle-ci dois être réutilisable après notre projet)
- Système démontable (pour les mêmes raisons qu'avant)
- Usinage possible au laboratoire de l'Université
- Contraintes de poids et de résistance

Comme toute pièce mécanique, nous ne sommes bien évidemment pas arrivés directement à notre système final. D'ailleurs, les différentes versions de notre système peuvent être trouvées dans le dossier « Modèles Catia \ Fixation Moteur \ Version XX ».

Version 1



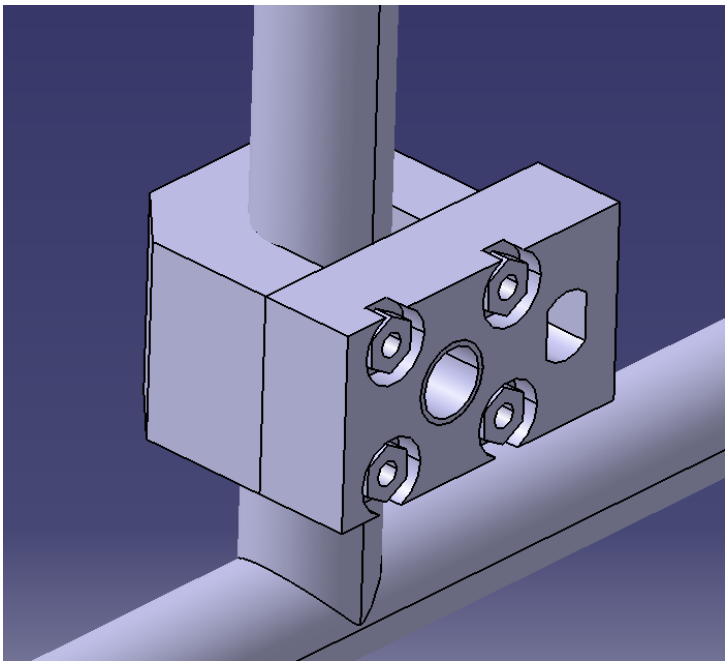
Comme on le peut le voir sur la figure ci-contre, il s'agit essentiellement de deux trois parties distinctes assemblées ensemble. On retrouve un bloc d'aluminium usiné de façon à permettre son insertion dans l'ancien manchon de la roue d'origine. Il comporte également une poche avec un méplat, permettant l'insertion de l'arbre du moteur. Ce système est totalement contraint en insérant deux fourches (tiges filetées pliées en U) et boulonnées au bloc d'aluminium.

Il s'agit essentiellement d'une solution rapide, mais peu esthétique. De plus, la majorité des contraintes dues aux forces de rotation autour de l'ancien manchon sont reprises par les vis.

Le principal avantage de ce système est l'usinage d'une seule pièce (le bloc).

Il convient tout de même d'améliorer ce design.

Version 2



Comme on peut le voir sur la figure ci-contre, la seule modification est le remplacement des vis en U par un autre bloc d'aluminium.

De cette manière, il existe une plus grande surface de reprise des efforts, mais au final, ce sont toujours les vis qui reprennent les efforts. Il faudrait donc un système où les deux blocs embrasseraient chacun une moitié du plus gros tube. Ce sera donc l'objet de la Version 3.

Cette solution reste cependant assez économique car il ne faut usiner que 2 blocs d'aluminium. De plus, nous pouvons maintenant utiliser de simples vis.

Version 3

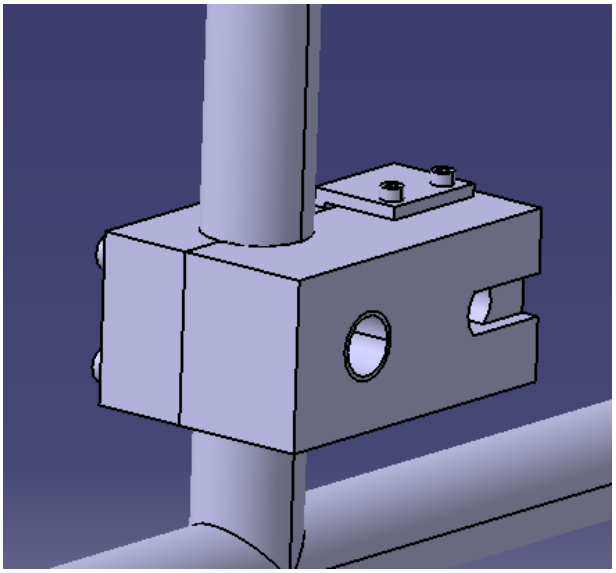
Comme annoncé précédemment, la répartition de la « prise » du tube par les deux blocs d'aluminium a été modifiée. De ce fait, la majorité des efforts sont repris par la matière de blocs et non par les vis qui les maintiennent ensemble.

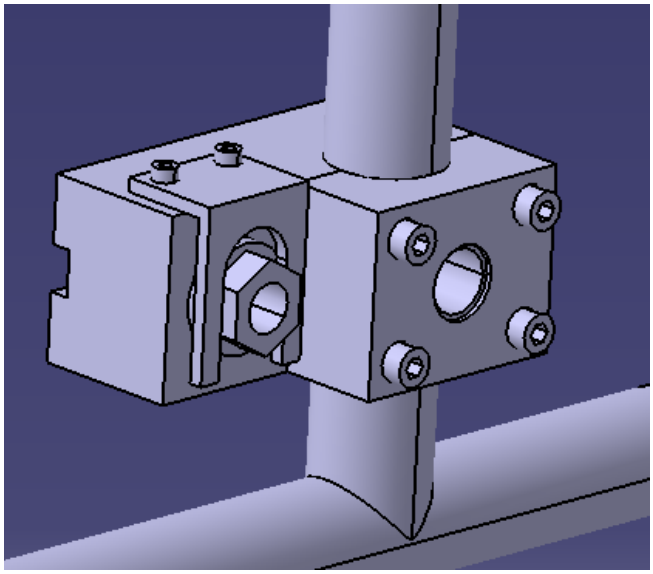
On remarque également que les têtes de vis sont de l'autre côté de la pièce, et ce pour une question d'esthétique uniquement.

Aussi, nous avons inséré une petite rainure provenant de l'alésage pour l'arbre moteur. Ceci a pour fonction de pouvoir y insérer les câbles électriques du

moteur, et ainsi avoir le moteur au plus près de la fixation (diminution du moment de flexion).

Nous avons également rajouté une petite fourche au niveau de l'écrou de l'axe du moteur afin que celui-ci ne desserre pas lors de l'utilisation.





Enfin, nous réaliserons une dernière version finale, afin de régler les derniers détails avant son usinage.

Version 4 (Finale)

Pour cette version, nous n'allons pas remettre d'illustrations car il réside très peu de changements. On peut notamment citer :

- Changement du sens de la fixation. L'arbre du moteur ne sera plus devant l'ancien manchon, mais plutôt derrière. Cela provient essentiellement de conditions de stabilité. En effet, il préférable de reculer les roues par rapport à l'origine, plutôt que de les avancer.
- Les 4 vis sont noyées
- Abandon de la fourche a priori, l'écrou étant muni de petites « dents »
- Abandon de la rainure pour les câbles. En effet, cela demande trop d'usinage par rapport au gain espéré (diminution du moment de flexion).

Les plans, utilisés pour l'usinage à proprement parlé, peuvent être trouvés à *l'Annexe XXVI*.

Voici une photo une fois monté sur la structure. On remarque que la pièce s'adapte parfaitement à la géométrie de la structure.

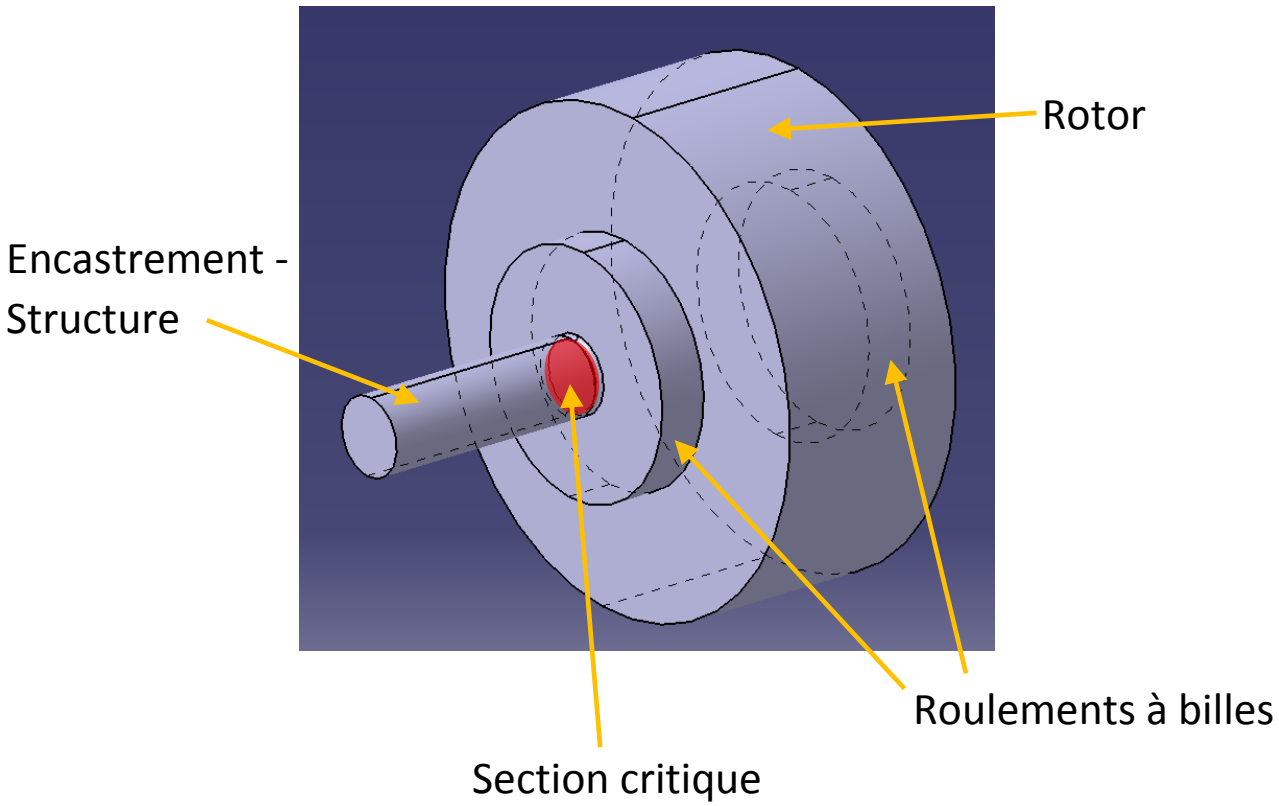


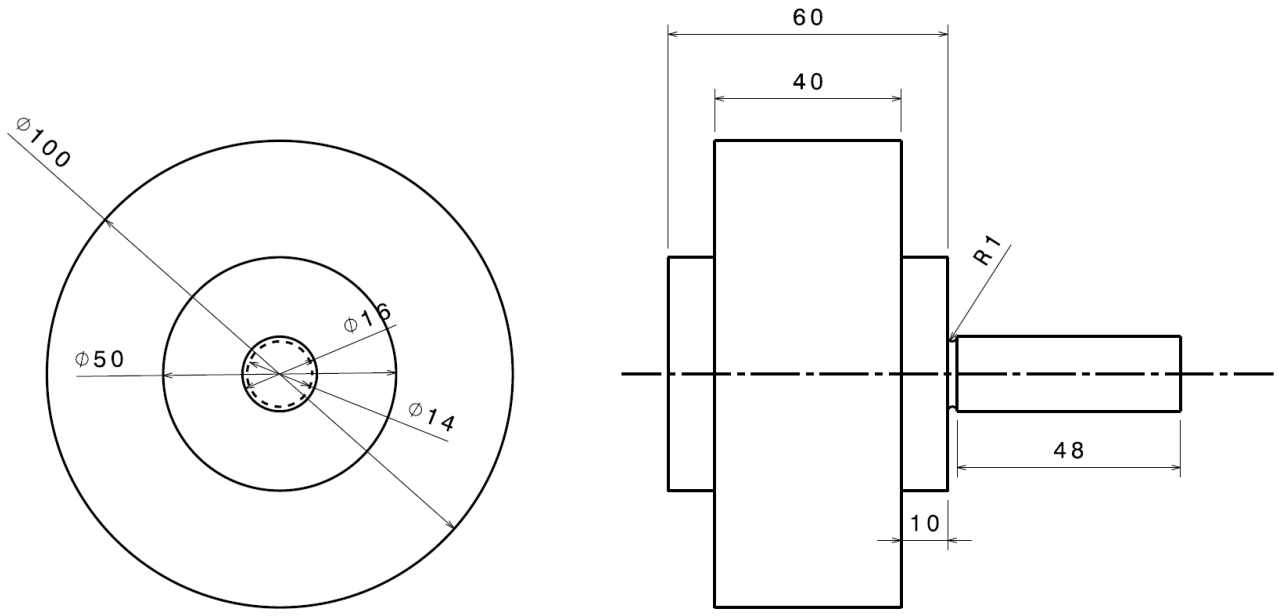
Personnes de contact : Corentin LUTGEN *date : 8/03/2014*

Analyse Elements Finis de l'arbre du moteur

Dans cette partie, nous allons utiliser le logiciel Samcef Field pour conforter notre première analyse de l'arbre du moteur.

Pour cela, nous avons tout d'abord défini un modèle Catia de notre arbre. Afin de prendre en compte la rigidité des différents composants autour de l'arbre, nous avons volontairement augmenté la section là où les roulements sont positionnés, ainsi que la section solidaire au rotor. Nous avons également inséré des congés de raccordement d'1mm de rayon à l'endroit de notre étude. Il convient de rappeler que nous analysons essentiellement la section critique (section entre l'encastrement à la structure et le premier roulement à billes). Nous avons choisi de laisser 2mm de largeur pour analyser cette section critique. Voici la représentation de cet arbre :





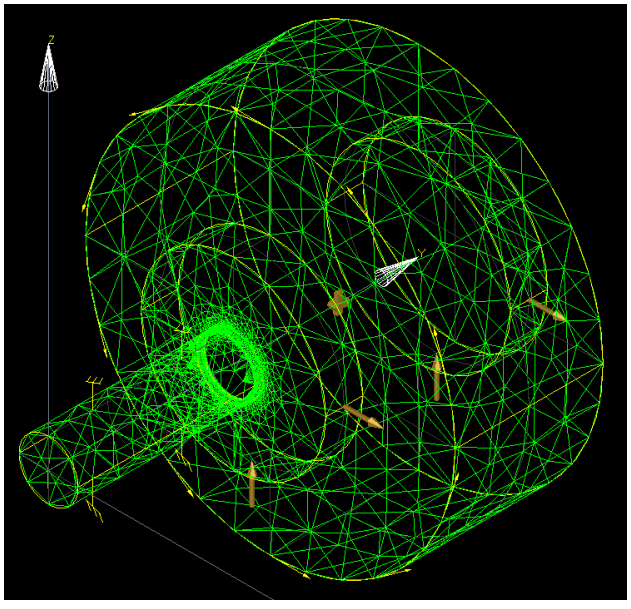
Vue de face
Echelle : 1:1

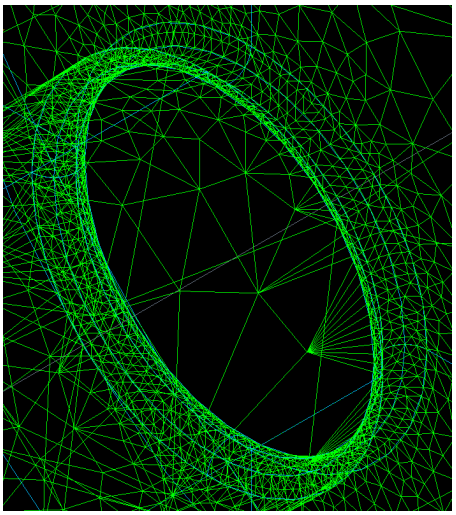
Vue de gauche
Echelle : 1:1

Il faut bien comprendre qu'**il ne s'agit pas de la modélisation de l'arbre fini** ; il s'agit seulement d'une représentation de la configuration dans laquelle l'arbre se trouve afin de calculer ses contraintes.

Nous pouvons maintenant utiliser cette représentation de l'arbre afin de l'étudier par éléments finis. Nous allons essentiellement baser notre étude avec de l'acier comme matériau. Nous appliquerons le chargement que nous avons défini dans notre étude par la Mécanique des Matériaux.

Nous ferons essentiellement attention à affiner notre maillage dans la zone de fort gradient de contrainte ; la section dangereuse définie ci-avant. Une représentation du maillage utilisé est donnée ci- après :

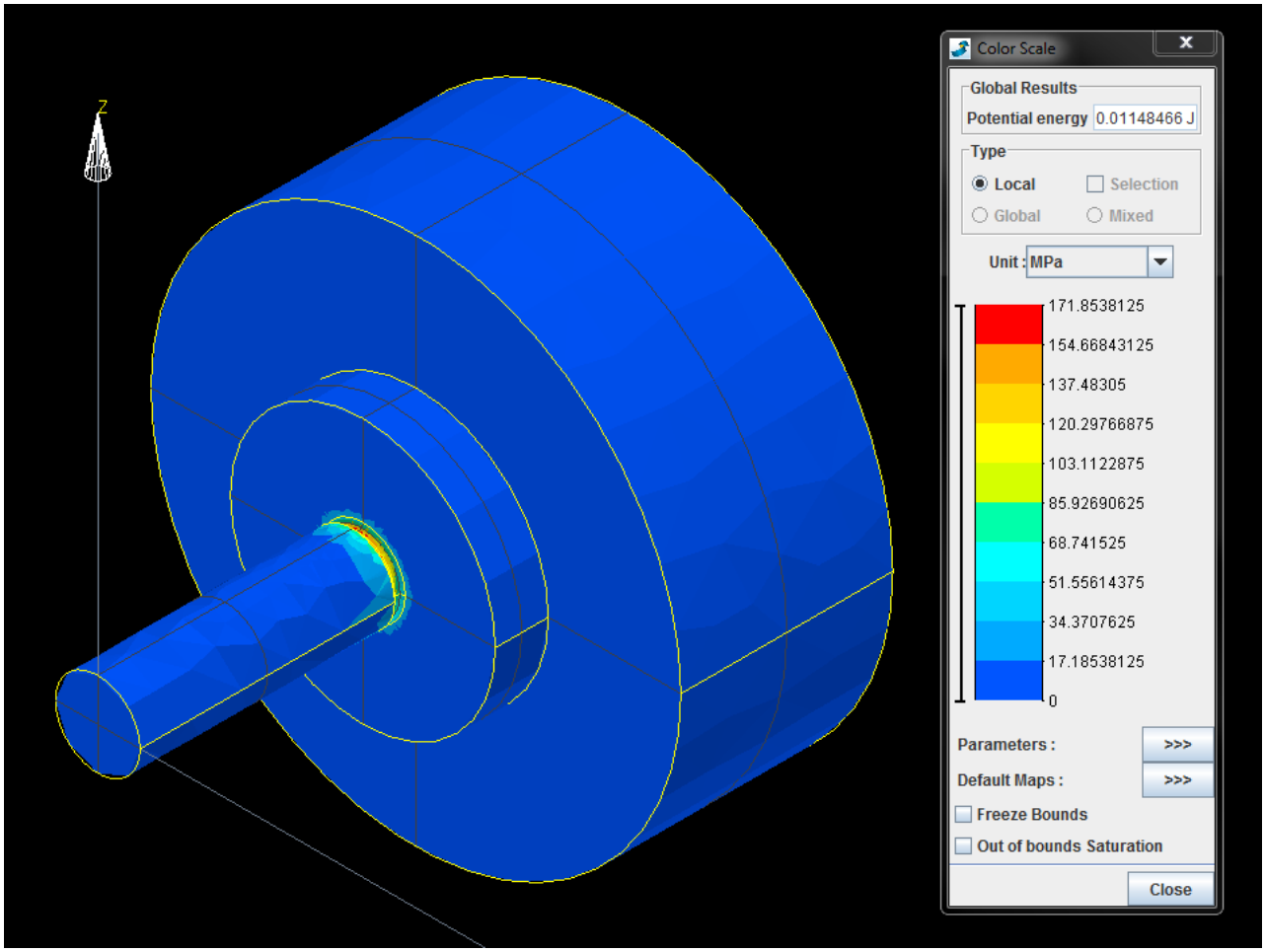




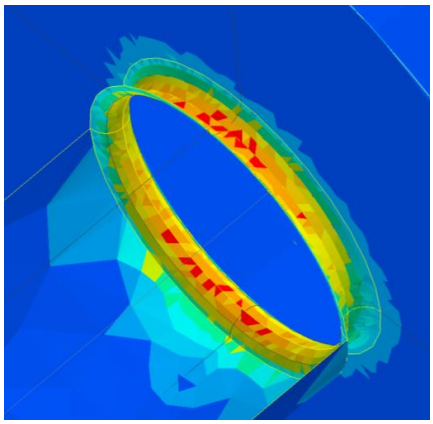
Zoom : Section critique

Nous avons également effectué plusieurs tests avec des maillages différents afin d'assurer la convergence vers la solution exacte. Nous avons également volontairement mis des congés de raccordement à l'endroit de la section dangereuse, afin de s'affranchir des singularités. En effet, si nous encastrons la structure sur un angle vif, il sera difficile d'avoir une réponse indépendante de l'état de raffinement du maillage.

Après de nombreux essais, nous sommes enfin arrivés à ces résultats :



Comme nous l'avions bien prédit par la Mécanique des Matériaux, les endroits les plus critiques étaient les points haut (et bas) de la section désignée.



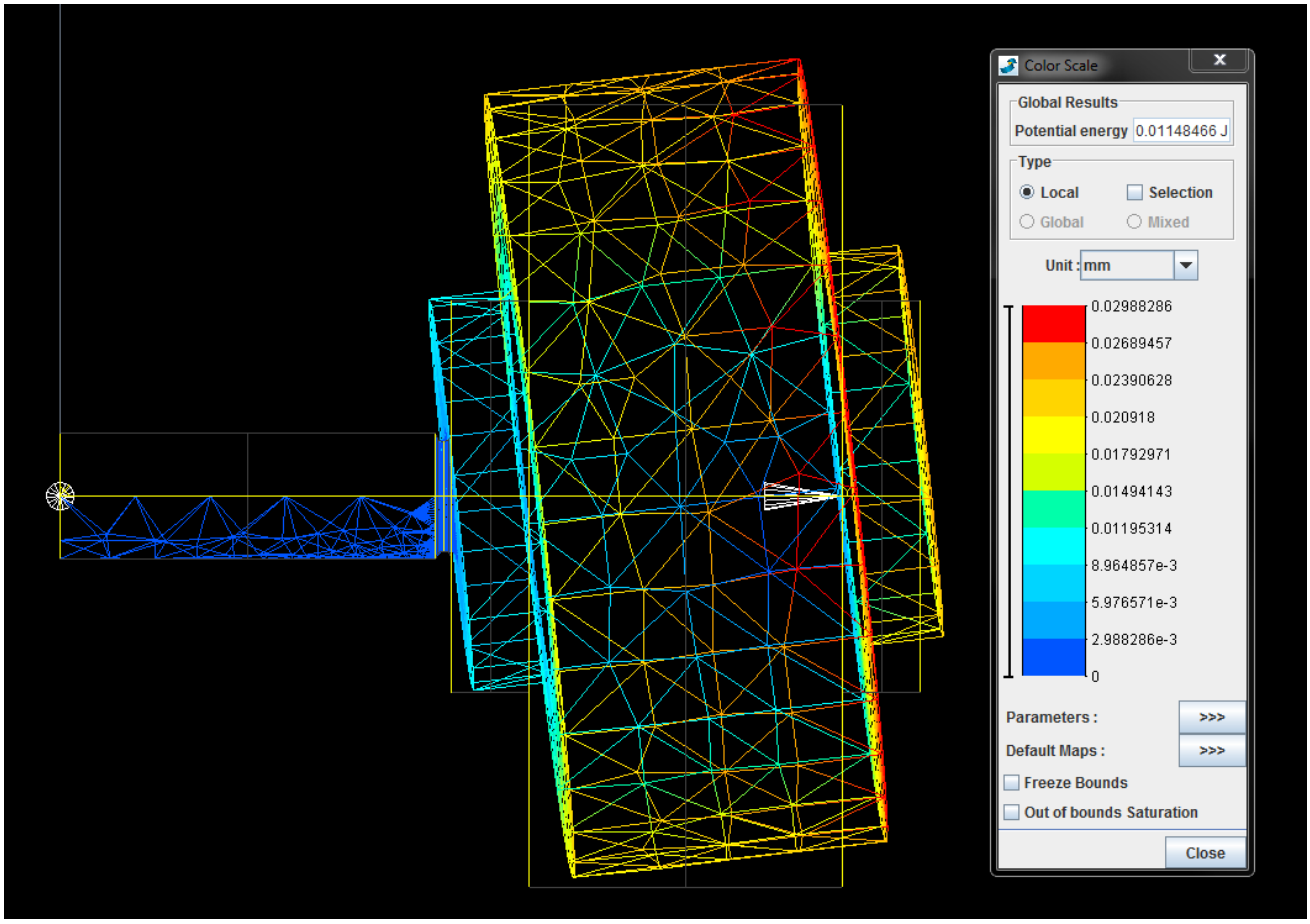
Concernant les valeurs obtenues, nous obtenons **un maximum de 172 MPa**, ce qui est bien inférieur aux 290 MPa de l'acier avant d'entrer en plasticité. Cependant, il convient de garder

toujours une certaine sécurité par rapport aux contraintes de Von Mises. Dans ce cas, nous n'avons plus s = 2 comme dans le cas de la RDM, mais plutôt :

s = 290/172 = 1,7 ce qui reste acceptable pour notre application et l'état de notre approximation de la modélisation.

Etude de la flèche maximale

Comme nous l'avions fait pour la RDM, il convient de regarder également à la flèche en bout d'arbre, qui peut être une contrainte plus sévère que le critère de résistance.



On remarque que le mode de déformation est essentiellement de la flexion, comme nous l'avions prédit. Le déplacement maximal que nous obtenons est de 0.03mm, soit pour une longueur d'arbre non encastrée de 60mm, une **flèche** de 0.03/60*100 = **0.05%**

Cette étude confirme bien notre analyse par la RDM. On remarque notamment que la flèche que nous obtenons ici est inférieure à celle trouvée par la RDM ; l'ajout de matière au niveau du moyeu et des roulements rigidifie inévitablement l'arbre et l'empêche de fléchir.

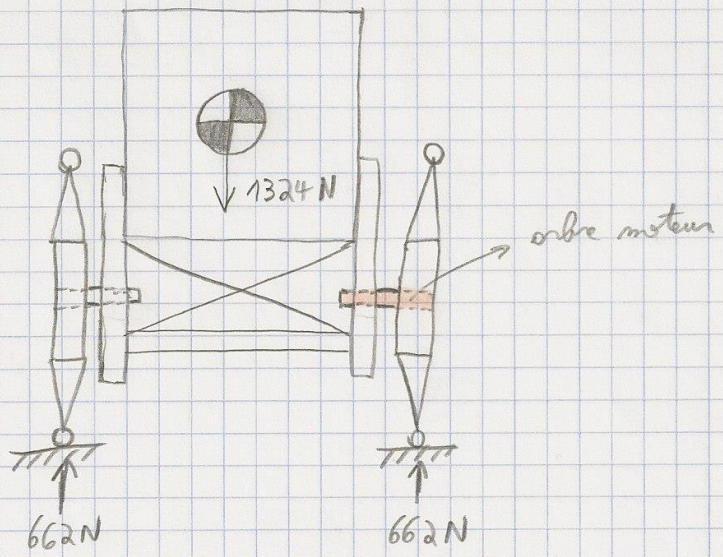
Contact : Corentin Luton

Page 1/4

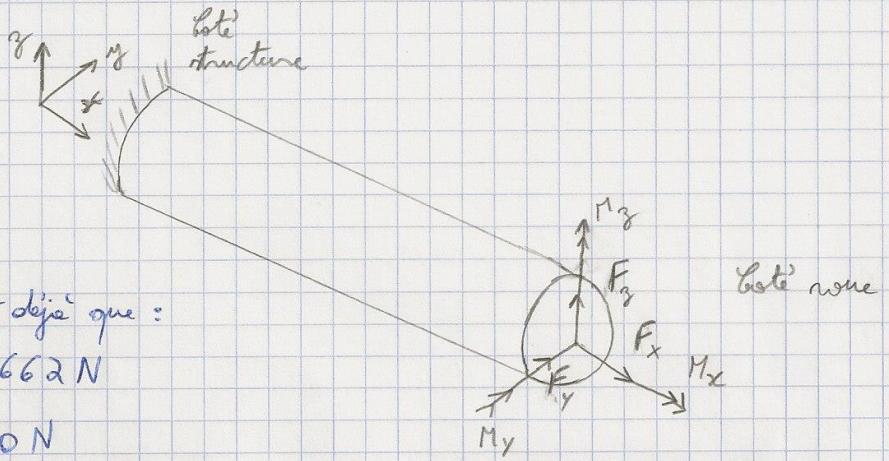
DIMENSIONNEMENT DE L'ARBRE MOTEUR

Si on se réfère à l'étude approfondie de l'équilibre dynamique du fauteuil, on est capable de déterminer les efforts agissant verticalement sur les roues arrières (réaction du sol). On a ainsi que :

$$W_{n,max} = 1324\ N$$



Nous pouvons également regarder quels sont les autres efforts agissant sur cet arbre en 3D :



On sait déjà que :

- $F_z = 662\ N$
- $F_x \simeq 0\ N$

  Si on peut négliger F_x en première approximation, les forces latérales (centrifuges) étant faible dans le genre de dispositif basse vitesse

- $F_y = 173,3/2 = 86,65\ N$

  Il est maximale en côté ou en descente (si la force de gravité n'est plus 1 axe l'assise du fauteuil)

- $M_y \simeq 0$ Nm
- $M_z \simeq 0$ Nm

} pas de moment directement appliqué sur la roue selon y et z

- $M_x = 35,67$ Nm : Couple maximum produit par le moteur et donc il s'agit du couple appliqué entre le stator et le rotor. Le rotor étant lié à l'arbre de manière rigide.

Il est important de remarquer que le couple produit par la pesanteur n'agit pas sur l'arbre !

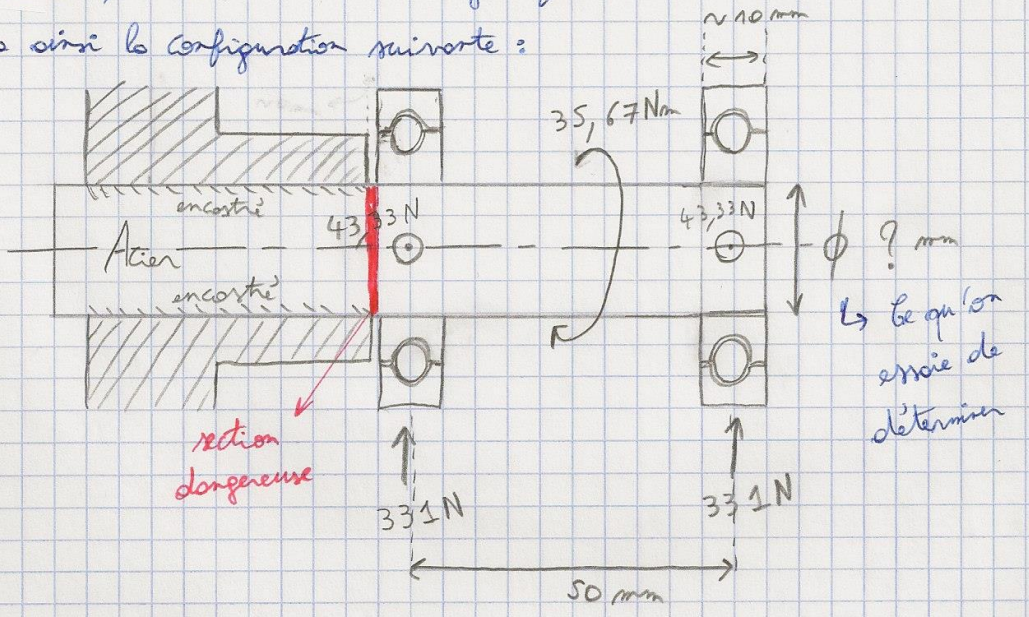
Nous avons maintenant toutes les données en terme de forces et moments. Il nous faut également connaître la configuration géométrique du problème.

Nous savons que :

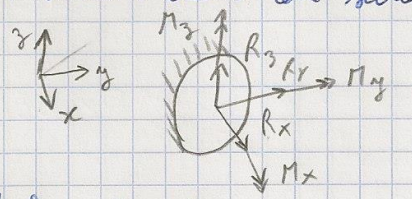
- L'arbre sera supposé encastré dans la structure ⇒ Reprise des 6 efforts
- Le stator sera monté sur roulement sur l'arbre

Nous ne connaissons a priori pas les dimensions actuelles du moteur qui sera produit, mais nous pouvons nous baser sur les modèles préexistants. De ce fait, on a que les roulements seront séparés de 50 mm. Comme la roue doit également être fixée selon son axe, on pourra supposer que le premier roulement (côté structure) touche l'encastrement de l'arbre, au niveau de sa bague fixe.

On a ainsi la configuration suivante :



Connaissant la section la plus dangereuse, on peut maintenant calculer les efforts résultants dans cette section : Page 3/4



$R_x = 0\,N$

$R_y = 86,65\,N$

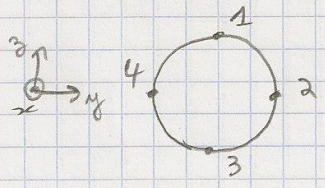
$R_z = -662\,N$

$M_y = 331.0,055 + 331.0,005$
$= 19,86\,Nm$

$M_z = 43,33.0,055 + 43,33.0,005$
$= 2,60\,Nm$

$M_x = -35,67\,Nm$

Au vu de la configuration, il existe 4 points critiques :



Contraintes σ :

→ Traction : Aucune

→ Flexion : $\sigma_f = \frac{32\,M_f}{\pi d^3}$

$\sigma_y = \frac{32.19,86}{\pi d^3} = \frac{20,23}{d^3}\ N/m^2$

$\sigma_z = \frac{32.2,60}{\pi d^3} = \frac{2,648}{d^3}\ N/m^2$

Contraintes τ :



→ Torsion : $\tau_t = \frac{16\,M_t}{\pi d^3}$ ($M_t = M_x$) → $\tau_t = \frac{16.-35,67}{\pi d^3} = \frac{-181,7}{d^3}\ N/m^2$

→ Cisaillement : $\tau_{moy} = \frac{F}{S}$, $S = \frac{\pi d^2}{4}$



$\tau_{y\,moy} = \frac{86,65.4}{\pi d^2} = \frac{110,3}{d^2}\ N/m^2$



$\tau_{z\,moy} = \frac{-662.4}{\pi d^2} = \frac{-842,88}{d^2}\ N/m^2$

$\tau_{max} = \frac{4}{3}\tau_{moy}$

$\tau_{y\,max} = \frac{147,06}{d^2}\ N/m^2$

$\tau_{z\,max} = \frac{-1123,85}{d^2}\ N/m^2$

Résumé :

Point	$\sigma\ [N/m^2]$	$\tau\ [N/m^2]$	$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}\ [N/m^2]$
1	$\frac{20,23}{d^3}$	$\frac{181,7}{d^3} + \frac{147,06}{d^2}$	$\sqrt{\left(\frac{20,23}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{181,7}{d^3} + \frac{147,06}{d^2}\right)^2}$
2	$-\frac{26,48}{d^3}$	$\frac{181,7}{d^3} + \frac{1123,85}{d^2}$	$\sqrt{\left(\frac{26,48}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{181,7}{d^3} + \frac{1123,85}{d^2}\right)^2}$
3	$-\frac{20,23}{d^3}$	$\frac{181,7}{d^3} - \frac{147,06}{d^2}$	$\sqrt{\left(\frac{20,23}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{181,7}{d^3} - \frac{147,06}{d^2}\right)^2}$
4	$\frac{26,48}{d^3}$	$\frac{181,7}{d^3} - \frac{1123,85}{d^2}$	$\sqrt{\left(\frac{26,48}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{181,7}{d^3} - \frac{1123,85}{d^2}\right)^2}$

Il faut maintenant comparer les valeurs obtenues à la limite de résistance des matériaux. Dans notre cas, nous envisagerons le cas d'un acier courant (St 50) et de l'aluminium 6061 T6 utilisé fréquemment pour les vélos (propriétés voir Annexe XXIII : Aluminium 6061 T6). page 4/4

On a donc : - Acier St 50-2 : $R_{0,2} = 290\,MPa$

- Alu 6061 T6 : $R_{0,2} = 241\,MPa$

Si nous prenons en compte les effets d'élaboration, d'échelle et d'entaille, on remarque que ceux-ci n'ont pas d'importance dans notre cas :

- Effet d'échelle : $\beta_{g,e}^{(0)} \simeq 1$ → aciers de construction, aussi valable pour l'aluminium
- Effet d'entaille : $\beta_{k,e}^{(0)} = 1$ → matériaux ductile
- Effet d'élaboration : $\beta_{b,e}^{(0)} = 1$

On peut donc négliger ces différents effets.

Comme il convient de le faire pour tout dessin de pièce mécanique soumise à des efforts, nous allons nous affranchir d'un coefficient de sécurité, ou l'approximation du chargement utilisé. On choisira donc

$$s = 2$$

$$\Rightarrow \sigma_{VM} \leq \frac{R_{0,2}}{s}$$

En utilisant un code EES pour résoudre notre problème (voir feuille suivante), on obtient les résultats suivants :

- Le point le plus critique dans les deux types d'acier est le point 1
  → **La flexion** est le mode de sollicitation le plus dangereux
- $d_{acier} = 13,75\,mm$
  $d_{alu} = 14,63\,mm$

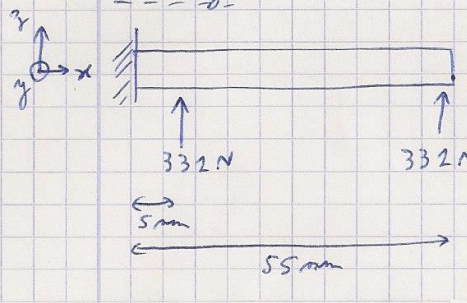
Si on se réfère aux nombres normaux (série Renard), on pourra choisir : R5 – 16 mm

R20 – 14 mm (uniquement l'acier)

Calcul de la flèche

Concernant ce phénomène, il s'agit essentiellement de prendre en compte les efforts de flexion (selon z et y dans notre cas).

Selon z



Rq : Poutre console chargée à une extrémité :

$$f = \frac{PL^3}{3EI}$$

$$\phi = \frac{PL^2}{2EI}$$

Avec $E_{acier} = 210\,000$ MPa

$$I_{circulaire\ pleine} = \frac{\pi . 14^4}{64} = 1885,74\ mm^4$$

On a donc : $f = f_1 + f_2$ avec $f_1 = \frac{332 . 55^3}{3 . 210\,000 . 1885,74} = 0,046$ mm

$$f_2 = \phi . 50 = \frac{332 . 5^2}{2 . 210\,000 . 1885,74} . 50 = 0,00052\ mm$$

$$\Rightarrow f_3 = 0,04652\ mm$$

Vu l'ordre de grandeur des efforts selon y (10 fois moindre que ceux selon z), il est inutile de calculer la flèche selon cet axe.

On obtient donc **une flèche maximale de 0,046 mm** en bout d'arbre

Remarque : Cette flèche sera sans doute inférieure à cette valeur en réalité, car nous avons supposé la 1ère flexibilité le long de l'arbre. Or en réalité, il y a le rotor qui est solidaire à l'arbre et les roulements donnent à cet arbre une rigidité supplémentaire.

Personnes de contact : Corentin LUTGEN *date : 7/03/2014*

Dimensionnement de l'arbre du moteur

Nous allons maintenant dimensionner l'arbre du moteur-roue. Il s'agit de l'arbre du produit fini, étant donné que nous ne pouvons agir sur l'arbre des moteurs que nous achetons (ils sont solidaires du rotor).

Il faut savoir que cet arbre (il s'agit bien d'un arbre car il y réside un couple) est fixe par rapport à la structure. Bien évidemment, il faudra laisser la possibilité à la roue d'être démontable de la structure. Il faudra donc prévoir un système de fixation permettant le démontage. Comme l'arbre doit être fixe dans la structure, on pourra par exemple **usiner des méplats** pour empêcher la rotation de celui-ci. Coté moteur, l'arbre sera solidaire avec le rotor (en une seule pièce par exemple). En résumé, pour notre modélisation, on supposera **l'arbre encastré dans la structure et libre coté moteur**.

Ensuite, il convient de définir les forces agissant dessus. Pour cela, on se réfèrera à notre analyse : « Modèle plus complexe », en reprenant les données calculées.

Nous effectuerons d'abord une analyse type Mécanique des Matériaux et la théorie des poutres. L'utilisation de cette méthode peut être remise en question car la longueur de l'arbre n'est pas très grande par rapport à son diamètre. De plus, il ne s'agit pas d'une poutre de section constante vu l'hypothèse de monobloc avec le rotor et la présence des roulements à billes.

Afin de conforter notre étude, nous vérifierons nos premiers résultats par la méthode des éléments finis via Samcef Field.

Nous connaitrons au final, le **diamètre nécessaire à l'arbre du moteur-roue**.

Personnes de contact : Corentin LUTGEN et Cyril BOMBLE *date : 6/03/2014*

Choix des batteries pour le prototype

De la même manière que pour le produit final, il convient de choisir les batteries pour le prototype. Bien évidemment, nous disposons de plus de données que pour le produit final, étant donné que nous connaissons aussi bien le moteur utilisé que le variateur. De cette manière, nos contraintes sont :

- Tension max : 30v ou 8S Li-Po
- Courant max nécessaire : 50A
- Capacité : Suffisante, MAIS coût minimum

Etant donné que le prototype ne servira qu'à effectuer de petites démonstrations, la capacité de la batterie ne doit pas être énorme. Nous fixerons la limite de celle-ci arbitrairement à 5000mAh, ce qui est largement suffisant.

Connaissant la capacité maximale de la future batterie, ainsi que le courant nécessaire, nous pouvons déterminer le C-rate nécessaire, soit :

C-rate = 50/5 = 10C

Si on se réfère au tableau de la section *« Choix d'une technologie de batterie (produit final) »,* on remarque déjà que les batteries au plomb ne sont pas adaptées. Il convient ainsi de choisir entre des batteries Ni-Cd ou Li-Po.

Etant donné notre affinité avec les batteries Li-Po (largement utilisées en modélisme RC) et la connaissance d'un site internet où nous pouvons acheter ce genre de batteries à bas prix, nous avons donc décidé d'utiliser celles-ci.

Nous avons ainsi commandé **4 packs de Li-Po Turnigy 2S 20C 5000 mAh** sur le site Hobbyking.com pour le prix de **62.90€**



http://www.hobbyking.com/hobbycity/store/uh_viewItem.asp?idProduct=35825

Enfin, comme nous l'avions mentionné avant, il est nécessaire d'utiliser un BMS. Ainsi, le variateur que nous avons acheté pour le prototype possède déjà un système de Cut-Off si la tension des batteries chute en dessous d'un certain seuil. Aussi, dans un premier temps, nous nous affranchirons d'un système de « Balancing » des cellules en veillant à recharger et équilibrer les batteries régulièrement.

Personnes de contact : Corentin LUTGEN et Cyril BOMBLE *date : 6/03/2014*

Choix d'une technologie de batterie (produit final)

Une fois la capacité de la batterie déterminée, il convient de choisir une technologie de batterie à utiliser. Sur le marché, il existe bon nombre de couples électrochimiques utilisés en termes de stockage d'énergie électrique. Dans le cadre de notre projet, nous nous focaliserons essentiellement sur les technologies les plus répandues, à savoir :

- Plomb, acide ou gel
- Ni-Cd
- Li-Po

Bien évidemment, il s'agit de « batteries » et non de « piles » que nous pouvons recharger dans une certaine mesure.

Afin d'avoir une idée globale des avantages et inconvénients de chacun, il peut être intéressant de regrouper sous forme de tableau leurs caractéristiques (source : Web)

	Plomb/acide	Ni-Cd	Li-Po
Densité massique [Wh/kg]	30-50	45-80	100-200
Tension par élément [V]	2	1.2	3.7
C-rate	5	10	20-50
Durée de vie [nb de cycles]	200 à 400	1500	400 à 600
Prix [€/Wh]	0.25	0.75	1.5
Dangerosité	Explosion et acide	Dégagement de chaleur	Incendie voir explosion
Précautions particulières			Nécessité d'un BMS (Battery Management System)

Remarque : le « C-rate » permet de quantifier la décharge continue possible en fonction de la capacité de la batterie. Par exemple, une batterie 20C de 5Ah pourra débiter 20*5=100A en continu.

Comme on peut le voir, chaque technologie possède un champ d'application bien à lui. On favorisera par exemple le Ni-Cd pour des applications demandant un faible courant de décharge, mais nécessitant un rechargement fréquent. Par contre, les batteries au plomb sont les moins onéreuses et possède un excellent maintien de la charge dans le temps. Enfin, le Li-Po demeure une solution où de grands courants de déchargent sont demandés et où le poids est un critère important. Par contre, son principal inconvénient provient du BMS, nécessaire à son utilisation (en termes de sécurité et longévité).

En conclusion

Alors que la condition de poids n'est pas cruciale, dans une certaine limite, pour notre projet, **le courant de décharge** sera le paramètre le plus déterminant. Ainsi, comme nous ne connaissons pas exactement le courant demandé par le moteur du produit fini (dépend du nombre de spires) à son couple maximum, il est difficile de déterminer à l'avance vers quelle technologie se tourner.

Ainsi, en fonction du C-rate demandé par le moteur, on se dirigera vers une solution plutôt qu'une autre.

De la même manière, nous choisirons une technologie de batterie pour le prototype (celle-ci étant de capacité plus faible, le C-rate demandé sera d'autant plus important) .

Personnes de contact : Corentin LUTGEN et Cyril BOMBLE date : 6/03/2014

Premier dimensionnement de la batterie

Concernant le dimensionnement de la batterie, plusieurs manières de le faire sont possibles. Nous pouvons tout d'abord reprendre les éléments du cahier des charges concernant cet élément :

- Autonomie : 30 km (Déterminée préalablement en fonction des produits préexistants et de la demande des clients)

Connaissant cela, il faut maintenant évaluer la dépense énergétique pour parcourir 30 km. En première analyse, nous allons nous baser sur des résultats obtenus par d'autres expériences, afin d'avoir un premier ordre de grandeur. Nous avons trouvé les données suivantes (provenant du site Internet : http://velomobile.free.fr/consommation_au_km.html). Il ne s'agit pas d'une analyse scientifique, mais les résultats ont été confortés par d'autres sources.

- **Marche et course à pied** : environ 15 Wh/km
- **Vélo :** 6 à 9 Wh/km, 10 Wh/km à l'extrême (efforts violent sur routes irrégulières)
- **Vélo couché** 6 à 7.5 Wh/km

Si on utilise les données les plus extrêmes, c-à-d celles de la marche, on se base sur une consommation de 15 Wh/km. Pour une distance de 30 km, on a donc :

15*30 = **450 Wh**.

D'habitude, l'autonomie des batteries est mentionnée en Ah, il faut donc connaitre la tension de la batterie pour faire le lien entre les deux. Nous pouvons donc regarder parmi les différents types de batterie existants, qu'elle serait leur capacité requise:

- Batterie – 24V : 450/24 = 18,75 Ah
- Batterie – 36V : 450/36 = 12,5 Ah
- Batterie – 48V : 450/48 = 9,35 Ah

Tout naturellement, on remarque que travailler à plus basse tension demande une batterie ayant une plus grande capacité en termes d'Ah.

On remarque également que ces ordres de grandeur paraissent tout à fait plausibles au vu des différentes batteries, de vélos électriques notamment, disponibles sur le marché.

Ce dimensionnement est bien sûr assez grossier et demanderait de prendre en compte beaucoup d'autres paramètres pour être plus précis.

Nous avons tout d'abord fait une recherche des cycles journaliers moyens dans ce type de véhicules, mais vu la diversité d'utilisations possibles de ce genre d'engins et du type d'utilisateurs, il est sans doute difficile de généraliser une certaine dépense énergétique. Pour cette raison, nous souhaitons mettre de côté, pour l'instant, un dimensionnement plus précis de la batterie en attendant d'effectuer des tests avec le prototype, qui nous permettra d'en apprendre davantage sur les cycles de consommation du moteur et d'autres paramètres.

Personnes de contact : Corentin LUTGEN *date : 25/02/2014*

Choix du variateur pour le moteur

Par suite logique à l'étude concernant les moteurs-roues, il convient de comparer leur organe de contrôle et de puissance : le variateur.

Tout d'abord, il peut être intéressant de lister les différentes fonctionnalités que ce module doit posséder. En effet, celui-ci doit être capable de :

- Communiquer avec un micro-ordinateur (ex : Arduino)
- Fonctionnement dans les 4 quadrants (moteur-génératrice + freinage)
- Fréquence de commutation élevée (réactivité du système en couple)
- (Monitoring du courant, de la tension et de la fréquence de rotation)

En plus de cela, le variateur devra respecter la gamme de puissance, en tension et en courant, requise par le fonctionnement du moteur. Si on se place dans le pire des cas, c-à-d en considérant le freinage d'urgence, et suivant le moteur utilisé, on a que (les données en vert correspondent à une utilisation normale):

	HT3525	Brushed	Clyte 406
Tension min	18 V – 15 V	29 V – 22 V	21 V – 16 V
Courant min	27,3 A – 25,4 A	46 A – 42,9 A	38,2 A – 35,7 A

La comparaison que nous allons faire est plus que judicieuse sachant qu'un moteur plus cher demande un variateur travaillant à plus basse tension et courant. Théoriquement, le prix du variateur est proportionnel à ces caractéristiques. Il faut donc regardé si la diminution de prix est supérieure ou non à l'augmentation de prix du moteur associé.

Comme pour le moteur du prototype, il serait trop ambitieux de réaliser notre propre variateur. Un tel dimensionnement avec des composants électroniques de « bas niveau » demanderait énormément de temps. Pour pallier à cela, nous nous sommes tournés vers des montages préexistant correspondant à nos critères.

Cependant, le choix d'un modèle de type « boite noire » n'est pas si évident car il faut s'assurer que l'ensemble fonctionnera dans les conditions requises, à terme. Pour cela, nous nous sommes essentiellement renseignés sur des forums dédiés à l'utilisation de ce genre de composants, mais également auprès de personnes ayant de l'expérience en la matière.

Recherche de variateur pour moteur Brushless

1) Dédiés aux moteur-roues

Tout d'abord, nous nous sommes tournés vers les modèles dédiés aux moteurs-roues, et donc aux vélos. Comme énoncé précédemment, les moteur brushless ont pris une place importante dans ce domaine, donc l'essentiel des variateurs sur le marché sont prévu pour ce genre de moteur. Un exemple de variateur bien connu des utilisateurs : Kelly Controller (Chine)

Source :
http://kellycontroller.com



Ces modèles coutent autour des 200€ + frais de port. Un exemple ce type de variateur est donné à l'*Annexe XXI : Variateur Kelly Controller*. Cette solution aurait été évidemment la plus évidente, mais il s'est avéré que son utilisation n'aurait pas pu convenir. Lors de la lecture de nombreux forum, il semblerait que l'option de freinage ne soit pas très efficace et ne permettrait pas l'arrêt du véhicule en un temps limité. Bien évidemment, pour son application la plus courante, cela convient parfaitement étant donné qu'un vélo possède obligatoirement des freins mécaniques. Aussi, ce variateur admet un certain laps de temps point de vue communication avec un microcontrôleur. Ceci ne peut donc pas être envisagé dans le cadre de notre projet, où il est impératif de designer quelque chose de réactif. Nous devons dès lors nous diriger vers quelque chose d'autre.

2) Dédiés au modélisme

Nous nous sommes ensuite tourné vers le modélisme, notamment vu notre background dans ce domaine. Nous avons également trouvé sur internet la possibilité de connecter un moteur-roue sur ce genre de variateur spécifique à ce milieu. L'inconvénient majeur de compatibilité entre notre moteur et ce genre de dispositif est sans nul doute la notion de vitesse. En effet, le milieu du modélisme utilise essentiellement des moteurs à très grande vitesse de rotation (+/- 3000 rpm) et la majorité des variateurs sont sans capteur à effet

Hall. De ce fait, les phénomènes de « cogging » au démarrage sont très importants. Cela ne semble donc pas être la solution la mieux adaptée à notre problème et nous avons dû continuer notre recherche. Un exemple de ce genre de variateur est donné ci-après :

Source : hobbyking.com



3) <u>Dédiés à la robotique – Open Project</u>

Au lieu de rechercher des variateurs dédiés à une application spécifique, nous nous sommes tournés vers la robotique « amateur » et industrielle afin de trouver une solution plus flexible et correspondant mieux à nos attente. Certes ce genre de système demande plus d'effort et de réflexion de la part de l'utilisateur, mais ces modèles permettent un meilleur contrôle du mouvement.

Afin de garder un délai raisonnable de livraison, nous avons essentiellement focalisé nos recherches sur des sites de vente en ligne européen. De plus, la majorité de ces magasins vendent des produits similaires. On peut citer entre autres les magasins : Robotshop.com, DFRobot.com et Active-Robots.com. Voici la liste des variateurs qui conviennent (les prix sont donnés hors frais de port) :

Marque	Modèle	V max	A max	HT3525	Clyte 406	Prix
Roboteq	LBL1360C	60	75	OUI	OUI	287,71 €
Roboteq	SBL1360	60	30	OUI	NON	213,17 €

Comme on peut le remarquer, il existe effectivement très peu de contrôleurs de type brushless (dont le prix est inférieur à 300 €) qui peuvent convenir à notre application.

A ce stade, on peut déjà conclure que nous n'achèterons pas de nouveau moteur de type brushless. En effet, on a que :

HT3525 : 248 € + 213,17€ = 461.17 €

Clyte 406 : 0 € + 287,71 € = 287,71 €

En utilisant les configurations les moins chères pour chaque moteur, on remarque clairement qu'il est inutile d'investir dans un nouveau moteur brushless étant donné que la configuration avec celui que nous possédons déjà revient à un moindre prix.

Nous abandonnons ainsi le moteur HT3525 par la suite.

Recherche de variateur pour moteur à balais

Comme pour les moteurs brushless, il est inutile de chercher des variateurs autres que ceux destinés à la robotique (les conditions d'utilisation étant les même qu'avant). Le seul « inconvénient », s'il s'avère l'être, serait le fait de ne pas pouvoir connaitre la vitesse de rotation du moteur étant donné qu'il ne possède pas de sondes de Hall. Il faudra donc décider si cette fonctionnalité est obligatoire et, le cas échéant, peut-être l'implémenter d'une autre manière.

Marque	Modèle	V max	A max	Brushed	Prix
Roboteq	SDC2160	60	40	Peut-être	213,16 €
Sabertooth	ST2X60	30	120	OUI	203,42 €
OSMC	RB-Rop-06	36	160	OUI	198,65 €
Roboteq	LDC1460	60	120	OUI	184,74 €
RoboClaw	RB-Bat-48	34	60	OUI	184,02 €
Sabertooth	RB-Dim-44	30	60	OUI	166,31 €
Roboteq	SDC2130S	30	40	Peut-être	165,79 €
Roboteq	SDC1130	30	40	Peut-être	118,42 €
RoboClaw	RB-Bat-46	34	60	OUI	115,00 €
Sabertooth	RB-Dim-45	30	50	OUI	100,24 €

On remarque très clairement qu'il existe une plus grande variété de ce genre de variateurs compatibles, mais également que leur prix est nettement inférieur et entre en compétition avec les systèmes brushless. Bien évidemment, ces variateurs moins chers n'offrent pas les mêmes fonctionnalités que ceux plus onéreux. Etant donné que nous allons utiliser un microcontrôleur à côté, cela peut être négligeable ; tout dépend quelles sont ces fonctionnalités.

Il convient donc maintenant de lister en détail toutes les fonctionnalités nécessaires afin de comparer les deux configurations pertinentes. S'il advient qu'une certaine configuration ne possède pas une fonctionnalité requise, il faudra ajouter un certain coût pour lui rajouter cette fonctionnalité.

	Clyte 406 + LBL1360C	Brushed + RB-Dim-45
Prix initial	287,71 €	147 + 100,24 = 247,24 €
Fonctionnalités requises		
Mesure du courant	OUI	NON, module = 15 €
Mesure de la vitesse	OUI	NON, nécessaire ???
TOTAL	287,71 €	262,24 €
TOTAL (frais d. port incl.)	320,00 €	278,00 €

Comme on peut le voir, la configuration « à balais » est la moins chère des deux. Cependant, si la solution brushless apportait d'autres avantages non techniques, nous pourrions toujours la considérer.

Après mure réflexion, nous avons opté pour la solution Brushed (à balais)

Pourquoi ?

- Prix final inférieur à l'autre solution (il ne faut également pas oublier que dans l'autre situation, nous avions supposé que le moteur nous était offert)
- Variateur avec une architecture plus simple et donc un contrôle mieux maitrisé de notre part, à priori.
- Possibilité d'avoir la jante directement montée sur le moteur pour 40€ supplémentaire (via achat chez le fournisseur). Nous aurions très bien pu adapter nous-même la jante d'origine de la chaise roulante. Cependant, au vu des différents tutoriels sur Internet, il s'avère que cette opération est délicate et le résultat peu satisfaisant ; il persiste toujours un certain voile de la jante.
- Possibilité de réaliser le prototype en entier car il est toujours possible de recommander un 2eme moteur par la suite (ce n'est pas le cas du moteur brushless Clyte 406 qui n'est plus en vente)

Personne de contact : Corentin LUTGEN *date : 24/02/2014*

Choix du moteur pour le prototype

Connaissant maintenant les différentes caractéristiques nécessaires pour chaque moteur, nous pouvons en sélectionner un, déjà disponible sur le marché, afin de réaliser le prototype. En effet, la fabrication d'un moteur par nos soins demanderais énormément de temps et cela reviendrait certainement à n'en produire qu'une seule pièce.

Evidemment, il est, a priori, impossible de trouver un moteur correspondant exactement à nos attentes, ne fut-ce qu'au niveau du nombre de révolution par minute qui est très bas dans notre cas (à comparer à celui d'un vélo). Comme nous l'avons dit précédemment, l'utilisation d'un moteur-roue est généralement limitée aux vélos, voire aux véhicules plus lourds (voitures,…). De plus, il existe peu de fournisseurs de ce type de moteur, et la majorité de ceux-ci sont situés en Chine. On peut notamment citer les plus connus :

- Goldenmotor (Chine) – Revendeur européen : Cycloboost (France)
- BMC (USA) – Revendeur européen ???
- eZee (Chine) – Revendeur européen : OZO SARL (France)
- Crystalyte (Chine) – Revendeur européen : BinBike (Belgique)
- NineCont (Chine) – Revendeur européen ???

On peut également trouver ce genre de moteur sur des sites de vente tel que Ebay.com ou Aliexpress.com

Malheureusement, effectuer un choix est plus difficile qu'il n'y parait. Etant donné que ces moteurs sont destinés à une utilisation particulière et grand public, il est assez rare de trouver des datasheets et/ou courbes caractéristiques. Or dans le cadre de notre projet, ces données sont cruciales afin de pouvoir affirmer que la fonction d'assistance recherchée sera parfaitement remplie.

Afin d'avancer dans notre choix, nous avons tout d'abord sollicité les différents fournisseurs afin qu'ils nous fournissent les données disponibles concernant leur moteur. Un exemple est donné à *l'Annexe XIX : Caractéristiques moteur Crystalyte Brushed*. Comme attendu, ces données sont assez pauvres et ces tests ne poussent pas le moteur dans ses derniers retranchements. Il ne faut

pas oublier que nous devons disposer d'énormément de couple au démarrage, là où le courant utilisé est maximum. Ces données absolument nécessaires ne nous sont donc pas fournies. Pour pallier à cela, nous avons contacté par téléphone les différents fournisseurs, mais aucun d'entre eux n'a su nous fournir plus d'information.

Voyant que cette voie était sans issue, nous nous sommes tournés vers les utilisateurs. En effet, nous ne sommes pas les seuls à vouloir en connaitre davantage sur ces moteurs. Nous avons ainsi parcouru un bon nombre de forum regroupant différents tests de certains moteurs de fournisseurs cités précédemment.

Notre meilleure « découverte » fut le site **eBikes.ca** . Il s'agit d'un site internet dédié à ce genre de moteur. Celui-ci est très riche en information et vu la demande importante des caractéristiques de ces moteurs, ceux-ci les ont testés sous différentes configurations afin d'en obtenir toutes les caractéristiques. Ce site étant notre seule source « réputée » dans le domaine (au vu des citations sur les différents forums), nous baserons nos analyses sur les données fournies par ce site internet. Nous veillerons tout de même à recouper toutes les informations dont nous disposons afin de conforter le tout.

Dans un premier temps, il convient de comparer l'architecture de ce genre de moteur. En effet, peut-importe leurs caractéristiques mécaniques, certains types de moteur ne peuvent pas convenir à notre application.

Direct-Drive v.s. geared hub motor



Direct Drive (ebikekit.com)

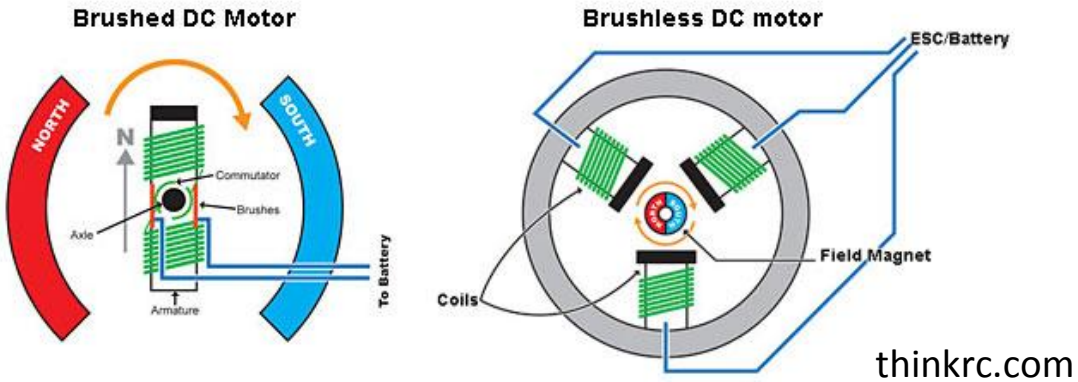


Geared (newwheel.net)

A première vue, ces deux moteurs semblent assez similaires, la seule différence entre les deux étant un pont épicycloïdal. De cette manière, le moteur de type « Geared » aura plus de couple pour une même puissance fournie. A priori, il faudrait choisir celui-là. Cependant, les engrenages supplémentaires apportent un certain frottement (supérieur à l'autre type de moteur) lorsque le moteur n'est pas alimenté. Afin de s'affranchir de ce problème, les designers ont tout simplement ajouté une roue libre au système, ce qui ne pose en rien un problème pour l'utilisation sur un vélo.

Par contre dans le cas de notre application, nous avons mis en évidence qu'il était essentiel d'avoir un frein moteur et une marche arrière, ce qui totalement **impossible** avec ce système de roue libre. Nous pouvons ainsi réduire notre champ de recherche au moteur dit de type « **Direct Drive** ».

Brushed v.s. Brushless



Il existe également une différence notable, mais plus subtile entre les moteurs à balais et ceux sans. Nous n'allons pas effectuer ici une analyse détaillée des avantages et inconvénients des deux technologies car ce n'est pas le but de notre exposé.

Tout d'abord, il faut savoir que la technologie à balais est de plus en plus rare dans ce genre de moteur. Celle-ci a fortement été utilisée dans les années précédant 2008, là où la technologie « brushless » était encore trop onéreuse et pas assez aboutie. De nos jours, cette nouvelle technologie compose plus de 90% des moteurs-roue pour vélo. Cela est majoritairement dû à un meilleur rendement et une nécessité de maintenance beaucoup plus faible (pas de

balais donc usure moindre). Le principal inconvénient est sans nul doute son cout. En effet, un moteur « brushless » est généralement 30% plus couteux que son homologue à balais. Il nécessite également une alimentation spéciale à 3 phases généralement effectué par un variateur de vitesse, lui aussi plus cher. Il ne faut également pas oublier le système de capteur par effet Hall (moteur de type Sensored Brushless) afin d'avoir un démarrage en douceur, sans effet de « cogging ». Au final, dans la gamme de puissance d'un vélo, une configuration « brushless » coute 100 à 200 € de plus qu'une configuration plus simple à balais.

Pour notre application, la notion de rendement du prototype importe très peu. En effet, les « haut rendements » sont obtenus pour de grandes vitesses de rotation du moteur, lesquelles nous n'atteindrons jamais. Le rendement n'est donc pas un critère que nous pouvons prendre en compte. Le seul élément intéressant est la notion de **coût** et de **disponibilité** des 2 types de moteur.

Première sélection

Comme nous avons un budget limité, il est essentiel de choisir le moteur « le moins surdimensionné » étant le moins cher. Voici la démarche que nous avons effectuée.

Tout d'abord, nous avons logiquement contacté le fournisseur le plus proche (Binbike – moteurs Crystalyte). De cette manière, nous limitons ou éliminons :

- Les délais et frais de livraisons
- Les éventuelles taxes et frais de douanes si commande hors UE

De plus, après les avoir contacté, ceux-ci peuvent nous offrir **20% de réduction car projet scolaire**.

Selon leurs stocks (renouvellement limité à la durée de notre projet), seul un moteur respecte l'entièreté de nos critères : **HT3525**

http://shop.crystalyte-europe.com



Prix : 228 € (285€ -20%) + 20 € (frais de port) = **248 €**

Il s'agit d'un moteur de type « sensored brushless » donc son variateur de vitesse sera d'autant plus cher. Etant la limite de notre budget, il convient de trouver une solution alternative moins onéreuse.

Une autre alternative est d'utiliser un ancien moteur à balais qu'ils ont abandonné en 2008, mais dont les stocks ne sont pas tout à fait épuisés :

Clyte Brushed

http://shop.crystalyte-europe.com



Prix : 127 € (159 -20%) + 20 € (frais de port) = **147 €**

Comme celui-ci est de type « brushed », son variateur sera un des moins onéreux. Il s'avérerait que ce moteur soit donc la solution idéale si d'autres facteurs n'interviennent pas. Cependant, on peut remettre en cause la qualité de ce moteur vu son obsolescence…

Afin d'étendre notre choix, nous avons naturellement contacté les autres fournisseurs cités précédemment, mais il s'est avéré, au vu des prix, délais de livraison et qualité que ceux-ci ne soient pas plus considérés. De plus, les moteurs Crystalyte sont les plus répandus et sont mieux caractérisés que les autres à ce jour.

En questionnant le personnel universitaire, nous avons également pu mettre la main sur un ancien moteur de Crystalyte (prévu à la base pour un prototype de l'EcoShell Marathon qui n'a pas abouti). Il s'agit également d'un moteur obsolète de type « brushless » : **Clyte 406**

http://shop.crystalyte-europe.com



Théoriquement, nous pouvons considérer que celui nous serait offert pour le projet s'il est possible de le réutiliser. **Prix : 0 €** (Plus en vente)

Tout comme le HT3525, ce moteur nécessiterait un variateur onéreux, mais ce coût supplémentaire serait compensé par la gratuité du moteur.

Comparaison des moteurs en termes de performance

Nous allons maintenant comparer les différents moteurs sélectionnés ci-avant (HT3525, Brushed et 406) afin de déterminer la tension et le courant d'alimentation qu'ils nécessitent à leur fonctionnement, en respectant nos critères de couple et de vitesse. Voici un tableau récapitulatif (les données ont été extraites du site eBikes.ca)

		HT3525	Brushed	Clyte 406
Couple de démarrage	**33,17 Nm**	**Courant : 25,4 A Vmin : 8 V**	**Courant : 42,9 A Vmin : 22 V**	**Courant : 35,7 A Vmin : 14 V**
Couple normal à 7 km/h	**23,72 Nm @ 62 rpm**	**Courant : 18,3 A Vmin : 15 V P_sortie : 160W**	**Courant : 30,8 A Vmin : 21 V P_sortie : 160W**	**Courant : 25,7 A Vmin : 16 V P_sortie : 160W**
Couple de freinage à 7 km/h	**35,67 Nm @ 62 rpm**	**Courant : 27,3 A Vmin : 18 V P_sortie : 230W**	**Courant : 46 A Vmin : 29 V P_sortie : 230 W**	**Courant : 38,2 A Vmin : 21 V P_sortie : 230 W**
Paramètres utilisés	**Batterie**	**Résistance 0,008 ohm**		
	Variateur	**Résistance 0,010 ohm**		
	Throttle	**100%**		

Ce tableau nous permet de connaitre les valeurs minimales requises pour l'utilisation de ces moteurs. En effet, nous savons qu'il existe une relation linéaire entre le couple (et donc le courant) et la vitesse de rotation. Comme nous calculons les paramètres du moteur pour 2 points de fonctionnement (0 rpm et 62 rpm), nous connaissons les bornes minimales concernant la tension et le courant.

On remarque tout d'abord que tous les moteurs peuvent **théoriquement** convenir à notre application. Si on compare les deux moteurs brushless entre eux, il n'y a pas de grandes différences concernant les tensions et courants nécessaires. On peut tout de même remarquer une demande supplémentaire

de 10 A (en moyenne) pour le Clyte 406. Il est donc nécessaire d'utiliser un variateur permettant un débit de courant plus important si nous souhaitons utiliser ce moteur. Il faudra donc vérifier le coût supplémentaire que peut engendrer un variateur permettant un plus grand courant.

Concernant le moteur à balais, on remarque que celui demande plus de tension et de courant que les deux autres. On remarque également **un pic de courant à 46 A, ce qui peut être dégradant pour les balais** comme nous ne connaissons pas les caractéristiques limites du moteur.

A la suite de cette comparaison entre les différents moteurs, nous allons passer aux variateurs. Ceux-ci permettront d'apporter des informations supplémentaires, notamment au niveau du coût, afin de trancher entre les différentes options.

Personne de contact : Corentin LUTGEN *date : 18/02/2014*

Caractéristiques du moteur

Par suite de l'étude dynamique de mouvement en fauteuil roulant, nous sommes capables de déterminer les caractéristiques que dois respecter le futur moteur. Bien évidemment, dans le cadre de notre réalisation pratique, nous ne saurons pas respecter, du moins exactement, toutes les caractéristiques que nous allons énoncées. Nous essaierons donc de choisir un moteur surdimensionné afin de pouvoir assurer le fonctionnement attendu.

Reprenant les résultats de l'étude, nous savons que chaque moteur (vu l'utilisation de moteurs indépendants) devra respecter ces conditions :

- Couple de démarrage de 66,33/2 = 33,17 [Nm]
- Couple à 3km/h (27 rpm) de 50,25/2 = 25,13 [Nm]
- Puissance à 3km/h (27 rpm) de 137,4 [W]
- Couple à 7km/h (62 rpm) de 47,37/2 = 23,685 [Nm]
- Puissance à 7km/h (62 rpm) de 302,2/2 = 151,1 [W]
- Couple de freinage à 7km/h de 71,28/2 = 35,64 [Nm]
- Puissance de freinage à 7km/h de 454,7/2 = 227,35 [W]

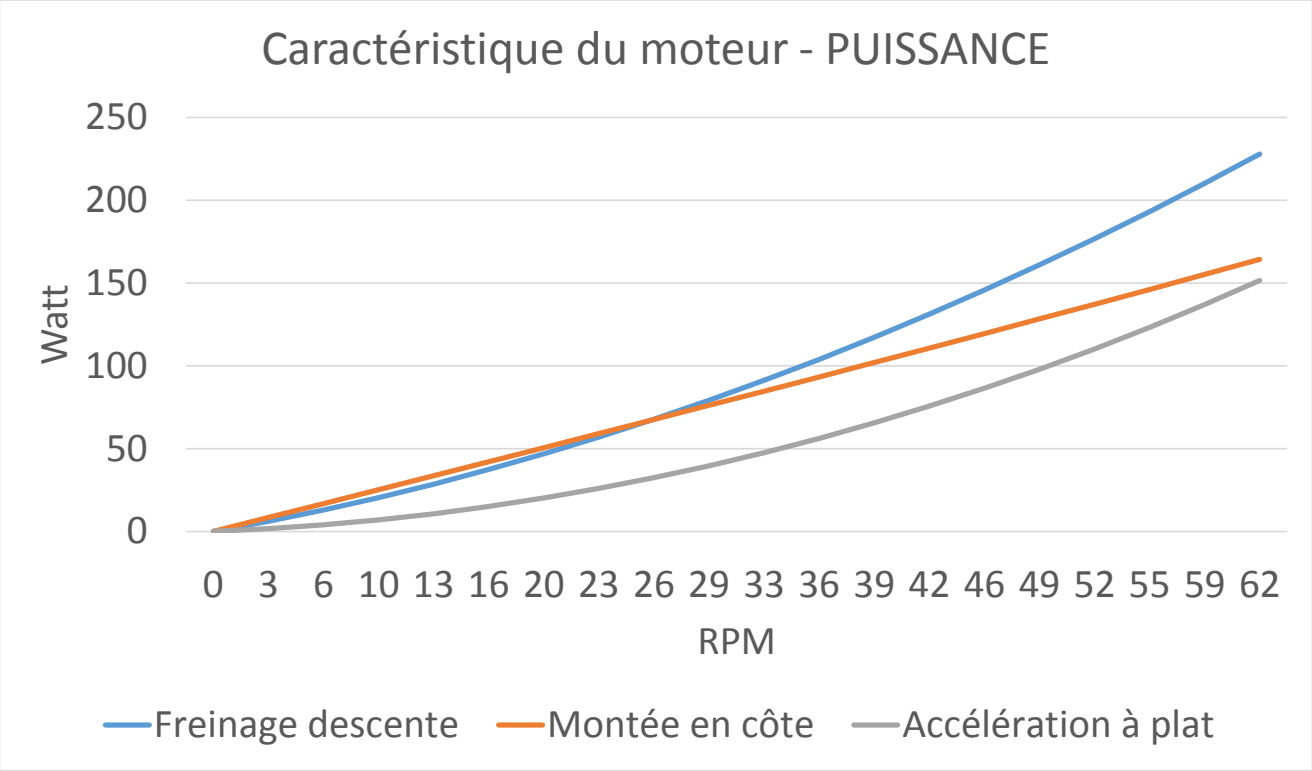
Les valeurs ont été volontairement divisées par 2 car ces couples et puissances se répartissent sur le 2 moteurs. En effet, on peut justifier cela par le fait que ce sont des valeurs extrêmes et donc que les deux roues seront monopolisées pour effectuer les mouvements.

On remarque que les valeurs les plus contraignantes proviennent du freinage. Ici aussi, on obtient des valeurs assez élevées car il s'agit d'un freinage de type « urgence » (forte décélération). Le moteur designer pour notre application devra donc vérifier cette valeur extrême. Néanmoins, cet évènement de freinage d'urgence se rencontra peu voire jamais dans la vie de notre produit, il faudra ainsi s'assurer que le moteur puisse appliquer ces couple et puissance un court instant, et donc résister au courant nécessaire sans qu'il n'y ait de dégradation sur le long terme.

Ormis cette caractéristique extrême, le moteur doit pouvoir répondre aux autres points de fonctionnement possible. On remarque tout d'abord que la

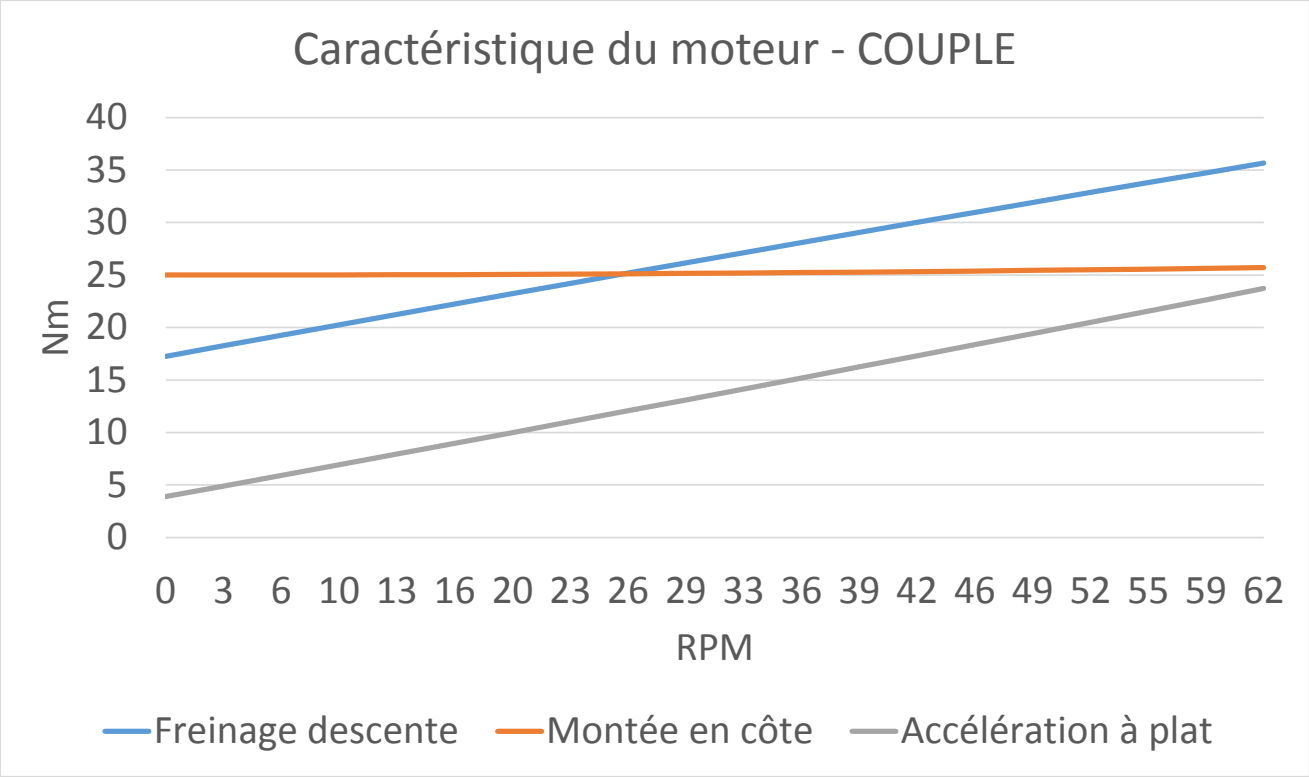
vitesse de rotation max du moteur devra être très faible (inférieure à 100 rpm) si on souhaite obtenir un bon rendement pour une utilisation prolongée.

En utilisant les données dont nous disposons, il est possible de tracer les différentes courbes de puissance et de couple de la transmission par un moteur :



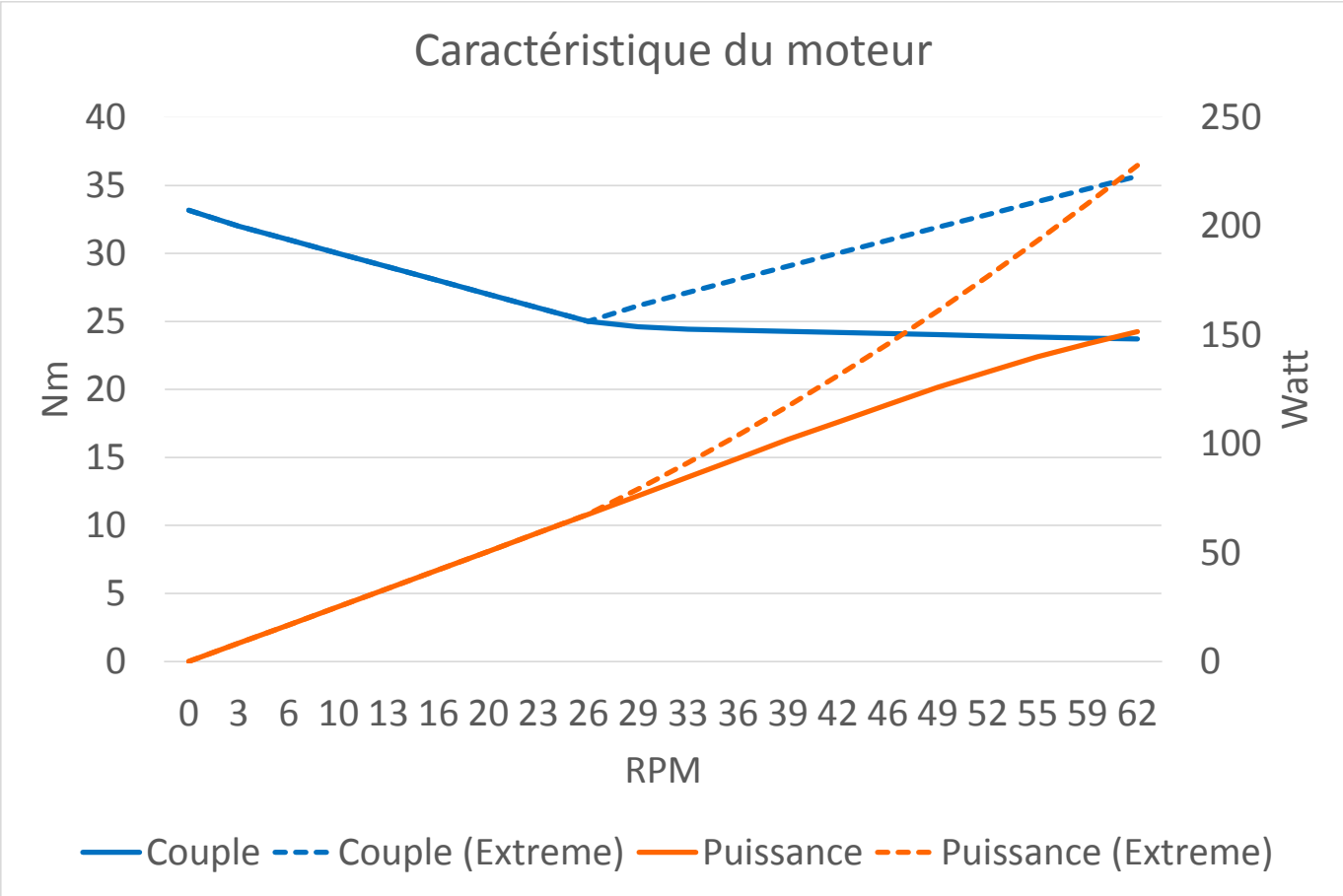
Concernant la courbe de puissance, on remarque que les faibles vitesses de rotation sont influencées par la montée en côte, il faudra donc veiller à respecter ce morceau de courbe jusqu'à 27 rpm (valeur limite de rotation en côte). Ensuite, on remarque que le freinage en descente l'emporte par rapport à l'accélération à plat. On veillera donc à respecter tout d'abord la courbe grise pour des vitesses supérieures à 27 rpm, avec la possibilité de suralimenter les bobinages en courant jusqu'à atteindre 230 watt dans le cas d'un freinage d'urgence (de fréquence d'apparition très faible).

Vu la forte différence entre la puissance de freinage et celle à plat, dans la zone 27 à 62 rpm, on pourrait imaginer associer un **frein électromagnétique** en série avec le moteur afin de limiter l'utilisation du moteur dans sa plage de fonctionnement normal.



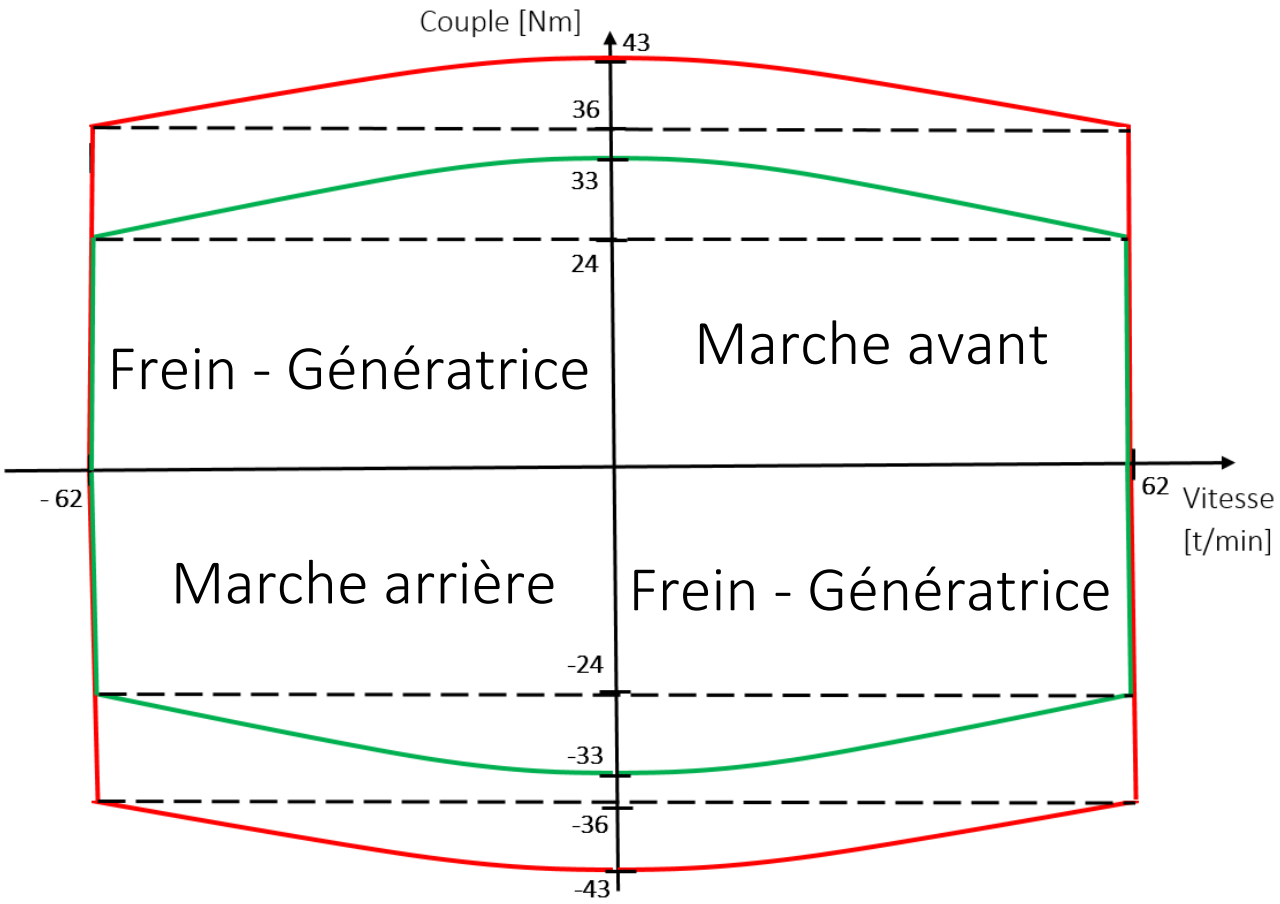
Comme pour la puissance, on remarque que le couple est principalement dicté par l'ascension en côte, pour les basses vitesses. Ensuite, le moteur est fortement sollicité en freinage en descente. Comme expliqué précédemment, il faudrait donc pouvoir momentanément injecter un fort courant pour générer un tel couple. Le problème d'échauffement des bobinages serait limité vu la durée très courte de ce genre de manœuvre. Bien évidemment, l'utilisation d'un frein électromagnétique permettrait de s'affranchir de cette limitation.

En tenant compte de tout ce qui a été dit précédemment, il est dès lors possible de dessiner la caractéristique effective du moteur à utiliser (voir figure ci-après).



On veillera ainsi à limiter la vitesse de rotation maximale du moteur afin d'avoir un rendement maximum dans la plage d'utilisation déterminée.

Bien évidemment, ce genre de graphique ne représente pas bien la caractéristique du moteur à proprement parlé. Il convient d'utiliser un graphique à 4 quadrants :



Le trait en vert correspond à la caractéristique moteur que devrait avoir le système pour des conditions normales d'utilisation. Si le système fournit également le mode de freinage d'urgence, il faut alors que celui respecte la courbe rouge.

Concernant le variateur

A partir des données actuelles dont nous disposons, nous ne pouvons pas dimensionner le variateur. En effet, pour cela nous avons besoin des caractéristiques électriques (et non mécaniques) du moteur qui devra être développé pour l'application. Les données importantes sont notamment :

- Le courant max. pour réaliser le couple nécessaire
- La tension max. pour réaliser la vitesse de rotation nécessaire

Ici aussi, il conviendra, lors de l'étude de la rentabilité, de déterminer si oui ou non il serait judicieux de développer notre propre variateur. Il existe en effet pas mal de dispositif de ce genre sur le marché et il n'est peut-être pas nécessaire d'en fabriquer un spécial.

On pourra notamment voir un aperçu des variateurs disponibles sur le marché dans la section « *Choix du variateur pour le prototype* ».

Personne de contact : Corentin LUTGEN *date : 8/12/2013*

Choix du type de moteur et transmission

Type de moteur :

Jusqu'à présent, nous avons implicitement utilisé le moteur électrique comme type de propulsion. Celui-ci s'est rapidement imposé comme étant notre solution car les autres alternatives ne correspondaient pas au cahier des charges :

- Moteur thermique : Le fait qu'il soit trop bruyant est un argument suffisant pour ne pas le considérer. D'ailleurs l'état de l'art en la matière n'a jamais utilisé ce type de motorisation, sans doute pour ce critère. On peut également noter son faible couple à faible vitesse de rotation, ce qui est à proscrire pour notre utilisation.
- ????, d'après nos recherches, il n'existe a priori pas d'autres alternatives.

De son côté, le **moteur électrique** convient très bien à notre application :

- **Peu bruyant** (en tout cas si on le considère seul, sans transmission)
- **Couple de démarrage important** (très utile pour notre application : démarrage en côte et maintien de l'arrêt)
- **Compact** comparé au moteur thermique pour une puissance équivalente
- Demande **peu d'entretien**, voir aucun
- **Haut rendement** (suivant son point de fonctionnement)
- **Ecologique** à l'utilisation (si par exemple la personne possède des panneaux photovoltaïques)
- …

Choix de la transmission

Si le choix du type moteur était assez évident, il n'en est pas de même pour le type de transmission.

Tout d'abord, il est important de prendre en compte le fait que nous utiliserons 2 moteurs (comme nous l'avons supposé jusque maintenant).

1) Choix d'un seul moteur ?

Vu le problème que nous avons à résoudre, il est impossible d'utiliser a priori un seul moteur. En effet, nous devons imposer un certain couple sur chaque

roue, en fonction du choix de l'utilisateur. Par exemple, un simple différentiel n'aurait tout simplement pas convenu car celui-ci ne permettrait pas de choisir la répartition du couple entre les deux roues ; il s'adapterait tout seul en fonction de la vitesse des roues et non de l'envie de l'utilisateur.

Par contre, il serait possible d'utiliser un dispositif similaire dont on pourrait contrôler le couple fourni à l'une ou l'autre roue, en temps réel, par l'intermédiaire d'un système électronique : **les différentiels à glissement limité**. Bien évidemment, le coût d'un tel différentiel est élevé et il s'agit bien souvent de pièces prévues pour une application bien précise ; il faudrait donc en faire fabriquer de spéciaux pour notre fauteuil. De plus, celui-ci nous apporte une contrainte supplémentaire au niveau de l'accouplement car il faut entrainer deux roues et non une seule. Le seul avantage de ce système est l'utilisation d'un seul moteur (plus puissant) donc il permet d'économiser le prix d'un second moteur ainsi que de son système de régulation. Néanmoins, ce coût supplémentaire d'un tel dispositif ne permet pas de compenser ce gain d'argent.

A part cette solution, il n'existe pas, à ce que nous sachions, de solution permettant l'utilisation d'un seul moteur. Nous veillerons donc à **utiliser deux moteurs indépendants.**

2) Types de transmission :

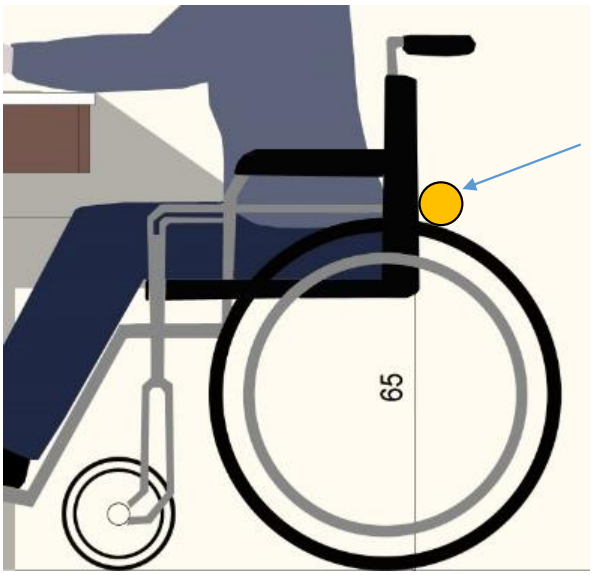
Plusieurs possibilités sont envisageables :

- Transmission par friction sur le pneu ou sur un bandage intérieur de la roue
- Transmission par engrenage avec couronne intérieure dans la roue
- Transmission par engrenage avec couronne extérieure fixée à la roue (sur le moyeu ou via un arbre)
- Transmission par chaîne ou par courroie
- Moteur dans la roue

Nous allons donc effectuer un choix parmi ces différentes solutions, en fonction de leur rentabilité/complexité

Transmission par friction

Il s'agit de transmettre une certaine puissance par adhérence. Une représentation de la configuration est donnée ici :



On remarque tout d'abord un premier inconvénient. Si on positionne le moteur directement sur la structure, la position de l'axe du moteur est « forcée ». De plus, on remarque que, dans ce cas, le système aura tendance à gêner la personne car il se situe en partie dans le champ d'action de ses bras lors du mouvement. Pour pallier à cela, il faudrait déporter l'axe du moteur plus loin, mais l'encombrement deviendrait vite problématique.

Par contre, ce système permet l'utilisation d'un très grand rapport de démultiplication. Cela pourrait être très utile car la majorité des moteurs électriques que l'on rencontre possède une grande vitesse de rotation et un faible couple. De cette manière, nous pourrions adapter le rapport de réduction optimal en changeant le rayon de la petite roue.

On peut également noter que cette réalisation est simple et économique. Par contre, malgré le grand rapport de démultiplication, ce système ne convient que pour des faibles puissances car le glissement apparaitrait à ce moment. Si on essaie d'augmenter l'adhérence des deux roues en les pressant l'une sur l'autre, il y aura alors une dégradation rapide des roulements. De plus le rendement d'une telle transmission est très variable (dépend du coeff. de frottement, du glissement et donc des conditions atmosphériques).

Transmission par engrenage avec couronne intérieure dans la roue

Il s'agit de transmettre la puissance avec un système d'engrenage dont la couronne serait intérieure à la roue.



Crédits : Système d'aide à la tierce personne : V-max

Dans ce cas, tous les inconvénients de la roue de friction sont neutralisés, à part la position de l'axe du moteur (celle-ci devient tout de même moins problématique car elle ne gêne plus le mouvement de la personne handicapée). Il est ainsi possible de transmettre de plus grandes puissances (dépend du module utilisé) avec un bon rendement (généralement supérieur à 95%). De plus, vu le grand nombre de dents de la couronne intérieure, nous aurions également une grande démultiplication.

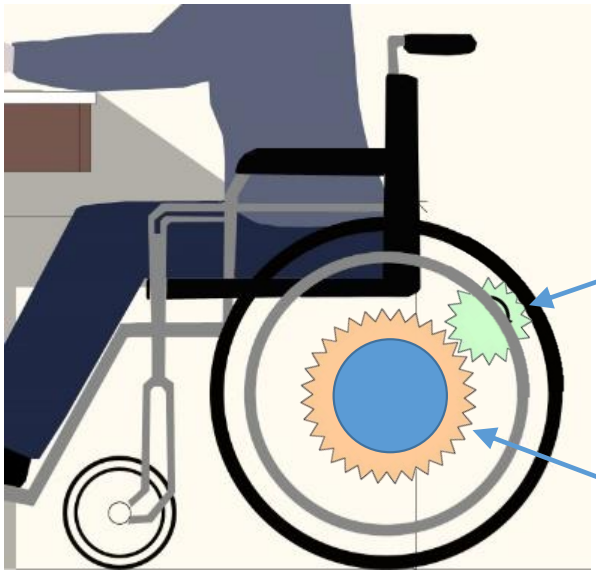
Par contre, son principal et très grand désavantage est son coût de fabrication. Cela demande en effet des ressources d'usinage dont le coût peut devenir rapidement prohibitif.

Nous souhaiterions donc, dans la mesure du possible, ne pas utiliser cette solution car notre budget est limité et nous nous ne pouvons pas nous permettre d'utiliser ce genre de pièces trop onéreuses.

Transmission par engrenage avec couronne extérieure liée à la roue

Il s'agit d'une autre possibilité de transmission. Dans ce cas, deux configurations sont possibles :

- Couronne fixée au moyeu, comme sur la roue arrière d'un vélo
- Couronne fixée sur un arbre, celui-ci étant lié à la roue



La différence entre les deux configurations vient essentiellement de la position des roulements. Dans le premier cas, tout est fixé sur la roue. Les roulements peuvent donc être laissés d'origine sur la roue. Par contre, les moyeux originaux des fauteuils roulants ne sont pas prévus pour recevoir de la puissance. Il faudrait donc fabriquer nos propres moyeux ou alors, adapter ceux existants. Dans le second cas, il faut impérativement mettre les roulements sur la structure de la chaise. De plus il faut fixer la roue sur un arbre, soit en fabriquant un nouveau moyeu, ou alors en sertissant celui préexistant. La couronne sera alors fixée sur l'arbre, dimensionné à cet effet. Les deux cas de figure demandent donc certaines modifications des roues.

Cette solution suit naturellement la précédente. En effet, le coût d'une telle configuration est moins important car elle utilise des éléments standards. Par contre, nous perdons le grand rapport de démultiplication vu le nombre limité de dents pour ce genre de couronne (pour aussi une question de poids). Pour garder ce grand rapport de démultiplication, il faudrait utiliser par exemple un train épicycloïdal en série sur l'arbre du moteur. Ceci génère bien sûr des coûts supplémentaires, mais également un volume supplémentaire. Par contre, nous gardons un haut rendement et la possibilité de transmettre une grande puissance.

Transmission par chaîne ou par courroie

Il s'agit de la même configuration que précédemment, sauf qu'on accepte un certain décalage entre l'axe du moteur et celui de la roue en reliant les deux par une chaîne ou une courroie.

Cette configuration a donc pour avantage d'assouplir les contraintes concernant la position du moteur. Cependant, si on se réfère au cahier des charges, une fonction secondaire assez importante qui est défavorable à ce principe. Il s'agit de la fonction de repliement de la structure et démontage des roues. L'utilisation d'une chaine ou d'une courroie crée un certain lien entre les moteurs et la roue que l'utilisateur ne pourrait défaire dans le cadre de l'utilisation, à proprement parler. Dans cette optique, il serait préférable d'utiliser la transmission par engrenage vue précédemment, qui autorise la séparation aisée entre les parties roue-moteur.

Pour cette raison de démontabilité, importante à nos yeux et à ceux des utilisateurs (cnf. *Annexe I : Interview médecin*), nous ne développerons pas plus loin ce type de transmission.

Moteur intégré dans la roue

Il s'agit d'une technique inspirée des vélos à assistance électrique. Il est à noter que cette méthode est également utilisée dans les systèmes d'assistance actuels pour fauteuils roulants (*voir Annexes VII et VII*).

Les avantages d'un tel système sont indéniables : démontabilité aisée et très simple d'implémentation. Ce système est également le plus réactif de ceux évoqués jusque maintenant, et ceci en parfait accord avec notre application. Si on compare cela à la transmission par engrenage à denture droite, il existe un certain « flottement » entre les dents et donc une perte de réactivité.

L'inconvénient majeur de ce système est le faible nombre de moteurs différents disponibles sur le marché. De ce fait, il va être difficile de trouver un moteur qui n'est pas sur- ou sous-dimensionné. Néanmoins, ceux-ci sont prévus à la base pour être utilisés sur des vélos ; ils sont donc très coupleux et peuvent développer des puissances proches de celle dont nous avons besoin. De plus, il s'advenait que ce système fonctionnerait parfaitement sur notre prototype, nous pourrions envisager de designer notre propre moteur si le besoin s'en fait sentir. Aussi, les roues de fauteuil roulant étant composées de rayons semblables à ceux des vélos, l'adaptation de tels moteurs se fera assez aisément.

A la suite d'une recherche de ce type de moteurs, il est advenu qu'il en existe certains adaptés à notre problème.

Considérations économiques :

Afin d'être le plus complet possible, il convient d'effectuer une estimation des coûts des différentes techniques envisagées. Nous nous focaliserons essentiellement sur les solutions envisageables :

Transmission par engrenage avec couronne extérieure liée à la roue	Moteur intégré dans la roue
2 moteurs brushless = ± 2*300€ 2 kits pignon-couronne = ± 2*100€ 2 train épicycloïdal = ± 2*300€ TOTAL = ± 1400€	2 moteurs brushless = ± 2*300€ TOTAL = ± 600€ --> Coûts nettement réduits

Conclusion :

Après de nombreux cas de figure envisagés, dont le résumé a été évoqué ci-avant, nous pouvons dire que les **moteurs intégrés dans la roue** nous paraissent être la solution la plus adaptée à notre problème. En plus d'être la solution la plus économique, celle-ci est techniquement bien adaptée : fort couple, faible vitesse de rotation, grande réactivité (si moteur « sensored » avec sondes de Hall) et simple d'implémentation

Bomblé Cyril, le 8 décembre 2013

Propulsion du fauteuil

Comme nous l'avons vu précédemment, le couple maximum fourni par l'assistance dans le pire des cas a été fixé à environ 50 Nm par roue. Cependant, cette valeur a été calculée pour un couple et une vitesse constante au cours du mouvement (si on enlève l'accélération). Or, en réalité, il n'en est rien pour un fonctionnement normal. En effet, premièrement, il s'impose de tenir compte du fait que la main de la personne, propulsant le fauteuil, n'est pas tout le temps en position de poussée sur la main-courante, mais doit également la lâcher pour venir la ré-agripper en arrière. Si l'on se réfère au document « Mechanical and propulsion efficiency after 7 weeks of low-intensity wheelchair training », disponible à *l'Annexe IV*, la relation entre le temps de poussée TP et le temps de retour TR est, pour un effort moyen à 1,39 m/s :

$$TR \simeq 0{,}4TP$$

En montée, ce temps de retour risque d'être problématique si la personne n'est plus capable d'assurer une vitesse suffisante pour que l'inertie de la chaise suffise à ce que celle-ci ne recule pas pendant le temps de retour. Pour contrer cela, nous insérerons notamment dans la régulation électronique un dispositif permettant, en côte, d'assurer un couple d'assistance pour empêcher le fauteuil de reculer pendant le temps de retour nécessaire à la personne. Celui-ci ne se désactivera que lorsque de nouvelles forces seront enregistrées aux niveaux des capteurs.

D'autre part, pendant le temps de poussée, la force tangentielle appliquée par la personne sur la main-courante n'est pas du tout constante et passe par un maximum. Il en est évidemment de même du couple correspondant.

Si l'on se base sur le document « The push force pattern in manual wheelchair propulsion as a balance between cost and effect », disponible à *l'Annexe V,* on peut tenter de déterminer un facteur k moyen entre la force (couple) maximum et la force (couple) moyenne permettant d'obtenir la même puissance moyenne. Si on suppose un diamètre de 0,6 m (≈ 24 "), avec une puissance de 20 W et une vitesse du fauteuil de 1,39 m/s (valeur semblable obtenue avec nos calculs, en supposant l'accélération nulle), la force moyenne dans le cas de l'étude peut être calculée :

$$F_{moy} = \frac{P}{v} = \frac{20}{1{,}39} = 14{,}39[N]$$

Et si on se réfère au graphe de la figure 4 (page 5 du document précité), on trouve comme valeur de la force maximum entre les différents essais :

$$F_{max} = 75[N]$$

Et donc un coefficient k : $k = \frac{F_{max}}{F_{moy}} = \frac{14{,}39}{75} \approx 5$

Toutefois, ces résultats sont à prendre avec précaution car la puissance en jeu est encore relativement faible dans le cas de cette étude et il est fort probable que le facteur k décroisse fortement lorsque la difficulté augmente. En effet, si on imagine une pente relativement difficile à franchir avec un fauteuil roulant manuel, le couple maximum fournit par la personne ne pourra pas dépasser celui autorisé par les capacités musculaires de celle-ci. Cette personne devra donc s'adapter pour obtenir un couple plus constant, en réduisant pas exemple l'amplitude de son mouvement et donc l'angle de poussée.

Si on suit cette idée, le fait de considérer uniquement le couple moyen pour calculer l'effort limitant dans la pire configuration n'est pas aberrant ; la personne devra alors s'adapter pour obtenir le moment le plus constant possible afin de profiter au maximum de l'assistance, tout comme une personne sur un fauteuil manuel est limitée par ses capacités musculaires.

On peut cependant vérifier que le fonctionnement du fauteuil, à plat, satisfait une utilisation normale au sens de l'évolution de la force tangentielle appliquée sur la main-courante, c'est-à-dire avec des pics de force. Le couple d'assistance moyen à plat a été calculé au point précédent et défini à 8,12 [Nm] (à vitesse constante). Le couple maximum à devoir être fourni dans cette situation vaut donc :

$$C_{max,plat} = k.C_{moy,plat} = 5.8{,}12 = 40{,}6[Nm]$$

Ce qui est bien inférieur au couple maximum de 50 Nm.

Cette étude biomécanique du mouvement en fauteuil roulant permet ainsi de conforter nos précédents développements mathématiques. La prise en compte d'une certaine accélération lors des calculs sous EES a pris intuitivement en compte les pics de force imposés par l'utilisateur. De ce fait, nos résultats sont parfaitement cohérents.

Personne de contact : Corentin LUTGEN *date : 7/12/2013*

Modèle plus complexe

Afin d'affiner les résultats que nous avons obtenus précédemment, nous allons prendre en compte plusieurs phénomènes que nous avons jusqu'alors négligés.

Le principe de ces calculs se base sur les notions enseignées dans le cadre du cours de « *MECA0478 : Systèmes de propulsion électriques, hybrides et non conventionnels* » et plus particulièrement les cours « *Performance 2* » et « *Performance 3* » de l'année 2012-2013.

Le développement mathématique est réalisé dans les feuilles manuscrites suivantes. Nous pouvons également donner quelques informations supplémentaires ici :

- Lors du calcul de la force aérodynamique, nous avons choisi de prendre les données les plus défavorables fournies par l'*Annexe X.*
- Concernant la résistance des paliers, la valeur donnée de 0,1Nm correspond à 1 seul roulement, on veillera donc à multiplier cette valeur par 8 (2 roulements par roue) afin de considérer toutes les roues de la chaise. Dans cette configuration, nous serons également dans le pire des cas, car tous les roulements n'opposent pas un couple aussi grand que 0,1 Nm.
  Ces valeurs proviennent de l'*Annexe XI*.
- Pour le calcul de la résistance due à l'écrasement des pneus, le facteur f=±0,02 correspond à la tangente du graphique à la *Figure 4* de l'*Annexe XII*.
- Nous aurions pu également tenir compte de la résistance au pivotement des roues, mais ce phénomène est très complexe et dépend fortement du type de surface, de l'état des pneus…
  Nous négligerons donc cet effet qui ne semble, a priori, pas être prépondérant selon la littérature pour une utilisation « normale »

de ce type de transport (il n'en aurait pas été de même pour un fauteuil roulant sportif, là où les pivotements sont très fréquents).

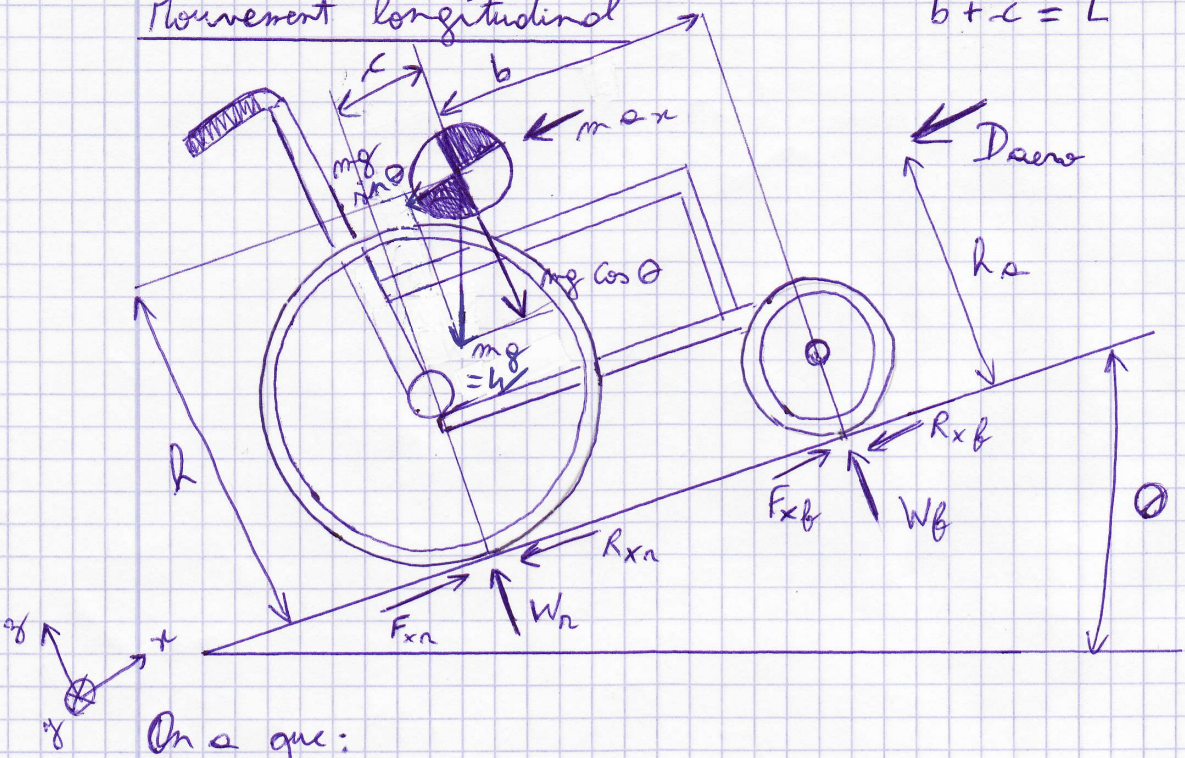
LUTGEN
CORENTIN

CALCUL DE LA PUISSANCE

(1)

Mouvement longitudinal

$b + c = L$



On a que :

$$\sum F_x = m\,a_x$$

$$\sum F_z = 0$$

$$\sum M_y = 0$$

A l'équilibre :

$$\cap x : m\,a_x = F_{xf} + F_{xn} - R_{xn} - R_{xf} - mg\sin\theta - D_{aero} \quad (1)$$

$$\cap z : 0 = mg\cos\theta - W_f - W_n \quad (2)$$

$$\cap y : 0 = W_f \cdot b - W_n \cdot c + F_{xf} \cdot h + F_{xn} \cdot h - R_{xf} \cdot h - R_{xn} \cdot h + D_{aero}(h_a - h) \quad (3)$$

La force en dessous de chaque roue peut être trouvée grâce aux équations (2) et (3), on trouve alors :

- $W_f = mg\cos\theta\,\frac{c}{L} - F_{xn}\,\frac{h}{L} - F_{xf}\,\frac{h}{L} + R_{xn}\,\frac{h}{L} + R_{xf}\,\frac{h}{L} - D_{aero}\,\frac{h_a - h}{L}$ (4)
- $W_n = mg\cos\theta\,\frac{b}{L} + F_{xn}\,\frac{h}{L} + F_{xf}\,\frac{h}{L} - R_{xn}\,\frac{h}{L} - R_{xf}\,\frac{h}{L} + D_{aero}\,\frac{h_a - h}{L}$ (5)

L'équation (1) peut également être réécrite sous la forme :

$$m a_x = F_x - R_{rl} - mg \sin\theta - D_A \qquad (6)$$

Si on réexprime les équations (4) et (5) en terme d'accélérations :

$$W_f = mg \cos\theta \frac{c}{L} - m a_x \frac{h}{L} - D_{aero} \frac{h_a}{L} - mg \sin\theta \frac{h}{L} \qquad (7)$$

$$W_r = mg \cos\theta \frac{b}{L} + m a_x \frac{h}{L} + D_{aero} \frac{h_a}{L} + mg \sin\theta \frac{h}{L} \qquad (8)$$

Puissance aux roues

$$\mathcal{P}_{wheels} = \eta_{meca} \mathcal{P}_{motor} = \underbrace{\eta_{meca}\, \eta_{elec}}_{\eta} \mathcal{P}_{electrique}$$

Effort de traction des roues

$$\mathcal{P}_{wheels} = F_{wr} \cdot r = F_{wr} \cdot \omega_{wr} \cdot R_e$$

↳ rayon effectif

$$\mathcal{P}_{motor} = C_m \omega_m$$

et $\omega_m = i \omega_{wr}$ avec i = rapport de vitesse > 1

$$\Rightarrow F_{wr} = \eta C_m \frac{\omega_m}{\omega_{wr} \cdot R_e} = \eta C_m \frac{i}{R_e}$$

Force de résistance

- Forces aérodynamiques :

La vitesse maximale d'un fauteuil roulant étant relativement faible, cette force est d'un ordre bien inférieure aux autres.

Cette force est estimée entre 1,6 N pour une vitesse de 1 m/s

(VOIR ANNEXE XI) 4 N ——— 1,6 m/s

39 N ——— 5 m/s

Il est inutile d'aller plus loin étant donné que la vitesse maximale pour notre fauteuil roulant est $< à 5 m/s = 18 km/h$

On pourra faire une interpolation quadratique de ces valeurs

(3)

VOIR ANNEXE XI

- Forces de résistance dans les galets :

D'après les expériences menées jusqu'à aujourd'hui, ce type de force résistante reste négligeable. En effet, l'ordre du couple résistant de roulement est de 0,1 Nm.
On multipliera donc cette valeur par le rayon de la roue pour obtenir la force correspondante.

- Force de résistance dues à la compression des pneus :

Cette force est prépondérante dans le cas du mouvement d'un fauteuil roulant. Plusieurs facteurs influencent cette force. On peut notamment cité :

- La pression des pneus
- L'hystérésis du caoutchouc
- La friction
- La surface de la route

Par l'expérience, celle-ci peut être définie comme étant linéaire avec la force verticale appliquée sur le pneu.
On a donc :

$$F_{rl} = f\,W$$

où f est un coeff de proportion
Dans le cadre des fauteuils roulants, l'expérience a démontré que $f \simeq 0,02$. (VOIR ANNEXE XII)

- Force due à la montée

$$F_{grading} = mg \sin\theta$$

Au final, on a que :

$$F_{res} = F_{aero} + F_{galets} + F_{rl} + F_{grading}$$

$$\Rightarrow m \cdot a_x = F_{moteur} - F_{res} \Leftrightarrow F_{moteur} = m \cdot a_x + F_{res}$$

④

En descente, les équations sont légèrement différentes :
↳ en mode freinage (F_x et R_x dans le même sens)

A l'équilibre :

$$\text{A } x : m a_x = F_{xf} + F_{xn} + R_{xn} + R_{xf} - m g \sin\theta + D_{aero} \quad (9)$$

$$\text{A } z : 0 = m g \cos\theta - W_f - W_n \quad (10)$$

$$\text{A } y : 0 = W_f \cdot b - W_n \cdot c - F_{xf} \cdot h - F_{xn} \cdot h - R_{xf} \cdot h - R_{xn} \cdot h + D_{aero}(h_a - h) \quad (11)$$

On trouve donc :

$$\cdot W_f = m g \cos\theta \frac{c}{L} + F_{xn} \frac{h}{L} + F_{xf} \frac{h}{L} + R_{xn} \frac{h}{L} + R_{xf} \cdot \frac{h}{L} - D_{aero} \frac{h_a - h}{L} \quad (12)$$

$$\cdot W_n = m g \cos\theta \frac{b}{L} - F_{xn} \frac{h}{L} - F_{xf} \frac{h}{L} - R_{xn} \frac{h}{L} - R_{xf} \cdot \frac{h}{L} + D_{aero} \frac{h_a - h}{L} \quad (13)$$

L'équation (9) peut se réécrire :

$$m a_x = F_x + R_{rl} - m g \sin\theta + D_A$$

Si on réexprime les équations (12) et (13) en terme d'accélérations :

$$\cdot W_f = m g \cos\theta \frac{c}{L} + m \cdot a_x \cdot \frac{h}{L} - D_{aero} \frac{h_a}{L} + m g \sin\theta \frac{h}{L}$$

$$\cdot W_n = m g \cos\theta \frac{b}{L} - m \cdot a_x \cdot \frac{h}{L} + D_{aero} \frac{h_a}{L} - m g \sin\theta \frac{h}{L}$$

Au final, on a que :

$$F_{res} = F_{aero} + F_{poliers} + F_{rl} - F_{freinage} \quad \text{(en descente)}$$

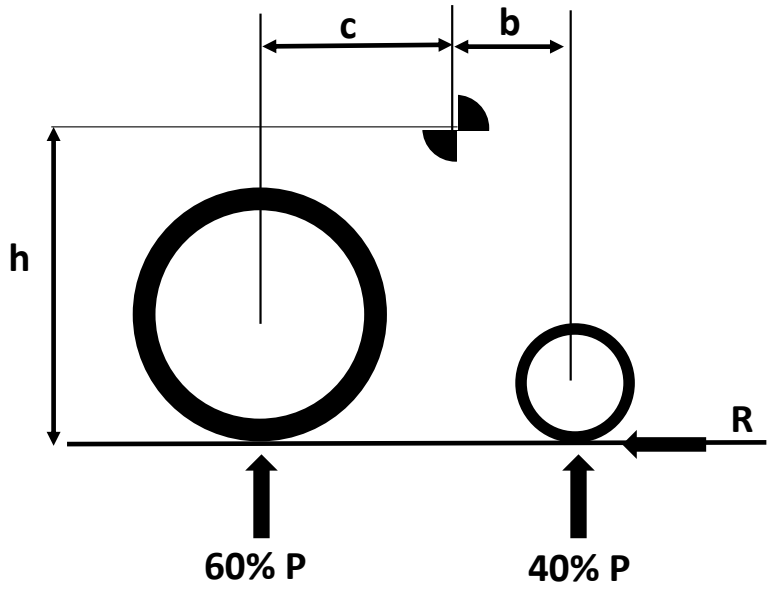
$$\Rightarrow m \cdot a_x = F_{moteur} + F_{res} \Leftrightarrow F_{moteur} = m \cdot a_x - F_{res}$$

↳ décélération

Ensuite, nous devons déterminer la valeur des différents paramètres en jeu.

1) Déterminer les valeurs de c et b (distances axes-CG)

Si on se réfère à l'*Annexe XIII*, on trouve la configuration suivante :



Si on écrit les équations d'équilibre, on trouve :

- Verticalement : P = 0.6 P + 0.4 P
- Horizontalement : R =0
- Moment autour de CG : 0.4 P b – 0.6 P c – R h = 0

$$0.4\ b = 0.6\ c$$

$$\boxed{b/c = 3/2}$$

Et on sait également que b + c = L , avec L qui est donné dans les caractéristique de la chaise.

2) Déterminer la valeur de h

Il n'y a pas de réelles données concernant cela, étant donné qu'elle dépend du poids du fauteuil et de l'utilisateur. En bonne approximation, on peut supposer le centre de gravité au niveau des hanches de la personne assise, c'est-à-dire 20 cm au-dessus de l'assise du siège (la hauteur de l'assise par rapport au sol est également une donnée technique fournie par le constructeur).

3) Déterminer la valeur de h_a (hauteur du point d'application de F_aero)

On peut supposer que la force de traînée s'applique au centre de gravité de la surface frontale (personne + fauteuil). Cette distance est considérée égale à h.

Résolution du problème à l'aide du logiciel EES

Nous avons maintenant toutes les données nécessaires à la résolution du problème. Concernant les dimensions utilisées, celles-ci proviennent du fauteuil manuel que nous allons utiliser comme base (l'Invacare Action 1, voir *Annexe VI*).

Voici le code utilisé (logiciel *EES*):

```
"!Calcul des caractéristiques moteur"

"!Données techniques (hypothèse d'un fauteuil manuel standard : L'INVACARE ACTION 1)"
L = 425 "[mm]" * 10^(-3) [m]
b + c = L
b/c = 3/2
m_fauteuil = 17 [kg]
m_personne = 130 [kg]"Masse maximale de la personne embarquée"
m_moteur_controleur = 4 + 0,500 [kg]"Masse maximale pour 1 moteur + 1 controleur
(source Internet)"
m_batterie = 4 [kg]"Masse maximale pour 1 batterie (source Internet)"
m_electronic = 1 [kg]"Masse maximale pour l'ensemble de l'életronique (µC, capteurs)
(source Internet)"
m_transmission = 0 [kg]"On suppose qu'il n'y a pas de transmission, la justification est
donnée la section : Choix du type de moteur et transmission"
rayon = 24/2 "[pouces]" *2,54*10^(-2) [m]
g = 9,81 [m/s^2]
h_a = h
h_assise = 475 "[mm]" * 10^(-3) [m]
h_hanches = 20 "[cm]" * 10^(-2) [m]
h = h_assise + h_hanches
m = m_personne + m_fauteuil + m_moteur_controleur*2 + m_batterie + m_electronic +
m_transmission*2

"!Calculs pour différentes configurations"
"Paramètres supposés constants"
theta = 14 "[%]" /100*45 [deg]"Pente max. de 14%"
pourcentage_assistance = 80 "[%]" /100 [-] "Le moteur fourni max, 80% de l'énergie au
mouvement"
F_paliers = rayon*0,1*8 "La force de résistante des paliers est supposée constante"
F_grading = m*g*sin(theta)

"1) Situation en côte, sans accélération, à vitesse constante"
v_cote = 3 "[km/h]" /3,6 [m/s]"Vitesse maximale en côte"
acceleration_cote = 0"On ne suppose pas d'accélération"

F_res_cote = F_aero_cote + F_paliers + F_rl_cote + F_grading"Force résultante"
F_aero_cote = 1,573529412*v_cote^2 - 0,09117647059*v_cote+ 0,1176470588
"Interpolation quadratique des données"
```

```
F_rl_cote =  0,02*(W_f_cote + W_r_cote)"Force de résistance due à l'écrasement des pneus"
W_f_cote = m*g*cos(theta) *(c/L)-m*acceleration_cote*h/L-F_aero_cote*h_a/L-m*g*sin(theta)*h/L
W_r_cote = m*g*cos(theta) *(b/L)+m*acceleration_cote*h/L+F_aero_cote*h_a/L+m*g*sin(theta)*h/L

P_cote_assistance = F_res_cote*v_cote*pourcentage_assistance
Couple_cote_assistance = P_cote_assistance/v_cote*rayon

"2) Situation en côte, démarrage de l'arrêt avec accélération"
temps_acc_cote = 2 [s]"On suppose que la vitesse max est atteinte en min 2s dans le pire des cas"
acceleration_arret_cote = v_cote/temps_acc_cote

F_res_arret = F_paliers + F_rl_arret + F_grading + F_acc_arret_cote"Force résultante"
F_rl_arret =  0,02*(W_f_arret + W_r_arret)
W_f_arret = m*g*cos(theta) *(c/L)-m*acceleration_arret_cote*h/L-m*g*sin(theta)*h/L
W_r_arret = m*g*cos(theta) *(b/L)+m*acceleration_arret_cote*h/L+m*g*sin(theta)*h/L
F_acc_arret_cote = m*acceleration_arret_cote

Couple_arret_cote_assist = F_res_arret*pourcentage_assistance*rayon

"3) Situation à plat, avec accélération"
v_plat = 7 "[km/h]" /3,6 [m/s]
temps_acc_plat = 2 [s]"On suppose que la vitesse max est atteinte en min 2s dans le pire des cas"
acceleration_plat = v_plat/temps_acc_plat"Accélération max"

F_res_plat = F_aero_plat + F_paliers + F_rl_plat + F_acc_plat"Force résultante"
F_aero_plat = 1,573529412*v_plat^2 - 0,09117647059*v_plat+ 0,1176470588
"Interpolation quadratique des données"
F_rl_plat =  0,02*(W_f_plat+ W_r_plat)
W_f_plat = m*g*(c/L)-m*acceleration_plat*h/L-F_aero_plat*h_a/L
W_r_plat = m*g*(b/L)+m*acceleration_plat*h/L+F_aero_plat*h_a/L
F_acc_plat  = m*acceleration_plat

P_plat_assistance = F_res_plat * v_plat *pourcentage_assistance
Couple_plat_assistance = P_plat_assistance/v_plat*rayon

"4) Freinage en descente jusque l'arrêt"
v_descente = 7 "[km/h]" /3,6 [m/s]
temps_dec_descente = 2 [s]"On suppose qu'il faut min 2s dans le pire des cas"
deceleration_descente = v_descente/temps_dec_descente"Décélération max"

F_res_descente = - F_aero_descente - F_paliers - F_rl_descente + F_grading + F_dec_descente"Force résultante"
```

F_aero_descente = 1,573529412*v_descente^2 - 0,09117647059*v_descente+ 0,1176470588 "Interpolation quadratique des données"
F_rl_descente = 0,02*(W_f_descente + W_r_descente)"Force de résistance due à l'écrasement des pneus"
W_f_descente = m*g*cos(theta) *(c/L)-m*deceleration_descente*h/L-F_aero_descente*h_a/L-m*g*sin(theta)*h/L
W_r_descente = m*g*cos(theta) *(b/L)+m*deceleration_descente*h/L+F_aero_descente*h_a/L+m*g*sin(theta)*h/L
F_dec_descente = m*deceleration_descente

P_descente_assistance = F_res_descente*v_descente*pourcentage_assistance
Couple_descente_assistance = P_descente_assistance/v_descente*rayon

"5) Maintient de l'arrêt"
F_res_maintient = - F_paliers - F_rl_maintient + F_grading"Force résultante"
F_rl_maintient = 0,02*(W_f_maintient + W_r_maintient)"Force de résistance due à l'écrasement des pneus"
W_f_maintient = m*g*cos(theta) *(c/L)-m*g*sin(theta)*h/L
W_r_maintient = m*g*cos(theta) *(b/L)+m*g*sin(theta)*h/L

Couple_maintient_assistance = F_res_maintient*rayon"On suppose que seul le moteur maintient le fauteuil"

"6) Freinage à plat jusque l'arrêt"
temps_dec_plat = 2 [s]"On suppose qu'il faut min 2s dans le pire des cas"
deceleration_plat = v_plat/temps_dec_plat"Décélération max"

F_res_frein_plat = - F_aero_plat - F_paliers - F_rl_frein_plat + F_frein_plat"Force résultante"
F_rl_frein_plat = 0,02*(W_f_frein_plat + W_r_frein_plat)"Force de résistance due à l'écrasement des pneus"
W_f_frein_plat = m*g*cos(theta) *(c/L)-m*deceleration_plat*h/L-F_aero_plat*h_a/L-m*g*sin(theta)*h/L
W_r_frein_plat = m*g*cos(theta) *(b/L)+m*deceleration_plat*h/L+F_aero_plat*h_a/L+m*g*sin(theta)*h/L
F_frein_plat = m*deceleration_plat

P_frein_plat_assistance = F_res_plat*v_plat*pourcentage_assistance
Couple_frein_plat_assistance = P_frein_plat_assistance/v_plat*rayon

Nous obtenons alors les couples et puissances suivantes :

- **Couple de démarrage en côte = 66,33 [N*m]**
- **Couple de croisière en côte = 50,25 [N*m]**
- **Couple de freinage en descente = 71,28 [N*m]**
- **Couple de freinage à plat = 29,02 [N*m]**
- **Couple de maintien à l'arrêt en côte = 43,18 [N*m]**
- **Couple avec accélération à plat = 47,37 [N*m]**

- **Puissance de croisière en côte = 137,4 [W]**
- **Puissance de freinage en descente = 454,7 [W]**
- **Puissance de freinage à plat = 185,1 [W]**
- **Puissance avec accélération à plat = 302,2 [W]**

Tout d'abord, on remarque que les ordres de grandeur sont en accord avec les calculs rapides effectués précédemment. Bien évidemment, la majorité des valeurs obtenues ici sont supérieures étant donné la considération de phénomènes supplémentaires, généralement en défaveur au système de propulsion. Ces valeurs correspondent également à des **instantanés**, c-à-dire qu'il s'agit de couples et puissances maximum appliquées un court instant. Ce sont donc des bornes aux caractéristiques de la motorisation.

Le couple

Concernant le couple, les valeurs maximales obtenues correspondent à un freinage en descente, ainsi qu'à un démarrage en côte. Ici, il ne faut pas prendre ces valeurs au pied de la lettre. En effet, il ne faut pas oublier que nous utilisons 2 moteurs. Dans le cas d'un tel freinage en descente (forte décélération, voir hypothèse dans le code de calcul), il est fort à parier que l'utilisateur freinera à l'aide des deux roues, et donc ce couple sera réparti sur les deux moteurs. Le couple, par moteur, pour ce freinage devient donc 71,28/2 = 35,64 Nm et n'est donc plus limitant.

Pour ce qui est du couple de démarrage en côté, nous avons supposé une certaine accélération (voir code). Ici aussi, il est très peu probable que la personne accélère de cette façon avec une seule roue. Il existe donc deux possibilités :

- Soit la personne accélère autant, mais utilisera surement les deux roues. Le couple doit donc être divisé par 2 pour avoir le couple nécessaire d'un moteur
- Soit la personne veut effectuer une rotation et utilise alors une seule roue. Dans ce cas, il est fort à parier qu'elle n'accélèrera pas aussi fort et donc le couple du moteur est inférieur à la valeur calculée.

Nous pouvons en dire de même pour le couple de croisière en côte. De ce fait, sa valeur limite réelle est inférieure à celle annoncée.

En conclusion, le couple par moteur ne dépassera jamais les 50 Nm. Il faut également mettre en évidence que le moteur sert uniquement d'assistance et ne doit donc pas excéder le couple limite développé par un humain.

La puissance

Concernant la puissance, celle-ci est maximale pour un freinage en descente. Encore une fois, vu les hypothèses de calcul (forte décélération), il est certain que l'utilisateur utilisera les deux roues freiner. Cette puissance est donc à diviser par deux pour obtenir celle d'un seul moteur.

Il vient ensuite la puissance avec accélération à plat. Ici aussi, les hypothèses effectuées nous poussent à croire que la personne accélèrera à l'aide des deux roues pour utiliser cette puissance. Il faut donc également diviser cette puissance par 2.

En conclusion, la puissance par moteur ne dépassera jamais les 250 W. Il faut également mettre en évidence que le moteur sert uniquement d'assistance et ne doit donc pas excéder la puissance limite développée par un humain.

Remarque : Afin de conforter nos résultats, nous pouvons confirmer que les valeurs trouvées ici ne sont pas exorbitantes, malgré le fait d'avoir considéré le pire des cas. En effet, si on se réfère au texte : *A kinetic analysis of trained wheelchair racers during two speeds of propulsion (Annexe XIV)*, on remarque que les puissances et couples mis en jeu par des sportifs entrainés peuvent atteindre des valeurs doubles de celles-ci.

Vitesse de rotation

Il s'agit également d'une donnée à ne pas négliger. Le couple développé par les moteurs dépend en effet de leur vitesse de rotation. Pour notre problème, nous avons deux valeurs de référence (pour une roue de 24´´):

- À 3km/h : N = 26,1 t/min
- À 7km/h : N = 61 t/min

Il ne faudra donc pas négliger ce paramètre étant donné le faible nombre de révolution par minute.

Personne de contact : Corentin LUTGEN *date : 5/12/2013*

Calculs simples (ordre de grandeur)

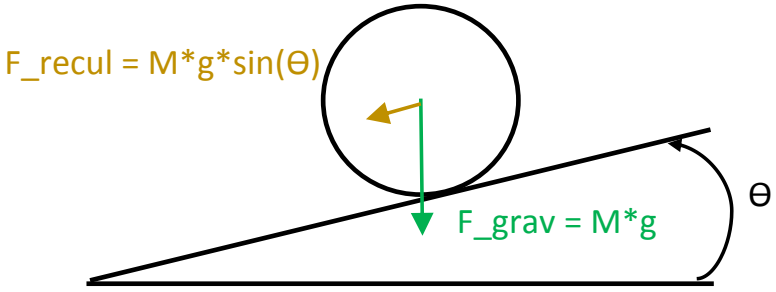
Lors du design de tout système, il peut être intéressant d'effectuer de simples calculs afin de se donner un ordre de grandeur des paramètres mis en jeu. De cette manière, ces premières valeurs serviront ensuite à conforter nos futurs résultats dans le cadre de calculs plus complexes et sujets à erreurs d'implémentation.

Dans notre problème dynamique, en première approximation, nous pouvons modéliser notre chaise roulante par une simple roue dont toute la masse est rassemblée en un point, en son centre. Afin de simplifier encore les calculs, nous supposerons que cette roue roule sans glisser et qu'il n'y a aucune force de résistance, à part l'inertie.

De cette manière, le seul moment où le système aura besoin d'énergie pour se mouvoir sera en pente.

- **En montée**, le système devra propulser le fauteuil à raison de 80% de l'énergie totale (ce seuil maximum a été déterminé par le cahier des charges. Il est également similaire dans les systèmes actuels, voir *Annexes VII et VIII*).
  Il devra également être capable de maintenir l'arrêt un certain temps.
- **En descente**, le système devra freiner à raison de 80% de l'énergie totale.

Une représentation de la situation en montée est donnée ci-après :



Etant donné qu'aucune force ne travaille à part F_recul, le moteur devra donc compenser 80% de celle-ci afin que le système continue son mouvement de MRU.

Nos calculs seront également effectués, dans un premier temps, dans le pire des cas de figure (en respectant les hypothèses précédentes).

Ces différents calculs ont été implémentés dans le logiciel EES, par simple préférence. Voici le code utilisé :

```
"!Données"
"Il s'agit ici de données techniques provenant du cahier des charges, mais également des Annexes VI, VII, VIII et IX"
Pente_max = 14 [%]"Normalement de 12% en manuel, mais peu atteindre 14% selon d'autres sources"
Masse_pers= 130 [kg]"Charge maximale autorisée sur tous les modèles pratiquement"
Masse_faut = 30 [kg]"Masse maximale du fauteuil déterminée par le cahier des charges. Les concurrents se situent autour de 22 kg (fauteuil non inclus)"
V_pente = 3 [km/h]"Choix d'une vitesse souhaitée en pente"
gravité = 9,81 [m/s]
Rayon_roue = 24*2,54/2 [cm]"Utilisation d'une roue standard de 24 pouces"

"!Calcul de la puissance max nécessaire"
F_grav = (Masse_pers + Masse_faut) * gravité
F_pente = F_grav * sin(45/100*Pente_max)
Puissance_pente = F_pente * V_pente/3,6

Puissance_moteur = 0,80*Puissance_pente

"!Calcul du couple"
"La force F_pente s'applique au contact roue-sol, le couple correspondant est donc donnée par :"
C_pente = Rayon_roue/100 * F_pente * 0.80
```

Nous obtenons ainsi les résultats suivants :

- **C_pente = 42 [Nm]**
- **Puissance_moteur = 114,8 [W]**

Ce couple et cette puissance correspondent au total requis. Si les moteurs, au nombre de 2, travaillent équitablement, ces valeurs

doivent être divisées par 2. Néanmoins, nous conservons ces valeurs telles quelles car nous gardons la possibilité que la personne veuille effectuer une rotation en pente. A ce moment-là, il n'y aurait qu'un seul moteur en fonctionnement, et donc les valeurs trouvées ci-avant correspondraient à un seul moteur.

IMPORTANT : Il est essentiel de garder en tête que ces calculs rapides sont plus qualitatifs que quantitatifs car les hypothèses effectuées sont très simplificatrices. Notamment, nous n'avons supposé aucune accélération, alors qu'en pratique son influence est grande sur les calculs de puissance. Nous réservons son implémentation dans les calculs plus complexes.

Personne de contact : Corentin LUTGEN *date : 5/12/2013*

Dimensionnement des moteurs

Dans cette partie du projet, nous allons dimensionner les moteurs que nous devrons utiliser. Il s'agira ainsi de déterminer la puissance, ainsi que le couple nécessaire en fonction de la vitesse de rotation des roues. Ensuite, dans le cadre de notre prototype final, nous effectuerons une sélection parmi les moteurs disponibles sur le marché afin d'utiliser un moteur répondant au mieux à nos critères.

Les pages qui vont suivre regroupent les étapes suivantes :

1) Calculs simples pour avoir un ordre de grandeur
2) Elaboration d'un modèle plus complexe
3) Nouveaux calculs à l'aide du dernier modèle
4) Synthèse des paramètres moteur requis

Personnes de contact : Corentin LUTGEN et Cyril Bomble *date : 25/05/2014*

Réalisation finale de la roue instrumentée

Ce papier a pour but d'illustrer le montage final de la roue, avec toute l'électronique intégrée. Il s'agit donc de la réalisation finale que nous avons obtenue après de nombreuses heures de recherche et de travail. Celle-ci constitue donc une pièce maitresse de notre projet.

Concernant le contenu de cette roue, tout a été dit dans les sections précédentes. Il faut juste remarquer que nous avons ajouté un disque transparent en Plexiglass en guise de protection du système électronique.

Voici donc le fruit de notre travail en images :

Vue d'ensemble de la roue

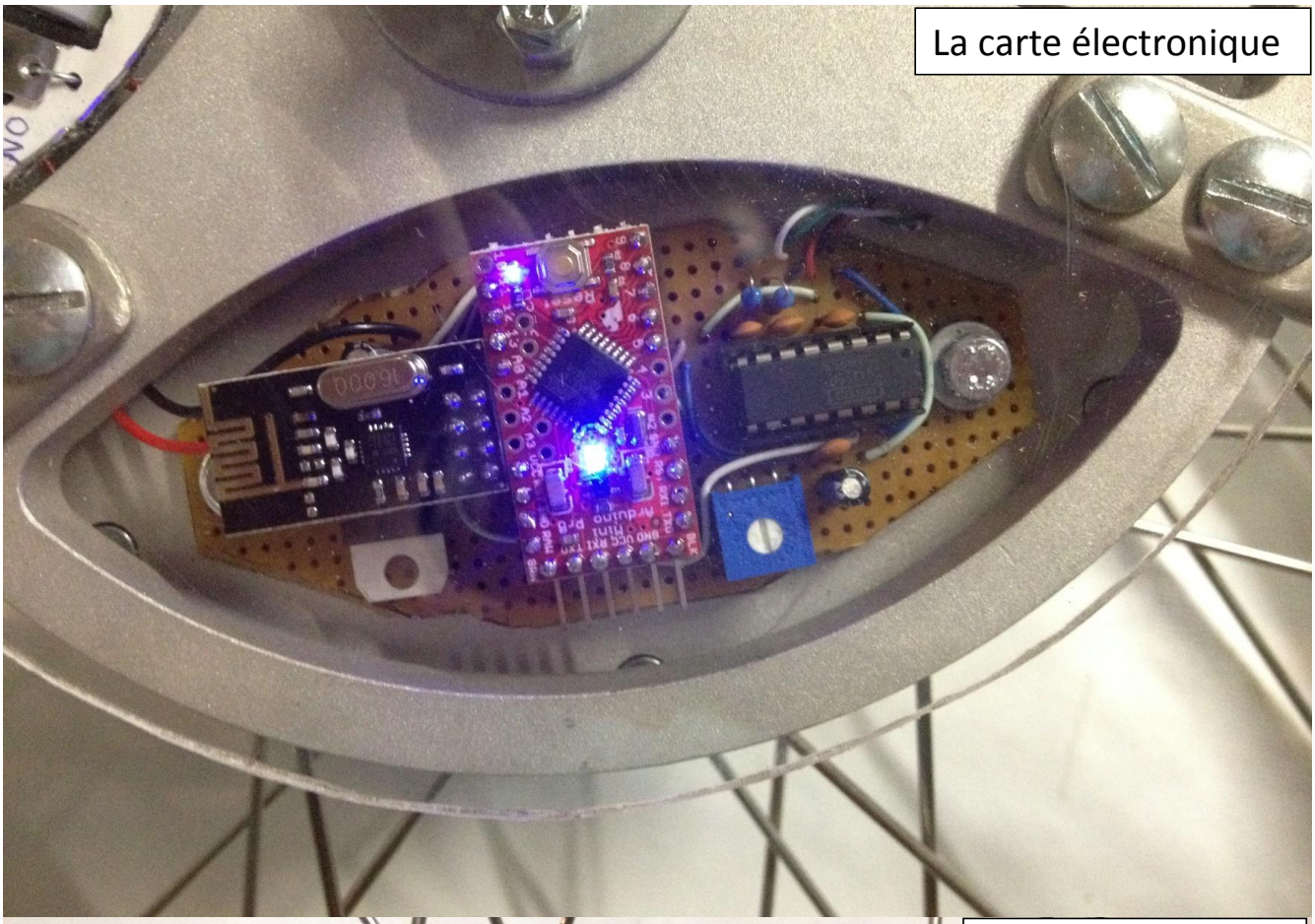


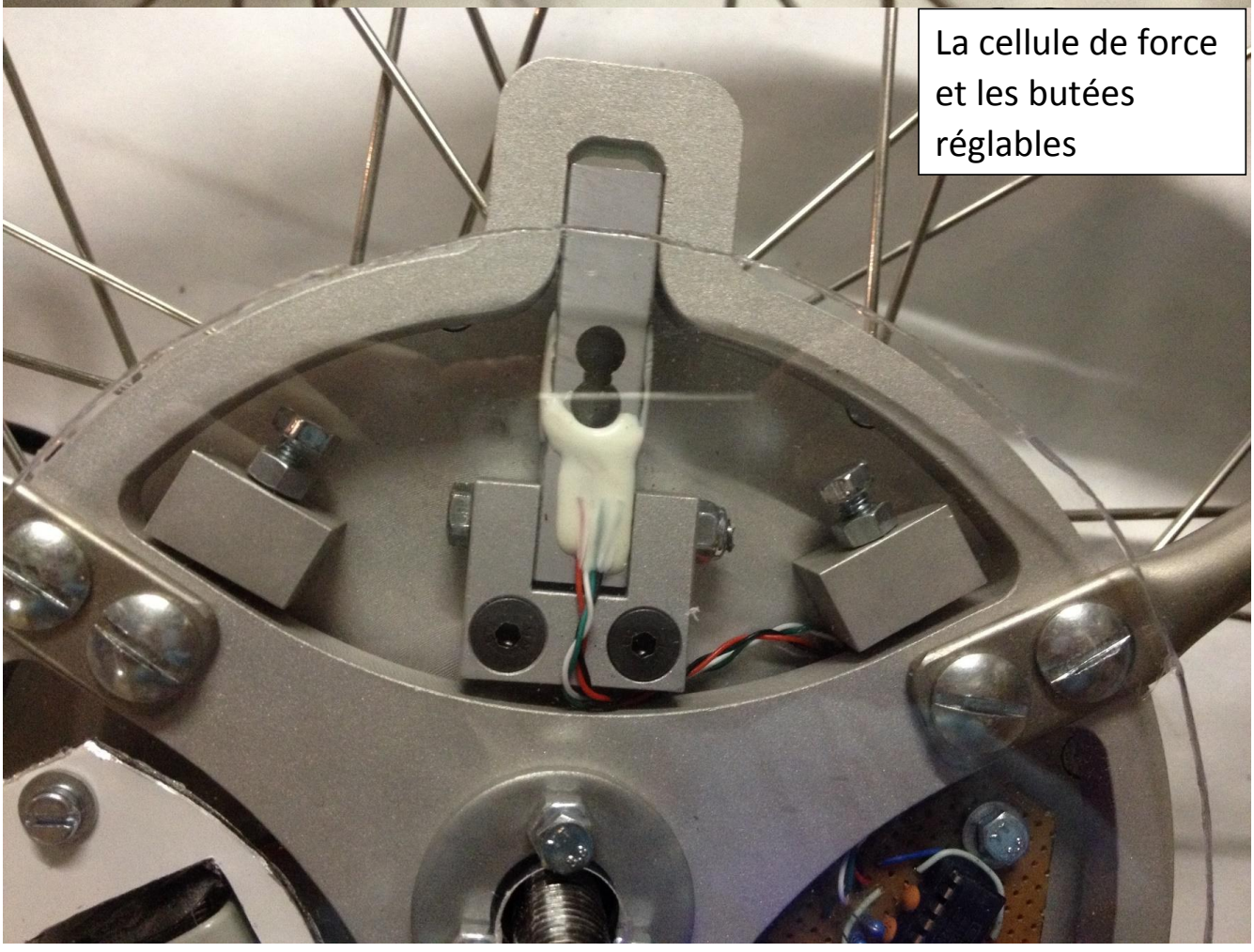


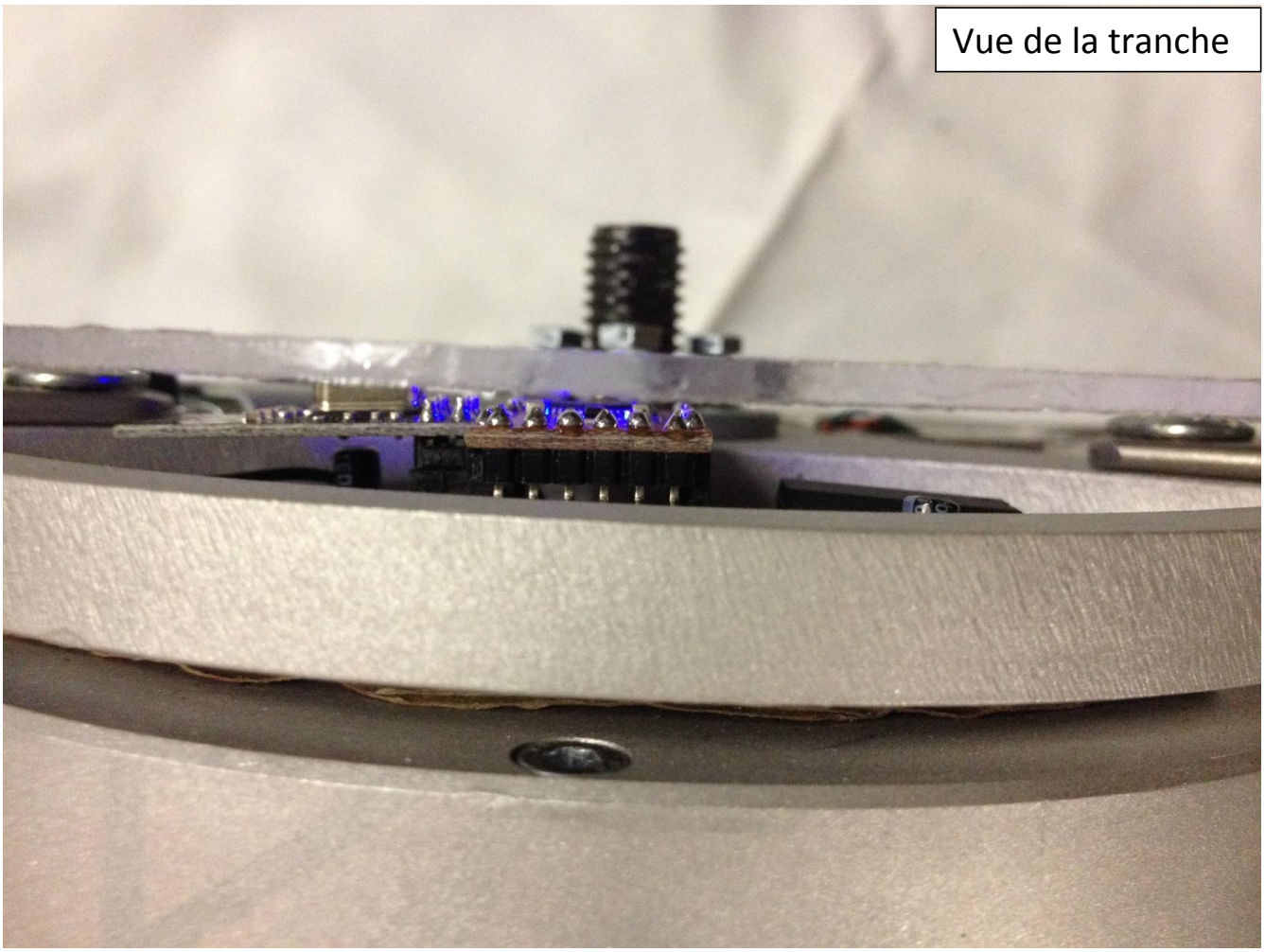
Vue sur le système électronique



La pile 9V + switch


La carte électronique


La cellule de force
et les butées
réglables


Vue de la tranche

Personnes de contact : Corentin LUTGEN *date : 20/05/2014*

Schéma électronique – Coté roue

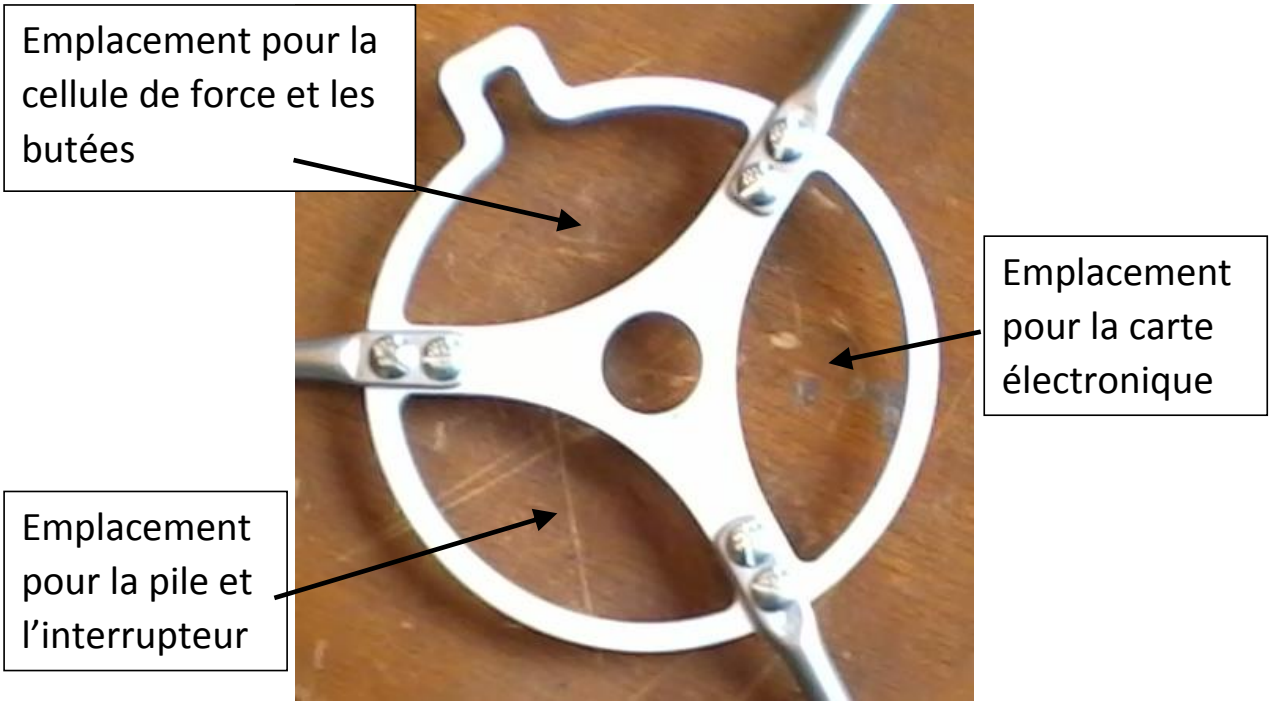
Maintenant que nous connaissons l'ensemble des composants électroniques qui composeront le système coté roue, nous pouvons en déduire le schéma électronique à implémenter.

Tout d'abord, voici un bref rappel des composants nécessaires :

- Cellule de force 50kg CZL635
- Arduino Pro Mini
- Amplificateur d'instrumentation INA125P
- Batterie 9V + connecteur
- Interrupteur ON/OFF
- Module Wifi NRF24L01
- Potentiomètre 200 Ohm
- Régulateur de tension 3.3V (pour alimenter le module NRF24L01)

Remarque : Le schéma électronique associé est donné à la fin de ce papier.

Comme nous devons insérer l'ensemble de ces composants sur la roue, nous avons décidé de les placer dans les emplacements libres du système de capteur (voir figure suivante) :



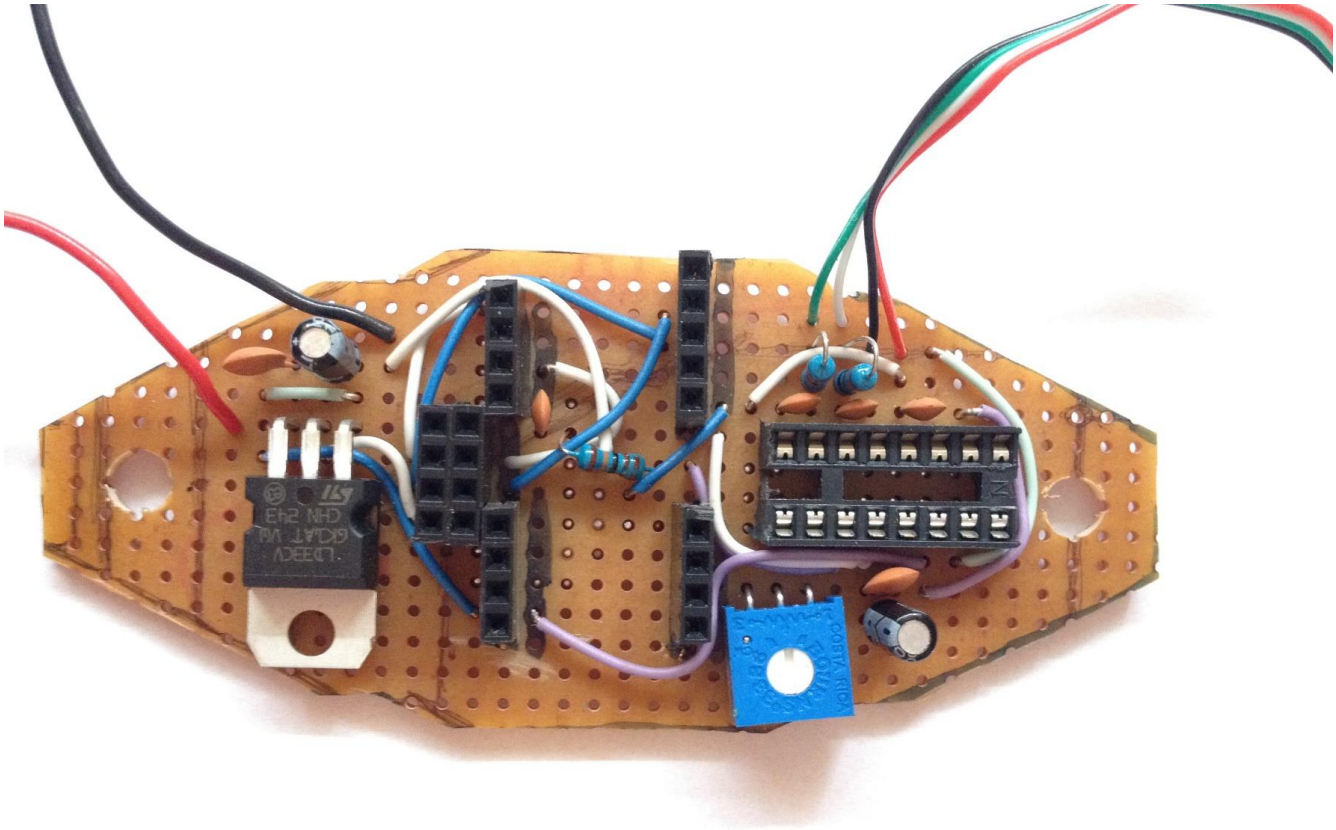
Il faut donc arriver à compacter l'ensemble de l'électronique dans l'emplacement « elliptique » prévu à cet effet.

Il est difficile d'expliquer comment nous avons optimisé l'espace. En quelques mots, nous avons procédé par itération, en effectuant plusieurs schémas différents jusqu'à obtenir celui suffisamment compact.

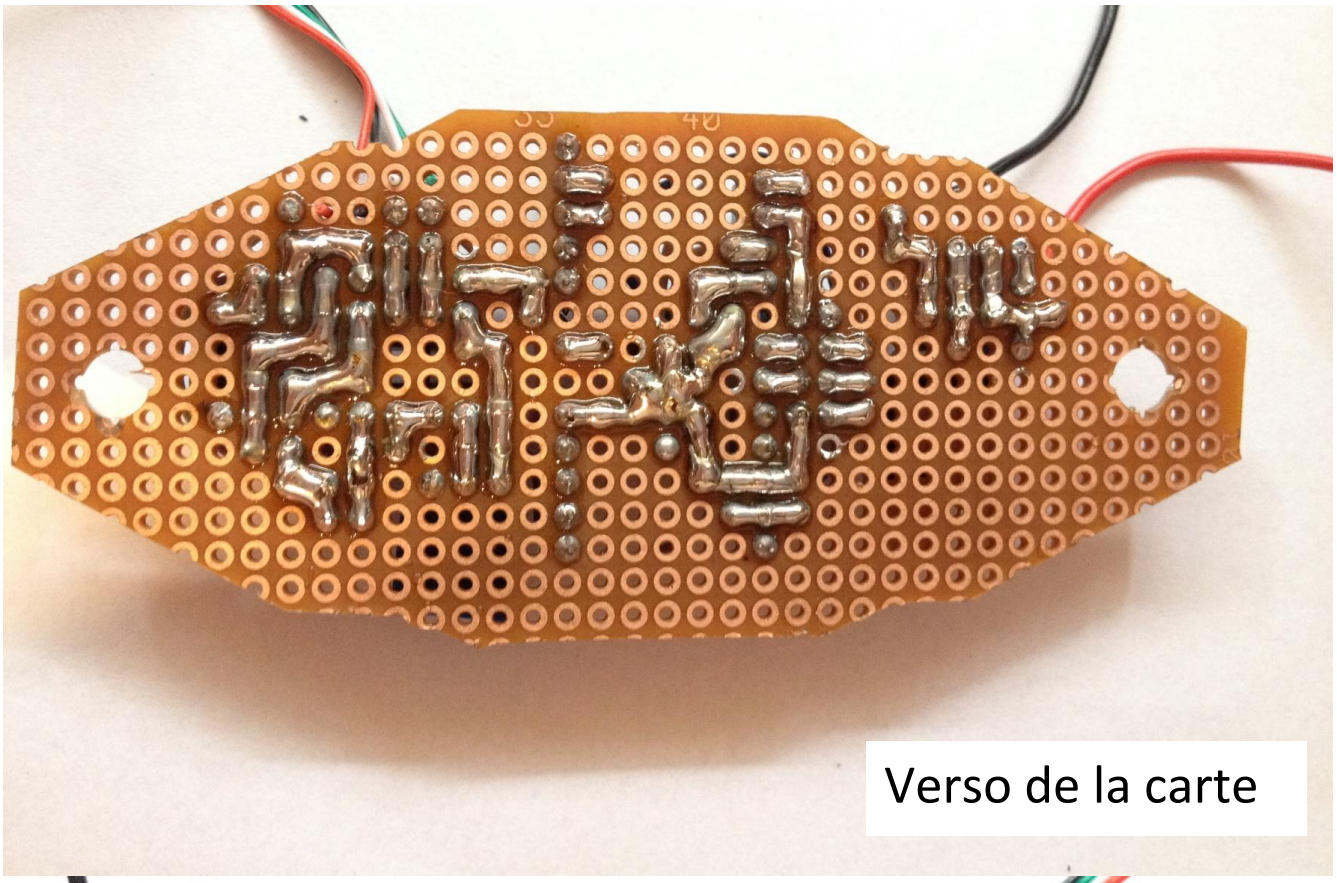
Remarque : Le schéma de la carte prototype réalisé est donné à la fin de ce papier

Il faut également préciser que nous avons disposés l'Arduino, l'INA125P et le transmetteur sans fil sur des headers, afin de pouvoir les ôter si un problème survenait.

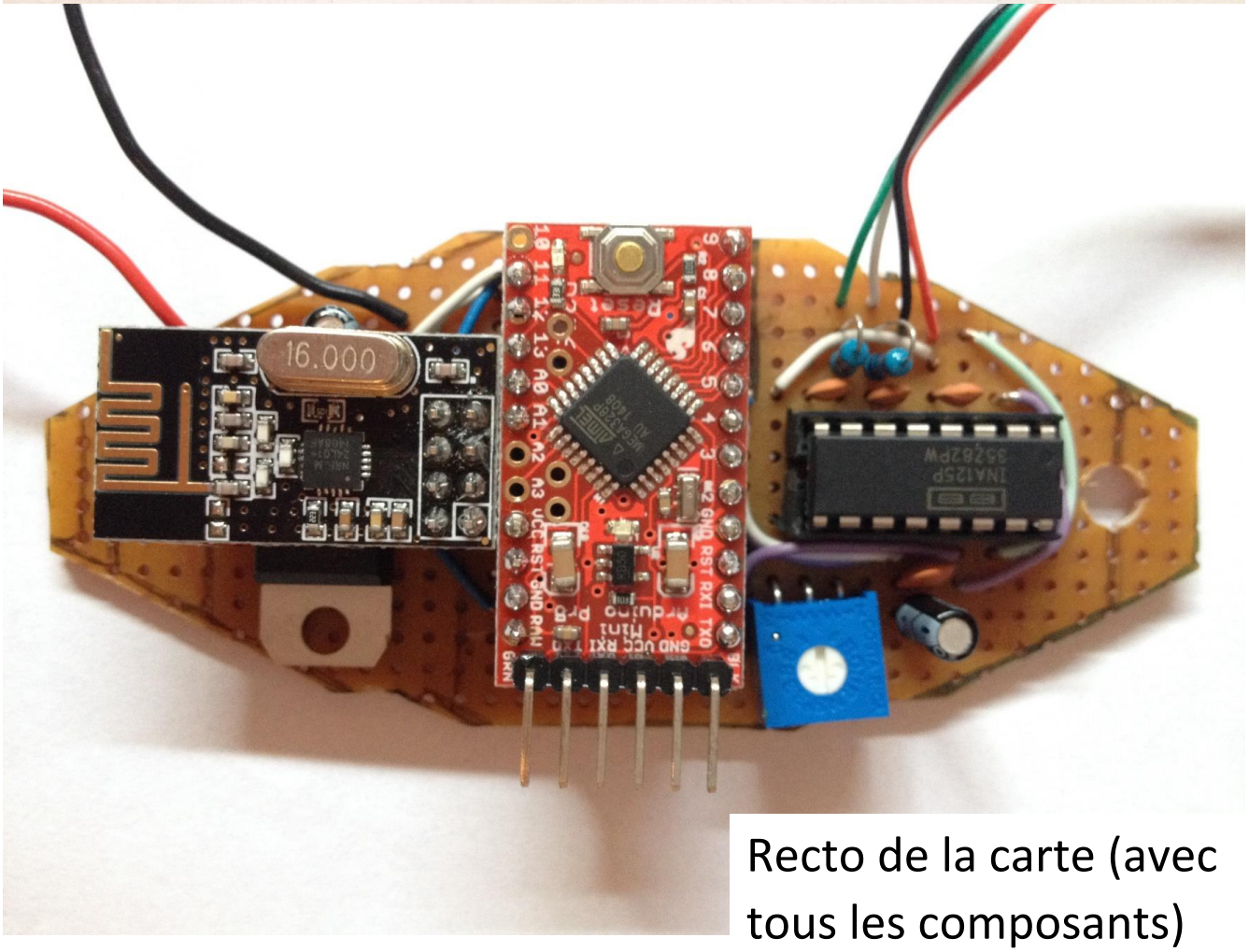
Après avoir soudé l'ensemble des composants sur la carte, nous obtenons ce résultat :



Recto de la carte (sans les composants)



Verso de la carte



Recto de la carte (avec tous les composants)

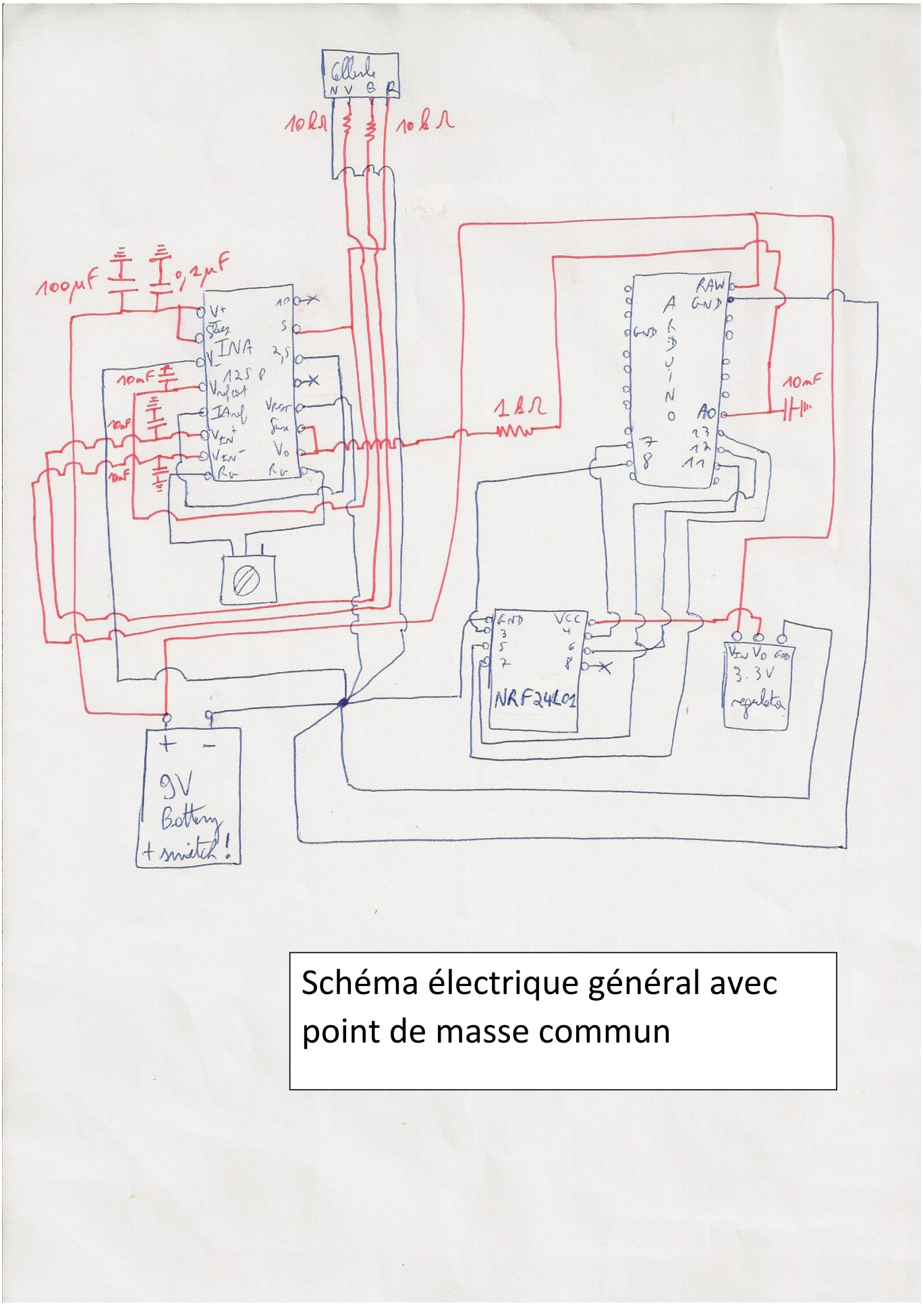
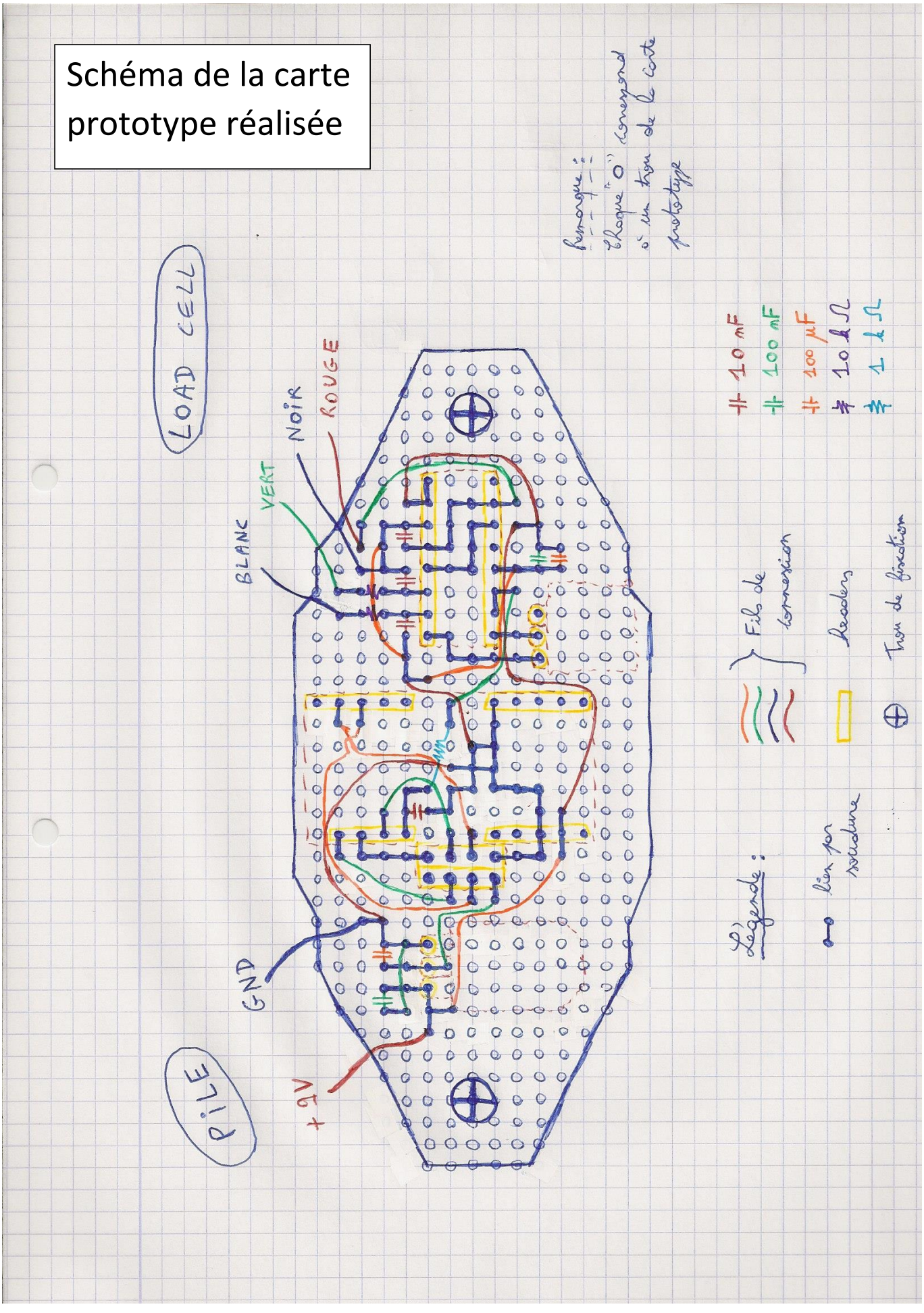


Schéma électrique général avec point de masse commun

Schéma de la carte prototype réalisée

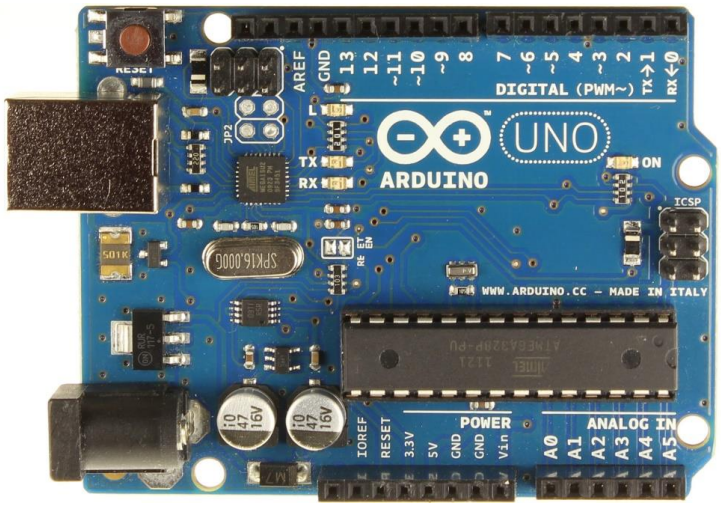


Personnes de contact : Corentin LUTGEN *date : 15/05/2014*

Choix du modèle d'Arduino pour la réalisation

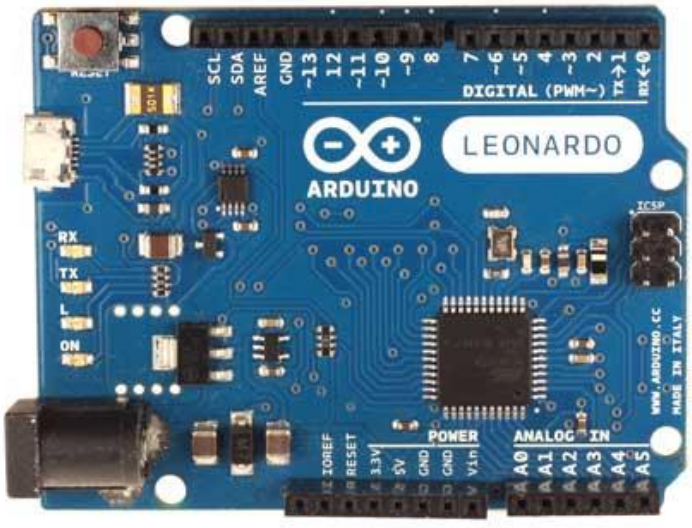
Comme nous l'avons mentionné précédemment, nous allons utiliser des microcontrôleurs Arduino pour la gestion des données et de la régulation dans notre projet. Néanmoins, il existe une grande variété de modèles dont voici quelques exemples (source : http://www.arduino.cc/) :

- Uno (modèle le plus répandu, puce ATmega328)



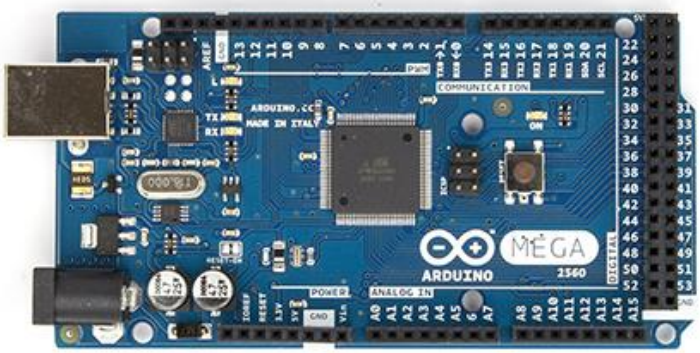
Source : Arduino.cc

- Leonardo (puce ATmega32u4)



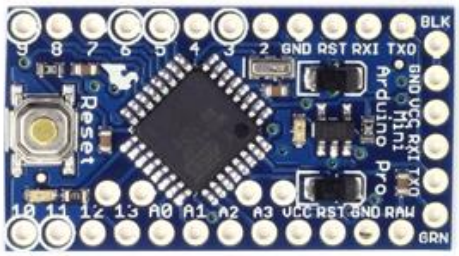
Source : Arduino.cc

- Mega (puce ATmega2560)



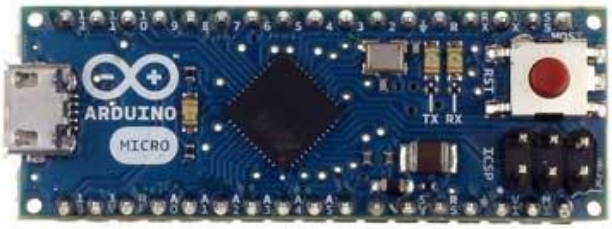
Source : Arduino.cc

- Pro mini (puce ATmega328)



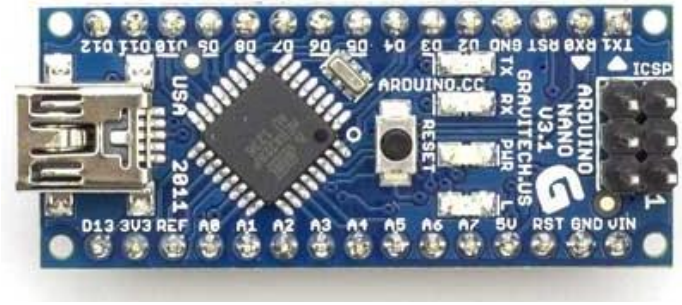
Source : Arduino.cc

- Micro (puce ATmega32u4)



Source : Arduino.cc

- Nano (puce ATmega328)



Source : Arduino.cc

Jusqu'à présent nous avons utilisé uniquement des Arduino Uno (premier modèle présenté ici, plus haut) car ces modèles sont les plus répandus et sont prévus pour effectuer des montages avec fils de connexions (sans soudures), ce qui est idéal pour effectuer des tests. Aussi, nous avons délaissé le Leonardo ou le Mega car ceux-ci sont trop puissants pour l'utilisation dont nous en avons besoin.

Néanmoins, nous ne pouvons pas utiliser ce genre d'Arduino pour notre système car **ceux-ci ne sont pas soudables.** De ce fait, **nous abandonnons définitivement les modèles Uno, Leonardo et Mega**.

Concernant les autres modèles soudables, nous avons également **rejeté le Micro car celui-ci utilise une puce différente de l'Arduino Uno**. Ainsi, il est parfois nécessaire de modifier les codes Arduino lorsque l'on change de type de puce. Afin de s'affranchir de ce problème possible, nous n'utiliserons pas le modèle Micro.

Il reste donc à choisir en le Nano et le Mini. Pour effectuer ce choix, plusieurs critères peuvent faire pencher la balance (taille, inputs/outputs, prix,…).

Concernant la taille et les entrées/sorties, il n'y a pas de grandes différences à ce niveau et donc ces critères ne nous sont pas utiles. Concernant le prix, nous avons tout simplement regardé ceux-ci et les disponibilités sur le marché. Par exemple, chez Farnell :

- Mini : 20€ (prix Farnell)
- Nano : 30€ (prix Farnell)

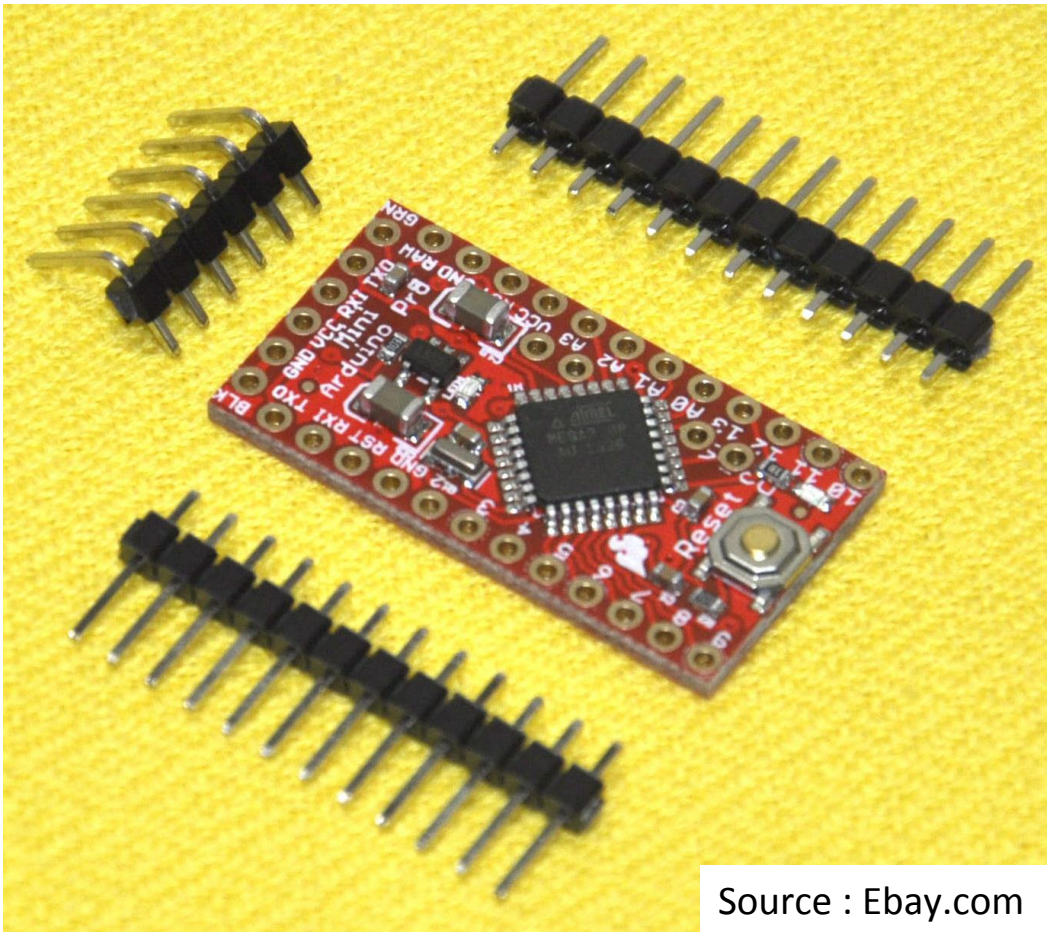
Etant donné que seul le prix est un critère de choix, nous avons décidé de sélectionner **l'Arduino Mini**.

Cependant, à notre habitude de rechercher chaque composant à moindre coût, nous avons cherché d'autres alternatives encore moins chères.

En effet, il faut savoir qu'Arduino est un système Open-Source et donc que les puces ne bénéficient d'aucunes propriétés intellectuelles. Il n'est donc pas rare de trouver des clones ou copies qui possèdent exactement les mêmes caractéristiques, mais beaucoup moins chères.

On trouve par exemple **sur Ebay** :

- **Arduino Mini Pro : 1.90€**



Source : Ebay.com

Ceux-ci proviennent bien évidemment de **Chine** (donc le délai de réception est assez long : 3 semaines – 1 mois), mais leur qualité n'en est pas moins identique aux versions « officielles ». **Le prix défie toute concurrence et s'est vu divisé par un rapport de 10.**

Par suite de cette recherche fructueuse sur Internet, nous avons donc décidé d'**utiliser uniquement des Arduino Mini Pro chinois** en lieu et place de chaque microcontrôleur nécessaire.

Personnes de contact : Corentin LUTGEN *date : 15/05/2014*

Choix d'une technologie sans fil

Comme nous l'avons mentionné dès le début de notre projet, il est nécessaire de pourvoir faire transiter l'information provenant du capteur, positionné sur la roue, au microcontrôleur qui commande le moteur, fixé sur la structure.

Cela n'est pas évident étant donné que les deux parties sont en mouvement de rotation relative l'une par rapport à l'autre. Une transmission simple par fil n'est donc possible que par l'intermédiaire d'un système de contact physique tel que les bagues et balais. Cependant, cette solution avait été rejetée de par son coût et sa difficulté d'implémentation (fixation).

Sachant cela, nous sommes tournés vers des technologies sans fils telles que Bluetooth ou Wifi.

Etant donné que nous avons décidé de travailler avec des Arduinos en termes de microcontrôleurs, il est aisé de trouvé des modules directement compatibles avec cette technologie.

Après une recherche approfondie sur Internet (et notamment sur Ebay), nous avons trouvés les différents dispositifs suivants :

- HC-06 (Bluetooth) Tranceivers for Arduino

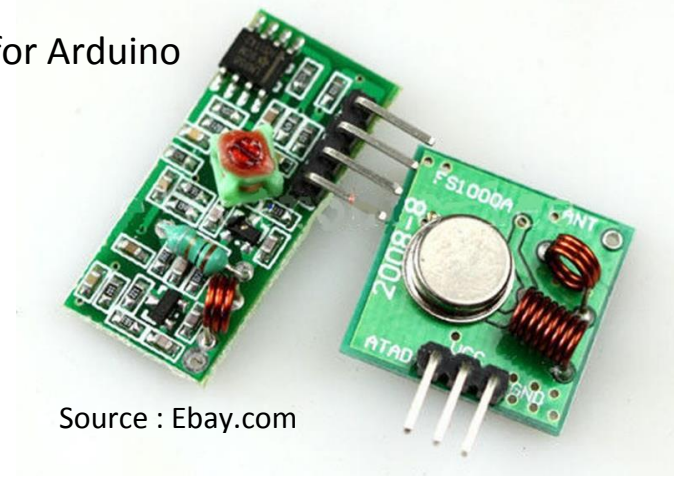
  --> PRIX : 3.70€ / pièce



Source : Ebay.com

- 433 Mhz Radio wave Transmitter for Arduino

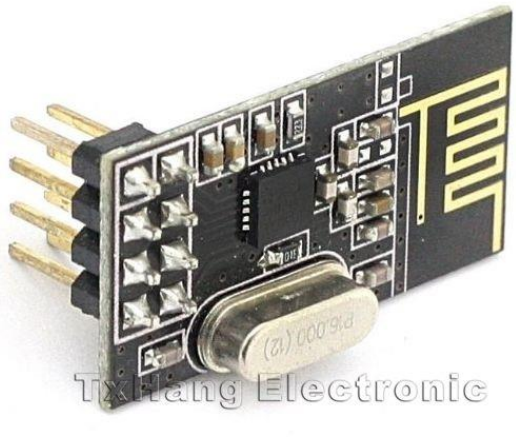
  --> PRIX : 0.60€/pièce



Source : Ebay.com

- **NRF24L01 (Wifi 2.4 Ghz) Transceivers for Arduino**

  --> PRIX : 0.80 €/pièce



Source : Ebay.com

Tout d'abord, il faut savoir que tous ces modules **proviennent de Chine**. Ils ont donc comme principal désavantage un délai de réception par la Poste qui est de l'ordre de 3 semaines – 1 mois. Il faut donc les commander suffisamment à l'avance.

Aussi, tous ces modules chinois sont **très bons marchés** par rapport à leurs homologues de marque tels que Xbee (autour de 20€). Malgré leur prix défiant toute concurrence, ceux sont **très fiables et de qualité semblable**.

Notre choix s'est porté que le modèle NRF24L01 car :

- Moins cher que les modules bluetooth (0.80€ au lieu de plus de 3€)
- Bibliothèque très complète pour Arduino et donc facilité de programmation
- Transmission très fiable par rapport aux modules 433 Mhz qui captent énormément de parasites
- Communication dans les 2 sens possibles car transmetteur

Dès lors, dans la suite de ce projet, toute information devant transiter sans fil se fera à l'aide des transmetteurs NRF24L01.

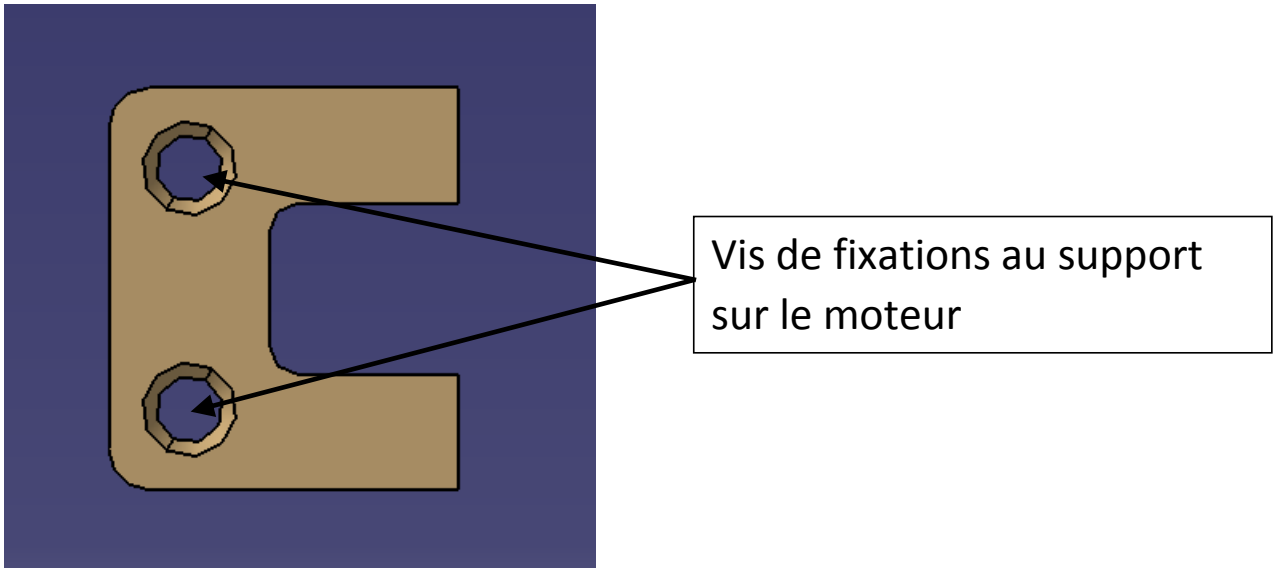
Remarque : Toutes les informations utiles à l'utilisation de ce module sont répertoriées à l'*Annexe XXXI : Informations concernant l'utilisation des modules NRF24L01*

Personnes de contact : Corentin LUTGEN *date : 13/05/2014*

Modification de l'attache de la cellule de force

Après avoir effectué quelques tests avec le système de capteur, il s'est avéré qu'un certain jeu apparaissait au niveau de l'attache de la cellule de force (fixé au support sur le moteur).

En effet, cette pièce n'est fixée que par 2 vis, comme représenté ci-dessous :

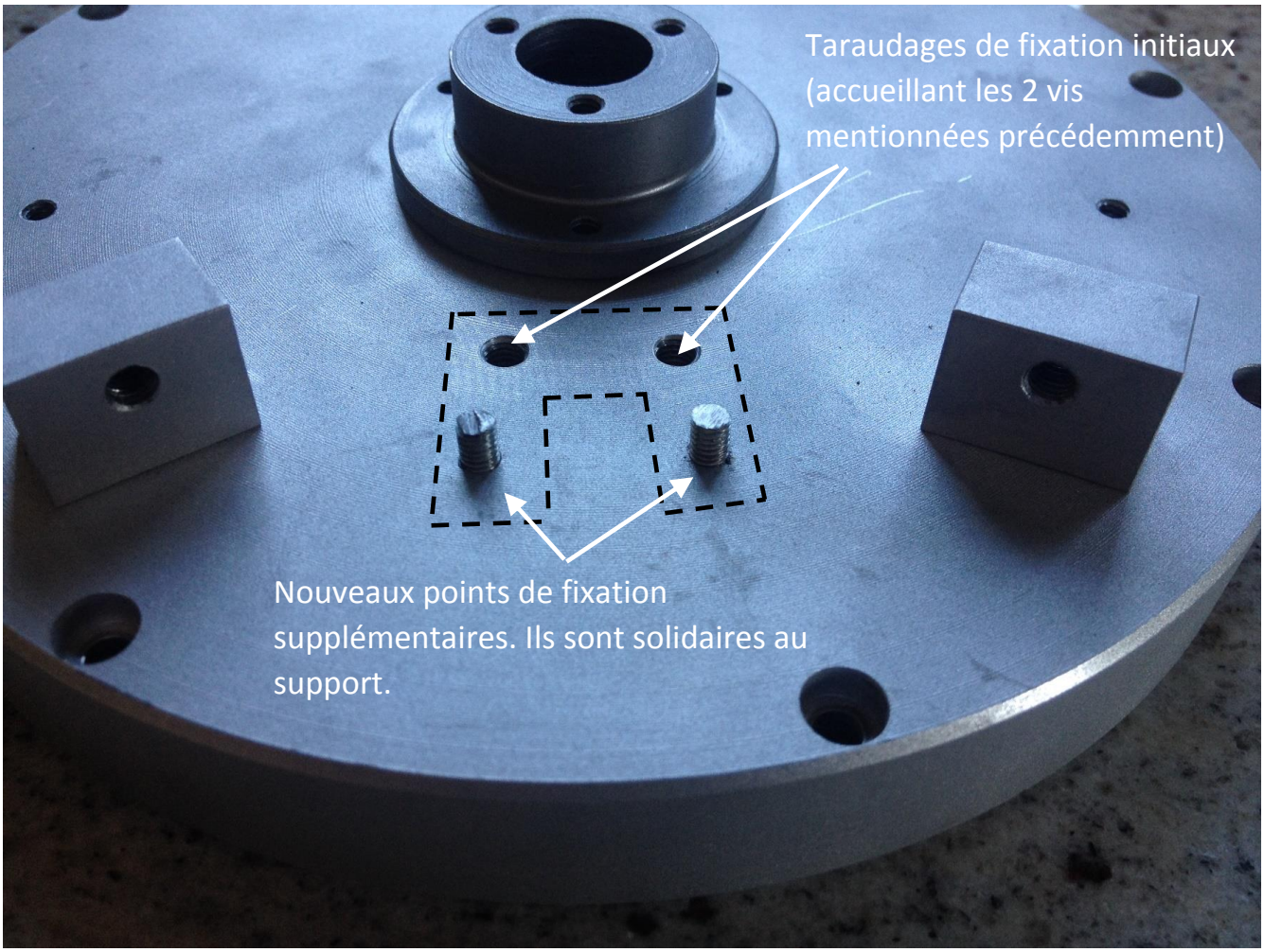


Après avoir appliqué un couple, un certain nombre de fois sur la main courante, ces deux vis commençaient à se dévisser légèrement. De ce fait la pièce n'était plus fixée assez rigidement à son support et il apparaissait un certain jeu.

Pour pallier cela, et ne plus dépendre du serrage de ces vis, nous avons ajouté deux petites fixations supplémentaires (deux bouts de vis). Celles-ci sont fixées directement sur le support. Voici une représentation de ces 2 vis (voir photo ci-après).

L'attache est donc percée par différence afin que ces deux ergots la pénètrent et la maintiennent en place.

Il s'est avéré, par la suite, que cette solution soit très efficace et il n'y a, pour ainsi dire, plus aucun jeu à ce niveau.


Taraudages de fixation initiaux (accueillant les 2 vis mentionnées précédemment)
Nouveaux points de fixation supplémentaires. Ils sont solidaires au support.

Personnes de contact : Corentin LUTGEN et Cyril Bomblé *date : 10/05/2014*

Numérisation du signal du capteur de force (Version 2)

Dans le but d'éliminer les parasites de notre mesure, ou du moins réduire leur influence, nous avons effectué pas mal de recherche sur le conditionnement d'un tel capteur relié à un amplificateur d'instrumentation.

Malheureusement, il existe peu d'informations à ce sujet étant le nombre considérable d'applications différentes existantes. Parmi l'ensemble de celles-ci, aucune ne s'approchait de la nôtre.

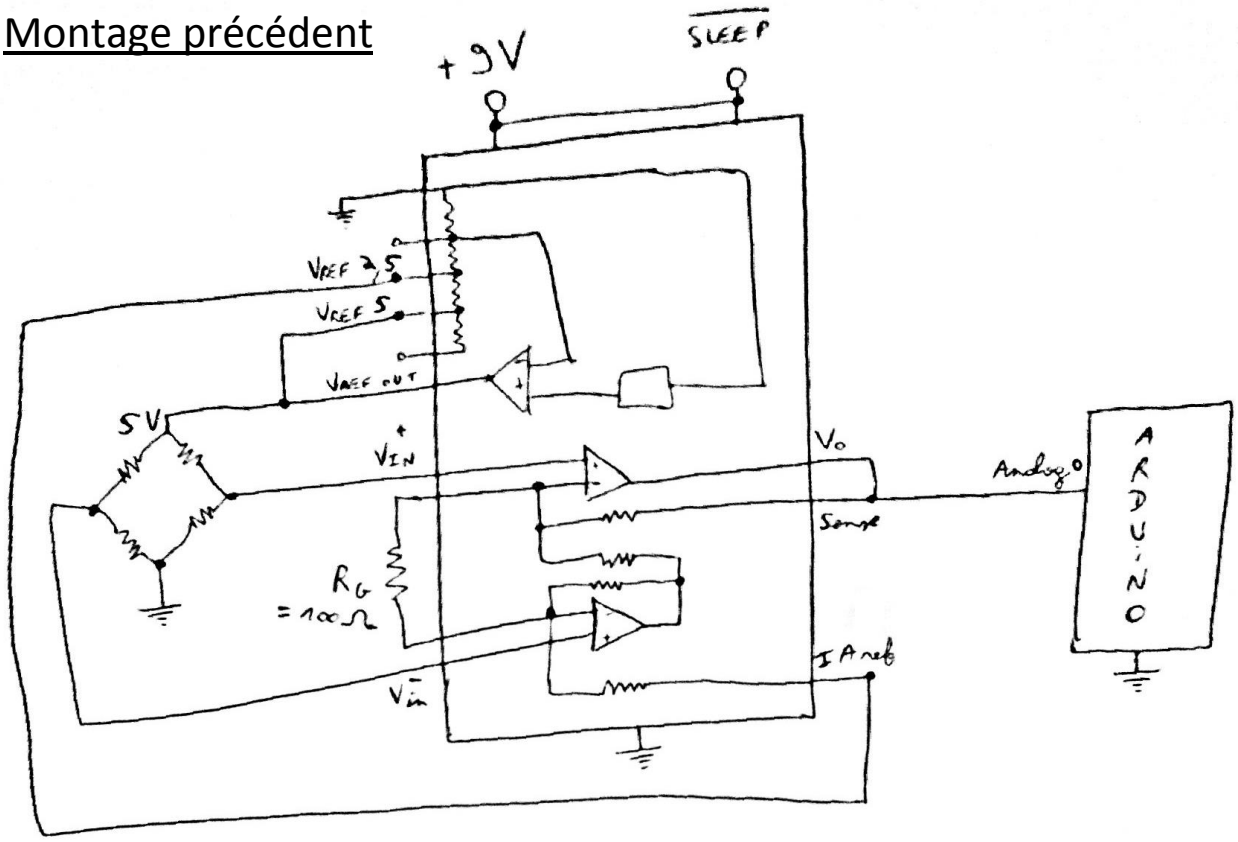
Ne trouvant pas d'informations spécifiques à ce sujet, nous nous sommes tournés vers le personnel universitaire qualifié dans le domaine. Pour ce faire, **nous avons rencontré les assistants du Professeur Mr. Vanderbemden**, spécialisé dans les systèmes avec capteur. Nous avons ainsi invité ces personnes à venir observer notre montage et notamment notre réponse parasitée. A la suite de différents essais, ceux-ci ont pu nous aiguiller vers quelques solutions possibles, mais il leur était difficile de spécifier exactement le problème vu la complexité du système et des phénomènes possibles.

En vue de recevoir une réponse claire concernant le montage à réaliser pour pallier ces phénomènes indésirables, nous nous sommes tournés vers des professionnels dans ce domaine. En effet, il existe sur internet **un forum dédié aux professionnels**, et notamment en électronique :
http://electronics.stackexchange.com/

Nous avons dès lors pu expliquer en détail notre problème ainsi que notre montage actuel à ces personnes, afin qu'ils puissent nous aiguiller.

Voici notamment le montage électrique que nous avions précédemment :

Montage précédent

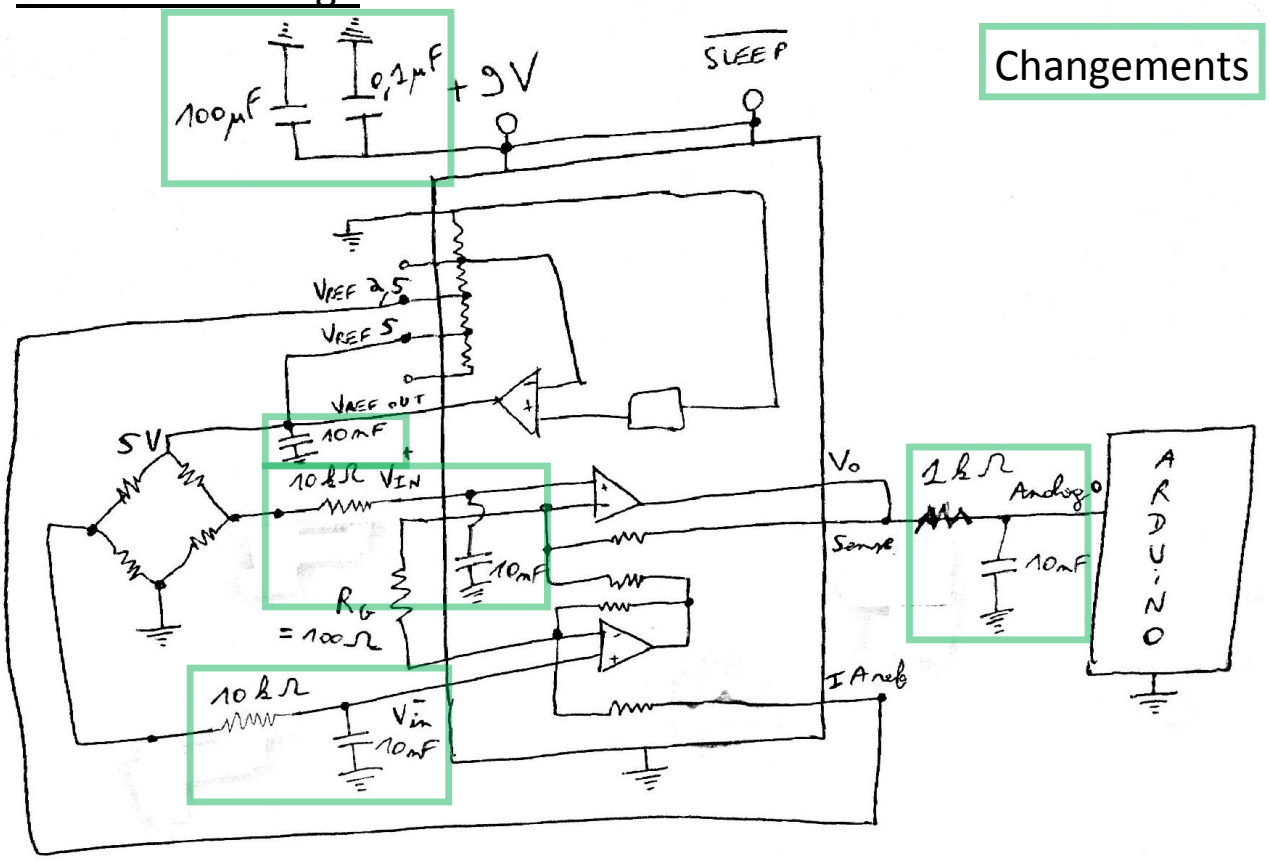


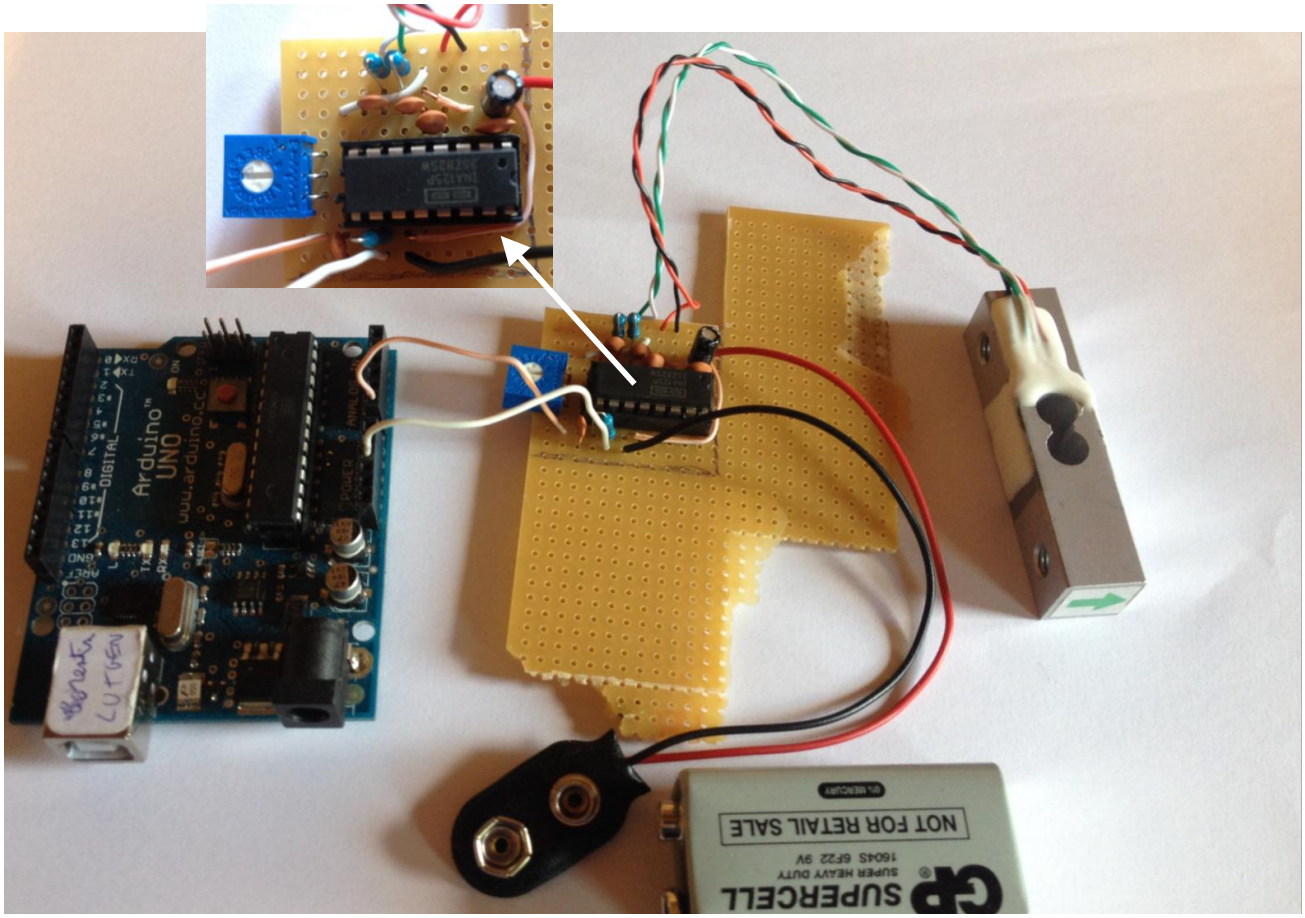
Au vu des différents commentaires qu'ils ont pu émettre à l'égard de notre dispositif, nous avons transformé notre circuit de cette manière :

- Ajout de condensateurs de découplage pour stabiliser l'alimentation du circuit
- Ajout de condensateurs à chaque entrée de l'amplificateur
- Ajout de résistance sur les fils du signal de sortie du pont de Wheatstone
- Ajout d'un condensateur et résistance (filtre passe-bas) sur la ligne d'entrée analogique de l'Arduino
- Torsader les fils en entrée et sortie du pont de Wheatstone
- (Gainer ces mêmes câbles avec le potentiel de la gaine relié à celui de la cellule force)

Voici une illustration représentant le nouveau montage :

Nouveau montage





Après utilisation de ce montage dans les mêmes environnements bruités, il s'est avéré que le fait de torsader les fils, d'ajouter ces résistance et condensateurs fut bénéfique étant donné que nous ne captons, pour ainsi dire, plus rien en termes de parasites par rapport au signal utile.

Il semblerait donc que les parasites étaient d'une part :

- Inductifs : Le fait de torsader les fils diminue les boucles de flux capté
- Capacitifs : Ajouts de filtres passe-bas

Notre système de capteur est donc terminé et il faut maintenant l'intégrer dans l'ensemble du dispositif d'aide à la motricité.

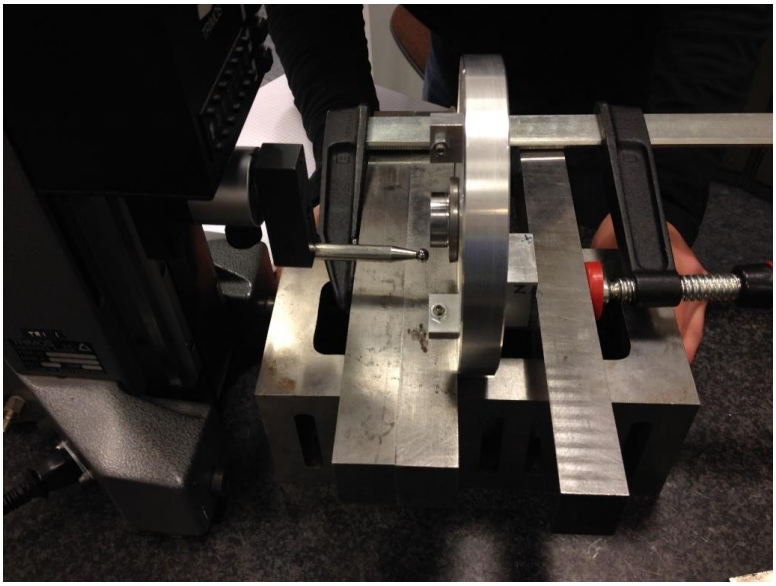
Bomblé Cyril, le 10/05/2014

Détermination du jeu axial sur la main courante (Métrologie)

Pour pouvoir mesurer le couple entre la main courante et la roue, il faut laisser la rotation libre entre ces deux éléments. Ceci est réalisé grâce à un système de palier lisse entre l'élément supportant la main courante comportant un alésage et le support attaché au moteur de la roue comportant un arbre.

Pour permettre le glissement entre ces deux éléments, il est en pratique nécessaire que le diamètre de l'arbre soit légèrement inférieur à celui de l'alésage. Toutefois, cet écart de dimension entre ces composants conditionne bien entendu un certain jeu axial de la main courante par rapport à la roue. Ce jeu peut être gênant pour l'utilisateur s'il venait à être trop important. Il nous a donc paru intéressant de déterminer celui-ci sur notre prototype.

Pour ce faire, nous allons déterminer précisément les diamètres de l'alésage et le l'arbre, et nous en déduirons le jeu dans la main courante. Nous commençons donc par bloquer le support correctement et nous effectuons une série de mesures du diamètre de l'arbre grâce à un dispositif de métrologie.



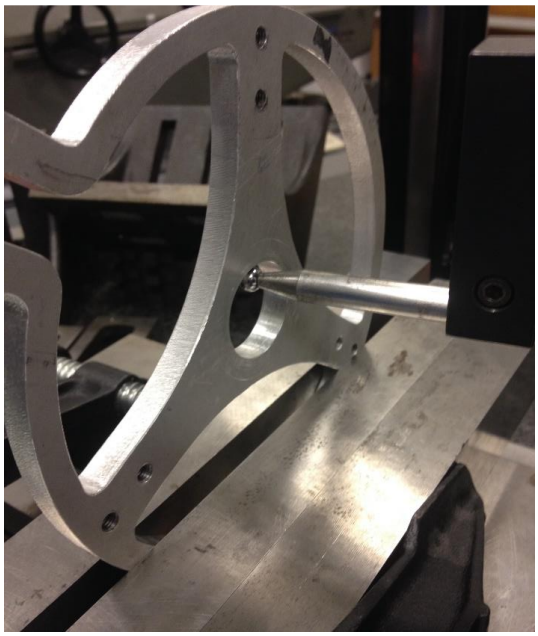
Mesure	Diamètre de l'arbre d (mm)
1	30,890
2	30,883
3	30,883
Moyenne	30,8853

Pour tenir compte de la variation éventuelle du diamètre lorsqu'on fait tourner l'arbre, on effectue de nouveau une série de mesures en ayant pivoté de 90°.

Mesure	Diamètre de l'arbre d (mm)
1	30,884
2	30,888
3	30,883
Moyenne	30,885

Les moyennes obtenues ne diffèrent que très peu entre les deux angles et l'appareil n'étant précis que pour un ordre de grandeur de 10 µm, on prendra le diamètre de l'arbre à 30,88 mm.

De la même manière, on effectue une série de mesures pour déterminer le diamètre de l'alésage.



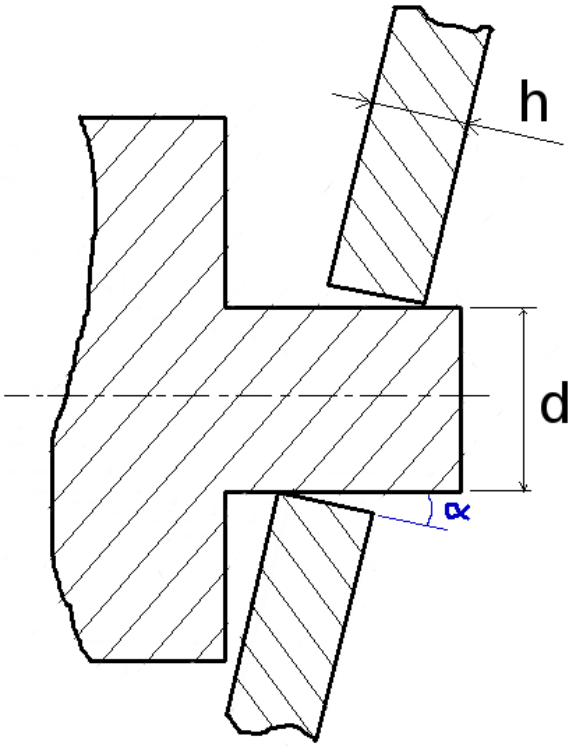
Mesure	Diamètre de l'alésage D (mm)
1	31,067
2	31,063
3	31,071
Moyenne	31,067

On fait pivoter de 90° et on effectue une nouvelle série de mesures.

Mesure	Diamètre de l'alésage D (mm)
1	31,063
2	31,063
3	31,064
Moyenne	31,0633

Encore une fois, les deux moyennes obtenues diffèrent peu et on arrondit à 31,07 mm pour tenir compte de la précision du dispositif.

Ces deux valeurs étant connues, nous allons pouvoir déterminer le jeu axial sur la main courante. Pour cela, nous commençons par déterminer l'angle de déflexion α du support de la main courante, dans lequel a été réalisé l'alésage.



On a :

$$\tan\alpha = \frac{D - \frac{d}{\cos(\alpha)}}{h}$$

Et donc alpha vaut :

$$\alpha = 0{,}01847\ rad$$

Si R_m est le rayon de la main courante, on peut en déduire le jeu axial sur celle-ci :

$$j = 2.R_m.\sin \propto = 2\,.30\,.\sin 0{,}01847 = 1{,}108\ cm = \mathbf{11{,}08\ mm}$$

Ce jeu est donc assez élevé et pourrait nuire au confort de l'utilisateur. Il faudrait donc diminuer le jeu lors de l'usinage.

Une autre méthode, a postériori, pourrait être d'insérer de fine feuilles de papier entre l'arbre et l'alésage afin de diminuer l'écart entre les deux.

Cependant, il ne faut pas oublier qu'il existe une liaison entre ces deux pièces : le capteur de force. Celui viendra donc apporter une certaine rigidité axiale entre celles-ci et de ce fait réduire (voire annihiler) le jeu entre les deux. Le problème suivant sera que nous capterons une certaine force axiale sur le capteur alors que nous avions prévu ce système d'arbre-alésage pour justement ne pas mesurer de force axiale.

Il conviendra donc en pratique (grâce au prototype) de quantifier l'importance de ce jeu sur la réponse du système. Si celle-ci est trop grande, il faudra réduire la tolérance sur le jeu entre l'arbre et l'alésage, mais cela coutera plus cher (car plus précis). Par contre si cela convient alors nous pourrons garder cette tolérance.

Personnes de contact : Corentin LUTGEN *date : 16/04/2014*

Etude la rotation relative de la main courante sous charge

Comme nous avons utilisé une sorte de mécanisme pour mesurer le couple appliqué sur la main courante, il peut être intéressant de calculer quelle sera la variation d'angle relative entre la main-courante et la jante lorsque la personne appliquera un certain couple. En effet, on se rend bien compte qu'une variation relative d'angle trop élevée ne sera pas confortable pour l'utilisateur. Un effet « chewing-gum » est dès lors à proscrire.

Etant donné que la cellule de force conditionne la rigidité du système en torsion, il convient donc de regarder si celle-ci est suffisamment rigide. Nous pourrons également quantifier sa raideur équivalente qui sera utilisée dans d'autres analyses de dimensionnement.

Pour ce faire, nous avons simplement repris le modèle 3D sur le site du constructeur de la cellule de force que nous allons analyser sous charge maximale (afin de quantifier la déflexion maximale possible). Cette charge est calculée dans le papier : « Choix de la cellule de force » et équivaut à 29.4 kg

En termes de conditions de fixation, nous supposerons la cellule encastrée au niveau de l'extrémité opposée à la charge.

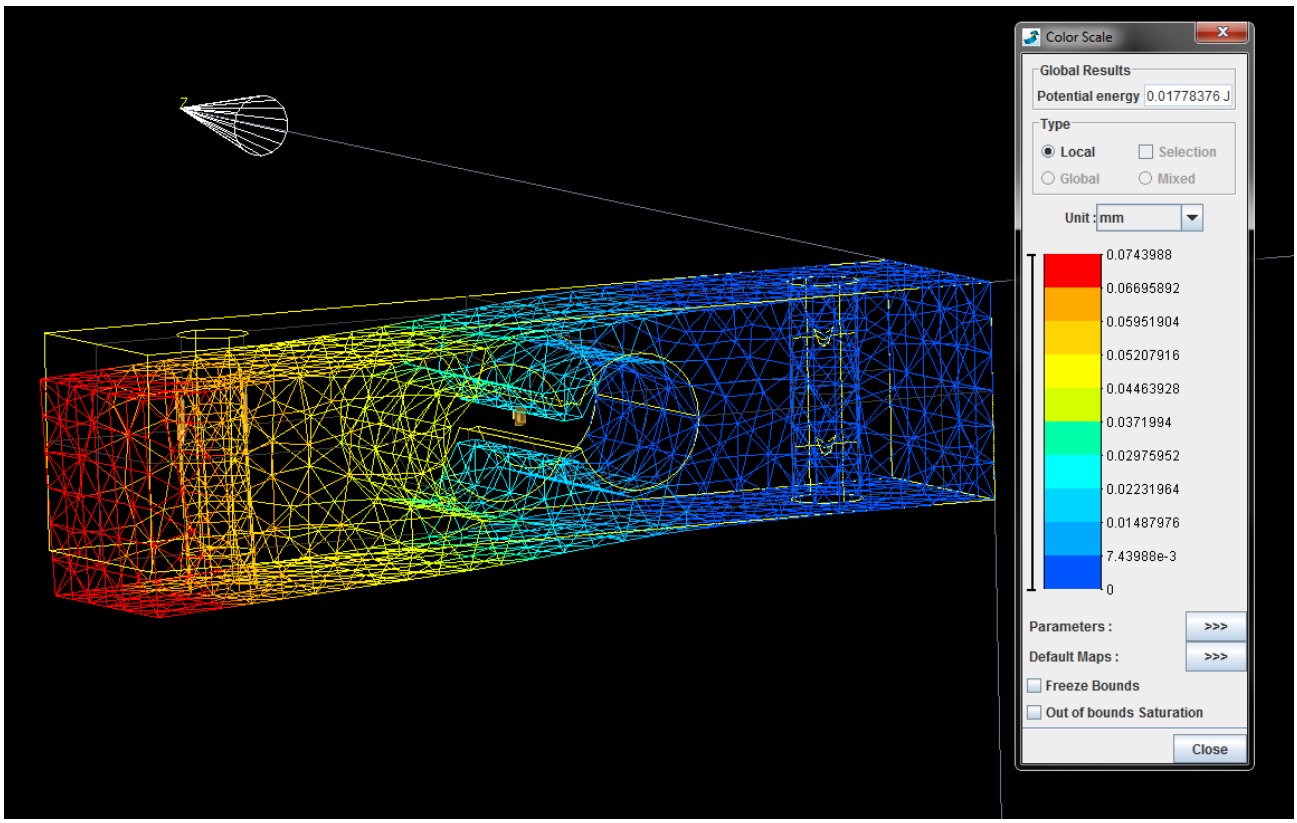
Si nous implémentons cela dans Samcef Field, nous trouvons (voir figure ci-après)

Remarque : le fichier de l'analyse peut être trouvé dans le dossier : « Analyses Elements Finis »

On remarque donc que la déflexion « en bout de poutre » est de 0.074 mm sous une charge de 29.4*9.81=288,414 N

La raideur associée est donc : k = F / x = 288,414 / 7,4e-5 = **3,9e6 N/m**

Remarque : Le calcul de résistance est ici inutile car la cellule de force a été conçue pour une charge de 50kg nominal, donc il est certain que celle-ci résiste sans souci a une charge de 29.4 kg (d'ailleurs, cela est confirmé par Samcef Field)


Color Scale
Global Results
Potential energy 0.01778376 J
Type
Local
Selection
Global
Mixed
Unit : mm
0.0743988
0.06695892
0.05951904
0.05207916
0.04463928
0.0371994
0.02975952
0.02231964
0.01487976
7.43988e-3
0
Parameters :
>>>
Default Maps :
>>>
Freeze Bounds
Out of bounds Saturation
Close

Personnes de contact : Corentin LUTGEN et Cyril Bomblé *date : 10/04/2014*

Numérisation du signal du capteur de force

Maintenant que nous avons déterminé la cellule de force, il nous faut encore pouvoir rapatrier ce signal vers notre Arduino. Bien évidemment, il n'est pas possible de connecter les deux éléments directement l'un dans l'autre, car leurs signaux d'entrée et sortie n'est pas compatible. On a notamment que :

- Pour la cellule : 0v + offset si aucun effort
  5mV à 50kg
- Pour l'Arduino : Convertisseur analogique-digital sur 10 bits
  0 à 5V --> 0 à 1024 donc 1 unité par 4.8mV

On remarque bien que cela n'est pas compatible et il est nécessaire d'amplifier le signal afin d'avoir un signal de 0 à 5V en sortie de la cellule de force.

Grâce à notre cours de « Systèmes de Mesures Electriques », nous avons directement pensé à des **amplificateurs d'instrumentations**. En effet, ceux-ci utilisent des amplificateurs d'instrumentation connectés de manière à rejeter au mieux les parasites, mais également afin de régler le gain via une seule résistance.

En effectuant une rechercher sur Internet, notre choix s'est porté sur le modèle **INA125P (Texas Instrument)**(voir *Annexe XXVIII Datasheet Micro Power Instrumentation Amplifier - INA125*). Les principales raisons sont listées ci-après :

- Offset très faible
- Faible influence de la température
- Bonne réjection du mode commun
- Tension 5V de référence stable pour alimenter le capteur (pont de Wheatstone)
- Possibilité de branchement sur carte prototype
- Possibilité d'alimenter par une tension simple (batterie)



www.anxida.com

Comme l'ensemble du système sera fixé sur la roue, nous alimenterons celui-ci par une pile 9V. Dès lors le signal de sortie de l'amplificateur sera borné par les valeurs [0+0,15 V; 9-0,8 V] (donné par la data sheet).

Aussi, nous souhaitons pouvoir mesurer la force dans les deux sens sur le capteur. Malheureusement, ni l'ampli-op (alimenté par une batterie), ni l'Arduino ne sont capables de produire ou mesurer une tension négative. Dès lors, il est nécessaire de placer le « zéro » du capteur à une tension proche de 2,5V afin d'avoir une plage suffisante dans les deux sens. De ce fait, nous avons connecté la broche de référence de l'ampli-op à la tension de référence de 2,5V (disponible sur une autre broche de l'ampli-op).

Choix du gain de l'ampli

Si on se réfère à la partie « Choix de la cellule de force », on remarque que la force à mesurer ne sera jamais supérieure à 30kg. Etant donné la relation de linéarité du signal de sortie de la cellule, nous pouvons trouver la tension correspondant : 5mv à 50kg donc 3mv à 30kg.

Comme la référence de sortie de l'ampli-op a été fixée à 2,5V, il faut répartir ces 3mv dans l'espace [2,5V ; 5V]. Le gain d'ampli correspondant vaut donc :

G = (5 – 2.5)/0.003 = **833**

Si on se réfère à la datasheet, cette valeur de gain correspond à une **résistance d'environ 72 Ohm.** Bien évidemment, cette valeur reste théorique et ne prend pas compte les différents offset qui pourraient être amplifiés. Pour ce faire, nous avons décidé d'utiliser un potentiomètre, afin de maitriser le gain le plus finement possible et aussi permettre un réglage lors des tests sur le prototype.

A ce stade, tous les paramètres du système sont déterminés. On obtient ainsi la configuration suivante :

Test du dispositif

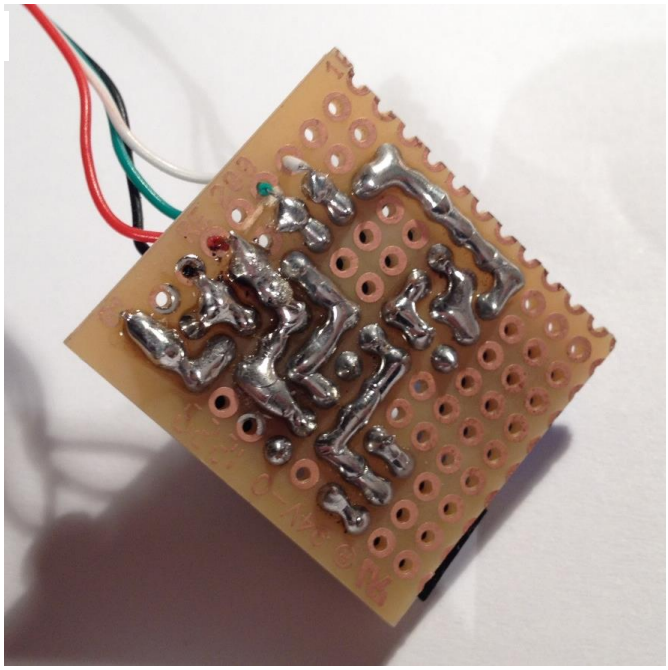
Une fois le circuit électronique dessiné, nous l'avons soudé sur une carte prototype :

Signaux d'alimentation et sortie

Potentiomètre



INA125P



Tension d'entrée et sortie de la cellule le force (pont de Wheatstone)

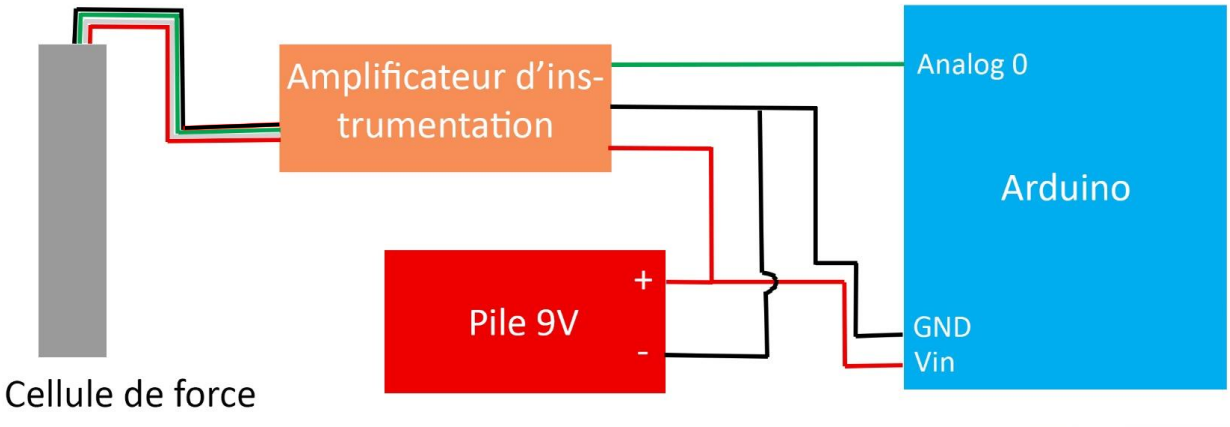
Notre capteur peut donc être représenté par une boîte noire avec en entrée :

- Tension d'alimentation de 9V
- Tension de référence à la masse
- Les signaux provenant du pont de Wheatstone du capteur de force

En sortie :

- Tension analogique située environ entre 0 et 5V

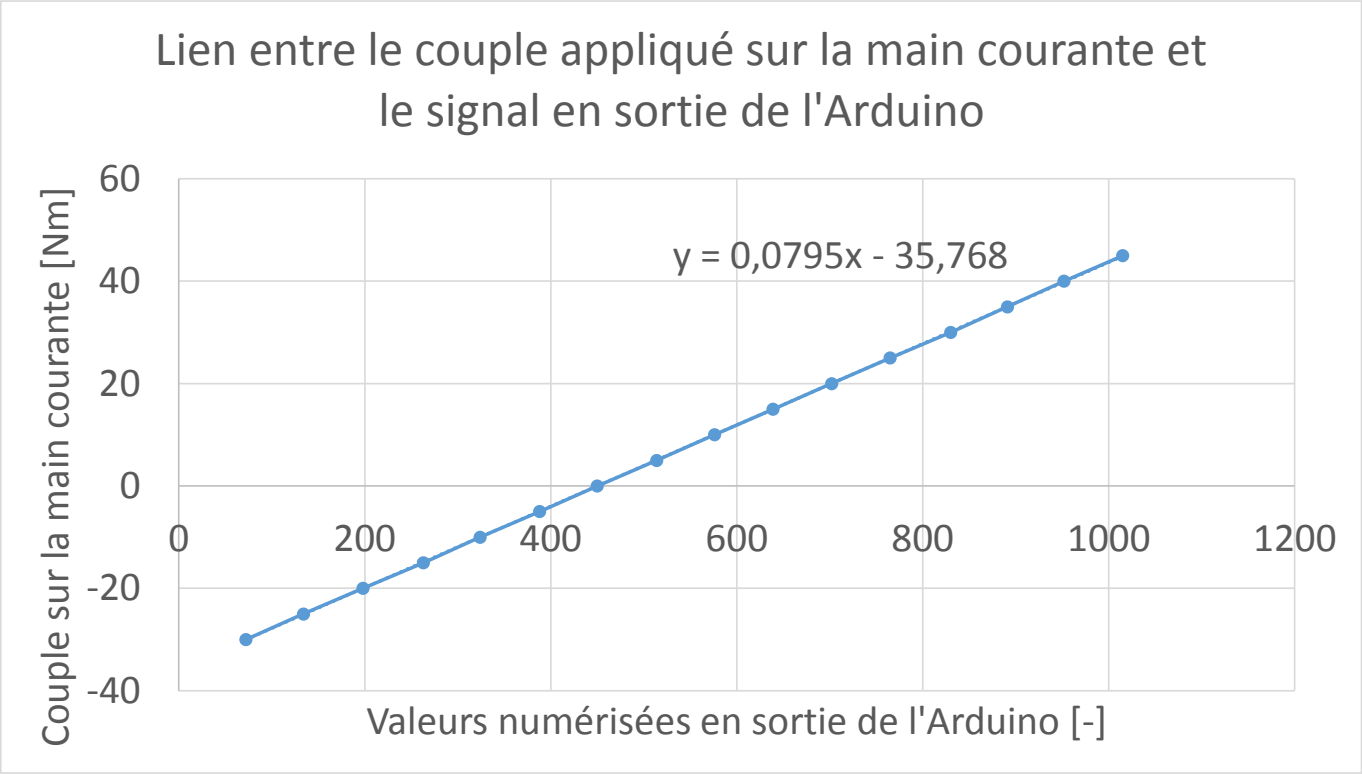
Le système complet se schématise ainsi :



Nous avons ensuite testé ce dispositif en rapatriant les données provenant de l'Arduino sur notre ordinateur. De cette manière, nous avons pu effectuer un lien entre le nombre fourni par l'Arduino (sur 10 bits) et la force correspondante sur la cellule de force.

Etant donné qu'il existe un certain offset directement en sortie du pont de Wheatstone, la valeur numérique correspondant au « zéro » de notre mesure de force varie avec le gain de l'ampli-op. Dans notre cas, c'est offset est notamment négatif comme on peut le voir sur le graphique suivant.

Nous avons effectué un premier test sur la deuxième version de notre banc d'essai (voir fichier *Réalisation d'un banc de test (Version 2)*), en mesurant le couple grâce au même dynamomètre que précédemment (par un simple rapport de longueur, nous pouvons retrouver le couple appliqué). Nous obtenons ainsi la courbe suivante :



On remarque clairement que la linéarité du capteur est bien conservée, ce qui est essentiel pour l'implémentation de la régulation par la suite. De plus, grâce à l'équation de la droite, nous pourrons directement travailler en termes de couple dans le code interne de l'Arduino.

PROBLEME MAJEUR RECONTRE

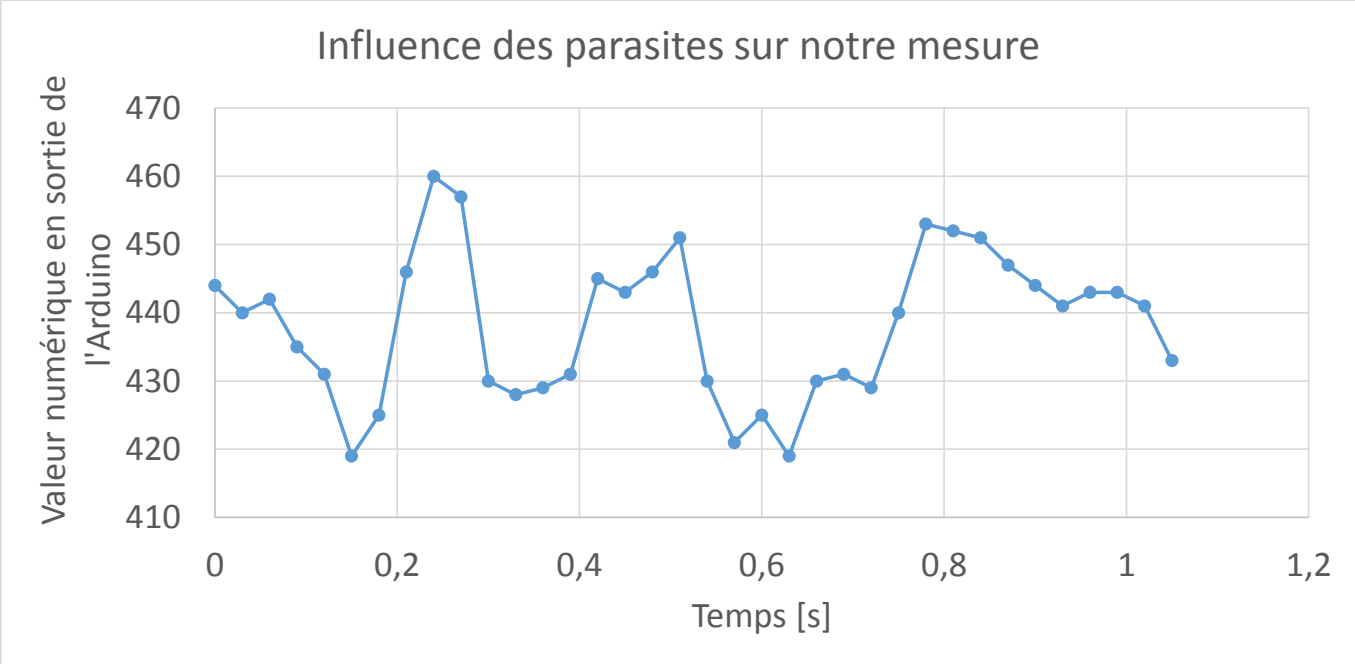
Comme dans tout système où les signaux sont très faibles (de l'ordre du micro-V en sortie du pont de Wheatstone), il fallait s'attendre à capter des parasites sur notre mesure.

Malgré la bonne conception de l'amplificateur d'instrumentation, il s'est avéré que nous captions énormément de bruit dans les environnements fortement parasités. Nous avons ainsi testé notre cellule dans plusieurs environnement :

- Dans nos habitations personnelles : Presqu'aucun bruit capté
- Dans le laboratoire de soudage du B52 : Enormément de bruit
- Dans les couloir du B52 : Beaucoup de bruit
- A Montefiore : Peu de bruit

Les tests précédents ont donc été réalisés chez nous, afin d'avoir un signal non parasité.

Voici notamment ici un graphe représentant le signal que nous captions dans le laboratoire de soudage, SANS APPLIQUER DE FORCE SUR LE CAPTEUR :



A partir de ce moment, nous avons compris que notre système ne pourrais pas être implémenté, vu le trop grand pourcentage d'erreur sur notre mesure (> à 5%, et donc le seuil initial varie). Son utilisation s'en verrais même dangereuse pour l'utilisateur.

Par contre, nous savons que notre montage est très répandu (notamment dans les dispositifs de pesage) et donc qu'il n'y a aucune raison que celui-ci ne fonctionne pas. Dans cette optique, nous avons envisagé la création d'un autre montage afin de s'affranchir de ces parasites. C'est l'objet de la section suivante : « Numérisation du signal du capteur de force V2 »

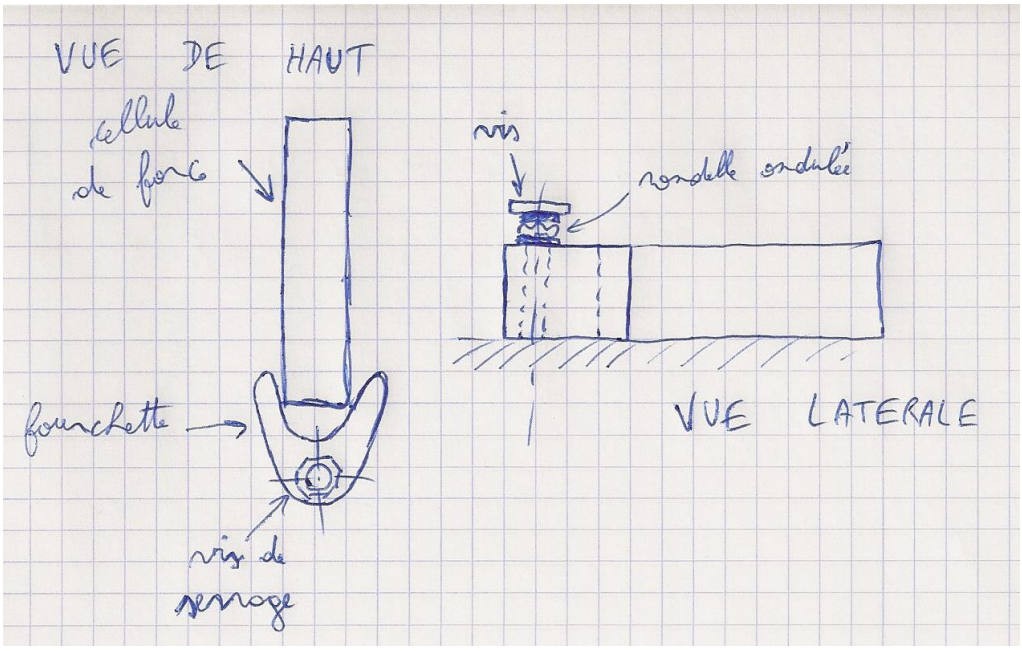
Personnes de contact : Corentin LUTGEN *date : 03/04/2014*

Dimensionnement des butées (résistance et positionnement)

Comme référencé dans la datasheet de la cellule de force, celle-ci possède une limite de résistance estimée à 120%, soit 60kg.

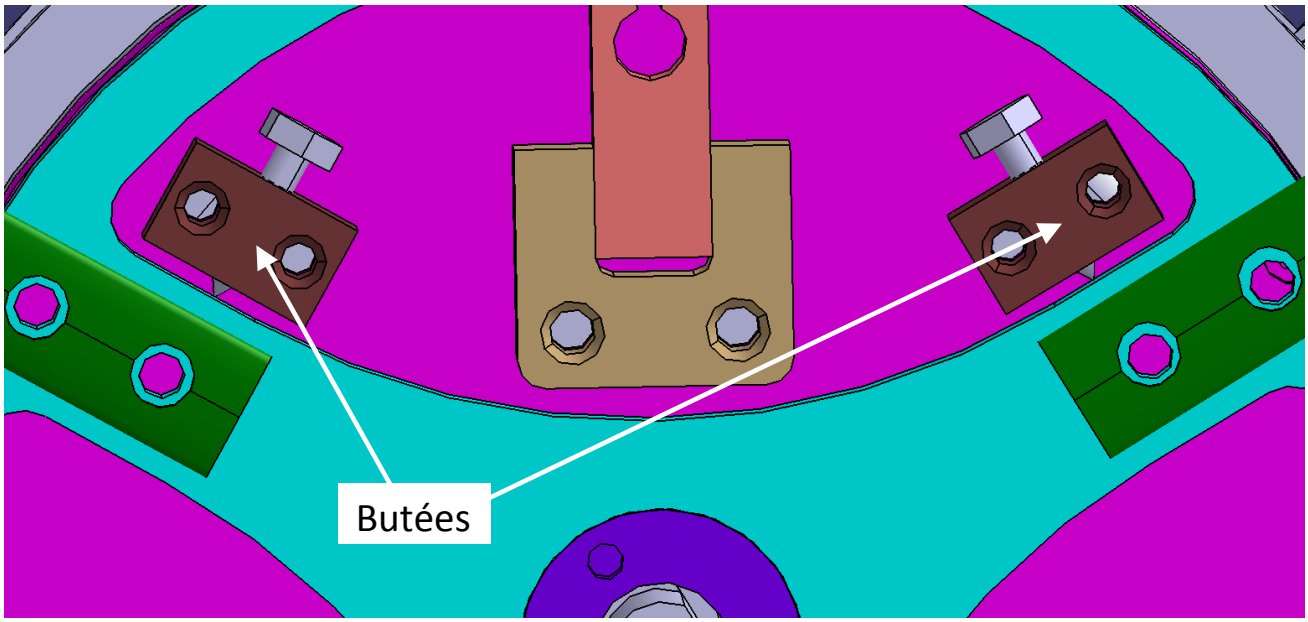
Afin de s'assurer d'éventuels chocs ou autres forces imprévues, nous avons souhaité insérer une protection dans notre système afin d'éviter tout problème de surcharge du capteur.

Tout d'abord, nous avons pensé à utiliser un limiteur de couple au niveau de la fixation du capteur (une seule vis de fixation avec des rondelles ondulées et un certain couple de serrage prescrit). Si le couple mesuré venait à être plus important que celui du couple de serrage, le capteur sortirait de son logement par un système de « fourchette » (voir représentation ci-dessous).



Cette solution n'a pas été retenue car son implémentation est, d'une part, assez critique, et d'autre part, une fois le capteur sorti de son logement, un repositionnement du capteur et le resserrage de la vis sont nécessaire (nécessité de retourner chez le réparateur). C'est donc principalement pour cette deuxième raison d'immobilisation du fauteuil que nous avons rejeté cette solution.

Une autre solution plus simple consiste à utiliser des butées. Celles-ci seraient placées de part et d'autres des « bras » de la partie en rotation du capteur (voir illustration ci-dessous).



Ce système a pour avantage d'être très simple à réaliser (deux petits blocs et vis de réglage), et permet une utilisation du fauteuil en toutes circonstances. Cependant, la phase de réglage est assez difficile et est de l'ordre du centième de mm (vu la faible déflexion de la cellule de force).

Aussi, afin d'éviter tout desserrement de la vis, nous insérerons un contre-écrou.

Concernant le réglage, celui-ci peut être déduit de la déflexion de la cellule de force, mais vu les différent jeux entre les pièces (dus aux serrages imparfaits), il convient de faire une calibration directement sur le système fini. Cela peut se faire simplement en mettant le système en charge maximale admissible et en réglant la vis de butée, jusqu'à ce que le signal du capteur commence à diminuer en amplitude.

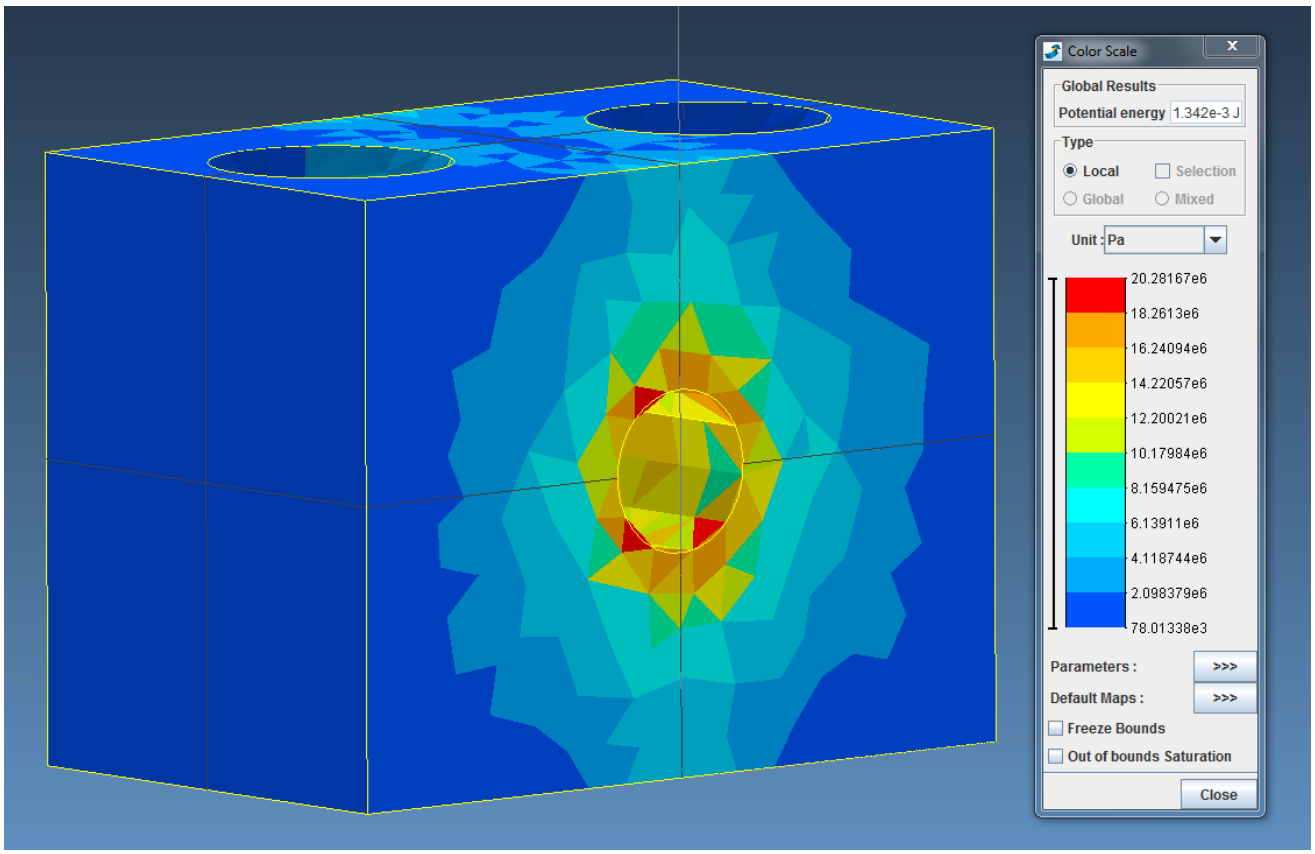
Etude de la résistance

Aussi, tout comme chaque partie du capteur, nous allons réaliser une étude de résistance afin de voir si ces butées peuvent résister à un couple de l'ordre de 300% sa valeur nominale (sécurité suffisante).

Concernant les conditions limites de la simulation éléments finis, la pièce est soumise à :

- Encastrement au niveau des 2 vis de fixation à la base du système de capteur
- Effort axial au niveau du taraudage correspondant à 300% de la valeur nominale, soit 3*28.8/65*1000 = 1329 N

Les résultats obtenus sont les suivants :



Tout comme les autres parties du système de capteur, on remarque que les butées résisteront sans problème à une surcharge de 300%. Ici aussi, il est impossible de diminuer la taille de ces butées étant donné les conditions de fixation.

Nous pouvons donc valider notre système de butées, et nous veillerons à calibrer la position des vis de butées lors de la mise en service du dispositif.

Remarque : Le plan de ces butées peut être trouvé à *l'Annexe XXX : Plans Système de capteur Version Finale*

Personnes de contact : Corentin LUTGEN *date : 02/04/2014*

Vérification par Elements Finis du Système de capteur (Version Finale)

Etant donné que nous nous sommes arrêtés sur un certain design du système de capteurs, il est essentiel de pouvoir valider sa résistance dans ses conditions d'utilisation.

Pour ce faire, nous allons tester chaque pièce séparément dans Samcef Field ou CATIA Generative Structural Analysis. Les modèles importés proviendront de CATIA et nous énumérerons à chaque fois les conditions limites utilisées. Les fichiers utilisés pour ces simulations peuvent être trouvés dans le dossier : « Analyses Elements Finis \ Système de Capteur ».

Afin de garder un maximum de nœud pour l'analyse de chaque pièce (la version étudiante de Samcef étant limitée à 5000 nœuds), nous avons décidé d'étudier celles-ci séparément, en essayant de représenter au mieux la continuité des efforts transmis d'une pièce à l'autre.

L'ordre de description suivi sera identique à celui du papier intitulé « Système de capteur (Version Finale) ».

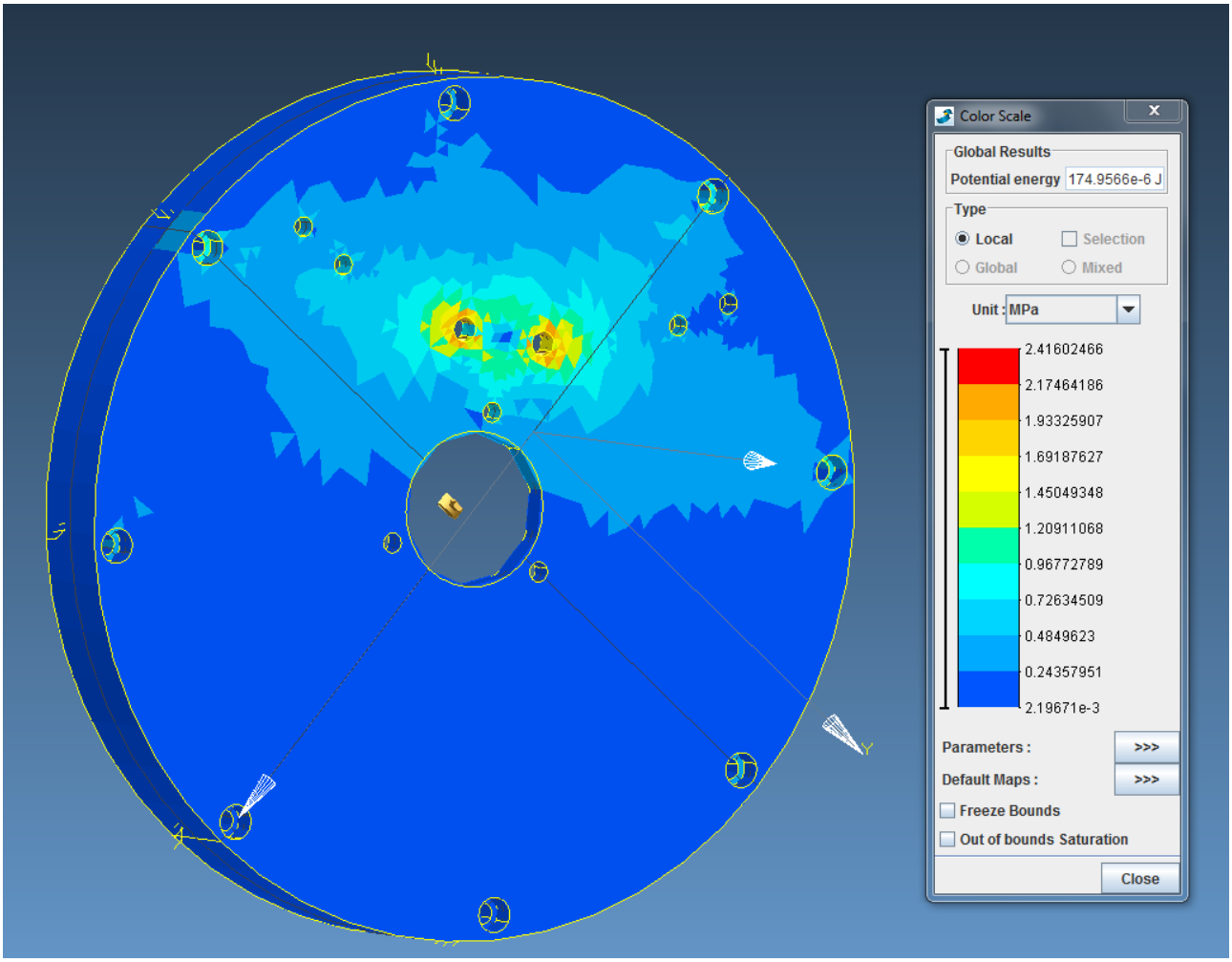
1) Le support fixé au moteur

Cette pièce sert essentiellement de point de fixation pour les différents composants du système. De ce fait, celle-ci est soumise à différentes contraintes. Les différentes conditions limites agissant sur cette pièce sont :

- Encastrement sur le moteur-roue via 8 vis de fixation
- Effort tranchant au niveau des 2 vis de fixation de la fourche qui maintient la cellule de force. Nous avions calculé que l'effort résultant maximal était de (voir papier « Choix de la cellule de force ») : 29,4*9,81= 288,414 N, à répartir sur les deux vis.
- Effort tranchant au niveau des vis de fixation des butées (Nous omettrons volontairement de modéliser cet effet car celui-ci n'est pas critique au fonctionnement normal du dispositif. Une étude à part entière sera réalisée dans un autre papier).

- Effort de compression au niveau de la fixation du manchon (Cet effet ne sera pas modélisé car il est nettement inférieur aux autres charges. Il représente la résultante des forces de la main courante selon l'axe du moteur, lorsque la personne modifie l'éloignement de la main courante par rapport à la jante).

Les conditions aux limites étant définies, les résultats obtenus dans Samcef Field sont les suivants :



On remarque clairement que le maximum de contraintes est situé au niveau des vis de fixation de la cellule de force. Néanmoins, **la contrainte maximale trouvée est de 2.41 MPa ce qui est très largement sécuritaire**. Après cette étude, nous pourrions donc modifier notre design en enlevant de la matière. Cependant, il ne faut pas oublier que cette pièce sert essentiellement de support de fixation. De ce fait, les épaisseurs que nous avons choisies sont limitées par leur capacité à être taraudée, afin d'avoir une fixation suffisamment rigide et solide.

Sans aucune crainte, nous pouvons affirmer que notre pièce sera suffisamment résistante dans le cadre de notre application.

2) Le manchon

Cette pièce a pour fonction de bloquer tous les ddl's de la partie tournante du système, sauf celui de rotation autour de son axe de révolution. De ce fait, celle-ci est soumise à différentes contraintes. Les différentes conditions limites agissant sur cette pièce sont :

- Encastrement sur la plaque de fixation au moteur (pièce précédente)
- Un ensemble de forces résultantes selon les 3 axes X,Y et Z
- Deux moments de force (le troisième étant nul et correspond au degré de liberté non contraint par le manchon)

Concernant cette pièce, nous allons volontairement omettre de l'étudier par éléments finis. Plusieurs raisons nous poussent à cette décision :

- Pour des raisons de coefficient de frottement, celle-ci est réalisée en acier et est donc par défaut plus résistante que les autres pièces en aluminium
- Concernant les efforts appliqués, ceux-ci sont de plus faibles amplitudes que le couple appliqué par la personne sur la main courante. Les contraintes engendrées par ces efforts seront donc moins critiques.
- L'évaluation exacte de ces efforts est assez difficile car il s'agit d'efforts secondaires qui ne travaillent pas. Comme nos calculs de dimensionnement sont basés sur des calculs de puissance, nous n'avons pas de données numériques pour ces efforts.
- La majorité des dimensions de la pièce ne sont pas variables car elles dépendent de contraintes géométriques.

Dans une démarche de « rentabilité », nous avons donc jugé pour ces raisons que la modélisation de cette pièce n'apporterait pas d'informations pertinentes.

3) La partie en rotation (liée à la main courante)

Cette pièce est sans doute la plus critique de notre montage et donc la plus pertinente à étudier par éléments finis.

En effet, il s'agit d'une pièce qui va transmettre les efforts à mesurer entre la main courante (lieu d'origine) et la cellule de force (lieu de mesure).

Comme énoncé dans la partie « Système de capteur (Version Finale) », son design a légèrement évolué grâce à cette étude, afin de mieux répartir les contraintes. Nous étudierons successivement la première version de cette pièce, ainsi que la version finale.

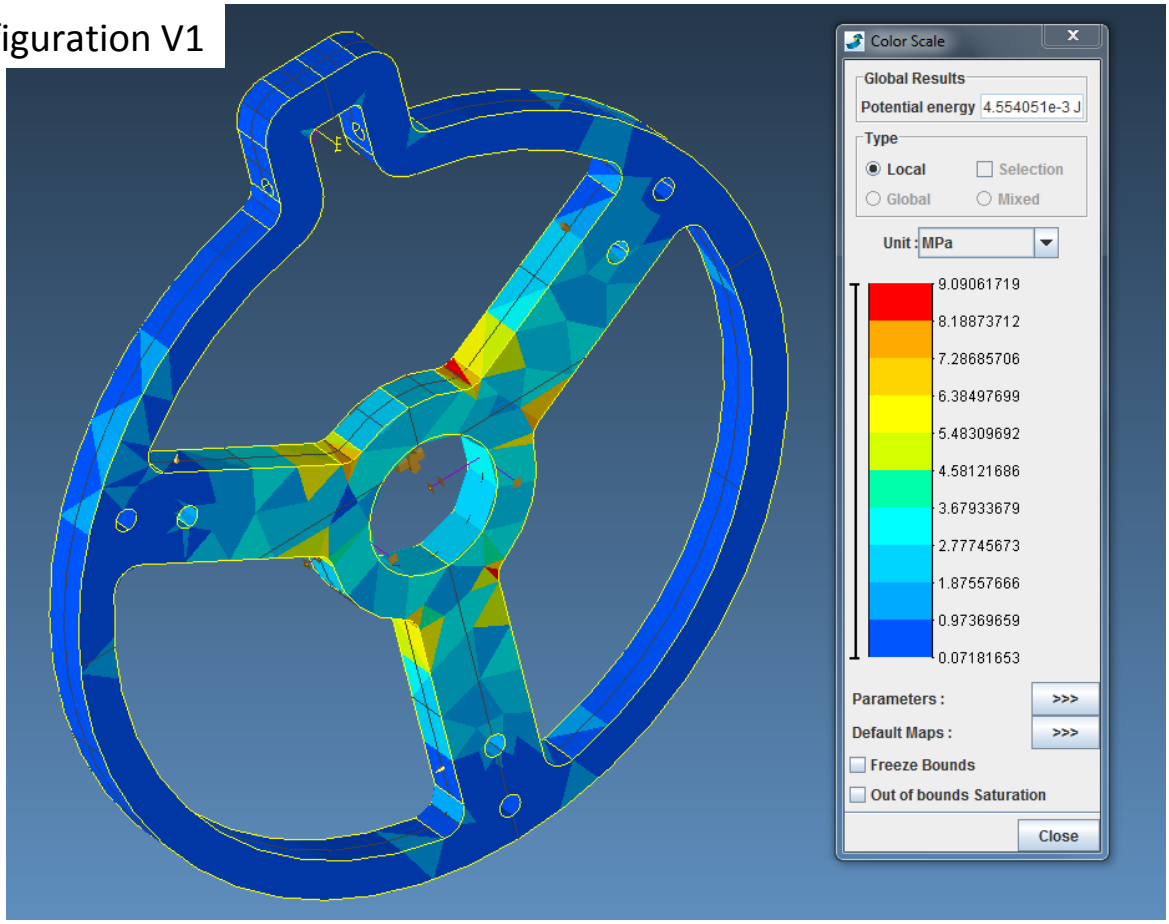
Les différentes conditions limites agissant sur cette pièce sont :

- Elément de ressort linéaire au niveau des surfaces de contact avec la cellule force, par calcul antérieur de la raideur de la cellule de force (voir papier : « Etude la rotation relative de la main courante sous charge »). La raideur équivalente est donc de : 3.9e6 N/m
- Effort tranchant au niveau des 6 vis de fixation reliant cette pièce à la main courante. La valeur de la force résultante (dirigée tangentiellement) sur chaque vis étant calculée à partir du couple maximum à mesurer par la cellule de force.
  Le couple étant de 28.8 Nm et la distance radiale moyenne des 6 vis étant de 65 mm, la force équivalente tangentielle sur chaque vis est de : 73,85 N
- Elément de charnière au niveau de l'alésage au centre de la pièce

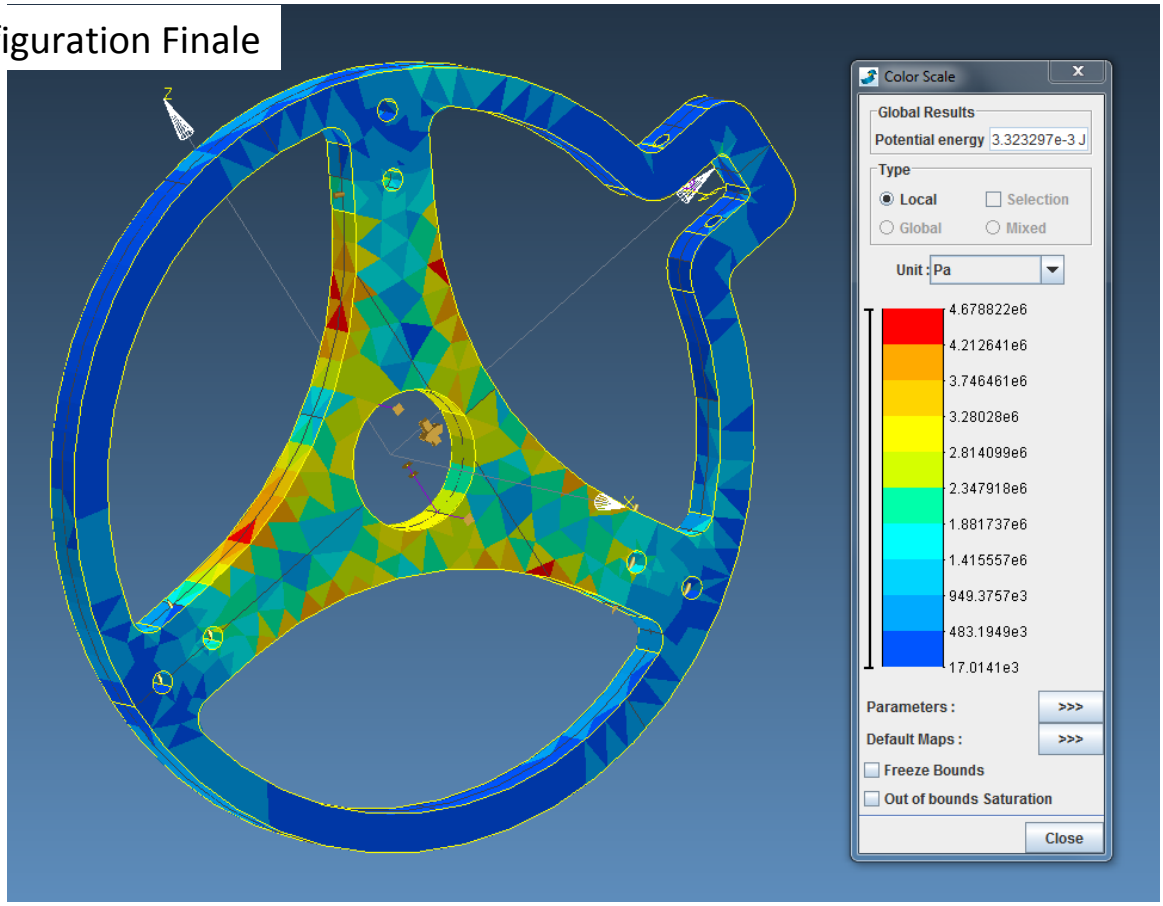
Comme on peut le voir sur la figure ci-après, il a une certaine concentration de contraintes au niveau du cylindre central, là où les bras viennent s'encastrer. Dans un souci de répartir au mieux les contraintes (même si celles-ci restent faibles par rapport à la limite élastique de l'aluminium), nous avons décidé de réalisé un second design dont les congés de raccordements se rejoignent, ceci ayant pour effet, a priori, de répartir au mieux les contraintes dans les zones précitées.

Cette nouvelle configuration est représentée à la figure située après la précédente. On remarque bien que les contraintes sont mieux réparties dans les bras, mais également que la contraintes maximale a été divisée par 2.

Configuration V1



Configuration Finale



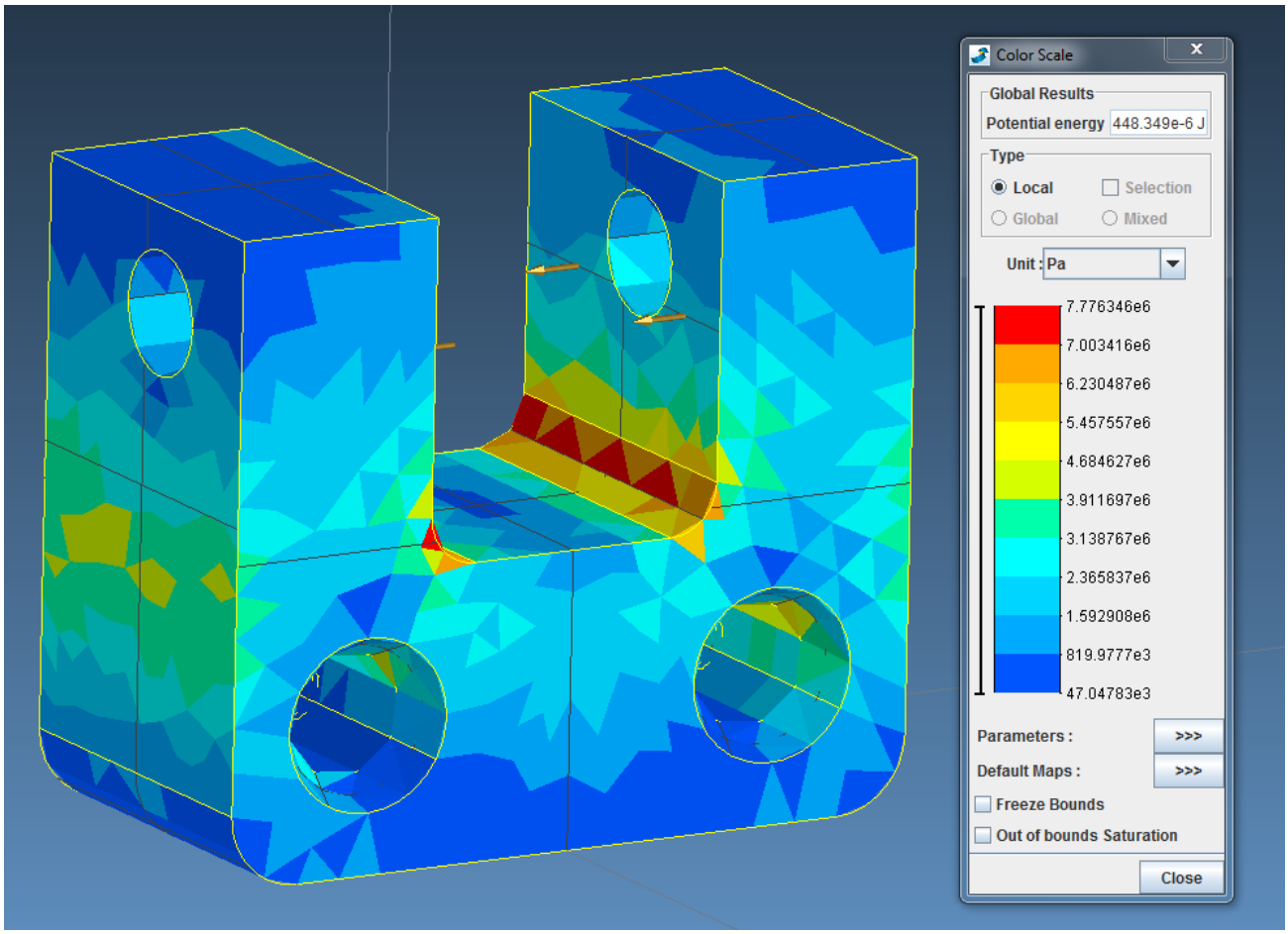
4) Fourche fixant la cellule de force au support solidaire du moteur

Cette pièce est également critique, car elle est également traversée par l'effort mesuré par la cellule de force.

Les différentes conditions limites agissant sur cette pièce sont :

- Encastrement au niveau des 2 vis de fixation sur le support fixé au moteur (première pièce étudiée dans cette section)
- Effort résultant de 288,414 N sur les parois liées à la cellule de force

Les résultats correspondants sont représentés dans à la figure suivante :



Encore une fois, la contrainte maximale trouvée est bien inférieure à limite élastique de l'aluminium. On remarque également qu'une concentration de contraintes est située au niveau de congé de raccordement. Il conviendrait donc de l'augmenter encore un peu afin de mieux répartir cette contrainte. Cependant, nous sommes limités géométriquement à ce niveau et il nous est impossible d'augmenter ce rayon. Bien évidemment cela n'est pas critique vu que la contrainte trouvée à cet endroit n'est pas trop grande.

CONCLUSION

En conclusion, nous pouvons sans hésitation valider notre système point de vue tenue mécanique.

Nous avons également remarqué que la majorité de nos pièces étaient surdimensionnées par rapport à leur fonction. Cependant, il ne faut pas oublier que toutes ces pièces doivent être assemblées par la suite et donc que la majorité des épaisseurs et points de fixation nous contraignent à ce niveau.

Aussi, une optimisation des différents composants nous aurait sans doute amené à obtenir un usinage plus complexe qu'initialement. Notre système nous semble donc être le meilleur choix concernant le rapport résistance-complexité d'usinage (et donc coût).

Personnes de contact : Corentin LUTGEN et Cyril Bomblé *date : 2/04/2014*

Choix de la cellule de force

Comme nous l'avons mentionné au cours des écrits précédents, nous avons trouvé une gamme de cellule de force peu onéreuse (<10€/pièce) qui pourrait convenir à notre application. De cette manière, le système de capteur que nous avons usiné est capable d'accueillir l'une de celles-ci.

Voici une photo de ce genre de cellule :



http://www.phidgets.com

Les différents modèles commercialisés sont :

- 0-100 g
- 0-780 g
- 0-5 kg
- 0-20 kg
- 0-50 kg

Il convient dès lors de choisir l'une d'entre elles afin d'être capable de mesurer le couple maximal que notre système doit percevoir. Nous veillerons également à ne pas prendre un fond d'échelle trop élevé, si possible, afin d'avoir la meilleure sensibilité.

Pour ce faire, nous devons déterminer le plus grand couple que notre cellule doit être capable de mesurer. Ce couple sera donc appliqué lorsque l'aide sera minimale (20%). Le couple maximal (trouvé par le modèle dynamique) étant défini à 36 Nm, le couple maximal à mesurer sera de 36*80/100 = 28.8 Nm. En kilogrammes, cela représente 2.94 kgm.

De ce fait, si nous placions la cellule à 1 m du centre de rotation, nous aurions besoin d'une cellule 3 kg. Cependant, nous ne pouvons pas la placer ainsi.

Vu la dimension du support pour le capteur, l'excentrement possible est déjà limité à environ 10 cm par rapport au centre de rotation. Pour cette valeur, la force à mesurer est de 2.94/0.10 = **29.4 kg**

La seule possibilité est donc d'utiliser la cellule de 50 kg, que nous placerons à 10 cm par rapport au centre de rotation du système.

Personnes de contact : Corentin LUTGEN et Cyril Bomblé *date : 31/03/2014*

Système de capteur (Version Finale)

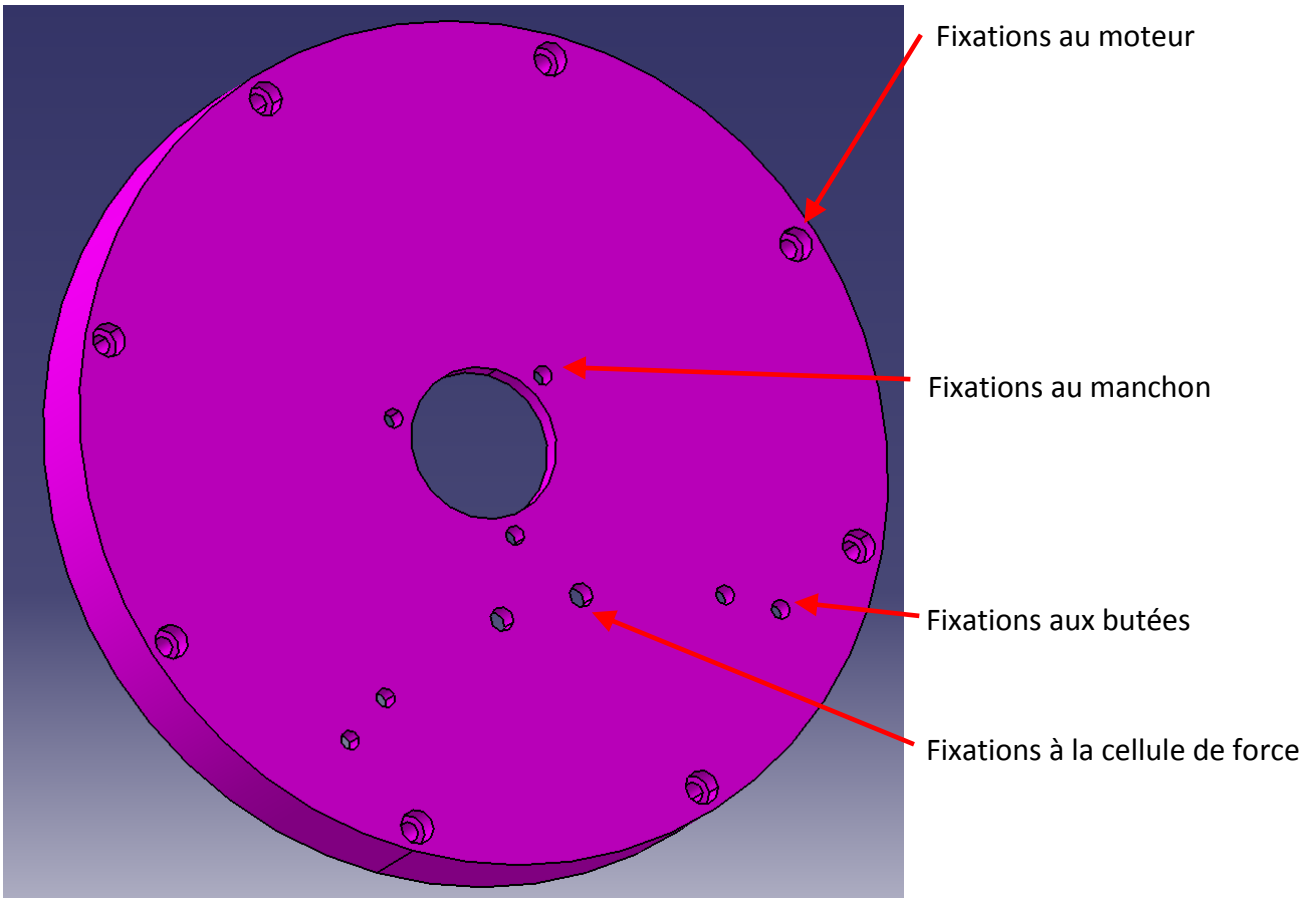
Dans une section précédente, nous avons dessiné une solution possible pour le système de capteur. Celle-ci possédait déjà pas mal de qualité, tant sur le plan « mesure et résistance » que sur le plan « possibilité de réalisation ».

Néanmoins, nous y avons apporté quelques modifications. Nous allons ainsi détailler ici les différentes pièces qui composent notre système.

Remarque : Comme nous avons travaillé continuellement sur le même fichier, nous possédons uniquement le fichier de la version finale, que vous pouvez trouver dans le dossier « Modèles Catia \ Système de Capteur \ Version FINALE ».

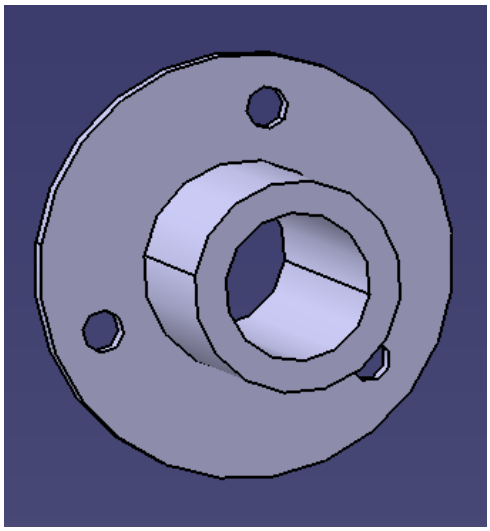
1) Le support fixé au moteur

Il s'agit d'une plaque de 20mm d'épaisseur que nous avons usinée à dimensions. C'est sur cette plaque que vient se fixer le manchon, ainsi que les butées et la fourche maintenant la cellule de force :



2) Manchon

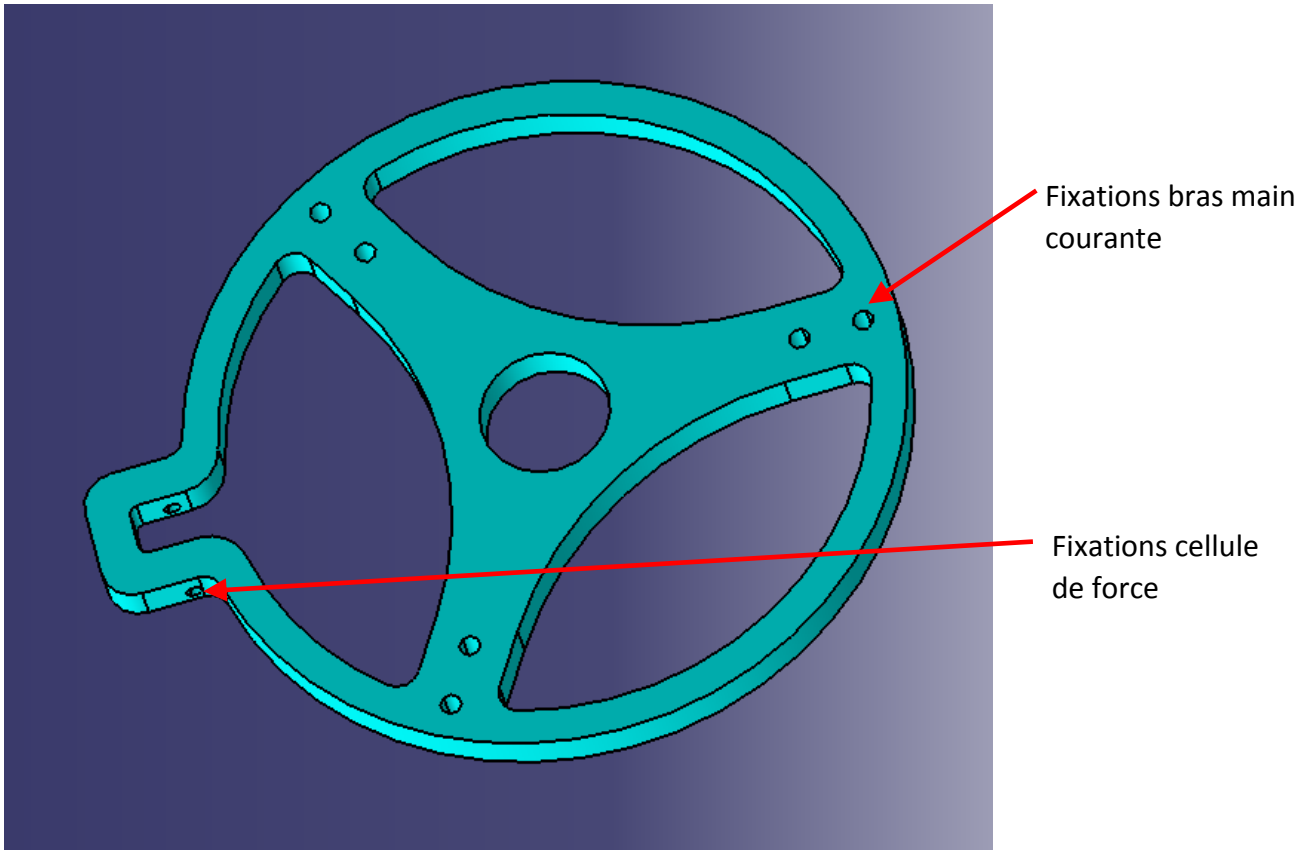
Il s'agit d'un manchon en acier. Nous avons choisi d'utiliser ce manchon car cette pièce sera soumise à un déplacement relatif de rotation avec la partie tournant du système de capteur. Etant donné que le coefficient de frottement sec alu/alu est de 1.20, tandis que celui alu/acier est de 0.6, il convient d'utiliser la seconde solution pour éviter tout grippage. De ce fait, nous avons choisi d'utiliser un manchon en acier :



Aussi, le manchon est tubulaire car le moteur possède un arbre traversant (montage pour un vélo) et nous avons décidé de le laisser intact.

3) Partie en rotation – liée à la main courante

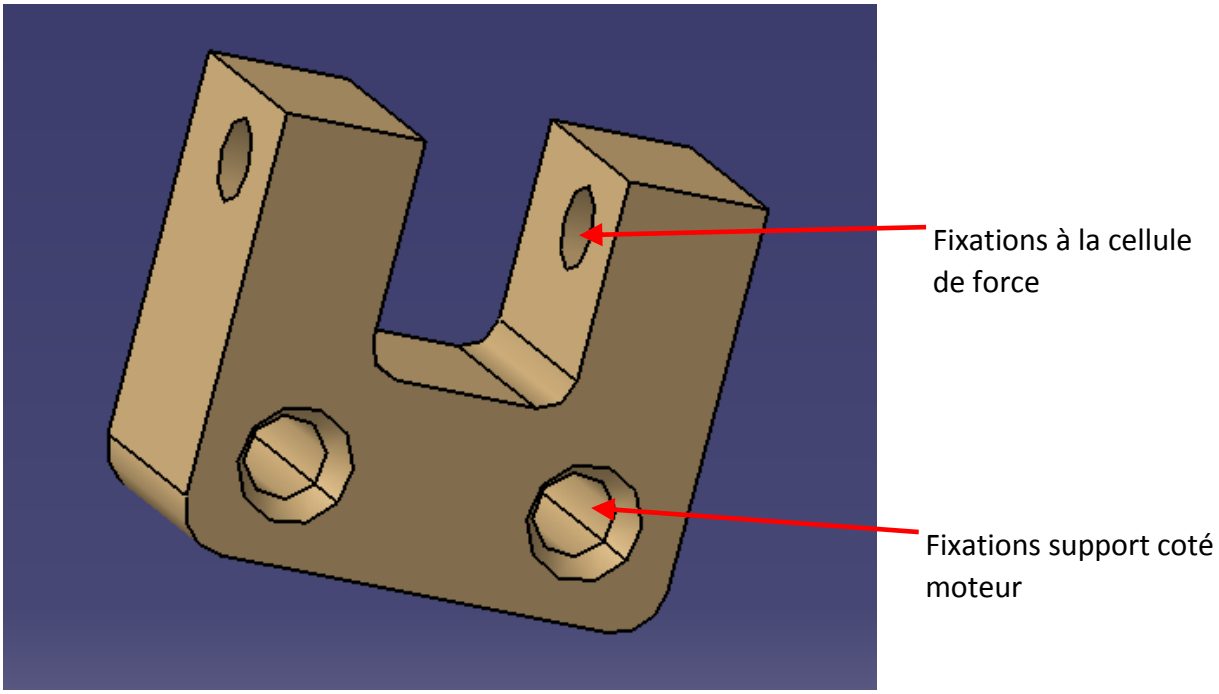
Cette partie a subi de légères modifications par rapport à la première version. En effet, nous avons remarqué qu'il subissait de légères concentrations de contraintes au niveau de la jonction « bras – cylindre intérieur » et nous avons donc augmenté le congé de raccordement à son maximum. Par ailleurs, cela donne une pièce assez esthétique. Aussi, nous avons ajouté une excroissance afin de pouvoir fixer la cellule de force plus facilement, mais également afin de la positionner radialement à l'endroit voulu (voir section plus loin : *Choix de la cellule de force*). Nous obtenons donc cette pièce :



4) Fourche fixant la cellule de force au support solidaire du moteur

Il s'agit de la pièce qui maintient la cellule de force sur le support coté moteur (première pièce décrite dans ce papier).

Ses dimensions sont essentiellement données par les dimensions des autres pièces et donc de la place restante.

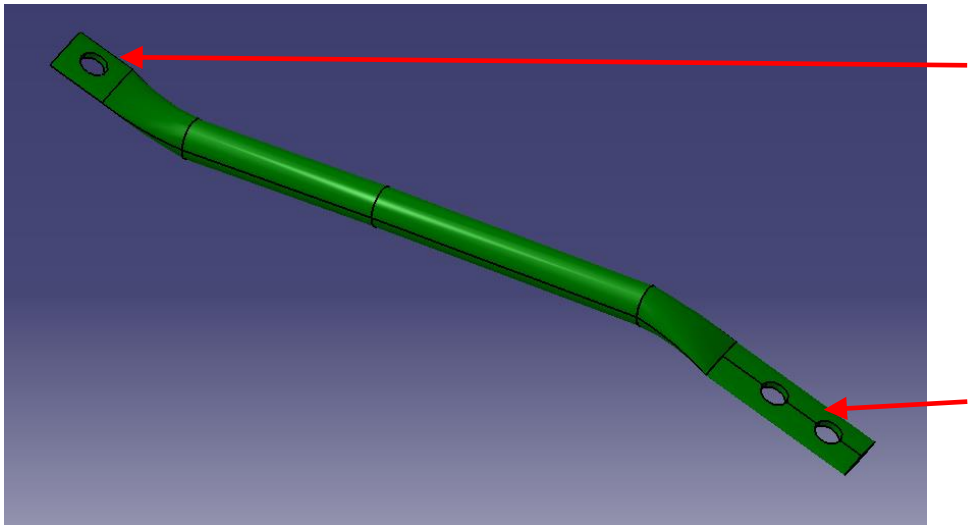


5) Butées (composé d'un bloc et d'une vis)

Celles-ci sont détaillées dans la section intitulée « Dimensionnement des butées », du dossier technique.

6) Tubes reliant la partie en rotation à la main courante

Il s'agit de tubes, au nombre de 3, qui seront aplatis et pliés au niveau de leurs extrémités afin de relier la main courante à la partie du système de capteur en rotation.

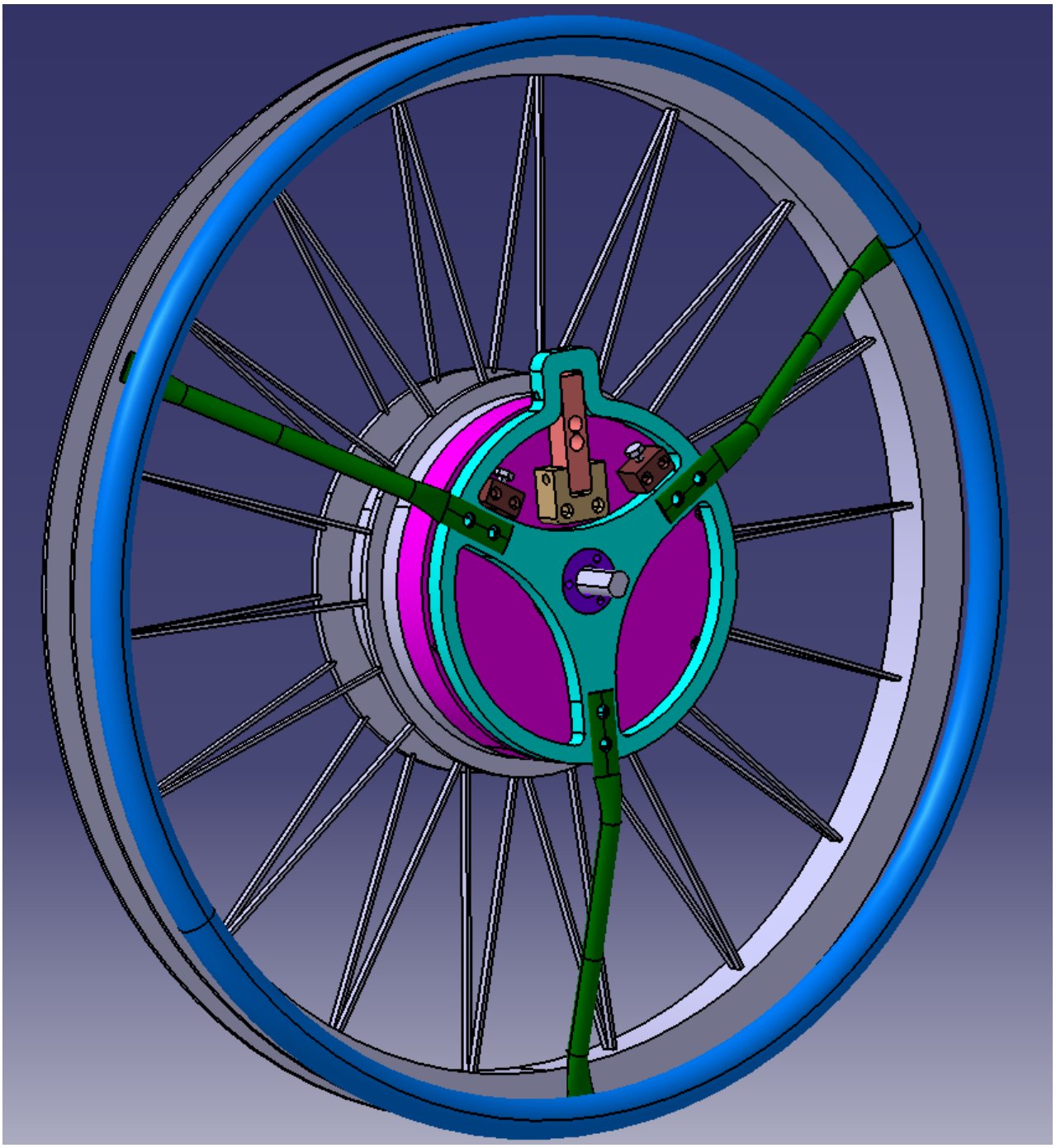


Résumé

Enfin, l'ensemble de ces pièces assemblées est représenté par la figure suivante :

Remarque : Le système est représenté monté sur le moteur-roue. Certaines vis de fixation sont également manquantes.

Les plans des différentes parties peuvent être trouvés à *l'Annexe XXX : Plans Système de capteur Version Finale*



Personnes de contact : Corentin LUTGEN et Cyril Bomblé *date : 14/03/2014*

Système fonctionnel envisagé

A ce stade de la réflexion, nous allons essayer de designer un premier système capteur que nous pourrions effectivement utiliser par la suite. Celui-ci respectera, bien évidemment, les critères énoncés précédemment.

Tout d'abord, comme cette partie de « design » fait partie intégrante de notre projet, nous allons essayer d'imaginer un système différent que ceux déjà utilisés dans d'autres systèmes d'aide à la propulsion similaire au nôtre.

Notre idée réside, en fait, d'un mix des différents points positifs des systèmes que nous avons rencontrés jusqu'ici.

Comme nous l'avons émis juste avant, **nous allons bien sûr appliquer le principe de la séparation des fonctions de résistance mécanique et de mesure.**

Premièrement, il nous faut bloquer l'entièreté des mouvements « parasites » entre la main courante et la roue. En d'autres termes, il faut qu'il existe uniquement un mouvement de rotation libre entre la main courante et la roue. Pour ce faire, plusieurs possibilités s'offrent à nous :

1) Système de glissières tangentielles en plusieurs points. Il s'agirait de la fixer, d'un côté, sur la jante de la roue, et de l'autre, aux plots de la main courante

Source : www.faber.fr



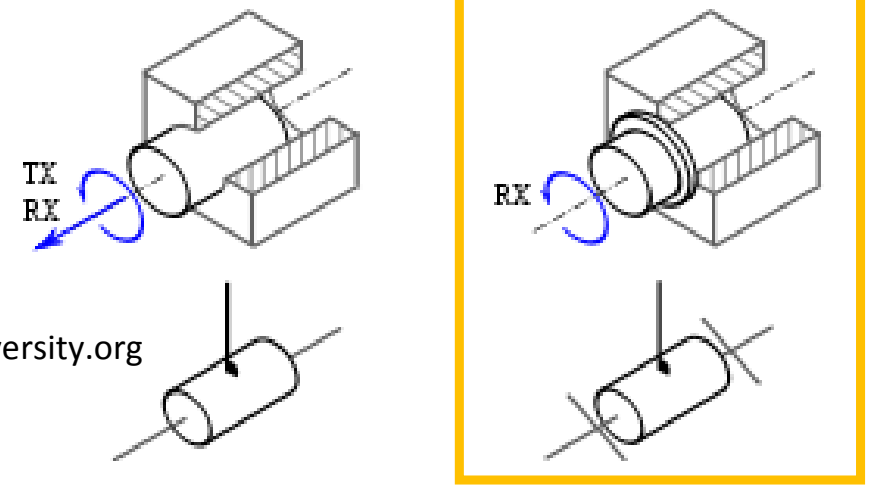
Avantages : - Réutilisation possible des points d'ancrage de la main courante
- Besoin de peu de volume de matériau pour réaliser la liaison

- Butées directement intégrées en modifiant la course de la glissière

Désavantages : - Complexité du dispositif car incurvé

- Comment fixé le tout solidement ?

2) Création d'une liaison cinématique de type charnière au centre. En d'autres, il s'agirait de ramener le mouvement relatif des deux pièces à deux cylindres imbriqués glissant (en rotation selon leur axe principal) l'un sur l'autre. On bloquera le mouvement de translation possible entre les deux, ce qui donne bien une liaison de type charnière.



Source : fr.wikiversity.org

Avantages : - Réalisable à coût modéré

- Possibilité d'agir sur la majorité des paramètres dimensionnels pour atteindre la résistance voulue
- Possibilité d'utiliser le moteur dans la roue comme premier support

Désavantages : - Nécessite un volume relativement important de matériau (liaison des éléments périphériques en leur centre)

Vu le peu d'avantages qu'apporte la première solution par rapport à la seconde par rapport à la complexité de celle-ci, nous sommes « contraints » de choisir la seconde solution. Notre design final devra donc faire apparaître **l'utilisation d'une liaison de type charnière** (deux cylindres imbriqués glissants l'un sur l'autre).

Concernant le système de mesure, un très grand nombre de technologies existe. Cependant, nous n'allons pas refaire ici une comparaison en long et en large de tout ce qui existe sur le marché en terme de capteur (voir cours théorique *Capteurs, microcapteurs et instruments de mesure*). De plus, nous avions déjà précédemment discuté de ces quelques options (voir *Techniques de mesure* dans la partie *Mesure du couple*). Nous avions déjà, à ce moment, convenu d'utiliser des **capteurs de type « jauge de déformation »**, dont les avantages et inconvénients ont été cités également.

A ce stade, il convient donc naturellement de se poser la question : Comment disposer ces jauges de contraintes ?

Nous avons déjà un peu discuté de ce problème dans des sections précédentes, notamment en parlant des efforts tranchants, de flexion ou autre. Afin d'apprécier un peu mieux ce type de capteur, il peut être intéressant d'en lister quelques-uns afin de voir comment ces jauges de déformation sont sollicités. Les voici :

- Capteur de force type « bouton »



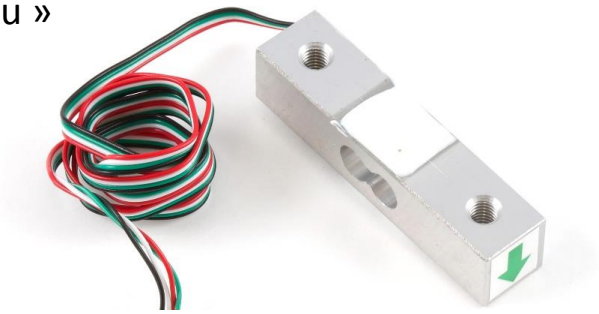
Source : www.directindustry.fr

- Capteur de force de type « S »



Source : www.directindustry.fr

- Capteur de force de type « barreau »



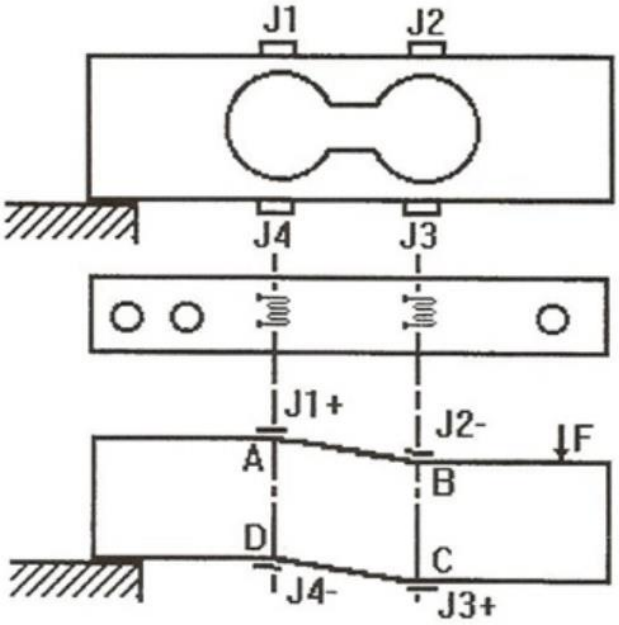
Source :
http://www.phidgets.com

On remarque déjà que le capteur de type « S » est en fait semblable à celui de type « barreau ». Les jauges de contraintes sont, en effet, sollicitées de la même manière dans les deux cas. Concernant celui de type « bouton », il s'agit plutôt de jauges diffusées et cela n'est pas réalisable dans le cas d'un prototype.

Il semblerait donc que la façon la plus prometteuse d'utiliser les jauges de contraintes soit celles de type « barreau ».

Il est ainsi important de préciser, ici, comment ces jauges sont sollicitées sur ce genre de barreau (voir figure suivante) :

Source : pesage.biz



Comme le veut la pratique, il conviendra donc d'**utiliser 4 jauges de déformation montées en pont de Wheatstone** donc deux seront sollicitées en traction et les autres en compression.

A ce stade, nous n'avons pas encore décidé si nous utiliserions un capteur de ce style déjà monté en pont, ou plutôt fabriquer notre propre capteur. Cela sera détaillé dans un futur document (voir suite du dossier).

Il faut encore décidé de la position de ce capteur, le nombre de ceux-ci.

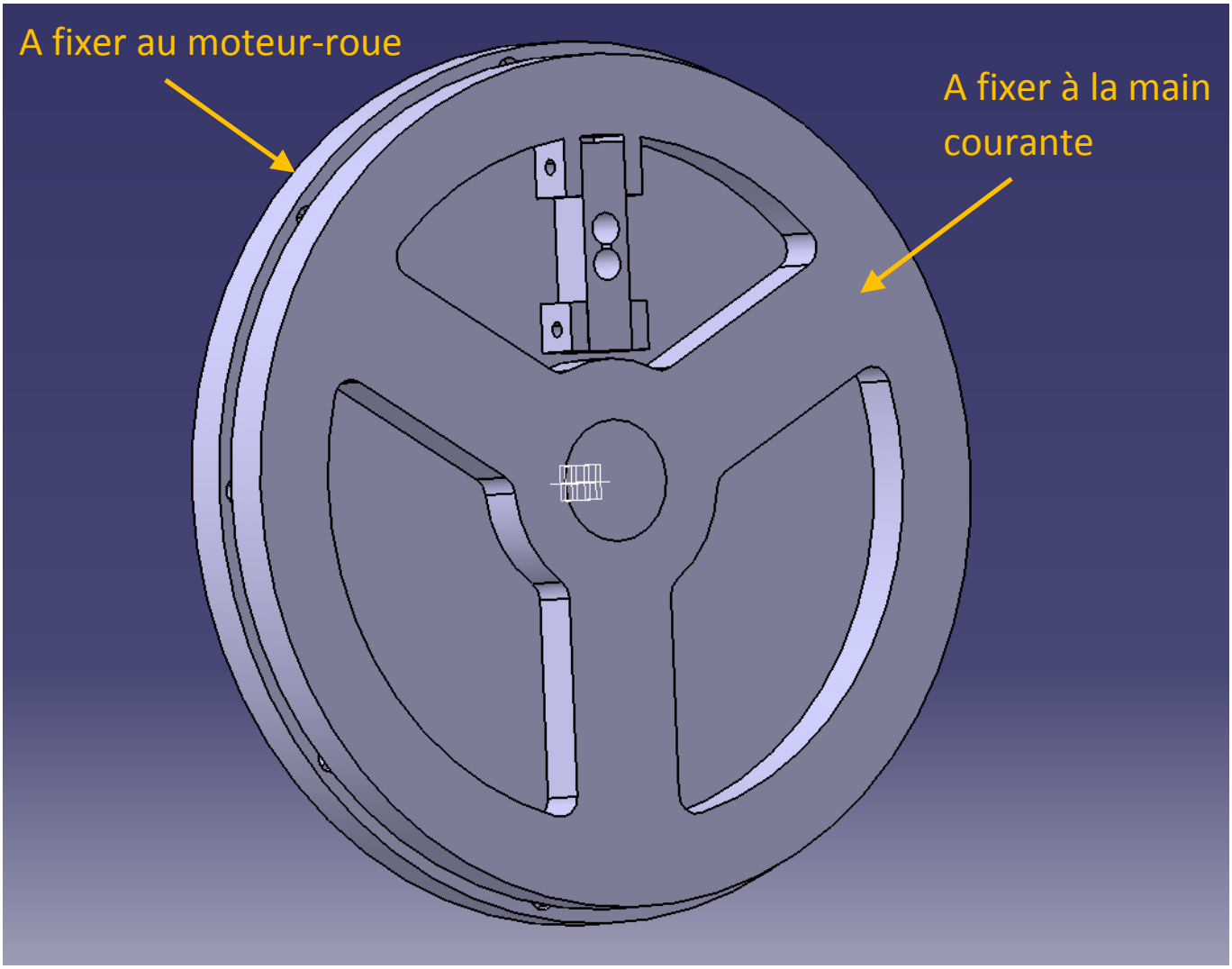
Concernant le nombre, un seul devrait suffire si le conditionnement du capteur est suffisamment rigide par rapport à celui-ci. Comme le système est contraint

et que seule la rotation est possible, la répartition du couple devrait être homogène et **un seul capteur devrait donc suffire**.

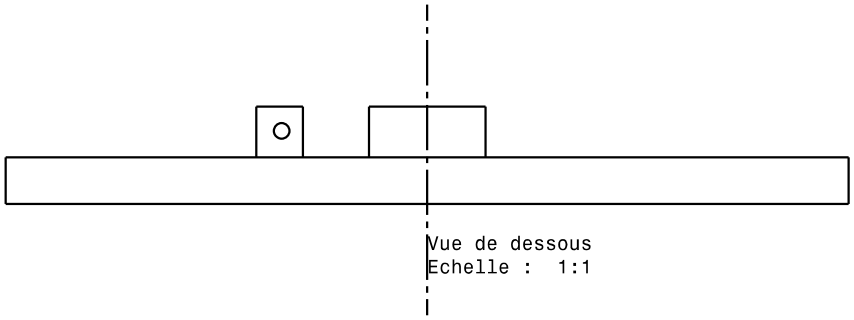
Concernant la position, celles-ci va également déterminer la gamme de mesure du capteur. En effet, comme nous travaillons en termes de couple que le capteur mesure une force (dans ce cas, tangentielle), il existe une dimension de longueur entre les deux qui n'est autre que le rayon. De ce fait, plus le capteur sera positionné loin de l'axe de rotation du système, plus celui-ci devra mesurer une plus petite force. Par contre, c'est l'inverse si le capteur est proche du centre. **Il est encore trop tôt à ce stade pour déterminer la position radiale du capteur**. Nous le ferons ultérieurement.

Il nous reste **le système de butées** à dimensionner, sachant que celles-ci doivent être placées précisément (le capteur étant sensé ne pas subir de grandes déflexions) et doivent être suffisamment résistantes.

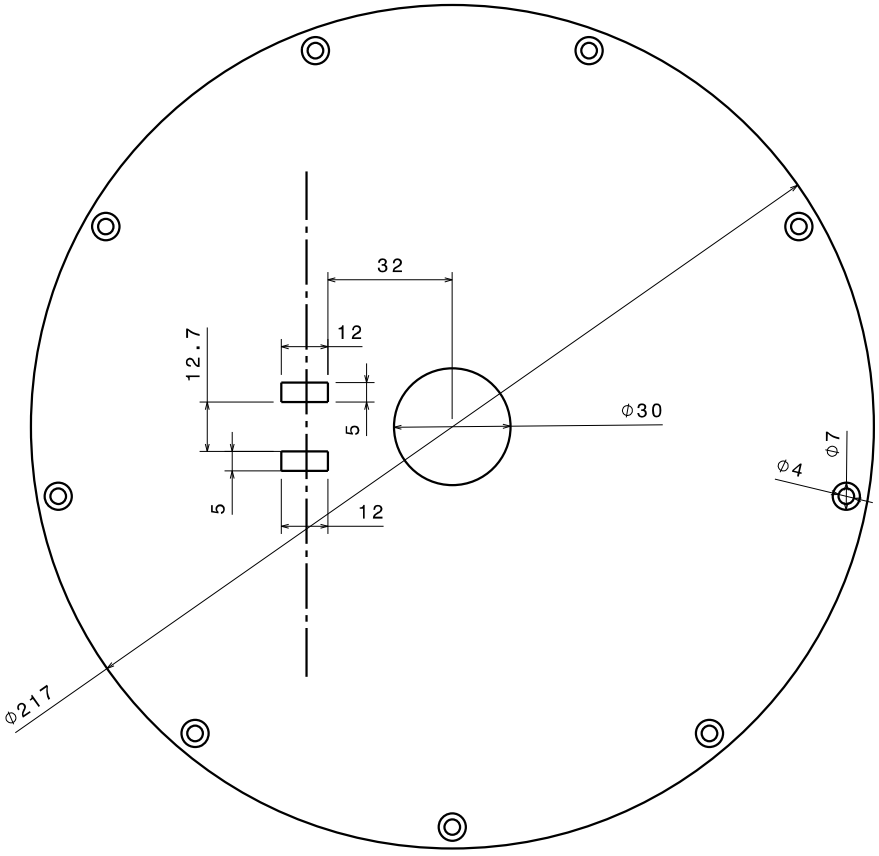
Voici une première ébauche d'un système plausible :



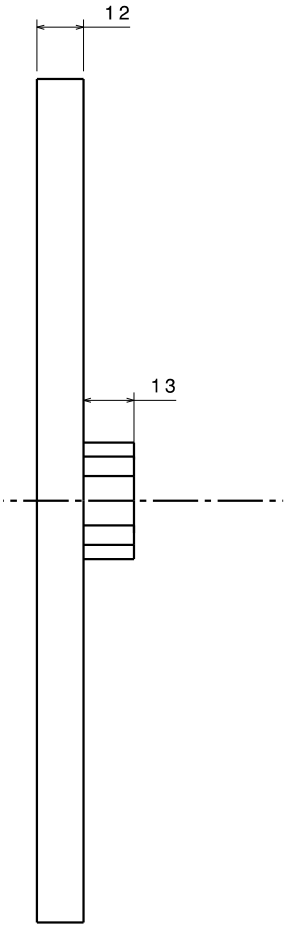
Les dessins techniques qui suivent sont donnés à titre indicatif ; les dimensions qui y correspondent n'ont pas encore toutes été étudiées. De plus, la tenue mécanique du système n'a pas non plus été vérifiée.



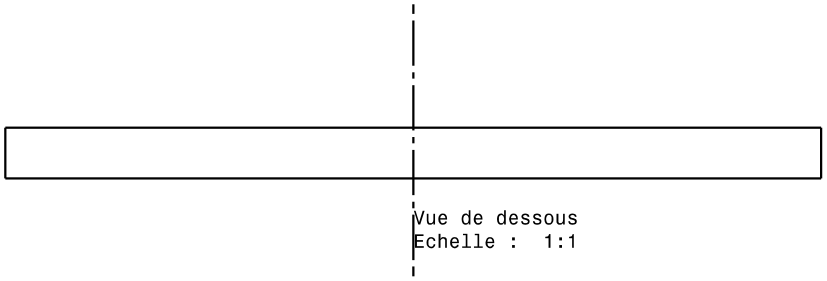
Vue de dessous
Echelle : 1:1



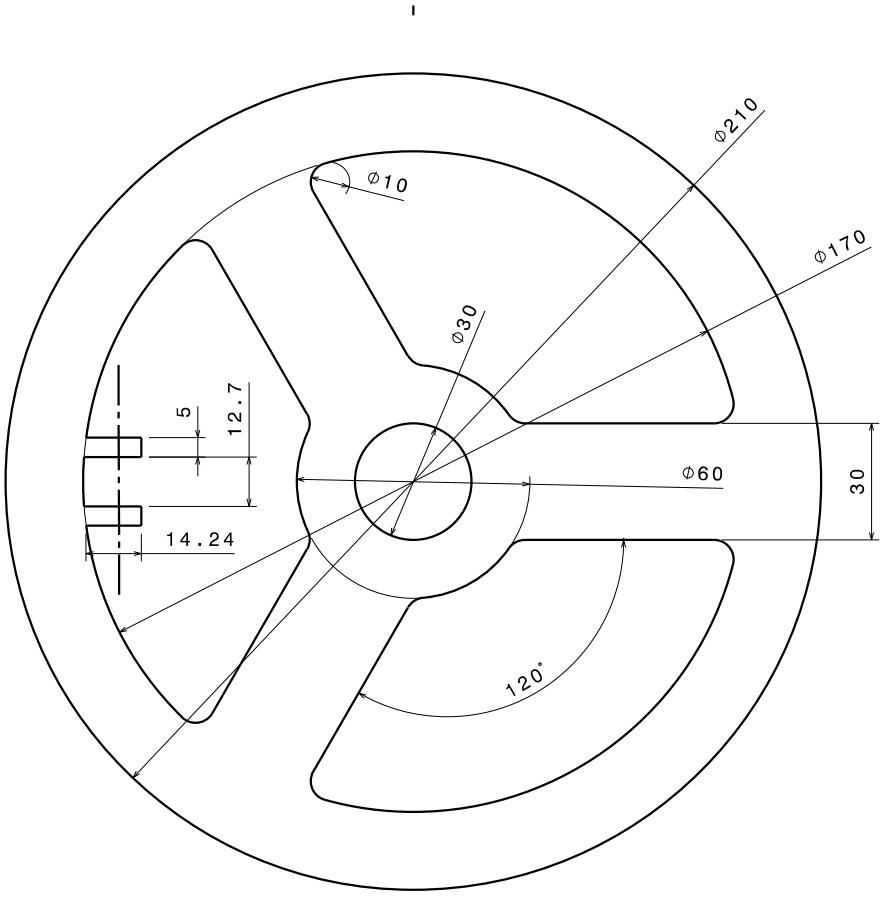
Vue de face
Echelle : 1:1



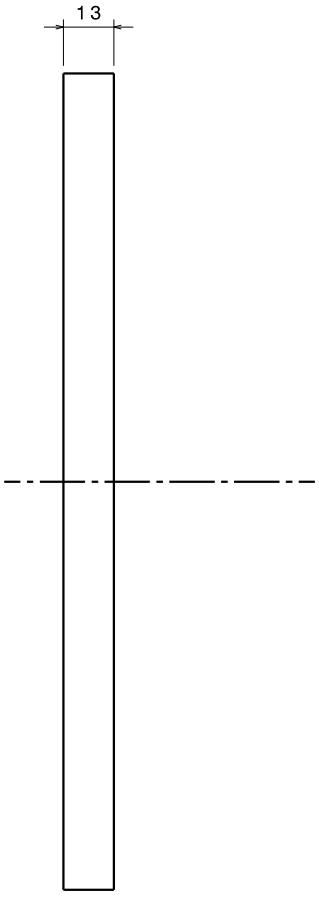
Vue de gauche
Echelle : 1:1



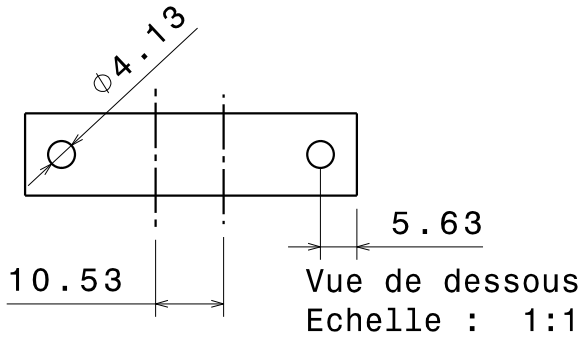
Vue de dessous
Echelle : 1:1



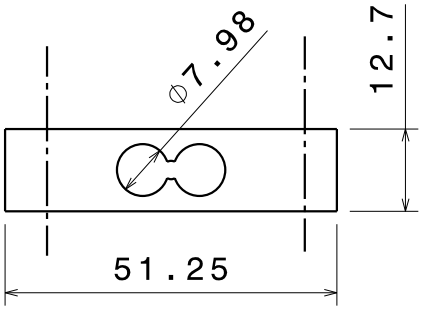
Vue de face
Echelle : 1:1



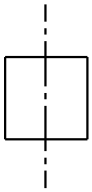
Vue de gauche
Echelle : 1:1



Vue de dessous
Echelle : 1:1



Vue de face
Echelle : 1:1



Vue de gauche
Echelle : 1:1

Bomblé Cyril, *le 25/02/2014*

Élaboration d'un capteur « fait maison »

Pour mieux maîtriser les paramètres de résistance aux différentes sollicitations de notre capteur, nous avons donc très sérieusement envisagé l'élaboration d'un capteur de force basé sur des jauges de déformation.

Étant encore au début de l'élaboration du capteur, nous hésitons encore entre plusieurs types d'intégration de celui-ci sur le fauteuil roulant :

- **Capteurs « plots » :** le système de mesure se compose alors d'un ensemble de capteurs disposés de la même manière que les liaisons initiales entre la roue et la main courante. Les forces tangentielles mesurées permettent alors de mesurer le couple fourni
- **Couplemètre en torsion :** la main courante est liée à la roue via un dispositif central (notre capteur) permettant de mesurer le couple fourni via la torsion (faible) d'un élément central
- **Couplemètre à force tangentielle :** de la même manière, la main courante est liée à la roue via un dispositif central permettant de mesurer le couple non plus par la torsion mais via la force tangentielle mesurée sur un élément interne à ce dispositif

Dans chacun de ces cas, l'élaboration d'un capteur engendre certaines contraintes à respecter pour obtenir une intégration complète ainsi qu'une mesure acceptable du couple :

- **Résistance :** quoi qu'il arrive, le capteur devra être capable de résister aux diverses sollicitations qui s'exerceront dans chacune des directions
- **Précision, répétabilité et sensibilité :** dans la direction de mesure, la capteur doit bien entendu assurer des paramètres minimum sur la qualité de la mesure
- **Influence des forces parasites :** l'influence des forces exercées dans les autres directions doit être négligeable par rapport à celle de la valeur à mesurer

Assurer ces diverses contraintes revient à réaliser certains compromis par rapport à la forme à donner à notre capteur ainsi que par rapport au placement des jauges de déformation sur celui-ci. Ces compromis sous-entendent bien entendu une certaine complexité de la démarche. Cette complexité peut également être influencée par le type d'intégration du capteur que l'on choisit parmi les possibilités énoncées ci-dessus.

Rencontre de Monsieur Vroomen

Pour nous orienter vers la voie à suivre, nous décidons de parler à quelqu'un ayant l'habitude de manipuler des jauges de déformation. Nous avons donc rencontré Monsieur Carl Vroomen, ingénieur travaillant au laboratoire de mécanique et structures de l'ULg.

La fabrication de capteurs de force est une opération assez complexe en elle-même, à cause des contraintes à respecter énoncées ci-dessus. De plus, il s'avère que la pose des jauges est également une opération très délicate. Il est, bien entendu, possible de le faire, mais cela demande énormément de travail et le résultat n'est pas toujours à la hauteur de nos attente. Aussi, le conditionnement de capteurs « fait maison » n'est pas une mince affaire.

Sur base de ces considérations, Mr Vroomen nous déconseille fortement de concevoir nous-même un capteur à base de jauges de déformation, mais plutôt de s'orienter vers un capteur industriel dont les propriétés sont mieux maitrisées. Il nous a d'autant plus conseillé de sous-traiter cette pièce car cela s'inscrit dans le cadre d'un projet bien plus vaste, à savoir le fauteuil à assistance.

De plus, si on prend les choses d'un point de vue purement économique, les constructeurs mettant au point un projet comme le notre choisissent souvent de ne pas fabriquer eux-mêmes certains composants pour des questions de rentabilité. Économiquement parlant, le choix de fabriquer nous-même le capteur est donc également discutable.

Sur les conseils de Mr Vroomen (que nous remercions bien entendu pour son accueil et le temps pris pour répondre à nos questions), nous décidons donc de nous réorienter vers une autre direction et d'abandonner l'idée de concevoir nous-même le capteur de A à Z.

Réorientation

Les décisions précédentes entraînent ainsi des conséquences sur la suite de notre projet. Par la suite, nous serons donc amenés à :

- Rechercher un capteur industriel capable d'être adapté à notre système, de manière à mesurer le couple (mesurande)
- Concevoir le dispositif d'intégration de ce capteur à notre système

Personnes de contact : Corentin LUTGEN et Cyril Bomblé *date : 8/03/2014*

Séparation des fonctions : Tenue Mécanique v.s. Mesure

Comme nous l'avons vu précédemment, les différents types de capteurs que nous avons envisagés jusque maintenant ne semblent pas convenir à notre problème. En effet, il est souvent difficile :

- De concilier une bonne sensibilité du capteur dans une seule direction donnée avec une insensibilité dans toutes les autres directions.
- De concilier Sensibilité et Résistance – Déformation

De par l'expérience et la notion du bon sens, il est souvent d'application de séparer les fonctions d'un dispositif, en les répartissant entre des composants distincts qui, une fois assemblés, fournissent les fonctions recherchées. Cette manière de penser est très présente en Mécanique, où diverses propriétés, parfois contradictoires, doivent être présentes simultanément dans un même composant. On peut notamment retrouver notamment cette démarche dans domaines comme l'usinage, afin d'améliorer la précision. On utilisera alors différents matériaux pour différentes parties de la machine ou de l'outil.

Concernant notre système de capteur, les deux fonctions principales que nous devons satisfaire sont :

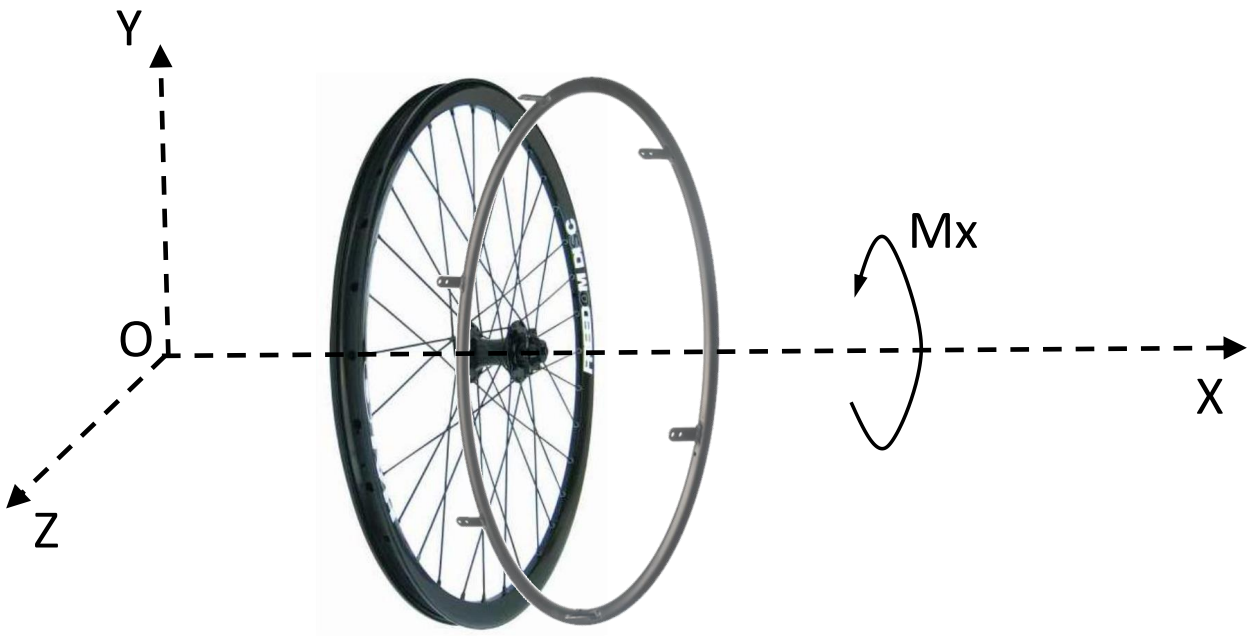
- Une bonne sensibilité du couple exercé entre la main courante et la roue
- Assurer que le système sera assez résistant (ne pas entrer en plasticité) lors de son utilisation normale, voire malmenée

Dans cette optique, il convient tout d'abord de **contraindre tout mouvement selon d'autres axes que celui de rotation plane entre la main courante et la roue** (axe X sur le dessin, voir ci-dessous). En d'autres termes, il peut seulement y avoir un mouvement de rotation relative entre la main courante et la roue. Il faudra bien évidemment veiller à ce que toutes les autres liaisons, bloquées, soit suffisamment résistantes pour ne pas entrer en plasticité ou provoquer de trop grandes flèches nuisibles au capteur.

A partir de là, nous pouvons supposer que le seul mouvement restant sera de la rotation autour de OX. Il conviendra donc de placer le capteur de telle manière à mesurer le couple selon cet axe. Aussi, la majorité des capteurs sont

liés à une certaine déformation de matière. Il faudra donc veiller à ce que la flèche qui apparait à la main courante soit la plus faible possible. **On se limitera par exemple à maximum 1° de rotation relative entre la main courante et la roue**, afin d'éviter un effet « chewing-gum » lors de l'utilisation du dispositif.

A ce stade, presque tous les axes sont contraints, ils nous restent évidemment la notion de résistance selon la rotation autour de l'axe OX. En effet, même si nous avons placé un capteur selon cet axe, nous n'avons aucune garantie quant à la résistance du système. Afin d'éviter la destruction du capteur lors d'un effort trop important, et notamment dépassant la limite autorisée, **nous disposerons des butées dans les deux sens possibles de rotations**, afin de reprendre l'effort si celui-ci est trop intense par rapport à ce que le capteur peut subir.



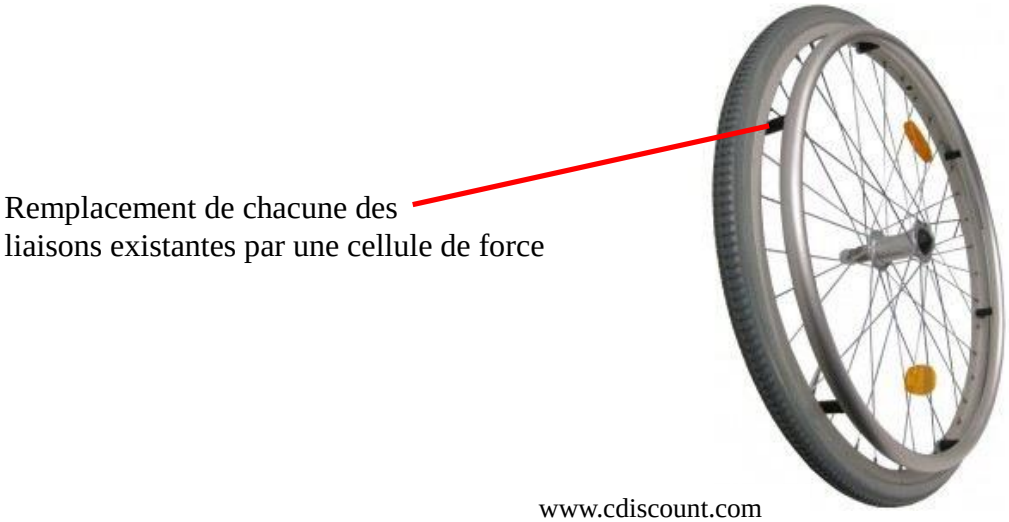
Bomblé Cyril, *le 01/03/2014*

Intégration du capteur de force dans la structure

1) Liaison directe entre la jante et la main courante

Comme nous avions émis la possibilité auparavant, nous souhaitions utiliser une cellule de force (CZL635-20), se présentant sous la forme d'une poutre, pour mesurer le couple via la force appliquée tangentiellement. Il s'agit maintenant d'intégrer ce capteur dans notre système de manière la plus adaptée possible pour conditionner la mesure de la force tangentielle le plus idéalement possible.

Un des premiers systèmes imaginés est de simplement remplacer les liaisons existantes entre la main courante et la jante telles qu'elles sont généralement disposées sur les fauteuils roulants manuels.



www.cdiscount.com

Cette manière de procéder à l'avantage d'être très simple à mettre en place puisque il suffit de remplacer les liaisons existantes. En revanche, deux problèmes principaux peuvent survenir.

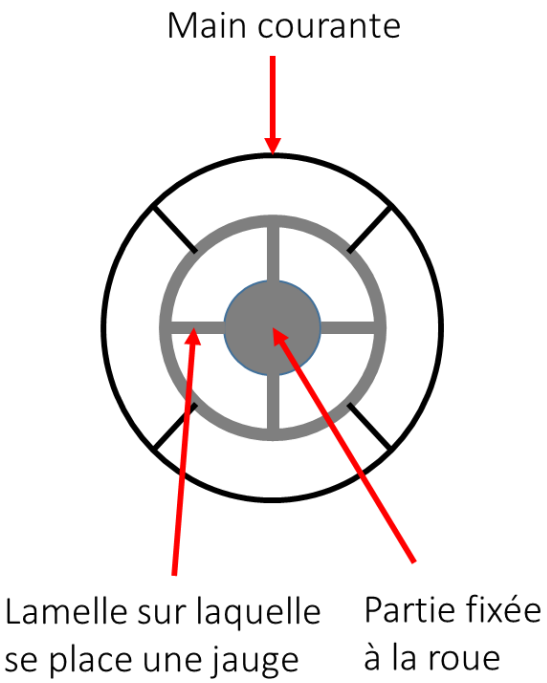
Tout d'abord, au niveau résistance, étant donné que les capteurs ne sont à l'origine pas destinés à cette application en particulier, il paraît préférable de ne pas se reposer uniquement sur ceux-ci pour assurer la liaison. Nous devrons alors réaliser un système qui reprendra une partie des efforts et qui, en particulier, protégera le capteur contre une contrainte excessive pouvant l'endommager (sur base des données fournies par le constructeur).

D'autre part, étant donné que l'on ne dispose pas d'information concernant l'influence des forces dans les autres directions, (lacune qui pourra cependant être en partie comblée par des essais sur la cellule de force) on ne peut à priori pas prédire le comportement du système lorsqu'une force est appliquée sur celui-ci. En effet, si mathématiquement le couple mesuré doit être nul pour une force que l'on imaginerait appliquée purement radialement, la mesure pourrait différer de par certaines incertitudes. Aussi, en fonction de leur position, les différents capteurs pourraient avoir un comportement différent dans la direction selon laquelle ils sont sollicités.

Sur base de ces considérations, nous préférerons donc concevoir un dispositif plus élaboré mais qui permettra également de mieux conditionner la mesure ainsi que de mieux maîtriser la résistance du dispositif.

2) Capteur de couple à « lamelles »

Il s'agit ici d'un capteur que nous avons imaginé sur un bout de papier. Il n'utilise, par contre, plus la cellule de force citée ci-avant, mais nécessite un design de A à Z.
Comme un dessin vaut toujours mieux qu'un long discours, voici une représentation schématique de ce système :

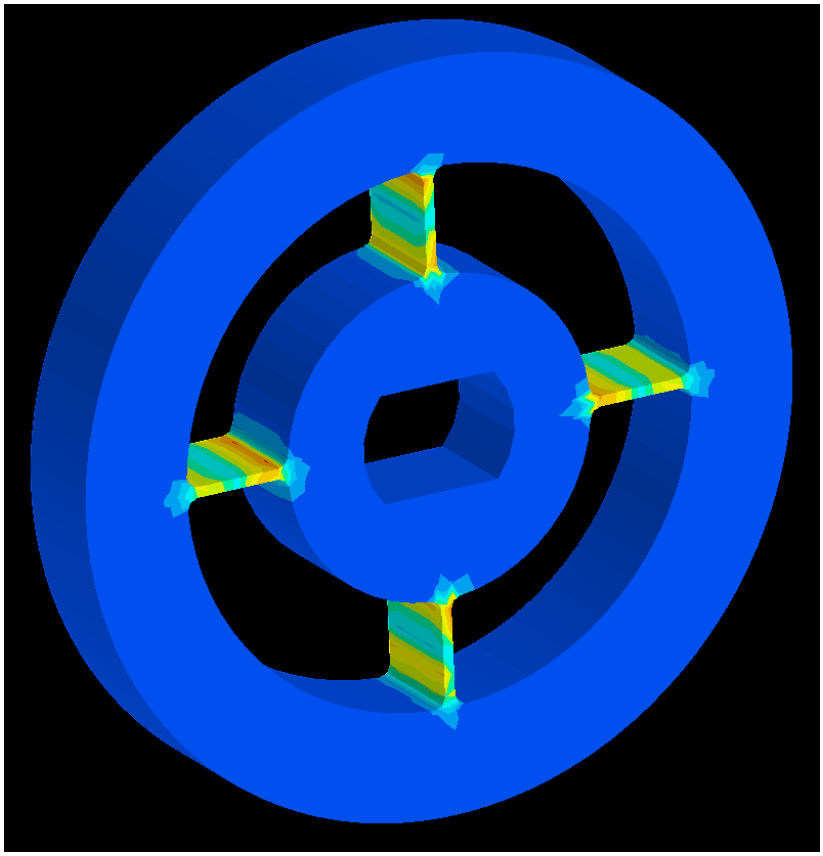


Il s'agit en fait d'un torque-mètre basé sur 4 fines ailettes sollicitées en cisaillement (modélisées par une poutre bi-encastrée). Le centre du dispositif est fixe tandis que la périphérie est reliée à la main courante. De cette manière, il existe un mouvement de rotation relative entre la main courante et le centre du capteur. Il suffit ainsi de placer judicieusement des jauges de contraintes sur les lamelles afin de capturer uniquement les déformations liées aux forces tangentielles, et donc au couple. Une étude éléments finis peut donc être intéressante afin de mettre en évidence ces zones (voir figure ci-après).

Les données de l'étude éléments finis sont :

- Encastrement au centre du dispositif
- Application d'un couple sur la périphérie du dispositif

Voici une illustration des résultats (les couleurs représentent l'amplitude des contraintes – les zones jaunes étant les plus sollicitées) :



Comme on peut le remarquer, les lamelles se déforment bien comme des poutres bi-encastrées soumises à des efforts tranchants. Nous mettons ainsi en évidence la nécessité de disposer 4 jauges de contraintes par lamelles.

De plus, comme ces lamelles sont très petites, le collage de jauges de contraintes sur ce genre de surface s'avère très périlleux.

Au final, nous avons assez rapidement abandonné cette idée car sa conception demande énormément d'investissement. De plus, cette solution l'apporte pas réellement d'avantages par rapport à la solution précédente, car la résistance du système dépend fortement de la tenue des lamelles à toute force pouvant s'exercer dessus.

Conclusion :

Ces deux exemples nous permettent de mettre en évidence un problème récurrent :

Comment obtenir quelque chose de sensible tout en ayant quelque chose de résistant ?

➔ Ceci est donc l'objet des pages suivantes du dossier technique.

Bomblé Cyril, *le 20/02/2014*

Analyse des solutions existantes sur le marché

Dans l'optique de nous conforter dans la voie dans laquelle nous nous sommes engagés pour la mesure du couple (main courante fixée sur un dispositif central permettant de mesurer le couple), nous nous sommes renseignés sur les différentes technologies déjà disponibles. Nous disposons pour cela des deux brevets disponibles aux *Annexes XXIV et XXV* , présentant des systèmes similaires à celui que nous essayons d'élaborer ici. Notamment, le second décrit un produit développé par la société Ulrich Alber GmbH et dont une illustration est visible ci-dessous.



Ulrich Alber GmbH - E-motion

Le premier décrit, quant-à-lui, un produit développé par YAMAHA HATSUDOKI KABUSHIKI KAISHA et est également présenté ci-après.



YAMAHA HATSUDOKI KABUSHIKI KAISHA

Si on observe attentivement ces photographies, mais également la Figure 1 de *l'Annexe XXIV* ainsi que la Figure 1 de *l'Annexe XXV,* on peut déjà s'attendre à ce que le choix de rapporter les liaisons de la main courante au centre de rotation soit une bonne solution puisqu'il semblerait que ce soit justement la solution adoptée par ces deux constructeurs.

Le premier brevet, disponible à *l'Annexe XXIV* , est particulièrement intéressant par les détails qu'il fournit, en particulier les dessins du système de mesure du couple.

A première vue, le système détaillé ici nous paraît assez complexe, autant par la forme du dispositif que par l'élaboration de système de mesure. **La mesure du couple se compose ici de deux parties principales : une partie fixée à la jante et une autre à laquelle sont reliées les liaisons à la main courante**. Ces deux parties sont connectées entre elles grâce à un système de ressorts auxquels est couplé un potentiomètre permettant de mesurer les faibles déplacements introduits par le couple et donc d'en déduire ce couple.

Ce système, s'il paraît adapté et peut-être même économique pour la grande production, semble cependant peu adapté à la réalisation de notre prototype. En effet, l'élaboration d'une structure permettant de recueillir des mesures optimales nous paraît être assez complexe. En particulier, l'implémentation des différents composants tels que les ressorts et le potentiomètre et la mise au point de la structure sensée les accueillir pourraient se révéler très délicates étant donné le grand nombre de paramètres à prendre en compte pour l'élaboration du capteur (linéarité, précision, amplification, sensibilité, résistance, déplacements faibles,...).

Même si développer un tel système pourrait s'avérer être intéressant, le temps que l'on devrait y consacrer pour espérer obtenir des résultats valables devrait être assez conséquent. Nous rejetons donc cette idée puisqu'il ne s'agit pas de l'objectif principal visé par notre travail.

Nous décidons donc de poursuivre notre idée : Développer un système, somme toute assez similaire, mais basé sur un capteur de force, fait maison ou déjà existant, intégré dans le dispositif permettant de conditionner ce capteur pour mesurer le couple.

BOMBLÉ Cyril, le 11 décembre 2013

Transmission des données depuis la roue

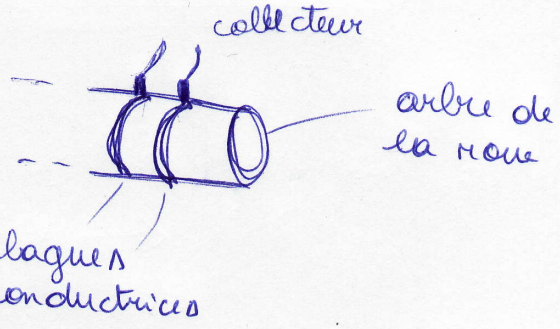
Problème : la transmission des signaux depuis la partie tournante (roue + main courante) vers la régulation, fixée à la structure de la chaise, ne peut se faire uniquement via un simple fil. En effet celui-ci se tordrait et risquerait à terme de se rompre.

2 alternatives principales :

- transmission par fil avec système de collecteur sur l'arbre
- transmission sans fil (éventuellement : pré-traitement des données collectées dans la partie tournante)

- Collecteur à bague rotatif :
  → prise trop élevé (~150 € d'après demande de prise par mail) (Annexe 18)
- Connecteur rotatif :
  - peu de choix disponibles
  - peu adapté au problème (officiellement immergable, trop de connexions par rapport au problème, ...)
  - pas bon marché en comparaisons de technologies alternatives (sans fil, ...) ~ 20 €

- Conception d'un système bague - collecteur sur l'arbre :



→ possibilité mais pas adapté à la réalisation du prototype (développement supplémentaire)

- Technologie sans fil
  - → devra être défini plus précisément par la suite
  - → solution plus simple retenue pour la réalisation du prototype

BOMBLÉ Cyril, le 12 décembre 2013

Détection d'inclinaison

Nous avons défini qu'une « assistance supplémentaire » doit être disponible en côte, à savoir le prolongement d'un couple d'assistance empêchant au moins le fauteuil de reculer lorsque la personne lâche la main courante pour la ré-agripper en arrière. Pour cela, nous utiliserons un détecteur d'inclinaison dont la sortie passe d'un état à l'autre lorsque la pente change de sens.

Comme nous définirons une pente minimum à partir de laquelle ce système est actif, il conviendra cependant d'utiliser 2 capteurs d'inclinaison pour rendre ce système effectif en marche avant ou en marche arrière. Les capteurs seront inclinés pour changer d'état une fois la pente limite franchie. Nous utiliserons le Module tilt Grove COM22863P. Celui-ci se comporte simplement comme un switch qui change d'état lorsque la pente change de signe.



Néanmoins, nous ne connaissons pas le comportement de ce type de capteur et l'accélération propre de la chaise pourrait interférer avec la gravité.
Une autre possibilité est d'utiliser directement les sondes Hall intégrées au moteur brushless, si nous choisissons ce type de moteur par la suite. Nous ne saurons pas modifier le type d'assistance en côte et à plat, mais nous pourrons tout de même réaliser la fonction d'arrêt.
En effet, si la chaise sera est en côte et que l'utilisateur cesse de l'actionner, il arrivera un moment où celle-ci commencera à reculer. A cet instant précis, les sondes de Hall permettront de détecter l'inversion du sens de rotation et le système de contrôle du moteur enclenchera la fonction de blocage des moteurs.

Il conviendra donc par la suite de vérifier quelle option choisir.

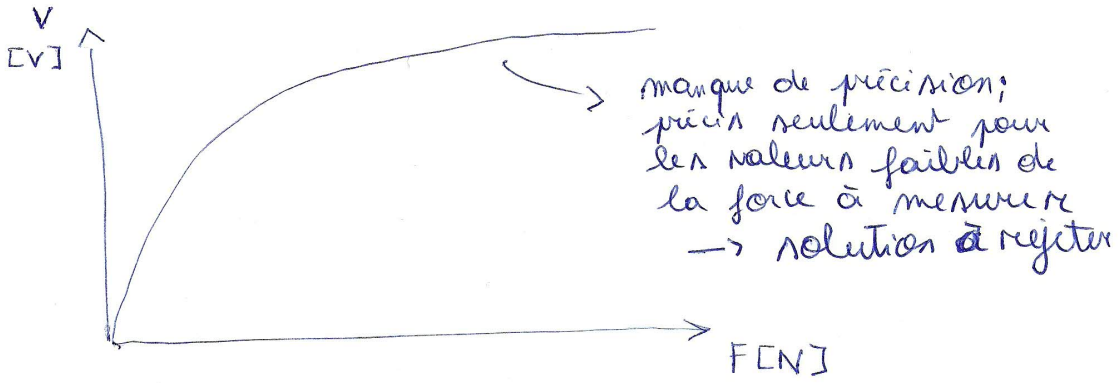
BOMBLÉ Cyril, le 8 décembre 2013

Choix d'un capteur de force

~~Solution 1~~ : capteur de force résistif

avantages :
- simple à mettre en place
- simplicité de mesure
- prix (≈ 7 € / capteur)

inconvénient :
- courbe d'un montage typique :



~~Solution 2~~ : capteur piezo-électrique

- utilisation : en général pour mesures dynamiques

  ↳ coût ne justifie pas vraiment l'utilisation dans le cas, étant donné les faibles vitesses en jeu

Solution 3 : capteur de forces à jauges de contrainte

+ prix peu élevé ($\sim$ 8,5 € pour modèles considérés)
+ précision de mesure bien meilleure que capteurs résistifs à fond d'échelle
+ sortie assez proche de la linéarité
+ intervalle de charges pouvant être mesurées assez étendue

→ solution retenue.

Si on suppose que le couple maximum qu'une personne doit pouvoir exercer sans assistance (dans le pire des cas) est de $\sim$ 60 Nm et que le diamètre de la main courante est de 24" $\sim$ 0,6 m, la charge que devra supporter un capteur sera, dans le pire des cas :

$$F_{max} = \frac{C_{max}}{D/2} = \frac{60}{0,6/2} = 200\,N$$

soit $\sim$ 20 kg

→ modèle de capteur : CZL635-20 (Phidget Bridge)

+ plage de mesure : 0 à 20 kg (surcharge de 120% supportée sans dommage)
+ plage de T° de fonctionnement : -10 à 40°C
+ tension alimentation : 5 Vcc
  ↳ peut être même source que le reste du circuit électronique (5 Vcc largement utilisé pour régulations, ... et plus spécialement pour microcontrôleurs (Arduino ...))

\+ le capteur comprend un pont de Wheatstone
→ compensation des effets de T°

\- le signal délivré en sortie du capteur est très faible, de l'ordre des mV/V (de tension d'alimentation) à fond d'échelle, il s'impose donc d'amplifier ce signal pour qu'il puisse être traité. On utilisera dans ce but, un amplificateur d'instrumentation du type INA126PA du constructeur "Texas instruments"

↳ permet d'amplifier une tension avec un gain réglable entre 5 et 10000. Ce gain se règle via une résistance entre 2 bornes de l'ampli. Nous aurons donc également besoin d'un potentiomètre pour fixer ce gain le plus précisément possible

INA126PA :

\+ alimentation de **1,35V à 18V**



certains défauts du matériel de mesure (capteur plus ampli) devront être pris en compte et corrigés par la régulation
→ incertitudes sur le zéro

- capteur { calibrage : offset intrinsèque au capteur et variant fortement d'un capteur à l'autre
  zero balance : incertitude sur le zéro (variations avec la T°, dans le temps, ...)
- ampli : offset en entrée (≈ 150µV) (peut également varier avec T°, ..)

—> imposer force minimum avant que l'assistance ne démarre.

Il peut également être nécessaire d'implémenter un auto-calibrage de l'unité de mesure dans la régulation !

Hyper balance capteur : 1,5% FS
L> ~ 300 g (OK)

offset ampli : ± 500 µV (max)
± 5µV /°C (max)
± 50 µV/Valim (max)

non négligeable (signal d'entrée de l'ordre de 5mV à fond d'échelle)

L> doit être compensé au niveau de la régulation !

Idée : auto-calibrage, au niveau de la régulation, d'un capteur ne pouvant mesurer que dans 1 direction.

Le capteur mesure sur une plage de tension $[0, V_{max}]$, la tension $V_0 \in [0, V_{max}]$ étant définie comme le zéro de la valeur à mesurer :

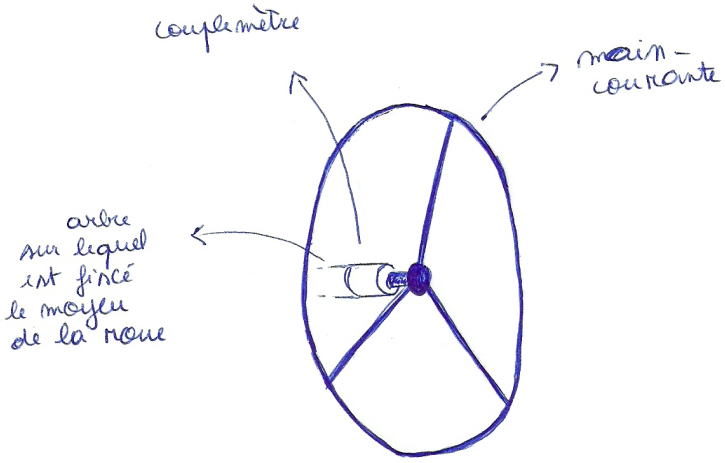
- si on mesure $V_0' < V_0$, alors V_0' devient V_0
- si pendant un certain temps t (à fixer) la tension ne descend plus en dessous de $V_0'' > V_0$, alors V_0'' devient V_0

Bomblé Cyril, le 10 décembre 2013

Mesure du couple

Pour déterminer le couple d'assistance que le moteur doit fournir et qui est un multiple du couple fourni par la personne, il faut bien-entendu tout d'abord déterminer ce couple. Celui-ci est alors disponible entre la main-courante et la roue.

Une mesure directe du couple semble assez malaisée, d'une part, cela impliquerait que cette mesure devrait se faire entre la roue et la main-courante qui ne serait alors plus fixé directement à l'arbre par de simples liaisons mais devrait être fixé directement sur le prolongement de l'arbre de la roue, où le couple serait mesuré tel qu'illustré à la figure ci-dessous. De plus, le coût (*demande de prix : Annexe 17*) et l'encombrement d'un couple-mètre tendent à rejeter cette solution.



L'autre solution envisagée serait de déterminer le couple via la mesure des forces tangentielles de réaction aux liaisons entre la main-courante et la roue. Les vitesses en jeu étant relativement faibles, les capteurs qui semblent les plus adaptés sont des capteurs basés sur des jauges de contraintes. Avant de faire le choix dans les modèles disponibles, il convient de déterminer l'ordre de grandeur des forces tangentielles qui devront être mesurées.

On a déterminé précédemment que le couple d'assistance devant être fourni par l'assistance à 80% dans le pire des cas était de 50 Nm. Si on suppose que ce cas doit pouvoir être franchi en mode purement manuel, le couple maximum fourni par la personne sera :

$$C_{max,\,personne} = \frac{C_{max,\,assistance}}{0{,}8} = \frac{50}{0{,}8} = 62{,}5\,[Nm]$$

Si on suppose que le diamètre de la main-courante est de 0,6 m (≈ 24") comme celui de la roue, la force maximale que doit supporter un capteur est donc :

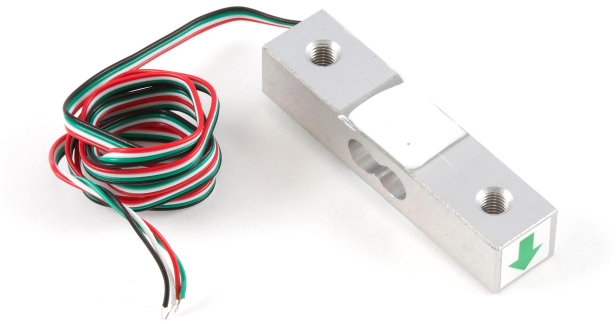
$$F_{max,\,personne} = \frac{C_{max,\,personne}}{D_{main-libre}/2} = \frac{62{,}5}{0{,}6/2} = 208\,N$$

Ce qui correspond à une poussée de 21,3 kg. Il est toutefois peu probable que l'utilisateur atteigne un tel

effort, surtout si on considère que cette personne ait besoin d'une assistance minimum. Nous abaisserons donc cette limite à 20 kg afin de choisir un capteur sans perdre trop de précision sur la mesure.

Parmi le choix de capteurs, on retient le modèle CZL635-20 de Phidget Bridge pouvant mesurer une force pouvant aller jusqu'à 20 kg. Les données techniques de ce capteur sont disponibles à l'*Annexe 15*. Il supporte également une surcharge de 120% de la charge nominale, ce qui nous conforte dans notre choix.

Ce capteur possède de bonnes propriétés de précision et de linéarité, il faudra toutefois prendre en compte l'incertitude sur le zéro, c'est-à-dire la tension pouvant apparaître aux bornes de sortie en l'absence de force. Pour ce faire, nous devrons inclure dans la régulation un seuil à partir duquel le dispositif d'aide ne déclenche pas.



Ce capteur peut être alimenté en 5V mais le signal de sortie est assez faible (de l'ordre du mV) et nécessite un amplificateur d'instrumentation pour pouvoir ensuite être traité et fourni en entrée d'un microcontrôleur.

Nous choisirons pour cela le modèle INA126PA (*Annexe 16*) du constructeur « Texas instruments. » Celui-ci permet d'amplifier un signal avec un gain pouvant varier de 5 à 10 000 via une résistance placée entre 2 de ses bornes. Nous aurons donc également besoin de résistances ajustables pour régler ce gain, afin d'ajuster celui-ci le plus précisément possible.

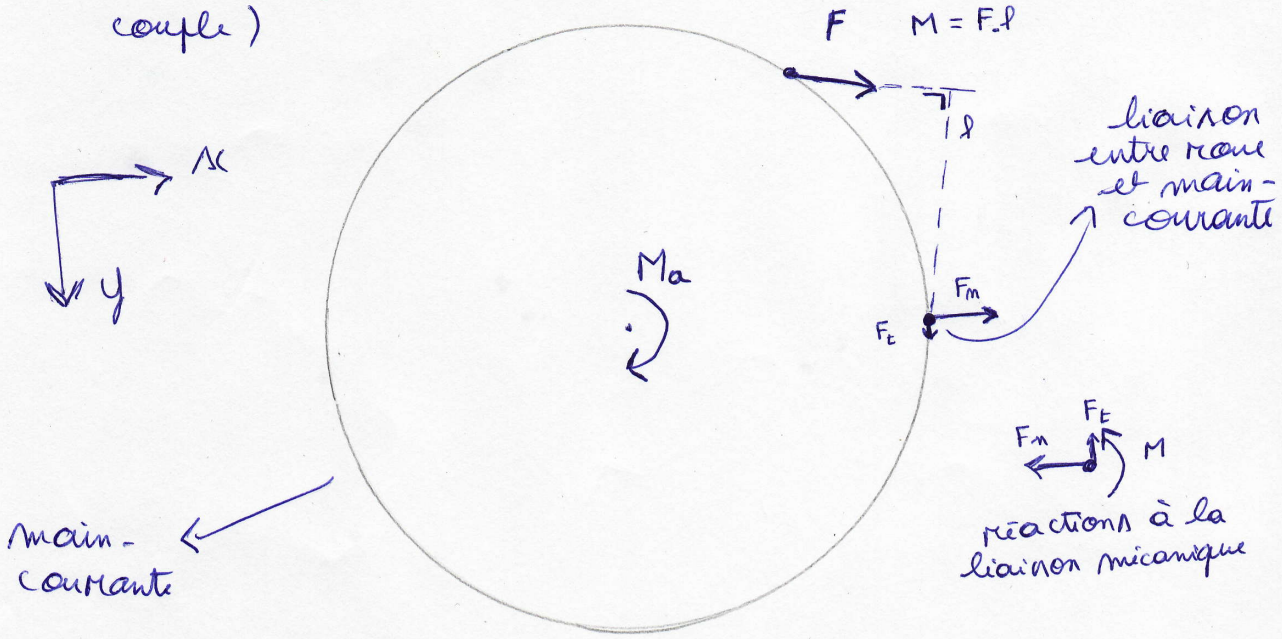
Cependant, il faut garder à l'esprit que le capteur, en plus de son rôle de détermination des contraintes, doit également assurer la liaison entre la main-courante et la roue. Il importe donc qu'il résiste aux diverses contraintes susceptibles de l'affecter (forces tangentielles, radiales, axiales, chocs,...) et les données du capteur cité ci-dessous ne nous donnent pas assez d'enseignements sur sa résistance globale.

Nous considérerons alors la conception d'un capteur de force que nous dimensionnerons de manière à résister aux contraintes dans les diverses directions dans lesquelles elles peuvent se manifester. Celui-ci devra être capable de mesurer la force s'appliquant dans une direction et de différencier les deux sens selon lesquels cette force peut se manifester en ignorant (contribution négligeable) les forces transmises dans les autres directions.

Ce capteur sera conçu sur le même principe que le CZL635-20 de Phidget Bridge, à savoir des jauges de contraintes montées en pont de Wheatstone de manière à compenser les dérives dues aux variations de température. Une étude de forme de ce capteur devra donc être menée et une attention particulière sera donnée à la répartition des contraintes dans celui-ci.

BOMBLÉ Cyril, le 9 décembre 2013

(réflexions sur la transmission du couple)



Supposons 1 main-courante avec 1 seule liaison à la roue : 1 force F appliquée en 1 point de contact de la main-courante. Le couple Ma autour de l'axe de la roue est transmis de 2 façons :

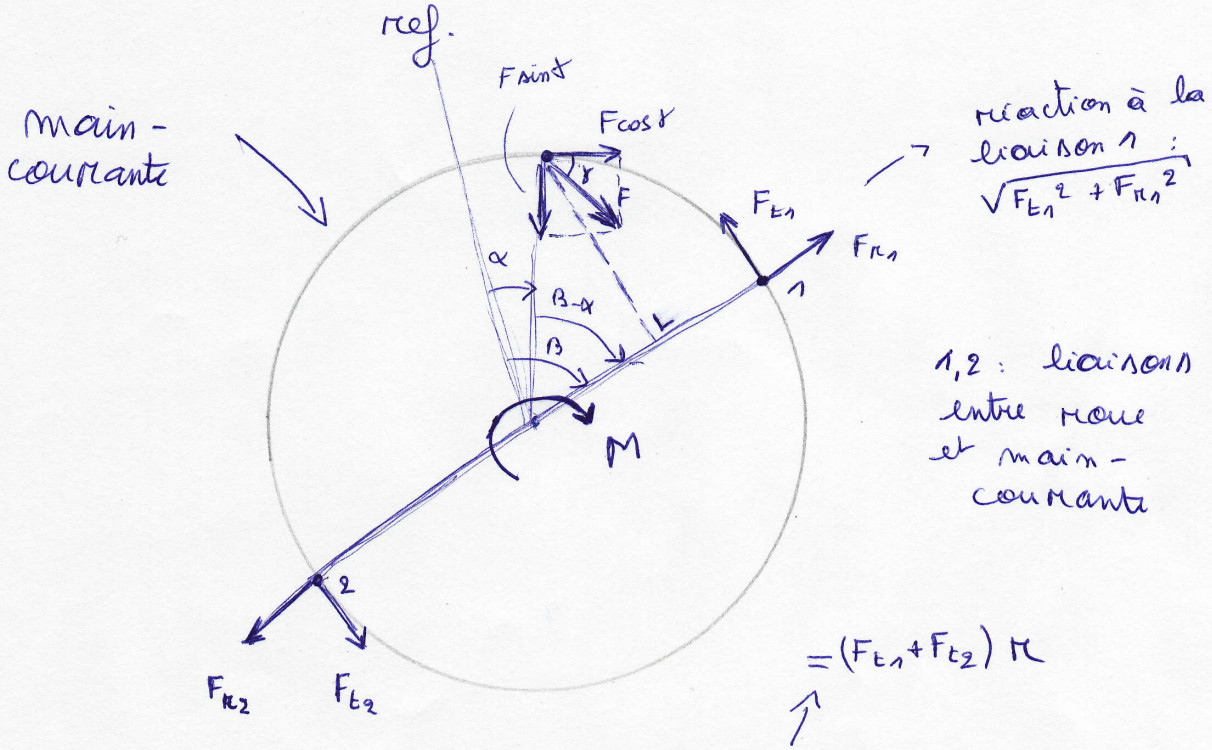
- moment $M = F.l.$ —> ne peut être mesuré avec capteur de force
- force tangentielle de F à la liaison : F_L
  L> peut être mesurée

=> laisser rotation libre avec liaisons, dans le plan xOy (rotule)
L> au moins 2 liaisons

L> éviter erreurs dues aux faibles déplacements des capteurs de force, ...

BOMBLÉ Cyril, le 9 décembre 2013

(réflexion sur la transmission du couple fournit par un effort sur la main-courante)



$= (F_{t1} + F_{t2})\, r$

$M = F \cos\gamma \, r$ (couple fourni par effort)

(1)$^+$ $\quad -F_{t2} \cdot 2r - F \sin\gamma \cdot r \cdot \sin(\beta-\alpha) + F\cos\gamma\,(1-\sin(\beta-\alpha)) \cdot r = 0$

(2)$^+$ $\quad -F_{t1} \cdot 2r - F \sin\gamma \cdot r \cdot \sin(180° + \beta - \alpha) + F\cos\gamma \cdot r\,(1-\sin(180° + \beta - \alpha)) = 0$

$\rightarrow M = (F_{t1} + F_{t2})\, r$

$= \frac{1}{2}\big(F\cos\gamma\,(1-\sin(180° + \beta-\alpha)) - F\sin\gamma\sin(180° + \beta-\alpha) + F\cos\gamma\,(1-\sin(\beta-\alpha)) - F\sin\gamma\sin(\beta-\alpha)\big) \cdot r$

$= \frac{1}{2} r \big(F\cos\gamma\,(1+\sin(\beta-\alpha)) + F\sin\gamma\sin(\beta-\alpha) + F\cos\gamma\,(1-\sin(\beta-\alpha)) - F\sin\gamma\sin(\beta-\alpha)\big)$

$= F\cos\gamma \cdot r$

BOMBLÉ Cyril, le 13 décembre 2013

Etapes suivies pour le dimensionnement

Nous allons décrire ici les différentes étapes que nous allons effectuer afin de dimensionner le système de capteurs. Il s'agit principalement d'un instantané de l'état actuel de nos avancements, mais également des étapes que nous pensons devoir considérer par la suite.

Tout d'abord, nous avons schématisé une première vue d'ensemble du système de régulation que nous devons mettre en place. Ce fichier servira par la suite de vérificateur pour savoir si notre solution finale englobe bien toutes les fonctions nécessaires.

Ensuite, nous avons effectué quelques réflexions sur la manière de mesurer les forces voulues (tangentielles, car ce sont-elles qui participent au couple), indépendamment du système de mesure. Cette partie est encore sujette à modification car certains paramètres restent encore indéterminés. Il s'agira donc d'étoffer cette étude dans la suite de notre projet.

Après, nous avons discuté les avantages et inconvénients d'une première série de capteurs, ainsi que des techniques de mesure associées. Malheureusement, nous ne savons pas encore, à l'heure actuelle, quelle technologie nous allons utiliser. Cette discussion fera donc partie des éléments à clarifier par la suite.

Enfin, nous avons émis la possibilité d'utiliser un capteur d'inclinaison afin de dissocier l'assistance en côte de celle à plat.

Personnes de contact : Corentin LUTGEN *date : 12/06/2014*

Pistes de réflexion vers une régulation optimale

A ce stade du projet, il est difficile d'envisager une mise en production immédiate, et notamment à cause de **la complexité de la régulation à prévoir**. Cela nécessiterait donc un travail supplémentaire venant de personnes plus qualifiées dans le domaine.

Néanmoins, nous pouvons émettre quelques pistes de réflexions concernant cette régulation optimale qu'il faudrait réellement implémentée.

Tout d'abord, il s'agit d'un véhicule pour personnes à mobilité réduite. De par sa fonction de transport, il est nécessaire que la régulation soit **fiable et robuste**. Il serait désastreux que l'utilisateur subisse des dégâts corporels à cause d'un comportement erratique de l'engin. Avant tout commercialisation éventuelle, une certitude quant à la fiabilité du système est donc primordiale.

Aussi, comme chaque individu est différent, son mode de propulsion ne va pas forcément être le même que son voisin. Son poids, sa taille, sa musculature ne vont pas non plus être les mêmes. Il y a donc énormément de facteurs biologiques que nous ne pouvons pas maitriser, mais qui doivent pouvoir TOUS être compatible avec notre système. Dans cette optique, il serait souhaitable de développer une **ASSISTANCE INTELLIGENTE**, qui étudierait le comportement de l'utilisateur lors des premières minutes d'utilisation (cela est notamment de plus en plus utilisé en automobile, et notamment chez Mercedes). Grâce à différents facteurs définir au préalable dans le système de contrôle, il serait donc possible de modifier la durée des impulsions des moteurs, leur type de réaction (linéaire, parabolique,…).

L'implémentation d'une telle assistance serait donc un atout considérable à notre produit et permettrait de se démarquer de nos concurrents. Bien évidemment, cela demandera de nombreuses heures de test et d'ingénierie. Ici encore, il faudrait trouver le meilleur compromis.

Bomblé Cyril, le 12/06/2014

Perspectives d'industrialisation

Ce projet est très intéressant à développer d'un point de vue technique, mais le but, à terme, est bien entendu de produire ce système en plus grande quantité afin d'en retirer un bénéfice. On se doit donc de vérifier que ce produit soit intéressant économiquement également.

La première chose à vérifier dans ce cadre est donc notre position par rapport à la concurrence. En effet, des constructeurs proposent déjà des dispositifs de ce type sur le marché. En revanche, ceux-ci ne sont pas encore très répandus et les prix sont encore relativement élevés. Renseignements pris chez un vendeur, les prix les plus bas qu'on peut trouver se situent autour des 6000 € pour les deux roues, sans la chaise.

Si on reprend notre estimation des coûts la plus récente, on se situe autour des 1000 € pour notre prototype. Cette estimation ne prend toutefois pas en compte le coût des travaux d'usinage et d'assemblage ni les coûts de développement à amortir. Cependant, on peut également s'attendre à ce que les coûts initiaux soient diminués grâce à une production de plus grande série.

Cette constatation nous rend donc bien sûr très confiants quant à la possibilité de fournir un produit très concurrentiel sur le marché.

On doit cependant garder à l'esprit que le prototype réalisé n'est qu'une première version et que des améliorations sont encore bien possibles. Toutefois, sur le plan technique, celui-ci nous semble déjà assez abouti pour que les possibles améliorations n'entraînent pas d'augmentation significative des dépenses.

Bomblé Cyril, le 10/06/2014

Support de la régulation – Produit fini

Le support de la régulation a été conçu pour notre prototype simplement par rapport à la chaise achetée d'occasion que nous avons à disposition. Ne connaissant pas le modèle exact qui pourrait être utilisé pour une plus grande production, nous ne pouvons pas dessiner précisément le support destiné à contenir l'ensemble de la régulation du système ainsi que les batteries.

Nous pouvons cependant tirer certains points que ce dispositif devra satisfaire pour rester cohérent avec le cahier des charges fonctionnel défini :

- Il devra inclure une protection étanche pour protéger suffisamment le circuit électronique contre l'humidité
- Il ne devra bien-entendu pas gêner le mouvement de la chaise et ne sera donc pas placé trop près du sol pour permettre le franchissement d'obstacles modérés
- Il devra, malgré tout, être suffisamment résistant pour supporter d'éventuels chocs faibles
- Il doit pouvoir être fixé à la structure de la chaise
- Il doit pouvoir être aisément placé ou retiré de la chaise

On pourra par exemple profiter de la structure tubulaire du fauteuil et se servir d'un système à étrier et bouton de serrage, semblable à celui du prototype (voir ci-dessous), pour permettre de désolidariser facilement le support de la chaise (pour pouvoir replier la chaise par exemple).



Figure 1 : Étrier (http://www.hpceurope.com/fr/)



Figure 2 : Bouton de serrage (http://www.hpceurope.com/fr/)

Personnes de contact : Corentin LUTGEN *date : 5/06/2014*

Implémentation de la régulation

A ce stade, nous connaissons la réponse globale que notre système doit avoir en fonction des signaux d'entrée du capteur de force. Il faut maintenant, implémenter cela dans l'Arduino qui réalise la régulation, soit l'Arduino situé sur la platine fixée à la structure.

Tout d'abord, nous pouvons lister les différentes entrée et sortie du système de contrôle :

- Entrées :
    - Couple appliqué sur la main courante via transmetteur sans fil
    - Switch d'activation de la régulation sur le boitier de commande
    - Pourcentage d'assistance via potentiomètre
    - Valeur du courant dans l'alimentation au moteur (feedback)
- Sorties :
    - Signal de contrôle du variateur (commande en tension)

Même si le nombre d'entrées/sorties du système de régulation parait peu important, la régulation n'en est pas moins périlleuse à implémenter. En effet, nous devrons varier les techniques de régulation afin d'avoir à la fois **un système stable et réactif**. Nous envisageons donc les techniques suivantes :

- **Régulation PID** concernant le feedback en courant sur le moteur, qui est commandé en tension
- **Feed-forward** afin de conserver la dynamique du système en fonction de la force appliquée sur la main courante

La page suivante résume le comportement général de la partie régulation de notre système.

Concernant les coefficients du PID utilisés et les codes de programmation correspondants à cette régulation, ceux-ci ne sont pas disponibles au moment de l'écriture de ce papier. En effet, cela nécessite de nombreux tests sur le prototype, qui n'est pas encore tout à fait opérationnel à ce moment.

Entrées - sorties du système

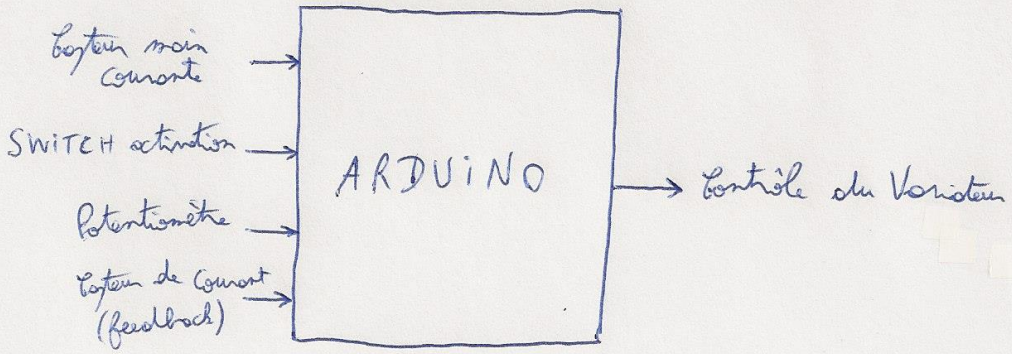
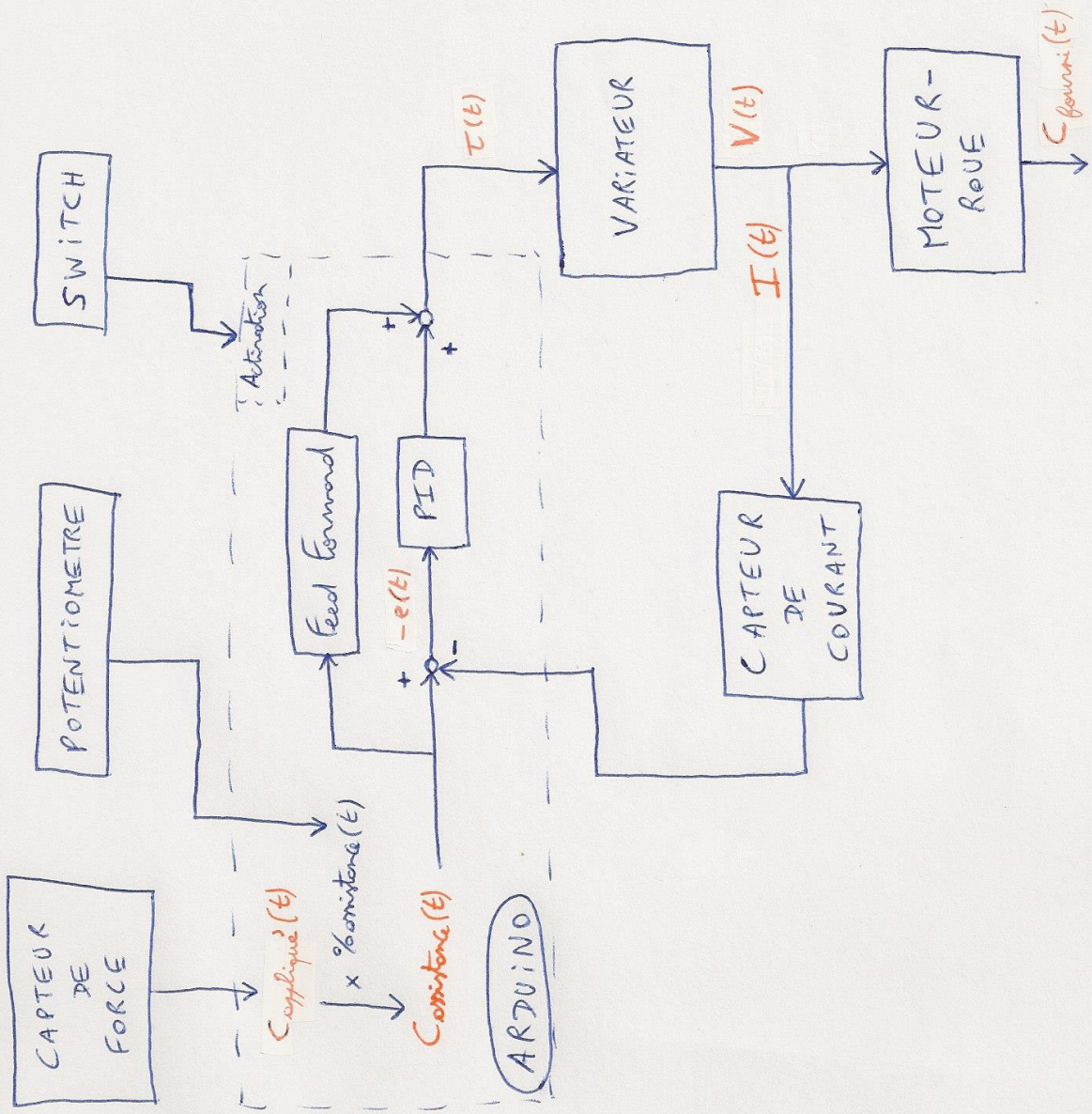


Schéma de la régulation (sans prendre en compte la nature des signaux)



Personnes de contact : Corentin LUTGEN *date : 30/05/2014*

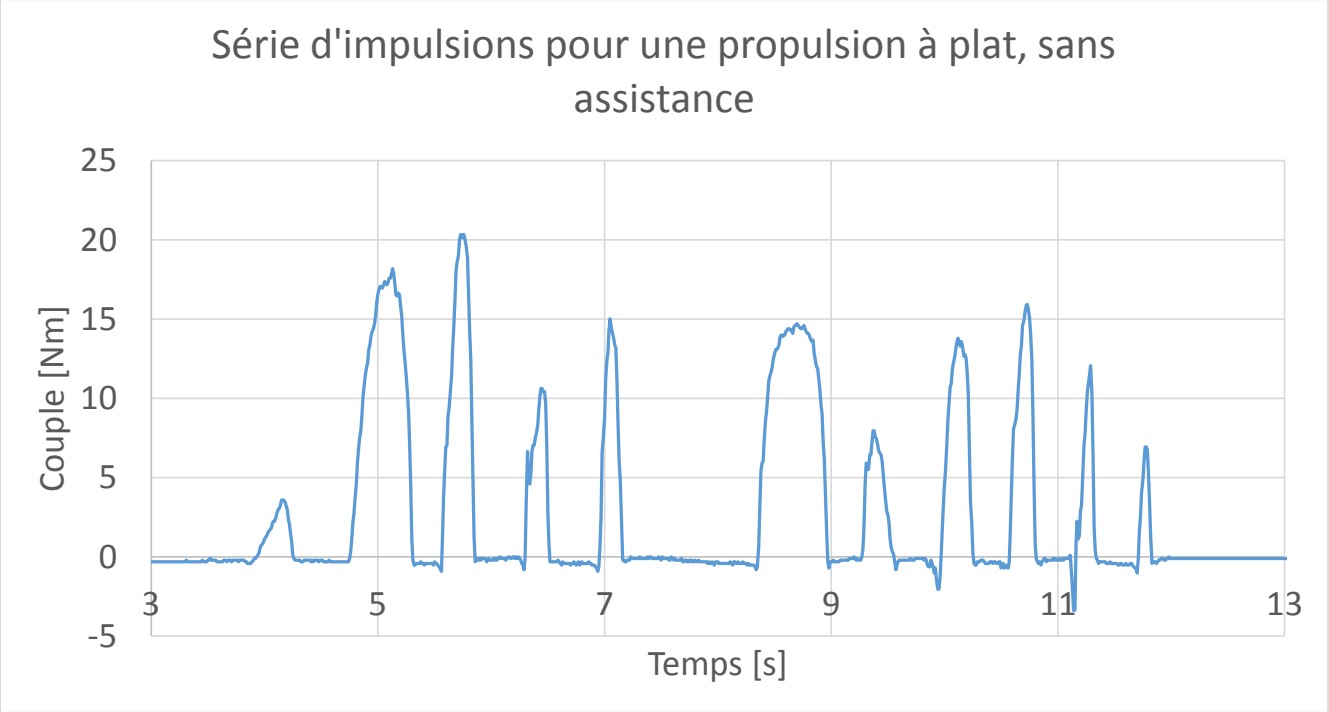
Analyse de la réponse dynamique du capteur sur la main courante

Maintenant que tout est opérationnel, nous pouvons commencer à implémenter la régulation.

Tout d'abord, il nous faut déterminer la réponse des moteurs électriques en fonction de la sollicitation sur la main courante.

Grâce au code Arduino que nous avons créés à cet effet (voir fichiers dans dossier : Codes Arduinos), nous avons pu rapatrier les données temporelles qui correspondent au cycle d'impulsions imprimé sur la main courante.

Nous obtenons donc ce genre de réponse :

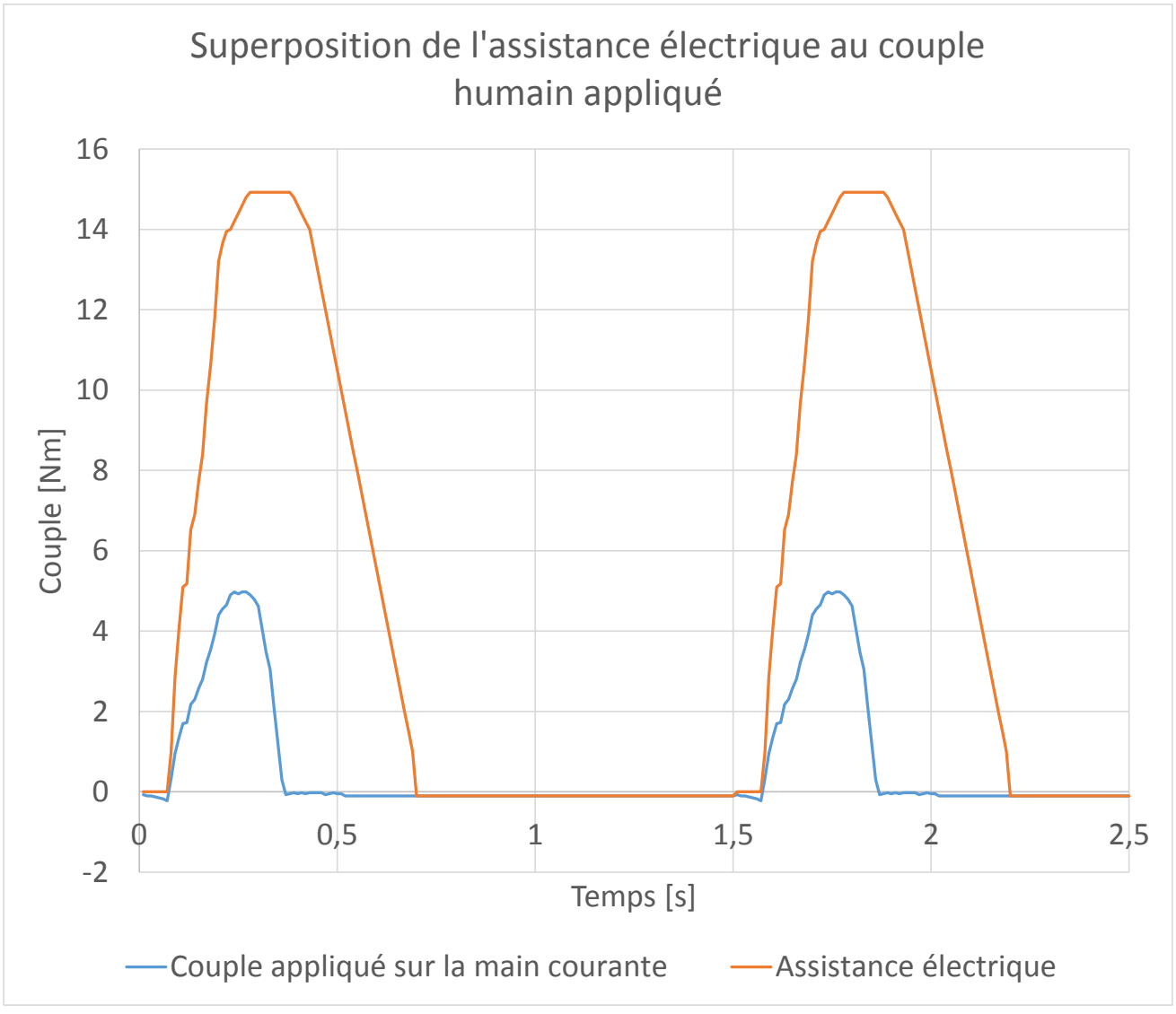


On voit très clairement qu'il s'agit d'impulsion de largeur plus ou moins grande, en fonction de facteurs biologiques essentiellement. On remarque également que les résultats obtenus sont qualitativement semblables à ceux des études menées dans le domaine (voir Annexes). De plus, quantitativement, les valeurs des couples trouvés correspondent à ceux définis par notre modèle mathématique (voir section : Modèle plus complexe).

Au vu de ces résultats, la propulsion devra répondre à ces critères :

- Fournir 20% à 80% des valeurs trouvées ci-dessus
- Etendre la largeur des impulsions afin d'éviter à la personne d'agir aussi souvent que sur une chaise manuelle. Ce nouveau critère provient des différents tests que nous avons effectués en pratique par nous-mêmes. Nous avons en effet remarqué que les impulsions appliquées étaient fortement rapprochées les unes des autres. Comme notre système est tout d'abord une assistance, il convient de soulager la personne à ce niveau. De cette manière, nous avons décidé d'allonger le temps d'intervention de l'assistance électrique. Bien évidemment, il faudra regarder si, a postériori, ce comportement est en pratique, acceptable pour le confort de la personne.

Ainsi, schématiquement, la réponse de la propulsion électrique correspondra à cette illustration :



Nous avons supposé une décroissance linéaire, ici plus haut, mais cela dépendra essentiellement du ressenti humain lors du test du prototype. Il est donc assez difficile de définir à l'avance, la forme définitive de la réponse de l'assistance.

Il s'agit donc maintenant d'implémenter cette réponse du système électrique, dans l'Arduino. C'est l'objet d'une autre section.

Personnes de contact : Corentin LUTGEN *date : 26/05/2014*

Considérations techniques de programmation et nature des signaux

Afin de mieux comprendre comment la régulation de l'ensemble du système va être implémentée, il est tout d'abord nécessaire de définir la nature des différents signaux qui auront une influence et/ou seront influencés par la régulation.

Remarque : La régulation sera implémentée sur l'Arduino coté structure

Pour ce faire, nous allons passer en revue les différents signaux à traiter ; ils sont au nombre de 5 (voir papier : Implémentation de la régulation).

1) Couple appliqué à la main courante

Ce signal a déjà été traité dans les sections précédentes. Il s'agit à la base d'un signal analogique amplifié par un amplificateur d'instrumentation. Ce signal est ensuite digitalisé par l'intermédiaire d'un convertisseur analogique-digital implémenté dans l'Arduino coté roue. Ce signal est ensuite transmis sans-fil à l'Arduino coté structure. Ce signal peut donc prendre des valeurs de 0 à 1024 (échantillonnage sur 10 bits) en fonction du couple mesuré.

2) Switch d'activation/désactivation

Il s'agit d'un interrupteur qui ouvre ou ferme un circuit électrique. Ce signal est directement raccordé à une entrée digitale de l'Arduino. La valeur prise par ce signal est donc 0 ou 1.

3) Pourcentage d'assistance via potentiomètre

Comme pour tout signal provenant d'un potentiomètre, il s'agit ici d'un signal analogique qui arrive par câble à une entrée analogique de l'Arduino. Celui-ci est ensuite converti via un convertisseur analogique-digital de l'Arduino pour être traité. Ce signal prend également des valeurs de 0 à 1024 selon le pourcentage d'assistance choisi.

4) Capteur de courant (feedback)

Il s'agit également d'un capteur analogique. Après digitalisation du signal par l'Arduino, ses valeurs varient de 0 à 1024, suivant que le courant soit entre [-

50A ; 50A]. Ce capteur est essentiellement utilisé en feedback sur la commande du moteur --> mesure du couple moteur (voir sections précédentes)

5) Signal de contrôle du variateur

Si on se réfère à *l'Annexe XXXIII : Manuel d'utilisation du variateur SyRen 50*, on remarque qu'il est possible de commander le variateur via différents types de signaux (PWM, servo-moteur, simplified serial or packetized serial).
Etant donné que nous avons décidé d'utiliser la fonction d'arrêt d'urgence du variateur (voir section « Réalisation d'un boitier de commande »), nous sommes obligés d'utiliser le mode de communication « **packetized serial** ». Si ce mode de communication est le plus complexe à utiliser, il en reste néanmoins le plus fiable. En effet, la chaque commande est caractérisée par : un byte d'adresse, un byte de commande, un byte de data et une « cheksum » de 7 bits. De cette manière, il est possible de commander plusieurs variateur en même temps (non utilisé ici car systèmes indépendants), mais également de vérifier la bonne exécution de la commande. Par rapport à une commande analogique de type PWM ou servo, il n'y a pas de risque de parasites sur la ligne de commande. Ce mode est également plus sécurisé par rapport au « simplified serial ». C'est donc pour toutes ces raisons que nous avons choisi de travailler en mode « packetized serial »

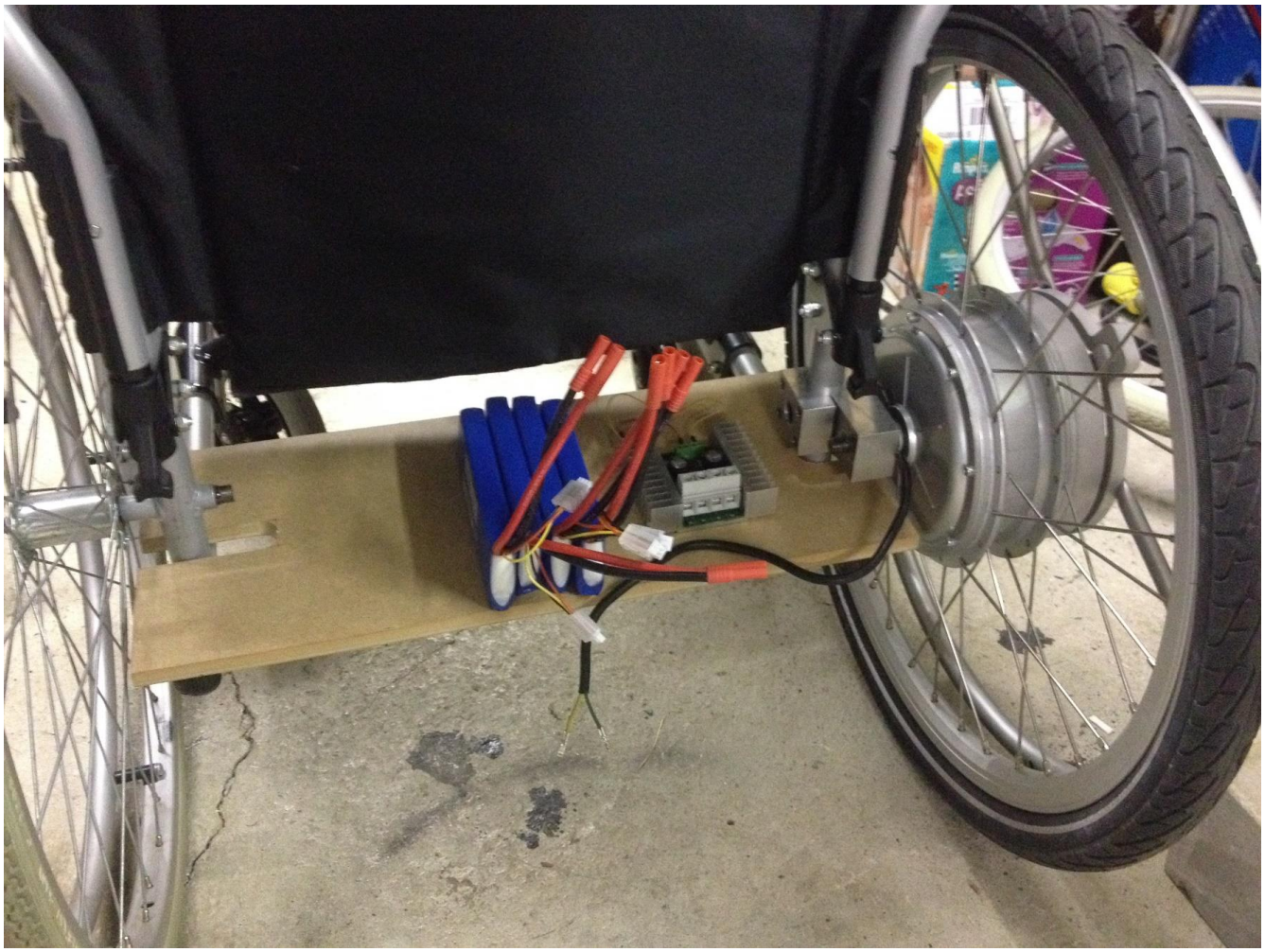
Le signal transmis au variateur comprendra donc la commande « forward » ou « backward », suivi d'une valeur comprise entre 0 et 127 (de l'arrêt à la pleine puissance).

Personnes de contact : Corentin LUTGEN *date : 25/05/2014*

Réalisation d'une platine pour le prototype

Etant donné le nombre conséquent de composants tant électriques qu'électroniques associés à notre projet, il est essentiel de fixé ceux-ci sur la chaise de manière la plus compacte possible, avec un souci de démontabilité pour le transport de la chaise.

En vue de réaliser quelque chose de simple et peu onéreux, nous sommes partis d'une plaque en bois MDF de 12 mm d'épaisseur. Celle-ci reposera sur le châssis tubulaire de la chaise, à l'arrière de celle-ci (voir photo suivante).



Par un système d'encoches usinées dans la plaque en bois, il est très simple d'insérer la plaque en position lorsque la chaise est dépliée.

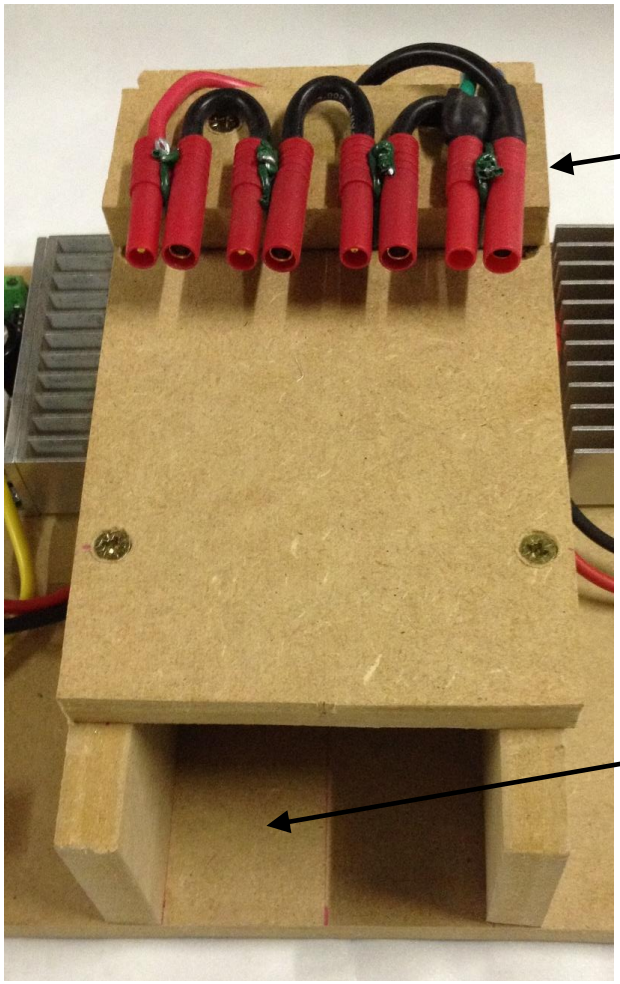
Pour ensuite fixer la platine solidement au châssis tubulaire, nous utilisé 4 étriers zingués (sorte de U avec les bouts filetés) qui viennent prendre le tube et qui traversent la plaque. Ceux-ci sont ensuite boulonnés.

La platine étant maintenant fixée à la chaise, nous devons y fixer tous les éléments nécessaires. Les voici :

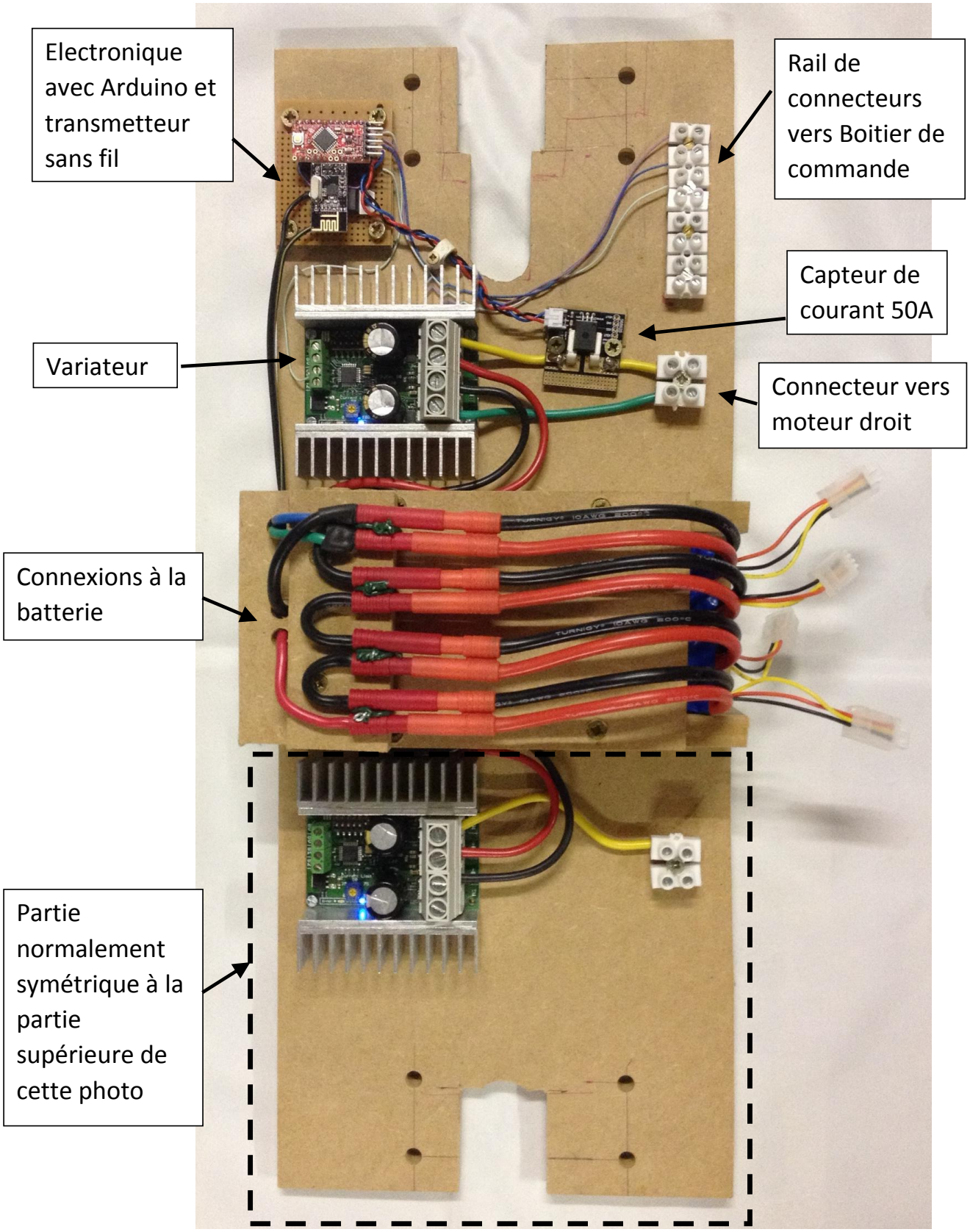
Remarque : Le montage est prévu pour 2 roues motorisées

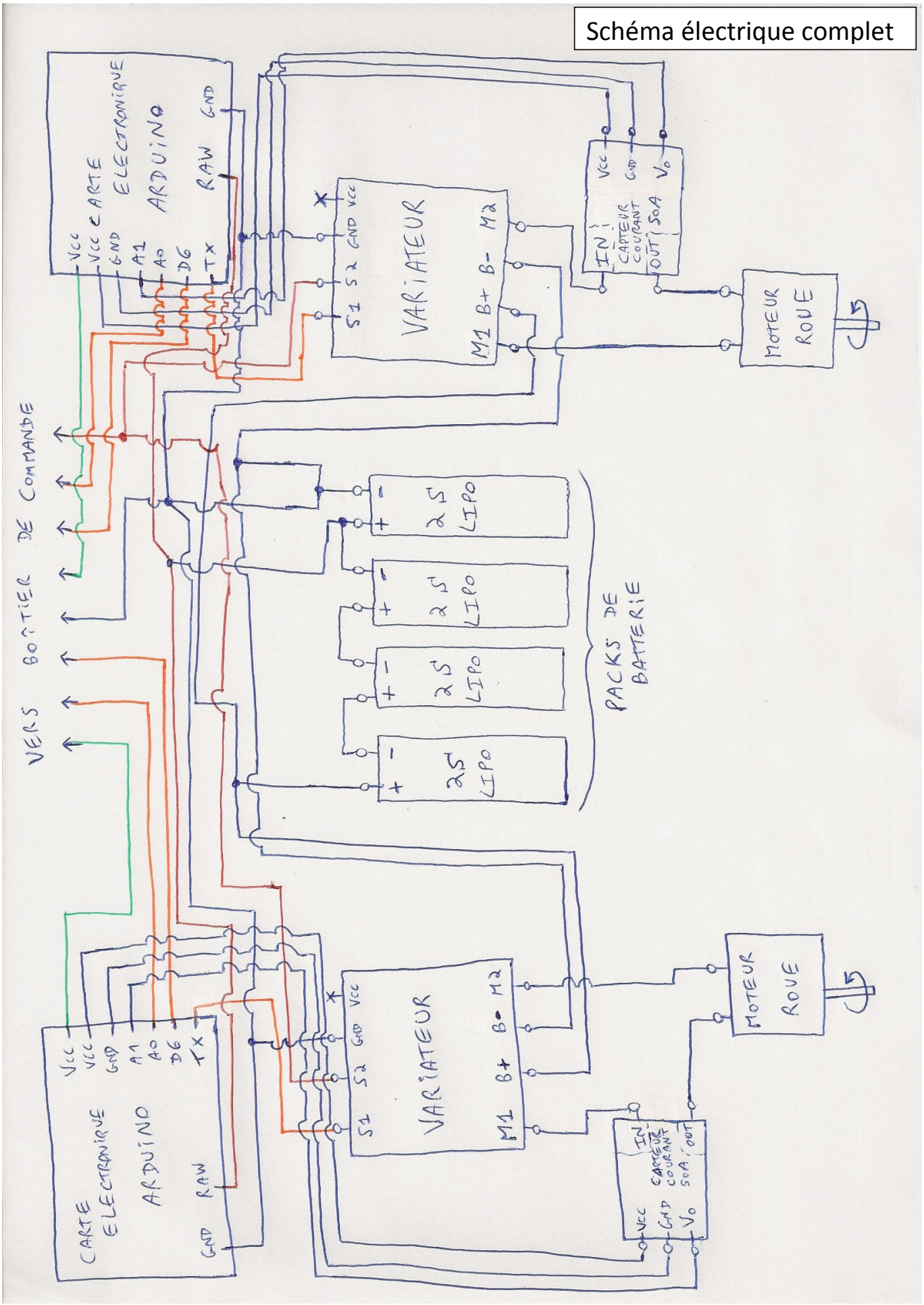
- Les 4 packs de batterie 2S LIPO
- Les 2 variateurs
- 2 Connecteurs à vis pour relier chaque moteur à son variateur
- 8 Connecteurs à vis pour relier l'électronique au boitier de commande
- Les 2 circuits électroniques avec Arduino et transmetteur sans fil (voir papier : « Schéma électronique – Coté structure »)
- Les 2 capteurs de courant 50A

Tout d'abord, afin de fixer les batteries à la platine, nous avons imaginé une petite boîte en bois vissée à la structure avec le rail de connecteurs (fait maison) fixé par-dessus. Cela est représenté à la figure suivante :



Nous avons ensuite positionné les différents composants de manière la plus simple. La photo suivante permet de se représenter la disposition des différents composants (*Remarque : La platine est encore incomplète au moment de la photo*) :




Schéma électrique complet
VERS BOITIER DE COMMANDE
CARTE ELECTRONIQUE ARDUINO
VCC
VCC CARTE
GND
A1
A0
D6
TX
RAW
GND
VARIATEUR
S1 S2 GND VCC
M1 B+ B- M2
CAPTEUR COURANT
IN
OUT
Vcc
GND
Vo
50A
MOTEUR ROUE
PACKS DE BATTERIE
2S LIPO

Personnes de contact : Corentin LUTGEN *date : 23/05/2014*

Réalisation d'un boîtier de commande

Afin de pousser la réalisation de notre prototype au plus proche des caractéristiques requises par le cahier des charges, nous avons également réalisé un boîtier de commande.

Ce boîtier aura pour but de permettre l'interaction entre l'utilisateur lambda et son véhicule à assistance.

Si on regarde à nouveau le cahier des charges, on remarque que ce boîtier doit posséder les caractéristiques suivantes :

- Réglage de l'assistance entre 20% et 80% indépendamment sur chaque roue
- Activation ou désactivation de l'assistance indépendamment sur chaque roue
- [Sécurité supplémentaire pour le prototype : Bouton Arret d'Urgence]

Remarque : Si on regarde le papier intitulé « Schéma électronique – coté structure », on remarque que la prise en compte de ces différents boutons est déjà implémentée sur la carte électronique sur la platine de la structure.

Concernant son implémentation spatiale, ce boitier sera fixé par vis de pression devant l'accoudoir du fauteuil, au châssis tubulaire, de façon à pourvoir être utilisable à tout moment par l'utilisateur qui est assis.

Comme un dessin vaut toujours mieux qu'un long discours, les figures suivantes représentent respectivement :

- Le schéma électrique général
- Des photos de ce boîtier, une fois réalisé

Remarque : La jaquette du boitier est donnée à *l'Annexe XXXII Jaquette Boitier Commande Prototype*

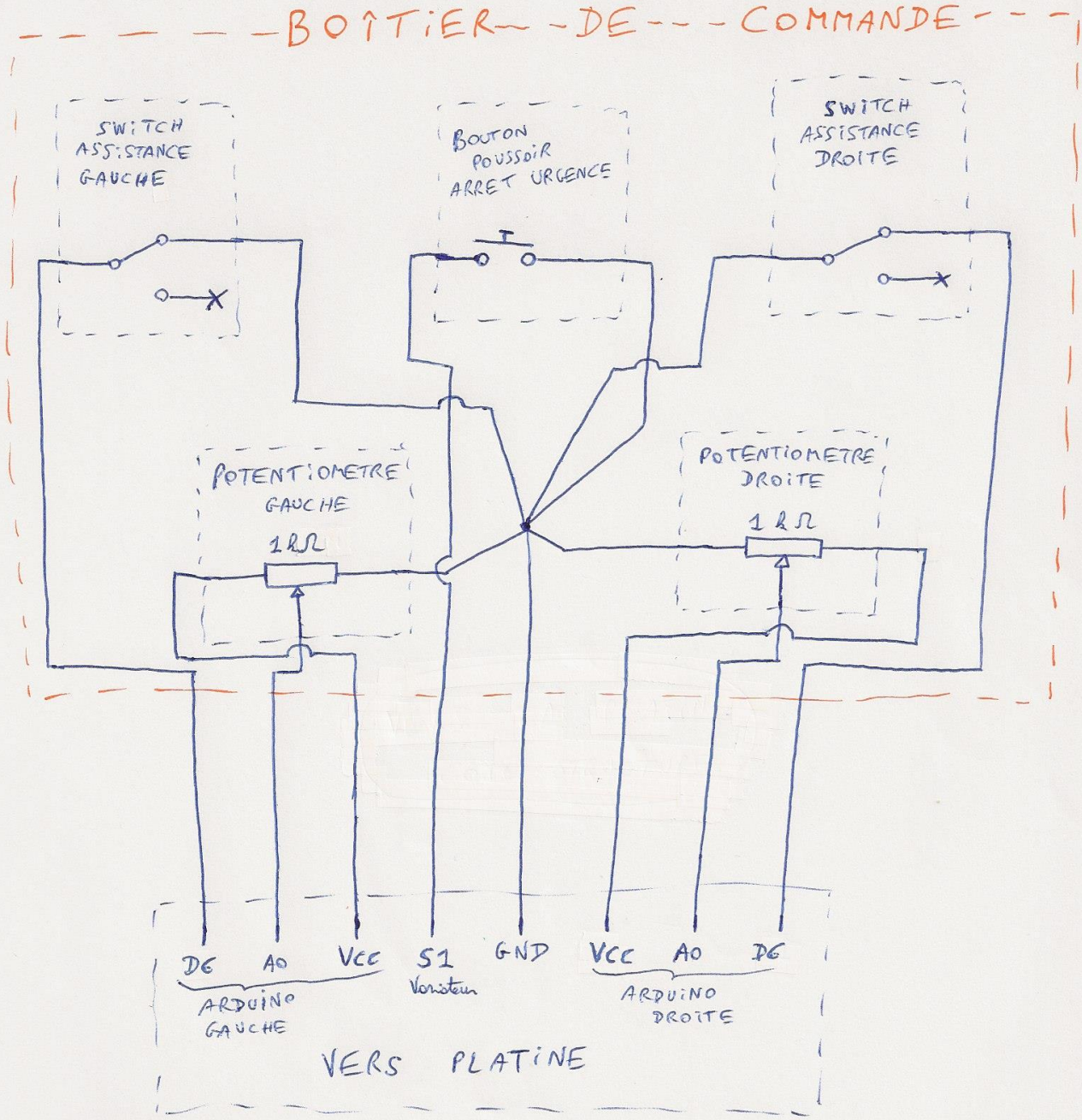
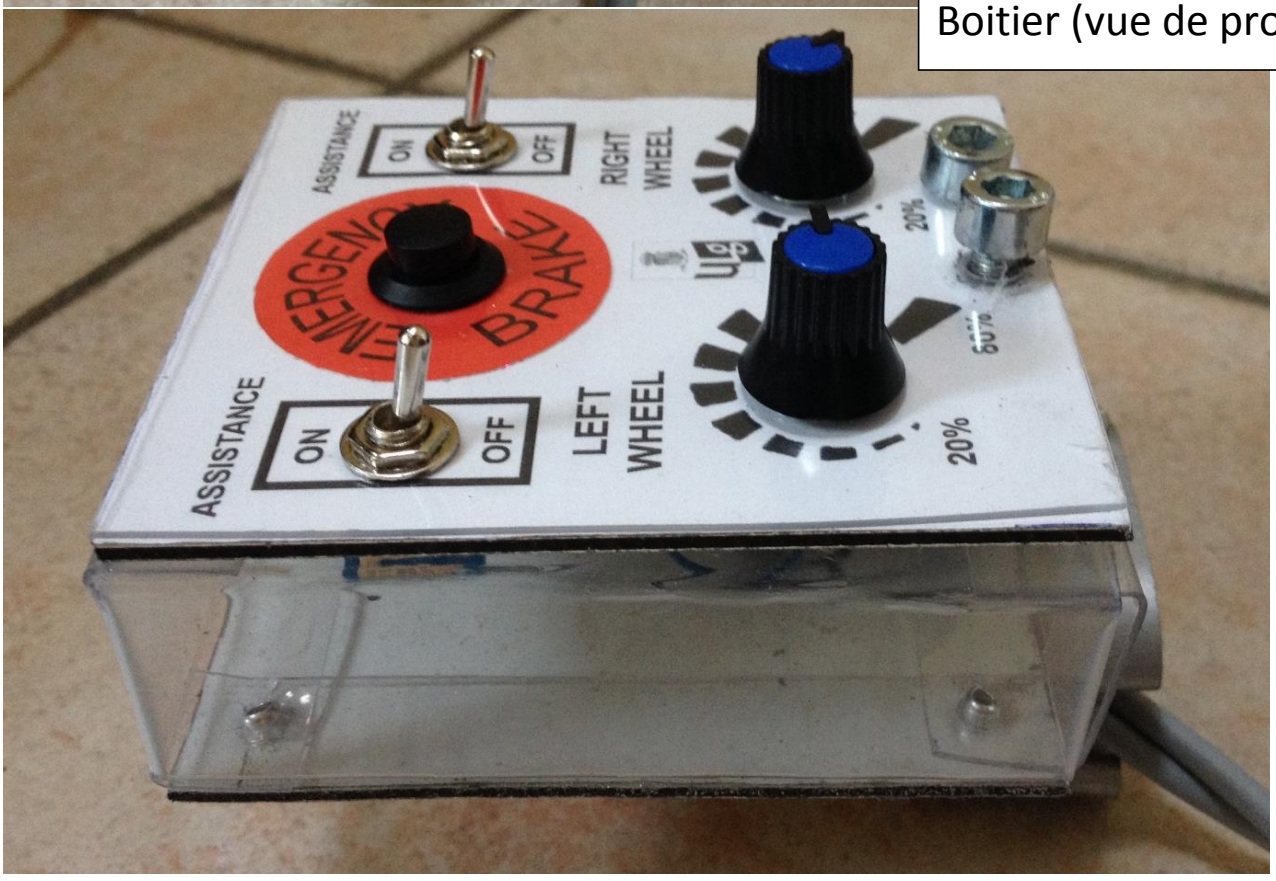


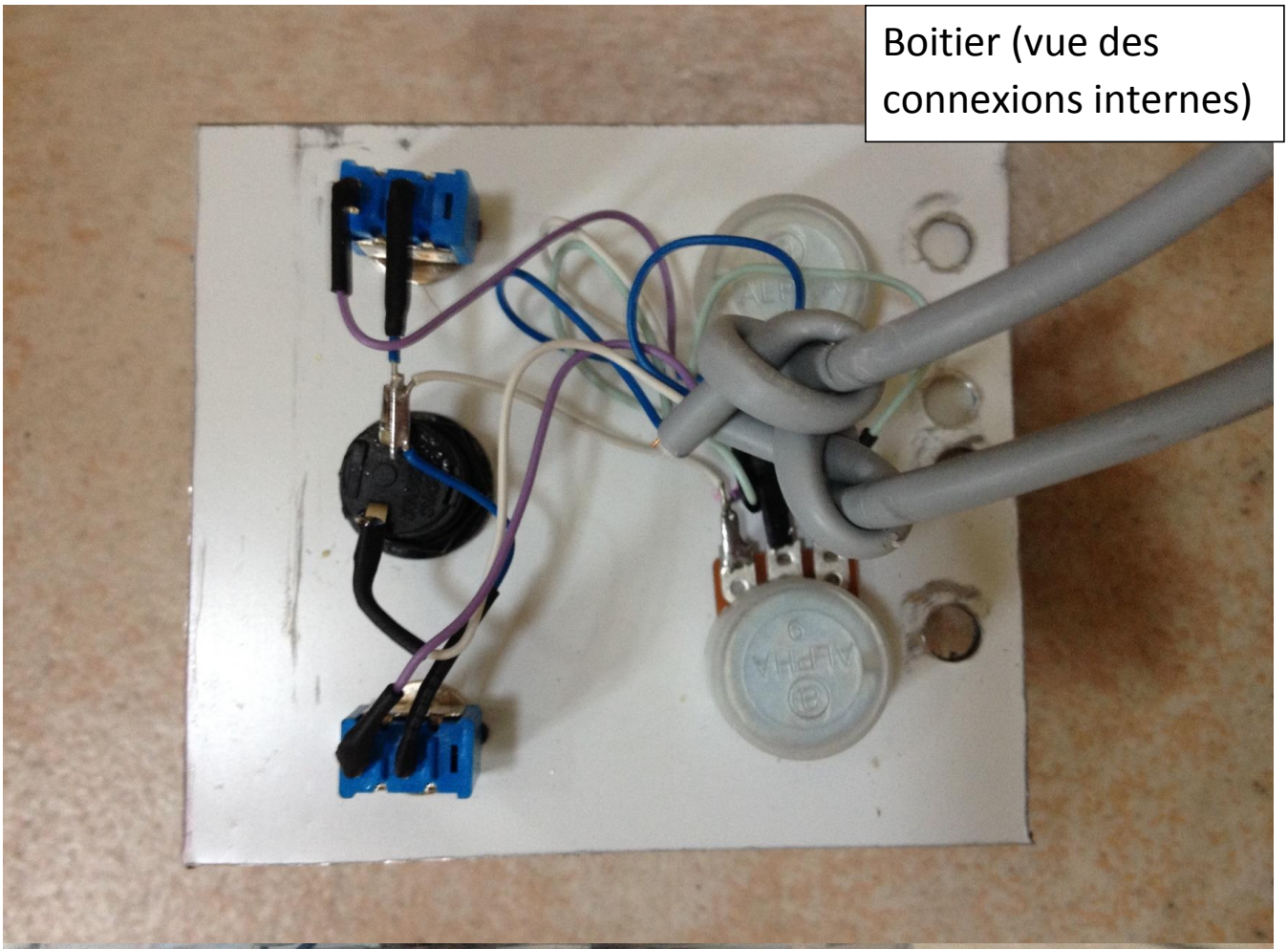
Schéma électrique général



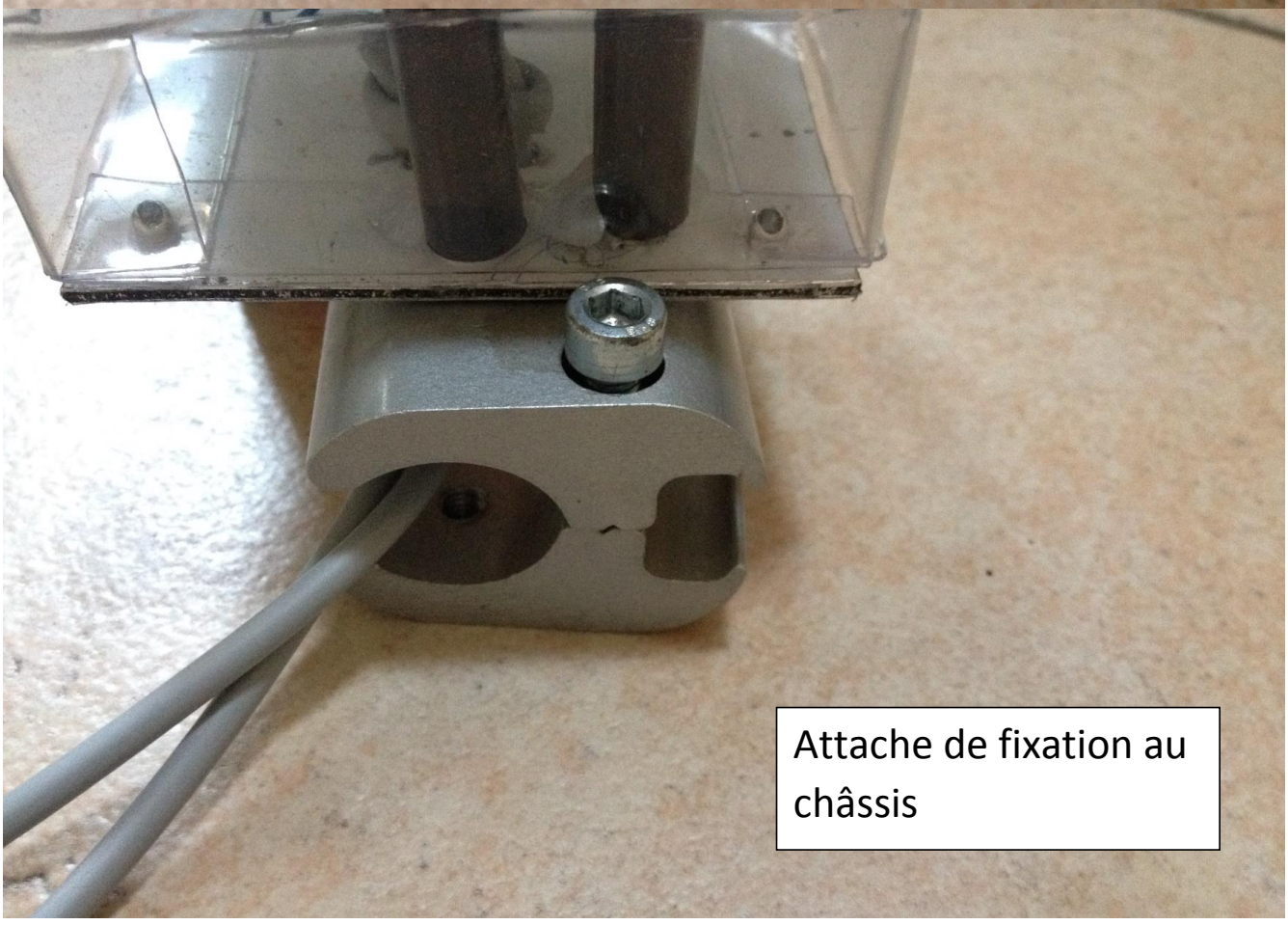
Boitier (vue de haut)



Boitier (vue de profil)



Boitier (vue des connexions internes)



Attache de fixation au châssis

Personnes de contact : Corentin LUTGEN *date : 21/05/2014*

Schéma électronique – Coté structure

Concernant la partie électronique coté structure, nous avons moins de contraintes concernant l'espace requis. Néanmoins, nous utiliserons des composants similaires à ceux pour la partie côté roue (en vue d'une production de masse). La carte électronique réalisée est détaillée dans la suite de cette section.

Tout d'abord, voici un bref rappel des composants nécessaires :

- Arduino Pro Mini
- Batterie 2S Lipo (Il s'agit d'une prise de potentiel au niveau de la batterie 8S Lipo)
- Module Wifi NRF24L01
- Régulateur de tension 3.3V (pour alimenter le module NRF24L01)
- Un boîtier de commande (composé d'un 1 bouton, d'un switch, d'un potentiomètre)(pour une seule roue)
- Variateur qui pilote le moteur DC
- Capteur de Courant 50A
- 1x Résistance 10k Ohm (Pull-up resistor pour le bouton)

Remarque : Le schéma électronique associé est donné à la fin de ce papier.

Seule une partie des composants mentionnés précédemment sera effectivement soudée sur la carte prototype.

Cette carte prototype sera ensuite fixée sur la platine (où tous les composants coté structure seront fixés – voir section « Platine de montage coté structure »). Comme mentionné au début de ce papier, les contraintes dimensionnelles sont moins strictes que pour la carte côté roue.

Aussi, comme tout ne sera pas soudé directement sur la carte, il faut veiller à laisser les câbles de connexion nécessaires. Les voici :

- Arduino TX vers Variateur S1
- Arduino 6 vers switch du boitier de commande
- Arduino A0 vers potentiomètre du boitier de commande

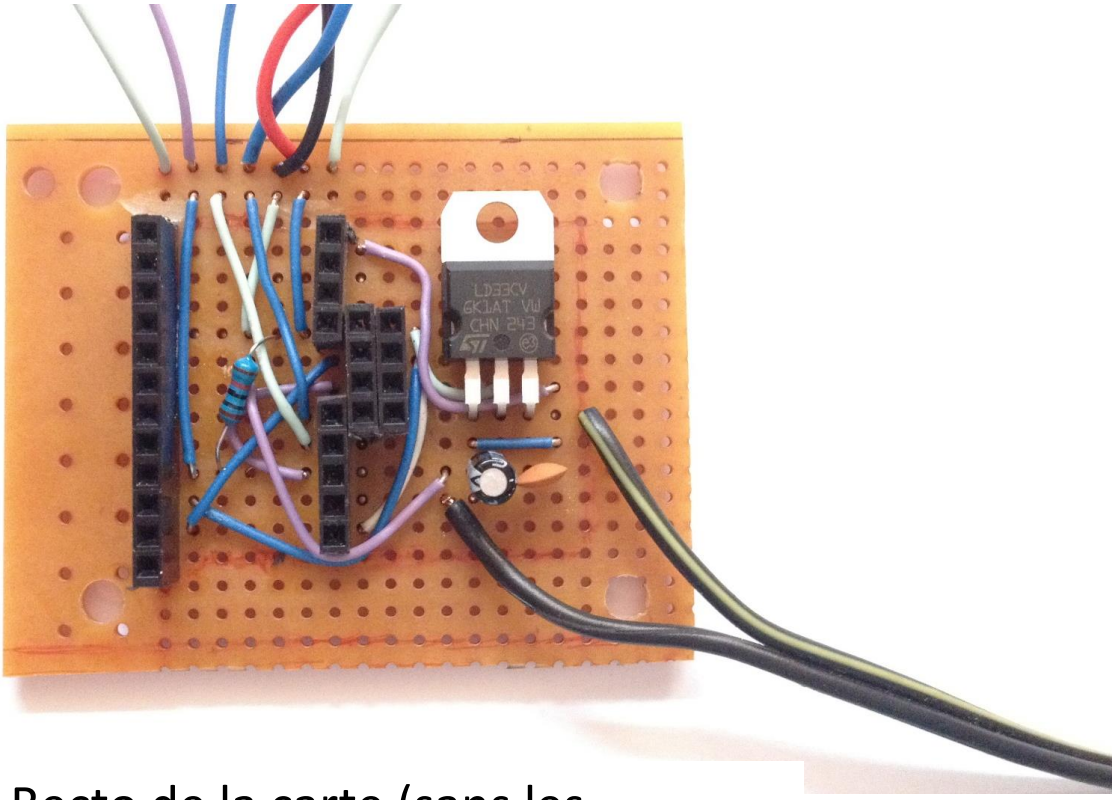
- Arduino A1 vers Capteur de Courant
- Arduino GND vers Capteur de Courant
- Arduino VCC vers Capteur de Courant
- Arduino VCC vers potentiomètre du boitier de commande

Enfin, la carte sera alimenté par une partie de la batterie 8S Lipo disposé sur la platine, soit 2S (=2*3.7V = 7.4 V).

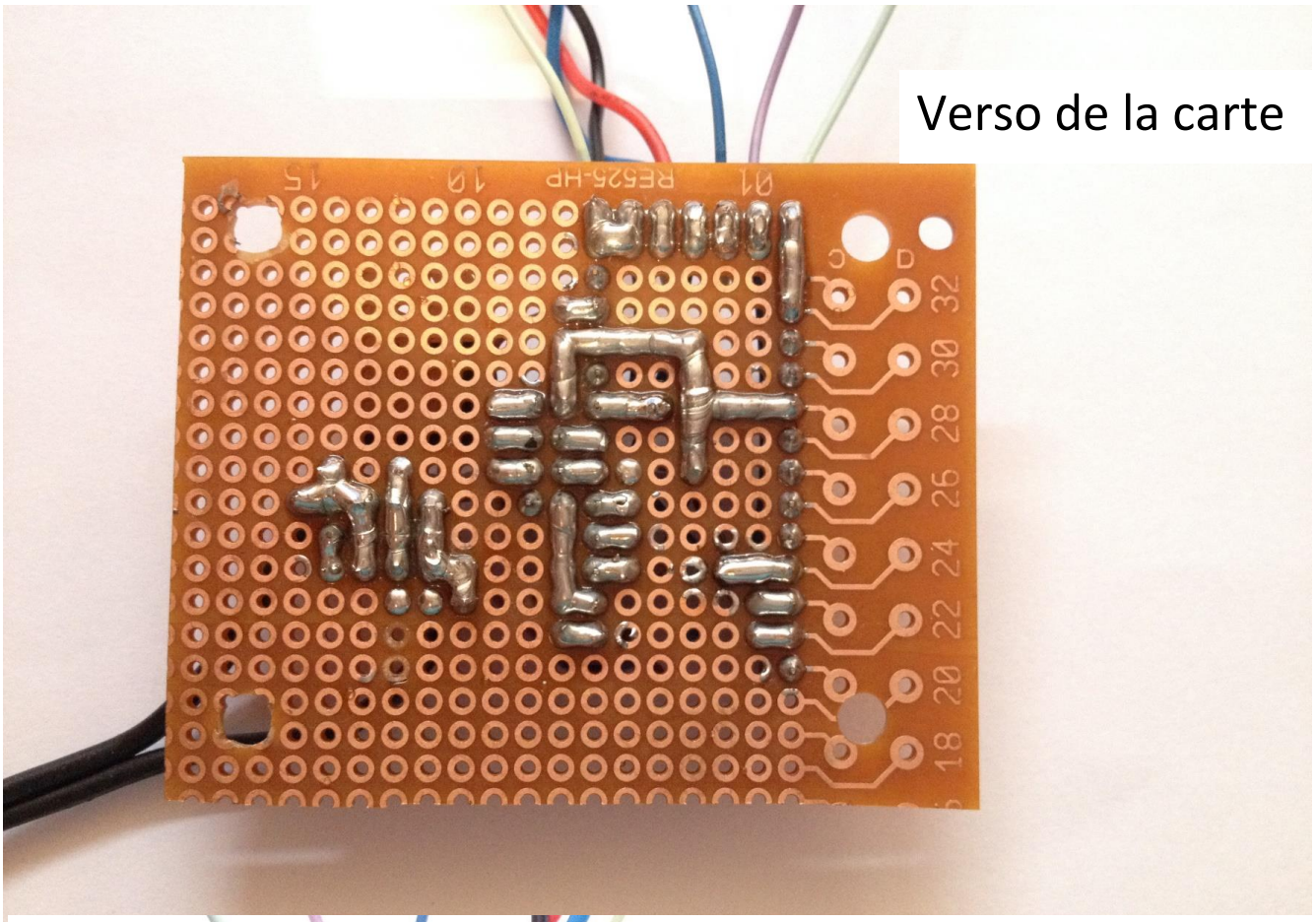
Remarque : Le schéma de la carte prototype réalisé est donné à la fin de ce papier

Il faut également préciser que nous avons disposés l'Arduino et le transmetteur sans fil sur des headers, afin de pouvoir les ôter si un problème survenait.

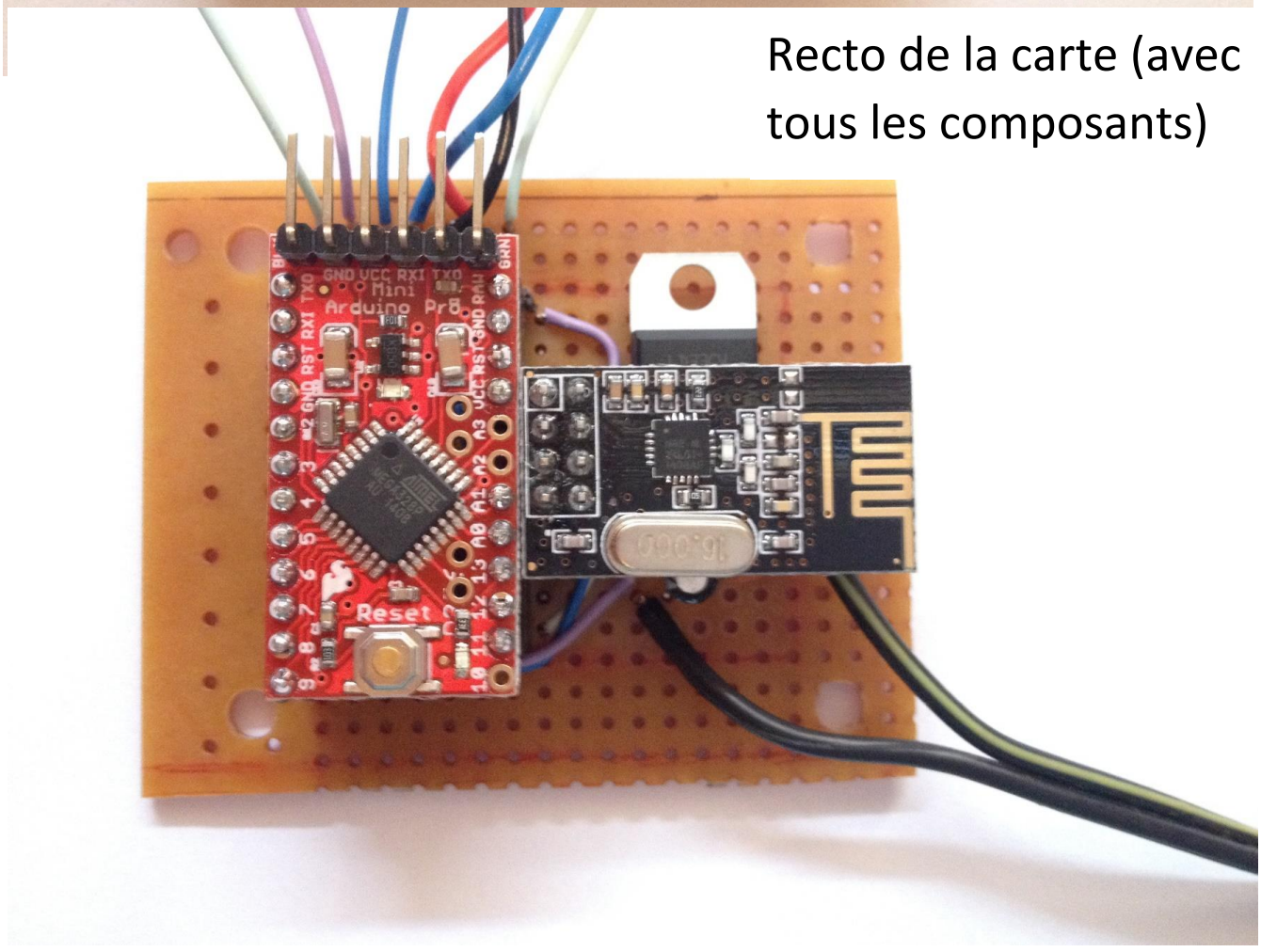
Après avoir soudé l'ensemble des composants sur la carte, nous obtenons ce résultat :



Recto de la carte (sans les composants)



Verso de la carte



Recto de la carte (avec tous les composants)

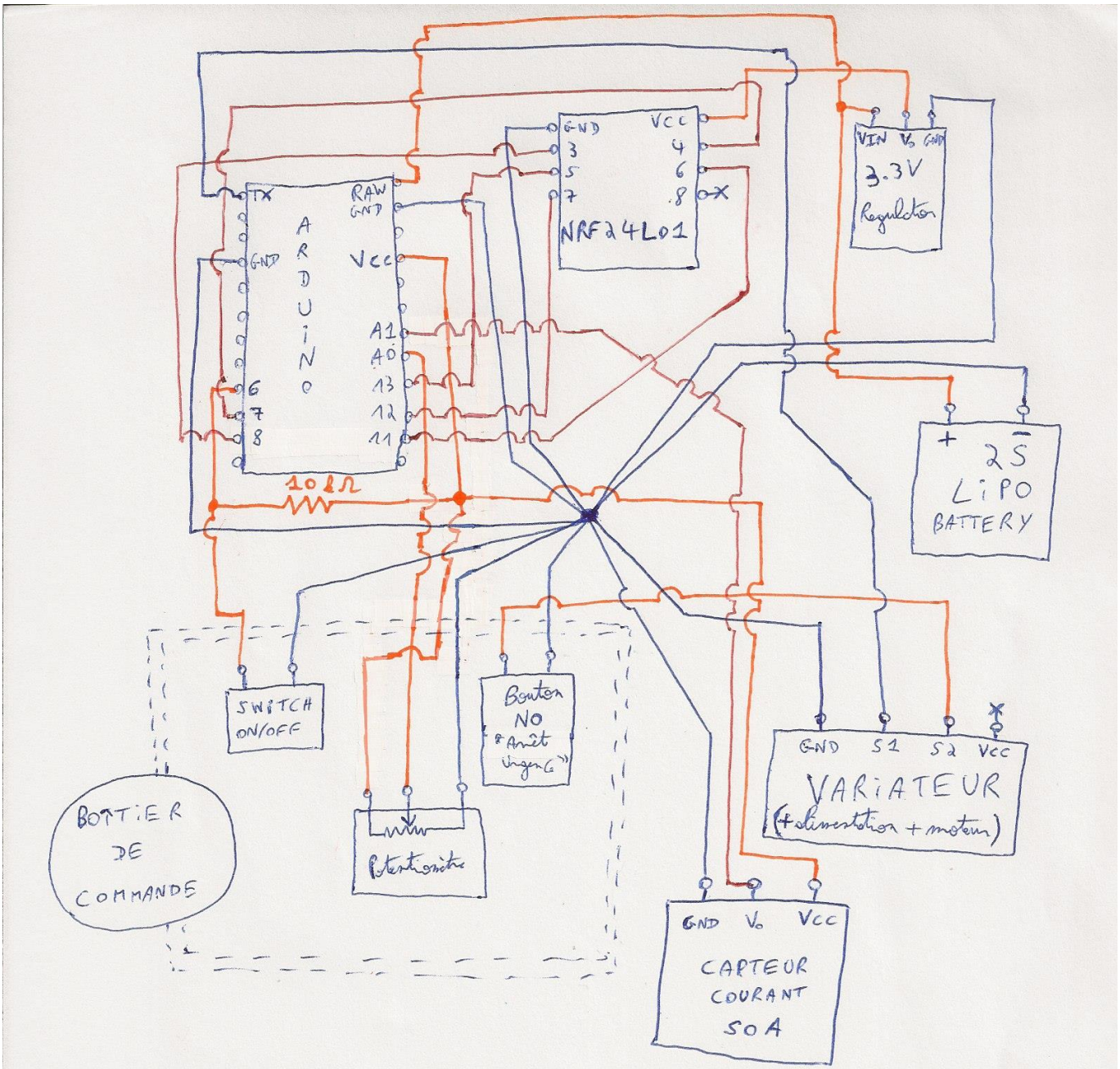
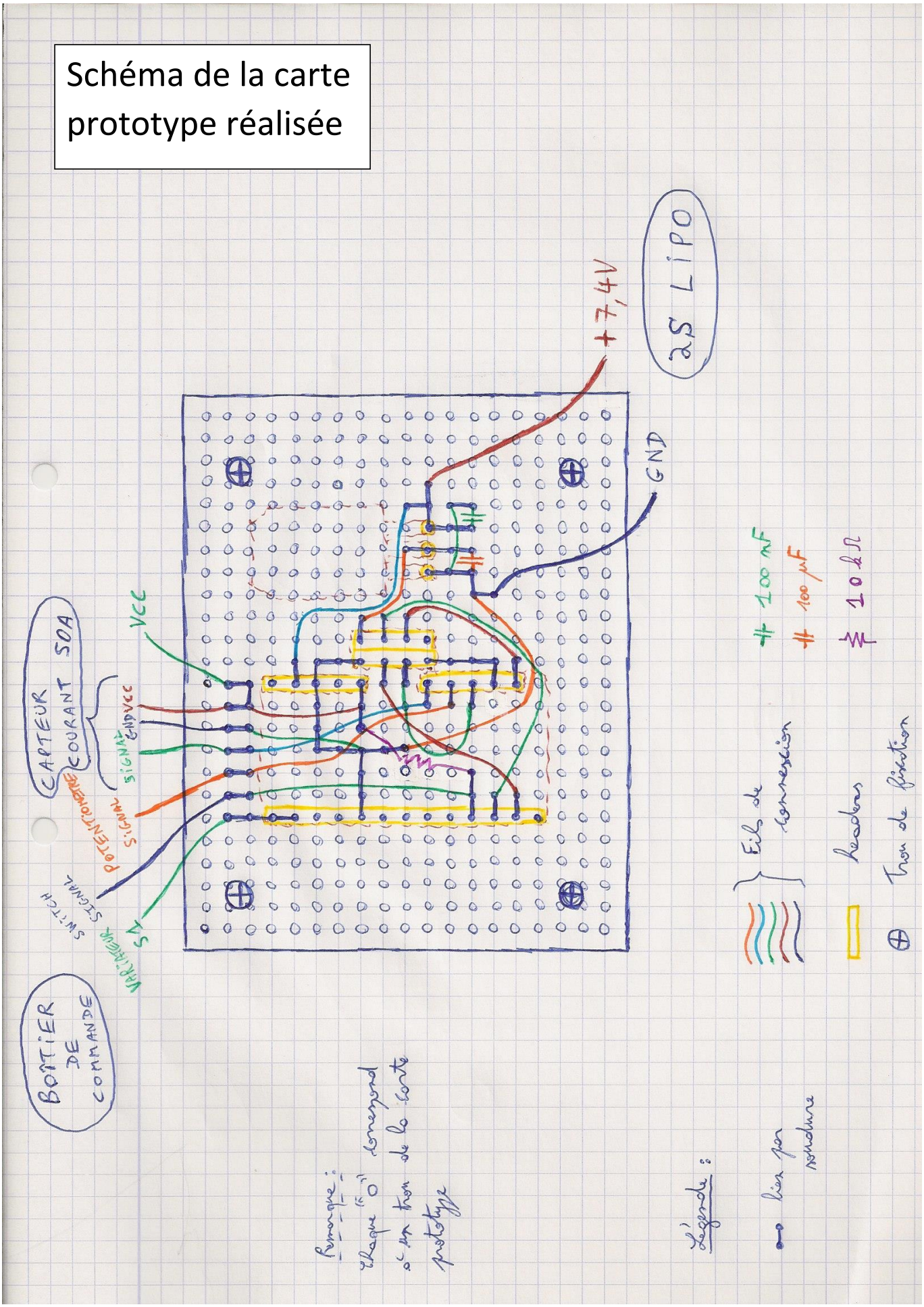


Schéma électrique général avec point de masse commun

Schéma de la carte prototype réalisée



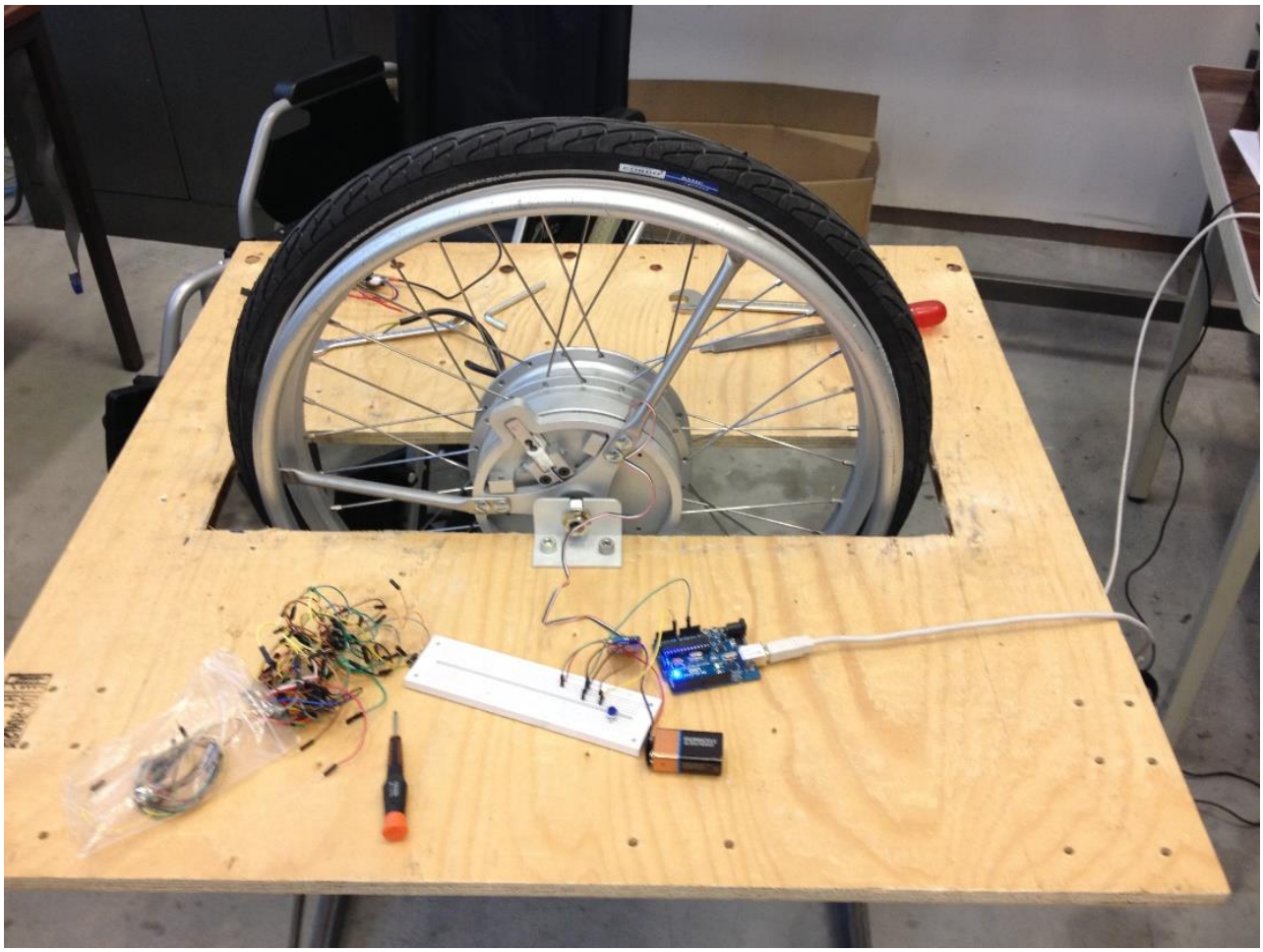
BOMBLÉ Cyril, le 12 décembre 2013

Bomblé Cyril, *le 02/05/2014*

Fabrication d'un banc de test V2

La première version du banc a parfaitement rempli son rôle et nous a bien permis de réaliser les manipulations sur le dispositif de commande du moteur. Cependant, il n'est plus adapté aux futurs tests qui devront inclure l'ensemble du dispositif, à savoir la roue à laquelle est fixée la main courante via le support du capteur. Nous pourrons de cette manière tester l'ensemble du dispositif, et donc vérifier la corrélation entre la mesure du couple appliquée sur la main courante (via le capteur) et le couple fourni par le moteur.

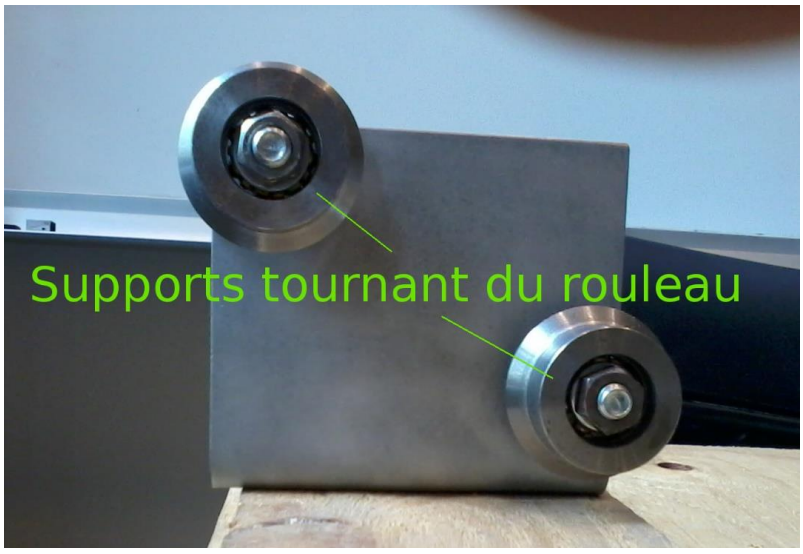
Le banc de test a donc dû être modifié en conséquence. Tout d'abord, il a fallu élargir l'emplacement de la roue dans la table puisque que le banc doit accueillir une épaisseur supplémentaire due au support du capteur. Il n'est également plus question ici de laisser la protection sur la roue puisqu'on doit pouvoir interagir avec la main courante lors des différents tests. Il faudra donc prendre ses précautions avant la mise en route du dispositif !!!

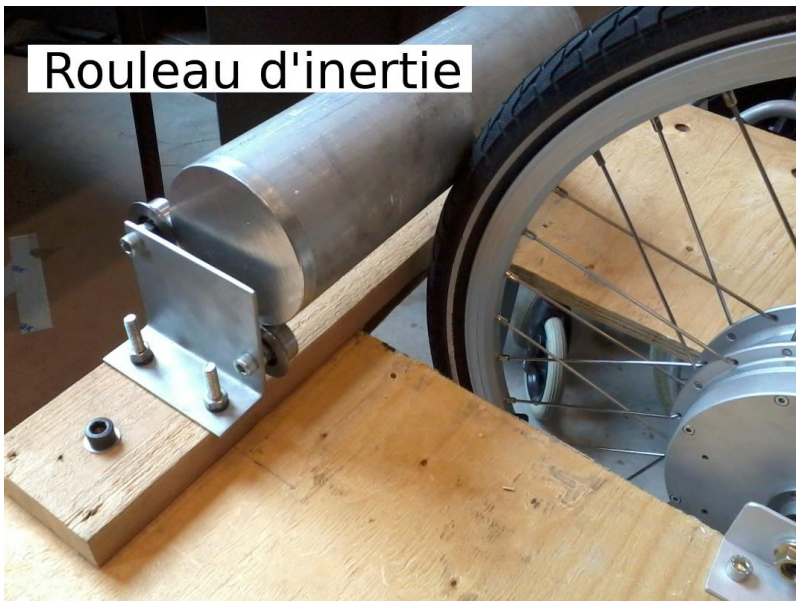


Nous avons également allongé cet emplacement afin de tester la roue avec le pneu déjà monté. Ceci afin d'avoir une roue dans une situation la plus proche possible de sa configuration finale, de telle sorte à n'avoir plus qu'à retirer la roue du banc et simplement la placer sur la chaise ; celle-ci pouvant être considérée opérationnelle.

Cependant, la roue tourne ici « dans le vide », et il nous a donc paru pertinent d'ajouter une certaine inertie à entraîner pour se rapprocher un peu mieux des conditions initiales. Nous avons donc imaginé **un système de banc à rouleau** que la roue peut entrainer tout simplement par friction sur le pneu.

Pour supporter ce rouleau, nous avons placé deux équerres sur lesquelles sont fixés deux supports tournant pour soutenir le rouleau et lui permettre de facilement être mis en rotation. Ces supports tournants sont réalisés avec un système de bague et roulement.







Le rouleau utilisé ici est en aluminium. Son diamètre est de 10 cm et sa longueur de 35 cm. On peut donc calculer son moment d'inertie en rotation :

$$J = \frac{\pi.\rho.l.R^4}{2} = \frac{\pi.2700.0{,}35.0{,}05^4}{2} = 0{,}0093\ kg.m^2$$

Si on suppose grossièrement que le fauteuil chargé pèse 100 kg, le rapport entre l'accélération angulaire du rouleau et celle de la chaise, à couples moteurs équivalents est donnée par :

$$\frac{\alpha_2}{\alpha_1} = \frac{m.r^2}{J} = \frac{100.0{,}05^2}{0{,}0093} = 26{,}88$$

Remarque : On néglige ici l'inertie propre de la roue et on considère que la chaise accélérée est disposée sur un sol plat (pas de force de « grading »).

L'inertie du rouleau est donc relativement peu significative par rapport à celle qu'on aurait en réalité avec le fauteuil chargé. Néanmoins, cela suffit la nature des tests que nous effectuerons sur le banc. Les réglages plus précis devront en effet se faire directement avec la roue placée sur le fauteuil pour se placer dans les conditions d'utilisation. Si nous voulions nous placer dans des conditions plus proches de la réalité avec un banc à rouleau, il nous faudrait un cylindre beaucoup plus imposant ; ce dont nous ne disposons pas à l'heure actuelle (On pourrait envisager un test sur un futur banc à rouleaux de taille plus imposante).

Bomblé Cyril, *le 21/04/2014*

Fabrication d'un banc de test V1

Nécessité d'un banc de test

Pour élaborer notre dispositif, nous devons bien-entendu préalablement effectuer quelques tests, notamment vis-à-vis de de la relation entre l'électronique (capteur de couple) et la transmission de puissance. La partie tournante moteur + roue est relativement encombrante et il est délicat de la placer correctement tout réalisant des manipulations sur la partie électronique. De plus, nous serons amenés à réaliser des mesures de couple sur cette partie tournante et ces mesures semblent peu envisageables sans dispositif adapté.

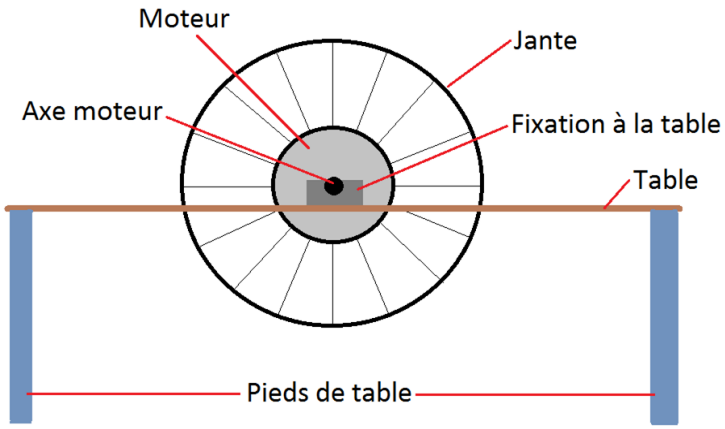
Sur ces considérations, nous avons décidé de réaliser un banc de test qui nous permettra de réaliser plus aisément les manipulations et tests divers à faire avec le moteur.

Conception du banc de test

Pour les tests que nous devrons effectuer, il paraît commode de concevoir un support sur lequel nous pourrons fixer le moteur par son axe de rotation. Pour le réaliser, nous sommes partis d'une table (petit bureau) dont nous avons uniquement gardé la structure métallique (voir photos ci-après). Nous avons ensuite fixé une plaque en bois dessus et nous découpons une entaille dans cette plaque, de manière à pouvoir y glisser la roue de façon à ce que son axe puisse être maintenu sur la plaque.

Nous avons fixé ensuite, de chaque côté de cette entaille, deux équerres en aluminium (provenant d'un barre en forme de L) auxquelles nous avons usiné des boutonnières afin de pouvoir y glisser l'arbre du moteur. Le couple est repris par une découpe appropriée de ces pièces en métal, afin de pouvoir y glisser les méplats de l'arbre, de manière à retenir la rotation de l'arbre.

Un schéma du banc est donné ci-dessous :



Une fois ce banc réalisé, l'ensemble des composants électroniques peut être disposé sur la table et les manipulations entre le moteur et cette partie électronique s'en trouvent grandement facilitées.

Sécurité

Du point de vue fonctionnalité, le banc semble suffisant pour l'instant puisqu'il nous permet de faciliter les manipulations. Toutefois, la partie tournante est assez proche des composants électroniques et donc de l'utilisateur qui va manipuler cette électronique. Dans un souci de sécurité, nous devons donc envisager d'isoler l'utilisateur de cette partie tournante potentiellement dangereuse ou pouvant même abîmer certains composants si on ne prend pas assez de précautions.

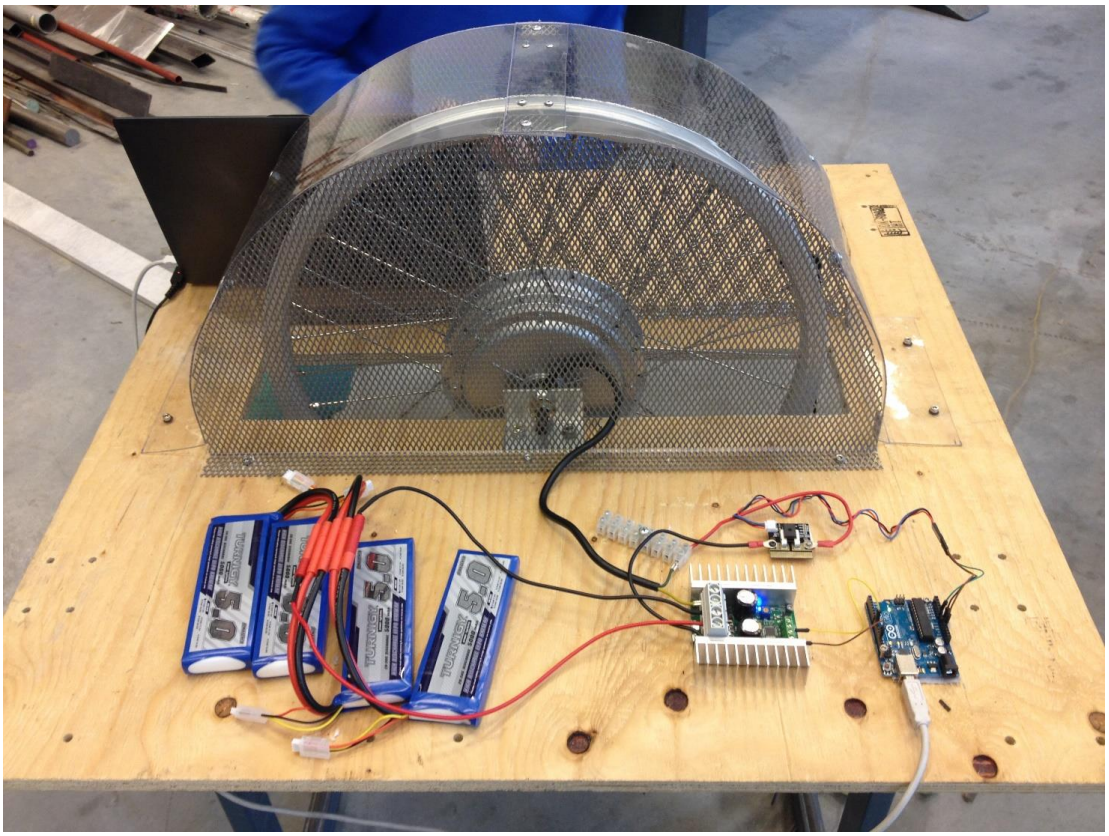
Dans ce but, nous avons réalisé une protection enveloppant la roue sur la partie supérieure de la table. Cette protection est constituée d'un couvercle demi-cylindrique en plexiglas et fermé sur les côtés par 2 grillages en demi-cercle. L'utilisation de grillage permet de s'affranchir de tout risque de mauvaise évacuation de la chaleur à cause de la protection.

Tests réalisés grâce à ce banc

Comme il est écrit dans le titre, nous parlons de la première version du banc de test car celui-ci a évolué par la suite.
Grâce à cette version, nous avons pu :

1) Test de la commande simple du moteur par l'Arduino
2) Recherche de la caractéristique Couple-Courant

Photo



Personnes de contact : Corentin LUTGEN et Cyril Bomblé *date : 13/06/2014*

Budget alloué aux différents achats

A la fin de ce projet, il convient de faire la liste des achats effectués et des montants d'argent dépensés. Nous nous limiterons ici aux dépenses dédiés aux achats. L'usinage, l'assemblage et l'ingénierie ne seront donc pas repris ici ; ceux-ci font l'objet d'autres papiers.

Vu l'avancement positif de notre projet durant les derniers mois, nous avons pris le pari de réaliser non pas une seule roue, comme prévu lors de la dernière présentation, mais l'ensemble du prototype avec deux roues fonctionnelles.

Nous arrivons ainsi au budget suivant :

Elements	**Prix actualisé (13/06/2014)**
Chaise roulante manuelle standard	***150€***
2*Moteurs-roue	***2*173,88€*** (avec jante 24'' comprise)
2*Variateurs	***2*122,10€*** (avec capteur de courant inclus)
Batterie	***62€*** (8S Lipo)
Système de capteur	***2*20,56€*** Capteur + conditionnement électronique
Régulation électronique	***+/- 50€***
Autres fournitures	***29,24€***
TOTAL (TTC)	**924.32 €**

Au vu du montant total des achats, nous pouvons être convaincus de la bonne gestion du budget que nous avons opérée tout au long du projet. En effet, si on se réfère aux estimations précédentes, celles-ci se sont toujours affinées dans le bon sens, avec peu de divergences.

Au final, notre prototype entièrement fonctionnel (point de vue construction du moins) est donc estimé à moins de 1000€, ce qui est relativement bon marché par rapport aux solutions commerciales existantes à ce jour (+/- 6000€). Même si notre réalisation reste un prototype, nous sommes

convaincus que les coûts de production en grande série ne dépasseront pas notre budget initial.

Nous pouvons également expliquer ce très bon rapport qualité-prix par les nombreux achats d'électronique, là où les prix sont souvent divisés par 10 par rapport aux tarifs européens. Nous avons également choisi chaque composant au meilleur prix sur le marché. Toutes ces attentions monétaires particulières ont fait que, au final, notre prototype est relativement bon marché.

Bomblé Cyril, le 9/06/2014

Fabrication en interne

La fabrication en interne reprend ici l'ensemble des processus d'usinage des pièces de notre dispositif. Dans notre cas, deux parties sont concernées : le support de fixation de la roue à la chaise et l'ensemble des pièces du système de couplemètre.

Les opérations utilisées sont :

- Du tournage
- Du fraisage (+ commande numérique)
- Découpe au fil
- Perçage
- Taraudage

Ces opérations ont nécessité le travail d'un technicien pendant 5 journées de 8 heures soit :

$$t_{travail} = 40\ heures$$

En plus des opérations pures d'usinage, ces 40 heures reprennent également le temps nécessaire à la programmation pour la commande numérique.

L'ensemble des opérations dont il est question ici concerne le prototype de notre projet. Elles ne sont donc pas tout à fait révélatrices par rapport à la production que l'on souhaite envisager pour plusieurs raisons :

- Pour la production, il ne faut bien entendu pas reprogrammer à chaque fois la CN
- Certaines améliorations ont été ici apportées au fur et à mesure, faussant le temps de travail
- Le matériel utilisé pour la production, par rapport au prototype, peut varier pour des questions de rentabilité

Les caractéristiques propres aux machines de la production ne sont dès lors pas connues. Les diverses consommations de celles-ci ne sont donc pas connues non plus et si on y ajoute les considérations précédentes, il est alors difficile d'évaluer précisément le coût unitaire de l'usinage pour la production en grande série.

Bomblé Cyril le 9/06/2014

Coût de l'ingénierie

Nous comptabiliserons ici l'ensemble des heures dédiées à la conception du projet, excepté l'usinage et le montage du système et des dispositifs nécessaires aux essais de ce système.

Le calendrier d'exécution du projet reprend l'ensemble des démarches effectuées ainsi que les temps alloués à celles-ci. Celui-ci nous permet donc de comptabiliser plus facilement le nombre d'heures d'ingénierie. Celles-ci comprennent :

- L'analyse fonctionnelle
- La recherche de solutions techniques
- La recherche sur l'état de l'art
- Le pré dimensionnement
- Le dimensionnement final
- L'analyse biomécanique
- Le choix des technologies à adopter
- La recherche du matériel nécessaire et le choix des fournisseurs
- La conception et les dessins des pièces à fabriquer
- Les calculs de résistance des matériaux
- La conception du circuit électronique de régulation
- Les essais effectués avec les divers réglages et corrections apportés

En s'aidant du calendrier on comptabilise :

Mois	Nombre d'heures
Octobre 2013	24h
Novembre 2013	81h
Décembre 2013	10h
Janvier 2014	4h
Février 2014	51h
Mars 2014	75h
Avril 2014	62h
Mai 2014	84h
Juin 2014	64h
TOTAL	455h

Remarque : comme pour le calendrier, les heures déterminées sont les heures cumulées pour deux personnes.

Bomblé Cyril le 9/06/2014

Coût de montage et d'assemblage

Nous allons ici déterminer le nombre d'heures qui ont été nécessaires au montage et à l'assemblage du projet en lui-même ainsi que des dispositifs d'essai associés. Ceci reprend donc :

- La réalisation et les modifications du banc d'essai
- L'assemblage des différentes pièces usinées
- Le montage sur la roue
- Les opérations post-usinage
- La mise en place du circuit électronique de régulation sur la roue
- Le montage du système sur banc test
- Le montage du système sur le fauteuil roulant

On s'aide du calendrier, reprenant les diverses opérations effectuées et les heures associées :

Mois	Nombre d'heures
Octobre 2013	-
Novembre 2013	-
Décembre 2013	-
Janvier 2014	-
Février 2014	-
Mars 2014	-
Avril 2014	24h
Mai 2014	52h
Juin 2014	64h
TOTAL	140h

Remarque : les heures comptabilisées sont les heures cumulées pour deux personnes.

Personnes de contact : Corentin LUTGEN et Cyril Bomblé *date : 15/03/2014*

Etat des achats effectués et prévus

Vu l'avancement de notre étude et de la conception, certains achats ont été effectués, des prix ont été revus, soit à la baisse, soit à la hausse et d'autres composants sont venus s'ajouter. Pour ce faire, nous allons effectuer une comparaison actualisée du coût.

Comme nous l'avions dit dans notre précédente présentation, et comme cela avait été approuvé par la collégialité, nous effectuerons d'abord un prototype semi-fonctionnel, ne comprenant qu'une seule roue motorisée.

Remarque : les prix en ***Italique et gras*** sont ceux fixés et achetés

Elements	**Prix approximatif (décembre 2013)**	**Prix actualisé (03/2014)**
Chaise roulante manuelle standard	100€ (d'occasion pour le prototype)	***150€*** (car achat auprès d'un professionnel obligatoire)
1*Moteur-roue	300€	***173,88€*** (avec jante 24'' comprise)
1*Variateur	100€	***122,10€*** (avec capteur de courant inclus)
Batterie	100€	0€ Si récupération
Système de capteur	100€	~100€ partie Usinage ***20,56€*** Capteur + conditionnement électronique
Régulation électronique	50 – 100€	***28,12€*** Arduino ~50€ Système sans fil
TOTAL (TTC)	800€	**644,66€**

On remarque que le Total d'affine dans le bon sens (vers le bas), au vu de ces chiffres, nous pouvons dire, sans parti pris, que nous avons une bonne gestion de notre budget. En effet, chaque achat est réfléchi et pensé de manière

« système » ; vu les interconnexions entre les différents composants, il ne suffit pas d'acheter tous les composants les moins chers, il faut également songer à la compatibilité entre ceux-ci et prendre le meilleur compromis.

Personnes de contact : Corentin LUTGEN et Cyril Bomblé *date : 13/12/2013*

Estimation du coût

Vu l'avancement de notre étude, nous pouvons effectuer une nouvelle évaluation du coût.

Elements	**Prix approximatif**
Chaise roulante manuelle standard	100€ (d'occasion pour le prototype)
2*Moteurs-roue	2*300€
2*Variateurs	2*100€
1 Batterie	350€
Système de capteur	Estimé à 200€
Régulation électronique	50 – 100€
TOTAL	1550€

Bien évidemment, il s'agit d'une estimation grossière et non officielle. Il existe également certains postes où nous pouvons réduire les coûts, comme par exemple la batterie. En effet, lors de la démonstration du prototype, il n'est pas nécessaire que celle-ci ait une autonomie de plusieurs kilomètres.

Personne de contact : Cyril BOMBLE

Première estimation des coûts

Estimation grossière du coût de la chaise sur base des coûts estimés des principaux constituants

Avant d'énumérer les prix des principaux constituants, on va estimer la longueur totale occupée par les tubes en aluminium.

Si on prend : hauteur sol/assise = 50 cm => L1 = 4.0,5
hauteur dossier = 50 cm => L2 = 2.0,5
profondeur d'assise = 40 cm => L3 = 6.0,4 (y compris accoudoirs)
support des jambes = 50 cm => L4 = 2.0,5
Largeur = 60 cm => L5 = 2.0,6
hauteur des accoudoirs = 20 cm => L6 = 2.0,2

Et on a alors comme longueur totale :

L + L1 + L2 + L3 + L4 + L5 + L6 = 8 m

Que l'on multiplie par s = 1,5 pour prendre en compte des éléments plus complexes à ajouter à la structure

L = 8.1,5 = 12 m

Composant	Coût	Quantité nécessaire	Coût total
Grande roue avec main	50.00 €	2	100.00 €
Petite roue avant	15.00 €	2	30.00 €
Aluminium (tube rond	15 €/m	12	180.00 €
Moteur	100.00 €	2	200.00 €
Batterie	150.00 €	1	150.00 €
Régulation électronique	100.00 €	2	200.00 €
Assise en tissu + coussin	100,00 €	1	100,00 €
		TOTAL :	960,00 €

Ce prix ne prend bien entendu pas en compte les travaux d'usinage à effectuer sur la structure de la chaise. Il s'impose donc, étant donné les prix très compétitifs de chaises manuelles que l'on peut trouver dans le commerce, de se demander s'il ne serait pas plus rentable de commander la structure de la chaise à d'autres entreprises et ensuite d'y adapter le système d'aide, voire également de proposer des systèmes pouvant s'ajouter à n'importe quel fauteuil manuel, pour autant que le diamètre des roues arrières de celui-ci soit identique à celui proposé.

Fauteuil manuel dans le commerce : prix commençant vers 300 – 400 €
Fauteuil électrique dans le commerce : prix commençant vers 6000 – 7000 € (modèles intérieurs)

Université de Liège

BON DE COMMANDE

n° ULG14/1606890

(à rappeler dans toute correspondance)

Adresse de facturation

Université de Liège
Administration des Ressources Financières
Service Contrôle Factures
Place du Vingt-Août, 7
B-4000 LIEGE Belgique
N° de TVA: BE0325777171
Tél: +32 4 / 366 57 40 Fax: +32 4 / 366 52 53

Adresse de livraison

Monsieur
BECHET Eric
Conception géométrique assistée par
Chemin des Chevreuils, 1
Bât: B52/3 - Parking P52
Etage +2 - Local +2/438
B-4000 LIEGE 1
Tél: +32-4-3669165 Fax: +32-4-3669505

Attn.:
MEDIPOST
RUE ERNEST SOLVAY, 27
B-4000 LIEGE

Le délégué de l'université pour l'exécution du présent marché est :
Monsieur Eric BECHET
Tél. 04/366 91 65

Votre offre : du 04.02.2014

Conditions de paiement : 30 jrs cal.+délai vérif 20 jrs

Conditions particulières :

ENLEVEMENT PAR LES SOINS DE C. LUTGEN

Poste	Désignation	Quantité	Un.	T.TVA	Prix HTVA	Total HTVA
0010	VOITURETTE D'OCCASION	1	PCE	21,00	123,97	123,97

Veuillez obligatoirement mentionner notre numéro de TVA BE 0325.777.171 sur chaque facture conformément à l'AR.1,art 5, §1er du Code TVA

Total HTVA	**EUR**	123,97
TVA	**EUR**	26,03
Total TVAC	**EUR**	150,00

Régime applicable au Marché

- Le présent marché est régi par les lois des 15 et 16 juin 2006, relatives aux marchés publics et à certains marchés de travaux, de fournitures et de services, les Arrêtés Royaux du 15/07/2011 et 14/01/2013 établissant les règles générales de passation et d'exécution des marchés publics et des concessions de travaux publics, tels qu'ils ont été modifiés jusqu'au jour de la passation du marché.
- Les conditions générales habituellement imposées par le fournisseur ou l'entrepreneur sont annulées et remplacées par les dispositions du présent bon de commande même si l'offre s'y réfère expressément.
- Chaque commande doit faire l'objet d'une facture distincte.

Liège, le 18.02.2014

Signé électroniquement par:
pour le délégué, le secrétaire exécutif
Madame Nicole FRAITURE

MAKES YOU WANT TO DRIVE ELECTRIC

e-dr bvba
Hemelrijken 3a
2890 Sint-Amands
T + 32 (0)52 555 840
F + 32 (0)52 555 839
info@crystalyte-europe.com
btw BE 0832.017.203
www.e-dr.be
www.crystalyte-europe.com

Université de Liège
Place du Vingt-Août
7B-4000 Liege
BELGIQUE

lutgen_a5@yahoo.fr

BON DE COMMANDE

Nb.	Référence	Date	Expiry	Clientnb.	Type	TVA	Page
374		07/03/14		000847	2	BE 0325.777.171	1

Article	Description	Number	Prix/pcs	Total
M-DC-F-24"	MOTOR DC ROUE AVANT BRUSHED IN RIM 24	1,0	132,23	132,23
TR-BEL-10-30KG	TRANSPORT BELGIQUE 5 - 30KG	1,0	11,47	11,47

shipping address
Monsieur Bechet Eric
Conception géométrique assistée
Chemin des Chevreuils 1
4000 Liege

Total weight incl packaging : 0,0 kg

Ce bon de commande expire après 15 jours

TOTAL excl VAT	EUR	143,70
TOTAL VAT 21%	EUR	30,18
TOTAL incl VAT	EUR	173,88

BANK DETAILS **Delta Lloyd Bank, Belgium**
IBAN : BE93 1325 3402 6467
BIC : BNAGBEBB

Crystalyte europe

Commande #1400002166

Date de la Commande: 10 mars 2014

Adresse d'expédition

Corentin Lutgen
Marvie 58
Bastogne, Luxembourg, 6600
Belgique
T: 0494254373

Adresse de facturation

Corentin Lutgen
Marvie 58
Bastogne, Luxembourg, 6600
Belgique
T: 0494254373

Méthode d'expédition

La Poste - Colissimo

Méthode de paiement

PayPal Express Checkout

E-mail du payeur:
bruno.lutgen@gmail.com

Articles commandés

NOM PRODUIT	CODE PRODUIT	PRIX	QTÉ	SOUS-TOTAL	
Micro Cellule de Force 50 Kg	RB-Phi-120	? en rupture *En rupture d'inventaire jusqu'à environ le 10 mars 2014*	**HT: 5,34 €** **Taxe comprise: 6,46 €**	Commandé: **1**	**HT: 5,34 €** **Taxe comprise: 6,46 €**
Contrôleur de Moteur Regénératif SyRen 50A 6V-30V	RB-Dim-45	✔ En stock	**HT: 83,53 €** **Taxe comprise: 101,07 €**	Commandé: **1**	**HT: 83,53 €** **Taxe comprise: 101,07 €**
Microcontrôleur Arduino Uno USB Rev 3	RB-Ard-34	✔ En stock	**HT: 18,36 €** **Taxe comprise: 22,22 €**	Commandé: **1**	**HT: 18,36 €** **Taxe comprise: 22,22 €**
Capteur de Courant 50A (CC/CA) DFRobot	RB-Dfr-149	✔ En stock	**HT: 12,50 €** **Taxe comprise: 15,12 €**	Commandé: **1**	**HT: 12,50 €** **Taxe comprise: 15,12 €**
			Sous-total	**119,73 €**	
			Expédition et traitement	**11,80 €**	
			Total général (HT)	**131,53 €**	
			TVA (21%)	**27,62 €**	
			Total général (TTC)	**159,15 €**	

Your Order 2008930635

Name corentin lutgen

Email lutgen_a5@yahoo.fr

Phone 061215818

Paypal or Credit Card (Amex / Visa / Mastercard) (instant-16A289267A476572D)

Status Paid Customs Inv

corentin lutgen
58 Marvie
Bastogne, Luxembourg 6600, BE
BELGIUM
Ph:061215818

Description	Quantity	Unit Price	
Turnigy 5000mAh 2S 20C Lipo Pack (EU warehouse)	4	US$17.21	IN STOCK
HXT 4mm Gold Connector w/Pre-installed Bullets (10pcs/set) (EU warehouse)	1	US$7.48	IN STOCK
Balance Plug Savers (JST-XH 2s) (5pc Per Bag) (EU warehouse)	1	US$0.54	IN STOCK

Shipment Registered (Tracking) Parcel - Netherlands to Belgium US$7.29

Taxes US$0.00

Total US$84.15

Université de Liège

BON DE COMMANDE

n° ULG14/1619736

(à rappeler dans toute correspondance)

Adresse de facturation

Université de Liège
Administration des Ressources Financières
Service Contrôle Factures
Place du Vingt-Août, 7
B-4000 LIEGE Belgique
N° de TVA: BE0325777171
Tél: +32 4 / 366 57 40 Fax: +32 4 / 366 52 53

Adresse de livraison

Monsieur
BECHET Eric
Conception géométrique assistée par
Chemin des Chevreuils, 1
Bât: B52/3 - Parking P52
Etage +2 - Local +2/438
B-4000 LIEGE 1
Tél: +32-4-3669165 Fax: +32-4-3669505

Attn.:
CRYSTALYTE EUROPE
St.Amandsteenweg 218
B-2880 BORNEM

Le délégué de l'université pour l'exécution du présent marché est :
Monsieur Corentin Lutgen
lutgen_a5@yahoo.fr

Votre offre : du
Conditions de paiement : 30 jrs cal.+délai vérif 20 jrs
Conditions particulières :

Poste	Désignation	Quantité	Un.	T.TVA	Prix HTVA	Total HTVA
0010	MDCF24 *MOTOR DC ROUE AVANT BRUSHED IN RIM 24*	1	PCE	21,00	132,23	132,23
0020	TR BEL 10-30KG *TRANSPORT BELGIQUE*	1	PCE	21,00	11,47	11,47

Veuillez obligatoirement mentionner notre numéro de TVA BE 0325.777.171 sur chaque facture conformément à l'AR.1,art 5, §1er du Code TVA

Total HTVA	**EUR**	143,70
TVA	**EUR**	30,18
Total TVAC	**EUR**	173,88

Régime applicable au Marché

- Le présent marché est régi par les lois des 15 et 16 juin 2006, relatives aux marchés publics et à certains marchés de travaux, de fournitures et de services, les Arrêtés Royaux du 15/07/2011 et 14/01/2013 établissant les règles générales de passation et d'exécution des marchés publics et des concessions de travaux publics, tels qu'ils ont été modifiés jusqu'au jour de la passation du marché.
- Les conditions générales habituellement imposées par le fournisseur ou l'entrepreneur sont annulées et remplacées par les dispositions du présent bon de commande même si l'offre s'y réfère expressément.
- Chaque commande doit faire l'objet d'une facture distincte.

Liège, le 19.05.2014 Signé électroniquement par:

pour le délégué, le secrétaire exécutif
Géraldine CIBOUR

RobotShop Inc.
7 rue Ampère, Gonesse, Île-de-France, France, 95500

Facture # 10142624

Facturé à :
Cyril Bomblé
17, rue de la Fraîte,
Arville, Luxembourg, Belgium
6870

Expédié à :
Cyril Bomblé
17, rue de la Fraîte,
Arville, Luxembourg, Belgium
6870

Date: 5/20/2014 11:37:42 AM
de référence Web: 1400003262
Numéro de commande: 282991
Rep. des ventes: robotshop.com/eu
Méthode de paiement: Transfert bancaire
Expédié par: LaPoste
Méthode: La Poste Zone 1
Devise: EUR
PO Référence:

Code	Description	Loc	Qté Com	Qté Fac	Qté BO	Prix	Total
RB-Phi-120		A14	1	1	0	5.34	5.34
RB-Dim-45		NEW	1	1	0	83.53	83.53
RB-Dfr-149		NEW	1	1	0	12.50	12.50

Sous-Total : € 101.37
Livraison : € 11.80
TVA : € 23.77

Pour de l'information concernant nos conditions de ventes, veuillez visiter notre site web robotshop.com/eu.
Taxe # FR53 522 352418

Total : **€ 136.94**

Commandes Farnell

- 1x Amplificateur d'instrumentation Texas Instruments INA125P (7,40€)
- 1x Potentiomètre 100 Ohm (0.32€)
- 3x Potentiomètre 200 Ohm (3x 0.51€)
- 4x Régulateurs de tension LD1117V33C (4x 0.66€)
- 2x Carte prototypage 100x160 (2x 3.89€)
- 2x Diode Schottky 5A 60V (2x 0.30€)
- 1x Battery connectors PP3 type (10 Pack) (2.42€)
- 2x Switch DPDT 0.35A 30VDC Panel (2x 2.13€)

TOTAL = 26.95 €

Commandes Ebay

- 3x (2x) NRF24L01 2.4Ghz Transceiver (3x 1.61€)
- 4x (2x) Arduino Mini Pro ATMEGA328 5V (2x 3.93€)
- 1x (2x) Potentiometers 1K Ohm (1.31€)
- 1x (5x) 40pol. Pinheader female (3.60€)
- 1x (20x) Condensateurs 100µF/10V (2.60€)

TOTAL = 20.20€

Autres

- 1x Pneu 24” Slick (10€)
- 1x Pack vis hexagonales 4mm (1,90€)
- 2x Interrupteurs unipolaires on/off (2x 1€)
- 1x Pack vis hexagonales 4x16 (1,75€)
- 3x 1m cable téléphonique (3x0.50€)
- 1x Pack vis à bois 4x20 (1.66€)
- 1x Pack écrous hex M6 (1.39€)
- 4x Etrier M6x3/4’’ (4x0.28€)

TOTAL = 21.32€

Octobre 2013

Lundi	Mardi	Mercredi	Jeudi	Vendredi	Samedi	Dimanche
	1	2	3	4	5	6
7 Attribution des projets	8	9	10	11 Analyse fonctionnelle - listing (4h)	12 Analyse fonctionnelle - listing (3h)	13
14	15	16	17	18	19 Analyse fonctionnelle - CdCF (6h)	20
21	22	23	24	25 Analyse fonctionnelle - CdCF (4h)	26 Analyse fonctionnelle - CdCF (4h)	27
28	29	30 Analyse fonctionnelle - CdCF (3h)	31			

Novembre 2013

Lundi	Mardi	Mercredi	Jeudi	Vendredi	Samedi	Dimanche
				1 Premier listing des solutions techniques possibles (8h)	2 Recherches sur l'état de l'art (4h)	3 Analyse des solutions techniques (6h)
4 Choix de partir d'une chaise standard (6h)	5	6 Choix des orientations à prendre par rapport aux solutions techniques (8h)	7	8 Présentation intermédiaire 1	9	10
11 Analyse biomécanique (4h)	12	13 Visite chez un vendeur de fauteuils roulants (2h)	14	15 Prédimensionnement simple du couple moteur (2h)	16 Couple moteur dimensionnement plus complexe (8h)	17
18 Discussion sur la transmission du couple (4h)	19	20	21 Choix du type d'actionneur électrique (2h)	22	23 Choix du type d'actionneur électrique (10h)	24
25 Prédimensionnement de la mesure du couple (3h)	26	27	28	29 Choix type de capteur + intégration (4h)	30 Choix type de capteur et intégration (10h)	

Décembre 2013

Lundi	Mardi	Mercredi	Jeudi	Vendredi	Samedi	Dimanche
						1
2	3	4 Circuit électronique associé au capteur (2h)	5	6 Circuit électronique de régulation (4h)	7	8
9	10	11 Dispositif de transmission depuis la partie tournante (2h)	12	13 Circuit électronique de régulation (2h)	14	15
16 Présentation de fin de semestre	17	18	19	20	21	22
23	24	25	26	27	28	29
30	31					

Janvier 2014

Lundi	Mardi	Mercredi	Jeudi	Vendredi	Samedi	Dimanche
		1	2	3	4	5
6	7	8	9	10	11	12
13	14	15	16	17	18	19
20	21	22	23	24	25	26
27	28	29	30 Recherche d'un fauteuil roulant d'occasion (4h)	31		

EXAMENS

Février 2014

Lundi	Mardi	Mercredi	Jeudi	Vendredi	Samedi	Dimanche
					1	2
3	4 Achat d'un fauteuil roulant d'occasion (2h)	5	6 Choix de la technologie d'actionneur électrique (4h)	7 Intégration du système de mesure de couple (3h)	8	9
10 Discussion sur le montage de la jante sur le moteur (4h)	11 Discussion sur la conception du capteur de force (4h)	12 Recontre de Mr Vroomen (2h)	13	14	15 Fixation du moteur sur le fauteuil (6h)	16
17 Validation des technologies moteur et capteur de force (4h)	18	19 Choix de la technologie pour la régulation (6h)	20	21	22 Discussion et choix du système de transmission (6h)	23
24 Validation des solutions techniques à adopter (2h)	25	26 Choix des fournisseurs (6h)	27 Discussion sur l'alimentation en électricité (2h)	28		

Mars 2014

Lundi	Mardi	Mercredi	Jeudi	Vendredi	Samedi	Dimanche
					1	2
3 Fixation moteur - conception (4h)	4 Fixation moteur - Résistance (3h)	5 Dimensionnement moteur produit fini (4h)	6	7 Commande moteur + jante	8 Dimensonnement moteur produit fini (8h)	9
10 Commande composants électroniques	11	12 Conception couplemètre (4h)	13 Conception couplemètre (8h)	14 Conception couplemètre (2h)	15 Conception couplemètre (10h)	16
17 Présentation intermédiaire	18	19	20 Couplemètre - Résistance (5h)	21	22 Résitance couplemètre (8h)	23
24 Dimensionnement batterie (4h)	25	26 Circuit électronique (8h)	27	28 Validation des pièces à usiner (3h)	29 Circuit électronique (4h)	30
31						

Avril 2014

Lundi	Mardi	Mercredi	Jeudi	Vendredi	Samedi	Dimanche
	1 Dimensionnement batteries (2h)	2	3	4	5	6
7	8	9	10	11	12	13
14	15	16	17	18	19	20
21	22 Montage banc-test moteur (16h)	23 Montage banc-test moteur (8h)	24 Test commande moteur (16h)	25 Test commande moteur (8h)	26 Ecriture de l'activité de la semaine (4h)	27
28 Mesure de force avec capteur (8h)	29 Mesure de force - parasites (16h)	30 Mesure de force - parasites (8h)				

USINAGE (5*8h)

Mai 2014

Lundi	Mardi	Mercredi	Jeudi	Vendredi	Samedi	Dimanche
			1 Essais d'interaction régulation - capteur (16h)	2 Essais capteur - parasites (8h)	3 Rapport, caractéristique capteur (10h)	4
5	6	7 Montage du couplemètre (8h)	8 Montage du couplemètre (16h)	9 Montage du couplemètre (16h)	10 Ecriture de l'activité de la semaine (4h)	11
12 Adaptation du banc-test (6h) + montage de la roue (6h)	13 Essais de l'ensemble sur banc-test (16h)	14	15 Essais de l'ensemble sur banc-test (16h)	16 Réglage de la régulation sur banc-test (6h)	17 Ecriture de l'activité de la semaine (8h)	18
19	20	21	22	23	24	25
26	27	28	29	30	31	

EXAMENS

Juin 2014

Lundi	Mardi	Mercredi	Jeudi	Vendredi	Samedi	Dimanche
						1
2	3	4	5	6	7	8
9 Montage sur le fauteuil (16h)	10 Test et réglages sur fauteuil (16h)	11 Tests (8h) + écriture du dossier (8h)	12 Clôture du dossier technique (16h)	13 REMISE DU DOSSIER TECHNIQUE	14	15
16 Montage de la seconde roue (3*16h)	17	18	19 Préparation de la démonstration (16h)	20 PRESENTATION FINALE	21	22
23	24	25	26	27	28	29
30						

EXAMENS

Nom
Analyse fonctionnelle
Recherches sur l'état de l'art
Recherches de solutions techniques
Pré-dimensionnement
Recherche et achat d'un fauteuil roulant de seconde main
Validation des solutions techniques
Choix des fournisseurs et commandes 1ère roue
Etude et conception des pièces à usiner
Validation des dessins des pièces à usiner
Usinage première roue
Test moteur sur banc
Assemblage mécanique du système sur la roue
Test du système complet sur banc
Réglage de la régulation sur banc-test
Finalisation dossier technique
Réglage de la régulation sur prototype
Montage de la seconde roue
2013
2014
octobre
novembre
décembre
janvier
février
mars
avril
mai
juin

Interview du Dr Benoît Maertens de Noordhout,

Chef du Service de Réadaptation, CNRF de Fraiture

Q : Tout d'abord, dans le cadre du dimensionnement de nos moteurs électriques, qu'elle est la vitesse maximale habituelle à laquelle se déplace une personne en fauteuil roulant ?

R : Concernant les chaises intérieures/extérieures électriques, il me semble que la vitesse maximale est approximativement de 8 à 9 km/h. Les extérieures pures vont peut-être encore un peu plus vite. Souvent, une vitesse de 7 km/h sera, à mon avis, une vitesse sécure. La vitesse de croisière en intérieure sera plutôt de 5 à 6 km/h. Maintenant, si on se déplace sur le macadam, celle-ci sera un peu différente.

Q : Si on s'intéresse maintenant aux chaises manuelles, qu'elles sont les différentes vitesses de propulsions habituelles ?

R : Même chose. Maintenant, une personne qui utilise une chaise roulante active pourra se déplacer aussi vite qu'un joggeur. Si vraiment ils sont musclés, ils peuvent aller jusqu'à une douzaine de km/h. Mais la vitesse habituelle d'une personne en chaise roulante active va être de 4 à 5 km/h maximum.

Q : Qu'appelez-vous par voiturette active ?

R : Il s'agit d'une chaise manuelle du sportif allégée, visant les performances d'utilisation. Dans la nomenclature, si vous regardez sur le site de l'INAMI, article 28, vous aurez les détails de ce qui est prévu et remboursé en Belgique comme voiturette.

Q : Toujours dans le but de dimensionner nos moteurs, auriez-vous à votre disposition des données concernant la force développée par les bras d'une personne quelconque en fonction de l'âge ?

R : Les choses sont très proportionnelles à l'utilisateur lui-même. En général, quelqu'un de faible possède un cerveau qu'il ne lui demande plus d'aller extrêmement vite, mais vous pourriez avoir une personne jeune tétraplégique qui souhaiterait se déplacer rapidement et qui a extrêmement peu de force dans les bras et donc qui n'arrive pas à fournir suffisamment d'énergie dans ses roues. Tous les extrêmes existent en médecine, aussi en termes d'âge qu'en termes de force. La réponse à votre question est plutôt l'inverse alors : Quelle est la force minimale qu'il faut pour être encore fonctionnel ? Et donc en dessous de cette force-là, il faut soit une tierce personne pour aider à la propulsion, soit il faut une motorisation pour autant que la personne ait les ressources cognitives pour l'utiliser.

Q : Concernant le système d'aide, nous avons également remarqué qu'il existait des aides à l'aidant (la tierce personne)

R : Effectivement, il est possible d'avoir le joystick de commande des moteurs à l'arrière. Cela peut être nécessaire si la personne dans la chaise est assez corpulente et/ou l'aidant est assez faible physiquement. De plus, il existe de nombreuses habitations situées dans des pentes donc il faut déjà que celui qui est valide soit costaud pour arriver au domicile. Et puis, le moteur peut également servir de frein-moteur. C'est un aspect à ne pas négliger.
Si vous souhaitez plus de renseignements techniques, il existe la firme OTTOBOCK qui est une grande société fabriquant du matériel style voiturette.

Q : Si la personne handicapée possède une automobile, quel système est le plus privilégié entre : le repliement du fauteuil ou alors la fixation du fauteuil comme siège du véhicule ?

R : Il faut tout d'abord savoir que les voiturettes sont remboursées par le fédéral et donc l'INAMI à l'heure actuelle. Dans la nouvelle

législation, cela devrait passer au régional, mais ce n'est pas encore au point. L'adaptation des véhicules sera quant-à-elle financée par la WIP et donc le régional. La WIP va donc préférer quelqu'un qui possède une voiturette pliable qu'il remet dans son coffre par une tierce personne, que quelqu'un qui a besoin d'un lift pour embarquer par l'arrière du véhicule. Concernant les proportions de ces deux types de possibilités, je ne saurais pas vous dire.

Q : Si la personne est seule, peut-elle également replier son fauteuil et l'embarquer dans son véhicule ?

R : Un paraplégique avec des bons bras pourra éventuellement démonter les roues de sa voiturette et les placer à côté de lui. Il pourra faire de même avec le châssis.

Q : Justement, au niveau de la démontrabilité des roues, est-ce essentiel ?

R : Si la structure est fine, cela pourrait fonctionner. Il existe également des systèmes de lift pour la monter à l'arrière du véhicule, mais un système avec roues démontables est quand même mieux. Concernant les différents systèmes qui existent déjà, je vous conseille de vous adresser à un bandagiste ayant une bonne connaissance dans le domaine. Il sera à même de répondre à vos questions plus techniques.

Q : Notamment, au niveau des roues, nous souhaiterions savoir si la taille de 24'' est un standard assez répandu ?

R : En général c'est 24 pouces. C'est vraiment le standard.

Q : Concernant les enfants, utilisent-ils le même standard que les adultes ou quelles sont les différences majeures ?

R : Cela va varier en fonction de leur taille. Donc un fauteuil standard s'utilisera à partir de la taille adulte. Un enfant de 15 ans qui a une taille adulte pourra utiliser sans problème une chaise standard. La difficulté se situe plutôt dans le sens contraire point de vue nomenclature. Notamment une personne adulte de petite taille (naine par exemple) aura plus de difficulté à trouver un fauteuil qui lui convient.

Q : Pour en revenir au système, jusqu'à quel moment un système d'aide peut-il être encore intéressant avant de passer à un système totalement électrique ?

R : Encore une fois, cela se mesure en termes de fonctionnalités. C'est en fonction de cela que les prescriptions et les remboursements seront octroyés. Tout est défini dans l'article 28 cité précédemment. Cet article a été créé pour répondre aux normes et exigences européennes. Il définit si oui ou non, un matériel médical mis sur le marché pourra être remboursé en Belgique, et pour quelles personnes. Cela définit donc en partie le marché du produit en question.

Le Conseil technique des voiturettes soumet une proposition à la Commission de convention bandagistes-organismes assureurs. Cette Commission décide de l'envoi de la proposition au Comité de l'assurance soins de santé de l'Institut National d'Assurance Maladie-Invalidité, en vue d'une inscription éventuelle du produit sur la liste des produits admis au remboursement.

f) Si l'aide à la mobilité (le produit de base) et ses adaptations sont admises au remboursement, une fiche informative est établie par le Conseil technique des voiturettes.
Cette fiche reprend les informations suivantes : le nom du produit de base (marque/type) et de ses adaptations, l'identification des produits par le fabricant, le numéro d'agrément des produits, le prix public (TVAc), l'intervention de l'assurance obligatoire soins de santé et indemnités, la valeur Y des produits et le supplément éventuel pour le bénéficiaire.

g) Mise à jour annuelle de la liste
Le Conseil technique des voiturettes peut demander au demandeur d'actualiser la liste de ses produits. Pour conserver l'agrément de ses produits et de leurs adaptations standard, il doit actualiser le dossier de demande électronique. Ce faisant il tient compte de l'influence de la radiation des adaptations sur l'agrément des produits de base. Ce dossier (support électronique et documents sur papier) doit être introduit au plus tard un mois après que la demande en ait été faite, par lettre recommandée adressée au Service des soins de santé – secrétariat du Conseil technique des voiturettes.
En l'absence de réaction du demandeur à la demande d'actualisation de la liste de ses produits dans de délai susmentionné, un rappel écrit lui est envoyé. En l'absence de réaction du demandeur à ce rappel dans un délai de 10 jours ouvrables, ses produits sont supprimés de la liste.

h) En cas de modification de l'article 28, § 8, de la nomenclature, le demandeur doit introduire le dossier complet ou, le cas échéant, la révision des dossiers existants au plus tard 1 mois après sa publication au Moniteur belge, et ce afin d'entrer en ligne de compte pour la première liste suivante.

II. PRESTATIONS CONCERNANT LES AIDES A LA MOBILITE ET LEURS ADAPTATIONS
Pour les aides à la mobilité et leurs adaptations décrites ci-dessous, une intervention de l'assurance peut être octroyée à condition que les indications fonctionnelles et les conditions spécifiques soient remplies.

1° Groupe cible : bénéficiaires à partir du 18e anniversaire :
Dans ce point, le bénéficiaire à partir de son 18e anniversaire est appelé «l'utilisateur».

GROUPE PRINCIPAL 1 : Voiturettes manuelles"

"A.R. 12.1.2005" (en vigueur 1.10.2005) + "A.R. 17.12.2012" (en vigueur 1.2.2013)
"Sous-groupe 1: 520015 - 520026 Voiturette manuelle standard Y 620,66 "

"A.R. 12.1.2005" (en vigueur 1.10.2005)
"1. Indications fonctionnelles pour l'utilisateur

1.1. Objectif d'utilisation
La voiturette manuelle standard est destinée à un usage quotidien restreint. Elle est utilisée pour se déplacer de manière restreinte à l'intérieur ou à l'extérieur. La voiturette permet de prendre part à la vie familiale et sociale.

1.2. Indications spécifiques

La voiturette manuelle standard est uniquement remboursable pour les utilisateurs présentant des problèmes de déplacement prouvés et définitifs, mais gardant une fonction assise satisfaisante. L'utilisateur peut uniquement se déplacer de manière autonome à l'intérieur à l'aide d'un appui (code qualificatif minimal 2) ou il se déplace très difficilement sur de longues distances à l'extérieur sans la voiturette (code qualificatif 3).

2. Spécifications fonctionnelles de la voiturette

2.1. Spécifications fonctionnelles des membres inférieurs

La voiturette manuelle standard est équipée de repose-pieds ou de repose-jambes qui peuvent être retirés ou escamotés par l'utilisateur ou l'accompagnateur afin de permettre à l'utilisateur de se lever et de s'asseoir plus facilement ou de faciliter le transfert vers et hors de la voiturette. Les repose-pieds ou repose-jambes doivent pouvoir être ajustés individuellement en fonction de la longueur de la jambe de l'utilisateur et de la position générale d'assise. Si la voiturette est équipée de repose-pieds, une sangle pour mollet ou un arrête-talon ou un système alternatif doit être prévu sur chaque repose-pied. Si la voiturette est équipée de repose-jambes, chaque repose-jambe doit être pourvu d'un repose-mollet.

2.2. Spécifications fonctionnelles des membres supérieurs

La voiturette manuelle standard est équipée d'accoudoirs qui peuvent être retirés ou escamotés par l'utilisateur ou l'accompagnateur, afin de permettre à l'utilisateur de se lever et de s'asseoir plus facilement ou de faciliter le transfert vers et hors de la voiturette. Les accoudoirs constituent un soutien pour les avant-bras de l'utilisateur et sont pourvus de plaques latérales servant à protéger les vêtements.

2.3. Spécifications fonctionnelles de la position générale d'assise et du positionnement

La voiturette manuelle standard est au moins pourvue d'un siège et d'un dossier souples.
Pour la voiturette d'une largeur de siège comprise entre 38 cm et 48 cm inclus, aucun frais supplémentaire lié à cette dimension ne peut être porté en compte.

2.4. Spécifications fonctionnelles de la propulsion/conduite

La voiturette manuelle standard peut être du type voiturette à pousser ou du type voiturette avec propulsion par cerceaux. Les deux types doivent être pourvus de poignées de conduite pour l'accompagnateur.

2.5. Spécifications fonctionnelles des objectifs d'utilisation

La voiturette manuelle standard est réductible pour pouvoir être emportée dans la voiture. La voiturette doit être pliable, les repose-pieds ou repose-jambes sont amovibles, ou escamotables.

2.6. Spécifications fonctionnelles – aspects techniques

La voiturette manuelle standard possède des roues avant et arrière équipées de pneus gonflables ou de pneus pleins; les roues avant sont pivotantes. La voiturette est équipée d'un système de freinage sur les deux roues arrière pouvant être actionné par l'utilisateur ou l'accompagnateur. Des monte-trottoir ou aide-bascule sont prévus à gauche et/ou à droite afin que l'accompagnateur puisse plus facilement basculer la voiturette vers l'arrière.

3. Adaptations

3.1. Membres inférieurs

520634	520645	Repose-jambe (mécanique - ajustable en longueur et réglable jusqu'à l'horizontale, par repose-jambe)	Y	100
520671	520682	Repose-jambe de confort (mécanique - correction de la longueur, par repose-jambe)	Y	115 "

coordination officieuse

"A.R. 26.4.2007" (en vigueur 1.7.2007) + Erratum M.B. 13.7.2007

" | 522734 | 522745 | Repose-jambes d'une pièce (mécanique - ajustable en longueur et réglable jusqu'à l'horizontale) | Y | 200 |

| 522756 | 522760 | Repose-jambes d'une pièce avec côtés latéraux (mécanique - ajustable en longueur et réglable jusqu'à l'horizontale) | Y | 230 | " |

"A.R. 12.1.2005" (en vigueur 1.10.2005) + "A.R. 26.4.2007" (en vigueur 1.7.2007) + Erratum M.B. 13.7.2007

"Les prestations 520634 - 520645, 520671 - 520682, 522734 - 522745 et 522756 - 522760 ne sont pas cumulables entre elles."

"A.R. 12.1.2005" (en vigueur 1.10.2005)

"3.2. Membres supérieurs

Il n'y a pas d'adaptations prévues

3.3. Positionnement (siège-dossier)

| 521216 | 521220 | Adaptation du châssis de la voiturette, largeur du siège de plus de 48 cm à 52 cm inclus | Y | 185 |

| 521231 | 521242 | Adaptation du châssis de la voiturette, largeur du siège de plus de 52 cm à 58 cm inclus | Y | 400 |

3.4. Sécurité

Il n'y a pas d'adaptations prévues

3.5. Conduite / propulsion

Il n'y a pas d'adaptations prévues

4. Conditions spécifiques

4.1. Délai de renouvellement

— pour les utilisateurs jusqu'à leur 65e anniversaire, le délai de renouvellement est fixé à 4 ans.

— pour les utilisateurs à partir de leur 65e anniversaire, le délai de renouvellement est fixé à 6 ans."

"A.R. 12.1.2005" (en vigueur 1.10.2005) + "A.R. 26.4.2007" (en vigueur 1.7.2007)

"4.2. Cumuls autorisés

La voiturette manuelle standard peut être cumulée avec :

- un tricycle orthopédique. La procédure de demande à suivre est reprise sous le point I, 3.3.2.;
- un cadre de marche."

"A.R. 12.1.2005" (en vigueur 1.10.2005)

"4.3. Intervention de l'assurance

Une intervention de l'assurance peut être obtenue pour la voiturette manuelle standard (prestation 520015 - 520026), à condition qu'elle figure dans la liste des produits admis au remboursement.

Les utilisateurs qui satisfont aux conditions de la voiturette manuelle standard mais qui optent pour un autre type de voiturette, peuvent obtenir une intervention forfaitaire de l'assurance, à condition que la voiturette figure dans la liste des voiturettes manuelles agréées, des voiturettes électroniques agréées ou des scooters électroniques agréés ou des voiturettes de station debout agréées. A cet effet, la procédure décrite au point I., 3.3.7. doit être suivie."

"A.R. 12.1.2005" (en vigueur 1.10.2005) + "A.R. 17.12.2012" (en vigueur 1.2.2013)

"— Intervention forfaitaire de l'assurance pour une voiturette manuelle

521710 - 521721 – Y 620,66

— Intervention forfaitaire de l'assurance pour une voiturette électronique

521732 - 521743 – Y 620,66

— Intervention forfaitaire de l'assurance pour un scooter électronique

521754 - 521765 – Y 620,66

— Intervention forfaitaire de l'assurance pour une voiturette de station debout
521776 - 521780 – Y 620,66"
"A.R. 12.1.2005" (en vigueur 1.10.2005) + "A.R. 20.9.2012" (en vigueur 1.11.2012) + "A.R. 17.12.2012" (en vigueur 1.2.2013)
"Pour les utilisateurs qui satisfont aux conditions de la voiturette manuelle standard mais pour lesquels une voiturette avec une largeur de siège de moins de 36 cm est nécessaire, une intervention de l'assurance peut être octroyée à condition que la voiturette soit reprise sur :
— Liste 520236 - 520240 – Voiturette manuelle standard pour enfants
522174 - 522185 – Y 1000"

"A.R. 12.1.2005" (en vigueur 1.10.2005)
"4.4. Demande d'intervention
L'intervention de l'assurance peut uniquement être octroyée sur base :
— de la prescription médicale remplie par le médecin prescripteur;
— de la demande d'intervention de l'assurance remplie par le dispensateur de soins agréé.
La procédure de demande à suivre est reprise dans le point I., 3.3.1.
Pour la demande du renouvellement anticipé d'une voiturette ou d'adaptations supplémentaires à la voiturette déjà délivrée, la procédure de demande reprise au point I., 3.3.5. ou I., 3.3.6. est d'application.

Sous-groupe 2 : 520030 - 520041 Voiturette manuelle modulaire Y 685

1. Indications fonctionnelles pour l'utilisateur

1.1. Objectif d'utilisation
La voiturette manuelle modulaire est destinée à un usage quotidien définitif et pendant une grande partie de la journée. Cette voiturette est adaptable de façon modulaire en fonction de l'utilisateur, de sa fonction assise et de ses besoins démontrés en ce qui concerne ses activités. Les adaptations en vue de soutenir la fonction des bras, des jambes, de la position assise, de la propulsion et de la sécurité de l'utilisateur ont pour unique objectif de soutenir ou remplacer les fonctions perdues ou dégradées. La voiturette permet de participer à la vie familiale et sociale.

1.2. Indications spécifiques
La voiturette manuelle modulaire est uniquement remboursable pour les utilisateurs présentant de graves problèmes de déplacement, démontrés et définitifs (code qualificatif minimal 3). L'utilisateur ne peut pas se tenir debout ou marcher à l'intérieur ou peut uniquement le faire en utilisant une aide à la marche ou en étant aidé par une personne, les mains de l'utilisateur n'étant alors pas disponibles pour effectuer des activités (code qualificatif minimal 3). Les déplacements à l'extérieur sans voiturette sont extrêmement limités, voire impossibles (code qualificatif minimal 3). Les adaptations apportées à la voiturette doivent être nécessaires d'un point de vue fonctionnel et cette nécessité doit toujours être motivée de manière circonstanciée.

2. Spécifications fonctionnelles de la voiturette

2.1. Spécifications fonctionnelles des membres inférieurs
La voiturette manuelle modulaire est équipée de repose-pieds ou de repose-jambes qui peuvent être retirés ou escamotés par l'utilisateur ou l'accompagnateur afin de permettre à l'utilisateur de se lever et de s'asseoir plus facilement ou de faciliter le transfert vers et hors la voiturette. Les repose-pieds ou repose-jambes doivent pouvoir être ajustés individuellement en fonction de la longueur de la jambe de l'utilisateur et de la position générale d'assise. Si la voiturette est équipée de repose-pieds, une sangle pour mollet ou un arrête-talon ou un système alternatif doit être prévu sur chaque repose-pied. Si la voiturette est équipée de repose-jambes, chaque repose-jambe doit être pourvu d'un repose-mollet.

FICHE TECHNIQUE

DIMENSIONS ET AIRES DE ROTATION

DIMENSIONS :

Les personnes à mobilité réduite font usage de différentes «aides techniques» pour se déplacer : landau, béquilles ou canne, tribunes, tierce personne ou chien, fauteuil roulant électrique ou manuel, …

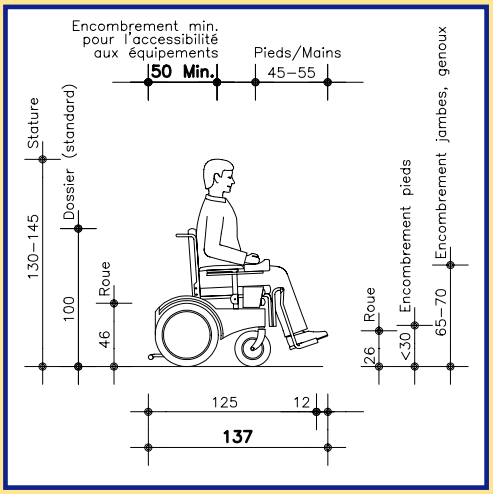
Une personne marchant avec une canne a un encombrement de 70 à 75 cm sur une hauteur de 70 à 95 cm de haut. Avec deux béquilles, l'encombrement est de 90 cm sur une hauteur de 95 à 110 cm.

Une personne avec une canne et un chien occupe 110 cm de large.
Une personne qui se déplace avec une tribune a 80 cm de large sur une hauteur de 70 à 95 cm.
Deux personnes côte à côte (personne + aidant) occupent 120 cm.
Un adulte poussant un landau occupe 170 cm.

Pour les personnes en fauteuil roulant, les dimensions varient selon qu'il s'agisse d'un fauteuil électrique ou manuel ou qu'une tierce personne aide.

Le fauteuil roulant manuel standard a un encombrement de 131 cm de long, sur 86 à 88 cm de large. Les mains se situent à une hauteur variant entre 75 à 80 cm. Les jambes et genoux ont une hauteur de 65 à 70 cm. Les repose-pieds, premier contact avec les obstacles, sont à environ 25 cm du sol. Si une tierce personne pousse le fauteuil roulant, la longueur de l'encombrement est alors de 155cm).

Le fauteuil roulant électrique standard a une longueur de 137 cm due à la présence du moteur sur une largeur de 86 à 88 cm. Les mains et pieds sont à une hauteur semblable en fauteuil roulant électrique ou manuel.



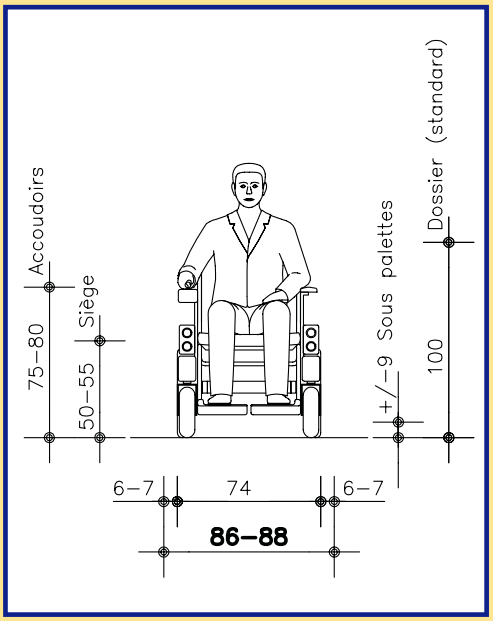
AIRES DE ROTATION :

Pour pouvoir tourner ou effectuer un demi-tour, une personne en fauteuil roulant a besoin d'espace, d'une aire de rotation.

Le critère d'encombrement et de mobilité du fauteuil roulant doit être pris comme norme minimale pour effectuer des aménagements.

Il s'agit de normes «standard» applicables sans difficulté dans un grand nombre d'espaces publics. C'est pourquoi de nombreuses prescriptions sont associées aux dimensions et aux caractéristiques du fauteuil roulant.

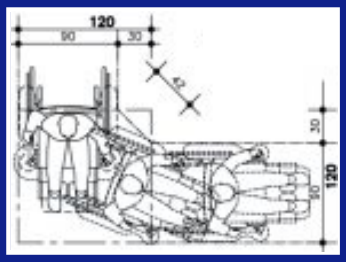
Un espace suffisant pour la circulation d'un fauteuil roulant offre également aux personnes qui se servent d'autres aides techniques une mobilité optimale et, dès lors, un confort accru.



Avec le soutien de Willem DRAPS,
Secrétaire d'Etat en charge de l'Aménagement du Territoire.

ANLH - Cooparch

DIMENSIONS ET AIRES DE ROTATION



Avancer, tourner, se retourner, revenir en arrière avec un fauteuil roulant détermine les caractéristiques des aires de rotation. Ces caractéristiques sont regroupées dans les notions de «passage» et de «rotation».

- La largeur minimale d'un passage est de **1,20** m.
- Pour effectuer une rotation à **90°**, la surface nécessaire est de **1,20 x 1,20** m .
- Pour effectuer une rotation à **180°**, la surface est de **1,50 x 1,50** m.

En terme de diamètre, la dimension minimale pour manœuvrer est de 1,50 m et de 1,70 m pour être confortable.

Le fauteuil roulant à propulsion électrique requiert quant à lui un diamètre pouvant atteindre 1,70 m.

RESUME

L'aire de rotation permettant le demi-tour est nécessaire :

- Devant les portes.
- Devant les ascenseurs.
- Devant les plans inclinés.
- Dans les couloirs et hall.
- Dans les wc adaptés.
- Dans toutes les pièces accessibles.
- Dans les parkings.
- Sur les trottoirs et abords.
- Dans les cabines d'essayages.

LEGISLATION RRU Titre 4

ACCESSIBILITE DES BATIMENTS PAR LES PERSONNES A MOBILITE REDUITE à Bruxelles

ASCENSEURS

Art. 11.

5° le palier a une aire de rotation de minimum 1,50 m de diamètre.

SALLES DE BAIN - CABINES D'ESSAYAGE - CABINES DE DOUCHE - CHAMBRES

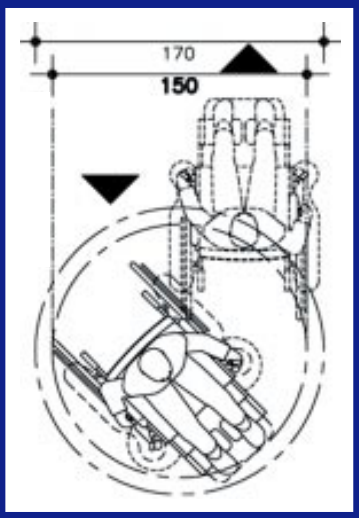
Art. 14.

Les salles de bain réunissent les conditions suivantes :
1° une aire de rotation, hors battement de porte, de 1,50 m de diamètre est prévue à l'intérieur.

SIEGES

Art. 17.

Lorsque des sièges sont mis à la disposition du public, un espace minimum de 1,30 m sur 0,80 m est réservé aux personnes en chaise roulante et au moins un espace supplémentaire de ce type est prévu par tranche de 50.
Cet espace est accessible par une aire de rotation de minimum 1,50 m de diamètre.



ACCES A

L'Agence de Consultation, de Conseil et d'Expertise Sur l'Accessibilité

Rue de la Fleur d'Oranger 37/213 - 1150 Bruxelles
Tél.: 02/ 772.18.95 - Fax: 02 / 779.26.77
E-mail: accesa@anlh.be - www.anlh.be/accesa
Une initiative de l'ANLH

Available online at www.sciencedirect.com
ScienceDirect
Clinical Biomechanics 23 (2008) 434–441
CLINICAL BIOMECHANICS
www.elsevier.com/locate/clinbiomech

Mechanical efficiency and propulsion technique after 7 weeks of low-intensity wheelchair training

S. de Groot [a,b,*], M. de Bruin [b], S.P. Noomen [b], L.H.V. van der Woude [b,a]

[a] Rehabilitation Center Amsterdam, The Netherlands
[b] Research Institute MOVE, Faculty of Human Movement Sciences, VU University Amsterdam, The Netherlands

Received 4 September 2007; accepted 2 November 2007

Abstract

Background:. To evaluate the effect of a 7-week low-intensity hand rim wheelchair training on the submaximal metabolic cost, mechanical efficiency and propulsion technique in able-bodied participants.

Methods:. Participants were randomly divided over an experimental group ($n = 14$) and a control group ($n = 7$). The experimental group received 7 weeks wheelchair training (3 week^{-1}, 70 min) at a low intensity (30% of the heart rate reserve), whereas the control group did not receive training. During pre- and post-tests, submaximal exercise was performed on a stationary wheelchair ergometer at fixed levels of power output. Mechanical efficiency, oxygen uptake, heart rate, timing parameters and stroke angles were measured. Video recordings were made to determine the stroke pattern.

Findings:. Mechanical efficiency increased and metabolic cost decreased significantly in the experimental group compared to the control group. Push time increased and cycle frequency decreased as a result of training. The stroke angle increased in the experimental group during the training period. The experimental group preferred double-looping over propulsion, while the control group mainly used single-looping over propulsion patterns during the post-test.

Interpretation:. A low-intensity, 7-week training protocol has a beneficial effect on the mechanical efficiency and metabolic cost of wheelchair propulsion in able-bodied participants. The improved mechanical efficiency seems to be the result of changes in propulsion technique that were found.
© 2007 Elsevier Ltd. All rights reserved.

Keywords: Exercise; Wheelchairs; Biomechanics; Physiology; Physical fitness

1. Introduction

Hand rim wheelchair propulsion is associated with a high physical strain (Janssen et al., 1994) and mechanical loading of the musculoskeletal system (Curtis et al., 1999; Mercer et al., 2006; Subbarao et al., 1995; Veeger et al., 2002). This can be partly explained by the low mechanical efficiency (the ratio between external power and metabolic power) of hand rim wheelchair propulsion, which rarely exceeds 11%. This is low compared to other forms of arm exercise, e.g. synchronous hand cycling (13–14.5%) (Verellen et al., 2004) or arm cranking (16%)(Martel et al., 1991; Powers et al., 1984).

Both physiological adaptations and improved propulsion technique are assumed to underlie shifts in mechanical efficiency. Few studies (Dallmeijer et al., 1999; de Groot et al., 2002, 2003) evaluated the effect of wheelchair practice on mechanical efficiency and propulsion technique. A training study of 7-week moderate/high-intensity hand rim wheelchair propulsion on a treadmill (30 min exercise at 50% and 70% heart rate reserve (HRR), 3 times a week) (Dallmeijer et al., 1999; Woude et al., 1999), showed a positive effect on aerobic capacity and propulsion technique (cycle time, push time) in able-bodied participants (Dallmeijer et al., 1999; Woude et al., 1999). The mechanical efficiency of the training groups did not change compared to a

* Corresponding author. Present Address: DNO, Revalidatiecentrum Amsterdam, Overtoom 283, 1054 HW Amsterdam, The Netherlands.
E-mail address: s.de.groot@fbw.vu.nl (S. de Groot).

0268-0033/$ - see front matter © 2007 Elsevier Ltd. All rights reserved.
doi:10.1016/j.clinbiomech.2007.11.001

control group, which was probably due to the too small group size ($n = 4$) (Dallmeijer et al., 1999). Another study investigated the effect of a 3-week low intensity learning period (nine trials, 8 min each). This extremely low practice volume and intensity already showed an increase in mechanical efficiency together with an increase in push time, cycle time and decrease in cycle frequency (de Groot et al., 2002). Changes in propulsion technique, i.e. a decrease in cycle frequency and consequently an increased cycle time, were already found after 12 min of low-intensity wheelchair practice on a wheelchair ergometer in a group of able-bodied novices. The push time, as well as the stroke angle and the mechanical efficiency, did not change in this short time span (de Groot et al., 2003).

Well accepted training guidelines (ACSM, 2000) recommend a frequency of three to five times per week with an intensity of 60–90% of the heart rate reserve, i.e. the difference between the peak and resting heart rate, or 50–85% of the peak oxygen uptake, a duration of 20–60 min and a continuous aerobic type of activity that uses large muscle groups. However, such a high intensity training, especially when used in rehabilitation settings, can cause overload of the musculoskeletal system in wheelchair-dependent populations. Previous research showed that pain at the shoulders and arms of wheelchair users with a spinal cord injury early in the rehabilitation process is the most important predictor for pain 1 year after discharge of inpatient rehabilitation (van Drongelen et al., 2006). To prevent overload of the musculoskeletal system of the upper extremities, the rehabilitation process should be started with a balanced low-intensity training. Based on the above-mentioned studies, it is suggested that propulsion technique and mechanical efficiency can improve during short duration and low intensity wheelchair practice. Effects of low intensity training on submaximal exercise capacity and propulsion technique are yet unknown. Therefore, the present study will focus on the effects of a 7-week wheelchair training with a lower intensity (30% HRR) than the ACSM guidelines (ACSM, 2000) and with a duration of 70 min. per session. The effect of this 7-week low-intensity wheelchair training on the mechanical efficiency, submaximal metabolic cost and propulsion technique (timing, stroke angle and stroke pattern) will be studied.

2. Methods

2.1. Participants

After having given written informed consent, 21 able-bodied male participants participated in this study. Criteria for inclusion were male (age 18–30 years), no experience in wheelchair propulsion, not actively engaged in upper body sports, such as rowing, tennis, body building, over the last year, and absence of any medical contra-indications. The protocol of the study was approved by the Ethical Committee of the Faculty of Human Movement Sciences of the VU University Amsterdam.

2.2. Design

The participants were randomly divided in two groups, an experimental group ($n = 14$) and a control group ($n = 7$). Since the present study was part of a larger study regarding the effect of different wheelchair training programs, the two groups were unequal in size.

The experimental group received a 7-week wheelchair training program (three times a week, 70 min) at an average intensity of 30%HRR. Participants trained in a wheelchair (Quickie Triumph and Sopur Starlight) on a motor-driven treadmill (Enraf Nonius, Delft and Bonte, Zwolle). Subjects were not informed about the precise purpose of the study. They only were told that they participated in a wheelchair training study. Furthermore, they did not receive any instructions on wheelchair propulsion (style).

Before and after the 7-week training period the mechanical efficiency, submaximal metabolic cost and propulsion technique were determined during a submaximal exercise test on a wheelchair ergometer (Niesing et al., 1990). Ergometer settings were individually adjusted according to a fixed protocol, described elsewhere (Veeger et al., 1989). The post-test took place at the same time of the day and day of the week, eight weeks after the pre-test. The control group participated in both tests but received no training in between. The participants were asked not to change their normal daily activity pattern during the experimental period.

2.3. Test protocol

Before the exercise test the heart rate in rest was determined (Polar Sporttester; Polar Electro, OY, Finland). The submaximal exercise test consisted of two 3-min exercise blocks at workloads of 20% and 40% of the estimated peak power output $PO_{peak\text{-}est}$ (W), at a velocity of 1.39 m s^{-1}. $PO_{peak\text{-}est}$ was obtained during a 30-s sprint test on the wheelchair ergometer (Janssen et al., 1993). The test protocol is described in detail by van der Woude et al. (Woude et al., 1999). The post-test was identical to the pre-test in terms of speed, resistance and protocol.

2.4. Gross mechanical efficiency

Gross mechanical efficiency (ME) for each of the submaximal exercise blocks was calculated according to the equation

$$\mathrm{ME}(\%) = \mathrm{PO} \cdot En^{-1} * 100\%. \quad (1)$$

The mean power output (PO), during a complete set of cycles during the sample period, consisted of the sum of the power output for the left and right wheel and was calculated with the torque around the wheel axle (M), the wheel

velocity (V_w) and the wheel radius (r_w) according to the following equation:

$$PO(W) = M \cdot V_w \cdot r_w^{-1}. \quad (2)$$

The energy expenditure *En* was calculated from the mean oxygen uptake (V_{O_2}) and respiratory exchange ratio (RER) (Oxycon Delta; Erich Jaeger, Hoechberg, Germany) during every third minute, according to Garby and Astrup (Garby and Astrup, 1987).

2.5. Metabolic cost

Metabolic cost was defined as the submaximal V_{O_2} and heart rate during the submaximal exercise blocks. Average values of V_{O_2} and heart rate over each third minute of the exercise blocks were calculated.

2.6. Propulsion technique – timing and torque application

Timing parameters were determined from the torque signal of the right wheel. During the last 15 s of every third minute, ergometer data were obtained with a sample frequency of 50 Hz. Torque and velocity were low-pass filtered with a recursive second-order Butterworth filter (cut-off frequency 10 Hz).

Push time was defined as the time that the hand exerted a positive torque on the hand rim and recovery time as the time between the end of a push phase and the start of the next push phase. Push time and recovery time together represent the cycle time. Cycle frequency was defined as the number of complete pushes per minute and described in Hertz.

From the mean power output and the cycle frequency (in Hz) the work per push cycle was calculated. Peak torque and peak power output were calculated as the peak values over the number of completed pushes of each 15-s period.

2.7. Propulsion technique – kinematics

During the third minute of each submaximal exercise block, video recordings (lens axis perpendicular to the sagittal plane and at the height of the wheel center) were taken from the right side of the participant and the ergometer to record the hand movement in a sagittal plane. A marker was attached to the third metacarpal and to the wheel axle. Video recordings were synchronized with the torque signal in order to determine the begin angle, end angle and stroke angle (Fig. 1).

The stroke pattern was digitized from the video recordings and classified to one of the five defined categories according to the literature (Boninger et al., 2002; de Groot et al., 2004; Sanderson and Sommer, 1985; Shimada et al., 1998; Veeger et al., 1989): pumping (PUMP), semi-circular (SEMI), circular (CIRC), single-looping over propulsion (SLOP) and double-looping over propulsion (DLOP) (Fig. 2). This classification was performed independently by two observers.

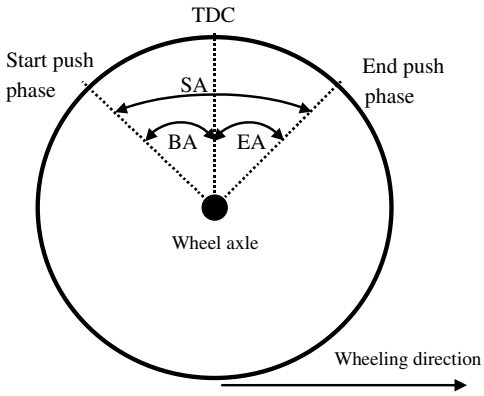


Fig. 1. Definition of the variables begin angle (BA), end angle (EA), stroke angle (SA) and top dead center (TDC).

2.8. Training

Based on the linear relationship between %HRR and power output the initial power output at 30%HRR was estimated at the start of the training. Individual power output on the treadmill was obtained through rolling resistance and an additional pulley force (Woude et al., 1986).

In order to vary the training sessions, two sets of training patterns were used, with variations in the resisting force or the velocity (Woude et al., 1999). The patterns were designed such that the mean resisting force or velocity resembled a heart rate response of 30%HRR. The first four training sessions were used to build up the training intensity. This was achieved by starting at a velocity of 0.97 m s^{-1} in the first training session. During the next training sessions the velocity was increased with 0.14 m s^{-1} each session, until the target velocity of 1.39 m s^{-1} was reached.

2.9. Statistics

The most important outcome measures (e.g. mechanical efficiency) were checked whether they were distributed normally. Since they all showed a normal distribution parametric analyses were used. An independent *t*-test was applied on the participant characteristics age, body mass and height to detect possible differences between the groups at the start of the study. An ANOVA repeated measures, with test (pre- or post-test) and block (20% or 40% submaximal exercise block) as within factors and group as between factor, was applied to detect significant differences over time for mechanical efficiency, metabolic cost and the technique parameters between the experimental and the control group. For the heart rate in rest a two factor (test and group) ANOVA repeated measurements was used. The interaction term "test × group" was considered to be the most

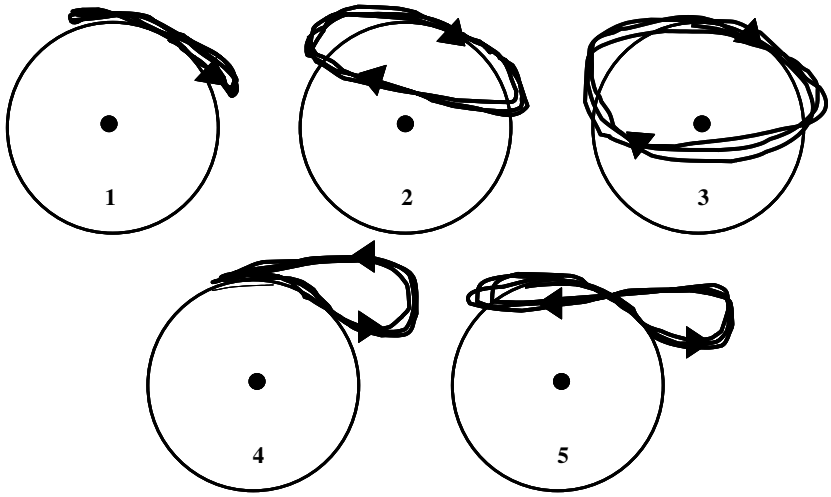


Fig. 2. Five types of recovery movements found in the literature. (1) pumping (PUMP); (2) semi-circular (SEMI); (3) circular (CIRC); (4) single-looping over propulsion (SLOP); (5) double-looping over propulsion (DLOP).

important effect because it indicates differences between the groups over time. Significance level was set at $P < 0.05$.

3. Results

All participants completed the training and test periods. No significant differences were found between the groups in age (mean (SD) are respectively for EXP 23.5 (3.5) years and for *C* 22.7 (2.6) years), height (EXP: 1.81 (0.11) m; *C*: 1.84 (0.09) m) and body mass (EXP: 73.0 (1.5) kg; *C*: 76.6 (11.3) kg). The velocity was slightly higher than the intended 1.39 m s^{-1}, but this was found in both groups and did not result in a difference in mean power output between the groups. The average power output during exercise block 1 and 2 was 13 and 26 W respectively.

3.1. Mechanical efficiency

Mechanical efficiency increased significantly more over time in the experimental group (1.3–1.9%) than in the control group (−0.1–0.2%) (Table 1). The relative increase in mechanical efficiency in the experimental group was 30%.

3.2. Metabolic cost

The resting heart rate did not change significantly over time in contrast to the metabolic cost, i.e. submaximal oxygen uptake and heart rate (Table 1). The metabolic cost decreased significantly over time (a relative decrease of 21%) in the experimental group while it remained almost the same in the control group (Table 1).

3.3. Propulsion technique – timing and torque application

Training significantly prolonged the push time (test × group: $P < 0.001$, Fig. 3) and subsequently decreased the cycle frequency in the experimental group (1.17–0.75 Hz for the 20% block and 1.19–0.82 Hz for the 40% block), compared with the control group (1.04–0.96 Hz for the 20% block and 1.18–1.07 Hz for the 40% block) (test × group: $P = 0.04$).

In contrast, the work per cycle, the peak power output and peak torque during the push phase did not change significantly over time between the groups (Table 1).

3.4. Kinematics

The stroke angle significantly increased in the experimental group over time compared to the control group (test × group: $P = 0.003$). The increase in stroke angle in the experimental group was the result of an enlarged begin angle (test × group: $P = 0.003$), while the end angle remained the same (test × group:$P = 0.35$) (Fig. 4).

The stroke patterns of three participants were scored differently by the observers. After mutual consideration and going through the definitions of the stroke patterns again, agreement was accomplished. Fig. 5 lists the frequency distribution of the stroke patterns. This figure clearly shows that for both groups SLOP dominated during the 20% block of the pre-test, followed by PUMP. Only one participant from the control group used DLOP during the pre-test. After seven weeks, the control group still showed the same frequency distribution for the stroke patterns. Training clearly affected the stroke pattern of the experimental group at the post-test. PUMP disappeared completely while SLOP disappeared partly (from 78.6% to 42.9–50.0%) in the experimental group. A shift was visible in using DLOP after training (50.0–57.1%).

4. Discussion

This study investigated the effect of low-intensity (30%HRR) wheelchair training on mechanical efficiency, submaximal metabolic cost and propulsion technique.

Table 1
Mean and standard deviation (SD) of the submaximal oxygen uptake (V_{O_2}), resting and submaximal heart rate (HR), mechanical efficiency (ME), work per cycle (W_{cycle}) and peak torque (M_{peak}) during exercise block 1 and 2 for the experimental (EXP) and control (*C*) group at the pre- and post-test

Test	EXP ($n = 14$)		*C* ($n = 7$)		*P*
	Mean	SD	Mean	SD	$T \times G$
HR rest (bpm)					
Pre	72	13	70	13	0.68
Post	71	13	72	12	
HR block 1 (bpm)					0.01
Pre	125	22	118	21	
Post	105	13	117	16	
HR block 2 (bpm)					
Pre	143	25	136	28	
Post	113	16	135	22	
V_{O_2} block 1 (min^{-1})					0.002
Pre	0.86	0.15	0.83	0.11	
Post	0.68	0.10	0.80	0.05	
V_{O_2} block 2 (min^{-1})					
Pre	1.17	0.23	1.14	0.17	
Post	0.92	0.14	1.16	0.12	
ME block 1 (%)					
Pre	4.32	1.27	5.16	0.97	
Post	5.65	0.83	5.32	1.13	
ME block 2 (%)					<0.001
Pre	6.41	1.17	6.99	1.83	
Post	8.33	0.89	6.86	1.54	
W_{cycle} block 1 (J)					
Pre	12.70	8.31	15.03	5.86	
Post	22.60	19.09	17.37	8.62	
W_{cycle} block 2 (J)					0.21
Pre	23.83	11.46	24.63	8.96	
Post	36.18	17.26	27.23	9.80	
M_{peak} block 1 (Nm)					
Pre	11.87	3.37	12.02	2.09	
Post	12.61	8.66	12.40	4.42	
M_{peak} block 2 (Nm)					0.87
Pre	18.70	4.89	18.00	3.32	
Post	19.30	7.89	17.94	4.37	

T, test; *G*, group.

4.1. Mechanical efficiency

In the experimental group the mechanical efficiency increased with 1.3–1.9%. This increase is large compared to a previous learning study, in which a maximum increase of 0.6% was found after 3 weeks of low-intensity wheelchair practice (three times a week, two 4-min exercise blocks of 0.15 and 0.25 W kg^{-1}, respectively) (de Groot et al., 2002). A former 7-week, moderate/high intensity training study found no change in mechanical efficiency, but this was probably due to a (too) small sample of participants (Dallmeijer et al., 1999). The power output during the training was on average the same (20 W) in the present

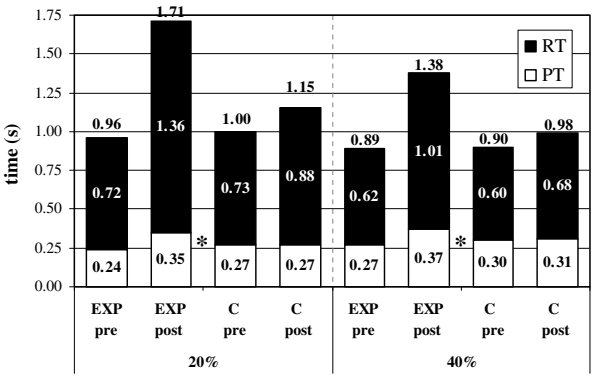


Fig. 3. Push time (PT), recovery time (RT) and cycle time (CT) during the 20% and 40% submaximal exercise blocks, for the experimental (EXP) and the control (*C*) group during pre- (1) and post-test (2). *, Significant test × group effect for PT.

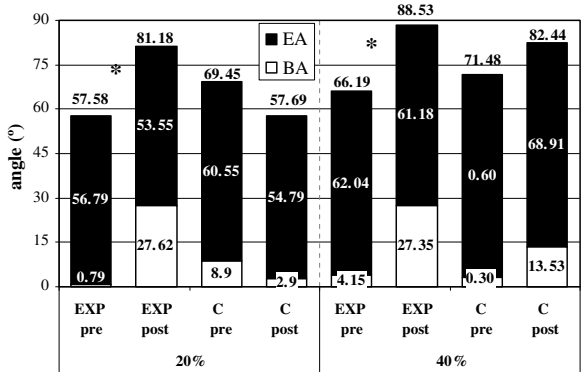


Fig. 4. Begin angle (BA), end angle (EA) and stroke angle(SA) during the 20% and 40% submaximal exercise blocks, for the experimental (EXP) and the control (*C*) group during pre- (1) and post-test (2). *, Significant test × group effect for EA and SA.

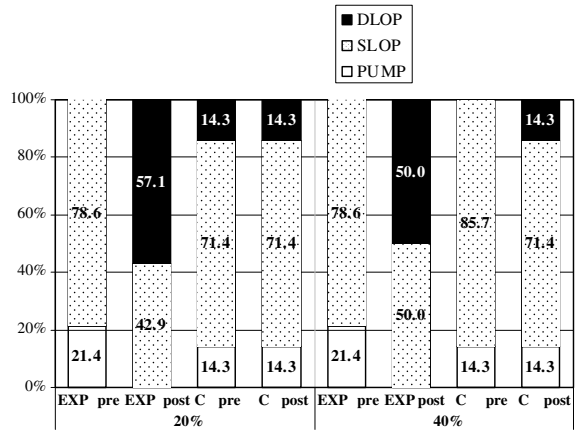


Fig. 5. Frequency distribution of the stroke patterns during the 20% and 40% of the submaximal exercise blocks, for the experimental (EXP) and the control (*C*) group during pre- (1) and post-test (2).

study and the 3 weeks study (de Groot et al., 2002). In order to change the mechanical efficiency of wheelchair propulsion, the duration of the training seems important, i.e. more training minutes lead to more improvement in mechanical efficiency.

Since the wheelchair and wheelchair–user interface remained the same during the training period, the change in mechanical efficiency is probably due to (local) physiological adaptations (training) and/or changes in the propulsion technique/coordination.

4.2. Metabolic cost

A decreased heart rate in rest is one of the main changes resulting from training (Fox et al., 1989). A decrease in the resting heart rate after training might indicate physiological adaptations although it can also occur due to the fact that a participant is less nervous at a post-test compared to a pre-test. However, the heart rate in rest after 7 weeks of low-intensity hand rim wheelchair training did not change over time in both groups. The metabolic cost of wheelchair propulsion was diminished due to the low-intensity training. Participants in the experimental group could perform the two submaximal exercise blocks with a lower heart rate and oxygen uptake at the post-test compared to the control group. This lower metabolic cost after training is expressed in the lower mechanical efficiency in the experimental group. These results suggest that the increased mechanical efficiency was the effect of a change in propulsion technique and not of physiological adaptations.

4.3. Timing and torque application

The timing parameters push time and cycle frequency changed significantly over time. This is in accordance with the literature, where the push time increased after nine 8-min., low-intensity practice sessions (de Groot et al., 2002). A 7-week moderate/high intensity training showed similar results (Dallmeijer et al., 1999). Unlike the cycle time and cycle frequency, the push time did not change after a 12-min practice session, which suggests that this parameter needs a relatively long training effort to change (de Groot et al., 2003). The significant decrease in cycle frequency with training and practice has also been found in other studies (Dallmeijer et al., 1999; de Groot et al., 2002). Timing parameters, especially cycle frequency, seem to change in a relatively short time. A low-intensity training seems appropriate for improvements in timing parameters.

Although the mean power output did not change over time while the cycle frequency decreased over time in the experimental group, no significant increase in work per cycle was found in the experimental group compared to the control group. This unexpected lack of significant change in work per cycle might be due to the large standard deviation found in the experimental group since an increase in work per cycle was seen within 12 min (de Groot et al., 2003) and 3 weeks of low-intensity practice (de Groot et al., 2002). The increase in work per cycle in the short-term study (12 min, (de Groot et al., 2003)) was probably generated through an increase in peak torque. However, in the present study, the peak torque or peak power output during the push phase did not change significantly in the experimental group.

4.4. Kinematics

The longer push time was the result of an increase in stroke angle due to training. The larger stroke angle was accomplished by an increase in the begin angle, i.e. the position of the hands during the start of the push phase shifted backwards, while the end angle remained the same over time. Previous research, in which the same test protocol and equipment were used, also showed an increase in the stroke angle, although this was caused by an increased end angle and no change in begin angle (Dallmeijer et al., 1999). This unchanged begin angle was probably due to a already relatively large begin angle during the pre-test in the study of Dallmeijer et al. (1999) compared to our results. Furthermore, the different results for the stroke angle might be explained by the difference in training intensities between these studies. The relatively high training intensity in the study of Dallmeijer et al. (1999) probably triggered the participants to use their trunk during wheelchair propulsion, in order to produce some extra power, leading to a larger end angle, whereas the participants from the present study probably propelled the wheelchair with their arms only, i.e. without significant trunk involvement.

Our inexperienced participants mainly used the stroke patterns PUMP and SLOP during the pre-test, which is in accordance with the literature (Boninger et al., 2002; de Groot et al., 2004). PUMP has been found to be the most efficient stroke pattern in fully inexperienced participants (de Groot et al., 2004). The stroke patterns relate to several other technique variables. Cycle frequency is highest when using PUMP, lower when using SLOP (de Groot et al., 2004), and lowest using DLOP (Boninger et al., 2002). This is in accordance with the finding in the present study, the shift in number of participant using PUMP and SLOP patterns to the number using DLOP was accompanied by a decrease in cycle frequency over time in the experimental group. In general, participants use a personal optimum cycle frequency to propel their wheelchair. Deviations from this frequency tend to decrease the mechanical efficiency (Goosey et al., 2000; Woude et al., 1989). Boninger et al. (1999) showed a correlation between the cycle frequency and the risk of median nerve injury. The stroke pattern that minimizes frequency may also reduce the risk of injury. Therefore, the change in stroke pattern from PUMP and SLOP to DLOP is favourable since it is associated to a decrease in cycle frequency. No significant difference in mechanical efficiency was found between PUMP, SLOP and DLOP in fully inexperienced participants (de Groot et al., 2004). Assuming

that participants propelled the wheelchair at the lower but optimum cycle frequency after training, the change in stroke pattern and decrease in frequency probably are associated to the improvement in mechanical efficiency.

Since very little is known regarding the effect of low intensity training, the present first study included able-bodied male participants, inexperienced in wheelchair propulsion. As such they partly mimic novice wheelchair users in early rehabilitation. Therefore, the results cannot be generalized automatically to wheelchair users with a disability. Nevertheless, the results of the present study strongly indicate that a low-intensity wheelchair training might be very useful in the early rehabilitation setting when the physical capacity of patients is often low (Haisma et al., 2006) and musculoskeletal complaints occur frequently (van Drongelen et al., 2006). Even in the fit able-bodied participants favourable changes in propulsion technique were found, accompanied by a decrease in metabolic cost and increase in ME. The next step will be to investigate the effect of low intensity wheelchair training on propulsion technique, aerobic capacity and upper extremity pain in novice and experienced wheelchair users.

In the clinical setting a well-balanced aerobic and anaerobic training is advocated and should be combined with instructions about the propulsion technique and practicing specific wheelchair skills necessary during activities in daily life such as negotiating a slope and crossing a doorstep.

5. Conclusion

This 7-week low-intensity hand rim wheelchair training increased the mechanical efficiency (a relative increase of 30%) of young able-bodied men, inexperienced in wheelchair propulsion. Since the wheelchair and wheelchair–user interface remained the same, the improvement in mechanical efficiency was due to physiological adaptations (training) or changes in the propulsion technique. Therefore, the changes in metabolic cost and the mechanical efficiency may result from changes in push time and cycle frequency, which increased and decreased respectively, and the related increase in begin- and stroke angles The above-mentioned alterations are consistent with the changes in stroke pattern: the experimental group preferred DLOP, while the control group used mainly SLOP patterns during the post-test. This study shows a positive effect of low-intensity training on the mechanical efficiency, metabolic cost and propulsion technique of inexperienced able-bodied participants. This training, therefore, offers efficient wheelchair propulsion, while it is suggested to prevent overload of the upper extremity musculoskeletal system.

6. Conflict of interest

There are no personal or financial relationships with other people or organizations which may lead to a conflict of interest.

Acknowledgements

We thank all the participants for their cooperation and Louise van der Hijden, Linda Luigjes, Joske Nauta and Jordi van der Windt for their experimental assistance.

References

ACSM, 2000. ACSM's Guidelines for Exercise Testing and Prescription, sixth ed. Lippincott, Williams & Wilkins, Philadelphia, PA.

Boninger, M.L., Cooper, R.A., Baldwin, M.A., Shimada, S.D., Koontz, A., 1999. Wheelchair pushrim kinetics: body weight and median nerve function. Arch. Phys. Med. Rehabil. 80 (8), 910–915.

Boninger, M.L., Souza, A.L., Cooper, R.A., Fitzgerald, S.G., Koontz, A.M., Fay, B.T., 2002. Propulsion patterns and pushrim biomechanics in manual wheelchair propulsion. Arch. Phys. Med. Rehabil. 83 (5), 718–723.

Curtis, K.A., Drysdale, G.A., Lanza, R.D., Kolber, M., Vitolo, R.S., West, R., 1999. Shoulder pain in wheelchair users with tetraplegia and paraplegia. Arch. Phys. Med. Rehabil. 80 (4), 453–457.

Dallmeijer, A.J., van der Woude, L.H., Hollander, A.P., van As, H.H., 1999. Physical performance during rehabilitation in persons with spinal cord injuries. Med. Sci. Sports Exerc. 31 (9), 1330–1335.

de Groot, S., Veeger, H.E.J., Hollander, A.P., van der Woude, L.H.V., 2002. Wheelchair propulsion technique and mechanical efficiency after 3 wk of practice. Med. Sci. Sports Exerc. 34 (5), 756–766.

de Groot, S., Veeger, H.E.J., Hollander, A.P., van der Woude, L.H.V., 2003. Adaptations in physiology and propulsion techniques during the initial phase of learning manual wheelchair propulsion. Am. J. Phys. Med. Rehabil. 82 (7), 504–510.

de Groot, S., Veeger, H.E.J., Hollander, A.P., van der Woude, L.H.V., 2004. Effect of wheelchair stroke pattern on mechanical efficiency. Am. J. Phys. Med. Rehabil. 83 (8), 640–649.

Fox, E.L., Bowers, R.W., Foss, M.L., 1989. The physiological basis of physical education and athletics, fourth ed. Wm. C. Brown, Dubuque, Iowa.

Garby, L., Astrup, A., 1987. The relationship between the respiratory quotient and the energy equivalent of oxygen during simultaneous glucose and lipid oxidation and lipogenesis. Acta Physiol. Scand. 129 (3), 443–444.

Goosey, V.L., Campbell, I.G., Fowler, N.E., 2000. Effect of push frequency on the economy of wheelchair racers. Med. Sci. Sports Exerc. 32 (1), 174–181.

Haisma, J.A., Bussmann, J.B., Stam, H.J., Sluis, T.A., Bergen, M.P., Dallmeijer, A.J., de Groot, S., van der Woude, L.H., 2006. Changes in physical capacity during and after inpatient rehabilitation in subjects with a spinal cord injury. Arch. Phys. Med. Rehabil. 87 (6), 741–748.

Janssen, T.W., van Oers, C.A., Hollander, A.P., Veeger, H.E., van der Woude, L.H., 1993. Isometric strength, sprint power, and aerobic power in individuals with a spinal cord injury. Med. Sci. Sports Exerc. 25 (7), 863–870.

Janssen, T.W., van Oers, C.A., Veeger, H.E., Hollander, A.P., van der Woude, L.H., Rozendal, R.H., 1994. Relationship between physical strain during standardised ADL tasks and physical capacity in men with spinal cord injuries. Paraplegia 32 (12), 844–859.

Martel, G., Noreau, L., Jobin, J., 1991. Physiological responses to maximal exercise on arm cranking and wheelchair ergometer with paraplegics. Paraplegia 29 (7), 447–456.

Mercer, J.L., Boninger, M., Koontz, A., Ren, D., Dyson-Hudson, T., Cooper, R., 2006. Shoulder joint kinetics and pathology in manual wheelchair users. Clin. Biomech. (Bristol, Avon) 21 (8), 781–789.

Niesing, R., Eijskoot, F., Kranse, R., den Ouden, A.H., Storm, J., Veeger, H.E., van der Woude, L.H., Snijders, C.J., 1990. Computer-controlled wheelchair ergometer. Med. Biol. Eng. Comput. 28 (4), 329–338.

Powers, S.K., Beadle, R.E., Mangum, M., 1984. Exercise efficiency during arm ergometry: effects of speed and work rate. J. Appl. Physiol. 56 (2), 495–499.

Sanderson, D.J., Sommer, H.J., 1985. Kinematic features of wheelchair propulsion. J. Biomech. 18 (6), 423–429.

Shimada, S.D., Robertson, R.N., Bonninger, M.L., Cooper, R.A., 1998. Kinematic characterization of wheelchair propulsion. J. Rehabil. Res. Dev. 35 (2), 210–218.

Subbarao, J.V., Klopfstein, J., Turpin, R., 1995. Prevalence and impact of wrist and shoulder pain in patients with spinal cord injury. J. Spinal Cord Med. 18 (1), 9–13.

van Drongelen, S., de Groot, S., Veeger, H.E., Angenot, E.L., Dallmeijer, A.J., Post, M.W., van der Woude, L.H., 2006. Upper extremity musculoskeletal pain during and after rehabilitation in wheelchair-using persons with a spinal cord injury. Spinal Cord 44 (3), 152–159.

Veeger, H.E.J., van der Woude, L.H., Rozendal, R.H., 1989. Wheelchair propulsion technique at different speeds. Scand. J. Rehabil. Med., 21.

Veeger, H.E.J., Rozendaal, L.A., van der Helm, F.C., 2002. Load on the shoulder in low intensity wheelchair propulsion. Clin. Biomech. (Bristol, Avon) 17 (3), 211–218.

Verellen, J., Theisen, D., Vanlandewijck, Y., 2004. Influence of crank rate in hand cycling. Med. Sci. Sports Exerc. 36 (10), 1826–1831.

van der Woude, L.H.V., de Groot, G., Hollander, A.P., van Ingen Schenau, G.J., Rozendal, R.H., 1986. Wheelchair ergonomics and physiological testing of prototypes. Ergonomics 29 (12), 1561–1573.

van der Woude, L.H.V., Veeger, H.E., Rozendal, R.H., Sargeant, A.J., 1989. Optimum cycle frequencies in hand-rim wheelchair propulsion. Wheelchair propulsion technique. Eur. J. Appl. Physiol. 58 (6), 625–632.

van der Woude, L.H.V., van Croonenborg, J.J., Wolff, I., Dallmeijer, A.J., Hollander, A.P., 1999. Physical work capacity after 7 wk of wheelchair training: effect of intensity in able-bodied subjects. Med. Sci. Sports Exerc. 31 (2), 331–341.

ELSEVIER

Journal of Biomechanics 36 (2003) 239–247

JOURNAL OF BIOMECHANICS

www.elsevier.com/locate/jbiomech
www.JBiomech.com

The push force pattern in manual wheelchair propulsion as a balance between cost and effect

L.A. Rozendaal*, H.E.J. Veeger, L.H.V. van der Woude

Faculty of Human Movement Sciences, Vrije Universiteit Amsterdam, van der Boechorststraat 9, 1081 BT Amsterdam, The Netherlands

Accepted 15 July 2002

Abstract

We investigate the hypothesis that the direction of the propulsion force in manual wheelchair propulsion can be interpreted as a result of the balance between the mechanical task requirements and the driver's biomechanical possibilities. We quantify the balance at the joint level in the form of an effect–cost criterion, from which we predict the force direction that results in an optimal compromise. Kinematic and dynamic data were collected from nine habitual wheelchair users driving at four velocities (0.83, 1.11, 1.39, 1.67 m/s) and three external power levels (10, 20, 30 W). Experimental data and predictions are in good agreement in the middle and final part of the push; the effect–cost value in this region approximates the achievable maximum. Early in the push the effect–cost criterion predicts an upwards propulsion force whereas the experimental force is downwards, the difference probably being mainly attributable to the force generation dynamics of the muscles. As a result of the geometric features of large-rim manual wheelchairs, the mechanically required and biomechanically preferred force directions are not in accordance during a substantial part of the push, making even the best compromise a poor one. This may contribute to the low mechanical efficiency of manual wheelchair propulsion and the high incidence of shoulder complaints.
© 2002 Elsevier Science Ltd. All rights reserved.

Keywords: Manual wheelchair propulsion; Propulsion force direction; Effect-cost balance; Biomechanics

1. Introduction

It has been observed that the propulsion force in manual wheelchair propulsion shows a substantial component in radial direction, which does not contribute to the propulsion moment and therefore is mechanically ineffective. The radial component is a general feature of the propulsion behaviour of habitual wheelchair users (Veeger et al., 1992; Boninger et al., 1997; Robertson et al., 1996) and wheelchair athletes of both sexes (van der Woude et al., 1998). Model studies show that to generate a purely effective propulsion force the moment balance for the elbow must shift from triceps to biceps, which is accompanied by an increase in shoulder muscle activity (Veeger, 1999). When subjects are trained to apply propulsion forces in a mechanically more effective direction while generating the same external power, gross mechanical efficiency decreases significantly (de Groot et al., 2002). Clearly, the 'misdirection' of the force, while in itself undesirable, forms an integral part of adequate propulsion patterns.

How can this apparent paradox be resolved? It has been observed that a tangentially applied propulsion force would require negative elbow power when the hand is near top dead centre, and that this is prevented in the actual propulsion pattern (Veeger, 1999). However, this does not explain the deviations in the later part of the push. The radial component could be caused by the need to generate friction at the pushrim (Veeger et al., 1992; Boninger et al., 1997). This may be relevant for wheelchair drivers with reduced grip function, but it is unconvincing for non-disabled drivers or drivers with a low lesion level.

The most probable explanation is that the observed propulsion pattern actually forms the best balance between the mechanical requirements and the biomechanical possibilities of the human body, as suggested for example by Veeger (1999). To test this assumption,

*Corresponding author. Tel.: +31-20-4448481; fax: +31-20-4448529.
E-mail address: l_rozendaal@fbw.vu.nl (L.A. Rozendaal).

0021-9290/03/$ - see front matter © 2002 Elsevier Science Ltd. All rights reserved.
PII: S0021-9290(02)00320-2

we define a simple criterion that quantifies the balance between effect and cost. We will show that (1) large differences exist between the mechanically most effective force direction and the force directions that the shoulder–arm system can generate at small effort, often making even the best compromise a poor one; (2) the force directions predicted by the effect–cost-balance correspond well to the experimental force for the main part of the push, especially if the effects of force generation dynamics of the muscles are taken into consideration.

2. Theory

To a first approximation, both kinematically and kinetically the push phase of manual wheelchair propulsion may be considered a two-dimensional event occurring in the plane of the wheel (for non-paraplegic drivers (Dallmeijer et al., 1998), and keeping in mind that the underlying force-generating structures are essentially three-dimensional). If the propulsion force is applied in the direction from elbow to hand it does not require an elbow moment; if applied in the direction from shoulder to hand, it does not require a shoulder moment (disregarding for the moment the contributions of gravity and inertia). Therefore, these directions may be called minimum-effort directions of the elbow and shoulder, respectively.

Both the tangential direction and the minimum-effort directions depend on arm posture, which in the push phase is essentially determined by the closed chain of driver and wheel. Fig. 1 shows a number of representative configurations in this sequence. At the end of the push phase, the minimum-effort and tangential directions make small angles; the mechanical and the physiological requirements can be satisfied well simultaneously. Earlier in the push, the tangential direction clearly deviates from the minimum-effort directions. Near top dead centre, the conflict of directions is most obvious: a propulsion force in tangential direction would involve large moments in both joints, whereas a force along the minimum-effort directions will have a small contribution to propulsion. Apparently, for a large part of the push the requirements of propulsion and effort-minimisation are not well coordinated at the wheelchair man–machine interface. Early in the push, the tangential direction approaches the upward minimum effort directions.

This 'geometrical' picture neglects several factors that may be of importance: contributions to the joint moment due to gravity and inertia, and moment arms, architecture and physiology of the muscles involved. For a quantitative analysis, it is necessary to define a criterion that quantifies the balance between mechanical effect and biomechanical cost of the propulsion force in more detail.

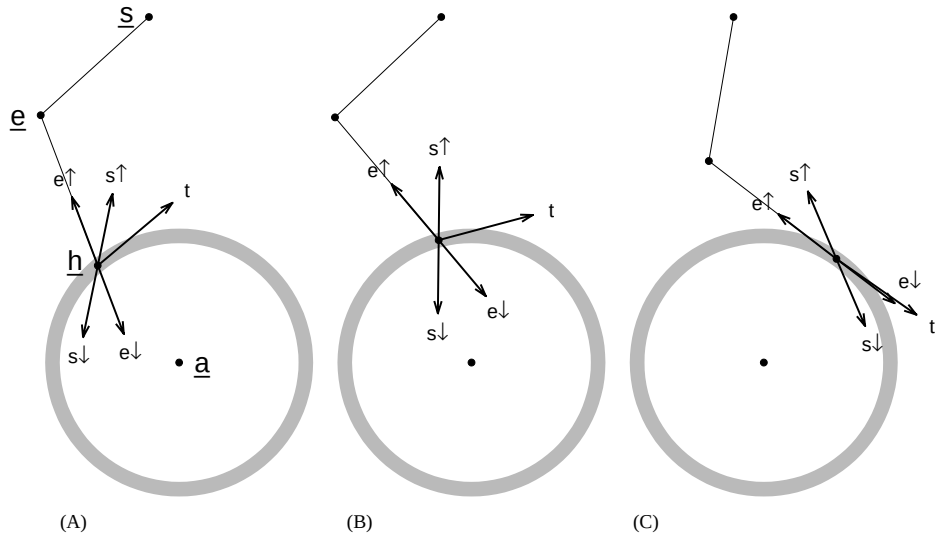


Fig. 1. Stick diagram of the arm at different instants of the push (s: shoulder; e: elbow; h: hand; a: wheel axis) with hand rim indicated as a shaded ring. When the propulsion force is applied tangentially to the hand rim (indicated by t), the complete force contributes to the propulsion moment. When the force is applied along the line from shoulder to hand ($s\downarrow, s\uparrow$) or along the line from elbow to hand ($e\downarrow, e\uparrow$), the required shoulder or elbow effort is small. At the end of the push the tangential and downward minimum-effort directions ($e\downarrow, s\downarrow$) are similar, enabling a favourable compromise (C). Earlier in the push such directional correspondence is not present (B). At the beginning of the push, the tangential direction is nearest to the upward minimum-effort directions (A).

3. Methods

The relevant positions are the shoulder $\underline{s}$, the elbow $\underline{e}$, the hand $\underline{h}$ and the wheel axis $\underline{a}$, from which in-plane vectors may be derived which represent the moment arm of the hand force with respect to shoulder, elbow and wheel axis:

$$\underline{r}_{sh} = \begin{vmatrix} -(s_2 - h_2) \\ (s_1 - h_1) \end{vmatrix}, \quad \underline{r}_{eh} = \begin{vmatrix} -(e_2 - h_2) \\ (e_1 - h_1) \end{vmatrix}, \quad \underline{r}_{ah} = \begin{vmatrix} (a_2 - h_2) \\ -(a_1 - h_1) \end{vmatrix}. \tag{1}$$

The effect E is defined as the propulsion power, i.e. the moment of the propulsion force multiplied by the current angular velocity ω of the rim:

$$E = \underline{r}_{ah} \cdot \underline{F}\ \omega. \tag{2}$$

The cost C is defined at the joint level. The required joint moments consist of a hand force related part ($\underline{r}_h \cdot \underline{F}$) and a term M_0 to counteract gravity and inertia and to sustain the small hand moment. A positive sign indicates a required flexion moment. Dividing the joint moment by $M_{max}(\phi, \omega)$, the angle- and velocity-dependent maximum joint moment, an estimate of muscle group active state is obtained. Multiplication by the involved muscle volume V yields an estimate of the metabolic cost (Happee, 1992). Combining the cost contributions of shoulder (index s) and elbow (index e), and adding a small baseline cost C_0 to prevent division by zero in Eq. (4) below, the following cost expression is obtained:

$$C = V_s \frac{|\underline{r}_{sh} \cdot \underline{F} + M_{0,s}|}{M_{max,s}(\phi_s, \omega_s)} + V_e \frac{|\underline{r}_{eh} \cdot \underline{F} + M_{0,e}|}{M_{max,e}(\phi_e, \omega_e)} + C_0\,. \tag{3}$$

Both the maximum moment and the muscle volume depend on the sign of the joint moment. Parameter values are given in Table 1, together with the literature sources from which they have been obtained.

It is to be expected that the wheelchair driver aims his force such as to obtain a maximum effect at minimum cost. In the present context, he should maximise the ratio of effect to cost:

$$R = \frac{E}{C}. \tag{4}$$

For a given kinematic condition and a given force magnitude (determined experimentally), R-contours can be drawn as a polar plot of R against force direction (Fig. 2B). An elongated R-contour indicates a strongly preferable force direction. It is unwise to aim for the direction where R has its exact maximum, as slight misdirections due to motor noise and external disturbances may lead to a substantial decrease of R (Fig. 2C).

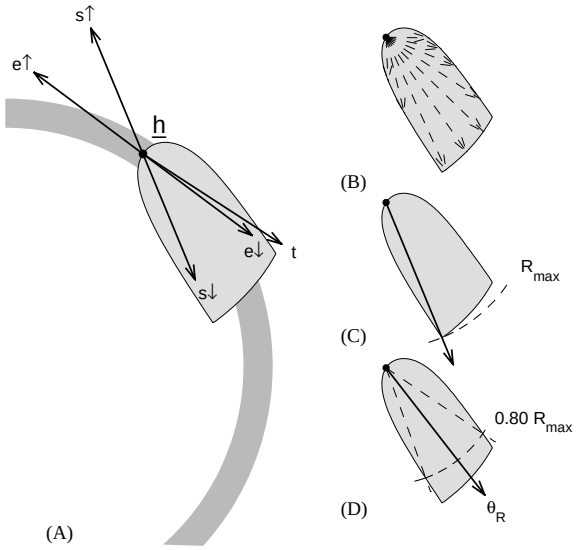


Fig. 2. (A) R-contour (grey area) originating from the hand position $\underline{h}$, with characteristic directions indicated. (B) R-contours are obtained by indicating the effect–cost value R for a certain force direction in the corresponding direction (broken arrows), and connecting the end points. (C) When the direction of maximum R is aimed for, small misdirections of the force (arrow) may lead to a considerable decrease in effect–cost value. (D) Directing the force towards the centre of the region where the R-values are acceptably large ($\geqslant$80% of maximum) is a more robust strategy.

Table 1
Parameter values used in the effect–cost criterion

	M_0 (Nm)	c_0 (–)	c_1 (rad^{-1})	c_2 (rad^{-2})	c_3 (rad^{-3})	ω_{max} (rad/s)	κ (–)	V (l)
Shoulder extension	79	0.675	0.471	−0.195	0.017	27	0.33	0.36
Shoulder flexion	52	1.138	−0.218	0.073	−0.025	30	0.35	0.32
Elbow extension	43	0.496	0.228	0.215	−0.104	30	0.40	0.17
Elbow flexion	37	0.706	0.302	0.008	−0.053	30	0.45	0.19

Maximum muscle moments $M_{max}(\phi, \omega)$ are defined as the product of a maximum isometric moment M_0, a moment–angle factor $f_{M\phi}(\phi) = c_0 + c_1\phi + c_2\phi^2 + c_3\phi^3$ and a moment–angular velocity factor $f_{M\omega}(\omega) = (1 - |\omega|/\omega_{max})/(1 + |\omega|/(\kappa\omega_{max}))$. The combination $M_0 f_{M\omega}(\omega)$ is derived from curves of maximum power against angular velocity for experienced wheelchair drivers (Davis and Shephard, 1990), transformed to maximum moment–angular velocity curves (concentric part; the eccentric part is defined as $f_{M\omega}(\omega) = (1 + 1.5\mu|\omega|)/(1 + \mu|\omega|)$ with μ such that $df_{M\omega}/d\omega$ is continuous at $\omega = 0$). The angle-dependent factor is based on data from (Kulig et al., 1984). Muscle volumes V for shoulder and upper arm are obtained from (Veeger, 1991a); elbow muscle volumes are obtained by combining data from the same source with data from the Dutch Shoulder Group website (http://www.fbw.vu.nl/research/Lijn_A4/shoulder/Mayo_study_antro.html). The value of the baseline cost C_0 equals 0.005.

A more robust strategy is to aim for the centre of the range of directions for which R is acceptably large. The optimum force direction θ_R is defined here as the centre of the region where R attains at least 80% of its maximum value (Fig. 2D). The difference between θ_R and θ_F, the direction of the experimental force, provides some indication of the quality of the predictions of the effect-cost criterion. A more functional indicator is the R-value of the experimental force (R_F) divided by the maximal R-value that could be attained by a force of the same magnitude in the same kinematic situation (R_{max}). For R-contours with an indifferent maximum, R_F/R_{max} may approach 1 even when the difference $\theta_F - \theta_R$ appears substantial; for very elongated R-contours, R_F/R_{max} may be substantially smaller than 1 even for small $\theta_F - \theta_R$. Fig. 3 defines the relevant directional angles: $\theta_{s\downarrow}$ and $\theta_{s\uparrow}$ (downward and upward minimum-effort directions for the shoulder, in the sense of Fig. 1); $\theta_{e\downarrow}$ and $\theta_{e\uparrow}$ (idem for the elbow); θ_t (tangential direction). Each of these angles varies with θ_h, the angle specifying the point of hand contact with the rim.

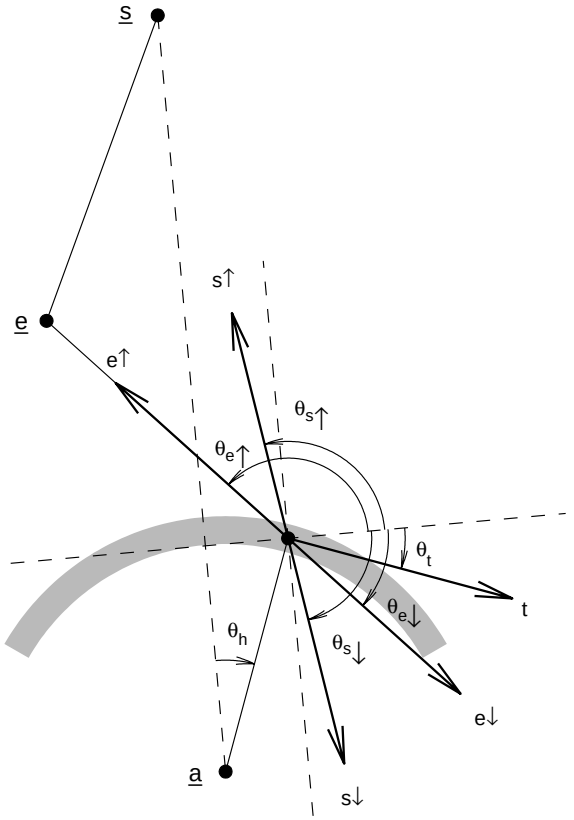


Fig. 3. Definitions of characteristic angles, in a stick diagram of the arm with hand rim partly indicated as a shaded ring. All angles are related to a coordinate system that is aligned with the shoulder–wheel axis direction (broken lines). θ_h: hand contact angle; $\theta_{s\downarrow}$ and $\theta_{s\uparrow}$: downward and upward minimum-effort directions for the shoulder (in the sense of Fig. 1); $\theta_{e\downarrow}$ and $\theta_{e\uparrow}$: idem for the elbow; θ_t: tangential direction. All angles except θ_h are positive in counterclockwise direction, i.e. the angles $\theta_{s\downarrow}$, $\theta_{e\downarrow}$ and θ_t as depicted are negative.

Experimental data were obtained from nine subjects which are habitual wheelchair drivers (age 25–54 years, each with several years of manual wheelchair experience). Eight of the subjects have a spinal cord lesion (level Th2–Th12, complete in seven subjects), one has post-traumatic dystrophy. All subjects were informed of the nature of the study and possible risks involved before giving their informed consent to participate. The study was approved by the local Medical Ethical Committee. Subjects drove a computer-controlled, adjustable wheelchair ergometer with a 0.26 m rim radius (Niesing et al., 1990). The protocol consisted of four reference velocities (0.83, 1.11, 1.39, 1.67 m/s) and three levels of external power (10, 20, 30 W). In each condition subjects drove for 3 min; in the final minute, a 30 s 100 Hz recording was made of kinematic (Optotrak^{TM}) and dynamic variables. Joint positions were obtained from the kinematic data by projecting the following positions onto the plane of the wheel: a point 2.5 cm below the acromio-clavicular marker (s); the midpoint of the medial and lateral elbow epicondyle markers (e); a point 3.0 cm in palmar direction from the midpoint of the markers at the distal end of the second and fifth metacarpals (h); and the centre of the wheel (a). Pushes were analysed at discrete values of the hand contact angle at 5° intervals; data for these hand contact angles were obtained by linear interpolation, averaging data over all available pushes in the 30 s recording. Postures for which the exerted force was smaller than 15 N were excluded, as the presence of measurement noise prevented accurate determination of the force direction.

If the effect–cost direction θ_R surpasses the tangential direction as a predictor of the experimental force direction θ_F, the difference $|\theta_F - \theta_t| - |\theta_F - \theta_R|$ will be positive, which was tested statistically. As by its definition the test variable is distributed non-normally, a sign test was applied ($N = 9$, $p < 0.05$).

4. Results

Fig. 4 shows the forces applied on the hand rim for the 1.39 m/s, 20 W condition, expressed in horizontal and vertical components (Fig. 4A) and in tangential and radial components (Fig. 4B). The tangential component increases almost linearly until the moment of hand release, whereas the radial component decreases from a considerable amount towards zero. The out-of-plane component of the force is close to zero, apart from an oscillatory component due to ergometer resonance in z-direction (Fig. 4C).

In Fig. 5, R-contours at several instants of a representative push are shown for a representative

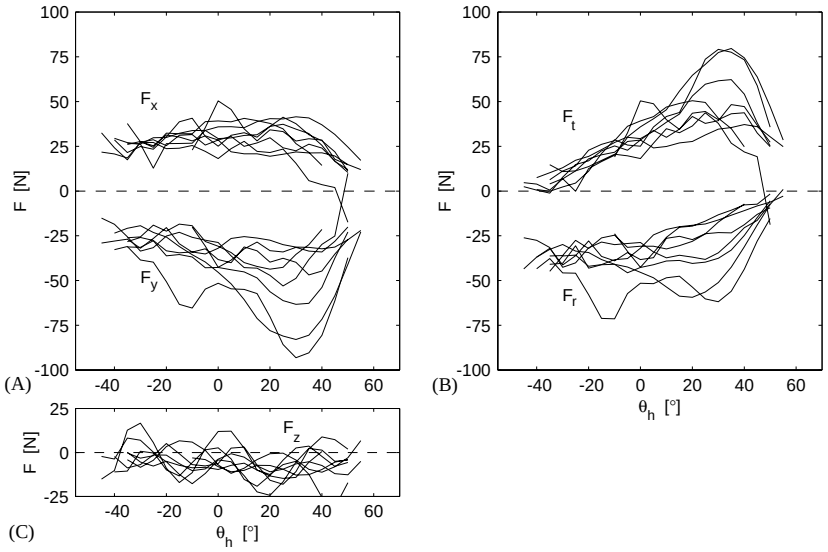


Fig. 4. Average hand forces for all subjects while driving at 1.39 m/s, 20 W. (A) Horizontal (F_x) and vertical (F_y) components in the plane of the wheel. (B) Tangential (F_t) and radial (F_r) components in the plane of the wheel. (C) Out-of-plane (F_z) component.

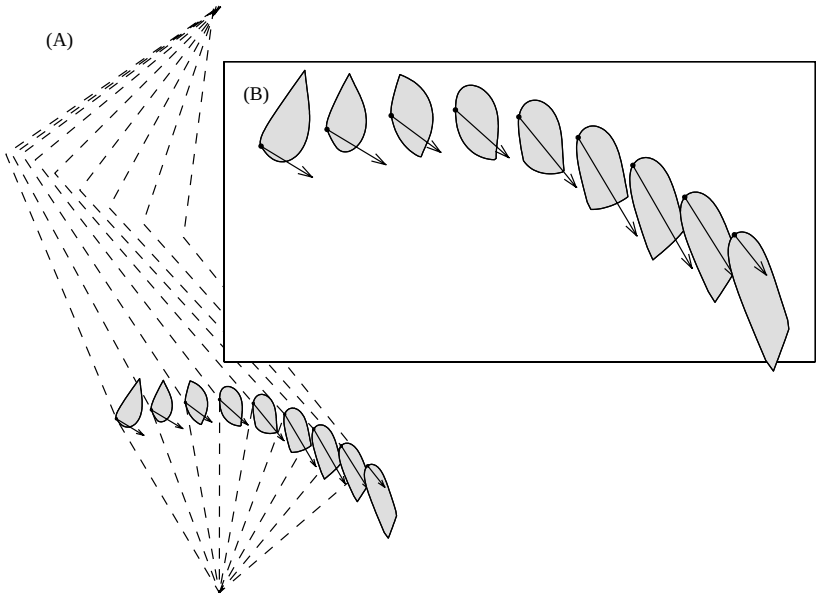


Fig. 5. (A) Stick diagram of the arm (broken lines) with R–contours (grey areas) indicating the value of the effect–cost ratio as a function of the force direction, and experimental propulsion force (arrow). (B) Enlargement of R-contours. Data for representative subject driving at 1.39 m/s, 30 W.

subject driving at 1.39 m/s, 30 W. At the end of the push the R-contours are elongated, specifying a narrow range of preferable forces. Earlier in the push they are wider, resembling a half-circle near top dead centre. Here, the propulsion force direction is indifferent over a quite wide range. In the initial phase of the push, the R-contour is directed obliquely upwards. The maximum value of R changes over the course of the push. First it declines a little, then gradually increases up to a maximum at the moment of release; here the largest effect can be obtained at the smallest cost. The correspondence with the characteristic directions of Fig. 1 is evident. For the central and late parts of the push, the experimental force directed towards the extreme of the R-contour. Initially however, the propulsion force does not follow the upward maximum

of the R-contour, but instead is continuous with the force directions later in the push.

Fig. 6A shows how the effect–cost direction θ_R relates to the characteristic directions. For hand contact angles from $\theta_h = -5^\circ$ onwards, θ_R can be regarded as a compromise between θ_t, $\theta_{s\downarrow}$ and $\theta_{e\downarrow}$, while for contact angles $\theta_h \leqslant -15^\circ$ it appears to form a compromise between θ_t, $\theta_{s\uparrow}$ and $\theta_{e\uparrow}$. Therefore, despite the fact that several 'refining' factors are incorporated in the effect–cost expression, the results are essentially the same as those of the geometrical analysis. The moderate standard deviation of θ_R in the transition zone between the regions indicates that the transition lies near $\theta_h = -10^\circ$ for all subjects and experimental conditions. Fig. 6B shows the experimental force direction θ_F in relation to the tangential direction θ_t and the effect-cost direction θ_R. The experimental force follows the effect-cost direction quite well in the region $\theta_h \geqslant -5^\circ$, although on average it is directed slightly more upward; the difference between θ_F and θ_t is clearly much larger. In the region $\theta_h \leqslant -15^\circ$, both θ_R and θ_t are inadequate predictors for θ_F. The result of the sign test on $|\theta_F - \theta_t| - |\theta_F - \theta_R|$ confirms this picture (Table 2).

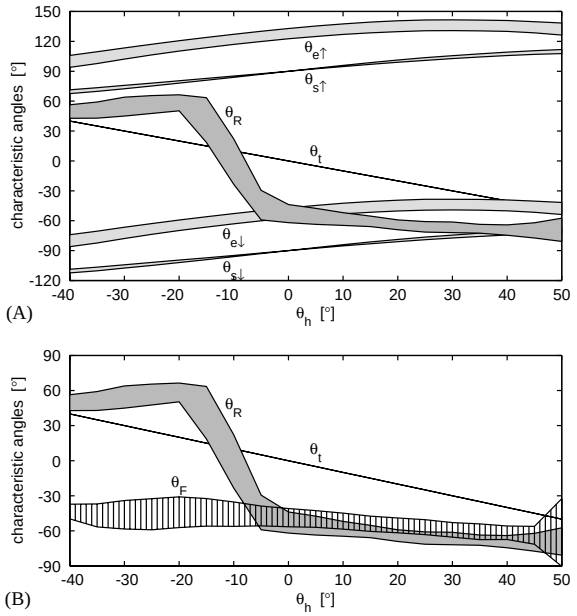


Fig. 6. (A) The effect-cost direction θ_R (dark band) compared to the characteristic directions (light bands). Bands represent mean $\pm$ standard deviation over all subjects and experimental conditions combined. The tangential direction θ_t has zero standard deviation because it is directly coupled to θ_h. For interpretation see Results. (B) The experimental force direction (hatched band, mean $\pm$ SD as in (A)) compared to the effect–cost direction θ_R (dark band) and the tangential direction θ_t.

The value of R_F/R_{max}, quantifying the functionality of the force direction, is shown in Fig. 7. Within each subject, the curves for different experimental conditions are remarkably similar. Inter-individual differences are somewhat larger, but for all subjects R_F/R_{max} starts from small or moderate values at the beginning, rises rapidly to values of 0.8 or higher, and falls towards zero near the moment of hand release. The range of high R_F/R_{max} starts and ends somewhat earlier than the range of small $\theta_F - \theta_R$ in Fig. 6.

Discussion

In this paper, an explanation was sought for the considerable radial, non-propelling component of the exerted hand force. Our experimental data are in good qualitative correspondence with tangential and radial force data from earlier studies, even though the definitions of the point of force application differ somewhat between studies (Veeger, et al., 1991b; Boninger et al., 1997; Robertson et al., 1996). Interestingly, many of our experienced wheelchair drivers show the force pattern classified in the latter reference as representative for non-wheelchair users. For the current method it is essential that the hand position represents the approximate location where the propulsion force is physically applied. Other methods have been proposed to determine the point of force application (Cooper et al., 1996; VanSickle et al., 1998) but these are principally inapplicable in the present context as they yield mathematical abstractions that may lie anywhere in space.

Table 2
Results of the sign test on $|\theta_F - \theta_t| - |\theta_F - \theta_R|$, which is positive when the effect–cost direction θ_R is a better predictor for the experimental force direction θ_F than the tangential direction θ_t.

Contact angle (deg.)	−45	−35	−25	−15	−5	5	15	25	35	45	55
Number of data sets	16	79	85	86	92	92	93	93	89	85	39
Significance	ns	<	<	<	>	>	>	>	>	>	ns

The number of data sets used in each test can be at maximum 108 ($9 \times 3 \times 4$, number of subjects times number of experimental conditions). The significance line shows whether the tested variable is significantly smaller than zero (<), significantly larger than zero (>) or not significantly different from zero (ns). Significance level is 0.05. Results indicate that for $\theta_h \geqslant -5^\circ$, θ_R is the better predictor. For $\theta_h \leqslant -15^\circ$, formally θ_t is the better predictor, but inspection shows that in this region both predictors are inadequate (Fig. 6).

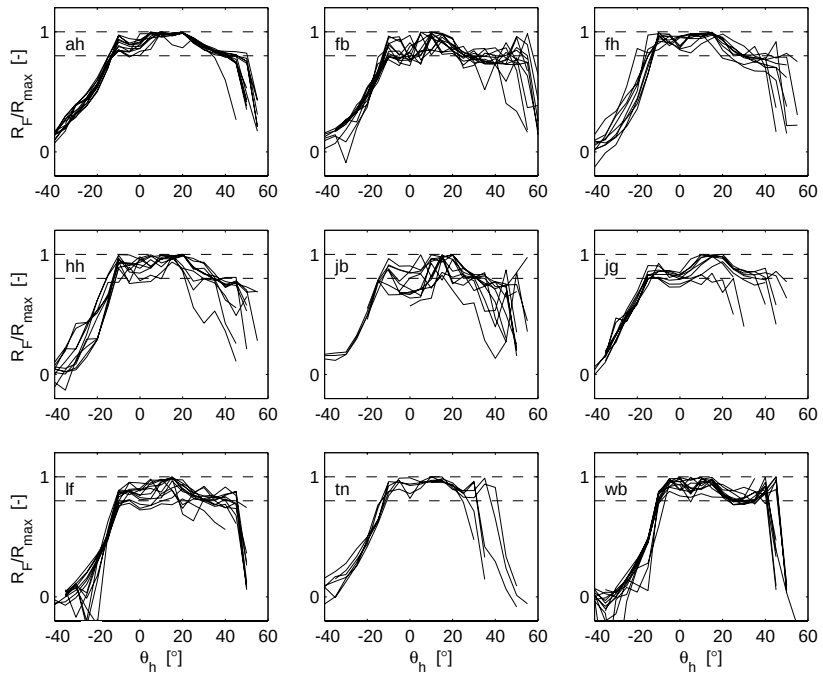


Fig. 7. The relative R–value (value of R corresponding to the experimental force divided by the maximally attainable value of R in the same condition), for all subjects (subplots) and experimental conditions (lines within subplots).

It was argued that, due to the overall arm geometry in combination with secondary biomechanical factors, the hand force has a preferred direction. An analogous situation is encountered in hand impedance research, where arm geometry is found to have an equally important effect on the shape and orientation of so-called 'stiffness ellipses' and related quantities (e.g. (Dolan, 1991; Tsuji et al., 1995)). In manual wheelchair propulsion, arm posture is severely restricted when the hand grips the hand rim; consequently the preferred force direction is almost completely determined by the position of the hand on the rim and the current rim velocity. Unfortunately, only at the end of the push this preferred direction has a substantial component in the tangential direction, contributing to the propulsion moment; earlier, the preferred and tangential directions may even be perpendicular. Although a compromise may be found, the situation does not predispose to a high propulsion efficiency.

A criterion was defined to quantify the balance between mechanical effect and biomechanical effort at the joint level, the effect–cost ratio R, which can be determined as a function of the direction of the exerted propulsion force. It was found that in general the experimental force direction agrees well with the resulting R-contours; both in the middle of the push, where the effect–cost ratio is moderate but the range of allowable angles is wide, and near the end, where a propulsion moment can be generated at relatively low cost but only if the propulsion force is directed within increasingly narrowing range. This good agreement is obtained in spite of the broad range of experimental conditions investigated (0.83–1.67 m/s, 10–30 W), the differences in physique and propulsion style of the subjects, and the fact that the parameter set used to determine the optimum force direction is not subject specific. However, there is also a marked qualitative difference: the effect–cost criterion predicts upward propulsion forces for hand contact angles $\theta_h \leqslant -15^\circ$, followed by downward propulsion forces for the remainder of the push; in contrast, the experimental force is always downward.

The geometry of the arm and the length- and velocity-dependent moment generating capacity cannot be the cause of this initial discrepancy, as they are incorporated adequately in the criterion. The two-dimensional nature of the analysis seems justified by the fact that the out-of-plane components of the hand force are substantially smaller than the in-plane component. Biarticular muscles are not incorporated in the criterion as a separate entity, for lack of literature data on their angle- and velocity-dependent maximum moments; they are aggregated with the monoarticular muscles. Biarticular arm muscles spanning shoulder and elbow are most effective in generating moments of equal sign in both joints (e.g. simultaneous flexion of shoulder and elbow). For such

loading cases, where the propulsion force is distinct from the minimum-effort directions, the cost is high; it may be reduced somewhat by explicitly incorporating the biarticular muscles. The low-cost regions are unaffected, as they combine flexion in one joint with extension in the other. This means that the *R*-contour will be wider, but the propulsion force direction for which the extreme occurs will not be affected significantly. Some of the shoulder muscles have an arm-depressing effect, e.g. m. pectoralis major, which may cause a tendency towards downward propulsion forces. Such questions should be addressed in future research using a more elaborate shoulder–arm model.

The above factors, if important, would affect the shape of the *R*-contours. However, it seems more likely that the *R*-contours are basically correct, but that the force generation dynamics of the muscles make it impossible or undesirable to pass through all 'locally maximal' effect–cost directions. The propulsion-related muscle forces must build up from low values at the beginning of the push. To follow the effect–cost direction, they should already be changing from the 'upward' to the 'downward' activation pattern near $\theta_h = -10^\circ$. In view of the accompanying cocontraction of muscle groups, such a bipartite activation pattern may not be worthwhile; instead a continuous external force direction incorporating the advantageous conditions at the end of the push appears to be preferred. Interestingly, when subjects are asked to exert a maximum moment in positions corresponding to $\theta_h \leqslant -15^\circ$ on a non-rotating handrim, i.e. in a situation where force generation dynamics play no role, upwards force directions as predicted by the effect–cost ratio are indeed observed (Veeger, 1993). At the end of the push, the muscle forces must subside, to prevent the large joint moment acting on the combined wheelchair–driver inertia from acting on the arm inertia alone, causing undue accelerations. The release phase can be considered an anticipation of the recovery, rather than a continuation of the propulsion, which may explain the decrease of the relative effect–cost value in this region (Fig. 7). In this view, the propulsion pattern would be the best path of the propulsion force vector through the effect–cost landscape, given the dynamical restrictions on the muscle force generation and the boundary conditions at the beginning and the end of the push.

The effect–cost balance proposed here interprets the deviation of the propulsion force direction from the tangential direction as the best solution the musculoskeletal system can come up with, when confronted with the requirements that are posed by the 'man–machine interface' of the wheelchair interface, as suggested before (Veeger, 1999). It is not necessary to interpret the radial push force component as required for friction generation at the pushrim (Veeger et al., 1992; Boninger et al., 1997), or as the result of misdirection of the force. The kinematic constraints of wheelchair propulsion are quite stringent. When the seat position has been chosen and the hand is in contact with the rim the remaining redundancy of the kinematic chain is small, with little freedom to choose a posture in which force application is maximally effective. As the location of the hand rim is determined primarily by factors other than ergonomics, to a large extent it is a matter of chance whether the mechanical requirements and the biomechanical possibilities coincide; unfortunately this is not the case for a substantial part of the push. It is likely that this contributes to the observed low mechanical efficiency (Dallmeijer et al., 1998), which is typically below 11% (van der Woude et al., 1988). It may also contribute to an undue load on the upper arm joints; especially in the shoulder region, the incidence of complaints in habitual wheelchair users is high (e.g., Gellman et al., 1988). However, a reduction of the radial force component can be achieved only by a differently designed propulsion system of the wheelchair, in which the force directions of large mechanical effect and of low biomechanical cost are better aligned.

Acknowledgements

This research was supported by the Netherlands Organisation for Scientific Research (NWO).

References

Boninger, M.L., Cooper, R.A., Robertson, R.N., Shimada, S.D., 1997. Three-dimensional pushrim forces during two speeds of wheelchair propulsion. American Journal of Physical Medicine & Rehabilitation 76, 420–426.

Cooper, R.A., Robertson, R.N., VanSickle, D.P., Boninger, M.L., Shimada, S.D., 1996. Projection of the point of force application onto a palmar plane of the hand during wheelchair propulsion. IEEE Transactions on Rehabilitation Engineering 4, 133–142.

Dallmeijer, A.J., van der Woude, L.H.V., Veeger, H.E.J., Hollander, A.P., 1998. Effectiveness of force application in manual wheelchair propulsion in persons with spinal cord injury. American Journal of Physical Medicine & Rehabilitation 77, 213–221.

Davis, G.M., Shephard, R.J., 1990. Strength training for wheelchair users. British Journal of Sports Medicine 24, 25–30.

Dolan, J.M., 1991. An investigation of postural and voluntary human arm impedance control. Ph.D. Thesis, Carnegie Mellon University, Pittsburgh, PA, USA.

Gellman, H., Sie, I., Waters, R.L., 1988. Late complications of the weight-bearing upper extremity in the paraplegic patient. Clinical Orthopaedics and Related Research 233, 132–135.

de Groot, S., Veeger, H.E.J., Hollander, A.P., van der Woude, L.H.V. 2002. Consequence of feedback learning of an effective hand rim wheelchair force production on mechanical efficiency. Clinical Biomechanics 17, 219–226.

Happee, R., 1992. The control of shoulder muscles during goal directed movements. Ph.D. thesis, Delft University of Technology, The Netherlands. (Appendix C: Criteria for the load sharing problem).

Kulig, K., Andrews, J.G., Hay, J.G., 1984. Human strength curves. Exercise and Sport Sciences Reviews 12, 417–466.

Niesing, R.F., Eijskoot, F., Kranse, R., et al., 1990. A computer controlled wheelchair ergometer. Medical and Biological Engineering & Computing 28, 329–338.

Robertson, R.N., Boninger, M.L., Cooper, R.A., Shimada, S., 1996. Pushrim forces and joint kinetics during wheelchair propulsion. Archives of Physical Medicine and Rehabilitation 77, 856–864.

Tsuji, T., Morasso, P.G., Goto, K., Ito, K., 1995. Human hand impedance characteristics during maintained posture. Biological Cybernetics 72, 475–485.

VanSickle, D.P., Cooper, R.A., Boninger, M.L., Robertson, R.N., Shimada, S., 1998. A unified method for calculating the center of pressure during wheelchair propulsion. Annals of Biomedical Engineering 26, 328–336.

Veeger, H.E.J., van der Helm, F.C.T., van der Woude, L.H.V., Pronk, G.M., Rozendal, R.H., 1991a. Inertia and muscle contraction parameters for the musculoskeletal modelling of the shoulder mechanism. Journal of Biomechanics 24, 615–629.

Veeger, H.E.J., van der Woude, L.H.V., Rozendal, R.H., 1991b. Load on the upper extremity in manual wheelchair propulsion. Journal of Electromyography and Kinesiology 1, 270–280.

Veeger, H.E.J., van der Woude, L.H.V., Rozendal, R.H., 1992. Effect of hand rim velocity on mechanical efficiency in wheelchair propulsion. Medicine and Science in Sports and Exercise 24, 100–107.

Veeger, H.E.J., 1993. Biomechanics of manual wheelchair propulsion. In: van der Woude, L.H.V., Meijs, P.J.M., van der Grinten, B.A., de Boer, Y.A. (Eds.), Ergonomics of Manual Wheelchair Propulsion; the state of the art. IOS Press, Amsterdam, The Netherlands, pp. 201–213.

Veeger, H.E.J., 1999. Biomechanics of manual wheelchair propulsion. In: van der Woude, L.H.V., Hopman, M.T.E., van Kemenade, C.H. (Eds.), Biomedical Aspects of Manual Wheelchair Propulsion: the state of the art II. IOS Press, Amsterdam, The Netherlands, pp. 86–95.

van der Woude, L.H.V., Veeger, H.E.J., Rozendal, R.H., van Ingen Schenau, G.J., van Nierop, P., 1988. Wheelchair racing: effects of rim diameter and speed on physiology and technique. Medicine and Science in Sports and Exercise 20, 492–500.

van der Woude, L.H.V., Bakker, W.H., Elkhuizen, J.W., Veeger, H.E.J., Gwinn, T., 1998. Propulsion technique and anaerobic work capacity in elite wheelchair athletes. American Journal of Physical Medicine and Rehabilitation 77, 222–234.

Invacare® | Action®1 NG





Simpel, robuust en efficiënt / *Simple, robuste et efficace*

De *Invacare* ***Action¹NG*** rolstoel is de jongste telg van de ***ActionNG*** Familie. Hoewel de stoel gemaakt is van staal, is dit een lichtgewicht rolstoel van uitzonderlijke kwaliteit. De rigidizer blocks, die in de gehele ***ActionNG*** Familie worden gebruikt om het vouwframe the fixeren, maken deze stoel extreem stabiel en daardoor gemakkelijk te manoeuvreren. Wanneer dus gezocht wordt naar een kwalitatief goede stoel die praktisch, betaalbaar en handig is, kijk dan niet verder dan de ***Action¹NG***.

Le fauteuil ***Action¹NG*** *d'Invacare est le cadet de la famille* ***ActionNG****. Bien que ce fauteuil soit fait d'acier, il a un poids très léger et dispose de qualités exceptionnelles. Les blocks rigidizer, qui sont utilisés dans toute la famille* ***ActionNG*** *pour fixer le croisillon, procurent une stabilité extrême au fauteuil et le rendent facile à manœuvrer. Si vous êtes à la recherche d'un fauteuil qualitatif qui est pratique, agile et raisonnable, ne cherchez pas plus loin.*

INVACARE®

Yes, you can.®



Invacare | Action¹NG

Uitwisselbaarheid met andere rolstoelen / *Intercompatibilité avec d'autres fauteuils*

De *Invacare* ***Action¹NG*** deelt verschillende componenten met andere rolstoelen van de ***ActionNG*** Familie, zoals remmen, wielen, beensteunen en stokhouder. Dit betekent dat de ***Action¹NG*** aangepast kan worden naar de wensen van de eindgebruiker. Het uitwisselbaar zijn van verschillende componenten vermindert de complexiteit van voorraadbeheer, voorschrijven en het aanpassen van het product.

L'Invacare ***Action¹NG*** *partage plusieurs composants avec d'autres fauteuils de la famille* ***ActionNG****, comme les frein, les roues, les repose-jambes et la porte-canne. Cela veut dire que l'****Action¹NG*** *peut être adapté aux désirs de l'utilisateur. L'intercompatibilité de certains composants diminue la complexité de la gestion des stocks, des prescriptions et de l'adaptation du fauteuil.*

Manoeuvreerbaar en goed te vervoeren en op te slaan /

De ***Action¹NG*** is ontworpen voor optimale manoeuvreerbaarheid, of de stoel nu zelf wordt voortbewogen of wordt geduwd, zowel binnen als buiten.
Hij blijft zelfs in kleine of volle ruimtes goed wendbaar vanwege zijn compacte afmetingen. Plus, dankzij het kruisframe, zijn beperkte omvang en de quick release achterwielen, is de ***Action¹NG*** goed hanteerbaar, vervoerbaar en geschikt voor opslag. Eenvoudigweg de achterwielen afnemen en opvouwen.

Manœuvrable et facile à transporter et à stocker

*L'****Action¹NG*** *est développé pour une manœuvrabilité optimale, que le fauteuil soit poussé par vous-même ou quelqu'un d'autre, à l'intérieur comme à l'extérieur. Même dans des petits espaces il reste très maniable grâce à ses dimensions compactes. En plus, son croisillon, sa petite taille et ses roues arrière quick release le rendent facile à manier, à transporter, ou à stocker. On enlève les roues arrière et on le plie simplement.*

Opties / *Options*



Hoofdsteun / *Appui-tête*
Instelbaar in zowel hoogte als diepte voor optimale ondersteuning.
Ajustable en hauteur comme en profondeur pour un appui optimal.



Anti-tip / *Anti-bascule*
Extra stabiliteit op hellingen of ongelijke ondergronden.
Pour une stabilité additionnelle sur des pentes ou des surfaces inégales.



Stokhouder / *Porte-canne*



Voorwielen / *Roues avant*
2 maten massieve voorbanden: 8 x 1.38 inch ① en 8 x 2 inch ②.
2 tailles de pneus pleins avant: 8x 1.38 inch ① et 8 x 2 inch ②.



Opties / *Options*



Verkrijgbaar in 2 uitvoeringen. / *Disponible en deux configurations.*
***Action*$^{1}_{NG}$**



Action*$^{1}_{NG}$ *Plus





Armsteunen / *Accoudoirs*

2 types opklapbare armsteunen beschikbaar: vast kort (240 mm) ① bij ***Action*$^{1}_{NG}$** en vast lang (340 mm) ② bij ***Action*$^{1}_{NG}$ *Plus***.
*2 types d'accoudoirs disponibles: fixe et court (240 mm)① sur l'**Action**$^{1}_{NG}$ et fixe, long (340 mm)② sur l'**Action**$^{1}_{NG}$ **Plus**.*



Beensteunen / *Repose-jambes*

Verschillende types beensteunen verkrijgbaar: amuptatiesteun ①, comfort lengte-compenserende beensteun ② en vaste 80graden beensteun ③.
Plusieurs types de repose-jambes disponibles: support amputé ① repose-jambe confort avec compensation de longueur ② et repose-jambe fixe 80° ③.



Remhendel / *Manette de frein*

Wegklapbare remhendel van drukremmen voor eenvoudige transfers.
Manette de frein escamotable (freins à pousser) pour transferts en toute simplicité.



Achterwiel posities / *Position des roues arrière*

Twee verschillende zithoogtes mogelijk met de standaard achterwiel plaat.
Deux hauteurs d'assise possibles avec la plaque de roue arrière standard.



Kussen / *Coussin*

50 mm foam kussen met nylon, anti-slip hoes is verkrijgbaar.
Coussin de 50 mm de mousse, disponible avec housse anti-dérapante en nylon.



Invacare® | Action¹NG

Technische gegevens / *Caractéristiques techniques*

Invacare **Action¹NG**	405 / 430 / 455 / 480 / 505 mm	425 mm	450 / 500 mm	410 mm	80° / 0° - 80°	330 - 455 mm	240 mm
Invacare **Action¹NG**	Zitbreedte / *Largeur d'assise* + 215 mm	315 mm	1045 mm	815 mm	865 / 915 mm	22°	880 mm
Invacare **Action¹NG**	127 kg	16,5 kg	10,5 kg				

Alle afmetingen zijn in millimeters volgens de EN 12183. Voor meer informatie over deze rolstoel, kunt u kijken op www.invacare.nl. Deze stoel is te vinden onder Laag Actief rolstoelen. Voor meer informatie verwijzen wij u naar de gebruikershandleiding.

Toutes les dimensions sont exprimées en milimètres selon la NE 12183. Consultez notre site web www.invacare.be pour de plus amples informations sur ce fauteuil. Ce fauteuil-ci se trouve sous la catégorie des fauteuils manuels standard. Pour plus d'infos nous vous prions de consulter le manuel d'utilisation.

Framekleuren / *Coloris du châssis*



Zilvergrijs / *Gris Argent*



Zilvergrijs / Nachtblauw *Gris Argent / Bleu Nuit*

Kleuren kunnen enigszins afwijken van de hier afgebeelde voorbeelden.
Il est possible que les exemples ici représentés ne correspondent pas exactement aux couleurs du châssis.

Bekleding / *Revêtement*



Zwart nylon / *Noir Nylon*

Invacare N.V.
Autobaan 22 . 8210 Loppem
Belgium
Tel. + 32 (0)50 – 83 10 10
Fax. + 32 (0)50 – 83 10 11
Email : belgium@invacare.com
www.invacare.be

© 2013 Invacare International Sàrl
Alle rechten voorbehouden.
Tous droits réservés.

Alle informatie wordt juist geacht ten tijde van druk. Invacare behoudt zich het recht voor productspecificaties te wijzigen zonder voorafgaande kennisgeving.
Informations données à titre d'information. Invacare se réserve le droit de modifier sans préavis les données techniques de ce produit.

Action1NG - BE - 07/2013

CE

Yes, you can.

Otto Bock®

QUALITY FOR LIFE





E-Support

Plus d'indépendance et d'activité

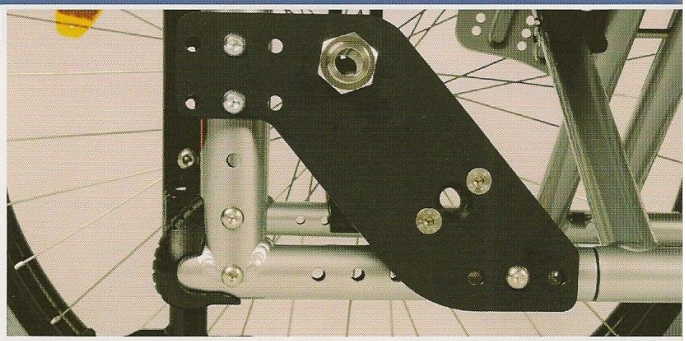
- Moteur auxiliaire dans le moyeu des roues motrices.
- Variante 1, le moteur fournit 60 % de l'énergie nécessaire et l'utilisateur ne fournit que 40 %.
- Variante 2, le moteur fournit 75 % de l'énergie nécessaire et l'utilisateur ne fournit que 25 %.
- Les caractéristiques du fauteuil roulant, telles que la maniabilité et la possibilité de le plier, sont conservées.
- Vous restez en mouvement et vous stimulez votre activité musculaire.

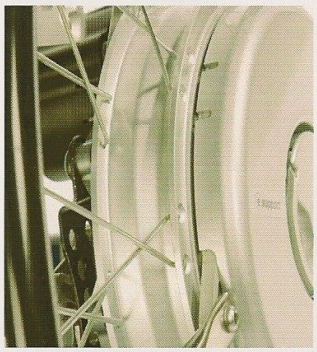


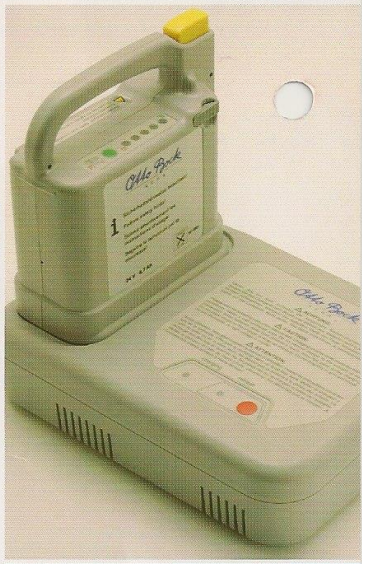
E-Support

E-Support en détail

- deux roues motrices 24" complètes, avec moteur sur moyeu et commande
- batterie nickel-métal hybride rechargeable
- deux roues motrices avec freins sur moyeu intégrés
- chargeur de batterie
- deux roues motrices 22" complètes avec moteur sur moyeu et commande (en option)
- protège-rayons (en option)







Détails techniques

Vitesse	6 km/h
Batteries	6.7 Ah
Autonomie environ	15 km
Durée de chargement maximale	2.5 h
Charge autorisée	120 kg
Poids à vide	9 kg

E-Support

Otto Bock®

Alber | e-motion® M15



Powered by Li-Ion technologie
ZEER DUURZAAM LICHTGEWICHT ONTWERP/ *LONGUE DURÉE DE VIE ET ULTRA-LÉGER*



Actieve aandrijving voor rolstoelen / *Propulsion active pour fauteuils roulants*

Voor bijna alle rolstoelgebruikers geldt dat het onmogelijk is om overal te komen, zelfs wanneer iemand fysiek erg sterk is. Hellingen en stoepranden vormen soms onmogelijke obstakels. Dankzij de **Alber e-motion** met elektrische aandrijving kunnen gebruikers voortaan hun actieve leven behouden en hun mobiliteit vergroten. /

*Pour presque tout utilisateur d'un fauteuil roulant, il est impossible de se déplacer partout, même quand cette personne est très forte physiquement. Des pentes, des seuils et des trottoirs forment parfois des obstacles imprenables. Grâce à l'***Alber e-motion** *à propulsion électrique, les utilisateurs ont la possibilité de maintenir et même d'améliorer leur mobilité.*

alber®

INVACARE®
Yes, you can.®



Alber | e-motion® M15

Vergrote zelfstandigheid / *Indépendance augmentée*

Elektromotoren in de wielnaven, geactiveerd na geringe druk op de hoepels, zorgen voor extra duwkracht. Aanpassingen aan huis of auto zijn niet nodig, want de gebruiker kan zijn manuele rolstoel als zodanig blijven gebruiken. / *Des moteurs électriques dans les moyeux des roues, activés après une légère pression sur les cerceaux, garantissent une poussée additionnelle. Etant donné que l'utilisateur peut maintenir son fauteuil roulant manuel, aucune adaptation de l'habitation ou de la voiture n'est nécessaire.*

Therapeutische voordelen / *Avantages thérapeutiques*

De **e-motion** helpt om pijn en krachtvermindering in de armen te voorkomen door de belasting op spieren en gewrichten te reduceren en bevordert tegelijkertijd actief bewegen. / *L'***e-motion** *aide à éliminer de la douleur et une force diminuée dans les bras en réduisant la charge des muscles et des articulations, et promeut ainsi le mouvement actif.*

Draagbaar en uitwisselbaar / *Portable et interchangeable*

Dankzij het quick-release systeem kunnen de **e-motion** wielen binnen een paar seconden van de rolstoel afgehaald worden. De **e-motion** is geschikt voor de meest gangbare rolstoelmodellen. De huidige rolstoelwielen kunnen eenvoudig vervangen worden door de **e-motion** wielen en als alternatief blijven gebruikt worden. /

Le système quick-release permet d'enlever les roues **e-motion** *en quelques secondes. L'***e-motion** *est compatible avec la plupart des fauteuils roulants courants. Les roues actuelles peuvent être remplacées facilement par des roues* **e-motion** *et peuvent être utilisées comme alternatives.*

Opties / *Options*



De compacte en lichtgewicht componenten zijn eenvoudig te vervoeren. / *Les éléments compactes et ultra-légers sont faciles à transporter.*



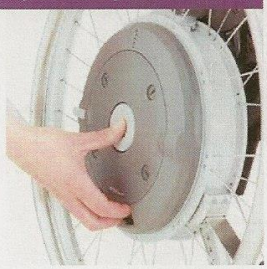
Het gebruik van de hoepel activeert de **e-motion** hulpmotoren. / *Les moteurs d'assistance de l'***e-motion** *s'activent après l'utilisation des cerceaux.*



Hoogwaardige lithium-ion batterij technologie vergroot de actieradius en is duurzaam. Deze zijn afneembaar voor transport. / *La technologie des batteries lithium-ion de haute qualité agrandit le rayon d'action et a une longue*



Opties / *Options*



e-motion wiel is eenvoudig te verwijderen en verkrijgbaar in 22" en 24". / *La roue de l'***e-motion** *est facile à enlever et disponible en 22" et 24".*



Automatische acculader. / *Chargeur automatique.*



Spaakbeschermers verkrijgbaar in 22" en 24" diameter. / *Protège-rayons disponibles en diamètres 22" et 24".*



Anti-tippers met hefboom-functie voor het eenvoudig verwijderen van de wielen. / *Anti-bascules avec fonction levier pour enlever facilement les roues.*



Afstandsbedieninghouder. / *Support de la télécommande.*

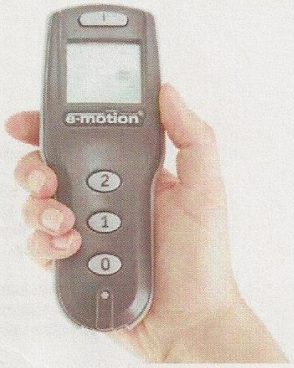


Rubber gecoate hoepels voor meer grip. / *Cerceaux en caoutchouc enduits pour une meilleure adhérence.*



Accu's zijn getest om aan alle geldende veiligheidseisen te voldoen voor vervoer per vliegtuig. / *Les batteries sont testées et certifiées afin de répondre à toutes les exigences pour le transport en avion.*

Ergonomisch controle systeem (ECS) (optioneel) / *Système de contrôle ergonomique (ECS) (optionnel)*





Terugrol vertraging / *Dispositif anti-recul*



Afstandsbediening / *Télécommande*



Twee ondersteunende niveaus / *Deux niveaux d'assistance*



Accu monitor / *Ecran d'affichage de la batterie*



Zelfdiagnose / *Autodiagnostic*



Gecodeerde radio-transmissie / *Transmission radio codée*

De ECS combineert therapeutische voordelen met individuele instellingen / *L' ECS combine les avantages thérapeutiques avec les paramètres individuels*

De **e-motion** M15 kan aan- en uitgezet worden met de afstandbediening, terwijl de gebruiker in de stoel zit. Verder is er de keuze uit twee niveaus van motorische ondersteuning voor een optimaal rijcomfort. De terugrolvertraging voorkomt dat de rolstoel achteruit naar beneden rolt en is zodoende een uitstekende hulp bij steile hellingen. De display geeft zowel de status van de batterij als de diverse servicecodes weer, en de grote knoppen maken alle functies erg toegankelijk. Diverse instellingen kunnen met de ECS vrij geprogrammeerd worden. / *L'***e-motion** *peut être allumé et éteint avec la télécommande alors que l'utilisateur reste assis dans son fauteuil. Ensuite, il y a le choix entre deux niveaux de motricité afin de garantir un confort de conduite optimal. Le dispositif anti-recul peut être une grande aide sur des pentes raides. L'écran vous affiche l'état de la batterie et les différents codes de service, qui sont très accessibles grâce aux grandes touches. Plusieurs paramètres, entre autres le niveau d'appui, peuvent être programmés librement à l'aide de l'ECS.*



Alber | e-motion® M15

Technische gegevens / *Caractéristiques techniques*

e-motion	max. 6 km/u	25 km (volgens norm / *selon la norme* ISO 7176-4)	2 x 60 W	1,3 kg	21 kg (1 wiel / *une roue*: 11 kg)	130 kg

FAUTEUIL NON INCLUS

Invacare N.V.
Autobaan 22 . 8210 Loppem
Belgium
Tel. + 32 (0)50 – 83 10 10
Fax. + 32 (0)50 – 83 10 11
Email : belgium@invacare.com
www.invacare.be

© 2013 Invacare International Sàrl
Alle rechten voorbehouden.
Tous droits réservés.

Alle informatie wordt juist geacht ten tijde van druk. Invacare behoudt zich het recht voor productspecificaties te wijzigen zonder voorafgaande kennisgeving. *Informations données à titre d'information. Invacare se réserve le droit de modifier sans préavis les données techniques de ce produit.*

e-motion - BE - 04/2013

CE

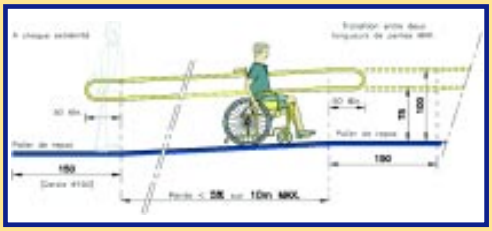
INVACARE
Yes, you can.

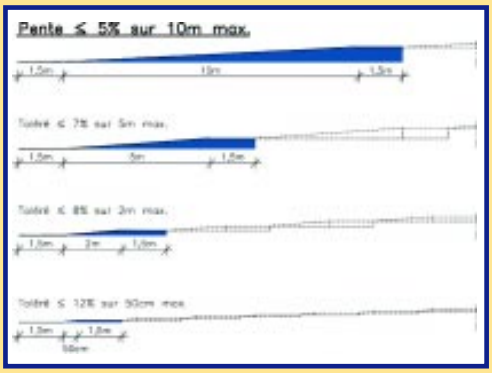
FICHE TECHNIQUE

RAMPE

La notion de pente

On peut considérer qu'une personne en fauteuil roulant peut franchir une pente de 5% maximum.
Au-delà, il s'agit d'un plan incliné.
Lorsque la pente d'un cheminement continu devient trop longue, il faut prévoir, tous les 30 à 40 mètres, une zone de repos, en retrait de la circulation, permettant l'installation d'un banc et le stationnement d'un fauteuil roulant. En cas de déclivité plus accusée, un autre itinéraire, convenablement signalé, est aménagé. Même sur les terrains escarpés, il faut s'efforcer de respecter les pentes admissibles. Les pentes supérieures à 5% sont déconseillées; sur un cheminement en pente, le fauteuil roulant est soumis à une force qui tend à le déséquilibrer en le faisant basculer en arrière. Emprunter un plan incliné ou une rampe est indispensable pour les personnes en fauteuil roulant ou avec une poussette voulant franchir une différence de niveau.





ANLH - Cooparch

Le cheminement oblique et la rampe d'acces

Pour les personnes plus valides, ce n'est qu'une question de choix, l'escalier ou la rampe, d'après l'opportunité du moment. Ce double aspect, fonctionnel et subjectif, doit être maintenu lorsque l'on conçoit l'aménagement d'une rampe. Quand la rampe double un escalier, il est souhaitable de ne pas la dissocier visuellement, pour éviter une coupure sociale ségrégative entre ceux qui l'empruntent et les autres. Pour toute dénivellation supérieure à 2 cm, il convient de prévoir un plan incliné.
La largeur de celui-ci doit permettre le croisement aisé d'un fauteuil roulant et d'une autre personne, au mieux, le croisement de deux fauteuils roulants. Des aires de manœuvre de 1,50x1,50 m doivent être prévues à ces deux extrémités. Toute dénivellation importante doit être doublée d'un plan incliné. La largeur minimale est de 1,50 m pour les cheminements obliques et de 1,20 m pour les rampes d'accès. Dans un cheminement en pente ou dans une rampe d'accès, il ne doit pas y avoir de dévers.



Les pentes

La pente nécessaire pour franchir une dénivellation doit être inférieure à 5%; un palier de repos est nécessaire tous les 10 mètres. En cas d'impossibilité technique d'utiliser des pentes inférieures à 5%, les pentes suivantes sont tolérées exceptionnellement:
- 7% sur une longueur inférieure à 5 m,
- 8% sur une longueur inférieure à 2 m,
- 12% sur une longueur inférieure à 0.5 m.

Avec le soutien de Willem DRAPS,
Secrétaire d'Etat en charge de l'Aménagement du Territoire.

RAMPE





Les bords latéraux
Les bords latéraux libres de la rampe, des paliers et des aires de repos doivent être garnis d'une bordure d'une hauteur de 5 cm minimum. Cette bordure «chasseroue» sert à la fois de caniveau latéral et d'élément de blocage pour la petite roue du fauteuil roulant, la canne ou la béquille. Elle sert également d'élément de repérage pour la canne de la personne aveugle.

Les paliers et aires de repos
Un palier de repos est nécessaire devant chaque porte (aire d'approche), en haut et en bas de chaque plan incliné et à l'intérieur de chaque sas.
Il doit être horizontal. Sa longueur minimale est de 1,50 m (hors débattement de porte éventuelle)
Les plans inclinés et les paliers de repos doivent être équipés des deux côtés d'un garde-corps continu, comportant deux mains courantes ou lisses situées à une hauteur de 75 et 100 cm du sol, offrant un appui solide et un glissement aisé de la main. La seconde main courante inférieure d'un plan incliné sera utilement installée pour faciliter la prise en main des enfants et des personnes en fauteuil roulant

Les garde-corps
Même pour les dénivellations inférieures ou égales à 40 cm, il est recommandé, dans le cas d'une rampe, de prévoir un garde-corps préhensile sur la longueur complète de la rampe. A chaque extrémité d'un plan incliné, les mains courantes sont prolongées de 50 cm.

ACCES A

**L'Agence de Consultation,
de Conseil et d'Expertise Sur l'Accessibilité**

Rue de la Fleur d'Oranger 37/213 - 1150 Bruxelles
Tél.: 02/ 772.18.95 - Fax: 02 / 779.26.77
E-mail: accesa@anlh.be - www.anlh.be/accesa
Une initiative de l'ANLH

LEGISLATION RRU Titre 4

ACCESSIBILITE DES BATIMENTS PAR LES PERSONNES A MOBILITE REDUITE à Bruxelles

Art. 4.
Les bâtiments accessibles au public comportent au moins une voie d'accès de 1,20 m de large. Cette voie d'accès est située à proximité immédiate de l'entrée principale et répond à l'une des deux conditions suivantes :
1° être de plain pied ou présenter un ressaut biseauté éventuel de maximum 0,02 m;
2° avoir une rampe répondant aux conditions fixées par l'article 5.
La surface de la voie d'accès est antidérapante, sans obstacle au pied ou à la roue.

Caractéristiques de la rampe
Art. 5.
§ 1. L'inclinaison de la rampe est de maximum 5 % pour une longueur maximale de 10 m.
Lorsque le respect des conditions énoncées à l'alinéa 1er est techniquement impossible, la rampe présente une inclinaison de :
- maximum 7 % pour une longueur maximum d'un tenant de 5 m;
- maximum 8 % pour une longueur maximum d'un tenant de 2 m;
- maximum 12 % pour une longueur maximum d'un tenant de 0,50 m;
Aux deux extrémités de la rampe, un palier ou une aire de repos d'une longueur minimum de 1,50 m est aménagé.
Le croquis n°2 en annexe 1 du présent titre illustre le présent paragraphe.

§ 2. Les bords latéraux libres de la rampe, des paliers et des aires de repos sont garnis d'une bordure d'une hauteur minimum de 0,05 m. La rampe, les paliers et les aires de repos sont équipés des deux côtés d'un garde-corps continu comportant deux lisses se trouvant respectivement à une hauteur de 0,75 m et de 0,90 m.

§ 3 Latéralement, la rampe ne peut avoir un dévers supérieur à 2%.

Résumé

Plans inclinés :

- **Largeurs:** Minimum 1m20, idéal 1m50.

- **Pentes:**
  - Pente admise:
    inférieure à 5 % sur 10 m max.
  - Pentes tolérées :
    inférieure à 7 % sur 5 m de longueur max.
    inférieure à 8 % sur 2 m de longueur max.
    inférieure à 12 % sur 0,5 m de longueur max.

- **Paliers:**
  - Paliers de repos horizontaux :
    1,5 m de large aux extrémités des plans inclinés, entre chaque longueur maximale, de part et d'autre des portes d'entrée et hors débattement de celles-ci.
  - Pente transversale (dévers) :
    inférieure à 2%

- **Mains-courantes:**
  - Hauteurs : 0,9 m et 1 m sans interruption.

pastel-00831253, version 1 - 6 Jun 2013



ParisTech
INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES
PARIS INSTITUTE OF TECHNOLOGY

ARTS ET MÉTIERS ParisTech

2012-ENAM-0048

École doctorale n° 432 : Science des métiers de l'ingénieur

Doctorat ParisTech

T H È S E

pour obtenir le grade de docteur délivré par

l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers

Spécialité " Biomécanique "

présentée et soutenue publiquement par

Joseph BASCOU

le 04 décembre 2012

ANALYSE BIOMÉCANIQUE POUR LA COMPRÉHENSION ET L' AMÉLIORATION DU FAUTEUIL ROULANT DANS SON APPLICATION AU TENNIS DE HAUT NIVEAU

Directeur de thèse : **François LAVASTE**
Co-encadrement de la thèse : **Hélène PILLET**
Co-encadrement de la thèse : **Patricia THOREUX**

Jury

Mme Laurence CHÈZE, Professeur, LBMC, INRETS-UCBL, Lyon	Rapporteur
M. Philippe GORCE, Professeur, HANDIBIO, Université du Sud Toulon Var, Toulon	Rapporteur
M. Olivier REMY-NÉRIS, Professeur, LaTIM, Université de Bretagne Occidentale, Brest	Examinateur
M. Philippe VASLIN, Maître de conférences, LIMOS, Clermont Universités, Clermont-Ferrand	Examinateur
M. François LAVASTE, Professeur émérite, LBM, Arts et Métiers ParisTech, Paris	Examinateur
Mme Hélène PILLET, Maître de conférences, LBM, Arts et Métiers ParisTech, Paris	Examinateur
Mme Patricia THOREUX, Professeur, LBM, Arts et Métiers ParisTech, Paris	Examinateur
Mme Wafa SKALLI, Professeur, LBM, Arts et Métiers ParisTech, Paris	Examinateur
Mme Pascale FODE, Docteur, Directrice du CERAH, Institut National des Invalides, Paris	Invité
M. Stéphane HOUDET, Docteur en médecine vétérinaire, médaillé olympique de tennis fauteuil 2012	Invité

T H È S E

Arts et Métiers ParisTech - Centre de Paris
Laboratoire de Biomécanique

I.1 Pertes énergétiques par déformation du châssis du fauteuil

Lorsqu'un sujet change de position sur son fauteuil, il modifie la valeur et la répartition des efforts sur ce fauteuil en fonction de la dynamique des différents segments corporels. Ce phénomène se trouve particulièrement accentué dans le cas de la pratique du tennis en fauteuil, où les mouvements peuvent être très violents. Le châssis du fauteuil n'étant pas infiniment rigide, la variation d'effort sur celui-ci va entraîner une déformation de la matière. Si de surcroît le matériau constituant le châssis n'est pas parfaitement élastique tout au long de la déformation, celle-ci va entraîner une dissipation d'énergie.

Bien que dans les arguments de vente de quelques constructeurs, un châssis et des repose-pied très rigides soient présentés comme dissipant moins d'énergie qu'un châssis pliable ou des reposes pieds séparés, aucune étude n'a cherché à prouver cette affirmation à notre connaissance [138]. D'un point de vue mécanique, il est raisonnable de supposer qu'un châssis très rigide, élastique et monobloc dissipera moins d'énergie par déformation qu'un châssis composé de plusieurs pièces [130].

Dans le cas qui nous concerne, le châssis du fauteuil tennis est monobloc, ses éléments sont soudés et le repose pied est inamovible. Nous considérerons donc les pertes de puissance dans la déformation du châssis comme négligeables devant les autres pertes de puissance et ne l'étudierons pas dans ce projet.

En termes de préconisations, la rigidité du châssis, du siège et des repose-pieds pourrait être conseillée, sans que son impact réel sur la perte d'énergie puisse être quantifié.

I.2 Pertes énergétiques par résistance aérodynamique

I.2.1 Explication du phénomène

Lorsqu'un solide se déplace dans un fluide non parfait, l'écoulement de ce fluide autour du solide entraîne une résistance qui s'oppose à l'avancement, appelée traînée. Celle-ci peut être exprimée comme suit pour un solide se déplaçant dans un courant d'air [23] :

$$R_{air} = \frac{1}{2}\,\rho\,A\,C_D\,V^2 \tag{I.2.1}$$

Où :

- R_{air} est la résistance opposée par l'écoulement de l'air, ou traînée, en [N]
- ρ est la masse volumique de l'air, en $[kg/m^3]$
- V est la vitesse relative du solide par rapport à l'air, en $[m/s]$
- A est l'aire frontale, en $[m^2]$

pastel-00831253, version 1 - 6 Jun 2013

- C_D est le coefficient traînée, adimensionnel

Chez certains auteurs, on introduit le terme $SC_x = A\,C_D$, appelé coefficient de pénétration dans l'air [8], en [m^2]

I.2.2 Quantification de la résistance aérodynamique

Dans la littérature, les valeurs de résistances dynamiques sont calculées de deux façons : par mesure directe en utilisant une soufflerie ou par calcul à partir des équations de mouvement.

Les souffleries sont des instruments capables de créer un écoulement d'air laminaire et constant. On place alors dans ce flux d'air la structure dont les caractéristiques aérodynamiques sont à étudier. Celle-ci est placée en général sur une plateforme de forces afin de connaître la force de résistance aérodynamique en fonction de la vitesse de l'air soufflé. En connaissant la vitesse de l'écoulement, la densité de l'air et l'aire frontale du solide étudié, le coefficient de traînée peut être déduit de la force de résistance mesurée [20, 23]. De là, la résistance aérodynamique peut être calculée pour toute vitesse. Le coefficient de traînée peut être considéré comme constant [23] ou dépendant de la vitesse [20].

Les souffleries n'étant pas utilisées en pratique médicale ou en conception de fauteuil roulant, peu d'études ont pu utiliser cette instrumentation pour caractériser directement la résistance aérodynamique du fauteuil roulant.

D'autres auteurs ont donc déduit les coefficients de traînée ou de pénétration dans l'air des équations de mouvement. Pour ce faire, un mouvement en ligne droite est imprimé au fauteuil et seules les résistances aérodynamiques et au roulement sont considérées lors de l'étude de sa décélération. Cette méthode est appelée "test de décélération" ou "drag test". Comme la résistance aérodynamique dépend du carré de la vitesse et que la résistance au roulement est considérée comme dépendante de la vitesse (non de son carré) ou comme constante, il est possible d'établir une équation de mouvement de la décélération et de découpler les influences respectives de la résistance au roulement et de la résistance aérodynamique [8, 63, 64]. En effet, en considérant un mouvement en ligne droite d'un sujet immobile sur son fauteuil, la masse totale du système {sujet+fauteuil} multipliée par l'accélération de son centre de gravité - à laquelle sont ajoutées les inerties des roues multipliées par leurs accélérations angulaires si elles ne sont pas négligées - est égale à la somme des efforts agissant sur le fauteuil et le sujet. Si ces efforts ne sont constitués que des résistances au roulement et aérodynamique, l'équation de mouvement devient [64] :

$$m_T * \gamma_{GT} = \Sigma F_{\bar{T}\to T} = R_{air} + R_{roulement} \tag{I.2.2}$$

où :

pastel-00831253, version 1 - 6 Jun 2013

- m_T est la masse totale du système {sujet+fauteuil}, en [kg]
- γ_{GT} est l'accélération du centre de gravité du système (ou de tout point du système dans un mouvement en ligne droite avec sujet immobile), en [m/s^2]
- R_{air} est la résistance opposée par l'écoulement de l'air, ou traînée, en [N]
- $R_{roulement}$ est la résistance au roulement, en [N]

En remplaçant les termes de résistance au roulement et à l'air par leur expression en fonction de la vitesse et des coefficients dépendant de la géométrie et des matériaux du fauteuil, il est possible d'exprimer la distance parcourue comme une fonction du temps. Afin de déterminer les différents coefficients de résistance à l'air et au roulement, la distance ou l'accélération doivent être exprimées en fonction du temps à l'aide de capteurs optiques mesurant les rotations les roues [29], de capteurs optiques placés sur le terrain [8, 64, 51], ou encore d'un accéléromètre [20].

Les données sur les valeurs de résistance aérodynamique sont relativement peu nombreuses sur les fauteuils roulants, et encore plus limitées sur les fauteuils de type tennis. Malgré tout, Frank [51] a calculé une résistance aérodynamique d'environ 10 % de la résistance au roulement à une vitesse de 1,6 m/s, soit 4 Newtons pour un panneau de 1,3 m^2. Ceci donne pour une vitesse de 1m/s une résistance aérodynamique de 1.6N, qui monte à 39N pour une vitesse de 5m/s puis à 77N à 7m/s. Ces valeurs peuvent être légèrement surestimées car le panneau peut présenter un coefficient de traînée très différent de celui d'un être humain.

Bougenot [8] a quant à lui calculé des coefficients de pénétration dans l'air pour un utilisateur sur fauteuil de sport de 0,63 m^2 à 0,76 m^2, ce qui montre en moyenne des résistances aérodynamiques de 0,4N pour 1m/s, 10,5N pour 5m/s, 20,5N pour 7m/s.

Coutts [29] constate quant à lui une augmentation de 4 à 10N de la résistance totale à l'avancement en augmentant la vitesse du fauteuil de 1,5m/s à 4,5 m/s. En considérant que cette augmentation n'est due qu'à la résistance à l'air, ces valeurs rejoindraient celles de Bougenot.

Enfin, Chua [20] a étudié les variations de la traînée en fonction de la vitesse relative du vent d'un fauteuil de rugby sans sujet : à partir de ses travaux peut être calculée une résistance aérodynamique de 0.5 N pour 1 m/s, de 5,8 N pour 5 m/s et de 10,8 N pour 7 m/s.

I.2.3 Facteurs influençant la résistance aérodynamique

D'après l'équation I.2.1, la résistance à l'air dépend d'abord de l'aire frontale présentée par l'athlète et son fauteuil. Elle évolue donc avec le choix de la forme du fauteuil, de l'assise de l'athlète et de la morphologie de l'athlète : plus l'athlète sera ramassé sur lui-même, moins il présentera une aire frontale importante ; de la même manière, pour Higgs [62] un fauteuil à trois roues présentera moins d'aire frontale qu'un fauteuil à

pastel-00831253, version 1 - 6 Jun 2013

quatre roues car une partie de l'aire de la roue avant sera devant le sujet et son aire ne sera pas ajoutée à celle du sujet.

Ensuite, cette résistance dépend du coefficient de traînée, qui représente la facilité avec laquelle l'écoulement peut se faire autour du sujet : une forme profilée présentera par exemple une meilleure pénétration qu'une forme carrée. Lukes, travaillant sur le vélo [91] offre une quantification de nombreuses façons de réduire ce coefficient : en portant des vêtements plus ajustés, un casque, des déflecteurs sur le vélo. Toujours d'après lui, bien que des roues à disques réduisent la résistance au vent à forte vitesse (supérieure à 17 m/s), ceux-ci nuisent à la stabilité lorsqu'ils sont soumis à des vents latéraux. Par ailleurs une étude non publiée de l'université de l'Illinois (équipe Racing Wheelchair Aerodynamics Design Team) [109] a mesuré qu'en repliant ses jambes sous lui et en se penchant en avant, un sujet pouvait diminuer son coefficient de résistance à l'air de l'ordre de 4%, par rapport à une position jambes plus dépliées et buste relevé. Enfin, selon Higgs [62], une seule roue à l'avant présentera l'avantage de mieux "pénétrer" dans le flux d'air, atténuant par là les turbulences, ce qui lui donnera un meilleur coefficient de trainée qu'un système à deux roues à l'avant. MacLeish [92] propose en 1993 aussi une étude par éléments finis d'une coque recouvrant entièrement le fauteuil, permettant d'améliorer ce coefficient.

Pour terminer, il faut se rappeler que la résistance aérodynamique est liée au carré de la vitesse relative du vent par rapport au système {sujet+fauteuil}. Son importance sera donc majeure par fort vent et/ou par forte vitesse du système.

I.3 Pertes énergétiques dans les paliers des roues, roulettes et fourches

I.3.1 Explication du phénomène

Les roues et fourches d'un fauteuil roulant sont des éléments mobiles. Les liaisons roue/châssis, fourche/châssis et roulette/fourche sont toutes des liaisons pivots, faisant intervenir deux roulements à billes (le plus souvent étanches). La bague extérieure d'un roulement à billes est solidaire du châssis / de la fourche, sa bague intérieure est solidaire de l'axe et les billes assurent la liaison rotule entre la bague extérieure et la bague intérieure (figure en annexe C.1). L'utilisation de deux roulements à billes permet de créer la liaison pivot. En règle générale, sur le fauteuil roulant, un léger serrage est effectué sur l'axe pour rapprocher les bagues intérieures l'une de l'autre. Ainsi un effort axial de compression est exercé sur les paliers, permettant de limiter le jeu dans la liaison pivot. Une entretoise est souvent présente entre les bagues afin de prendre en charge une partie des efforts axiaux.

pastel-00831253, version 1 - 6 Jun 2013

pastel-00831253, version 1 - 6 Jun 2013

I.3. PERTES ÉNERGÉTIQUES DANS LES PALIERS DES ROUES, ROULETTES ET FOURCHES

Les roulements transmettent principalement une charge radiale (perpendiculaire à l'axe de rotation) dans le cas des roues et roulettes, mais ils peuvent aussi encaisser une charge axiale non négligeable : c'est le cas des roulements de la fourche et des roulements des roues carrossées.

Du fait du roulement des billes dans leur cage, apparaît un léger couple de résistance à la rotation de l'axe, qui travaille lors de la rotation de celui-ci et constitue donc une perte d'énergie.

I.3.2 Quantification de la résistance dans les paliers

Selon le site internet de la société SKF [122], la résistance dans les paliers atteint une valeur de 0.087 Nm pour un roulement à billes étanche (ICOS-D1B01-TN9, dint=12mm, dext=32mm) chargé radialement de 250 N et axialement de 100 N tournant à 100 tr/min (ces valeurs correspondent à un utilisateur de 75kg sur un fauteuil de 15 kg, dont 60% de la charge est supportée de manière symétrique par les roues arrière, avec un carrossage de 20 °). On remarquera que ce site donne des valeurs pour des roulements neufs, fonctionnant dans des conditions "idéales".

De nombreux auteurs ont cherché à quantifier cette résistance, mais dans des conditions extrêmes de fonctionnement : Poulie et Paleu étudient les grandes vitesses de rotation (supérieures à 50 000 t/min) [101, 105], Scibbe [121] étudie l'influence de la lubrification à des vitesses de 3000 tours/minutes, tandis que Schuller [120] étudie un type précis de roulement à contact oblique. Les bancs de tests utilisés, en plus d'être surdimensionnés par rapport aux conditions d'utilisation du fauteuil roulant, sont souvent très spécifiques au type de roulement à tester. Aussi il semble que dans la littérature du fauteuil roulant, seul Frank [52] ait quantifié la résistance dans un palier de roue à 0,10 Nm pour une charge radiale de 150 N. Cependant, son montage ne permettait d'accéder qu'au couple statique. Son expérience a permis cependant de caractériser un couple de résistance dans les paliers directement montés dans la roulette.

Cette faible valeur a ainsi incité de nombreux auteurs à négliger cette résistance dans la mesure des efforts de résistance à l'avancement [65, 130, 112] ou à mentionner les paliers des roues uniquement comme des éléments à entretenir pour ne pas être endommagés et avoir un jeu trop important dans les roues [98]. Certains comme Vegter [138] la considèrent aussi nulle, mais ajoutent que les pertes dans les paliers mal entretenus peuvent être importantes, sans plus de précision.

I.3.3 Facteurs influençant la résistance dans les paliers

En exécutant plusieurs calculs sur le site internet de la société SKF [122], il peut être constaté que les éléments d'étanchéité jouent pour beaucoup dans le moment résis-

Department of Veterans Affairs

Journal of Rehabilitation Research and Development Vol. 28 No. 3, 1991
Pages 51-58

A Review Article

A technique for the determination of center of gravity and rolling resistance for tilt-seat wheelchairs

Edward D. Lemaire, MSc; Mario Lamontagne, PhD; Hugh W. Barclay, CO; Thomas John, MD; Guy Martel, MHk, CPOC

The Rehabilitation Centre, Ottawa, Ontario K1H 8M2 Canada; Advanced Mobility Systems Corporation, Kingston, Ontario K7M 4H5 Canada; School of Human Kinetics, University of Ottawa, Ottawa, Ontario K1N 6N5 Canada

Abstract—A balance platform setup was defined for use in the determination of the center of gravity in the sagittal plane for a wheelchair and patient. Using the center of gravity information, measurements from the wheelchair and patient (weight, tire coefficients of friction), and various assumptions (constant speed, level-concrete surface, patient-wheelchair system is a rigid body), a method for estimating the rolling resistance for a wheelchair was outlined. The center of gravity and rolling resistance techniques were validated against criterion values (center of gravity error = 1 percent, rolling resistance root mean square error = 0.33 N, rolling resistance Pearson correlation coefficient = 0.995). Consistent results were also obtained from a test dummy and five subjects. Once the center of gravity is known, it is possible to evaluate the stability of a wheelchair (in terms of tipping over) and the interaction between the level of stability and rolling resistance. These quantitative measures are expected to be of use in the setup of wheelchairs with a variable seat angle and variable wheelbase length or when making comparisons between different wheelchairs.

Key words: *biomechanics, center of gravity, rolling resistance, tilt-seats, wheelchairs.*

INTRODUCTION

In the past decade, wheelchairs have undergone substantial changes which make these devices easier to propel, more comfortable, and capable of being modified to meet individual specifications. While these improvements can provide many benefits to the patient, the clinician has not been provided with quantitative measures to aid in the optimal setup of these modifiable wheelchairs.

Two wheelchair-setup criteria which lack quantifiable measures are seat angle and wheelbase length. Wheelchairs with adjustable seat angles allow the center of gravity of the patient-wheelchair to move forward or backward in the sagittal plane. This tilt feature may lead to backward tipping problems if the wheelbase is not adequately adjusted (especially for amputees). Cooper (2) described a method similar to du Bois-Reymond (3) for determining the center of gravity of a wheelchair; however, the equations used for the calculations did not include the inertial parameters of the balance board (the board on which the wheelchair is supported while the center of gravity is determined). By modifying the seat angle and wheelbase, it is also possible to change the rolling resistance of a wheelchair (5,6). By knowing the center of gravity and rolling resistance, the clinician is able to adjust the wheelchair so that a minimum amount of effort is needed for propulsion, to better evaluate the possibility of backward tipping, to compare objectively between wheelchairs, or to compare different wheelchair-tire configurations on the basis of rolling resistance. Mathematically, it has been shown that by positioning the center of gravity of the patient-wheelchair system closer to the rear axle, the rolling resistance of the system will decrease, since the rolling resistance of the large rear wheel is less than that of the small front wheel (1,7).

Address all correspondence and reprint requests to: Edward Lemaire, Prosthetics and Orthotics Department, The Rehabilitation Centre, Ottawa, Ontario K1H 8M2 Canada.

Messrs. Lemaire and Martel and Dr. John are currently with the Rehabilitation Centre. Mr. Barclay is with the Advanced Mobility Systems Corporation, and Dr. Lamontagne is with the School of Human Kinetics, University of Ottawa.

Journal of Rehabilitation Research and Development Vol. 28 No. 3 Summer 1991

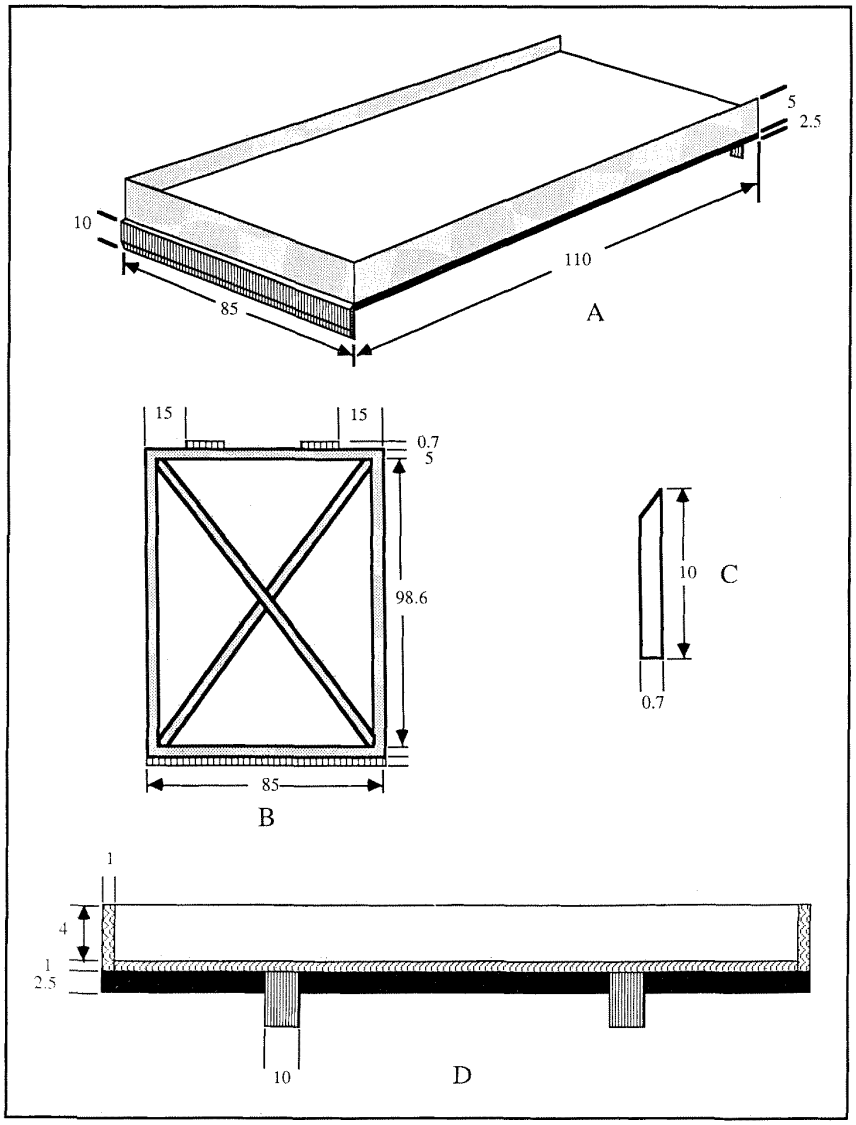


Figure 1.
Balance platform dimensions. A = general view, B = bottom view (including aluminum frame), C = tapered steel plate side view, D = front view. All units in centimeters.

This study describes a quick, easy method for determination of the patient-wheelchair center of gravity in the sagittal plane and the rolling resistance of the patient-wheelchair system.

METHODS

Center of gravity

Equipment and Data Collection

In order to determine the center of gravity for the patient-wheelchair system, a balance platform was constructed in a manner similar to du Bois-Reymond (3). A support frame was built using 2.5 cm square aluminum tubing and covered by 1.0 cm-thick plywood (**Figure 1**). Two tapered steel plates were welded to the narrow ends of the aluminum frame so that the platform was level when resting on the tapered edges. These plates were used so that the contact point between the platform and the support surface was minimized, thereby providing a pivot point on each end. In order to reduce the balance platform weight, the front plate can be replaced by two 10 cm-wide tapered steel plate sections. A 1 × 5 cm plywood border was attached on the sides and back of the plywood surface to ensure that the wheelchair would not easily roll off the side of the balance platform.

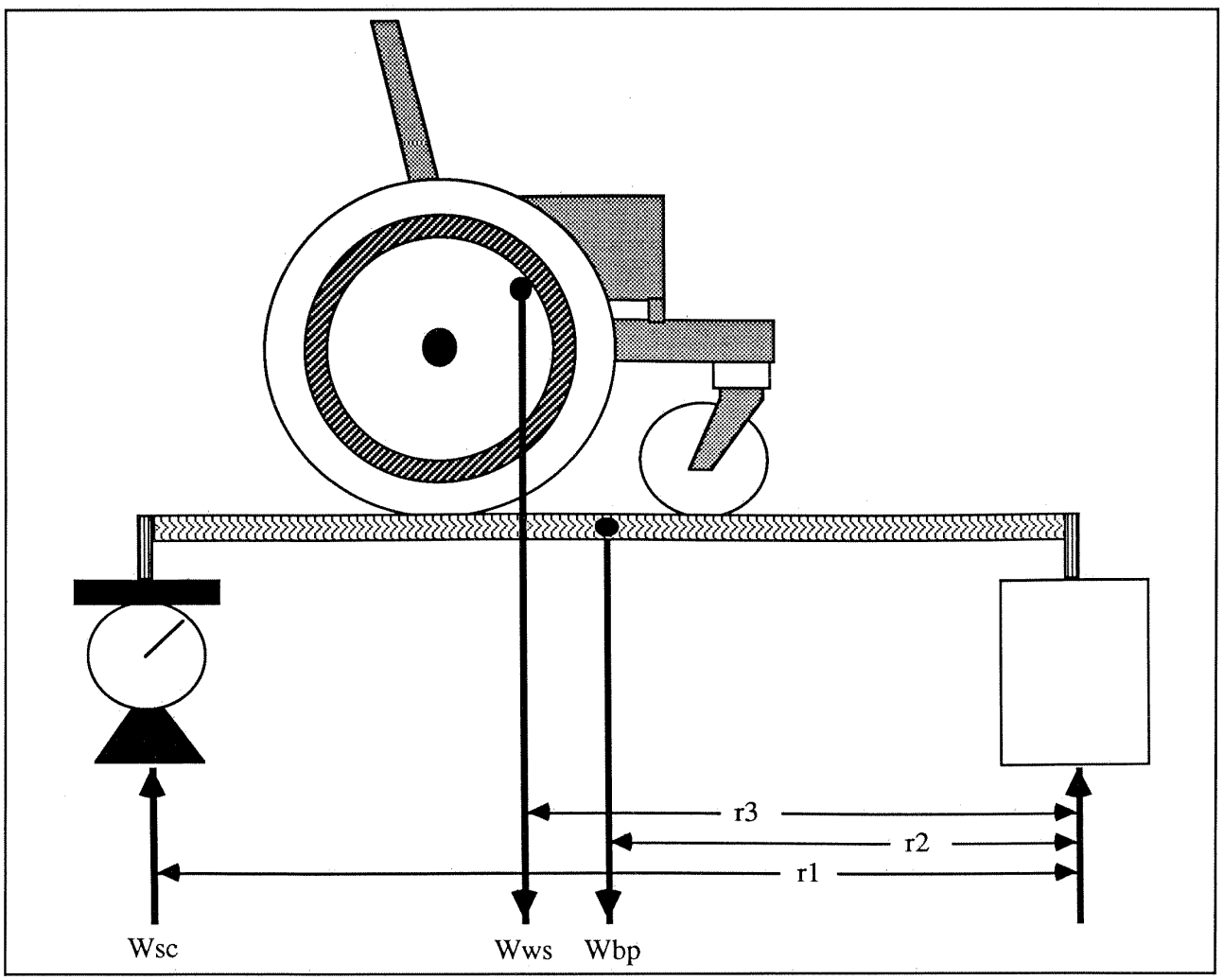


Figure 2.
Center of gravity test setup. W_{sc} = weight from the scale, W_{ws} = weight of the wheelchair and the patient, W_{bp} = weight of the balance platform, r_1 = distance between the two pivot points, r_2 = distance from the pivot point to the balance platform center of gravity, r_3 = distance from the pivot point to the patient-wheelchair center of gravity.

Once the balance platform was completed, its center of gravity was measured by balancing the platform on the edge of a tapered steel plate (the plate was oriented perpendicular to the long side of the balance platform) and the distance from the rear board plate to the balance point was measured. The weight of the balance platform, the weight of the wheelchair, the weight of the patient, and the length from the front axle to the rear axle (wheelbase length) were also measured for use in the center of gravity calculations.

Data collection with this system involved positioning the balance platform with one of the steel plates resting on a scale and the other plate resting on a surface equal in height to the scale base (thereby keeping the platform level). A straight metal piece (alignment bar) was placed on top, and perpendicular to, the board edges at a distance of 30 cm from the rear of the board to assist in positioning the wheelchair. Using a small ramp, the wheelchair was backed onto the platform until the rear wheels touched the alignment bar. The front wheels were then straightened and oriented for forward motion. The distance between the rear wheel axle and the rear plate was then measured

Journal of Rehabilitation Research and Development Vol. 28 No. 3 Summer 1991

for use as a reference point for the center of gravity position (this measurement will only have to be done once for a pair of wheels, assuming that the position of the alignment bar is consistent) and the alignment bar was removed. Once the patient was stationary, a scale reading was taken and recorded.

The balance platform technique was validated using an 80 lb mass with a known center of gravity position. The center of gravity of the mass was positioned at distances of 10, 40, and 70 cm from the end of the platform. The center of gravity positions were subsequently obtained, using the balance platform, and compared to the criterion values.

Calculations

The center of gravity in the patient's sagittal plane was calculated using the static moment equation for the system:

$$\Sigma M_p = 0$$
$$r_3 W_{ws} + r_2 W_{bp} - r_1 W_{sc} = 0 \quad [1]$$

where,

r_3 = distance from the pivot point to the patient-wheelchair center of gravity.
r_2 = distance from the pivot point to the balance platform center of gravity.
r_1 = distance between the two pivot points (steel plates).
W_{ws} = weight of the wheelchair and the patient.
W_{bp} = weight of the balance platform.
W_{sc} = weight from the scale.
M_p = moment about the pivot point.

By solving for the distance from the scale to the patient-wheelchair center of gravity and subtracting the distance from the scale pivot point to the rear axle (**Figure 2**), the distance from the rear wheel axle to the patient-wheelchair center of gravity can be obtained.

$$R_{rw} = \left(r_1 - \left(\frac{r_1 W_{sc} - r_2 W_{bp}}{W_{ws}} \right) \right) - r_{rw} \quad [2]$$

where,

R_{rw} = distance from the rear wheel axle to the patient-wheelchair center of gravity.
r_{rw} = distance from the pivot point to the rear wheel axle.

This information can be organized into an easy to read chart format or used in a microcomputer program (**Appendix A**).

Rolling resistance

In order to calculate the rolling resistance of the wheelchair certain assumptions were made:

- The patient-wheelchair system can be considered a rigid body.
- Wheelchair wheels are traveling at a constant angular velocity.
- The patient-wheelchair system is traveling on a level, concrete surface.
- The friction at the wheel axle is negligible.
- The tires have been inflated to manufacturers' specifications.

Using these assumptions and the equations of motion for the system, a good estimate of the rolling resistance can be obtained.

Coefficient of Friction of Tires

One present limitation of this technique for determining the wheelchair rolling resistance is the lack of information on the coefficient of rolling friction for wheelchair tires. This information is necessary for the solution of the rolling resistance equations. At the present time, these coefficients may be obtained from some tire manufacturers, with the method described by Gordon, *et al.* (4), or by rolling the wheelchair over a force platform.

The force platform technique involves pushing a wheelchair, loaded with at least 50 kg, over a force platform so that only one of the front and back wheels crosses the force platform surface. It is very important to ensure that the wheelchair travels at a constant speed while in contact with the force platform. The Fx, Fy, and Fz force vectors are sampled during this time at a sufficiently high rate (at least 200 Hz). The average force values for the periods where only the front or back wheel is on the force plate are calculated and entered into Equation 3 for calculation of the rolling coefficient of friction:

$$\mu = \frac{\sqrt{F_x^2 + F_y^2}}{F_z} \quad [3]$$

where,

μ = coefficient of rolling friction
F_x, F_y = horizontal force components
F_z = vertical force component

Since the rolling coefficient of friction is velocity dependent, the wheelchair velocity should be calculated by obtaining the time of force plate contact (t) from the sampled data, the wheelbase length (L_{wb}), and the force plate length (L_{fp}):

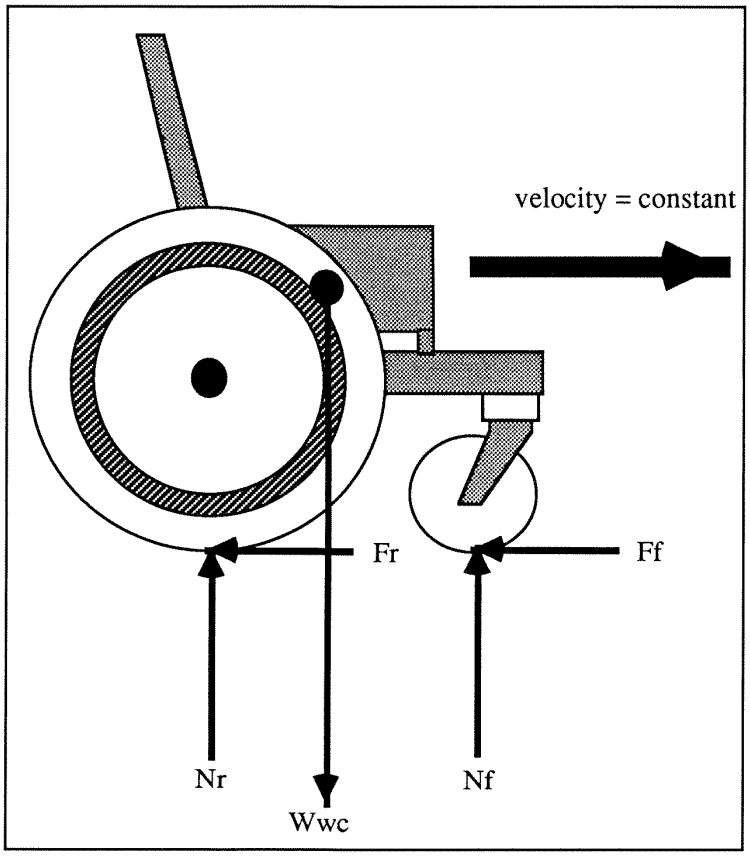


Figure 3.
Free body diagram for the calculation of rolling resistance. F_f = front wheel friction, F_r = rear wheel friction, W_{wc} = weight of the loaded wheelchair, N_r = rear wheel normal force, N_f = front wheel normal force.

$$v = \frac{(L_{wb} + L_{fp})}{t} \quad [4]$$

This velocity value should be approximately the same as the usual patient-wheelchair propulsion speed (2-4 km/h). Some error may occur due to the slowing down of the wheelchair as it crosses the platform; however, the amount of deceleration can be checked by comparing the average velocity values between the front and back wheels (ideally, these values should be the same).

Calculations

The solutions of the equations for the wheelchair rolling resistance involve obtaining the coefficient of rolling friction for the tires, the distance from the rear wheel axle to the patient-wheelchair center of gravity (using the balance platform technique), the weight of the patient-wheelchair, and the wheelbase length (**Figure 3**). These values are used in Equations 5 and 6 to calculate the rolling friction for one front and one rear tire.

$$F_f = \mu_f \times \left(\frac{r_{cg} \times W_{wc}}{L_{wb}} \right) \quad [5]$$

$$F_r = \mu_r \times \left(W_{wc} - \left(\frac{r_{cg} \times W_{wc}}{L_{wb}} \right) \right) \quad [6]$$

where,
F_f = front wheel friction
F_r = rear wheel friction
μ_f = coefficient of rolling friction for the front wheel
μ_r = coefficient of rolling friction for the rear wheel
r_{cg} = distance from the rear wheel axle to the center of gravity
W_{wc} = weight of the loaded wheelchair
L_{wb} = wheelbase length

The total rolling friction for the wheelchair is obtained by adding the front and back wheel rolling frictions and multiplying this value by 2.

Journal of Rehabilitation Research and Development Vol. 28 No. 3 Summer 1991

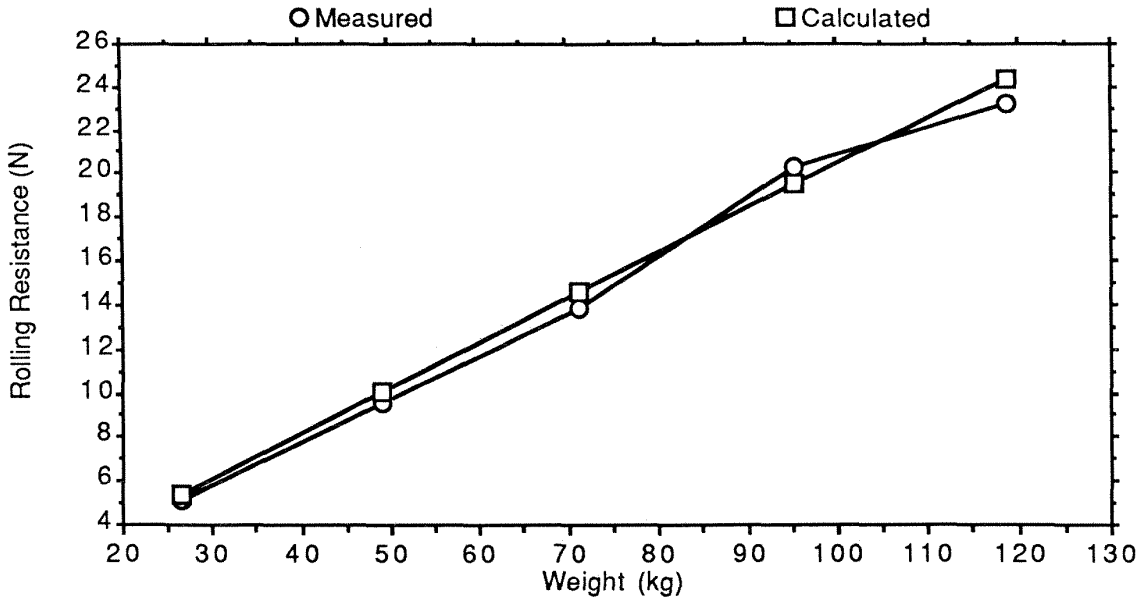


Figure 4.
Measured (treadmill test) and calculated rolling resistance values for a wheelchair in the seat-up position.

Validation

In order to validate the technique for determining wheelchair rolling resistance, calculated rolling resistance values were compared with measured rolling resistance values for the entire chair. The total rolling resistance for the wheelchair was obtained by securing a load cell to the front of the wheelchair and to a structure in front of a treadmill. After locking the front casters in the forward position (to ensure that the wheelchair would run straight), the wheelchair was positioned on the treadmill such that the load cell functioned along the midline of the wheelchair and the midline of the treadmill. While running at 2.5 km/h, the actual rolling resistance value for the wheelchair was obtained by reading the voltage output from the strain gauge and converting this value to newtons. The previous steps were repeated for weights of approximately 25 to 120 kg. The measured rolling resistance values were compared to the calculated values (obtained using the center of gravity technique and the equations of motion for the wheelchair system) using root mean square (RMS) and Pearson product-moment correlation statistics.

In order to test the system in a more realistic environment, center of gravity and rolling resistance were determined for a test dummy (ISO Standard 7176-11) and for five bilateral above-knee amputee subjects (three male and two female). All measurements were made using an Advanced Mobility Systems (AMS) tilt-seat wheelchair.

RESULTS

The calculated center of gravity values for the 80 lb mass were 9.4 cm, 39.8 cm, and 69.6 cm (criterion: 10 cm, 40 cm, 70 cm), thereby giving an average error of 1 percent. The validation procedure for rolling resistance produced a RMS value of 0.33 N (2 percent of full scale) and a correlation coefficient of 0.995 between the criterion and calculated values (**Figure 4**).

In terms of the evaluation involving the test dummy

Table 1.
Distance from the rear wheel axle to the center of gravity for the subject-wheelchair complex (in centimeters) and the subject-wheelchair weight (in kilograms).

	Weight (kg)	Seat Up (cm)	Seat Back (cm)
Dummy	100.00	17.1	13.3
Subject 1	103.75	16.3	10.0
Subject 2	129.66	22.9	14.8
Subject 3	91.18	18.8	12.5
Subject 4	73.41	18.9	14.0
Subject 5	83.64	20.3	14.5

Seat up is standard seating position; seat back corresponds to a seat angle of 116 degrees to the horizontal.

Table 2.
Rolling resistance values (in newtons) for the front wheel, rear wheel and the total of all four wheels of a tilt-seat wheelchair.

	Seat Up (N)			Seat Back (N)		
	Front	Rear	Total	Front	Rear	Total
Dummy	14.77	6.83	42.20	11.53	7.70	38.46
Subject 1	13.69	7.57	42.52	8.41	8.98	34.78
Subject 2	23.94	7.65	63.18	15.49	9.90	50.78
Subject 3	14.16	6.31	40.94	9.39	7.58	33.94
Subject 4	11.23	4.95	32.36	5.95	6.36	24.62
Subject 5	13.71	5.40	38.22	9.78	6.44	32.44

Seat up is standard seating position; seat back corresponds to a seat angle of 116 degrees to the horizontal.

and subjects, the results for the center of gravity calculations are in **Table 1** and the results for the rolling resistance calculations are in **Table 2**. The rolling resistance results are presented for one front wheel, one back wheel, and for all four wheels (total rolling resistance). Rolling resistance was assumed to be bilaterally equivalent.

DISCUSSION

Examination of the validation results for the center of gravity measurement technique showed an extremely low error (approximately 1 percent). This technique can, therefore, be considered valid for determining the center of gravity of a loaded wheelchair. The validity of the rolling resistance technique was also supported by an extremely high Pearson correlation coefficient and an extremely low RMS error (approximately 2 percent) between the measured and calculated values. The low errors found for both techniques were well within the necessary range for clinical evaluation and also indicated applications for research which involve the determination of center of gravity and/or rolling resistance (assuming the basic assumptions are met).

The evaluation of center of gravity and rolling resistance for the test dummy and bilateral amputee subjects produced the expected results (rolling resistance increased with body weight and decreased with seat tilt) (1,7). It should be noted that the rolling resistance values were not linearly related to body weight. This result is likely due to the variety of body types present over the five subjects and the effect of these body types on the position of the subject-wheelchair center of gravity.

Upon comparison of the pneumatic rear wheel rolling resistance values for the subjects with the results of Gordon, *et al.* (4), it was found that only a small difference occurred between values (difference in means = 0.9 N, Pearson correlation coefficient = 0.97). The slightly higher friction force found by Gordon could be due to the difference in test surfaces between the two studies (i.e., force platform surface vs. treadmill belt). There were no data available to compare with front wheel rolling friction.

Clinically, the application of this measurement tool has merit when addressing the relationship between rolling resistance, center of gravity, and rearward tip angle. Generally, it is acknowledged that a shorter wheelbase (i.e., rear wheels moved toward the front of the wheelchair) will reduce the rolling resistance and negatively affect stability (i.e., decrease in the rearward tip angle). These facts are directly related to the center of gravity position since, as the wheelbase is decreased, the center of gravity moves closer to the rear axle. This results in more weight being centralized over the rear wheels, thereby reducing the rolling resistance; however, when the wheelchair is tipped backward, the center of gravity does not have as far to move before the wheelchair passes the balance point (the point at which the center of gravity passes behind the rear axle). Similarly, a longer wheelbase will increase the rearward tip angle and increase the rolling resistance.

Based on wheelchair rearward stability, many clinicians choose the longer wheelbase format, believing this to be in the safest interests of the client. Although this may be the ideal solution for some patients, it should also be recognized that, apart from the decrease in maneuverability, the increase in rolling resistance may contribute to undue fatigue, pain in previously damaged joints or inflamed soft tissue, or contribute to degeneration of presently healthy structures through repeated loading over a long period.

By the utilization of center of gravity and rolling resistance information during the wheelchair setup process, the clinician will be able to decide on the wheelchair configuration which will promote safety but have the minimum sacrifice of function.

CONCLUSION

A method and device for determining the center of gravity for a patient in a wheelchair and estimating the rolling resistance of the wheelchair has been described. These tools are beneficial to the clinician for the setting up of tilt-seat wheelchairs, determining the best wheelbase length, and making comparisons between wheelchairs. These valid, quantitative measures are expected to help make the task of setting up wheelchairs consistent and more efficient.

ACKNOWLEDGMENTS

The authors would like to acknowledge the contributions of Dr. Micheal O'Riain and the rehabilitative engineering staff of The Rehabilitation Centre to this project. Funding for this project was provided by the University Research Incentive Fund. (#OT 12-001).

REFERENCES

1. **Brubaker CE:** Wheelchair prescription: An analysis of factors that affect mobility and performance. *J Rehabil Res Dev* 23(4):19-26, 1986.
2. **Cooper RA:** Racing wheelchair crown compensation. *J Rehabil Res Dev* 26(1):25-32, 1989.
3. **Du Bois-Reymond R:** Die grenzen der unterstutzungflache beim stehen. *Archiv Anat Physiol* 23:562-64, 1900.
4. **Gordon J, Kauzlarich JJ, Thacker JG:** Tests of two new polyurethane foam wheelchair tires. *J Rehabil Res Dev* 26(1):33-46, 1989.
5. **Kauzlarich JJ, Thacker JG:** Wheelchair tire rolling resistance and fatigue. *J Rehabil Res Dev* 22(3):25-41, 1985.
6. **McLaurin CA, Brubaker CE:** Wheelchair biomechanics. In *Disability,* R.M. Kenedi, J.P. Paul, J. Hughs (Eds.), 471-477. London: Macmillan Publishing Co., Inc., 1979.
7. **Van der Woude LHV, Veeger HEJ, Rozendal RH:** Ergonomics of manual wheelchair propulsion. *EEC Wheelchair Evaluation Workshop,* Hoensbroek, The Netherlands, 1-29, 1986.

APPENDIX A

BASIC COMPUTER PROGRAM TO CALCULATE CENTRE OF GRAVITY AND ROLLING RESISTANCE

```
5    REM ** Program to Determine CofG and Rolling
     Resistance **
6    REM ** Replace given values in program with values
     specific to
7    REM ** your setup **
10   CLS
20   FLAG = 1
30   WHILE FLAG
40   INPUT "ENTER THE WHEELCHAIR-SUBJECT
     WEIGHT (LB)";WCWT
50   INPUT "ENTER THE SCALE READING
     (LB)";SCWT
60   NWCWT = WCWT/2.2*9.81:NSCWT =
     SCWT/2.2*9.81
70   BDLEN = 91.6 '** Board length **
80   BDCG = 52.6 '** Distance to board centre of gravity **
90   BDWT = 182.82 '** Board weight in newtons **
95   REM ** Calculate distance from the scale to the
     CofG **
100  R1 = BDLEN - ((BDLEN*NSCWT -
     BDCG*BDWT)/NWCWT)
110  R2 = 46.5 '** Wheelbase length **
120  D1 = 35 '** Distance from the scale to the rear axle **
130  R3 = R1-D1 '** Distance from the rear axle to the
     CofG **
140  PRINT "THE WHEELCHAIR COFG IS "R1" CM
     FROM THE SCALE"
150  PRINT "AND "R3" CM FROM THE REAR AXLE"
155  REM ** Calculate the rolling friction values **
160  UR = 0.011 '** Rear wheel coefficient of friction **
170  UF = 0.041 '** Front wheel coefficient of friction **
180  FF = UF * ((R3*NWCWT)/R2)
190  FR = UR * (NWCWT - ((R3*NWCWT)/R2))
200  PRINT:PRINT "FRONT WHEEL ROLLING FRIC-
     TION = "FF" N"
210  PRINT "REAR WHEEL ROLLING FRICTION =
     "FR" N"
220  PRINT:INPUT "DO YOU WANT TO PRINT THE
     RESULTS (Y/N)"; ZZ$
230  IF (ZZ$="Y") OR (ZZ$="y") THEN GOSUB 900
240  PRINT:INPUT "DO YOU WANT TO EXIT (Y/N)";
     ZZ$
250  IF (ZZ$="Y") OR (ZZ$="y") THEN FLAG=0
260  WEND
270  END
900  LPRINT:INPUT "ENTER TRIAL TITLE"; TIT$
910  LPRINT CHR$(14);TIT$
920  D$=DATE:LPRINT "DATE: "D$:LPRINT
930  LPRINT "WHEELCHAIR-SUBJECT WEIGHT IS
     "WCWT" LB"
940  LPRINT "SCALE READING IS "SCWT" LB"
950  LPRINT "WHEELBASE LENGTH IS "R2" CM"
960  LPRINT "LENGTH TO REAR AXLE IS "D1"
     CM":LPRINT
970  LPRINT "THE WHEELCHAIR COFG IS "R1" CM
     FROM THE SCALE"
980  LPRINT "AND "R3" CM FROM THE REAR AXLE"
990  LPRINT:LPRINT "FRONT WHEEL ROLLING
     FRICTION = "FF" N"
1000 LPRINT "REAR WHEEL ROLLING FRICTION =
     "FR" N"
1010 FOR X=1 TO 5:LPRINT:NEXT X
1020 RETURN
```

Technical Considerations

Ergonometric Considerations

by Clifford Brubaker, PhD

Dr. Brubaker is Director, Rehabilitation Engineering Center, and Associate Professor of Orthopedics and Rehabilitation at the University of Virginia, Charlottesville, VA.

INTRODUCTION

Wheelchair performance is directly related to the client's position in the wheelchair. Client position, i.e., the distribution of mass with respect to the wheel axis and the position of the client's shoulder axis relative to the handrim, is related to several ergonometric factors:

Rolling Resistance (RR)
Downhill Turning Tendency (DTT)
Yaw Axis Control (YAC)
Pitch Axis Control (PAC)
Propulsion Efficiency (PE)
Static Stability (SS)
Weight/Portability

These factors influence performance as follows:

Rolling Resistance (RR): The conventional configuration results in a weight distribution with approximately 60 percent on the main wheels and 40 percent on the casters. By moving the seat rearward 2.5 inches, the weight is redistributed to a 75 percent/25 percent ratio. If other factors remain constant, this has been found to reduce RR by 6 percent (1) **(Figure 1)**. While this difference appears small, it could be quite significant over a long distance for a marginal wheelchair user.

Downhill Turning Tendency (DTT) or **Side-Slope Effect:** Whenever there is a lateral incline there is a DTT. Since virtually all improved outdoor surfaces have a 1- to 2-degree slope for drainage, this is an ever-present condition. A 2-degree slope results in nearly a two-fold increase in the energy required to propel a conventional wheelchair (2). Moving the seat rearward shifts the center of gravity and significantly reduces DDT (**Figure 2**. See also **Figure 4b**).

Yaw Axis Control (YAC): The forces required to maneuver the wheelchair are inversely related to the polar moment of inertia of the wheelchair. This moment of inertia can be reduced by decreasing the distance from the main axis to the center of gravity by moving the seat rearward.

Pitch Axis Control (PAC): The ability to do a wheelie is essential for curb-climbing and provides for a greater degree of control and maneuverability **(Figure 3)**. Pitch axis control is inversely proportional to the moment of inertia (1) and is improved by a rearward seat position. The trunk also has a large moment of inertia and is important in pitch axis control. A high seatback can limit the range of motion of the trunk and therefore limit the effect of trunk motion in PAC.

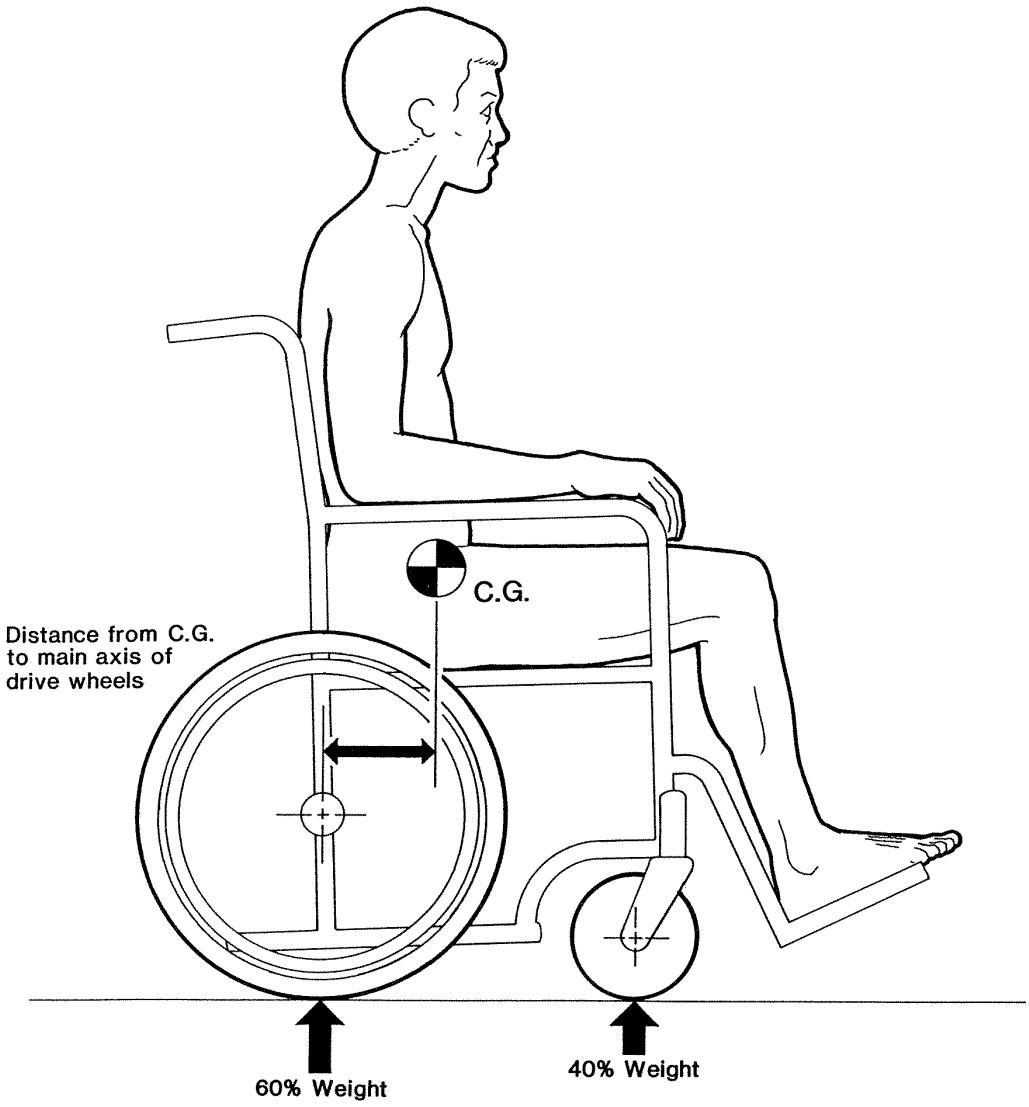


Figure 1.
One of the most important factors affecting wheelchair performance is the distribution of mass on the wheels. The horizontal distance between the center of gravity (c.g.) of the combined mass of wheelchair and occupant (represented by the circular target) and the axle of the main drive wheel determines the distribution of mass between the rear and front (caster) wheels.

Propulsion Efficiency (PE): Propulsion efficiency is related to the above factors and is also consistent with a more rearward seat position (3,4). Optimizing PE requires minimizing energy consumption in the recovery phase of the propulsion cycle (5). This depends on both the fore-aft and the vertical position of the seat. The conventional position requires excessive internal rotation, extension, and shoulder elevation in the recovery phase, in order to grab the rim for the stroke. If the client is ideally

ELSEVIER

Medical Engineering & Physics 23 (2001) 259–266

Medical Engineering & Physics

www.elsevier.com/locate/medengphy

A kinetic analysis of trained wheelchair racers during two speeds of propulsion

Victoria L. Goosey-Tolfrey [a,*], Neil E. Fowler [a], Ian G. Campbell [b], Simon D. Iwnicki [c]

[a] *Department of Exercise and Sport Science, Manchester Metropolitan University, Alsager, Manchester ST7 2HL, UK*
[b] *Department of Sport Health and Exercise, Staffordshire University, College Road, Stoke-on-Trent, UK*
[c] *Department of Mechanical Engineering, Design and Manufacture, Manchester Metropolitan University, Manchester, UK*

Received 16 August 2000; received in revised form 15 November 2000; accepted 7 December 2000

Abstract

The purpose of the study was to investigate the propulsion kinetics of wheelchair racers at racing speeds and to assess how these change with an increase in speed. It was hypothesised that propulsive force would increase in proportion to speed, to accommodate the additional work required. Six wheelchair racers volunteered to participate in this study which required each athlete to push a racing wheelchair at 4.70 and 5.64 m s^{-1} on a wheelchair ergometer (WERG). Eight pairs (16 in total) of strain gauges, mounted on four bars attached to the hand-rim of a racing wheelchair wheel, measured the medio-lateral and tangential forces applied to the hand-rim. Kinetic data were sampled at 200 Hz while a single on-line (ELITE) infrared camera operating at 100 Hz was positioned perpendicular to the WERG to record the location of the hand with respect to the hand-rim. In general, peak tangential force occurred when the hand was positioned on the hand-rim between 140 and 180°. With the increase in speed, the peak hand-rim forces applied tangentially increased from 132 to 158 N and those applied medio-laterally increased from 90 to 104 N. The ratio of tangential to total measured force was similar at both speeds (80 and 82%, respectively). In conclusion, these data indicate that wheelchair racers adopt a different propulsion strategy than that employed in everyday chairs and that the forces increase in proportion to propulsion speed. © 2001 IPEM. Published by Elsevier Science Ltd. All rights reserved.

1. Introduction

A substantial amount of research has been published concerning the techniques employed for the propulsion of manual wheelchairs [1–3]. This literature has considered the kinematics [1,2] and kinetics [4,5] of propulsion at the relatively low speeds of everyday use. Many studies have identified differences in the movement patterns employed between everyday and racing wheelchairs [6,7]. Specifically, differences in push rate, push angle, elbow and shoulder movements have been reported. Most notably, the differences in the diameter of the hand-rim and the sitting posture result in everyday chairs being propelled by a hand contact in an arc from approximately 30° before top-dead-centre (TDC) to approximately 60° after TDC, whereas in a racing chair the push arc extends for approximately 180° from approximately 20° past TDC [6,7]. As a consequence of these marked differences in kinematic characteristics it is reasonable to expect that the kinetics of racing wheelchair propulsion would differ for those of everyday use. However, little consideration has been given to these differences, possibly because of the complexity of developing a reliable measuring device [4,5,8].

Forces measured during the propulsion of everyday chairs have been reported typically as all, or some, of the vertical, horizontal anterior–posterior and medio-lateral components [4,5]. In addition, the propulsive or tangential component has usually been calculated. These studies tend to show that the three component forces follow a similar trend with respect to time with the tangential component of the force being the most significant. The force profiles form a relatively smooth curve rising to a peak in the latter half of the contact phase [9]. van der Woude et al. [10] report a measurable dip in the force profile which they associated with the change from elbow flexion to extension.

A series of studies by Veeger and co-workers has used the term ‘fraction of effective force’ (FEF) to describe

* Corresponding author. Tel.: +44-161-247-5466; fax: +44-161-247-6375.
E-mail addresses: v.l.goosey@mmu.ac.uk (V.L. Goosey-Tolfrey), n.fowler@mmu.ac.uk (N.E. Fowler).

1350-4533/01/$20.00 © 2001 IPEM. Published by Elsevier Science Ltd. All rights reserved.
PII: S1350-4533(00)00084-9

how effective individuals are in applying forces to the hand-rim [11–13]. This research and most other hand-rim force studies have been limited to low propulsion speeds and conditions typical of everyday activities. Of the available literature, Boninger et al. [9] stated that at speeds up to 2.2 m s^{-1}, almost 50% of the forces exerted to the hand-rim are not directed towards forward motion and, therefore, result in a low effectiveness. More recent studies have provided strong evidence that poor effectiveness may be, at least in part, responsible for a lower mechanical efficiency [14,15]. The conclusion relating low effectiveness with mechanical efficiency from this study must be treated with caution as Dallmeijer et al. [14] acknowledged that steady-state exercise might not have been achieved because the protocol consisted of 1-minute exercise bouts.

The present study was designed to investigate the propulsion kinetics of wheelchair racers at racing speeds and to assess how these change with an increase in speed. It was hypothesised that speed and propulsive force would increase in proportion to accommodate the additional work required at the higher speed. Analysis of the force–angle profiles would allow identification of the propulsion strategies employed by this group of subjects.

2. Methods

Six trained male wheelchair racers from the British Wheelchair Racing Squad gave informed consent to participate in this study. All athletes were trained racers and competed regularly on the UK Grand Prix racing circuit. The physical, physiological and disability characteristics of each athlete are presented in Table 1.

In the kinetic measurement system used, the propulsion forces were measured by using a force-sensing hand-rim constructed in the Department of Mechanical Engineering at Manchester Metropolitan University [16]. The hand-rim was instrumented with a total of 16 strain gauges, arranged in eight pairs, on four aluminium beams joining the hand-rim to the wheel hub (Fig. 1). Each beam was 0.012×0.004×0.11 m in dimension with a maximum deflection of 4.3 mm, maximum shear force of 130 N and maximum normal stress of 406 MPa. Calibration trials performed on the fully mounted hand-rim produced high linearity for all channels ($r>0.98$) tested within the range 0–130 N.

Each pair of strain gauges was connected in a half-bridge configuration to an associated instrumentation amplifier to produce eight output channels. All eight channels were built on one side of a printed circuit disk, the other side having printed slip-rings. As the wheel rotated during wheelchair propulsion, a set of eight wipers supported on the axle between the wheelchair frame transferred the data to a 486-66 DX personal computer via a 12 BIT analogue-to-digital converter. The power source consisted of lightweight batteries mounted around the hub of the wheel.

Before collecting data with the force-measuring hand-rim, reflective hemispherical makers (10 mm) were attached to a position on the glove representing the third metacarpophalangeal joint and the centre of the rear wheel. The force-measuring wheel (37.5 cm hand-rim)

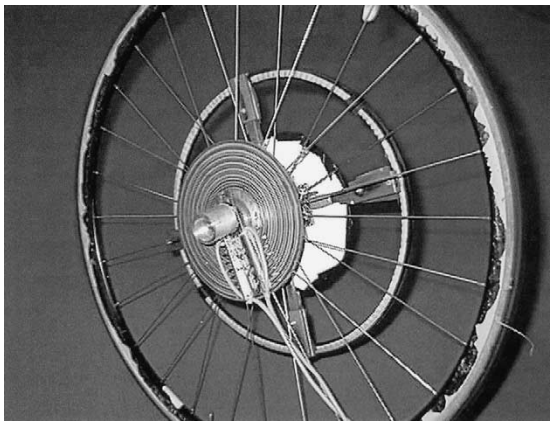


Fig. 1. Force-measuring hand-rim device illustrating the eight slip-rings and strain gauges.

Table 1
Physical and physiological characteristics of the wheelchair racers

Athlete	PRC	Age (years)	BM (kg)	$\dot{V}O_2$ peak (L min^{-1})	Disability	Racing position
1	T4	19	53.0	2.68	Post-polio	Kneeling
2	T4	25	62.3	2.85	Spina bifida	Seated*
3	T3	33	70.4	2.77	SCI T7/T8	Kneeling
4	T4	28	48.0	1.80	Spina bifida	Kneeling
5	T4	20	64.5	2.58	Spina bifida	Kneeling
6	T4	30	48.9	2.49	Spina bifida	Seated*
Mean		26	57.9	2.53		
SD		6	9.2	0.38		

Note: PRC, paralympic racing classification; BM, body mass.
*Subjects 2 and 6 used their own racing wheelchairs during testing.

was then attached to the right side of the test chair (Fig. 1). Testing was performed using a computerised single-cylinder wheelchair ergometer (WERG) (Bromking, UK) interfaced to a PC. Athletes were fully familiarised with the WERG prior to their participation in this study. Each athlete performed the calibration procedure and then warmed-up for a minimum of 5 minutes or until they were comfortable with the set-up. The calibration procedure involved a 'deceleration test', which was performed whilst the subject was in an intermediate inclination position as suggested by Theisen et al. [17]. This procedure ensured that the friction between the ergometer rollers and wheelchair tyres simulated the resistance of level of propulsion developed by the wheelchair manufacturers. For the test, each athlete propelled the wheelchair at two speeds 4.70 and 5.64 m s^{-1}, both for a 4-min exercise period. These speeds corresponded to 30 and 40 W, respectively. Force data were collected for three consecutive pushes during the last minute of the 4-min trial. A 5-min rest period was given between the two speed conditions. The limited test period was designed to prevent fatigue and to permit the entire test to be performed in one day, which may eliminate any day-to-day variability [18].

Signals from the force-sensing hand-rim were sampled at 200 Hz while a single on-line system (ELITE) infrared camera was positioned perpendicular to the WERG and recorded the motion of the hemispherical marker on the hand at 100 Hz. The camera was calibrated using a 2D calibration frame of 20 equidistant reflective markers (5×4) positioned in a calibration frame 400 mm apart. The total calibrated area was 1.60×1.20 m.

The ELITE system allowed synchronisation for kinematic and force data. The force data were used to identify the start and end of hand to rim contact. The infrared camera was used to locate the position on the hand-rim where the force was applied. As the force and kinematic data were sampled at different rates this would give rise to a potential timing error of +0.005 s in identifying the start and end angle, at the higher propulsion speed this would equate to an error of approximately +4.5°.

A stationary video camera (Panasonic AG-DP200E) positioned in the right sagittal plane, operating at a sampling frequency of 50 Hz with the shutter speed set at 1/1000 s, was used to record the wheelchair propulsion kinematics for each athlete. This video recording was used to determine the average push rate over one minute during the experimental exercise period.

The data from the eight hand-rim force channels were summed to provide the net force acting on the hand-rim in the medio-lateral and tangential directions. From these data, mean and peak values of the following variables were calculated over three pushes: tangential force (TF_{mean} and TF_{peak} in newtons, N); medio-lateral force (MLF_{mean} and MLF_{peak} (N)) see Fig. 2; push impulse

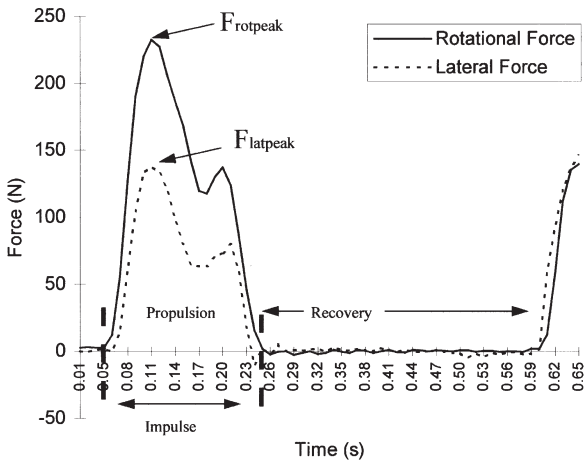


Fig. 2. Example of the forces applied to the hand-rim during wheelchair propulsion at 5.64 m s^{-1} (illustrating propulsion and recovery phases).

(impulse ROT and impulse LAT). For the purpose of this study, tangential force was defined as 'the force acting perpendicular to the spokes in the plane of the wheel'. Medio-lateral force was defined as 'the force acting perpendicular to the plane of the wheel along an axis directed towards the centre of the chair'. The ratio between the tangential force and total measured force (TFR) was calculated according to:

$$TFR_{peak}\,(\%) = \frac{TF_{peak}}{\sqrt{MLF_{peak}^2 + TF_{peak}^2}} \times 100$$

Impulse was calculated for the time interval over which the forces to the hand-rim were applied: $\text{Impulse} = \int_{t1}^{tn} F\,dt$ (Newton second) as described by Tupling et al. [19].

The following parameters were calculated from the kinematic data: start angle (SA)=position of the hand at first contact with hand-rim; end angle (EA)=position of the hand at last contact with hand-rim; push angle (PA)=EA−SA; push rate=the average number of pushes per minute.

To determine the consistency with which forces were applied to the hand-rim, a separate series of five consecutive pushes were recorded for a single subject at 5.64 m s^{-1}. The inter-cycle variability (CV) for peak tangential force, peak medio-lateral force, SA and EA were analysed. This was determined by the ratio of the standard deviation and the sample mean for each variable. On the basis of the results from this analysis it was decided to average the data for the three pushes by each subject to produce a more representative indication of their normal pushing style.

Table 2
Mean values for the force characteristics at 4.70 and 5.64 m s^{-1} for the six wheelchair racers

Force characteristic	4.70 m s^{-1}	5.64 m s^{-1}	% Change
TF_{mean} (N)	75 (25)	86 (20)	14.6
TF_{peak} (N)	132 (37)	158 (38)	19.7
MLF_{mean} (N)	53 (24)	62 (23)	16.9
MLF_{peak} (N)	90 (32)	104 (34)	15.6
TFR_{mean} (%)	80 (9)	80 (10)	0
TFR_{peak} (%)	82 (7)	82 (8)	0
Impulse (ROT) (N s)	421 (161)	480 (82)	13.8
Impulse (LAT) (N s)	285 (128)	312 (111)	9.3

Note: Values are mean values calculated over three pushes with SD in parentheses.

The statistical package SPSS for Windows (SPSS, Chicago, IL) was used for all statistical procedures. A Wilcoxon matched pairs test was used to identify differences between the two wheelchair propulsion speeds (4.70 and 5.64 m s^{-1}). Due to the low sample size a *t*-test was considered inappropriate; furthermore, a Kolmogorov–Smirnov test revealed the data to be not normally distributed ($P<0.1$). Differences were considered significant at the $P<0.05$ level.

3. Results

Table 2 shows the group average force data for the two speeds 4.70 and 5.64 m s^{-1}, respectively. No significant differences in the force parameters were found between speeds, although, in general, athletes applied more tangential force to the hand-rim at the higher speed. The peak hand-rim forces applied tangentially increased from 132 to 158 N and those applied mediolaterally increased from 90 to 104 N. The ratio of tangential to total measured force (TFR_{mean} and TFR_{peak}) remained at 80 and 82%, respectively, as speed increased.

Push rate increased on average by 26% as the speed increased from 4.70 to 5.64 m s^{-1}; although large, this difference was not found to be significant ($P=0.10$) due to the large between-subject variance. Table 3 shows that athletes used a technique in which the push angle started from 28–30° after TDC and ended with a maximal angle of 200–210°. This corresponded to a PA of 170–180°.

Table 3
Mean values of stroke and timing parameters at 4.70 and 5.64 m s^{-1} for the six wheelchair racers

Timing characteristics	4.70 m s^{-1}	5.64 m s^{-1}	% Change
SA (deg)	28 (16)	30 (23)	n/a
EA (deg)	198 (17)	209 (26)	n/a
PA (deg)	170 (19)	180 (27)	5.9
Push rate (push/min)	53 (18)	67 (14)	26.4 ($P=0.10$)
PT (s)	0.21 (0.03)	0.23 (0.05)	9.5
Propulsion phase (%)	22.0 (7.5)	24.4 (11.2)	10.9

The typical paths of tangential force found for the athletes are shown in Fig. 3. There were varied amplitudes between athletes but general trends are evident. With the exception of one athlete (athlete 3), peak tangential force was reached when the hand was positioned between 140 and 180°. Generally, peak tangential forces were larger than the peak medio-lateral forces for all athletes with the exception of athlete 4 (Fig. 4). When the impulse over one minute was calculated (Table 2), there was a tendency for athletes with a high push rate to generate a greater total impulse.

4. Discussion

The objective of this study was to examine the force application on the hand-rims at two different speeds to gain an insight into the propulsion techniques of wheelchair racers.

The force application strategy adopted by the athletes is presented in Fig. 3. All but one subject followed a similar pattern with the peak force occurring between 140 and 180°. Only one subject (athlete 3) demonstrated a strategy whereby the peak force occurred in the first phase of force application at around 60°. This may be explained by the fact that this athlete was from the T3 racing class, and differences in force application strategies may be dependent upon trunk mobility which is a major factor that distinguishes between T3 and T4 athletes [20].

For the majority of athletes, the strategy of peak force being reached near the end of the push angle adds to the work of Goosey and co-workers [6,7]. From these studies it could be inferred that elbow extension is useful during the push phase. Interestingly, there were no notable differences in strategy observed for those subjects using the standard chair in a kneeling position and those using their own chairs in a sitting position (Figs. 3 and 4).

The location of the peak tangential force, at around 140 to 180°, contrasts with previous studies which have identified a peak in the upper quarter of the circumference between TDC and 30° [5,21]. This difference may reflect the difference in seating position between racing and everyday wheelchairs. The lower, more forward position adopted by the racers permits them a greater pushing path and hence the ability to apply force further around the wheel. The achievement of the peak later in the push cycle may be related to the optimal combination of muscle lengths and joint angles within the upper limb. In addition, Goosey et al. [7,22] and Lees [23] have reported that trunk motion can vary between 10 and 20° during propulsion of racing chairs. This trunk motion

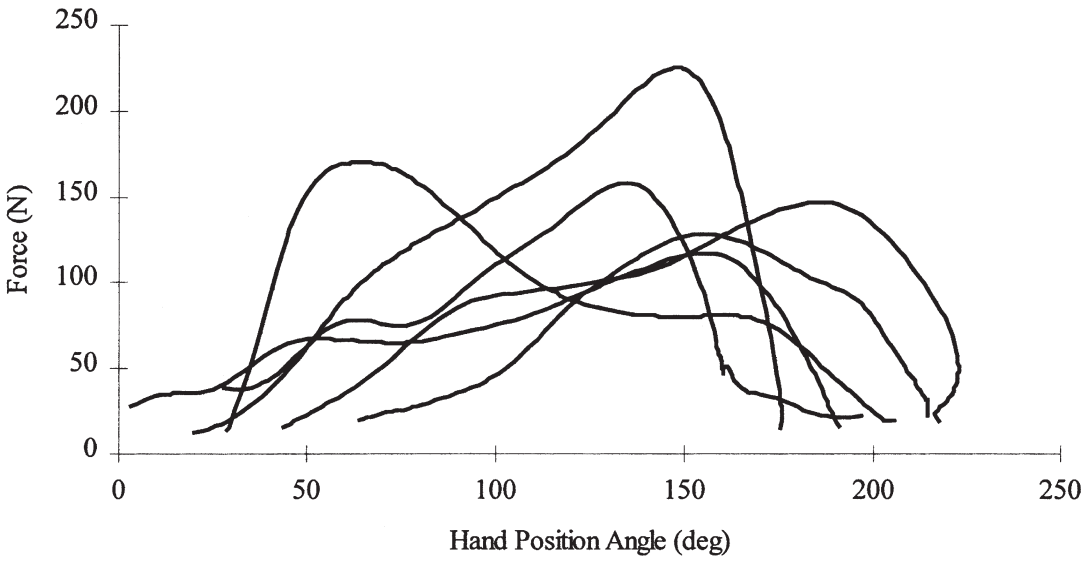


Fig. 3. Individual tangential force patterns plotted against the position of the hand on the hand-rim during the 5.64 m s^{-1} condition for all six wheelchair racers. Key: 0°=top dead centre; 180°=bottom dead centre.

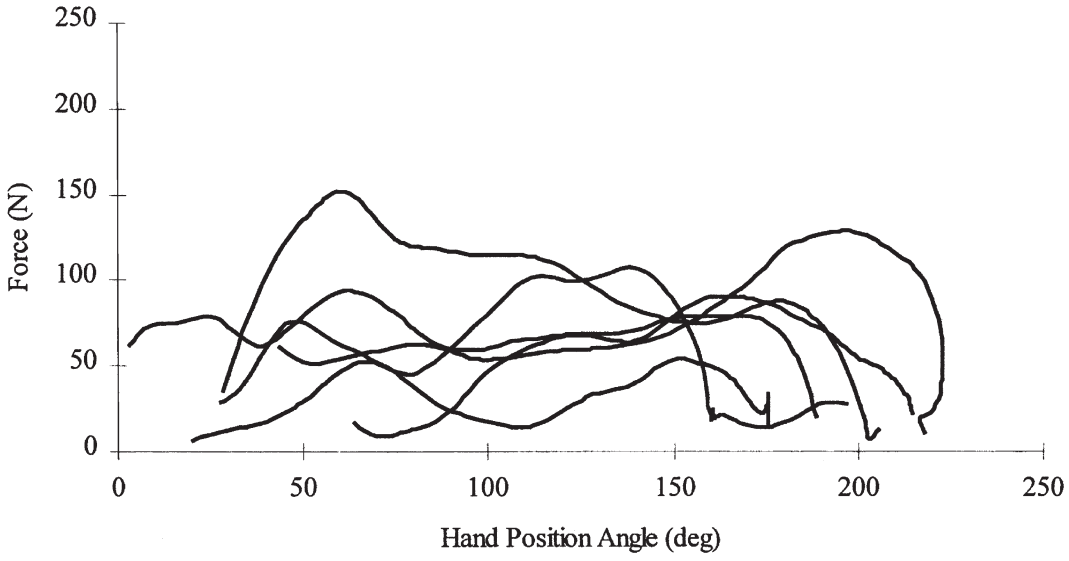


Fig. 4. Individual medio-lateral force patterns plotted against the position of the hand on the hand-rim during the 5.64 m s^{-1} condition for all six wheelchair racers. Key: 0°=top dead centre; 180°=bottom dead centre.

would allow the athlete to modify the distance between the shoulder-joint centre and the point of force application on the hand-rim. In doing so it may be possible to maintain a favorable combination of muscle length and joint angle for a greater proportion of the push than in the upright posture of an everyday chair.

Interestingly, and in contrast to previous work [14], the medio-lateral force in this study was always directed in a medial direction. This may be explained by the fact that wheelchair racing involves a 'punching' action as opposed to the 'grasping' of the hand-rim seen in the propulsion of everyday and basketball wheelchairs [24]. The paraplegic wheelchair racers used in this study tended to roll their thumbs onto and around the hand-rim during propulsion. To maintain contact with the rim and prevent the hand from slipping during this stroke

there is a requirement for a medially directed force. The magnitude of this required force is related to the coefficient of friction ($F=\mu N$) of the hand to hand-rim interface. Some wheelchair racers try to increase the friction between the hand and the hand-rim to prevent slipping by using sticky adhesive tape or suede racing gloves.

The seat position and trunk motion of the athlete will not only allow for a more optimal force generation but may also permit the athlete to better direct these forces. Linden et al. [21] suggested that the position of the shoulder relative to the rim, as well as wheel camber or rim diameter, restrains the motion pattern of the arm and is most likely to determine the push technique that is being used. It is possible that certain athletes adopted a more favourable seating position which allowed them to continuously adapt the effective force in a direction tangential to the hand-rim [1]. This may explain some of the interindividual differences and is an area that warrants further investigation.

In this study, the inter-cycle variability coefficient (CV) was determined to check whether the peak tangential and medio-lateral forces were stable from push to push. The CV values for peak tangential and medio-lateral forces for five consecutive pushes were found to be highly variable (CV=14.3 and 26.7%, respectively). This is consistent with Boninger et al. [9] who also found the tangential force at speeds of up to 2.2 m s^{-1} were unstable across strokes, and supports the concept that force application varies from push to push. Therefore, these data must be treated with caution and, as in this study, data are presented as average values representative of three pushes.

The present study found the TF_{peak} force to be 158±38 N at 5.64 m s^{-1} during wheelchair racing conditions. These values are higher than those reported previously [5,9,14]. Typical values, for speeds ranging from 0.75 to 2.2 m s^{-1}, have been reported as 62 to 95 N [5,9]. A recent study by Dallmeijer et al. [14] found at 60–80% of maximum power output that the total force was 112 N for a group of paraplegic subjects. The higher values in the present study are most probably a function of the higher propulsion speeds examined.

For all athletes the peak tangential forces were larger than the peak medio-lateral forces. As a consequence the ratio of force value was 80 to 82% (TFR_{mean} and TFR_{peak}, respectively). The ratio used in this study differs from the FEF% used by Veeger [1] and Goosey and Campbell [6] in that it includes only the tangential and medio-lateral forces, and the radial forces are not included. As such, it would be expected that the values produced are higher than those found using FEF. Whilst acknowledging the differences between TFR and FEF, unless the radial component of the force was large, in the region of 180 N, the FEF in this study would have been greater than the 61% found by Veeger et al. [12].

As speed increased, the peak and the mean forces increased in both the tangential and the medio-lateral directions. The ratio of forces remained relatively constant suggesting that forces were increased proportionally in both tangential and medio-lateral directions. The magnitude of the increases were of a similar order (14.6–19.7%) to the magnitude of the increase in speed (20%). This suggests that as the speed was raised there was no notable change in the strategy employed by the subjects to apply the forces, simply that the force increased. The increase in force was accompanied by an increase in the push frequency (26.4%) and by a 10° greater push arc. The combination of these factors led to a greater impulse at the higher speed both per push and per cumulative impulse over 1 min. These data lend support to the hypothesis than forces would increase proportionally with speed. However, it remains for further investigation to see if this is the case over a greater range of propulsion speeds.

Previous research has suggested that athletes with low push rates are more economical because they are able to produce a greater impulse to the hand-rim with each push [2]. Thus, for a given stroke a greater velocity results, or to maintain a given velocity less strokes are needed. Surprisingly, in this study, those athletes who pushed at a lower rate did not generally produce greater impulse on the hand-rim than those athletes with a high push rate.

Although it was assumed that all athletes in this study were working at the same external power output, those athletes with a high push rate were found to be performing more impulse (r=0.88; P=0.02). Although not directly associated, it may be inferred that in order to produce a greater impulse the subjects were required to perform more work as the greater the impulse the greater the change in momentum of the system and hence a greater increase in system kinetic energy. The resistance of the wheelchair ergometer in the present study was calibrated assuming a constant rolling resistance with the subject remaining stationary in their chair. It is possible that those athletes with a high push frequency would in fact generate a greater rolling resistance due to the more frequent movement of their arms and trunk. As a result it may be suggested that they experience greater periods of high rolling resistance per minute and hence performed a greater work than that calculated by the WERG. Without direct measurement of the rolling resistance it is impossible to validate this argument and this remains an area for future research.

Although the apparatus used in this study provides interesting information about the tangential and medio-lateral components of the force, it is not able to measure those forces directed radially. Measurement of these forces may help to further understand the nature of the wheelchair propulsion kinetics.

The use of a standardised racing wheelchair may have meant that the athletes applied force to the hand-rim in

a less effective manner than had their own chair been employed [25], although there were no notable differences between those subjects who used the standard chair and those using their own chairs. For future studies an axle adapter is being developed to allow the force wheel to be fitted to a greater range of chairs.

The findings of the present study provide a useful insight into the propulsion techniques employed by the population studied. However, due to the relatively small and convenient sample used, care must be taken in generalising this data to other populations. It is the aim of the authors to collect data on a broader sample of the racing wheelchair population to investigate further the different force application strategies employed, and the relationship between these, the pushing kinematics and pushing economy.

5. Summary

This study has investigated the nature of the hand-rim forces during the propulsion of a racing wheelchair at a realistic racing speed. The study has highlighted some interesting differences between racing and everyday wheelchair propulsion, most notably that the peak forces occur at an angle between 140 and 180° in the racing chairs in contrast to the peak at approximately 30° in everyday chairs. It is suggested that this is a consequence of the lower and more forward seating posture in the racing chairs. The later peak was most probably associated with elbow extension although further research is required to confirm this. The medio-lateral forces in this study were found to be always directed in the medial direction. This was interpreted as a consequence of the punching action used by the athletes in contrast to the grasping action used in other chairs. As speed increased, the forces increased proportionately indicating that increases in speed were accommodated by an increased force and not by a change in propulsion strategy.

References

[1] Veeger HEJ. Biomechanical aspects of manual wheelchair propulsion. Doctoral dissertation. Amsterdam: Vrije Universiteit, 1992.

[2] Shimada SD, Robertson RN, Bonninger ML, Cooper RA. Kinematic characterization of wheelchair propulsion. Journal of Rehabilitation Research and Development 1998;35:210–8.

[3] Dallmeijer AJ, Kappe YJ, Veeger HEJ, Janssen TWJ, Woude LHV. Anaerobic power output and propulsion technique in spinal cord injured subjects during wheelchair ergometry. Journal of Rehabilitation Research and Development 1994;31:120–8.

[4] Asato KT, Cooper RA, Robertson RN, Ster JF. SMART^{Wheels}: Development and testing of a system for measuring manual wheelchair propulsion dynamics. IEEE Transactions on Rehabilitation Engineering 1993;40:1320–4.

[5] Robertson RN, Boninger ML, Cooper RA, Shimada SD. Pushrim forces and joint kinetics during wheelchair propulsion. Archives of Physical Medicine Rehabilitation 1996;77:864–5.

[6] Goosey VL, Campbell IG. Pushing economy and wheelchair propulsion technique in wheelchair racers across a range of speeds. Adapted Physical Activity Quarterly 1998;15(1):36–50.

[7] Goosey VL, Campbell IG, Fowler NE. The relationship between three-dimensional wheelchair propulsion techniques and pushing economy. Journal of Applied Biomechanics 1998;14(4):412–27.

[8] Wu HW, Berglund LJ, Su FC, Yu B, Westreich A, Kim KJ et al. An instrumented wheel for kinetic analysis of wheelchair propulsion. Journal of Biomechanical Engineering 1998;120:533–5.

[9] Boninger ML, Cooper RA, Robertson RN, Shimada SD. Three-dimensional pushrim forces during two speeds of wheelchair propulsion. American Journal of Physical Medicine and Rehabilitation 1997;76:420–6.

[10] van der Woude LHV, Veeger HEJ, Rozendal RH. Propulsion technique in hand rim wheelchair propulsion. Journal of Medical Engineering and Technology 1989;13:136–41.

[11] Veeger HEJ, van der Woude LHV, Rozendal RH. Within-cycle characteristics of the wheelchair push in sprinting on a wheelchair ergometer. Medicine and Science in Sports and Exercise 1991;23:264–71.

[12] Veeger HEJ, van der Woude LHV, Rozendal RH. A computerized wheelchair ergometer. Scandinavian Journal of Rehabilitation Medicine 1992;24:17–23.

[13] Veeger HEJ, van der Woude LHV, Rozendal RH. Effect of handrim velocity on mechanical efficiency in wheelchair propulsion against constant power output. Medicine and Science in Sports and Exercise 1992;24:100–7.

[14] Dallmeijer AJ, van der Woude LHV, Veeger HEJ, Hollander AP. Effectiveness of force application in manual wheelchair propulsion in persons with spinal cord injuries. American Journal of Physical Medicine and Rehabilitation 1998;77:213–21.

[15] van der Woude LHV, Bakker WH, Elkhuizen JW, Veeger HEJ, Gwinn T. Propulsion technique and anaerobic work capacity in elite wheelchair athletes. American Journal of Physical Medicine and Rehabilitation 1998;77:222–34.

[16] Stojak LM. Design of a test rig to accurately measure the forces applied to a sports wheelchair pushrim during propulsion. Unpublished masters dissertation. UK: The Manchester Metropolitan University, 1997.

[17] Theisen D, Francaux M, Fayt A, Sturbois X. A new procedure to determine external power output during handrim wheelchair propulsion on a roller ergometer: A reliability study. International Journal of Sports Medicine 1996;17:564–71.

[18] Patterson RP, Moreno MI. Bicycle pedalling forces as a function of pedalling rate and power output. Medicine and Science in Sports and Exercise 1990;22:512–6.

[19] Tupling SJ, Davis GM, Shephard RJ. Arm strength and impulse generation: Initiation of wheelchair movement by the physically disabled. Ergonomics 1986;29(2):303–11.

[20] Vanlandewijck YC, Spaepen AJ, Lysens RJ. Wheelchair propulsion: Functional ability dependent factors in wheelchair basketball players. Scandinavian Journal of Rehabilitation Medicine 1994;26:37–48.

[21] van der Linden L, Valent L, Veeger HEJ, van der Woude LHV. The effect of wheelchair handrim tube diameter on propulsion efficiency and force application (tube diameter and efficiency in wheelchairs). IEEE Transactions on Rehabilitation Engineering 1996;4:123–32.

[22] Goosey VL, Campbell IG, Fowler NE. A kinematic analysis of wheelchair propulsion in senior male, senior female and junior athletes. Adapted Physical Activity Quarterly 1997;14(2):156–65.

[23] Lees A. Performance characteristics of two wheelchair sprint tests. In: Proceedings of the Ergonomics of Manual Wheelchair

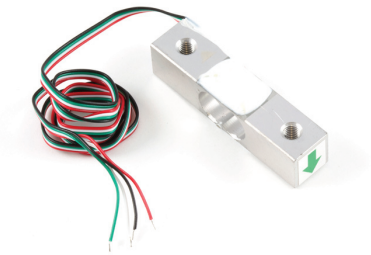
Propulsion, Commission of the European Communities. Amsterdam, The Netherlands: Free University Press, 1991:13–20.

[24] Vanlandewijck YC, Spaepen AJ, Lysens RJ. Wheelchair propulsion efficiency: Movement pattern adaptations to speed changes. Medicine and Science in Sports and Exercise 1994;26:1373–81.

[25] Sanderson DJ. The influence of cadence and power output on the biomechanics of force application during steady-state cycling in competitive and recreational cyclists. Journal of Sports Sciences 1991;9:191–203.

Datasheet

3134 - Micro Load Cell (0-20kg) - CZL635



Contents

1 What do you have to know?
1 How does it work - For curious people
1 Installation
2 Calibration
2 Product Specifications
3 Glossary

What do you have to know?

A load cell is a force sensing module - a carefully designed metal structure, with small elements called strain gauges mounted in precise locations on the structure. Load cells are designed to measure a specific force, and ignore other forces being applied. The electrical signal output by the load cell is very small and requires specialized amplification. Fortunately, **the 1046 PhidgetBridge will perform all the amplification and measurement of the electrical output.**

Load cells are designed to measure force in one direction. They will often measure force in other directions, but the sensor sensitivity will be different, since parts of the load cell operating under compression are now in tension, and vice versa.

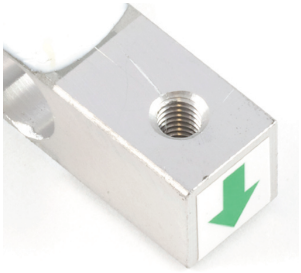
How does it work - For curious people

Strain-gauge load cells convert the load acting on them into electrical signals. The measuring is done with very small resistor patterns called strain gauges - effectively small, flexible circuit boards. The gauges are bonded onto a beam or structural member that deforms when weight is applied, in turn deforming the strain-gauge. As the strain gauge is deformed, it's electrical resistance changes in proportion to the load.

The changes to the circuit caused by force is much smaller than the changes caused by variation in temperature. Higher quality load cells cancel out the effects of temperature using two techniques. By matching the expansion rate of the strain gauge to the expansion rate of the metal it's mounted on, undue strain on the gauges can be avoided as the load cell warms up and cools down. The most important method of temperature compensation involves using multiple strain gauges, which all respond to the change in temperature with the same change in resistance. Some load cell designs use gauges which are never subjected to any force, but only serve to counterbalance the temperature effects on the gauges that measuring force. Most designs use 4 strain gauges, some in compression, some under tension, which maximizes the sensitivity of the load cell, and automatically cancels the effect of temperature.

Installation

This Single Point Load Cell is used in small jewelry scales and kitchen scales. It's mounted by bolting down the end of the load cell where the wires are attached, and applying force on the other end **in the direction of the arrow.** Where the force is applied is not critical, as this load cell measures a shearing effect on the beam, not the bending of the beam. If you mount a small platform on the load cell, as would be done in a small scale, this load cell provides accurate readings regardless of the position of the load on the platform.



Calibration

A simple formula is usually used to convert the measured mv/V output from the load cell to the measured force:

*Measured Force = A * Measured mV/V + B* (offset)

It's important to decide what unit your measured force is - grams, kilograms, pounds, etc.

This load cell has a rated output of 1.0±0.15mv/v which corresponds to the sensor's capacity of 20kg.

To find A we use

*Capacity = A * Rated Output*

A = Capacity / Rated Output

A = 20 / 1.0

A = 20

Since the Offset is quite variable between individual load cells, it's necessary to calculate the offset for each sensor. Measure the output of the load cell with no force on it and note the mv/V output measured by the PhidgetBridge.

Offset = 0 - 20 * Measured Output

Product Specifications

Mechanical	
Housing Material	Aluminum Alloy
Load Cell Type	Strain Gauge
Capacity	20kg
Dimensions	55.25x12.7x12.7mm
Mounting Holes	M5 (Screw Size)
Cable Length	550mm
Cable Size	30 AWG (0.2mm)
Cable - no. of leads	4
Electrical	
Precision	0.05%
Rated Output	1.0±0.15 mv/V
Non-Linearity	0.05% FS
Hysteresis	0.05% FS
Non-Repeatability	0.05% FS
Creep (per 30 minutes)	0.1% FS
Temperature Effect on Zero (per 10°C)	0.05% FS
Temperature Effect on Span (per 10°C)	0.05% FS
Zero Balance	±1.5% FS
Input Impedance	1130±10 Ohm
Output Impedance	1000±10 Ohm
Insulation Resistance (Under 50VDC)	≥5000 MOhm
Excitation Voltage	5 VDC
Compensated Temperature Range	-10 to ~+40°C
Operating Temperature Range	-20 to ~+55°C
Safe Overload	120% Capacity
Ultimate Overload	150% Capacity

Glossary

Capacity
The maximum load the load cell is designed to measure within its specifications.

Creep
The change in sensor output occurring over 30 minutes, while under load at or near capacity and with all environmental conditions and other variables remaining constant.

FULL SCALE or FS
Used to qualify error - FULL SCALE is the change in output when the sensor is fully loaded. If a particular error (for example, Non-Linearity) is expressed as 0.1% F.S., and the output is 1.0mV/V, the maximum non-linearity that will be seen over the operating range of the sensor will be 0.001 mV/V. An important distinction is that this error doesn't have to only occur at the maximum load. If you are operating the sensor at a maximum of 10% of capacity, for this example, the non-linearity would still be 0.001mV/V, or 1% of the operating range that you are actually using.

Hysteresis
If a force equal to 50% of capacity is applied to a load cell which has been at no load, a given output will be measured. The same load cell is at full capacity, and some of the force is removed, resulting in the load cell operating at 50% capacity. The difference in output between the two test scenarios is called hysteresis.

Excitation Voltage
Specifies the voltage that can be applied to the power/ground terminals on the load cell. In practice, if you are using the load cell with the PhidgetBridge, you don't have to worry about this spec.

Input Impedance
Determines the power that will be consumed by the load cell. The lower this number is, the more current will be required, and the more heating will occur when the load cell is powered. In very noisy environments, a lower input impedance will reduce the effect of Electromagnetic interference on long wires between the load cell and PhidgetBridge.

Insulation Resistance
The electrical resistance measured between the metal structure of the load cell, and the wiring. The practical result of this is the metal structure of the load cells should not be energized with a voltage, particularly higher voltages, as it can arc into the PhidgetBridge. Commonly the load cell and the metal framework it is part of will be grounded to earth or to your system ground.

Maximum Overload
The maximum load which can be applied without producing a structural failure.

Non-Linearity
Ideally, the output of the sensor will be perfectly linear, and a simple 2-point calibration will exactly describe the behaviour of the sensor at other loads. In practice, the sensor is not perfect, and Non-linearity describes the maximum deviation from the linear curve. Theoretically, if a more complex calibration is used, some of the non-linearity can be calibrated out, but this will require a very high accuracy calibration with multiple points.

Non-Repeatability
The maximum difference the sensor will report when exactly the same weight is applied, at the same temperature, over multiple test runs.

Operating Temperature
The extremes of ambient temperature within which the load cell will operate without permanent adverse change to any of its performance characteristics.

Output Impedance
Roughly corresponds to the input impedance. If the Output Impedance is very high, measuring the bridge will distort the results. The PhidgetBridge carefully buffers the signals coming from the load cell, so in practice this is not a concern.

Rated Output
Is the difference in the output of the sensor between when it is fully loaded to its rated capacity, and when it's unloaded. Effectively, it's how sensitive the sensor is, and corresponds to the gain calculated when calibrating the sensor. More expensive sensors have an exact rated output based on an individual calibration done at the factory.

Safe Overload
The maximum axial load which can be applied without producing a permanent shift in performance characteristics beyond those specified.

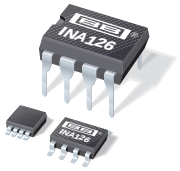
Compensated Temperature
The range of temperature over which the load cell is compensated to maintain output and zero balance within specified limits.

Temperature Effect on Span
Span is also called rated output. This value is the change in output due to a change in ambient temperature. It is measured over 10 degree C temperature interval.

Temperature Effect on Zero
The change in zero balance due to a change in ambient temperature. This value is measured over 10 degree C temperature interval.

Zero Balance
Zero Balance defines the maximum difference between the +/- output wires when no load is applied. Realistically, each sensor will be individually calibrated, at least for the output when no load is applied. Zero Balance is more of a concern if the load cell is being interfaced to an amplification circuit - the PhidgetBridge can easily handle enormous differences between +/-. If the difference is very large, the PhidgetBridge will not be able to use the higher Gain settings.

BURR - BROWN®



INA126

*Micro*POWER INSTRUMENTATION AMPLIFIER

FEATURES

- LOW QUIESCENT CURRENT: 175µA
- WIDE SUPPLY RANGE: ±1.35V to ±18V
- LOW OFFSET VOLTAGE: 250µV max
- LOW OFFSET DRIFT: 3µV/°C max
- LOW NOISE: 35nV/√HZ
- LOW INPUT BIAS CURRENT: 25nA max
- 8-PIN DIP, SO-8, MSOP-8 SURFACE- MOUNT PACKAGES

APPLICATIONS

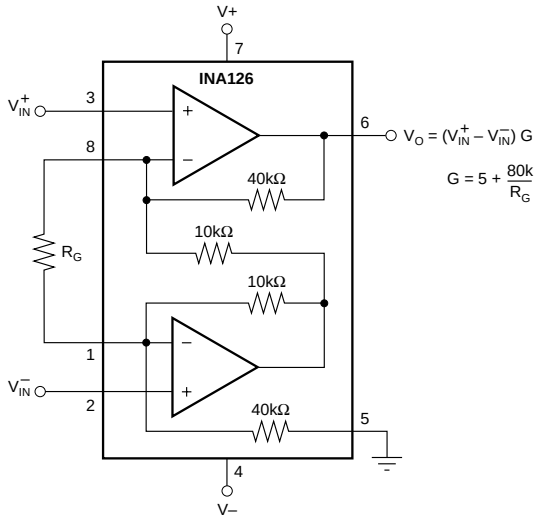
- INDUSTRIAL SENSOR AMPLIFIER: Bridge, RTD, Thermocouple
- PHYSIOLOGICAL AMPLIFIER: ECG, EEG, EMG
- MULTI-CHANNEL DATA ACQUISITION
- PORTABLE, BATTERY OPERATED SYSTEMS

DESCRIPTION

The INA126 is a precision instrumentation amplifier for accurate, low noise differential signal acquisition. Its two-op-amp design provides excellent performance with very low quiescent current (175µA). This, combined with its wide operating voltage range of ±1.35V to ±18V, makes it ideal for portable instrumentation and data acquisition systems.

Gain can be set from 5V/V to 10000V/V with a single external resistor. Laser trimmed input circuitry provides low offset voltage (250µV max), low offset voltage drift (3µV/°C max) and excellent common-mode rejection.

Package options include 8-pin plastic DIP, SO-8 surface mount, and fine-pitch MSOP-8 surface-mount. All are specified for the –40°C to +85°C industrial temperature range.



International Airport Industrial Park • Mailing Address: PO Box 11400, Tucson, AZ 85734 • Street Address: 6730 S. Tucson Blvd., Tucson, AZ 85706 • Tel: (520) 746-1111 • Twx: 910-952-1111
Internet: http://www.burr-brown.com/ • FAXLine: (800) 548-6133 (US/Canada Only) • Cable: BBRCORP • Telex: 066-6491 • FAX: (520) 889-1510 • Immediate Product Info: (800) 548-6132

©1996 Burr-Brown Corporation PDS-1365B Printed in U.S.A., May, 1997

SPECIFICATIONS

At T_A = +25°C, V_S = ±15V, R_L = 25kΩ, unless otherwise noted.

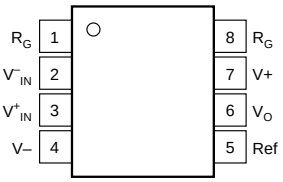
PARAMETER	CONDITIONS	INA126P, U, E			INA126PA, UA, EA			UNITS
		MIN	TYP	MAX	MIN	TYP	MAX	
INPUT								
Offset Voltage, RTI			±100	±250		±150	±500	µV
vs Temperature			±0.5	±3		*	±5	µV/°C
vs Power Supply (PSRR)	V_S = ±1.35V to ±18V		5	15		*	50	µV/V
Input Impedance			10^9 || 4			*		Ω || pF
Safe Input Voltage	R_S = 0	(V–)–0.5		(V+)+0.5	*		*	V
	R_S = 1kΩ	(V–)–10		(V+)+10	*		*	V
Common-Mode Voltage Range	V_O = 0V	±11.25	±11.5		*	*		V
Common-Mode Rejection	R_S = 0, V_{CM} = ±11.25V	83	94		74	90		dB
INPUT BIAS CURRENT			–10	–25		*	–50	nA
vs Temperature			±30			*		pA/°C
Offset Current			±0.5	±2		*	±5	nA
vs Temperature			±10			*		pA/°C
GAIN			G = 5 to 10k			*		V/V
Gain Equation			G = 5 + 80kΩ/R_G			*		V/V
Gain Error	V_O = ±14V, G = 5		±0.02	±0.1		*	±0.18	%
vs Temperature	G = 5		±2	±10		*	*	ppm/°C
Gain Error	V_O = ±12V, G = 100		±0.2	±0.5		*	±1	%
vs Temperature	G = 100		±25	±100		*	*	ppm/°C
Nonlinearity	G = 100, V_O = ±14V		±0.002	±0.012		*	*	%
NOISE								
Voltage Noise, f = 1kHz			35			*		nV/√Hz
f = 100Hz			35			*		nV/√Hz
f = 10Hz			45			*		nV/√Hz
f_B = 0.1Hz to 10Hz			0.7			*		µVp-p
Current Noise, f = 1kHz			60			*		fA/√Hz
f_B = 0.1Hz to 10Hz			2			*		pAp-p
OUTPUT								
Voltage, Positive	R_L = 25kΩ	(V+)–0.9	(V+)–0.75		*	*		V
Negative	R_L = 25kΩ	(V–)+0.95	(V–)+0.8		*	*		V
Short-Circuit Current	Short-Circuit to Ground		+10/–5			*		mA
Capacitive Load Drive			1000			*		pF
FREQUENCY RESPONSE								
Bandwidth, –3dB	G = 5		200			*		kHz
	G = 100		9			*		kHz
	G = 500		1.8			*		kHz
Slew Rate	V_O = ±10V, G = 5		0.4			*		V/µs
Settling Time, 0.01%	10V Step, G = 5		30			*		µs
	10V Step, G = 100		160			*		µs
	10V Step, G = 500		1500			*		µs
Overload Recovery	50% Input Overload		4			*		µs
POWER SUPPLY								
Voltage Range		±1.35	±15	±18	*	*	*	V
Current	I_O = 0		±175	±200		*	*	µA
TEMPERATURE RANGE								
Specification Range		–40		+85	*		*	°C
Operation Range		–55		+125	*		*	°C
Storage Range		–55		+125	*		*	°C
Thermal Resistance, θ_{JA}								
8-Pin DIP			100			*		°C/W
SO-8 Surface-Mount			150			*		°C/W
MSOP-8 Surface-Mount			200			*		°C/W

* Specification same as INA126P, INA126U, INA126E.

The information provided herein is believed to be reliable; however, BURR-BROWN assumes no responsibility for inaccuracies or omissions. BURR-BROWN assumes no responsibility for the use of this information, and all use of such information shall be entirely at the user's own risk. Prices and specifications are subject to change without notice. No patent rights or licenses to any of the circuits described herein are implied or granted to any third party. BURR-BROWN does not authorize or warrant any BURR-BROWN product for use in life support devices and/or systems.

PIN CONFIGURATION

Top View **8-Pin DIP, SO-8, MSOP-8**



ABSOLUTE MAXIMUM RATINGS(1)

Power Supply Voltage, V+ to V–	36V
Input Signal Voltage(2)	(V–)–0.7 to (V+)+0.7V
Input Signal Current(2)	10mA
Output Short Circuit	Continuous
Operating Temperature	–55°C to +125°C
Storage Temperature	–55°C to +125°C
Lead Temperature (soldering, 10s)	+300°C

NOTES: (1) Stresses above these ratings may cause permanent damage. (2) Input signal voltage is limited by internal diodes connected to power supplies. See text.

ELECTROSTATIC DISCHARGE SENSITIVITY

This integrated circuit can be damaged by ESD. Burr-Brown recommends that all integrated circuits be handled with appropriate precautions. Failure to observe proper handling and installation procedures can cause damage.

ESD damage can range from subtle performance degradation to complete device failure. Precision integrated circuits may be more susceptible to damage because very small parametric changes could cause the device not to meet its published specifications.

PACKAGE INFORMATION

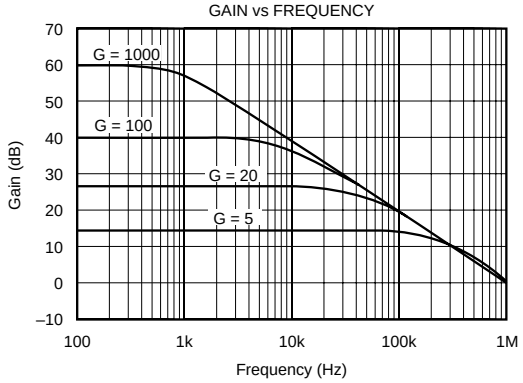
PRODUCT	PACKAGE DRAWING PACKAGE	NUMBER(1)	TRANSPORT PACKAGE MARKING	ORDERING NUMBER	MEDIA
INA126PA INA126P	8-Pin DIP 8-Pin DIP	006 006	INA126PA INA126P	INA126PA INA126P	Rails Rails
INA126UA INA126U	SO-8 SO-8	182 182	INA126UA INA126U	INA126UA INA126U	Rails, or Reel Rails, or Reel
INA126EA(2) "	MSOP-8 "	337 "	A26(3) "	INA126EA-250 INA126EA-2500	Reel Only "
INA126E(2) "	MSOP-8 "	337 "	A26(3) "	INA126E-250 INA126E-2500	Reel Only "

NOTES: (1) For detailed drawing and dimension table, see end of data sheet, or Appendix C of Burr-Brown IC Data Book. (2) MSOP-8 package versions are available only on 250 or 2500 piece reels. (3) Grade designation is marked on reel.

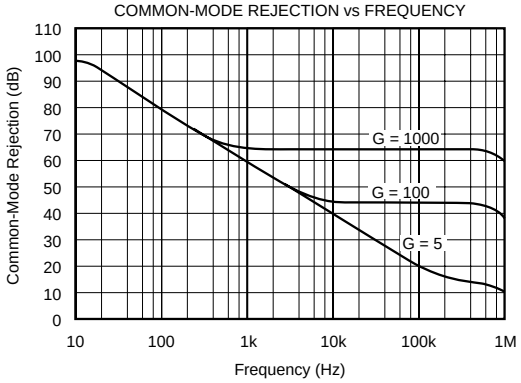
TYPICAL PERFORMANCE CURVES

At T_A = +25°C and V_S = ±15V, unless otherwise noted.

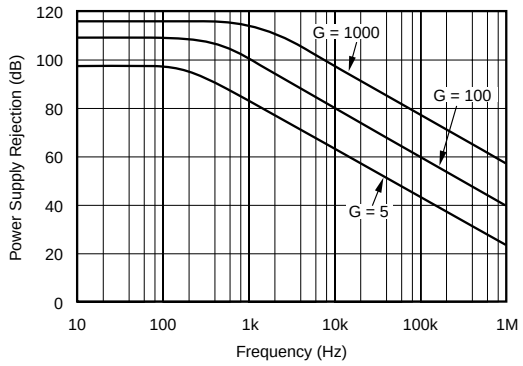
GAIN vs FREQUENCY



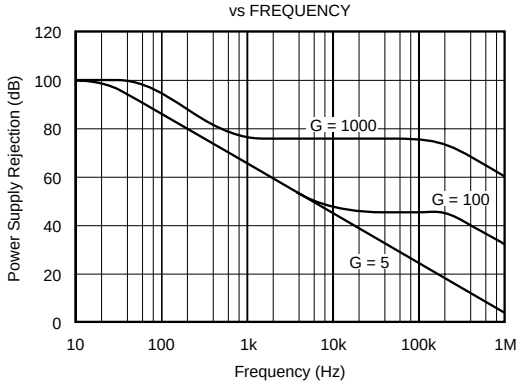
COMMON-MODE REJECTION vs FREQUENCY



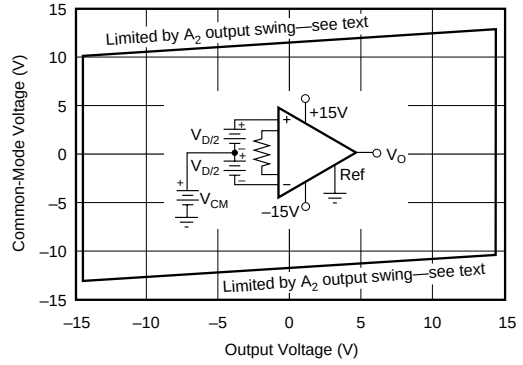
POSITIVE POWER SUPPLY REJECTION vs FREQUENCY



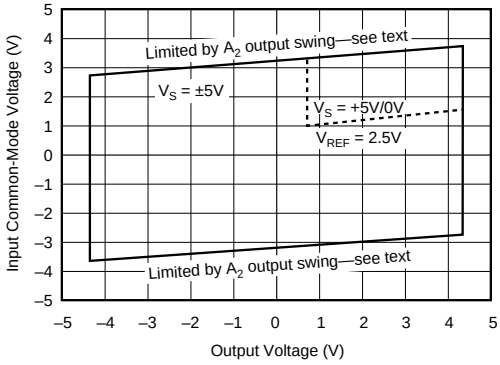
NEGATIVE POWER SUPPLY REJECTION vs FREQUENCY



INPUT COMMON-MODE RANGE vs OUTPUT VOLTAGE, V_S = ±15V



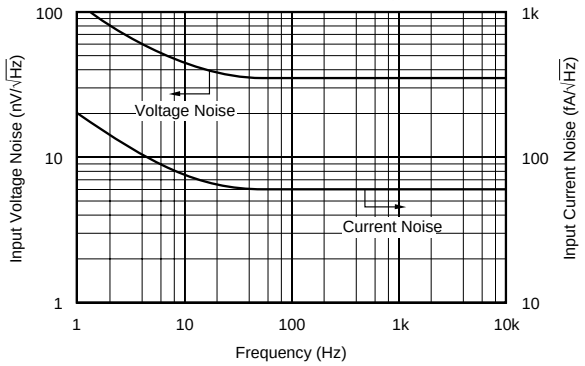
INPUT COMMON-MODE VOLTAGE RANGE vs OUTPUT VOLTAGE, V_S = ±5V



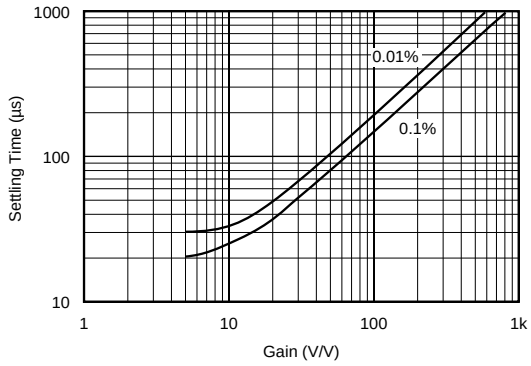
TYPICAL PERFORMANCE CURVES (CONT)

At T_A = +25°C and V_S = ±15V, unless otherwise noted.

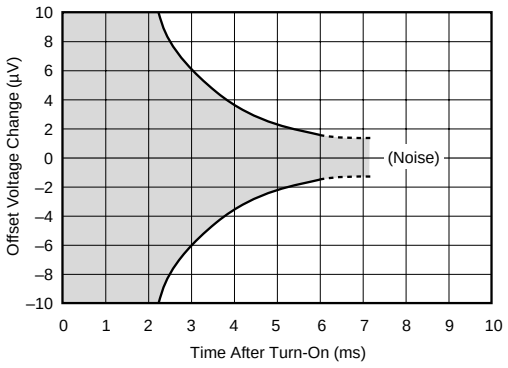
INPUT-REFERRED NOISE vs FREQUENCY



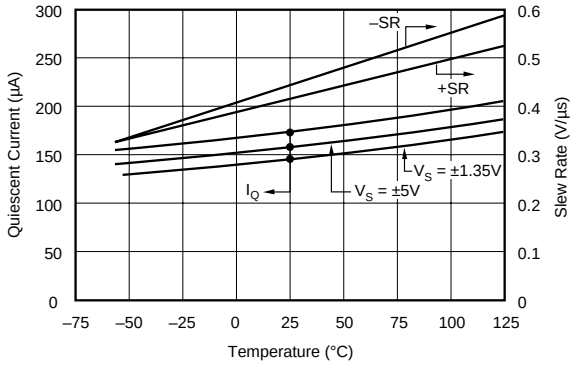
SETTLING TIME vs GAIN



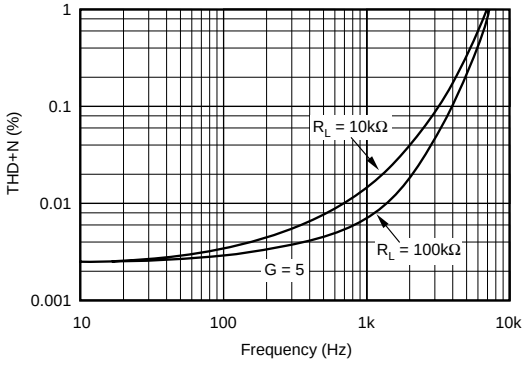
INPUT-REFERRED OFFSET VOLTAGE WARM-UP



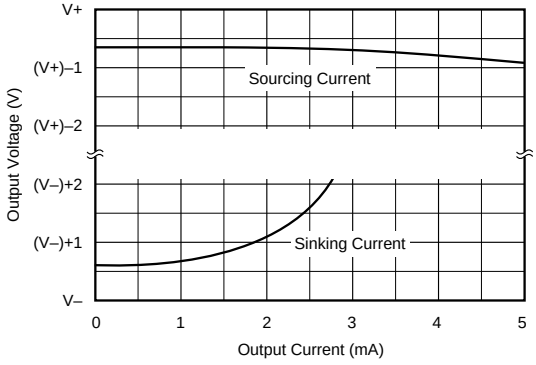
QUIESCENT CURRENT AND SLEW RATE vs TEMPERATURE



TOTAL HARMONIC DISTORTION+NOISE vs FREQUENCY



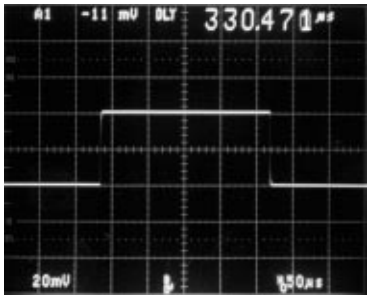
OUTPUT VOLTAGE SWING vs OUTPUT CURRENT



TYPICAL PERFORMANCE CURVES (CONT)

At T_A = +25°C and V_S = ±15V, unless otherwise noted.

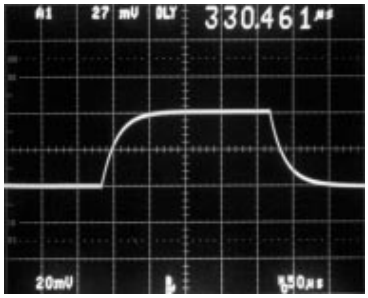
SMALL-SIGNAL RESPONSE, G = 5



20mV/div

50µs/div

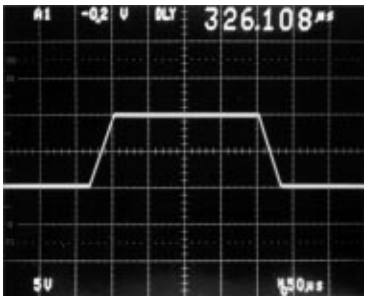
SMALL-SIGNAL RESPONSE, G = 100



20mV/div

50µs/div

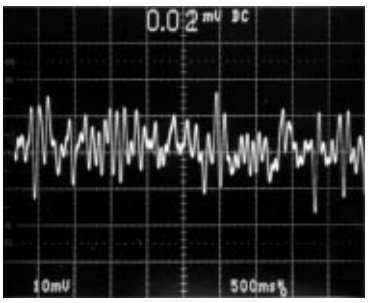
LARGE-SIGNAL RESPONSE, G = 5



5V/div

50µs/div

VOLTAGE NOISE, 0.1Hz to 10Hz



0.2µV/div

500ms/div

APPLICATION INFORMATION

Figure 1 shows the basic connections required for operation of the INA126. Applications with noisy or high impedance power supplies may require decoupling capacitors close to the device pins as shown.

The output is referred to the output reference (Ref) terminal which is normally grounded. This must be a low-impedance connection to ensure good common-mode rejection. A resistance of 8Ω in series with the Ref pin will cause a typical device to degrade to approximately 80dB CMR.

SETTING THE GAIN

Gain of the INA126 is set by connecting a single external resistor, R_G, as shown:

$$G = 5 + \frac{80k\Omega}{R_G} \quad (1)$$

Commonly used gains and R_G resistor values are shown in Figure 1.

The 80kΩ term in equation 1 comes from the internal metal film resistors which are laser trimmed to accurate absolute values. The accuracy and temperature coefficient of these resistors are included in the gain accuracy and drift specifications of the INA126.

The stability and temperature drift of the external gain setting resistor, R_G, also affects gain. R_G's contribution to gain accuracy and drift can be directly inferred from the gain equation (1). Low resistor values required for high gain can make wiring resistance important. Sockets add to the wiring resistance, which will contribute additional gain error in gains of approximately 100 or greater.

OFFSET TRIMMING

The INA126 is laser trimmed for low offset voltage and offset voltage drift. Most applications require no external offset adjustment. Figure 2 shows an optional circuit for trimming the output offset voltage. The voltage applied to the Ref terminal is added to the output signal. An op amp buffer is used to provide low impedance at the Ref terminal to preserve good common-mode rejection.

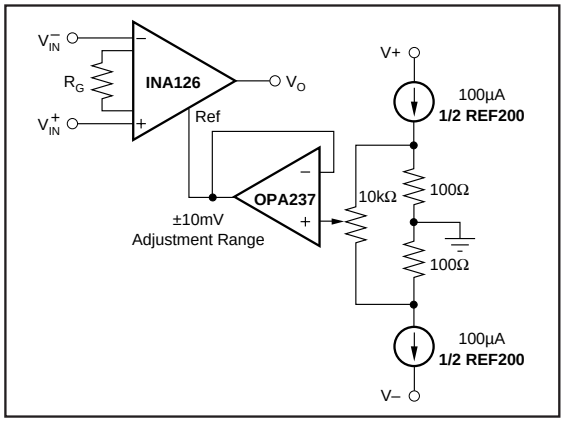


FIGURE 2. Optional Trimming of Output Offset Voltage.

DESIRED GAIN (V/V)	R_G (Ω)	NEAREST 1% R_G VALUE
5	NC	NC
10	16k	15.8k
20	5333	5360
50	1779	1780
100	842	845
200	410	412
500	162	162
1000	80.4	80.6
2000	40.1	40.2
5000	16.0	15.8
10000	8.0	7.87

NC: No Connection.

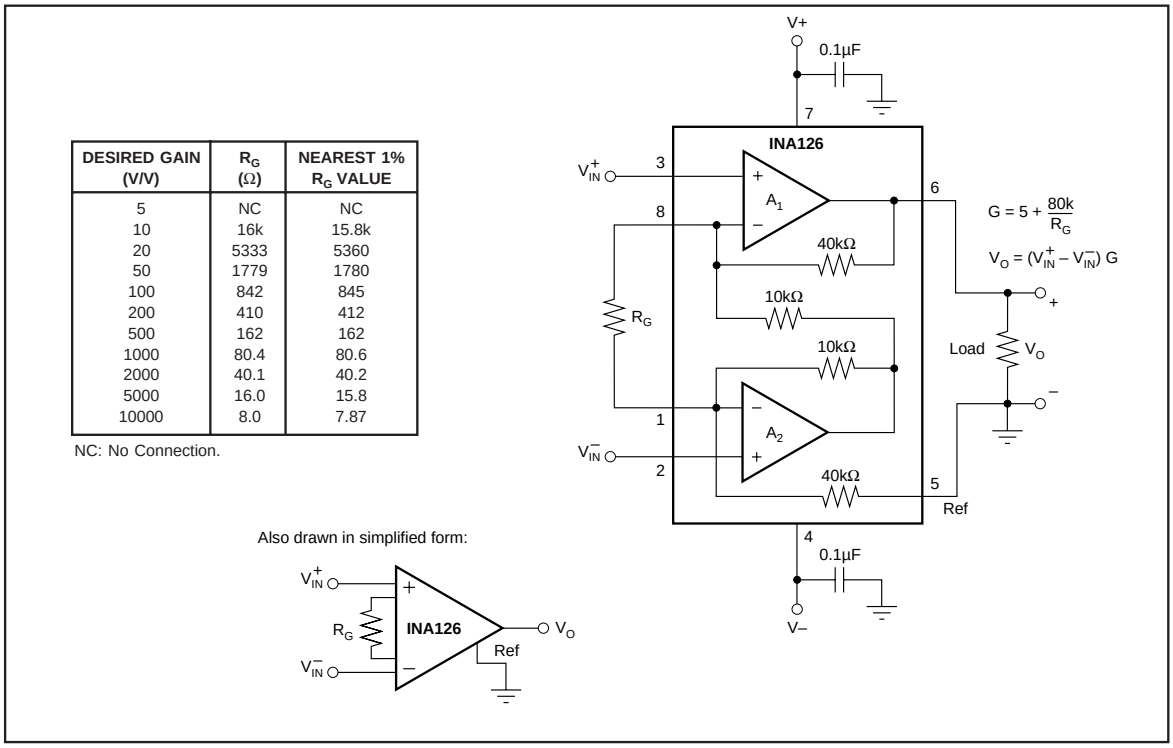


FIGURE 1. Basic Connections.

INPUT BIAS CURRENT RETURN

The input impedance of the INA126 is extremely high—approximately $10^9\Omega$. However, a path must be provided for the input bias current of both inputs. This input bias current is typically –10nA (current flows out of the input terminals). High input impedance means that this input bias current changes very little with varying input voltage.

Input circuitry must provide a path for this input bias current for proper operation. Figure 3 shows various provisions for an input bias current path. Without a bias current path, the inputs will float to a potential which exceeds the common-mode range of the INA126 and the input amplifiers will saturate.

If the differential source resistance is low, the bias current return path can be connected to one input (see the thermocouple example in Figure 3). With higher source impedance, using two equal resistors provides a balanced input with advantages of lower input offset voltage due to bias current and better high-frequency common-mode rejection.

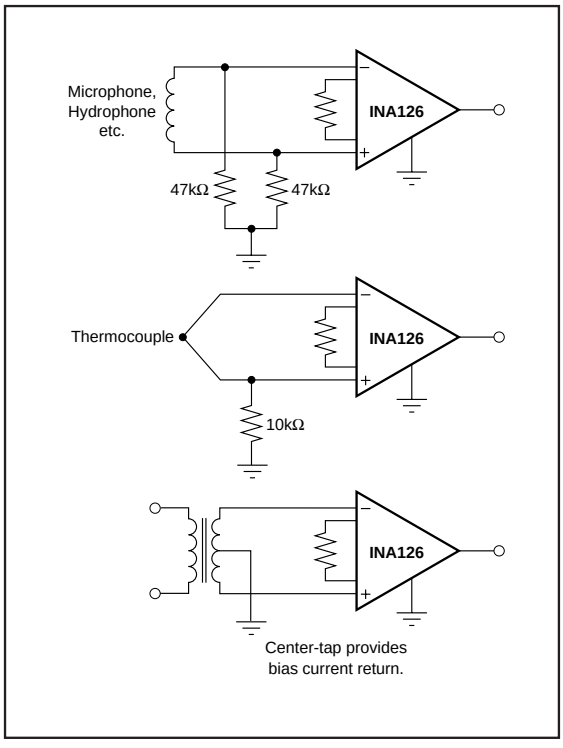


FIGURE 3. Providing an Input Common-Mode Current Path.

INPUT COMMON-MODE RANGE

The input common-mode range of the INA126 is shown in typical performance curves. The common-mode range is limited on the negative side by the output voltage swing of A_2, an internal circuit node that cannot be measured on an external pin. The output voltage of A_2 can be expressed as:

$$V_{O2} = 1.25\ V_{IN}^- - (V_{IN}^+ - V_{IN}^-)\ (10k\Omega/R_G) \qquad (2)$$

(Voltages referred to Ref terminal, pin 5)

The internal op amp A_2 is identical to A_1 and its output swing is limited to typically 0.7V from the supply rails. When the input common-mode range is exceeded (A_2's output is saturated), A_1 can still be in linear operation and respond to changes in the non-inverting input voltage. The output voltage, however, will be invalid.

LOW VOLTAGE OPERATION

The INA126 can be operated on power supplies as low as ±1.35V. Performance remains excellent with power supplies ranging from ±1.35V to ±18V. Most parameters vary only slightly throughout this supply voltage range—see typical performance curves. Operation at very low supply voltage requires careful attention to ensure that the common-mode voltage remains within its linear range. See "Input Common-Mode Voltage Range."

The INA126 can be operated from a single power supply with careful attention to input common-mode range, output voltage swing of both op amps and the voltage applied to the Ref terminal. Figure 4 shows a bridge amplifier circuit operated from a single +5V power supply. The bridge provides an input common-mode voltage near 2.5V, with a relatively small differential voltage.

INPUT PROTECTION

The inputs of the INA126 are protected with internal diodes connected to the power supply rails. These diodes will clamp the applied signal to prevent it from exceeding the power supplies by more than approximately 0.7V. If the signal source voltage can exceed the power supplies, the source current should be limited to less than 10mA. This can generally be done with a series resistor. Some signal sources are inherently current-limited and do not require limiting resistors

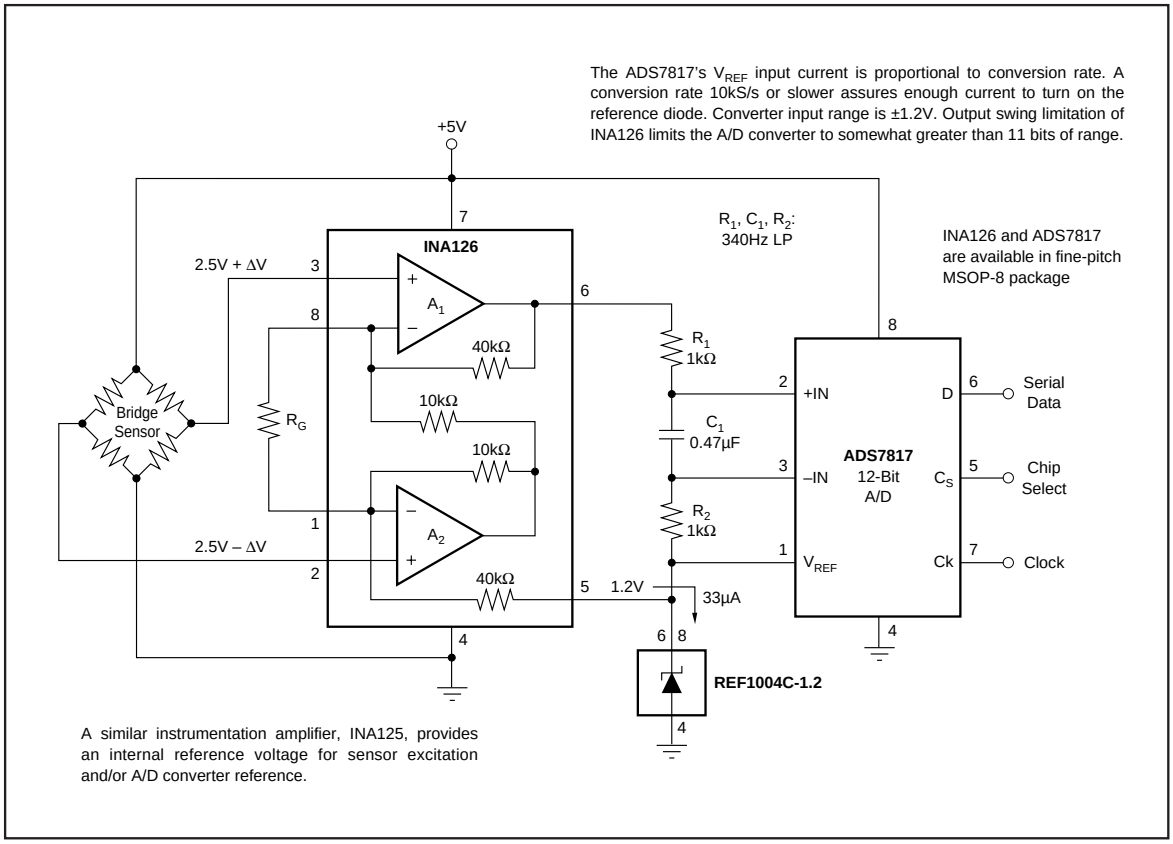
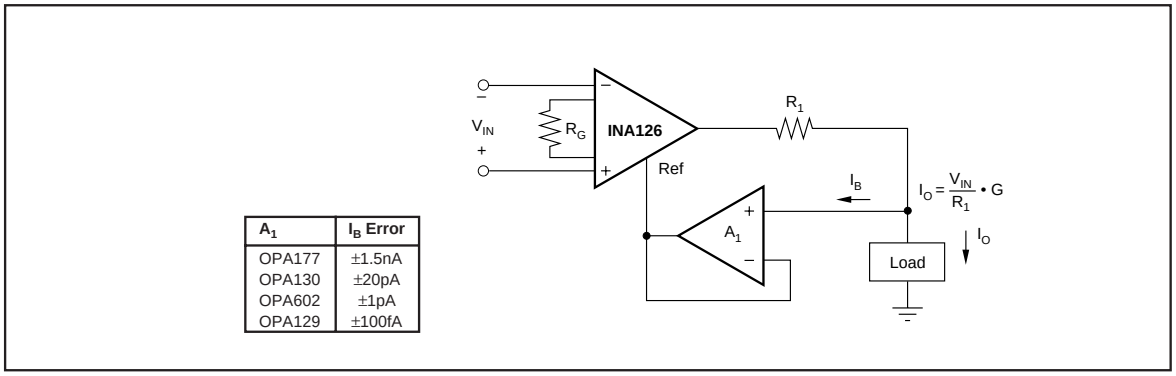


FIGURE 4. Bridge Signal Acquisition—Single 5V Supply.



A_1	I_B Error
OPA177	±1.5nA
OPA130	±20pA
OPA602	±1pA
OPA129	±100fA

FIGURE 5. Differential Voltage-to-Current Converter.

Objet :	PIMZOS E-QUOTE Ref : 20-11-2013-0858
De :	Nanne Bentvelzen (bentvelzen@pimzos.com)
À :	lutgen_a5@yahoo.fr;
Cc :	verberne@pimzos.com;
Date :	Mercredi 20 novembre 2013 10h03

WWW.PIMZOS.COM - The Netherlands
==========
PIMZOS E-QUOTE Ref : 20-11-2013-0858
Always refer to this number in all correspondence
==========
Date : 20-11-2013
Handled by / You contact : Nanne Bentvelzen
Your Reference : Corentin Lutgen

Dear MR. Lutgen,

Thanks for your enquiry. We have the pleasure to quote you for :

We have two options for your alpication.

Pos A1 - 1 pce FUTEK TDD400-500in-lb-FSH02789 : €840.00 / each
Pos A2 - 1 pce FUTEK CSG110-Strain Gauge Amplifier-FSH01449 : €280.00 / each
Pos A3 - 1 pce FUTEK ZCC940-Cable-15ft-FSH01790 : €72.00 /each
Pos A4 - 1 pce FUTEK Calibration, Clockwise & Counter Clockwise-STB00023 : €240.00 / each

Pos B1 - 1 pce FUTEK TFF400-500in-lb-FSH02597 : €760.00 / each
Pos B2 - 1 pce FUTEK CSG110-Strain Gauge Amplifier-FSH01449 : €280.00 / each
Pos B3 - 1 pce FUTEK ZCC940-Cable-15ft-FSH01790 : €72.00 /each
Pos B4 - 1 pce FUTEK Calibration, Clockwise & Counter Clockwise-STB00023 : €240.00 / each
Pos B5 - 8 pce FUTEK English screw 1" : €2.00 / each

Pos A or B is one set with system calibration. These parts can not be used separately.
We do not deliver this set without system calibration. This must be done by FUTEK.

Attention: The Torque sensor is not resistant against radial forces. It will give output errors or go out of order. See PDF for extraneous Loed factors.

Downloads:
Pos A1 = https://www.futek.com/files/pdf/Product%20Drawings/tdd400.pdf
Pos B1 = http://www.futek.com/files/pdf/Product%20Drawings/tff400.pdf
Pos A2 and B2 = https://www.futek.com/files/pdf/Product%20Drawings/CSG110.pdf
Pos A3 and B3 =
http://www.futek.com/files/pdf/Extraneous_Load_Factors/TFF400.pdf

Conditions of this quotation :
Prices are net., excl. VAT/BTW
Delivery ex office De Lier NL, Freight on invoice
Delivery time : 6 weeks
Payment: New customerpays in advance.
Validity of quotation : 14 days
On all our transactions, our terms & conditions apply.
These are listen and downloadable on our website.

If there are any questions, please be so kind to contact us.
We will be happy to give you all information necessary.

Thanks again for giving us the opportunity to quote !

Met vriendelijke groeten, Best Regards,
Nanne Bentvelzen | Sales Team | bentvelzen@pimzos.com

PIMZOS VOF - Technical Trading Company
Leehove 69 | 2678MB | De Lier | The Netherlands
T : +31-(0)174-520510 F : +31-(0)174-528628 W : www.pimzos.com

sensors for force, weight, torque, pressure, vacuum, vibration, acceleration, angle, inclination, position, temperature
instruments for strain gage, data acquisition systems, panel meters, data loggers
Industrial electronics, remote i/o, industrial communication, serial communication and converters,
it monitoring, ip power, temperature & humidity

Bezoek onze Google+ page voor het laatste nieuws.

2013/11/19 corentin lutgen <lutgen_a5@yahoo.fr>

> Dear Nanne,
>
> The torque sensor would be use to compute the force given by a disabled person on a wheelchair. The sensors would be placed near the axis of the wheels.
> In terms of output, we can use a numeric or an analogic one. We just want a signal that we can use to interpret the torque.
> The sensor must be compute the torque in both direction (clockwise and counter clockwise). In terms of calibration, we can do it by ourselves.
>
> I hope this will answer your questions. It is the first time we want to use sensor like this therefore we don't know all the specifications required.
>
> Best regards,
>
> Corentin Lutgen
>
> ---
>
> **De :** Nanne Bentvelzen <bentvelzen@pimzos.com>
> **À :** corentin.lutgen@student.ulg.ac.be
> **Cc :** Pim Verberne <verberne@pimzos.com>
> **Envoyé le :** Mardi 19 novembre 2013 12h01
> **Objet :** Product Inquiry Request - Case# 201311180026
>
> Dear Mr. Lutgen.
>
> Thanks for your product enquiry request. We are distributor for FUTEK.
>
> To complete your request we need some more information. Please answer the next questions.
>
> - What is the application?
> - Which output do you want?
> - Calibration, Counter clockwise or clockwise and Counter clockwise

You want to use the Loadcell in a exterior environment. When the Loadcell get wet it will go out of order. The compensated temp is 17 to 72°c. When you go out this specifications the Loadcell goes out of specification.

Met vriendelijke groeten, Best Regards,
Nanne Bentvelzen | Sales Team | bentvelzen@pimzos.com

PIMZOS VOF - Technical Trading Company
Leehove 69 | 2678MB | De Lier | The Netherlands
T : +31-(0)174-520510 F : +31-(0)174-528628 W : www.pimzos.com

sensors for force, weight, torque, pressure, vacuum, vibration, acceleration, angle, inclination, position, temperature
instruments for strain gage, data acquisition systems, panel meters, data loggers
Industrial electronics, remote i/o, industrial communication, serial communication and converters,
it monitoring, ip power, temperature & humidity

Bezoek onze Google+ page voor het laatste nieuws.

Objet :	Re:quotation of MP100-P0210-S02 slip ring
De :	Jessy Zeng (jessy@moflon.com)
À :	corentin.lutgen@student.ulg.ac.be;
Date :	Lundi 2 décembre 2013 15h25

Hi Lutgen,

Thanks for your inquiry and interest in MOFLON slip ring,

MP100-P0210-S02 is standard series slip rings, ready available in stock,

Attached with drawing&datasheet of MP100-P0210-S02 slip ring, please check.

Here find quotation as below:

MP100-P0210-S02 (slip ring with bore size 12.7mm, 2X10A + 2Xsignal(2A), max speed 250RPM)
US$ 125 each @ 1~5pcs
EX Works

Lead time: 7 days after receiving payment (1~5pcs)
Shipping&handling cost: US$45.00(1pcs),addtional each US$25
travelling time: 3~7 days.

Ship Via: DHL express door to door
Payment term: 100% T/T in advance
Acceptable payments: Paypal, Wire Transfer, Credit card.

Please advise us if you need official quotation or proforma invoice.

Thanks for your support!

Regards

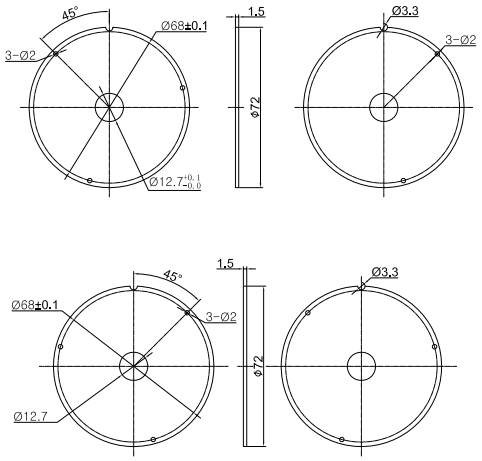
Jessy

MOFLON Technology Co.,Limited.
Zonghelou No 7,Shajing FuTong Industrial Park,
Shajing,ShenZhen 518105
T: 086.755.3319.6787
M: 086.185.0755.8198
Website: www.MOFLON.com

THIS DOCUMENT IS THE PROPERTY OF MOFLON TECHNOLOGY (SHENZHEN) LTD. (HEREAFTER "MOFLON"). IT IS LENT AND IS TO BE RETURNED UPON REQUEST. THE CONTENTS OF THIS DOCUMENT ARE CONFIDENTIAL AND CONSTITUTE TRADE SECRETS PROPRIETARY TO MOFLON.THIS DOCUMENT NOR ITS CONTENTS DOCUMENT NOR ITS CONTENTS SHALL BE DISCLOSED TO ANY UNAUTHORIZED PERSON COPIED OR PUBLISHED WITHOUT MOFLON PRIOR WRITTEN CONSENT.
COPY RIGHT @ 2013 MOFLON TECHNOLOGY

MARK	ECN NO.	Modify	Approve	DATE

Electrical Parameter	Lead Wire Length	Stator：300mm Rotor：300mm
	Lead Wire Size	AWG#16 Teflon -> 10A AWG 22# Teflon->Signal(2A)
	Rating Voltage	0~400VDC/VAC
	Circuits & Current	2X10A + 2Xsignal
	Dielectric Strength	≥1000V@50Hz between each circuit
	Insulation Resistance	500MΩ@1000VDC
	Electric Noise	Max 10mΩ@6VDC,50mA (Runing with 50rpm)
Mechanical Parameter	Bearing	NSK Deep groove ball bearing
	Inner Diameter	Ø12.7mm
	Working Speed	0~250RPM
	Inner Material	PCB
	Contacting Material	Precious Metal + Gold Plating
	Housing Material	PCB
Other	Protection (IP Grade)	IP41
	Working Temperature	-40°C+80°C



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED

1.ALL DIMENSIONS ARE IN MM HES BREAK SHARP EDGES &DEBURR
2.MATERIAL&FINISH TO BE AS NOTED OR SUBSTITUTED WITH AN APPROVED AND TESTED EQUIVALENT

FILLETS R.015 FINISH

THIRD ANGLE PROJECTION

TOLERANCES (EXCEPT AS NOTED)

DECIMAL X±.1
XX±.03
XXX±.005

FRACTIONAL±1/16
ANGULAR±1°

2X10A + 2X signal slip rings

MODEL MP100-P0210-S02

MOFLON

ENG		ENG		DATE		SIZE	A
						R E V.	A / 0
						SCALE	1:1
						UNIT	mm

Brushed Motor : Simple Connection only 2 wires to connect to controller
Start immediately

BRUSHED MOTOR SPECS - 36 VOLT

Current amp	Torque N.M.	Speed rpm	Output w
0	0.10	436.7	4.6
5	3.06	403.8	129.4
6	3.82	396.7	158.7
7	4.56	388.9	185.7
8	5.35	379.3	212.5
9	6.14	371.2	238.7
10	6.94	362.8	263.7
11	7.72	354.8	286.8
12	8.52	347.1	309.7
13	9.26	339.5	329.2
14	10.10	330.9	350.0
15	10.84	323.3	367.0
16	11.58	314.5	381.4
17	12.31	306.5	395.1
18	13.01	299.1	407.5
19	13.84	290.0	420.3
20	14.51	281.9	428.3

Université de Liège

BON DE COMMANDE

n° ULG14/1606890

(à rappeler dans toute correspondance)

Adresse de facturation

Université de Liège
Administration des Ressources Financières
Service Contrôle Factures
Place du Vingt-Août, 7
B-4000 LIEGE Belgique
N° de TVA: BE0325777171
Tél: +32 4 / 366 57 40 Fax: +32 4 / 366 52 53

Adresse de livraison

Monsieur
BECHET Eric
Conception géométrique assistée par
Chemin des Chevreuils, 1
Bât: B52/3 - Parking P52
Etage +2 - Local +2/438
B-4000 LIEGE 1
Tél: +32-4-3669165 Fax: +32-4-3669505

Attn.:
MEDIPOST
RUE ERNEST SOLVAY, 27
B-4000 LIEGE

Le délégué de l'université pour l'exécution du présent marché est :
Monsieur Eric BECHET
Tél. 04/366 91 65

Votre offre : du 04.02.2014

Conditions de paiement : 30 jrs cal.+délai vérif 20 jrs

Conditions particulières :

ENLEVEMENT PAR LES SOINS DE C. LUTGEN

Poste	Désignation	Quantité	Un.	T.TVA	Prix HTVA	Total HTVA
0010	VOITURETTE D'OCCASION	1	PCE	21,00	123,97	123,97

Veuillez obligatoirement mentionner notre numéro de TVA BE 0325.777.171 sur chaque facture conformément à l'AR.1,art 5, §1er du Code TVA

Régime applicable au Marché

Total HTVA	**EUR**	123,97
TVA	**EUR**	26,03
Total TVAC	**EUR**	150,00

- Le présent marché est régi par les lois des 15 et 16 juin 2006, relatives aux marchés publics et à certains marchés de travaux, de fournitures et de services, les Arrêtés Royaux du 15/07/2011 et 14/01/2013 établissant les règles générales de passation et d'exécution des marchés publics et des concessions de travaux publics, tels qu'ils ont été modifiés jusqu'au jour de la passation du marché.
- Les conditions générales habituellement imposées par le fournisseur ou l'entrepreneur sont annulées et remplacées par les dispositions du présent bon de commande même si l'offre s'y réfère expressément.
- Chaque commande doit faire l'objet d'une facture distincte.

Liège, le 18.02.2014

Signé électroniquement par:
pour le délégué, le secrétaire exécutif
Madame Nicole FRAITURE

KBL24101X,12V-24V,100A, BLDC Controller / with Regen

Weight : 4.20 lbs
In stock



Click to enlarge

CAN Bus:	☐	(+$49.00)
High Speed Motor Option:	☐	(+$49.00)
Ultra High Speed Motor Option:	☐	(+$99.00)
Stick Shift Throttle Firmware:	☐	(+$29.00)

Price: ~~$249.00~~ $219.00

Reviews Add to Cart

Kelly KBL Controllers User Manual

KBL BLDC Motor Speed Controller

Kelly KBL programmable BLDC motor controller provides efficient, smooth and quiet controls for **golf cart, go-cart, electric motorcycle, forklift, hybrid vehicle, electric vehicle, electric boat**, as well as industry motor speed or torque control. Motor speed controller uses high power MOSFET, PWM to achieve efficiency 99% in most cases. Powerful microprocessor brings in comprehensive and precise control to BLDC motor controllers. This programmable brushless motor controller also allows users to set parameters, conduct tests, and obtain diagnostic information quickly and easily.

Features:
• Intelligence with powerful microprocessor.
• Synchronous rectification, ultra low drop and fast PWM to achieve very high efficiency.
• Electronic reversing.
• Voltage monitoring on 3 motor phases, bus, and power supply.
• Voltage monitoring on voltage source 12V and 5V.
• Current sense on all 3 motor phases.
• Current control loop.
• Hardware over current protection.
• Hardware over voltage protection.
• Support torque mode, speed mode, and balanced mode operation.
• Configurable limit for motor current and battery current.
• Low EMC.
• LED fault code.
• Battery protection: current cutback, warning and shutdown at configurable high and low battery voltage.
• Rugged aluminum housing for maximum heat dissipation and harsh environment.
• Rugged high current terminals, and rugged aviation connectors for small signal.

• Thermal protection: current cut back, warning and shutdown on high temperature.
• Configurable 60 degree or 120 degree hall position sensors.
• Support motors with any number of poles.
• Up to 40,000 electric RPM standard. Optional high speed 70,000 ERPM, and ultra high speed 100,000 ERPM. (Electric RPM = mechanical RPM * motor pole pairs).
• Support three modes of regenerative braking: brake switch regen, release throttle regen, 0-5V analog signal variable regen.
• Configurable high pedal protection: the controller will not work if high throttle is detected at power on.
• Current multiplication: Take less current from battery, output more current to motor.
• Easy installation: 3 wire potentiometer can work.
• PWMable reverse alarm output.
• Remove fault code LED driver.
• Current meter output.
• Standard PC/Laptop computer to do programming. No special tools needed.
• User program provided. Easy to use. No cost to customers.

General Specifications:
•Controller supply voltage range, PWR, 8V-30V
•Frequency of Operation: 16.6kHz.
•Standby Battery Current: < 0.5mA.
•5V Sensor Supply Current: 40mA.
•Configurable battery voltage range, B+,8V-30V.
•Analog Brake and Throttle Input: 0-5 Volts. Producing 0-5V signal with 3-wire pot.
•Reverse Alarm, Main Contactor Coil Driver, Meter.
•Full Power Operating Temperature Range: 0℃ to 50 ℃ (controller case temperature).
•Operating Temperature Range:-30℃ to 90 ℃, 100℃ shutdown (controller case temperature).
•Boost Current, 10 seconds: 150A.
•Motor Current Limit, 1 minute: 100A.
•Motor Current Limit, continuous: 60A.
•Max Battery Current : Configurable.

Optional Features:
Optional Waterproof: The price is 38 U.S. dollars.
Optional Stick Shift Throttle Firmware: The price is 29 U.S. dollars.
Optional KBL CAN BUS: The price is 49 U.S. dollars.
High Speed Motor Option: The price is 49 U.S. dollars.
Ultra High Speed Motor Option: The price is 99 U.S. dollars.

Jazz

Fauteuil léger à dossier fixe équipé de roues arrières à démontage rapide facilitant le transport dans un véhicule.

poids utilisateur
100 kg



Caractéristiques techniques Jazz

largeur totale	largeur pliée	largeur siège	hauteur accoudoir	hauteur siège	hauteur totale	longueur totale	profondeur siège	hauteur dossier	poids utilisateur
60	31	39	21	50	91	107	43	48	100
63	31	42	21	50	91	107	43	48	100
65	31	44	21	50	91	107	43	48	100
67	31	46	21	50	91	107	43	48	100
68	31	48	21	50	91	107	43	48	100

Dimensions en cm, poids en kg. Tolérances dimensionnelles et pondérales admises: 1,5 cm et 1,5 kg

Trois combinaisons de couleurs au choix

Cadre	Revêtement
Bleu C16	Noir nylon
Vert C26	Noir nylon
Gris C29	Noir nylon

Votre fauteuil roulant doit s'adapter à vous. Et non l'inverse.

Vermeiren joue depuis plus de 50 ans un rôle essentiel dans le développement de fauteuils roulants modernes et personnalisables. Notre principe de base est : votre fauteuil roulant doit s'adapter à vous et non l'inverse. C'est pourquoi nous avons adopté une **conception modulaire**. Dans cette optique, nous avons créé une vaste gamme d'accessoires interchangeables.

Votre garantie de qualité

Sur le plan de la qualité, le fauteuil **Jazz** répond aux **normes les plus rigoureuses de divers instituts d'essai** dont la compétence est reconnue dans la plupart des pays européens (notamment en France par le CERAH).

Principales options


Double main courante à cardan à démontage rapide (hem2)


Repose jambe BL7 pour la version amputé


B05 - accoudoir réglable en hauteur


Repose-jambes à allongement automatique - BZ7


B14 prolongateur de dossier en toile


B78 roulettes anti bascule

Pour plus d'options, contactez votre revendeur local ou demandez notre catalogue.

Vermeiren France S.A.
Zone Industrielle
5, rue d'Ennevelin
59710 Avelin

Tél.: 03 28 55 07 98 • Fax: 03 20 90 28 89

Visitez aussi notre site: www.vermeiren.fr

Pour plus d'informations, prenez contact avec votre revendeur local.

VERMEIREN
Pour plus de mobilité

E.R.: N.V. Vermeiren N.V.,Vermeirenplein 1/15 - 2920 Kalmthout - Belgique - 04/2008

Sous réserve de modifications techniques

AUBERT&DUVAL

Alliage Aluminium

6061

Al Mg1SiCu

Désignation

UNS : A96061

Caractéristiques mécaniques

- Etat T6. Epaisseur 100 mm.

- Traction à température ambiante, sens long
  - Résistance : 262 N/mm²
  - Limite d'élasticité à 0,2 % : 241 N/mm²
  - Allongement sur 5d : 7 %

- Traction à -196 °C, sens long
  - Résistance : 1,3 x Rm ambiante N/mm²
  - Limite d'élasticité à 0,2% : 1,15 x Rp0,2 ambiante N/mm²

Composition

Magnésium	1,00
Silicium	0,60
Cuivre	0,30
Chrome	0,20
Aluminium	Base

Applications

- Alliage de structures pour applications dans l'automobile, le ferroviaire, les biens d'équipement (mobilier) et la circulation de fluide (pipelines).

Propriétés d'emploi

- Cet alliage présente une bonne résistance mécanique alliée à une bonne tenue à la corrosion.
- L'emploi à basse température (jusque -196 °C) est possible.
- Sa soudabilité permet de réaliser des assemblages relativement complexes.

TRAITEMENT THERMIQUE

- Mise en solution à 529 °C
- Trempe eau ou solution organique
- Revenu selon niveau de résistance recherché. L'état usuel est T6. Il est défini dans la norme NF EN 515.

PROPRIÉTÉS PHYSIQUES

- Densité : 2,7
- Module d'élasticité en N/mm² :
  - à 20 °C : 68,9 x 10^3
- Coefficient moyen de dilatation en m/m. °C :
  - entre 20 °C et 100 °C : 23,6 x 10^{-6}
- Conductivité thermique en W.m/m². °C :
  - à 20 °C : 167 (état T6)
- Chaleur spécifique moyenne en J/g. °C :
  - à 20 °C : 0,90
- Résistivité électrique en $\mu\Omega$.cm²/cm :
  - à 20 °C : 4,0 (état T6)
- Conductivité électrique en S/m :
  - à 20 °C : 24,9 x 10^6 (état T6)
- Soudage :
  - Nuance soudable. Consulter Service Technique AD.

AUBERT & DUVAL

Tour Maine Montparnasse
33, avenue du Maine • 75755 Cedex 15
www.aubertduval.com

Les informations qui figurent sur le présent document constituent des valeurs typiques ou moyennes et non des valeurs maximales ou minimales garanties. Les applications indiquées pour les nuances décrites ne le sont qu'à titre indicatif afin d'aider le lecteur dans son évaluation personnelle et ne sont pas des garanties, implicites ou explicites, d'adéquation à un besoin spécifique. La responsabilité d'Aubert & Duval ne pourra en aucun cas être étendue au choix du produit ou aux conséquences de ce choix.

Groupe ERAMET

(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) EP 0 790 049 B1

(12) **EUROPEAN PATENT SPECIFICATION**

(45) Date of publication and mention of the grant of the patent:
01.10.2003 Bulletin 2003/40

(51) Int Cl.[7]: **A61G 5/04**

(21) Application number: **97102419.5**

(22) Date of filing: **14.02.1997**

(54) **Wheelchair and method for controlling the assist power of a power assist wheelchair**

Rollstuhl und Methode zur Steuerung des Hilfsantriebs

Fauteuil roulant et methode de contrôle pour un moteur auxiliaire

(84) Designated Contracting States:
DE DK FR GB NL SE

(30) Priority: **14.02.1996 JP 2704096**

(43) Date of publication of application:
20.08.1997 Bulletin 1997/34

(73) Proprietor: **YAMAHA HATSUDOKI KABUSHIKI KAISHA**
Iwata-shi Shizuoka-ken, 438 (JP)

(72) Inventors:
- **Uchiyama, Atsushi**
  Iwata-shi, Shizuoka-ken (JP)
- **Ogata, Hiroaki**
  Iwata-shi, Shizuoka-ken (JP)

(74) Representative: **Grünecker, Kinkeldey,**
Stockmair & Schwanhäusser Anwaltssozietät
Maximilianstrasse 58
80538 München (DE)

(56) References cited:
EP-A- 0 687 454 **US-A- 5 234 066**

Note: Within nine months from the publication of the mention of the grant of the European patent, any person may give notice to the European Patent Office of opposition to the European patent granted. Notice of opposition shall be filed in a written reasoned statement. It shall not be deemed to have been filed until the opposition fee has been paid. (Art. 99(1) European Patent Convention).

EP 0 790 049 B1

Printed by Jouve, 75001 PARIS (FR)

Description

[0001] The present invention relates to a method for controlling the assist power of a power assisted wheelchair according to the preamble portion of claim 1. Furthermore, the present invention relates to a wheelchair according to the preamble portion of claim 8.

[0002] As an intermediate existence between the manual wheelchair and the motor-operated wheelchair, a power-assisted wheelchair has been proposed. The power-assisted wheelchair is constituted to detect human power intermittently applied to the left and right drive wheels, and to apply assist power commensurate with the detected human power to the left and right drive wheels to alleviate the physical effort of the rider handicapped in walking. The rider can operate it with the same feeling as that with the manual wheelchair and is also relieved from mental pain.

[0003] The wheelchair comprising a human power drive means for driving said wheelchair by human power, an assist power drive means for driving said wheelchair in support of said human power, and a control means for controlling an assist power as well as a method for driving such a wheelchair are known from EP 687 454.

[0004] According to EP 687 454, the wheelchair is driven solely by an assist power for a period of time after the supply of human power has stopped. Furthermore, according to EP 687 454, the assist power for each of the drive wheels is independently calculated in accordance with the human power applied to the hand rim of the respective drive wheel by the rider and the grip for a helper on the side of the respective drive wheel.

[0005] Since the power-assisted wheelchair is constituted that an assist power in proportion to the human power applied to a wheel is added to the wheel, turning motion (yaw motion) is more likely to occur with increased propulsive power, and straight running property could be adversely affected. Furthermore, since an arrangement is employed in which the assist power is added only when the human power is applied, a problem may occur on an uphill for instance that the wheelchair suddenly loses speed and stops as soon as the human power application is stopped.

[0006] Another problem is that, since the assist power is added to both forward and reverse directions, after the human power application is discontinued the motor and the drive system adversely serve as loads and offset the effect of the assist power.

[0007] Therefore, the applicant has developed a power-assisted wheelchair arranged that the assistpower remains even after the human power application has ceased, and has submitted an application.

[0008] The power-assisted wheelchair developed as described above has no problem as long as the power characteristic is completely identical for both left and right assist power systems, and the human power is completely identical for both left and right wheels.

[0009] However, when different magnitudes of human power are inputted to left and right drive wheels as in the turning motion on a level ground, the ordinary wheelchair without an assist power makes a turning motion due to difference in the drive power during the input. When the input is over, the wheelchair moves almost straight forward in the direction in which the wheelchair is directed when the input is over. With the power-assisted wheelchair developed as described above, on the other hand, since assist powers on respective drive wheels remain independently in different magnitudes each other, undesirable turning motion remains even after the human power input, is stopped and the rider has an inconsistent feeling.

[0010] Furthermore, even if a completely identical human power is inputted, variations in manufacture of the staicture from the input sensor to the drive system cause difference in magnitude and duration of the remaining power, which also causes a turning motion.

[0011] It is an objective of the present invention to provide an improved method for controlling the assist power of a power assisted wheelchair as indicated above which allows a supply of an optimum assist power to an assist power drive means with a high reliability.

[0012] This objective is solved by a method for controlling the assist power of a power assisted wheelchair having the features of claim 1.

[0013] In order to provide a more stabilized run or drive, respectively, it is advantageous when said assist power in addition is calculated in accordance with the resultant power applied to both drive wheels.

[0014] A better adaptation to the needs of the user is obtainable when amplification ratios and combination ratios preset according to physical conditions of a user are stored for controlling the respective assist power.

[0015] Further preferred embodiments of the method as indicated above are laid down in the respective dependent claims.

[0016] With regard to an apparatus aspect, it is an objective of the present invention to provide an improved wheelchair as indicated above, which is adapted to allow a supply of an optimum assist power to an assist power drive means with a high reliability.

[0017] This objective is solved by a wheelchair having the features of claim 8.

[0018] According to a preferred embodiment of the present wheelchair the assist power control means is adapted to calculate said assist power in addition in accordance with the resultant power applicable to both drive wheels.

[0019] In case the assist power should remain even after the human power input has been stopped, it is advantageous when the assist power control means is adapted to maintain the assist power component calculatable in accordance with the resultant power of the applicable human power even after the supply of said human power has been terminated.

[0020] A more comfortable wheelchair is obtainable

when both of said drive wheels are provided with assist power drive means and assist power control means. According to an advantageous embodiment of the present invention, said two assist power control means are interconnected with each other for information exchange.

[0021] According to another preferred embodiment of the present wheelchair, said assist power control means comprising a sensor drive I/F for inputting human power applied detected by the human power detection means, a CPU for calculating target values, a motor I/F, a motor drive for feedback-controlling the assist power drive means, and a communication I/F for interconnecting left and right CPU's.

[0022] Other preferred embodiments of the present wheelchair are laid down in the respective dependent claims.

[0023] In the following, the present invention is explained in greater detail with respect to several embodiments thereof in conjunction with the accompanying drawings, wherein:

FIG. 1 is a side view of an embodiment of the power-assisted wheelchair; invention;
FIG. 2 is a plan view of the above wheelchair;
FIG. 3 is a rear view of the above wheelchair;
FIG. 4 is an axial view of the hub portion, with its cover removed, of a wheel of the above wheelchair;
FIG. 5 is a cross-sectional view taken along the line A-A in FIG. 4;
FIG. 6 is a rear view of the hub portion of a wheel of the above wheelchair;
FIG. 7 is a cross-sectional view taken along the line B-B in FIG. 6;
FIG. 8 is a cross-sectional view taken along the line C-C in FIG. 7;
FIG. 9 is a block diagram showing a constitution of a controller for the above wheelchair;
FIG. 10 shows a relationship between human power input signal and target torque with the assist ratio as a parameter;
FIG. 11 is a characteristic graph of human power and output torque;
FIG. 12 shows a system constitution for controlling the assist power for the above wheelchair;
FIG. 13 is a flow chart for describing the control action for the assist power for the above wheelchair;
FIG. 14 is a flow chart for describing the control action for the assist power for the above wheelchair;
FIG. 15 is a flow chart for describing the control action for the assist power for the above wheelchair.

[0024] Embodiments of the invention will be hereinafter described in reference to the appended drawings.

[0025] FIGs.1 to 15 are drawings for describing an embodiment of the power-assisted wheelchair. FIG. 1 is a side view of the wheelchair. FIG. 2 is a plan view of the wheelchair. FIG. 3 is a rear view of the wheelchair. FIG. 4 is an axial view of the hub portion of a wheel with the wheel cover removed of the wheelchair. FIG. 5 shows a cross section taken along the line A-Ain FIG. 4. FIG. 6 is a back view of the wheel hub portion of the wheelchair. FIG. 7 shows a cross section taken along the line B-B in FIG. 6. FIG. 8 shows a cross section taken along the line C-C in FIG. 7, partially broken away. FIG. 9 is a block diagram showing a constitution of a controller for the wheelchair. FIG. 10 is a graph of relationship between the input signal and target torque with the assist ratio as a parameter. FIG. 11 is a graph of input signal characteristic. FIG. 12 is a diagram showing control actions of an assist power for the wheelchair. FIGs. 13 to 15 are flow charts for describing the assist power control actions for the wheelchair.

[0026] The power-assisted wheel chair 1 of the embodiment is made by attaching a power assist system to an exsting wheelchair of folding, manual type. The wheelchair 1 is constituted by attaching removable wheels 2 as drive wheels on the left and right sides of a vehicle body. The front and rear portions of a frame 3 made of pipe materials are supported with paired left and right casters 4 and wheels 2 for free movement of the vehicle.

[0027] A canvas seat 5 (See FIGs. 2 and 3) for a rider to seat on is stretched in the center of the frame 3. As shown in FIG. 3, the frame 3 has paired front and rear cross members 3a crossing each other in X shape with their intersection pivoted with a shaft 6.

[0028] Paired left and right handle arms 3b are erected in the rear parts of the frame 3. The upper parts of the handle arms 3b are bent rearward and provided with grips 7 for a nursing person.

[0029] Paired left and right arms 3c extending horizontally forward from the middle height points of the handle arms 3b of the frame 3 are bent by about right angles at their front ends vertically downward and their lower ends are provided with casters 4 for free rotation. At a portion of the arm 3c located on the right as seen from a rider on the seat 5 and bent at about right angles (upper part of the vertical portion), is attached a main switch 8. Front parts of paired left and right arms 3d disposed below the arms 3c extend obliquely down forward and their extended (front) ends are provided with paired left and right steps 9.

[0030] As shown in FIG. 5, each of the paired left and right wheels 2 is supported through ball bearings 12 on a wheel shaft 11 supported on a boss 10 welded to the frame 3 and its outer side is provided with a ring-shaped hand rim 13 to be turned by hand by the rider. A disk 14 is supported for rotation through a bush 60 on the boss portion 2a-1 formed on the hub 2a of the wheel 2. The hand rim 13 is attached to the disk 14 through three spokes 15 with a bolt 16. Therefore, the hand rim 13 can rotate independently of the wheel 2. By the way, in this embodiment, as shown in FIG. 5, a sealing 17 made of an elastic material is interposed between the hub 2a of the wheel 2 and the disk 14 covered with a cover 19 secured with a bolt 18. The sealing 17, with sealing func-

tion, serves also as a damper for restricting vibration in the circumferential direction of the disk 14.

[0031] Here, the hand rim 13 is elastically connected to the wheel 2 at three circumferential points with the structure shown in FIG. 4.

[0032] In other words, as shown in FIG. 4, a spring 21 is disposed in each of spaces of a shape widening radially outward and formed between paired stoppers 20 formed in the hub 2a of the wheel 2. Each of the springs 21 is prevented from coming off by means of a holding member 22 secured to the hub 2a.

[0033] Both ends of the spring 21 are received with spring receivers 23. In a neutral state in which no human power is applied to the hand rim 13, as shown in FIG. 4, the spring receivers 23 are in contact with the paired stoppers 20. By the way, a groove 20a is formed through the center of each of the stoppers 20.

[0034] On the other hand as shown in FIG. 4, three brackets 24, with their positions adjustable, are attached to three circumferential positions on the disk 14. Both ends of each of the brackets 24 are provided with paired pins 26 extending inward. The paired pins 26 are in contact with the end surfaces of the spring receivers 23 in a neutral state of no human power being applied to the hand rim 13 as shown in FIG. 4. Both end portions of each bracket 24 are provided with elongate holes 24a extending in the radial direction. A bolt 25 is inserted in each of the elongate holes 24a. By loosening the bolts 25, the bracket 24 may be displaced in the radial direction for adjusting its position. Since the end surfaces (for the pin 26 to be in contact with) of the spring receiver 23 are tilted as shown, by displacing the bracket 24 in the radial direction in the neutral state as described above, the positions of the pins 26 may be adjusted relative to the spring receiver 23 so that the paired pins 26 are respectively brought into contact with the spring receivers 23.

[0035] As shown in FIGs. 4 and 5, a potentiometer 27 with its position adjustable for zero point calibration for detecting magnitude and direction of human power applied to the hand rim 13 is secured to the disk 14 of the hand rim 13. One end of a lever 28 is secured to one end of an input shaft 27a of the potentiometer 27. The other end of the lever 28 is connected through a rubber cap 30 to a pin 29 projecting from the hub 2a of the wheel 2. The rubber cap 30 is for preventing the lever 28 from becoming loose.

[0036] Here, the spring 21, the potentiometer 27, and others constitute human power detection means for detecting the human power applied to the hand rim 13 by the rider. The human power detection means is housed in a closed space surrounded with the hub 2a of the wheel 2, the disk 14, and the cover 19.

[0037] On the other hand as shown in FIGs. 5 and 6, a disk-shaped fixed plate 31 is secured to a wheel shaft 11 on the inner side, with respect to the vehicle width direction, of the hub 2a of each of the paired left and right wheels 2. A cylindrical holding member 32 covering a boss portion 2a-2 of the hub 2a of the wheel 2, and a holding ring 33 are secured with a bolt 34 to the inside surface, on the hub 2a side, of the fixed plate 31. A controller 35 is also disposed on the inside surface, on the hub 2a side, of the fixed plate 31. As shown in FIGs. 6 and 7, a drive motor (assist power source) 36 and a wheel side coupler 37 are attached to the outer, vehicle body-facing side of the fixed plate 31. As shown in FIGs. 5 and 6, a plural number of vertical heat radiation grooves 31a are formed on the outside surface of at least part of the fixed plate 31 where the controller 35 is disposed.

[0038] Here, an inside space defined with the hub 2a of each of the wheels 2 and the fixed plate 31 is divided into chambers S1 and S2 with a ring-shaped partition wall 38 secured to the fixed plate 31 and the holding ring 33. As shown in FIG. 7, an opening 38a is formed in part of the partition wall 38. A ring-shaped inner transformer 39a is secured to the boss portion 2a-2 of the hub 2a on the rotating side. An outer transformer 39b is interposed between the holding member 32 and the holding ring 33 on the fuxed side. The inner transformer 39a and the outer transformer 39b are coaxially disposed with a small gap in between to constitute a rotary transformer 39 constituting signal transmission means between the controller 35 and the potentiometer 27. The controller 35 is disposed in the chamber S1.

[0039] Here, the assist power produced with the drive motor 36 is transmitted to the wheels 2. The power transmission mechanism will be described in reference to FIGs. 7 and 8.

[0040] The power transmission means comprises components including pulleys 40, 41, a belt 42, and a plural number of gears G1 to G4. The pulley 40 of a smaller diameter is secured to the end of an output shaft 36a of the drive motor 36. The pulley 41 of a larger diameter is secured to one end of an intermediate shaft 43. The endless belt 42 is routed around the pulleys 40, 41.

[0041] As shown in FIG. 7, the intermediate shaft 43 and a drive shaft 44 parallel to the former are rotatably supported through bearings 46, 47 with the fixed plate 31 and a cover 45, respectively. The intermediate shaft 43 is integrally formed with the gear G1 engaging with the gear G2 secured to one end of the drive shaft 44. The other end of the drive shaft 44 penetrates an opening 38a formed in the partition wall 38 (Refer to FIG. 5) and extends into the chamber S2. The gear G3 of a smaller diameter integrally formed with the extended end of the drive shaft 44 engages with a ring gear G4 of a larger diameter secured to the inside circumference of the hub 2a. By the way, since the pulleys 40, 41, the belt 42, and the controller 35 should be free from lubrication oil, they are housed in the chamber S1 separated with the partition wall 38 while the gear s G3, G4 are housed in the chamber S2.

[0042] As described above, an assist power system is constituted with; the human power detection means

consisting of the spring 21 and the potentiometer 27, the signal transmission means consisting of the rotary transformer 39, the control means consisting of the controller 35, and the power transmission means consisting of the drive motor 36, the pulleys 40, 41, the belt 42, and the Gears G1 to G4. The assist power system is disposed as compact as possible with respect to radial and axial directions around the wheel shaft 11 of the hub 2a of each of the wheels 2. The two wheels 2 of the identical structure each consisting of the assist power system disposed at the hub 2a are removably attached to left and right side of the vehicle body.

[0043] Here, the removable attachment structure of the wheel 2 will be described in reference to FIG. 5.

[0044] The wheel shaft 11 supporting the wheel 2 for rotation is formed hollow with a rod 48 of a small diameter passing through. To the inside end portion of the rod 48 is secured an engage-stop member 49 engaging with the inside end surface of the wheel shaft 11. To the outside end portion of the rod 48 is secured a pressing member 50. The engage-stop member 49 and the pressing member 50 having greater diameters than that of the rod 48 are slidably inserted in the wheel shaft 11. The rod 48, the engage-stop member 49, and the pressing member 50 are constantly urged outward (to the right in FIG. 5) with a spring 51. A snap ring 61 in FIG. 5 serves as a stopper.

[0045] The inside end portion (where the engage-stop member 49 is fitted) of the wheel shaft 11 is formed with a plural number of round holes 11a in which balls 52 are retained. In the central portion of the cover 19 is fitted a flexible rubber cap 53 the inside of which faces the pressing member 50.

[0046] On the other hand, a cylindrical sleeve 54 is inserted in the boss portion 10 welded to the frame 3. The sleeve 54 is secured to the boss portion 10 with a nut 55 which is in screw engagement with the outside circumference of the sleeve 54.

[0047] Here, each of the wheels 2 is attached to the vehicle body by inserting the inside end portion of the wheel shaft 11 from outside into the sleeve 54. In the state of the wheel 2 attached, as shown in FIG. 5, the balls 52 are pushed radially outward to project from the outer circumferential surface of the wheel shaft 11 and made to engage with the inside end surface of the sleeve 54. As a result, the wheel shaft 11 is prevented from coming off and the wheel 2 is securely attached to the vehicle body.

[0048] Next, in order to remove the attached wheel 2 from the vehicle body, the rubber cap 53 should be pressed by finger to displace the pressing member 50, the rod 48, and the engage-stop member 49 as a whole toward the inside of the vehicle against the urging force of the spring 51. Then, the engage-stop member 49 retracts from the position of the balls 52, and the small diameter rod 48 is located in the position of the balls 52. As a result, the balls 52 move radially inward of the wheel shaft 11 to be recessed from the outer circumferential surface of the wheel shaft 11. If the wheel 2 as a whole is pulled outward in that state, the wheel shaft 11 may be taken out of the vehicle body. Therefore, the wheel 2 may be easily removed from the vehicle body by a single hand operation.

[0049] In order to reattach the wheel 2 to the vehicle body, the wheel shaft 11 is inserted into the sleeve 54 while the pressing member 50, the rod 48, and the engage-stop member 49 toward the inside of the vehicle body by pressing the rubber cap 53 by a finger, and then the finger is removed from the rubber cap 53. Then, the balls 52 are pushed in the radial direction out of the outside circumferential surface of the wheel shaft 11 and engage-stopped with the inside end surface of the sleeve 54. Thus, the wheel shaft 11 is prevented from coming off. In this way, the wheel 2 is easily attached to the vehicle body by a single hand operation.

[0050] As shown in FIGs. 5 and 6, a rotation stop member 56 opening in a U shape toward the outside of the vehicle body (namely in the removal direction of the wheel 2) to the outside circumferential edge of the fixed plate 31 of each of the wheels 2. An engage-stop member 57 is secured to the frame 3. When the wheel 2 is attached to the vehicle body as described before, the rotation stop member 56 fits into the engage-stop member 57 to prevent the fixed side including the fixed plate 31 from rotating.

[0051] By the way, the power-assisted wheelchair 1 of this embodiment as shown in FIGs. 1 to 3 is provided with a removable battery 58 attached on the right wheel 2 side. A wiring harness 59 is disposed on the vehicle body (frame) 3 side.

[0052] Here, since the left and right wheels 2 is of the identical structure as described above, when they are attached to the vehicle body, they are disposed in symmetric positions with respect to the longitudinal center of the vehicle. With such an arrangement of the left and right wheels 2 of the identical structure, as shown in FIG. 3, the inward projecting drive motors 36 are disposed in different height from each other so that they do not interfere with each other when the wheel chair 1 is folded. As a result, the wheelchair 1 is folded easily in a compact size.

[0053] Once the left and right wheels 2 are attached to the vehicle body by the procedure described before, and the coupler 37 is connected to a coupler 59A of the wiring harness 59 disposed on the vehicle body side, electric power is supplied from the battery 58 disposed on the right wheel 2 through the wiring harness 59 to the drive motor 36 and the controller 35 disposed on the left wheel 2.

[0054] Next, the constitution of the controller 35 will be described in reference to FIG. 9.

[0055] FIG. 9 shows a block diagram showing the constitution of the controller 35 which comprises; a sensor drive I/F 70 for inputting the human power applied to the hand rim 13 and detected with the potentiometer 27 through the rotary transformer 39, a CPU 71 for cal-

culating a target value of the assist power based on the input human power, a motor output I/F 72 for interconnecting the CPU 71 and the drive motor 36, a motor driver 73 for feedback-controlling the value of current applied to the motor 36 so that the output torque of the motor 36 becomes the target torque calculated as described above, and a communication I/F 74 for interconnecting left and right CPUs 71. Furthermore, the left and right communication I/Fs 74 are interconnected through serial cables (serial communication means) 75. The magnitudes of the left and right human powers inputted as described above are transmitted through the communication I/Fs 74 to the left and right controllers 35 each other.

[0056] In this way, when the human powers FL, FR are intermittently applied to the hand rim 13, the human powers are detected with the potentiometer 27, and the detected signals Vin are inputted to the controllers 35

[0057] Each of the CPUs 71 of the left and right controllers 35 calculates a target torque τ according to an assist ratio required for the input signal Vin outputted from the potentiometer 27 and outputs a control signal commensurate with the target torque τ through a motor output I/F 72 to a motor driver 73. FIG. 10 shows the relationship (characteristics of the motor output I/F 72, and the motor driver 73) between the input signal Vin and the target torque τ with the assist ratio as the parameter. As apparent from the figure, while the value of the input signal Vin is between Vi1 and Vi2, the target torque τ is zero, which forms an electrically insensitive zone.

[0058] Here, control of assist torques $\tau L'$, $\tau R'$ supplied to the left and right wheels 2 will be described in reference to FIG. 12 which shows a system constitution of control actions for the assist power for the wheelchair 1 of this embodiment.

[0059] In the controller 35 are stored amplification ratios KL, KR, KM and combination ratios α, β preset according to physical conditions of the rider. In this embodiment, assuming that the rider's left arm is stronger than the right arm, the values are preset as KL = α = 0.4, KR = β = 0.6, and KM = 1.0

[0060] First, products of input signals from the human power detection means 27 constituted with the potentiometer 27, namely the human powers FL, FR and the amplification ratios KL, Kr are calculated, and assist powers Assist L, Assist R are calculated for assisting, for example, turning force during a turning when the human powers are being inputted.

[0061] A product of the human power FL and the combination ratio α, and a product of the human power FR and the combination ratio β are calculated. A product of the sum of the two products and the amplification ratio KM is calculated. Using the calculated results, assist is supplied while the human power is being supplied. At the same time, an assist power Assist M is calculated with a remaining torque section 76 for carrying out straight coasting after the human power supply is stopped. In other words, the assist power Assist M is for assisting straight running power which is caused to be outputted with the CPU 71 even after the human power supply is stopped, and it is arranged that its magnitude decreases gradually with time.

[0062] A sum of the assist power Assist L or Assist R and Assist M is set as command values τL^* or τR^* to the motor driver 73, and the value of the current supplied to the motor 36 is feedback-controlled so that the assist torque $\tau L'$ becomes the torque command value τL^*. The sum of the assist torque $\tau L'$ and the human power torque to the left wheel becomes the left wheel propelling torque τL.

[0063] Also, the value of the current supplied to the motor 36 is feedback-controlled so that the assist torque $\tau R'$ becomes the torque command value τR^*. The sum of the assist torque $\tau R'$ and the human power torque to the right wheel becomes the right wheel propelling torque τR.

[0064] As described above, in this embodiment, the assist powers TL, TR or the assist torques $\tau L'$, $\tau R'$ applied to the left and right wheels 2 are determined as sums of values obtained by combining together the left and right human powers FL, FR with the combination ratios α, β and values obtained by amplifying the left and right human powers FL, FR by the amplification values KL, KR. That is to say, the assist powers TL, TR are obtained as functions of the combined force of the left and right human powers FL, FR and the left and right human powers FL, FR.

[0065] Next, control actions with the CPUs 71 of the left and right controllers 35 will be described in reference to FIGs. 13 to 15. FIGs. 13 to 15 are flow charts for describing the control actions of the assist power for the wheelchair 1.

[0066] In the control with the controllers 35 as shown in FIG. 13, various memories and timers of the controllers 35 are reset as a preliminary process (step S1). Next, as an interrupt standby and communication process, calculation of the target torques of the assist powers supplied to the left and right wheels 2 and communication between the controllers 35 are carried out (step S2). The interrupt standby and communication process (step S2) is repeated.

[0067] In the interrupt standby process in the step S2, shown in FIG. 14 an AD port input process of converting the analog human power input signal into a digital signal (step S3), an assist torque calculating process of calculating the target torque of the assist power supplied to the wheels 2 (step S4), a torque outputting process of outputting the calculated torque to the motor driver 73 (step S5), and error correction processes of correcting various errors detected with the previous processes (step S6) are carried out in sequence and repeated.

[0068] In the assist torque calculating process (S4) shown in FIG. 15, first a determination is made whether the human power F1n inputted to one wheel is within the range between a lower limit value Flow and an upper

limit value Fhigh (step S7). When the human power F1n is outside the specified range, the input value is determined as an error and an error correction process is carried out (step S8). The symbol n denotes the number of the control processes.

[0069] Next, a polarity process of determining the direction of applying the human power F1n is carried out (step S9). That is to say, a value obtained by subtracting Fnull shown in FIG. 11 from the F1n is newly set to Fin. If the newly set value is greater than zero, the direction is determined as forward, while the direction is determined as reverse when the value is smaller than zero. By the way, FIG. 11 shows the characteristic of the input signal from the potentiometer 27 when the wheelchair 1 is running. In the figure, Fnull or Vnull shows the value of the input signal when the wheelchair is at rest.

[0070] A register process (step S10) for the data exchanged between the left and right CPUs 71 in the communication process (step S2) is carried out. That is to say, the value F1n is set to a signal sending register Tx for storing data to be sent out, while a human power F2n inputted to the other wheel is set to a signal receiving register Rx for storing received data.

[0071] A product of the inputted human power F1n and the combination ratio α, and a product of the inputted human power F2n and the combination ratio β are respectively calculated, and the sum FMn of the products is calculated as an assist torque component, namely the assist power Assist M mentioned above, acting on the center of gravity of the wheelchair 1 (step S11).

[0072] Next, when the magnitude of the FMn (assist M) shown in absolute value is determined to be not less than a specified threshold value h and to be not in the insensitive zone (step S12), process of integrating input values is carried out (step S13). That is to say, a product of the calculated FMn and a specified constant a, and a product of the previous value and a specified value b are calculated respectively. The sum of the products is calculated and the result is set as an integrated calculation value Yn of the input signals FMn.

[0073] When the magnitude of te FMn is determined to be less than the specified threshold value h and to be in the insensitive zone, a value obtained by attenuating the previous value Yn-1 with a specified constant c smaller than one is set as a new calculation value Yn (step S14).

[0074] Next, whether the absolute value of the Yn is greater than a predetermined limit value Ymax (step S15). If greater, the Yn is set to the Ymax (step S16).

[0075] When the Yn is determined to be not greater than the limit value Ymax in the step S15, a product of the Yn above and a specified constant d, and a product of the F1n and a specified constant e is calculated as the torque command value Assist τ^* (step S17). By the way, the constants d and e denote specified coefficients; d corresponding to the amplification ratio KM, and e corresponding to KL and KR.

[0076] With the torque command value Assist τ^* calculated as described above and with the determination of forward or reverse run, rotating direction and torque of the drive motor 36 are set, and the motor 36 is controlled with the CPU 71.

[0077] The power-assisted wheelchair 1 of this embodiment is arranged that the magnitudes of the assist powers applied respectively to the left and right wheels 2 are set according to the resultant force of the human power applied to the left and right wheels 2 and respective human powers. As a result, the propulsive force of the wheelchair 1 is, when one drive wheel is noted, a resultant force of a propulsive torque caused by a human power inputted to the wheel, a direct assist torque on the wheel, and an assist torque caused by a virtual momentum reserved in the center of gravity as a result of input to the left and right wheels.

[0078] Since it is arranged as described above that the assist power to be applied to one drive wheel is calculated from the human power applied to both drive wheels, the turning motion (yaw motion) which is otherwise likely to occur due to increased propulsive force is reduced.

[0079] It is also arranged that, when the user's left and right arms have different strengths, the amplification ratios KL, KR of the direct assist powers to the left and right wheels are set to different values, and the combination ratios α, β for determining the resultant force deemed as acting on the center of gravity are also set to different values. As a result, difference in the strengths of the rider's left and right arms is absorbed, the rider's effort is alleviated, and the running characteristic is improved. In this case, even when the human power is applied to one wheel 2 only, the assist power may be applied to both wheels depending on the setting of the amplification ratios and the combination ratios. This also alleviates the rider's effort.

[0080] It is also arranged that identical left and right assist powers are applied after the human power input is stopped and that the magnitude of the assist power is decreased with time. As a result, after the human power supply is stopped, it may be deemed as if a virtual momentum were applied to the center of gravity. Therefore, the wheelchair is prevented from continuing a turning motion when the rider removes hands from the hand rims 13 during the turning. This gives the same operation feeling as that on the manual wheelchair. Furthermore, on a grade, the wheelchair is prevented from stopping suddenly upon stopping the human power input. This also alleviates the rider's effort.

[0081] Furthermore, since the potentiometer 27, the motor 36, and the controller 35 are disposed separately on the left and right wheels 2, ease of assembly work of the wheels 2 is improved, production cost is reduced, degree of freedom of the assist ratio is increased, supply of assist power commensurate with the rider's condition is made possible, and the rider's effort is further alleviated.

[0082] Furthermore, since the two CPUs 71 are inter-

connected through the serial cables and a serial communication for sending different data at time intervals is employed, number of signal lines is reduced, the cables may be interconnected with connectors so that the wheels 2 may be easily handled independently of each other.

[0083] Furthermore, since the target torque with the electric motor 36 as a source of assist power is calculated, resistance against changes in speed is reduced and therefore turning by human power is made easy.

[0084] As an alternative of calculating the target torque of the motor 36 as described above, it may also be arranged to calculate a target rotation speed of the assist power. In that case, since the vehicle speed is maintained irrespective of changes in load, an uphill run may be made with the same number of operations as that on a level road and stabilized straight run may be made. As still another alternative, it may also be arranged to calculate a target application voltage of the motor 36.

[0085] As described above, with the power-assisted wheelchair according to the embodiment described above each of the assist powers TL, TR applied respectively to the left and right drive wheels is set as a function of both of the human powers FL, FR applied respectively to the left and right drive wheels. That is to say, the assist power applied to one drive wheel is set according to the human power applied to both of the left and right drive wheels. As a result, such effects are provided that virtual action point to which the drive force is assumed to be applied is brought near the center of gravity of the wheelchair, turning motion of the vehicle which is more likely to occur with increased drive force is reduced, and the rider's effort is reduced.

[0086] With another embodiment, each of the assist powers TL, TR applied respectively to the left and right drive wheels is set as a function of the resultant force FM of the human powers FL, FR applied respectively to the left and right drive wheels and FL or FR. That is to say, the assist power applied to either wheel is set according to the assist powers applied respectively to left and right drive wheels. As a result, effect of more stabilized run is provided. In other words, since the resultant force FM may be considered as the straight run component for the entire vehicle, if the assist power components of the resultant force FM are outputted to the left and right drive wheels, the rider feels as if the center of gravity is pushed, the same effect is felt as if the rider's own weight were lightened, and a stabilized run is made possible.

[0087] A further embodiment is arranged that the assist power remains even after the human power input is stopped. In addition, it is possible that the magnitude of the remaining power decreases gradually. As a result, it may be assumed that a virtual momentum is reserved in the center of gravity and an effect is provided that the rider feels as if the rider's own weight were lightened.

[0088] Since a still further embodiment is arranged that the target torque of the electric motor is calculated as the assist power, there is no resistance against changes in the running speed and therefore an effect is provided that turning by human power is made easily.

[0089] Further, it may be possible to calculate the target speed of and the target voltage applied to the electric motor as the assist power source, an effect is provided that stabilized straight run is possible even if there are changes in load.

[0090] Further , since the human power detection means, the assist power source, and the control means may be provided for each of the left and right drive wheels, effects are provided that, ease of assembly work is improved, the assist ratios for the left and right drive wheels may be optionally set according to the difference in strengths between left and right arms of the rider, and the rider's effort is further alleviated.

[0091] Another embodiment is arranged in which the control means are interconnected serially, the number of signal cables is reduced, and the left and right wheels may be handled separately. This also provides an effect of improving ease of assembly work.

Claims

1. Method for controlling the assist power (TL,TR) of a power assisted wheelchair (1) comprising human power drive means (2,13) and assist power drive means (36), wherein said method comprising the steps of:

   applying human power (FL,FR) to said wheelchair (1) by means of said human power drive means (2,13),
   detection of said supplied human power (FL, FR) by means of human power detection means (27),
   calculating of the assist power (TL,TR) commensurate with the magnitude of the human power (FL,FR) by means of a power assist control means (35),

   characterized in that
   the assist power (TL,TR) for one of the drive wheels (2) applied by the assist power drive means (36) is calculated in accordance with the magnitude of the human power (FL,FR) applied to both of the left and right drive wheels (2).

2. Method according to claim 1, **characterized in that** the assist power (TL,TR) applied to either wheel (2) in addition is calculated in accordance with the resultant power (αFL + βFR) of the human power (FL, FR) applied to both of the left and right drive wheels (2).

3. Method according to claim 2, **characterized in that**

said assist power component calculated in accordance with the resultant power (αFL + βFR) of the applied human power (FL,FR) is maintained even after the supply of said human power (FL,FR) has been terminated.

4. Method according to claim 3, **characterized in that** the magnitude of the remaining assist power component is attenuated with the lapse of time.

5. Method according to at least on of the preceding claims 1 to 4, **characterized in that** said assist power is a torque value andlor a rotating value of said assist power drive means (36).

6. Method according to claim 1 or 2, **characterized in that** the amplification ratios (KL,KR,KM) and combination ratios (α, p) preset according to physical conditions of the user are stored for controlling the respective assist power (TL,TR).

7. Method according to at least one of the preceding claims 1 to 6, **characterized in that** the assist power (TL,TR) applied to the left and right wheels (2), respectively, are determined as sums of values obtained by combining the left and right human power (FL,FR) with the combination ratios (α, p) and values obtained by amplifying the left and right human power (FL,FR) by the amplification ratios (KL,KR, KM)

8. Wheelchair (1) comprising a human power drive means (2,13), an assist power drive means (36) and an assist power control means (35) for controlling an assist power (TL,TR) commensurate with the magnitude of the human power (FL,FR) detected by a human power detection means (27), **characterized in that** said assist power control means (35) is adapted to calculate the assist power (TL,TR) applicable to one drive wheel (2) in accordance with the magnitude of the human power (FL,FR) applicable to both drive wheels (2).

9. Wheelchair (1) according to claim 8, **characterized in that** the assist power control means (35) is adapted to calculate said assist power (TL,TR) in addition in accordance with the resultant power (αFL + βFR) applicable to both drive wheels (2).

10. Wheelchair (1) according to claim 9, **characterized in that** the assist power control means (35) is adapted to maintain the assist power component calculatable in accordance with the resultant power (αFL + βFR) of the applicable human power (FL,FR) even after the supply of said human power (FL,FR) has been terminated.

11. Wheelchair (1) according to claim 10, **characterized in that** said assist power control means (35) in addition is adapted to attenuate the magnitude of the remaining assist power component with the lapse of time.

12. Wheelchair (1) according to at least one of the preceding claims 8 to 11, **characterized in that** the assist power is a torque value and/or a rotating value of said assist power drive means (35).

13. Wheelchair (1) according to claim 12, **characterized in that** said assist power drive means is an electric motor (35).

14. Wheelchair (1) according to at least one of the preceding claims 8 to 13, **characterized in that** each drive wheel (2) comprising a human drive means (13), an assist power drive means (36) and an assist power control means (35) which are connected with each other for exchanging information.

15. Wheelchair (1) according to at least one of the preceding claims 12 to 14, **characterized in that** said assist power control means (35) is adapted to control said torque valve and/or said rotating speed such that the assist power (TL,TR) become target values.

16. Wheelchair (1) according to claim 14 or 15, **characterized in that** said assist power control means (35) are interconnected through serial communication means (59).

17. Wheelchair (1) according to at least one of the preceding claims 8 to 16, **characterized in that** said human power detection means comprising a potentiometer (27).

18. Wheelchair (1) according to at least one of the preceding claims 8 to 17, **characterized by** a rotary transformer (39) for transmitting signal between the assist power control means (35) the human power detection means (27).

19. Wheelchair (1) according to at least one of preceding claims 8 to 18, **characterized by** a power transmission means comprising pulleys (40,41), a belt (42) and a plural number of gears (G1-G4).

20. Wheelchair (1) according to at least one of preceding claims 8 to 19, **characterized in that** said drive wheels (2) are detachable.

21. Wheelchair (1) according to at least one of preceding claims 8 to 20, **characterized in that** said assist power control means (35) comprising a sensor drive I/F(70) for inputting human power applied detected by the human power detection means (27), a CPU

(71) for calculating target values, a motor I/F(72), a motor drive (73) for feedback-controlling the assist power drive means (36), and a communication I/F (74) for interconnecting left and right CPU's (71).

Patentansprüche

1. Verfahren zum Steuern der Unterstützungskraft (TL, TR) eines energieunterstützten Rollstuhles (1) mit einer Menschenkraft- Antriebseinrichtung (2,13) und einer Unterstützungskraft - Antriebseinrichtung (36), wobei das Verfahren die Schritte aufweist von:

   Anwenden von Menschenkraft (FL, FR) auf den Rollstuhl (1) mittels der Menschenkraft- Antriebsmittel (2,13),
   Erfassen der zugeführten Menschenkraft (FL, FR) mittels der Menschenkraft- Erfassungseinrichtung (27),
   Berechnen der Unterstützungskraft (TL, TR) angepasst an die mit der Größe der Menschenkraft (FL, FR) mittels einer energieunterstützenden Steuereinrichtung (35),

   dadurch gekennzeichnet, dass
   die Unterstützungskraft (TL, TR) für eines der Antriebsräder (2), angewandt durch die Unterstützungskraft - Antriebseinrichtung (36), in Übereinstimmung mit der Größe der Menschenkraft (FL, FR), angewandt sowohl auf das linke, als auch das rechte Antriebsrad (2), berechnet wird.

2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Unterstützungskraft (TL, TR), angewandt auf jedes Rad (2), außerdem in Übereinstimmung mit der resultierenden Kraft (αFL + βFR) der Menschenkraft (FL, FR), angewandt auf sowohl das linke, als auch das rechte Antriebsrad (2), berechnet wird.

3. Verfahren nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Unterstützungskraftkomponente, berechnet in Übereinstimmung mit der resultierenden Kraft (αFL + βFR) der angewandten Menschenkraft (FL, FR) beibehalten wird, selbst nachdem die Zuführung der Menschenkraft (FL, FR) beendet worden ist.

4. Verfahren nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** sich die Größe der verbleibenden Unterstützungskraftkomponente im Verlaufe der Zeit sich vermindert.

5. Verfahren nach zumindest einem der vorhergehenden Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Unterstützungskraft ein Drehmomentwert und/oder ein Drehwert der Unterstützungskraft- Antriebseinrichtung (36) ist.

6. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Verstärkungsverhältnisse (KL, KR, KM) und die Kombinationsverhältnisse (α, β), vorgegeben entsprechend der physischen Bedingungen des Benutzers, gespeichert werden, um die jeweilige Unterstützungskraft (TL, TR) zu steuern.

7. Verfahren nach zumindest einem der vorhergehenden Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Unterstützungskraft (TL, TR), angewandt jeweils auf das rechte und das linke Rad (2), als die Summen der Werte, die durch Kombinieren der linken und rechten Menschenkraft (FL, FR) mit den Kombinationsverhältnissen (a, β), und den Werten, erhalten durch Verstärken der linken und rechten Menschenkraft (FL, FR) durch die Verstärkungsverhältnisse (KL, KR, KM), bestimmt wird.

8. Rollstuhl (1) mit einer Menschenkraft- Antriebseinrichtung (2,13), einer Unterstützungskraft - Antriebseinrichtung (36) und einer Unterstützungskraft - Steuereinrichtung (35) zum Steuern einer Unterstützungskraft (TL, TR), angepasst an die Größe der Menschenkraft (FL, FR), erfasst durch eine Menschenkrafterfassungseinrichtung (27), **dadurch gekennzeichnet, dass** die Unterstützungskraft - Antriebseinrichtung (35) vorgesehen ist, um die Unterstützungskraft (TL, TR), anwendbar auf ein Antriebsrad (2), in Übereinstimmung mit der Größe der Menschenkraft (FL, FR), anwendbar auf beide Antriebsräder (2), zu berechnen.

9. Rollstuhl (1) nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Unterstützungskraft - Steuereinrichtung (35) vorgesehen ist, die Unterstützungskraft (TL, TR) außerdem in Übereinstimmung mit der resultierenden Kraft (αFL + βFR), anwendbar auf beide Antriebsräder (2), zu berechnen.

10. Rollstuhl (1) nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Unterstützungskraft - Steuereinrichtung (35) vorgesehen ist, die Unterstützungskraftkomponente, berechenbar in Übereinstimmung mit der resultierenden Kraft (αFL + βFR) der anwendbaren Menschenkraft (FL, FR) beizubehalten, selbst nachdem die Zuführung der Menschenkraft (FL, FR) beendet worden ist.

11. Rollstuhl (1) nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Unterstützungskraft - Steuereinrichtung (35) außerdem vorgesehen ist, die Größe der verbleibenden Unterstützungskraftkomponente im Verlaufe der Zeit zu vermindern.

12. Rollstuhl (1) nach zumindest einem der vorhergehenden Ansprüche 8 bis 11, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Unterstützungskraft ein Drehmoment und/oder ein Drehwert der Unterstützungskraft- Antriebseinrichtung (35) ist.

13. Rollstuhl (1) nach Anspruch 12, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Unterstützungskraft - Antriebseinrichtung ein Elektromotor (35) ist.

14. Rollstuhl (1) nach zumindest einem der vorhergehenden Ansprüche 8 bis 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** jedes Antriebsrad (2) eine Menschenkraft- Antriebseinrichtung (13), eine Unterstützungskraft- Antriebseinrichtung (36) und eine Unterstützungskraft- Steuereinrichtung (35) aufweist, die miteinander verbunden sind, um die Informationen auszutauschen.

15. Rollstuhl (1) nach zumindest einem der vorhergehenden Ansprüche 12 bis 14, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Unterstützungskraft- Steuereinrichtung (35) vorgesehen ist den Drehmomentwert und/oder den Drehzahlwert derart zu steuern, dass die Unterstützungskraft (TL, TR) die Zielwerte erreicht.

16. Rollstuhl (1) nach Anspruch 14 oder 15, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Unterstützungskraft-Steuereinrichtung (35) durch eine serielle Kommunikationseinrichtung (59) verbunden ist.

17. Rollstuhl (1) nach zumindest einem der vorhergehenden Ansprüche 8 bis 16, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Menschenkraft- Erfassungseinrichtung ein Potentiometer (27) aufweist.

18. Rollstuhl (1) nach zumindest einem der vorhergehenden Ansprüche 8 bis 17, **gekennzeichnet durch** einen Drehumformer (39), um ein Signal zwischen der Unterstützungskraft- Steuereinrichtung (35) der Menschenkraft- Erfassungseinrichtung (27) zu übertragen.

19. Rollstuhl (1) nach zumindest einem der vorhergehenden Ansprüche 8 bis 18, **gekennzeichnet durch** eine Kraftübertragungseinrichtung mit Riemenscheiben (40, 41), einen Riemen (42) und eine Mehrzahl von Zahnrädern (G1 - G4).

20. Rollstuhl (1) nach zumindest einem der vorhergehenden Ansprüche 8 bis 19, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Antriebsräder (2) lösbar sind.

21. Rollstuhl (1) nach zumindest einem der vorhergehenden Ansprüche 8 bis 20, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Unterstützungskraft- Steuereinrichtung (35) einen Sensorantrieb I/F (70) aufweist, um angewandte Menschenkraft, erfasst durch die Menschenkraft- Erfassungseinrichtung (27), einzugeben, eine CPU (71), um die Zielwerte zu berechnen, einen Motor I/F (72), einen Motorantrieb (73), um die Unterstützungskraft- Antriebseinrichtung (36) rückgekoppelt zu steuern, und eine Datenübertragung I/F (74), um die linke und rechte CPU (71) zu verbinden.

Revendications

1. Procédé de commande de la puissance d'assistance (TL, TR) d'un fauteuil roulant à propulsion assistée (1) comprenant des moyens de propulsion humaine (2, 13) et des moyens de propulsion assistée (36), ledit procédé comprenant les étapes consistant à :

appliquer une force humaine (FL, FR) audit fauteuil roulant (1) à l'aide desdits moyens de propulsion humaine (2, 13),
détecter ladite force humaine (FL, FR) appliquée à l'aide de moyens de détection de force humaine (27),
calculer la puissance d'assistance (TL, TR) proportionnée à la grandeur de la force humaine (FL, FR) à l'aide de moyens de commande de la puissance d'assistance (35),

caractérisé en ce que

la puissance d'assistance (TL, TR) pour l'une des roues d'entraînement (2) appliquée par les moyens de propulsion assistée (36) est calculée en fonction de la grandeur de la force humaine (FL, FR) appliquée aux deux roues d'entraînement gauche et droite (2).

2. Procédé selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** la puissance d'assistance (TL, TR) appliquée à l'une ou l'autre roue (2) est calculée, en plus, en fonction de la puissance résultante (áFL + âFR) de la force humaine (FL, FR) appliquée aux deux roues d'entraînement gauche et droite (2).

3. Procédé selon la revendication 2, **caractérisé en ce que** ladite composante de la puissance d'assistance calculée en fonction de la puissance résultante (áFL + âFR) de la force humaine (FL, FR) appliquée est maintenue même après que l'application de ladite force humaine (FL, FR) ait cessé.

4. Procédé selon la revendication 3, **caractérisé en ce que** la grandeur de la composante restante de la puissance d'assistance s'atténue à mesure que le temps passe.

5. Procédé selon l'une au moins des revendications 1

à 4 précédentes, **caractérisé en ce que** ladite puissance d'assistance est une valeur de couple et/ou une valeur de vitesse de rotation desdits moyens de propulsion assistée (36).

6. procédé selon la revendication 1 ou la revendication 2,
caractérisé en ce que les rapports d'amplification (KL, KR, KM) et les rapports de combinaison (á, â) prédéterminés en fonction des conditions physiques de l'utilisateur sont mémorisés afin de commander la puissance d'assistance (TL, TR) respective.

7. Procédé selon l'une au moins des revendications 1 à 6 précédentes, **caractérisé en ce que** les puissances d'assistance (TL, TR) appliquées aux roues gauche et droite (2), respectivement, sont déterminées sous la forme de sommes de valeurs obtenues en combinant la force humaine gauche et droite (FL, FR) avec les ratios de combinaison (á, â) et de valeurs obtenues en amplifiant la force humaine gauche et droite (FL, FR) par les ratios d'amplification (KL, KR, KM)

8. Fauteuil roulant (1) comprenant des moyens de propulsion humaine (2, 13), des moyens de propulsion assistée (36) et des moyens de commande de la puissance d'assistance (35) pour commander une puissance d'assistance (TL, TR) proportionnée à la grandeur de la force humaine (FL, FR) détectée par des moyens de détection de force humaine (27), **caractérisé en ce que** lesdits moyens de commande de la puissance d'assistance (35) sont adaptés pour calculer la puissance d'assistance (TL, TR) applicable à une roue d'entraînement (2) en fonction de la grandeur de la force humaine (FL, FR) applicable aux deux roues d'entraînement (2).

9. Fauteuil roulant (1) selon la revendication 8, **caractérisé en ce que** les moyens de commande de la puissance d'assistance (35) sont adaptés pour calculer, en plus, ladite puissance d'assistance (TL, TR) en fonction de la puissance résultante (áFL + âFR) applicable aux deux roues d'entraînement (2).

10. Fauteuil roulant (1) selon la revendication 9, **caractérisé en ce que** les moyens de commande de la puissance d'assistance (35) sont adaptés pour maintenir la composante de la puissance d'assistance calculable en fonction de la puissance résultante (áFL + âFR) de la force humaine (FL, FR) applicable même après que l'application de ladite force humaine (FL, FR) ait cessé.

11. Fauteuil roulant (1) selon la revendication 10, **caractérisé en ce que** lesdits moyens de commande de la puissance d'assistance (35) sont adaptés, en plus, pour atténuer la grandeur de la composante restante de la puissance d'assistance à mesure que le temps passe.

12. Fauteuil roulant (1) selon l'une au moins des revendications 8 à 11 précédentes, **caractérisé en ce que** la puissance d'assistance est une valeur de couple et/ou une valeur de vitesse de rotation desdits moyens de propulsion assistée (35).

13. Fauteuil roulant (1) selon la revendication 12, **caractérisé en ce que** lesdits moyens de propulsion assistée sont un moteur électrique (35).

14. Fauteuil roulant (1) selon l'une au moins des revendications 8 à 13 précédentes, **caractérisé en ce que** chaque roue d'entraînement (2) comprend des moyens de propulsion humaine (13), des moyens de propulsion assistée (36) et des moyens de commande de la puissance d'assistance (35) qui sont reliés les uns aux autres de façon à échanger des informations.

15. Fauteuil roulant (1) selon l'une au moins des revendications 12 à 14 précédentes, **caractérisé en ce que** lesdits moyens de commande de la puissance d'assistance (35) sont adaptés pour contrôler ladite valeur de couple et/ou ladite valeur de vitesse de rotation de telle façon que la puissance d'assistance (TL, TR) prenne des valeurs cibles.

16. Fauteuil roulant (1) selon la revendication 14 ou la revendication 15, **caractérisé en ce que** lesdits moyens de commande de la puissance d'assistance (35) sont interconnectés par des moyens de communication en série (59).

17. Fauteuil roulant (1) selon l'une au moins des revendications 8 à 16 précédentes, **caractérisé en ce que** lesdits moyens de détection de la force humaine comprennent un potentiomètre (27).

18. Fauteuil roulant (1) selon l'une au moins des revendications 8 à 17 précédentes, **caractérisé par** un transformateur tournant (39) servant à transmettre le signal entre les moyens de commande de la puissance d'assistance (35) et les moyens de détection de la force humaine (27).

19. Fauteuil roulant (1) selon l'une au moins des revendications 8 à 18 précédentes, **caractérisé par** des moyens de transmission de puissance comprenant des poulies (40, 41), une courroie (42) et une pluralité d'engrenages (G1-G4).

20. Fauteuil roulant (1) selon l'une au moins des revendications 8 à 19 précédentes, **caractérisé en ce que** lesdites roues d'entraînement (2) sont amovi-

bles.

21. Fauteuil roulant (1) selon l'une au moins des revendications 8 à 20 précédentes, **caractérisé en ce que** lesdits moyens de commande de la puissance d'assistance (35) comprennent une interface de commande de capteur (70) pour l'acquisition de la force humaine appliquée détectée par les moyens de détection de la force humaine (27), une unité centrale (71) pour calculer des valeurs cibles, une interface de moteur (72), une commande de moteur (73) pour la commande par rétroaction des moyens de propulsion assistée (36), et une interface de communication (74) pour interconnecter les unités centrales gauche et droite (71).

EP 0 790 049 B1

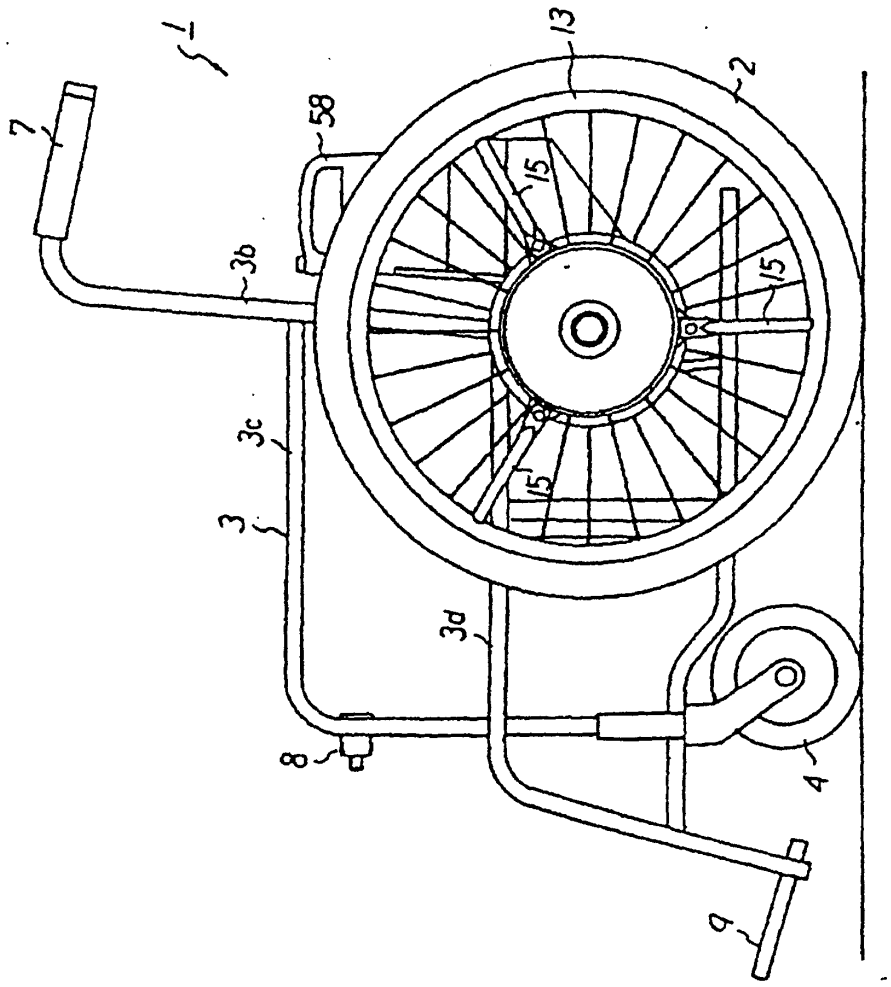


FIGURE 1

EP 0 790 049 B1

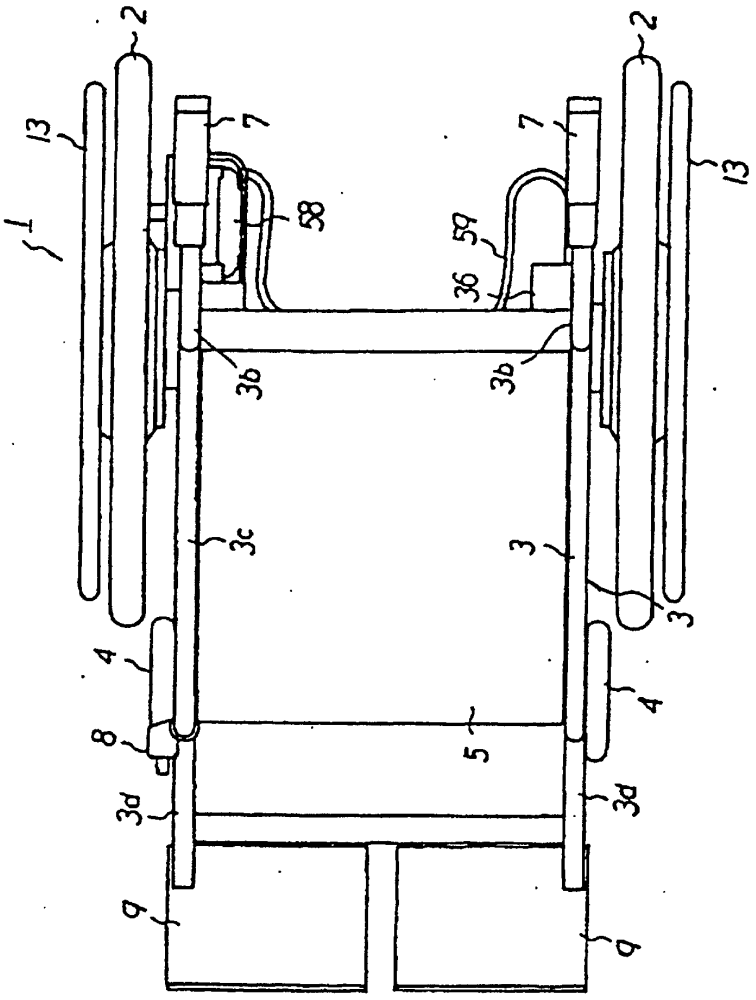


FIGURE 2

EP 0 790 049 B1

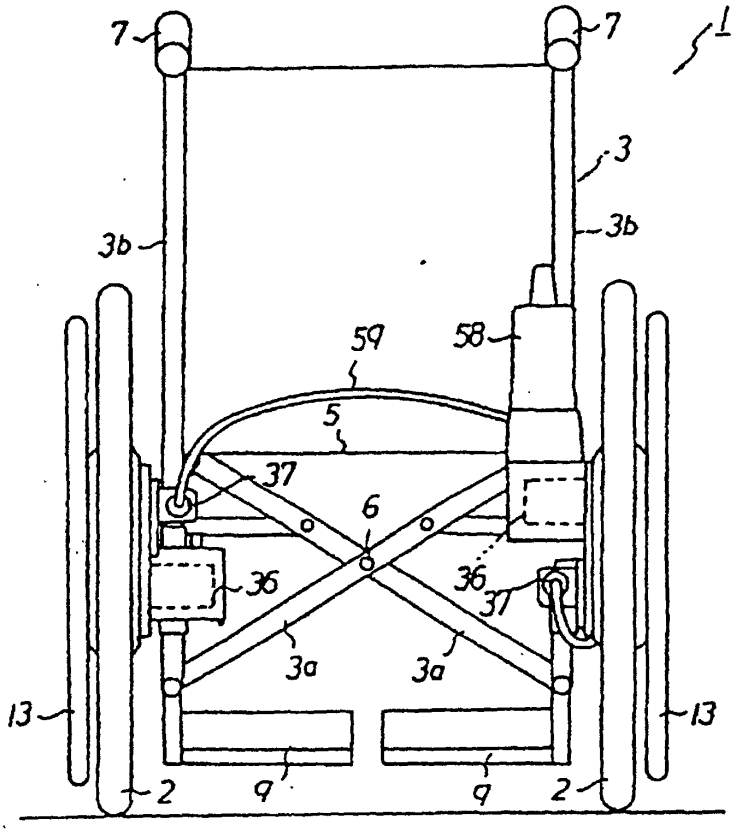


FIGURE 3

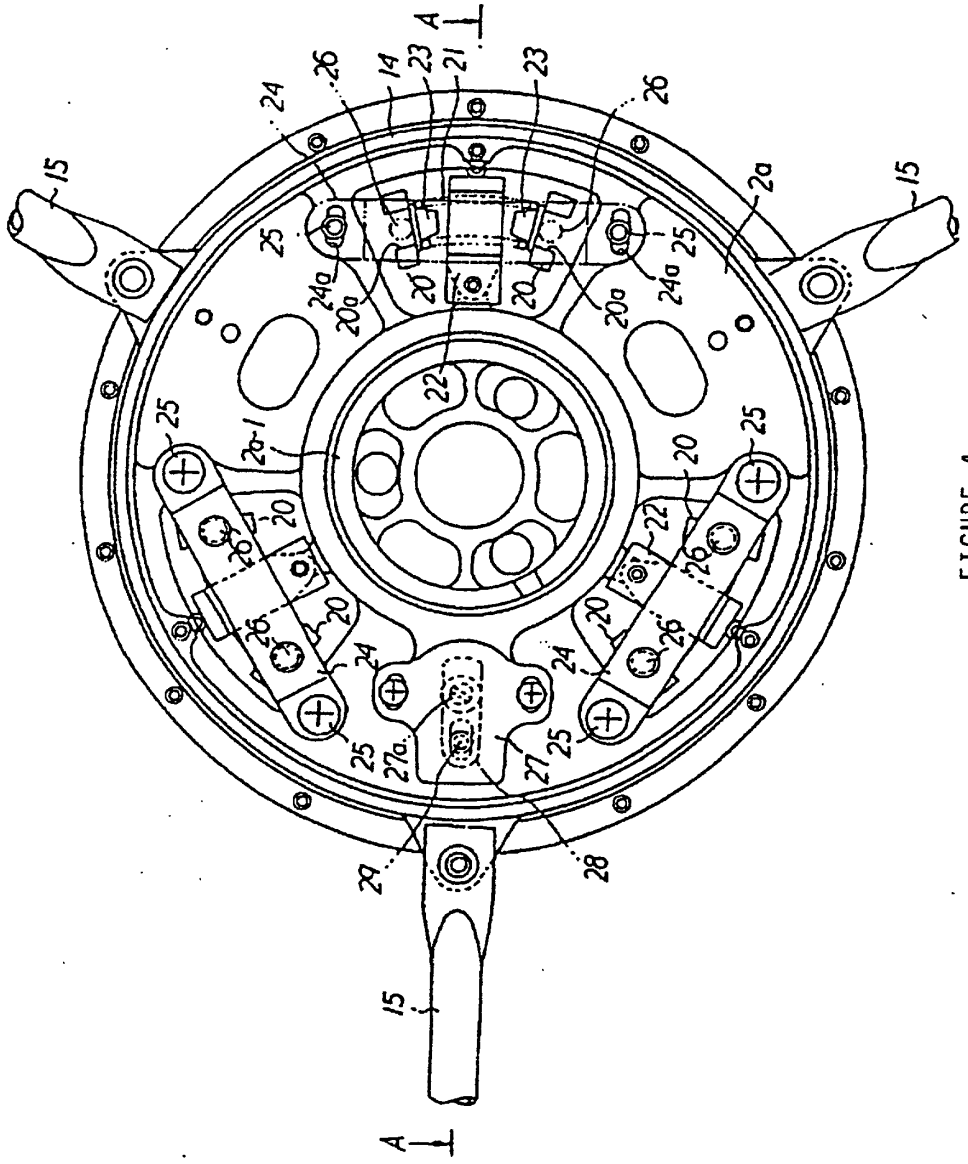


FIGURE 4

EP 0 790 049 B1

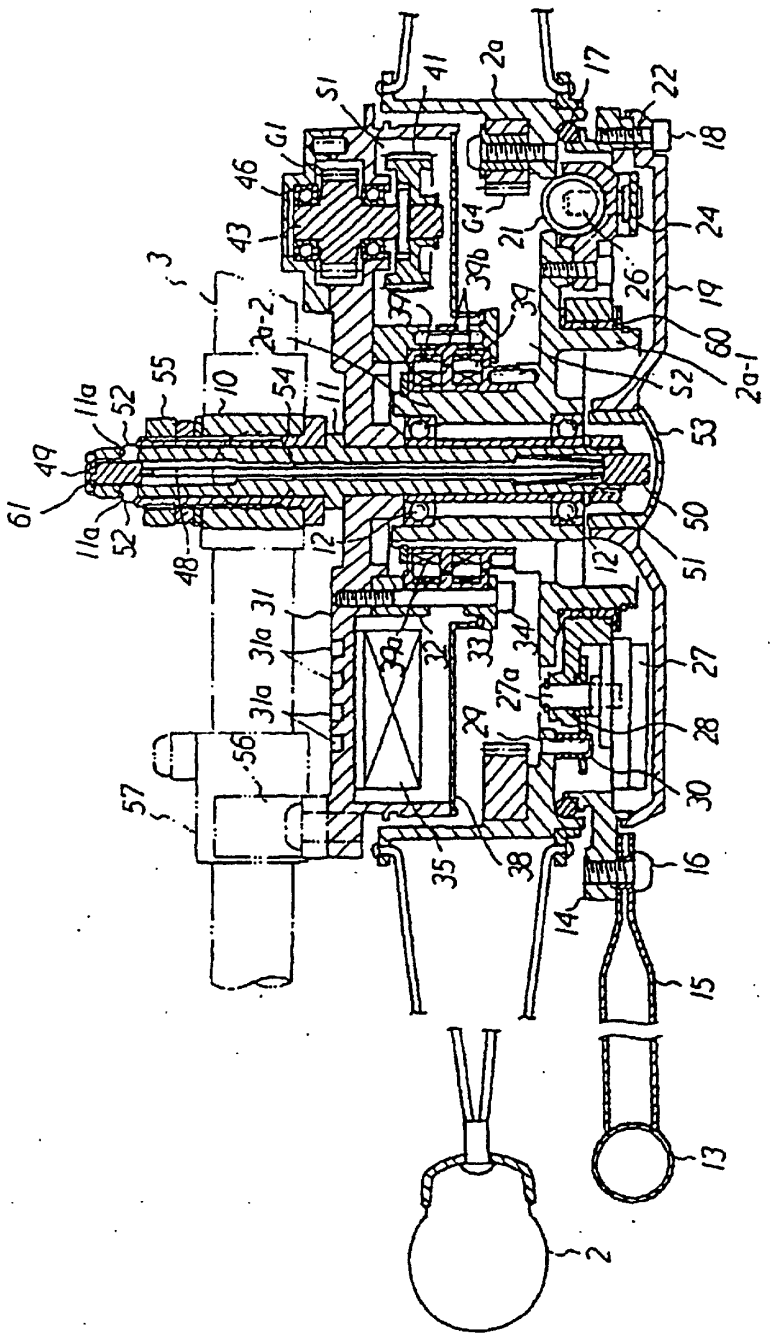


FIGURE 5

EP 0 790 049 B1

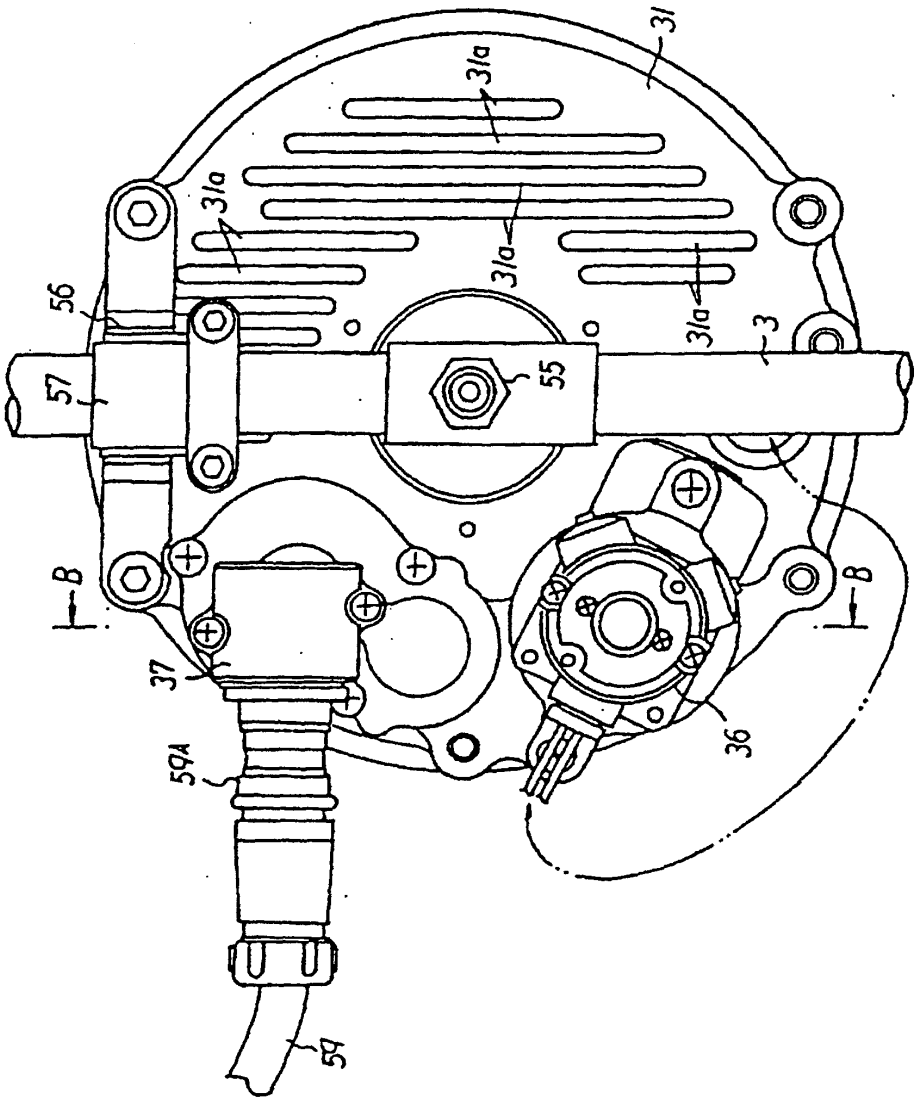


FIGURE 6

EP 0 790 049 B1

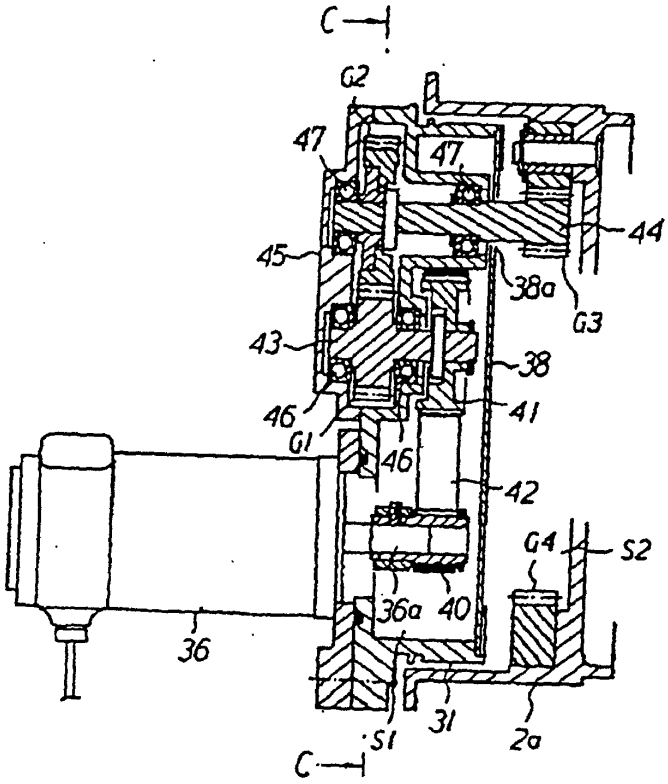


FIGURE 7

EP 0 790 049 B1

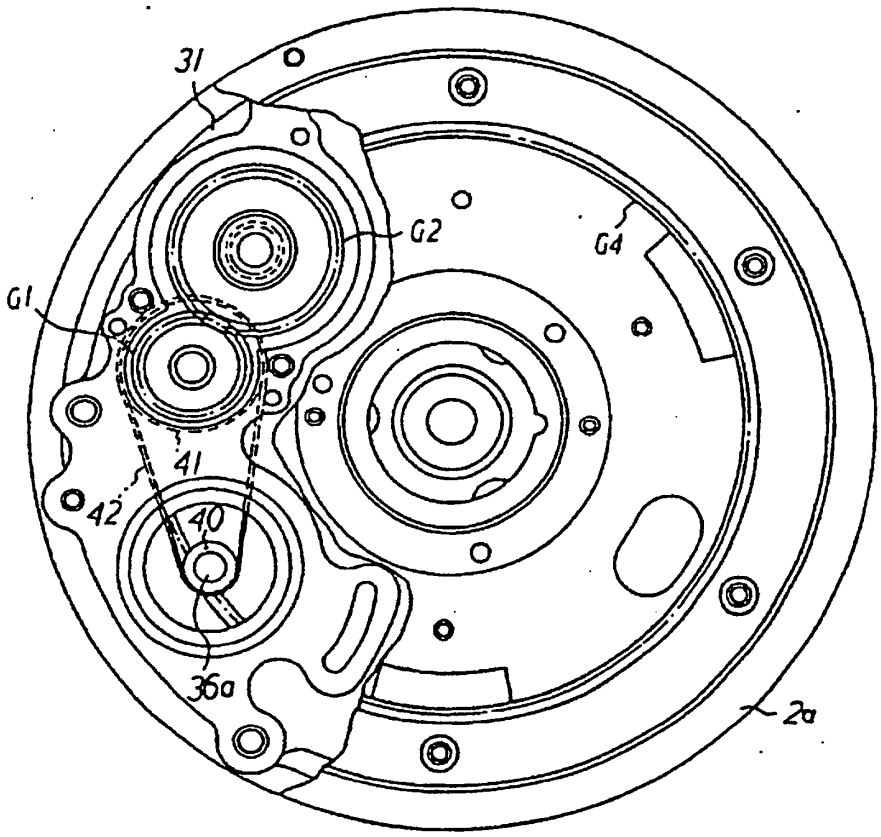


FIGURE 8

EP 0 790 049 B1

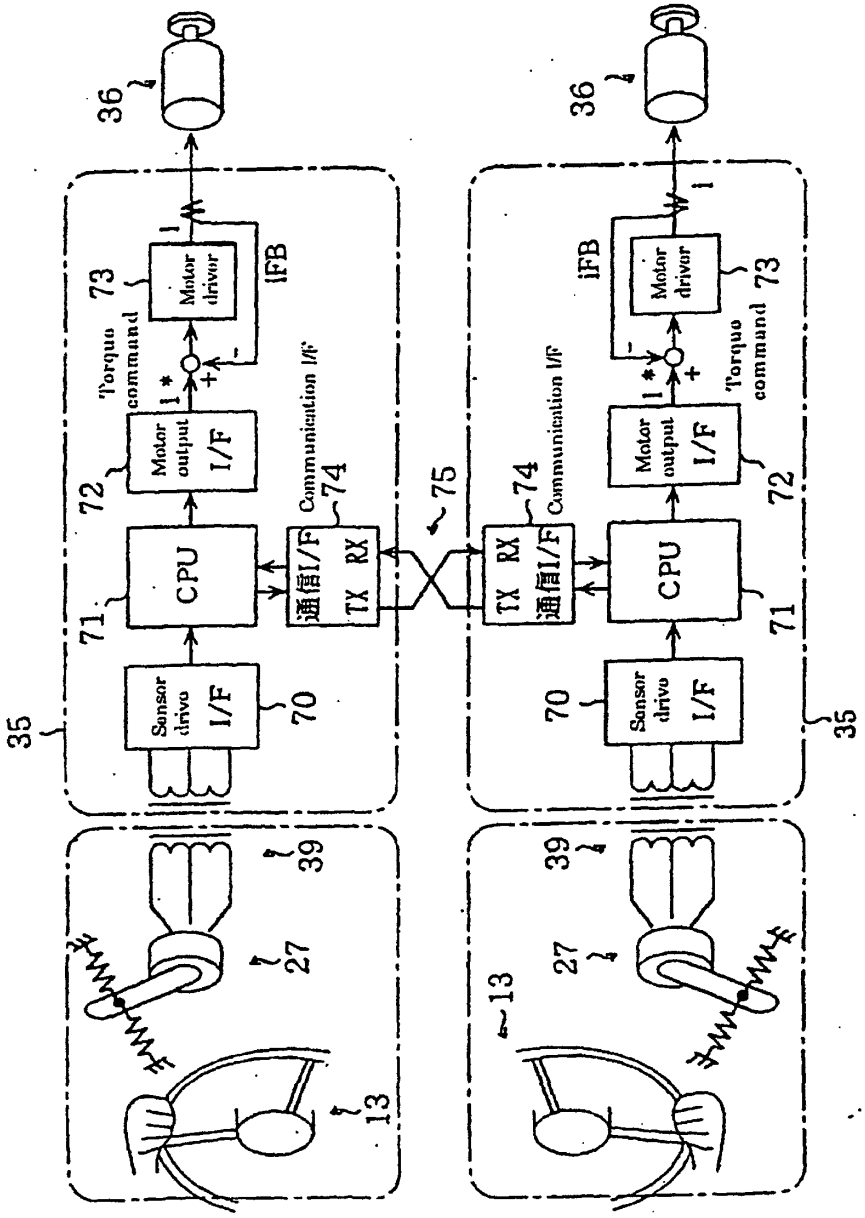


FIGURE 9

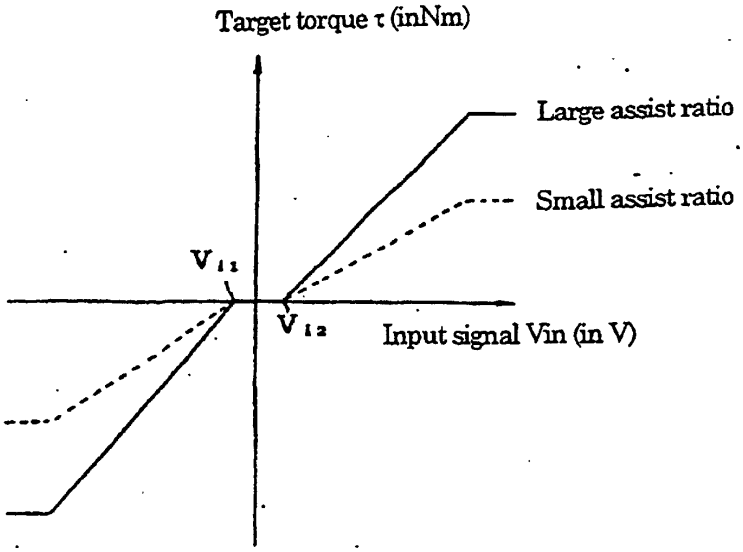

Target torque τ (inNm)
Large assist ratio
Small assist ratio
V i1
V i2
Input signal Vin (in V)

FIGURE 10

EP 0 790 049 B1

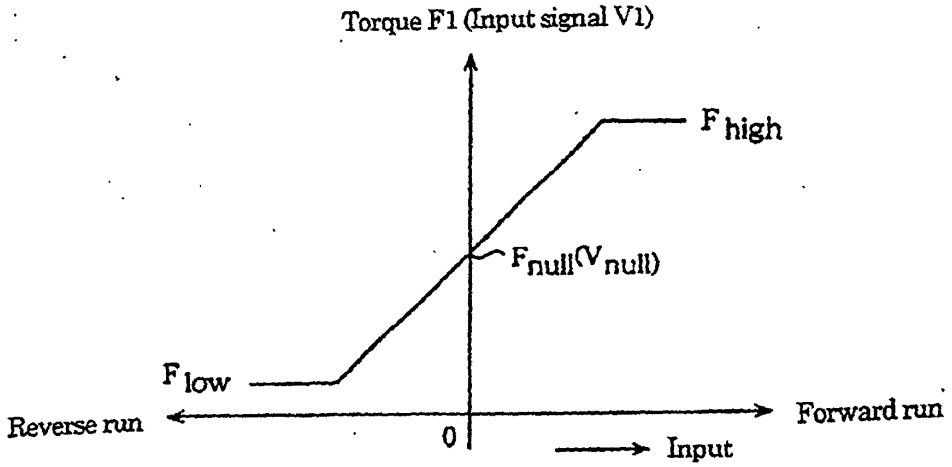


FIGURE 11

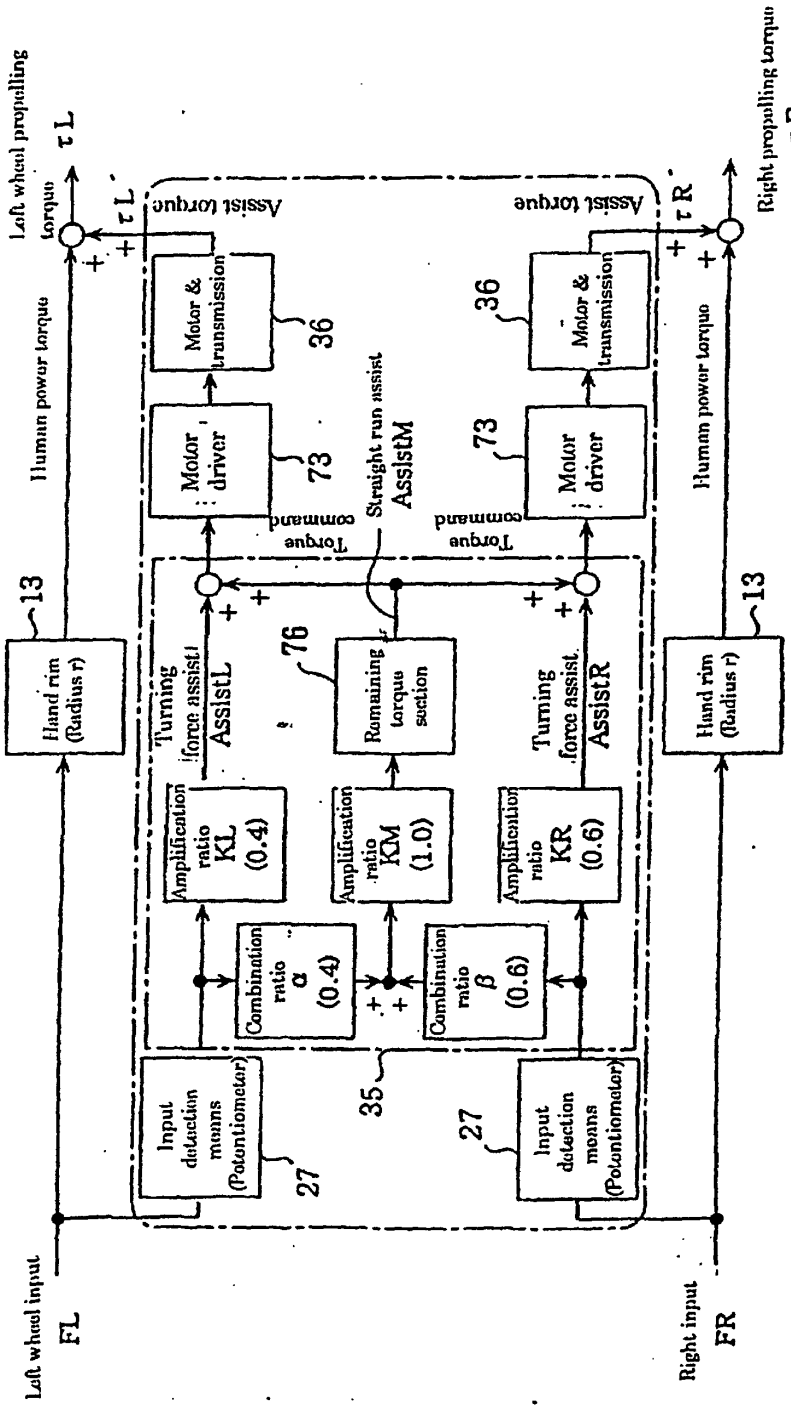

Left wheel propelling torque
τL
τL'
Assist torque
Right propelling torque
τR
τR'
Assist torque
Human power torque
Motor & transmission
36
Motor driver
73
Straight run assist
AssistM
Torque command
Hand rim (Radius r)
13
Turning force assist
AssistL
Remaining torque section
76
Turning force assist
AssistR
Amplification ratio KL (0.4)
Amplification ratio KM (1.0)
Amplification ratio KR (0.6)
Combination ratio α (0.4)
Combination ratio β (0.6)
Input detection means (Potentiometer)
27
35
Left wheel input
FL
Right input
FR

FIGURE 12

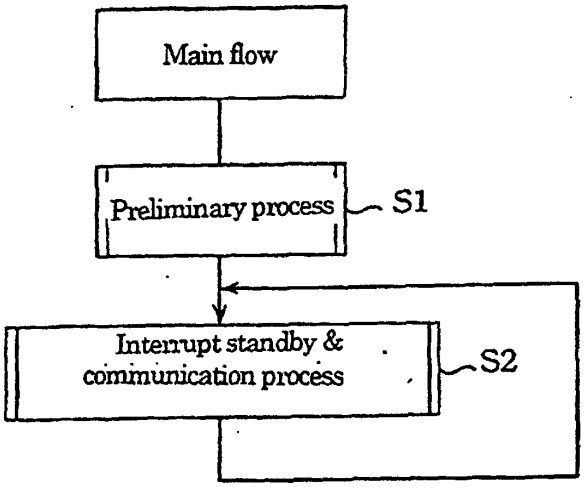

Main flow
Preliminary process
S1
Interrupt standby & communication process
S2

FIGURE 13

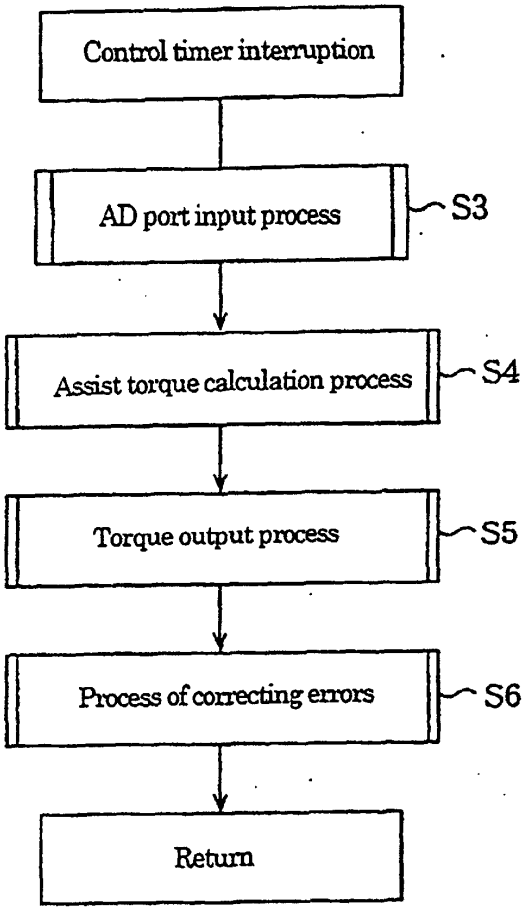

Control timer interruption
AD port input process
S3
Assist torque calculation process
S4
Torque output process
S5
Process of correcting errors
S6
Return

FIGURE 14

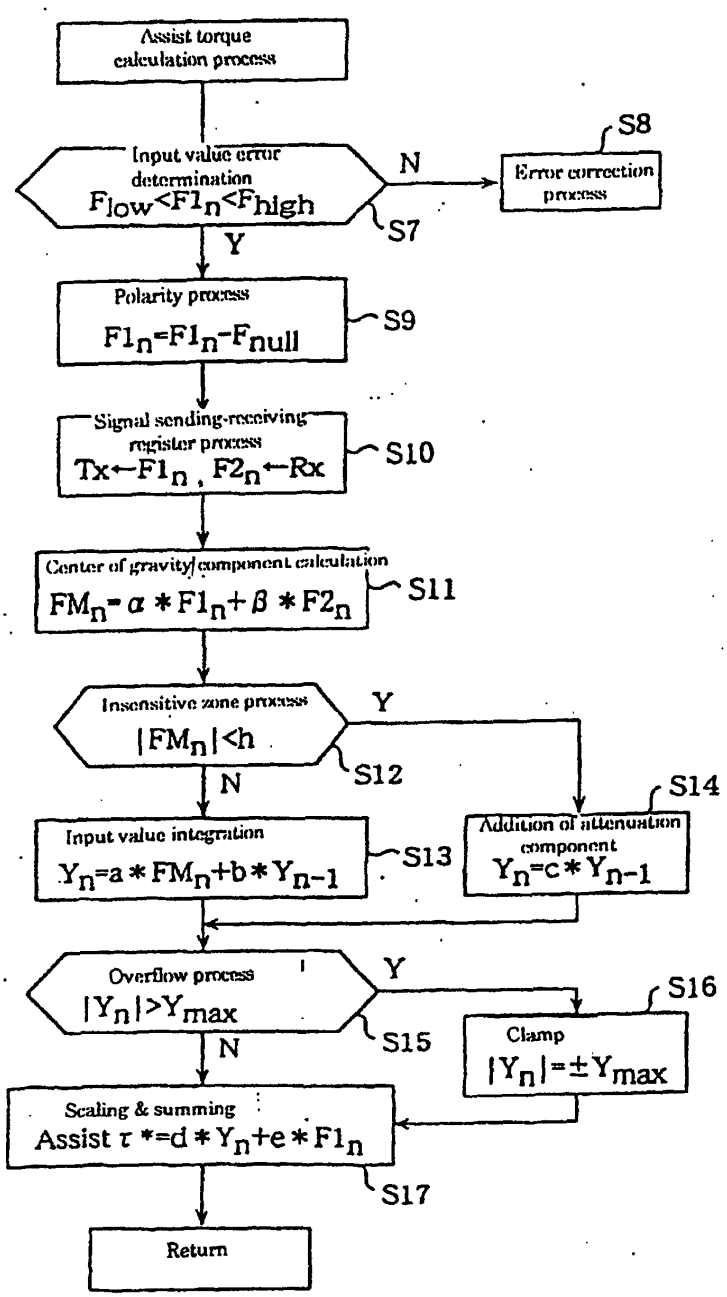

Assist torque calculation process
Input value error determination
$F_{low}<F1_n<F_{high}$
N
S8
Error correction process
S7
Y
Polarity process
$F1_n=F1_n-F_{null}$
S9
Signal sending-receiving register process
$Tx\leftarrow F1_n$, $F2_n\leftarrow Rx$
S10
Center of gravity component calculation
$FM_n=\alpha * F1_n+\beta * F2_n$
S11
Insensitive zone process
$|FM_n|<h$
Y
S12
N
S14
Input value integration
$Y_n=a * FM_n+b * Y_{n-1}$
S13
Addition of attenuation component
$Y_n=c * Y_{n-1}$
Overflow process
$|Y_n|>Y_{max}$
Y
S16
S15
N
Clamp
$|Y_n|=\pm Y_{max}$
Scaling & summing
Assist τ *=$d * Y_n+e * F1_n$
S17
Return

FIGURE 15

(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) EP 2 151 221 B1

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
11.09.2013 Patentblatt 2013/37

(51) Int Cl.:
A61G 5/04 *(2013.01)* *A61G 5/10* *(2006.01)*

(21) Anmeldenummer: **09161803.3**

(22) Anmeldetag: **03.06.2009**

(54) **Hilfsantriebsvorrichtung für einen Rollstuhl und Rollstuhl mit Hilfsantriebsvorrichtung**

Helper drive device for a wheelchair and wheelchair with same

Dispositif d'entraînement auxiliaire pour un fauteuil roulant et fauteuil roulant doté d'un dispositif d'entraînement auxiliaire

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO PL PT RO SE SI SK TR

(30) Priorität: **08.08.2008 DE 102008002993**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
10.02.2010 Patentblatt 2010/06

(73) Patentinhaber: **Ulrich Alber GmbH**
72461 Albstadt-Tailfingen (DE)

(72) Erfinder:
- **Bitzer, Paul-Gerhard**
72461, Albstadt (DE)
- **Stumpp, Bernhard**
72406, Bisingen (DE)

(74) Vertreter: **Staudt, Hans-Peter**
Bittner & Partner
Intellectual Property Division
Donaustrasse 7
85049 Ingolstadt (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A1- 0 925 771
EP-A2- 0 945 113
EP-A2- 1 195 288
EP-B1- 0 634 980
US-A- 6 020 701
US-A1- 2003 226 698

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

EP 2 151 221 B1

Printed by Jouve, 75001 PARIS (FR)

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Hilfsantriebsvorrichtung und einen Rollstuhl mit Hilfsantriebsvorrichtung.

[0002] Eine Hilfsantriebsvorrichtung der in Rede stehenden Art ist aus der EP 0 945 113 A2 bekannt. Eine derartige Hilfsantriebsvorrichtung für einen Rollstuhl weist einen Antriebsmotor auf, ein Laufrad, eine Sensoreinrichtung, die dazu ausgelegt ist, eine manuell in das Laufrad eingeleitete Antriebskraft zu erfassen, und eine Steuereinrichtung, die dazu ausgelegt ist, den Antriebsmotor zum Antrieb des Laufrades gemäß einem Unterstützungsgrad in Abhängigkeit von der manuell in das Laufrad eingeleiteten Antriebskraft anzusteuern.

[0003] US 6 020 701 A beschreibt eine Steuereinrichtung für eine eine elektromotorische Bremse aufweisende Hilfsantriebsvorrichtung der in Rede stehenden Art.

[0004] Derartige Rollstühle geben dem Rollstuhlfahrer die Möglichkeit, den Rollstuhl manuell anzutreiben, beispielsweise über entsprechenden Greifringe an den Laufrädern, unterstützen diesen manuellen Antrieb jedoch je nach Bedarf durch den oder die Antriebsmotoren. Zu diesem Zweck erfasst die Sensoreinrichtung die jeweils manuell in den Greifring eingeleitete Kraft und die Steuereinrichtung steuert den oder die Antriebsmotoren zum Antrieb des Laufrades gemäß einem Unterstützungsgrad in Abhängigkeit von der in den Greifring eingeleiteten Kraft an.

[0005] Antriebssysteme der in Rede stehenden Art sind somit dazu geeignet, den Rollstuhlfahrer physisch zu entlasten. Als Antriebskraft beziehungsweise Antriebsmoment wirken zum einen die manuell von dem Rollstuhlfahrer in das Laufrad, beispielsweise über einen Greifring eingeleitete manuelle Kraft und das hieraus resultierende Drehmoment und zusätzlich eine elektrische Antriebskraft beziehungsweise ein entsprechendes Antriebsdrehmoments des Antriebsmotors, die beziehungsweise das gemäß einem Unterstützungsgrad in Anhängigkeit von der manuell eingeleiteten Kraft dadurch erzeugt werden, dass die Steuereinrichtung den Antriebsmotor entsprechend ansteuert. Bei dieser Art des Betriebs wirken somit die manuelle Antriebskraft und das darauf resultierende Drehmoment und das Drehmoment des Antriebsmotors in gleicher Drehrichtung. Die beiden Drehmomente addieren sich demnach dem Betrage nach.

[0006] Im Ergebnis bringt der Rollstuhlfahrer somit nur einen Teil der zur Fortbewegung erforderlichen Kraft auf und kann sich deshalb ohne große Anstrengungen auch an Steigungen oder Gefällen bewegen. Das Verhältnis zwischen den manuell eingeleiteten Kräften und den durch den Elektromotor erzeugten Drehmomenten, d.h. der Unterstützungsgrad kann nach den persönlichen Bedürfnissen des Rollstuhlfahrers einstellbar und gegebenenfalls vorwählbar sein.

[0007] Beim Befahren von Steigungen oder Rampen sind vom Rollstuhlfahrer trotz motorischer Unterstützung am Greifring größere Kräfte zur Fortbewegung erforderlich als bei der Fahrt auf der Ebene. Zudem ist in der Regel in derartigen Fahrsituationen, d.h. an Steigungen oder Rampen, die Fortbewegungsgeschwindigkeit gering. Es kann deshalb passieren, dass der Rollstuhl in den Phasen des Umgreifens am Greifring soviel an Geschwindigkeit verliert, dass er auf Grund der Hangabtriebskraft zurückrollt, bevor der Rollstuhlfahrer eine neue Anschubbewegung am Greifring vollzieht.

[0008] Zudem ist es möglich, dass der Rollstuhlfahrer auf Grund der unterschätzten Steigung in eine Situation kommt, in der er nicht mehr in der Lage ist, die erforderlichen Kräfte in ausreichender Häufigkeit am Greifring aufzubringen, um eine Fortbewegung in der gewünschten Richtung zu bewirken. Möglicherweise muss er zwischen zwei Anschubbewegungen kurze Pausen einlegen. Hierbei besteht jedoch die Gefahr, dass der Rollstuhl seine Fahrtrichtung durch die Hangabtriebskraft ungewünscht umkehrt und zurückrollt.

[0009] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Hilfsantriebsvorrichtung der vorstehend erläuterten Art sowie einen mit einer derartigen Hilfsantriebsvorrichtung ausgerüsteten Rollstuhl bereitzustellen, die bzw. der der vorstehend erläuterten Problematik im Zusammenhang mit der unerwünschten Fahrrichtungsumkehr durch eine Hangabtriebskraft Rechnung trägt.

[0010] Die Lösung dieser Aufgabe ist in den Patentansprüchen 1 und 15 angegeben. Vorteilhafte Ausführungsformen sind in den Unteransprüchen definiert.

[0011] Die Steuereinrichtung der erfindungsgemäßen Hilfsantriebsvorrichtung weist einen Antirückroll-Betriebsmodus auf. Wenn die Steuereinrichtung in diesem Antirückroll-Betriebsmodus arbeitet, kann sie den Antriebsmotor so ansteuern, dass ein unbeabsichtigtes Rollen des Laufrades vermieden wird.

[0012] Es besteht somit die Möglichkeit, ein unbeabsichtigtes Rollen des Laufrades allein durch eine entsprechende Ausführung der Steuereinrichtung zu vermeiden, d.h. durch eine rein softwaretechnische Lösung. Hierzu werden vorzugsweise lediglich Signale und physikalische Größen verarbeitet, die bereits ohnehin für den Hilfsantriebsbetrieb des Rollstuhls vorhanden sind bzw. genutzt werden. Vorzugsweise können zudem bei einem Rollstuhl, der in üblicherweise zwei größere Antriebsräder und zwei antriebslose, kleinere und frei schwenkbare Laufräder aufweist, die beiden Antriebsräder hinsichtlich der Antirückroll-Funktion unabhängig von einander arbeiten.

[0013] Die erfindungsgemäße Hilfsantriebsvorrichtung kann ein unbeabsichtigtes Wegrollen des Rollstuhls verhindern, ohne dass eine mechanische Bremse verwendet wird.

[0014] Bei einer vorteilhaften Ausführungsform der erfindungsgemäßen Hilfsantriebsvorrichtung ist die Steuereinrichtung dazu ausgelegt, alternativ entweder in einem Normal-Betriebsmodus zu arbeiten, in dem das Vermeiden eines unbeabsichtigten Rollens des Laufrades außer Kraft gesetzt ist, und alternativ hierzu in dem Antirückroll-Betriebsmodus in dem der Antriebsmotor bei

Bedarf so angesteuert wird, dass ein unbeabsichtigtes Rollen des Laufrades vermieden wird.

[0015] Der Normal-Betriebsmodus umfasst vorzugsweise eine Drehmomentsteuerung, die bewirkt, dass der Antriebsmotor zum Antrieb des Laufrades in Abhängigkeit von der manuell in das Laufrad eingeleiteten Antriebskraft angesteuert wird, wobei das Verhältnis zwischen manueller Antriebskraft und elektromotorischen Antriebsmoment dem Unterstützungsgrad entspricht.

[0016] Der Antirückroll-Betriebsmodus umfasst vorzugsweise eine Drehfrequenzregelung, die die Drehfrequenz des Laufrades regelt. Hierbei wird, um einen Stillstand zu erreichen, ein Sollwert von Null für die Drehfrequenz des Laufrades vorgegeben.

[0017] In dem Antirückroll-Betriebsmodus kann alternativ die Drehmomentsteuerung oder die Drehfrequenzregelung zum Einsatz kommen.

[0018] Hierdurch wird eine vorteilhafte Anpassung des Steuer- bzw. Regelverhaltens der Hilfsantriebsvorrichtung an bestimmte Betriebssituationen ermöglicht. Dementsprechend findet ein Wechsel zwischen Drehmomentsteuerung und Drehfrequenzregelung vorteilhafterweise in Abhängigkeit von Betriebsparametern statt. Diesbezüglich wird einzeln, gemeinsam oder in entsprechender Verknüpfung auf die Drehfrequenz des Laufrades, die Drehrichtung des Laufrades, die Größe der manuell in das Laufrad eingeleiteten Antriebskraft, die Richtung der manuell in das Laufrad eingeleiteten Antriebskraft, die Summe des aus der manuell in das Laufrad eingeleiteten Antriebskraft resultierenden Drehmoments und eines gemäß einem Unterstützungsgrad in Abhängigkeit von der manuell in das Laufrad eingeleiteten Antriebskraft durch den Antriebsmotor bereitstellbaren Drehmoments, das durch den Antriebsmotor aktuell bereit gestellte Drehmoment und den Wert eines Zeitschalters zugegriffen sowie gegebenenfalls auf weitere Werte oder Programmelemente.

[0019] Der Antirückroll-Betriebsmodus kann manuell einschaltbar und/oder ausschaltbar sein. Es können mehrere Unterstützungsgrad-Schalter vorgesehen sein, mit denen unterschiedliche Unterstützungsgrade vorwählbar sind. Der Antirückroll-Betriebsmodus kann über einen oder jeden der Unterstützungsgrad-Schalter oder auch über einen oder mehrere separate Schalter einschaltbar und/oder ausschaltbar sein.

[0020] In einer Ausführungsform der Erfindung kann die Steuereinrichtung sich beim Einschalten immer im Normal-Betriebsmodus befinden. Alternativ hierzu oder auch wahlweise kann sich die Steuereinrichtung beim Einschalten in demjenigen Betriebsmodus befinden, in dem sie sich beim vorherigen Ausschalten befand.

[0021] In an sich bekannter Weise kann die erfindungsgemäße Hilfsantriebsvorrichtung einen Greifring aufweisen, über den Kraft manuell in das Laufrad einleitbar ist. Der Antriebsmotor kann als Elektromotor und insbesondere als Nabenmotor ausgeführt sein. Ein derartiger Antriebsmotor kann zusammen mit einer wiederaufladbaren Batterie und der Steuereinrichtung in der Narbe des Laufrades angeordnet sein.

[0022] Die Erfindung wird im Folgenden anhand bevorzugter Ausführungsbeispiele in Verbindung mit den Zeichnungen erläutert, in denen

Fig. 1 eine Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Rollstuhls mit einer erfindungsgemäßen Hilfsantriebsvorrichtung zeigt,

Fig. 2 ein erstes Ablaufdiagramm der Ausführungsform gemäß Fig 1 zeigt,

Fig. 3 ein zweites Ablaufdiagramm der Ausführungsform gemäß Fig 1 zeigt,

Fig. 4 ein drittes Ablaufdiagramm der Ausführungsform gemäß Fig 1 zeigt und

Fig. 5 ein viertes Ablaufdiagramm der Ausführungsform gemäß Fig 1 zeigt.

[0023] Fig. 1 zeigt in einer perspektivischen Darstellung einen Rollstuhl mit zwei Laufrädern 10. Jedes Laufrad 10 verfügt über eine Nabe 11, die mittels handelsüblicher Speichen 17 mit einer Felge 18 verbunden ist, auf der ein Reifen 19 aufgezogen ist. Im Inneren der Nabe 11 sind ein Antriebsmotor, der als Elektromotor ausgeführt ist (nicht gezeigt), eine wieder aufladbare Batterie (nicht gezeigt) und eine Steuereinrichtung (nicht gezeigt) angeordnet.

[0024] Ein Greifring 12 ist über drei Streben 13 und drei Speichenelemente 14 mit der Nabe 11 verbunden.

[0025] Wenn in den Greifring 12 eine manuelle Kraft eingeleitet wird, wird diese über die Streben 13 und die Speichenelemente 14 direkt auf die Nabe 11 übertragen. Eine Sensoreinrichtung erfasst die Wirkung der Kraft, die auf ein Speichenelement 14 einwirkt. Diese Wirkung ist zum einen eine in dem Speichenelement 14 erzeugte Spannung und zum anderen eine Verformung des Speichenelements. Jeweils mindestens eine dieser Wirkungen wird erfasst und dient als Maß für die in den Greifring 14 eingeleitete Kraft. Entsprechend diesem Maß wird der Antriebsmotor von der Steuerungseinrichtung zur Bereitstellung eines Drehmoments angesteuert. Hierbei können variable oder fest vorprogrammierte Unterstützungsgrade vorgesehen sein.

[0026] Geeignete derartige Sensoreinrichtungen beziehungsweise Sensoren sind beispielsweise in der EP 0 945 113 A2 offenbart.

[0027] Die Steuereinrichtung ist dazu ausgelegt, eine Antirückroll-Funktion (ARF) auszuüben, die rein softwaretechnisch realisiert ist. Es werden hierzu nur Signale und physikalische Größen verarbeitet, die bereits für den Rollstuhlbetrieb ohne diese Funktion vorhanden sind bzw. genutzt werden. Beide Antriebsräder arbeiten hinsichtlich dieser Funktion unabhängig voneinander.

[0028] In einer bevorzugten Ausführungsform arbeitet die Steuereinrichtung als Standardbetriebsart mit einer

Drehmomentsteuerung. Dies bedeutet, dass der Antriebsmotor in Abhängigkeit vom gewählten oder durch sonstige Funktionen momentan eingestellten Unterstützungsgrad sowie der manuell in den Greifring 12 eingeleiteten Kraft so angesteuert wird, dass er ein bestimmtes Drehmoment abgibt.

[0029] In einem hierzu alternativ verfügbaren Antirückroll-Betriebsmodus arbeitet die Steuereinrichtung entweder gemäß der vorstehend erläuterten Drehmomentsteuerung oder wechselt bei Bedarf zu einer Drehfrequenzregelung, die die Drehfrequenz des Laufrades regelt, wobei der Sollwert der Drehfrequenz des Laufrades Null ist, was zum Stillstand des Laufrades führt.

[0030] Im Folgenden wird zunächst in Verbindung mit Fig. 2 das Ausschalten der Steuereinrichtung und damit auch der Antirückroll-Funktion beschrieben. Wird ein im Ablaufdiagramm gemäß Fig. 2 als Taste0 bezeichneter Ausschalter länger als 0,1 Sekunde betätigt, erfolgt eine Abfrage, ob die Drehfrequenz des Laufrades größer als -1/min und kleiner als 1/min ist, d.h. ob sich das Rad im Stillstand befindet. Ist dies nicht der Fall, ist ein Ausschalten des Systems nicht möglich. Befindet sich das Laufrad im Stillstand, wird das System bei entsprechender Betätigung der Taste ausgeschaltet.

[0031] Das Einschalten des Systems an sich sowie der speziellen Antirückroll-Funktion wird im Folgenden anhand der Figuren 3 und 4 beschrieben. Erstere bezieht sich auf eine Taste1, d.h. eine einen ersten Unterstützungsgrad anwählende Einschalttaste und letztere auf einer Taste2, d.h. eine einen zweiten Unterstützungsgrad anwählende Taste. Es versteht sich, dass auch eine größere Anzahl von Tasten bereitgestellt sein können. Es versteht sich zudem, dass die Unterstützungsgrade einstellbar oder programmierbar sein können.

[0032] Wird eine der beiden Einschalttasten, in Figur 3 als Taste1 und in Figur 4 als Taste2 bezeichnet, länger als 0,1 Sekunde gedrückt, erfolgt zunächst eine Abfrage, ob das System ausgeschaltet ist. Ist dies der Fall, wird das System mit der jeweiligen Fahrstufe aktiviert. Ist das System eingeschaltet, wird die der jeweiligen Taste entsprechende Fahrstufe aktiviert. Die beiden Einschalttasten Taste1 und Taste2 können somit nicht nur zum Einschalten des Systems aus einem ausgeschalteten Zustand, sondern auch zum Umschalten von Fahrstufe 1 auf Fahrstufe 2 beziehungsweise Fahrstufe 2 auf Fahrstufe 1 verwendet werden.

[0033] Als nächstes erfolgt eine Abfrage, ob die jeweilige Taste länger als drei Sekunden gedrückt wird. Ist dies nicht der Fall, bleibt das System mit der jeweiligen Fahrstufe aktiviert. Die Steuereinrichtung arbeitet dann in dem Normal-Betriebsmodus mit einer Drehmomentsteuerung.

[0034] Wird die jeweilige Einschalttaste Taste1 oder Taste2 länger als drei Sekunden gedrückt, wird bei aktivierter Antirückroll-Funktion diese ausgeschaltet und bei deaktivierter Antirückrollfunktion diese eingeschaltet. Die Einschalttasten Taste1 und Taste2 können somit sowohl zum Einschalten als auch zum Ausschalten der Antirückroll-Funktion verwendet werden.

[0035] Die Arbeitsweise der Antirückroll-Funktion wird im Folgenden anhand des Flussdiagramms gemäß Figur 5 erläutert. Der diesbezügliche Programmablauf wird zyklisch wiederholt.

[0036] Zunächst findet eine Abfrage statt, ob die Antirückroll- Funktion aktiviert ist. Ist dies der Fall, wird festgestellt, ob eine Kraft in den Greifring eingeleitet wird, wobei nicht nur die Kraft an sich, sondern auch die Richtung der Kraft erfasst wird. Entsprechend dieser Richtung wird bei einer positiv definierten, d.h. in einer ersten Richtung wirkenden Kraft der rechte Teil des Flussdiagramms durchlaufen und bei einer negativ definierten, d.h. in Gegenrichtung zur ersten Richtung gerichteten Kraft der linke Teil des Flussdiagramms durchlaufen. Wird keine Kraft festgestellt, wird der Wert eines Zeitschalters (ARF-Timer) abgefragt. Ist dieser nicht größer 0 Sekunde, wird das durch den Antriebsmotor bereitgestellte Drehmoment M_ Rad zeitlinear auf 0 reduziert.

[0037] Ist der Wert des Zeitschalters ARF-Timer größer als 0 Sekunde, findet eine Abfrage statt, ob die Drehzahl des Rades n_Rad kleiner als Null ist und gleichzeitig der Merker NR den Wert 1 hat oder die Drehzahl des Rades n_Rad größer Null ist und gleichzeitig der Merker NL auf 1 gesetzt ist. Sind beide Bedingungen nicht erfüllt, wird der Zyklus beendet und beginnt bei Start von vorne. Ist eine der beiden Bedingungen erfüllt, wird die Drehfrequenzregelung aktiviert und der Soll-Wert der Radfrequenz n_Soll auf 0 gesetzt. Die Bedeutung der beiden letztgenannten Abfragen und der Marker NR und NL werden im Folgenden im Zusammenhang mit dem jeweils linken bzw. rechten Zweig des Ablaufdiagramms gemäß Fig. 5 erläutert.

[0038] Der rechte Zweig des Flussdiagramms gemäß Fig. 5 wird dann aktiv, wenn bei aktivierter Antirückroll-Funktion am Greifring eine positive manuell eingeleitete Kraft, d.h. eine Kraft F_Greifring größer Null festgestellt wird. In diesem Fall erfolgt eine weitere Abfrage dahingehend, ob die Drehfrequenzregelung aktiv ist. Wie bereits erläutert, kommt im Antirückroll-Betriebsmodus grundsätzlich die Drehmomentsteuerung zum Einsatz. Ist die Drehfrequenzregelung bei einer positiven Kraft nicht aktiv, wird unter Umgehung der nächsten Abfrage und der daraus resultierenden Operation abgefragt, ob die Drehfrequenz des Rades N Rad größer Null ist. Die Werte größer Null im Zusammenhang mit der Drehzahl beziehungsweise Drehfrequenz des Rades und im Zusammenhang mit der am Greifring eingeleiteten manuellen Kraft bezieht sich jeweils darauf, dass sie in gleiche Richtung erfolgen. Wird die letztgenannte Abfrage mit ja beantwortete, d.h. dreht sich das Rad in der gleichen Richtung, in der auch am Greifring eine Kraft eingeleitet wurde, so bleibt weiterhin die Drehmomentsteuerung aktiviert, der Wert des Zeitschalters ARF-Timer wird auf 5 Sekunden gesetzt und der Merker NR auf den Wert 1.

[0039] Wird demgegenüber in der obersten Raute des rechten Zweigs des Flussdiagramms gemäß Fig. 5 festgestellt, dass die Drehfrequenzregelung aktiv ist, erfolgt

eine Abfrage dahingehend, ob die Summe der Drehmomente aus dem aus der manuell in das Laufrad eingeleiteten Antriebskraft resultierenden Drehmoment und einem gemäß einem Unterstützungsgrad in Abhängigkeit von der manuell in das Laufrad eingeleiteten Antriebskraft durch den Antriebsmotor bereitstellbaren Drehmoment, ausgedrückt durch den Parameter M_GR(1+x) größer ist als das momentan von dem Antriebsmotor bereitgestellte Drehmoment, welches gemäß der aktivierten Drehmomentsregelung im Zuge dieser Regelung berechnet wird.

[0040] Wird diese Abfrage verneint, so bedeutet dies, dass mit der vom Rollstuhlfahrer manuell eingeleiteten Kraft und der durch den Unterstützungsgrad entsprechend hinzukommenden Antriebskraft des Antriebsmotors kein ausreichendes Drehmoment erzeugt würde, dass größer ist als dasjenige Drehmoment, was momentan durch die Drehfrequenzregelung bereitgestellt wird. Würde die Drehfrequenzregelung daher deaktiviert werden, würde dies zu einer unerwünschten Richtungsumkehr führen. Die Drehfrequenzregelung bleibt daher in diesem Fall aktiv und es erfolgt wiederum die Abfrage dahingehend, ob eine Drehung des Rades in der ersten Richtung vorliegt, d.h. die Drehfrequenz N-Rad größer als Null ist. Ist dies nicht der Fall, wird der Merker NR auf 0 gesetzt. Ist dies der Fall, wird der Wert des Zeitschalters ARF-Timer auf 5 Sekunden gesetzt und der Merker NR auf den Wert 1.

[0041] Wird demgegenüber bei der zuvor erläuterten Abfrage der Werte des hypothetisch aufsummierten Drehmoments mit dem aktuellen Drehmoment des Antriebmotors gemäß Drehfrequenzregelung festgestellt, dass dieser hypothetische Summenwert größer ist, so bedeutet dies, dass das Rad bei aktivierter Drehmomentsteuerung in Wunschrichtung drehen würde. In diesem Fall wird die Drehfrequenzregelung deaktiviert und die Drehmomentsteuerung aktiviert. Danach findet erneut die die Drehfrequenz des Rades betreffende Abfrage statt.

[0042] Der linke Zweig des Flussdiagramms gemäß Fig. 5 verläuft in analoger Weise, wobei eine negative Kraft und eine negative Drehfrequenz des Antriebsrades bedeuten, dass Kraft und Drehung des Antriebsrades in gleiche Richtung verlaufen. Diese können beispielsweise als rechtsdrehend im Uhrzeigersinn oder linksdrehend im Gegenuhrzeigersinn definiert sein.

[0043] Entsprechend wird bei Rechtsdrehung, das heißt bei Werten größer Null der Merker mit NR entsprechend dem rechten Zweig des Flussdiagramms gemäß Fig. 5 und bei Linksdrehung, das heißt bei Werten kleiner Null der Merker mit NL gemäß dem linken Zweig des Flussdiagramms gemäß Fig. 5 bezeichnet.

[0044] In dem Ablaufdiagramm gemäß Fig. 5 wird der Merker NR auf den Wert 1 gesetzt, wenn bei einer positiven Kraft am Greifring eine positive Drehfrequenz des Rades vorliegt. Andernfalls wird der Merker NR auf 0 gesetzt. Entsprechend wird der Merker NL auf 1 gesetzt, wenn bei einer negativen Kraft am Greifring eine negative Drehfrequenz des Rades vorliegt.

[0045] Die beiden unteren Rauten im zentralen Zweig des Flussdiagramms gemäß Fig. 5 betreffen Fälle, in denen keine Kraft in den Greifring eingeleitet wird. Durch die Bereitstellung des Merkers wird jedoch die Sollrichtung der Raddrehung gemäß vorheriger Zyklen erkannt. Bei der untersten Raute im zentralen Zweig des Ablaufdiagramms gemäß Fig. 5 findet die Abfrage statt, ob die Drehfrequenz des Rades größer Null ist und gleichzeitig der Merker NL den Wert 1 hat, was bedeuten würde, dass bei positiver Kraft eine negative Drehfrequenz des Rades vorlag. In diesem Fall würden somit die Soll-Richtung der Drehfrequenz und die Ist-Richtung auseinander fallen. Entsprechend wird bei Bejahung der Abfrage die Drehfrequenzregelung aktiviert.

[0046] Bezugszeichen:

10 Laufräder
11 Nabe
12 Greifring
13 Streben
14 Speichenelemente
17 Speichen
18 Felge
19 Reifen

Patentansprüche

1. Hilfsantriebsvorrichtung für einen Rollstuhl
mit einem Antriebsmotor,
mit einem Laufrad (10),
mit einer Sensoreinrichtung, die dazu ausgelegt ist, eine manuell in das Laufrad (10) eingeleitete Antriebskraft hinsichtlich Größe und Richtung zu erfassen, und
mit einer Steuereinrichtung, die dazu ausgelegt ist, den Antriebsmotor zum Antrieb des Laufrades (10) gemäß einem Unterstützungsgrad in Abhängigkeit von der manuell in das Laufrad (10) eingeleiteten Antriebskraft anzusteuern,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Steuereinrichtung einen Antirückroll-Betriebsmodus aufweist, in dem sie dazu ausgelegt ist, den Antriebsmotor so anzusteuern, dass ein unbeabsichtigtes Rollen des Laufrades (10) entgegen einer Sollrichtung der Raddrehung vermieden wird,
wobei die Steuereinrichtung dazu ausgelegt ist, die Sollrichtung der Raddrehung aus der Richtung der manuell in das Laufrad (10) eingeleiteten Antriebskraft zyklisch zu erfassen und die Sollrichtung gemäß vorheriger Zyklen zu erkennen, wenn keine manuelle Antriebskraft in das Laufrad (10) eingeleitet wird.

2. Hilfsantriebsvorrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Steuereinrichtung dazu ausgelegt ist, in einem Normal-Betriebsmodus zu ar-

beiten, in dem das Vermeiden eines unbeabsichtigten Rollens des Laufrades (10) außer Kraft gesetzt ist, und alternativ in dem Antirückroll-Betriebsmodus zu arbeiten, um den Antriebsmotor bei Bedarf so anzusteuern, dass ein unbeabsichtigtes Rollen des Laufrades (10) vermieden wird.

3. Hilfsantriebsvorrichtung nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Normal-Betriebsmodus eine Drehmomentsteuerung umfasst, die bewirkt, dass der Antriebsmotor zum Antrieb des Laufrades (10) in Abhängigkeit von der manuell in das Laufrad (10) eingeleiteten Antriebskraft angesteuert wird.

4. Hilfsantriebsvorrichtung nach Anspruch 1, 2 oder 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Antirückroll-Betriebsmodus eine Drehfrequenzregelung umfasst, die die Drehfrequenz des Laufrades (10) regelt.

5. Hilfsantriebsvorrichtung nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** in dem Antirückroll-Betriebsmodus alternativ die Drehmomentsteuerung oder die Drehfrequenzregelung zum Einsatz kommt.

6. Hilfsantriebsvorrichtung nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Steuereinrichtung dazu ausgelegt ist, einen Wechsel zwischen Drehmomentsteuerung und Drehfrequenzregelung in Abhängigkeit von Betriebsparametern zu bewirken.

7. Hilfsantriebsvorrichtung nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Betriebsparameter einen oder mehrere Parameter aufweisen aus der Gruppe Drehfrequenz des Laufrades, Drehrichtung des Laufrades, Größe der manuell in das Laufrad (10) eingeleiteten Antriebskraft, Richtung der manuell in das Laufrad (10) eingeleiteten Antriebskraft, Summe des aus der manuell in das Laufrad (10) eingeleiteten Antriebskraft resultierenden Drehmoments und eines gemäß einem Unterstützungsgrad in Abhängigkeit von der manuell in das Laufrad (10) eingeleiteten Antriebskraft durch den Antriebsmotor bereitstellbaren Drehmoments, das durch den Antriebsmotor aktuell bereitgestellte Drehmoment, Wert eines Zeitschalters.

8. Hilfsantriebsvorrichtung nach einem der vorstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Antirückroll-Betriebsmodus manuell einschaltbar und/ oder ausschaltbar ist.

9. Hilfsantriebsvorrichtung nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** mehrere Unterstützungsgrad-Schalter vorgesehen sind, mit denen unterschiedliche Unterstützungsgrade vorwählbar sind, und dass der Antirückroll-Betriebsmodus über einen oder jeden der Unterstützungsgrad-Schalter einschaltbar und/oder ausschaltbar ist.

10. Hilfsantriebsvorrichtung nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** sich die Steuereinrichtung beim Einschalten im Normal-Betriebsmodus befindet.

11. Hilfsantriebsvorrichtung nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** sich die Steuereinrichtung beim Einschalten in demjenigen Betriebsmodus befindet, in dem sie sich beim vorherigen Ausschalten befand.

12. Hilfsantriebsvorrichtung nach einem der vorstehenden Ansprüche, **gekennzeichnet durch** einen Greifring (12), über den Kraft manuell in das Laufrad (10) einleitbar ist.

13. Hilfsantriebsvorrichtung nach einem der vorstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Antriebsmotor als Elektromotor ausgeführt ist.

14. Hilfsantriebsvorrichtung nach Anspruch 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Antriebsmotor zusammen mit einer wiederaufladbaren Batterie und der Steuereinrichtung in der Nabe (11) des Laufrades (10) angeordnet ist.

15. Rollstuhl mit einer Hilfsantriebsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 14.

Claims

1. Drive assistance device for a wheel chair, comprising
a drive motor,
a driving wheel (10),
a sensor means which is adapted to detect a drive force manually induced into said driving wheel (10) concerning amount and direction, and
a control unit which is adapted to control said drive motor for driving a driving wheel (10) in accordance with a degree of drive assistance depending on the drive force manually induced into the driving wheel (10),
characterized in that
said control unit comprises an anti-rollback operational mode which is designed such that the drive motor is controlled such that an unintended rolling of the driving wheel (10) against a target direction of the rotation of the wheel is avoided,
wherein said control unit is designed to cyclically detect the target direction of the rotation of said wheel from the direction of the drive force manually induced into said driving wheel (10) and to detect the target direction in accordance with previous cycles when no manual drive force is induced into said driving wheel (10).

2. Drive assistance device according to claim 1, **characterized in that** the control unit is designed such that it operates in a normal operational mode in which avoiding of an unintended rolling of the driving wheel (10) is disabled and, alternatively, in said anti-rollback operational mode, in which the drive motor, if needed, is controlled such that an unintended rolling of the driving wheel (10) is avoided.

3. Drive assistance device according to claim 2, **characterized in that** the normal operational mode comprises a torque control which causes the drive motor for driving the driving wheel (10) to be controlled in dependence of a drive force manually induced in said driving wheel (10).

4. Drive assistance device according to claim 1, 2 or 3, **characterized in that** said anti-rollback operational mode comprises a rotational frequency control in which the rotational frequency of the driving wheel (10) is controlled.

5. Drive assistance device according to claim 4, **characterized in that** in said anti-rollback operational mode alternatively the torque control or the rotational frequency control is used.

6. Drive assistance device according to claim 5, **characterized in that** the control unit is designed such that a change between torque control and rotational frequency control is effected depending on operational parameters.

7. Drive assistance device according to claim 6, **characterized in that** the operational parameters include one or more parameters of the group comprising: rotational frequency of the driving wheel, rotational direction of the driving wheel, magnitude of the drive force manually induced into the driving wheel (10), direction of the drive force manually induced into the driving wheel (10), sum of the torque resulting from the drive force manually induced into the driving wheel (10), and a torque provided by that driving motor in accordance with a degree of drive assistance depending on the drive force manually induced into the driving wheel (10), the torque currently provided by said driving motor, the value of the timer switch.

8. Drive assistance device according to any of the preceding claims, **characterized in that** the anti-rollback operational mode can be manually switched on or can be manually switched off or can be manually switched on and off.

9. Drive assistance device according to claim 8, **characterized in that** a plurality of drive assistance degree switches is provided serving to preset different degrees of drive assistance and that the anti-rollback operational mode can be switched on or off or on and off by one or each of said drive assistance degree switches.

10. Drive assistance device according to claim 9, **characterized in that** the control unit is in the normal operational mode when switched on.

11. Drive assistance device according to claim 9, **characterized in that** the control unit is, when switched on, in the same operational mode in which it had been before it was switched off.

12. Drive assistance device according to any of the preceding claims, **characterized in that** a force can be manually induced into the driving wheel (10) via a hand rim (12).

13. Drive assistance device according to any of the preceding claims, **characterized in that** the drive motor is an electric motor.

14. Drive assistance device according to claim 13, **characterized in that** the drive motor and a rechargeable battery and the control unit are housed in the hub (11) of the driving wheel (10).

15. Wheel chair having a drive assistance device according to any of claims 1 to 14.

Revendications

1. Dispositif de propulsion auxiliaire pour un fauteuil roulant
comportant un moteur d'entraînement,
comportant une roue de roulement (10),
comportant un dispositif à capteur qui est destiné à détecter une force d'entraînement engagée manuellement dans la roue de roulement (10) en termes de grandeur et de direction, et
comportant un dispositif de commande qui est destiné à commander le moteur d'entraînement pour entraîner la roue de roulement (10) selon un degré d'assistance en fonction de la force d'entraînement engagée manuellement dans la roue de roulement (10),
caractérisé en ce que
le dispositif de commande présente un mode de fonctionnement anti-recul, dans lequel il est destiné à commander le moteur d'entraînement de manière à éviter un roulement involontaire de la roue de roulement (10) contre une direction de consigne de la rotation de roue,
le dispositif de commande étant destiné à détecter de manière cyclique la direction de consigne de la rotation de roue à partir de la direction de la force

d'entraînement engagée manuellement dans la roue de roulement (10) et à identifier la direction de consigne selon des cycles précédents si aucune force d'entraînement manuelle n'est engagée dans la roue de roulement (10).

2. Dispositif de propulsion auxiliaire selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** le dispositif de commande est destiné à fonctionner dans un mode de fonctionnement normal, dans lequel l'évitement d'un roulement involontaire de la roue de roulement (10) est annulé, et à fonctionner en variante dans le mode de fonctionnement anti-recul pour commander si nécessaire le moteur d'entraînement de manière à éviter un roulement involontaire de la roue de roulement (10).

3. Dispositif de propulsion auxiliaire selon la revendication 2, **caractérisé en ce que** le mode de fonctionnement normal comprend une commande de couple de rotation qui provoque la commande du moteur d'entraînement pour entraîner la roue de roulement (10) en fonction de la force d'entraînement engagée manuellement dans la roue de roulement (10).

4. Dispositif de propulsion auxiliaire selon la revendication 1, 2 ou 3, **caractérisé en ce que** le mode de fonctionnement anti-recul comprend une régulation de fréquence de rotation qui régule la fréquence de rotation de la roue de roulement (10).

5. Dispositif de propulsion auxiliaire selon la revendication 4, **caractérisé en ce que**, dans le mode de fonctionnement anti-recul, la commande de couple de rotation ou la régulation de fréquence de rotation est utilisée alternative.

6. Dispositif de propulsion auxiliaire selon la revendication 5, **caractérisé en ce que** le dispositif de commande est destiné à provoquer un changement entre la commande de couple de rotation et la régulation de fréquence de rotation en fonction de paramètres de fonctionnement.

7. Dispositif de propulsion auxiliaire selon la revendication 6, **caractérisé en ce que** les paramètres de fonctionnement présentent un ou plusieurs paramètre(s) parmi le groupe composé de fréquence de rotation de la roue de roulement, direction de rotation de la roue de roulement, grandeur de la force d'entraînement engagée manuellement dans la roue de roulement (10), direction de la force d'entraînement engagée manuellement dans la roue de roulement (10), somme du couple de rotation résultant de la force d'entraînement engagée manuellement dans la roue de roulement (10) et d'un couple de rotation pouvant être fourni par le moteur d'entraînement selon un degré d'assistance en fonction de la force d'entraînement engagée manuellement dans la roue de roulement (10), le couple de rotation actuellement fourni par le moteur d'entraînement, valeur d'une minuterie.

8. Dispositif de propulsion auxiliaire selon une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le mode de fonctionnement anti-recul peut être activé et/ou désactivé manuellement.

9. Dispositif de propulsion auxiliaire selon la revendication 8, **caractérisé en ce que** plusieurs commutateurs de degré d'assistance sont prévus, lesquels permettent de présélectionner différents degrés d'assistance, et **en ce que** le mode de fonctionnement anti-recul peut être activé et/ou désactivé par le biais d'un ou de chacun des commutateurs de degré d'assistance.

10. Dispositif de propulsion auxiliaire selon la revendication 9, **caractérisé en ce que** le dispositif de commande se trouve au moment de l'activation dans le mode de fonctionnement normal.

11. Dispositif de propulsion auxiliaire selon la revendication 9, **caractérisé en ce que** le dispositif de commande se trouve au moment de l'activation dans le mode de fonctionnement où il se trouvait lors de la désactivation précédente.

12. Dispositif de propulsion auxiliaire selon une des revendications précédentes, **caractérisé par** une bague de préhension (12) qui permet d'engager la force manuellement dans la roue de roulement (10).

13. Dispositif de propulsion auxiliaire selon une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le moteur d'entraînement est réalisé sous la forme d'un moteur électrique.

14. Dispositif de propulsion auxiliaire selon la revendication 13, **caractérisé en ce que** le moteur d'entraînement est disposé conjointement avec une batterie rechargeable et le dispositif de commande dans le moyeu (11) de la roue de roulement (10).

15. Fauteuil roulant comportant un dispositif de propulsion auxiliaire selon une des revendications 1 à 14.

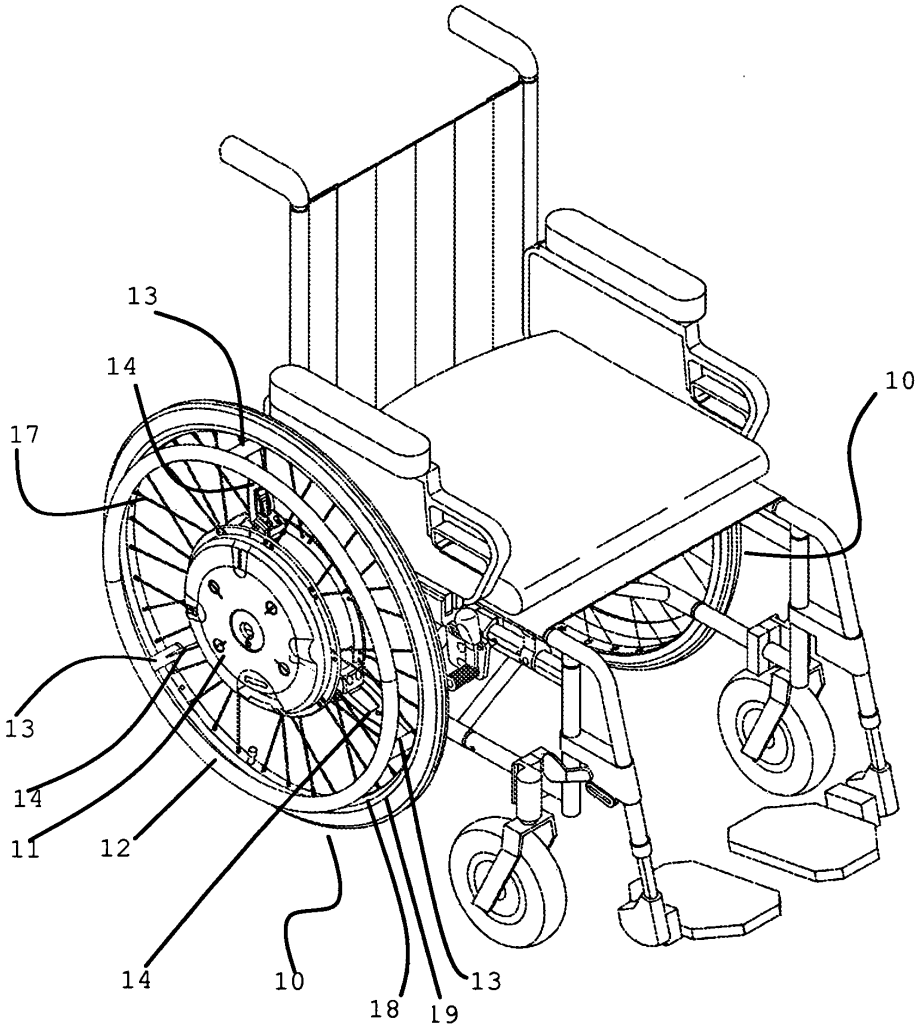


Fig. 1

EP 2 151 221 B1

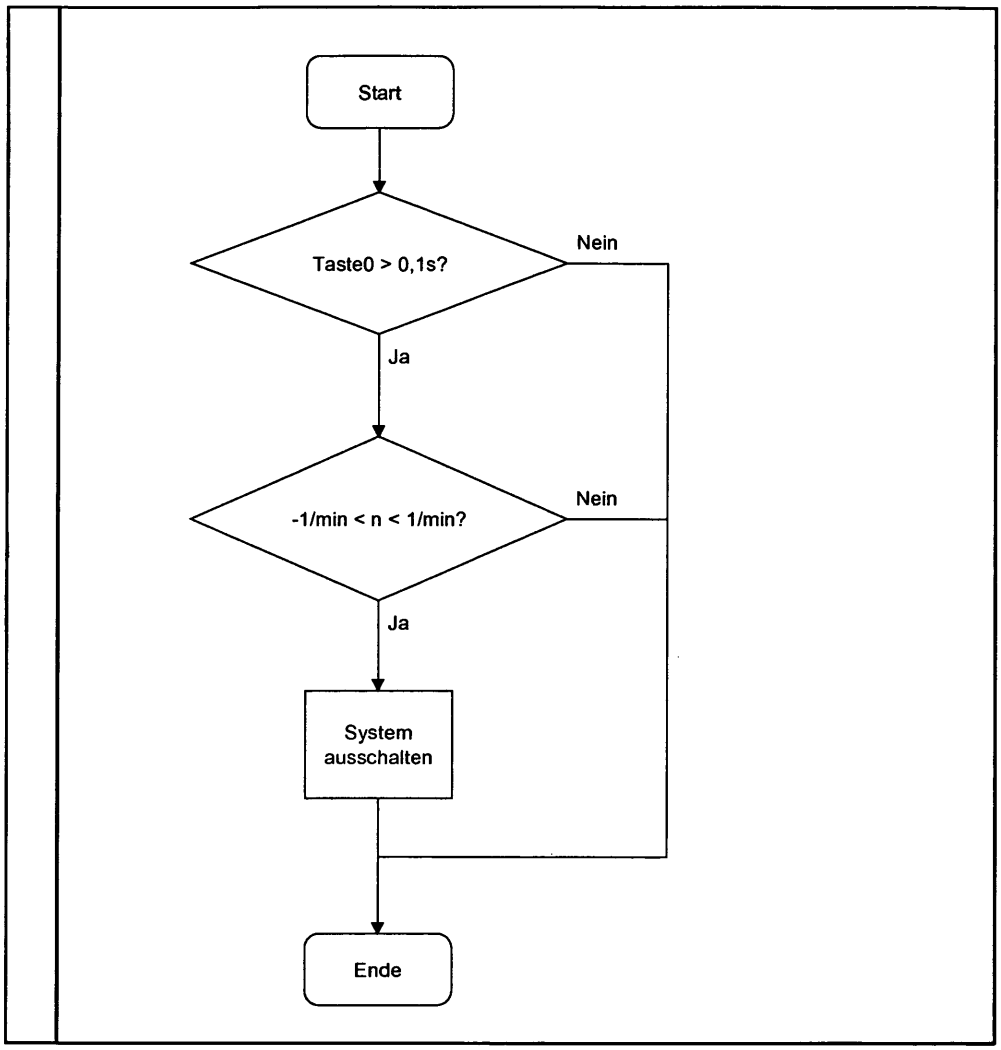


Fig. 2

EP 2 151 221 B1

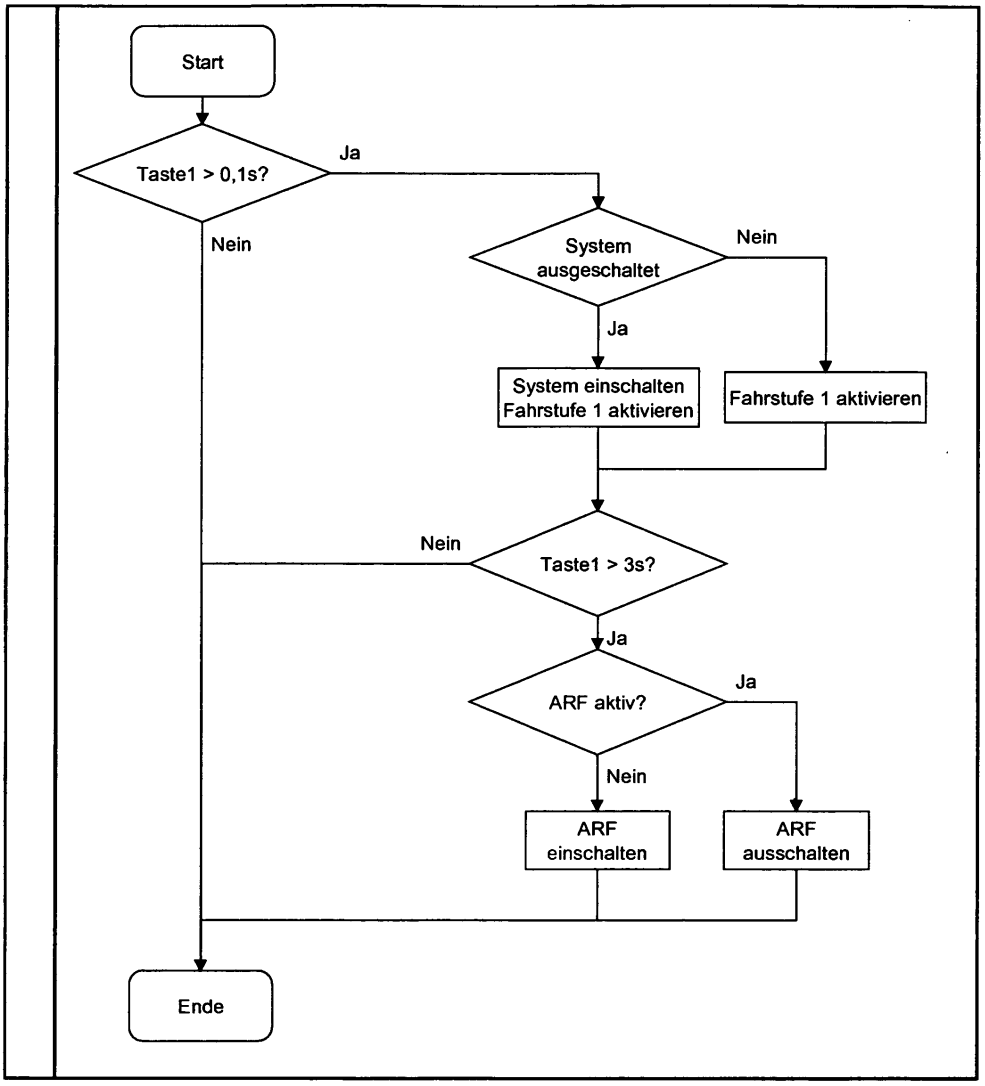


Fig. 3

EP 2 151 221 B1

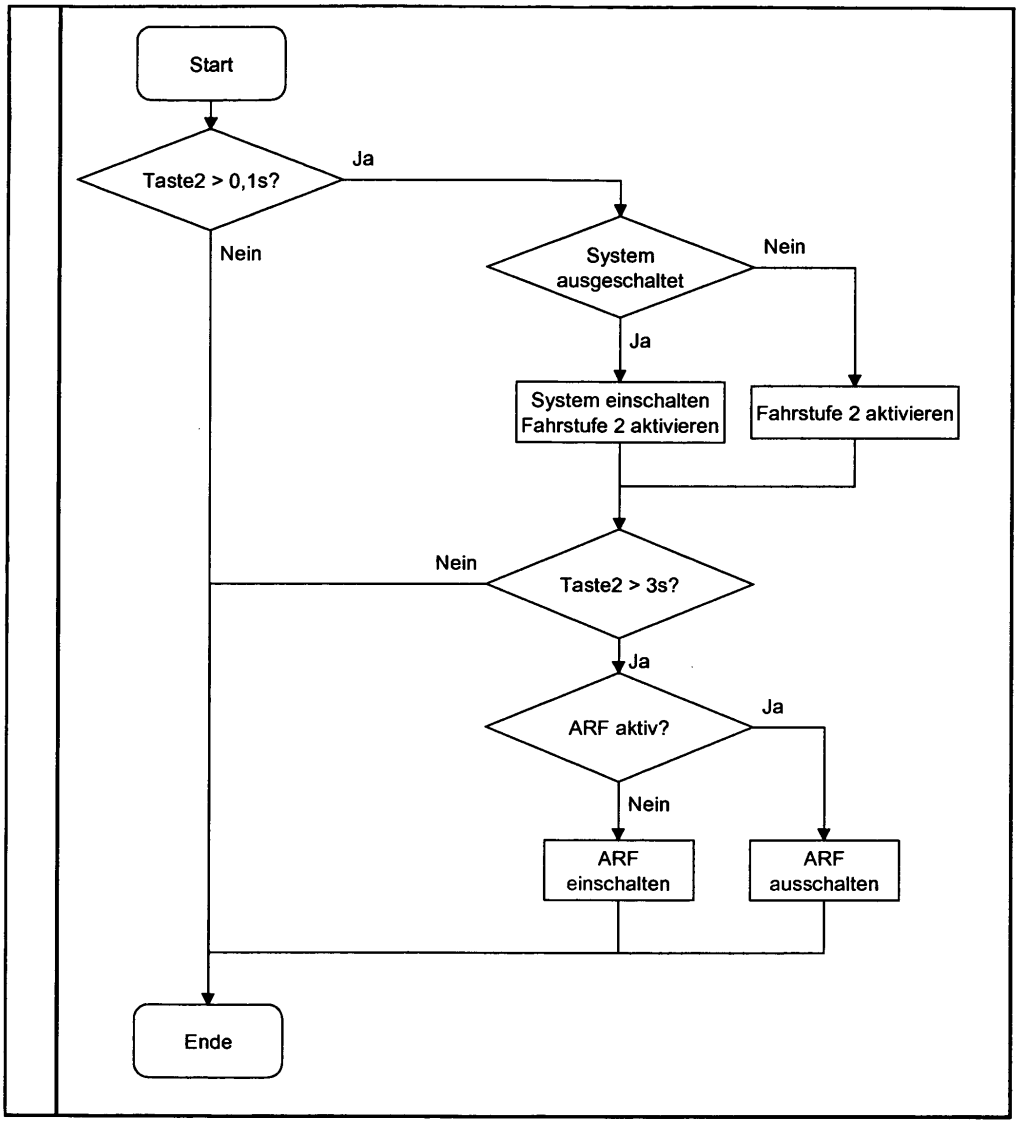


Fig. 4

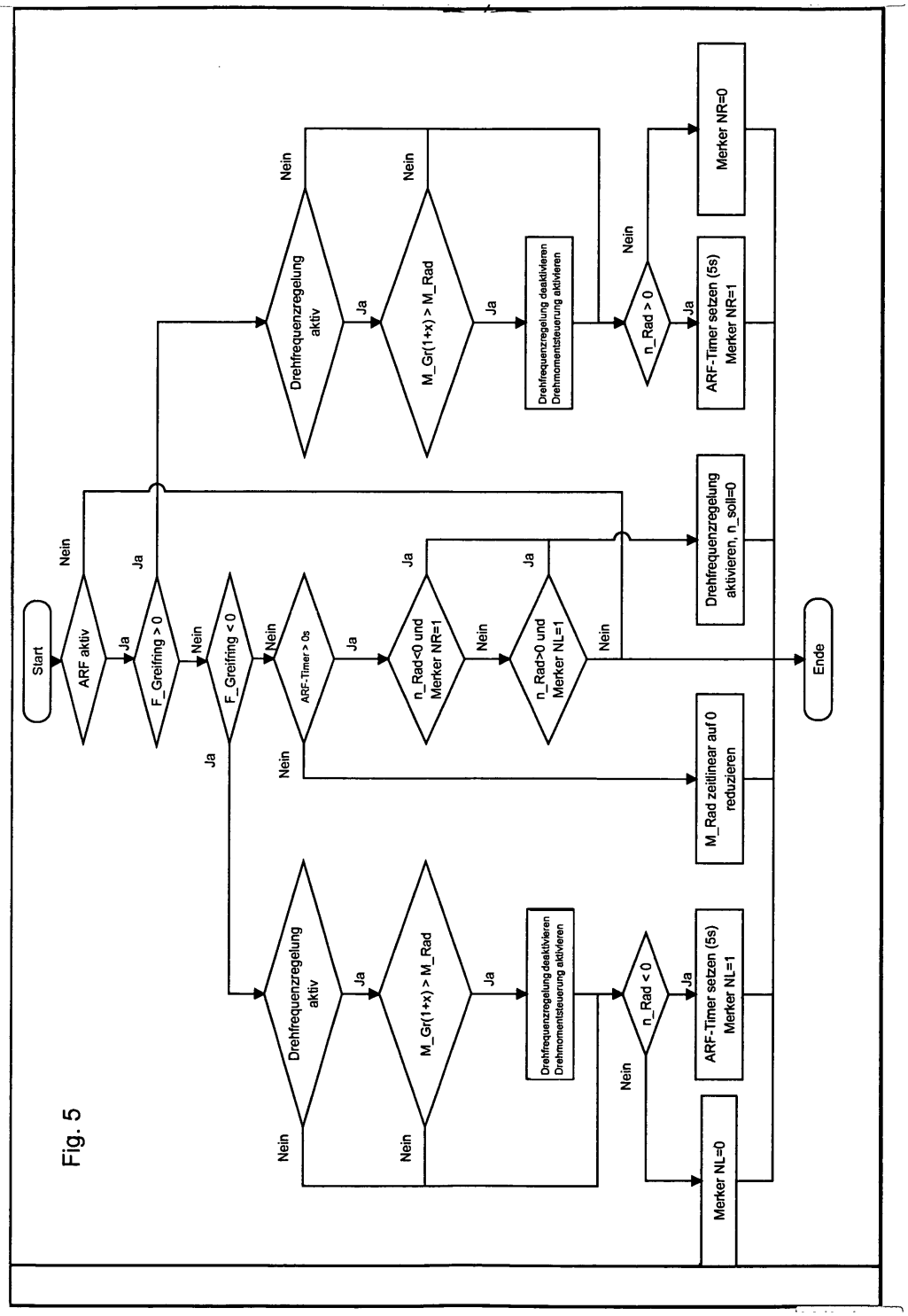

Start
ARF aktiv
Ja
Nein
F_Greifring > 0
F_Greifring < 0
ARF-Timer > 0s
n_Rad<0 und Merker NR=1
n_Rad>0 und Merker NL=1
Drehfrequenzregelung aktiv
M_Gr(1+x) > M_Rad
Drehfrequenzregelung deaktivieren Drehmomentsteuerung aktivieren
n_Rad > 0
n_Rad < 0
ARF-Timer setzen (5s) Merker NR=1
ARF-Timer setzen (5s) Merker NL=1
Merker NR=0
Merker NL=0
Drehfrequenzregelung aktivieren, n_soll=0
M_Rad zeitlinear auf 0 reduzieren
Ende

Fig. 5

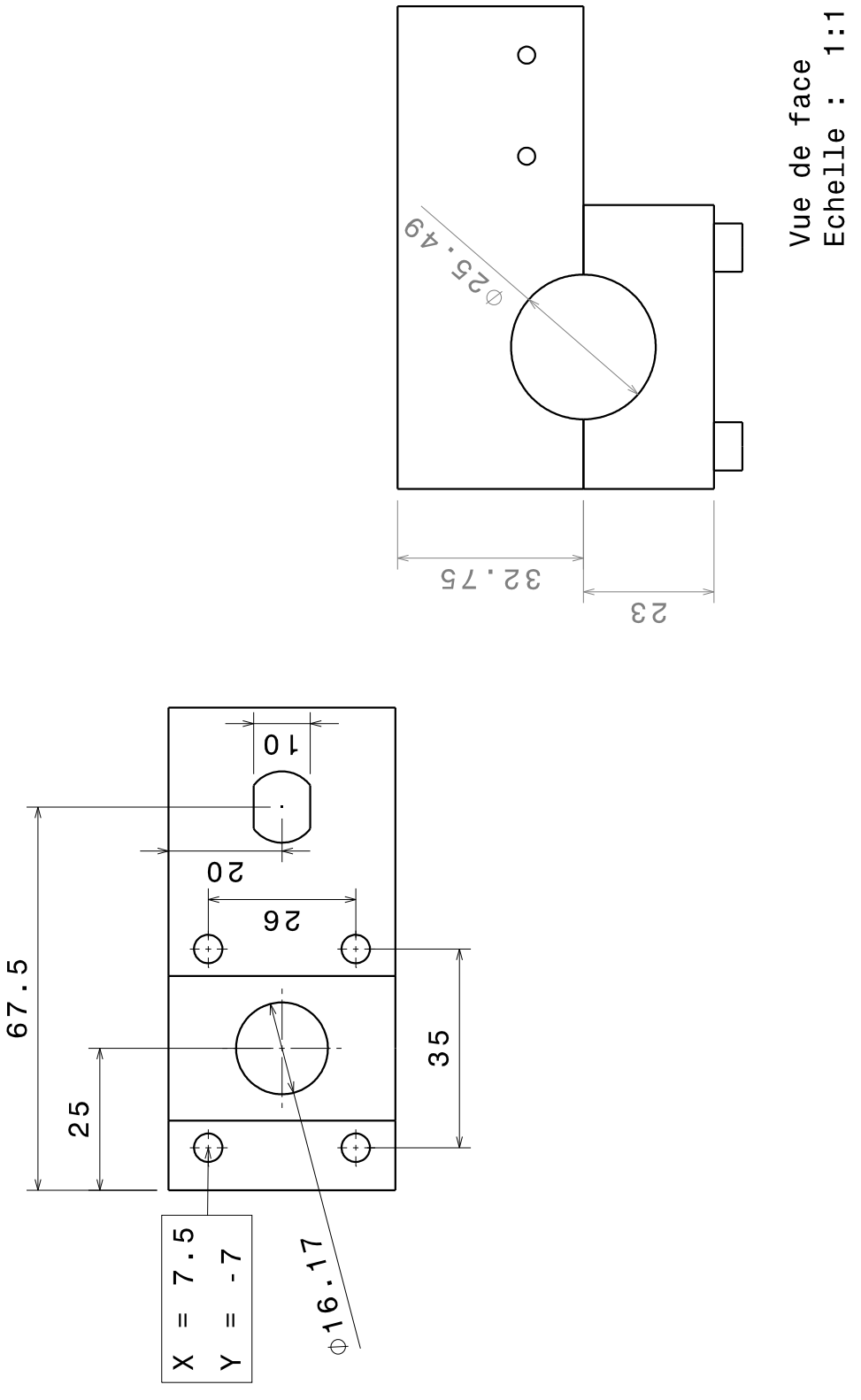
EP 2 151 221 B1

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- EP 0945113 A2 **[0002] [0026]**
- US 6020701 A **[0003]**


Vue de face
Echelle : 1:1
⌀25.49
32.75
23
10
20
26
67.5
25
35
X = 7.5
Y = -7
⌖16.17

DEUTSCHER KALIBRIERDIENST DKD

Kalibrierlaboratorium / *Calibration laboratory*

Akkreditiert durch die / *accredited by the*
Akkreditierungsstelle des Deutschen Kalibrierdienstes

KERN® WAAGEN · GEWICHTE · BALANCES · WEIGHTS **KERN & Sohn GmbH**

DKD-K-11801

Älteste europäische Feinwaagen und Gewichtefabrik seit 1844
Oldest European Manufacturer of Precision Balances since 1844

B54-116
DKD-K-11801
13-05

Kalibrierschein
Calibration Certificate

Kalibrierzeichen
Calibration mark

Gegenstand *Object*	Hänge-/Kranwaage *Hanging-/crane scale*
Hersteller *Manufacturer*	KERN & Sohn GmbH Ziegelei 1 72336 Balingen GERMANY
Typ *Type*	HCB 200K100
Fabrikat/Serien-Nr. *Serial number*	WD120073474
Auftraggeber *Customer*	UNIVERSITE DE LIEGE Martinez-Labo méthode fabrication Etage -2/local -2/827 Chemin des Chevreuils, 1 4000 LIEGE (Sart Tilman) Belgien
Auftragsnummer *Order No.*	23032198
Anzahl der Seiten des Kalibrierscheines *Number of pages of the certificate*	4
Datum der Kalibrierung *Date of calibration*	23.05.2013

Dieser Kalibrierschein dokumentiert die Rückführung auf nationale Normale zur Darstellung der Einheiten in Übereinstimmung mit dem Internationalen Einheiten-system (SI).
Der DKD ist Unterzeichner der multilateralen Übereinkommen der European co-operation for Accreditation (EA) und der International Laboratory Accreditation Cooperation (ILAC) zur gegenseitigen Anerkennung der Kalibrierscheine.
Für die Einhaltung einer angemessenen Frist zur Wiederholung der Kalibrierung ist der Benutzer verantwortlich.

This calibration certificate documents the traceability to national standards, which realize the units of measurement according to the International System of Units (SI). The DKD is signatory to the multilateral agreements of the European co-operation for Accreditation (EA) and of the International Laboratory Accreditation Cooperation (ILAC) for the mutual recognition of calibration certificates.
The user is obliged to have the object recalibrated at appropriate intervals.

Dieser Kalibrierschein darf nur vollständig und unverändert weiterverbreitet werden. Auszüge oder Änderungen bedürfen der Genehmigung sowohl der Akkreditierungsstelle des DKD als auch des ausstellenden Kalibrierlaboratoriums.
Kalibrierscheine ohne Unterschrift und Stempel haben keine Gültigkeit.

This calibration certificate may not be reproduced other than in full except with the permission of both the accreditation body of the DKD and the issuing laboratory.
Calibration certificates without signature and seal are not valid.

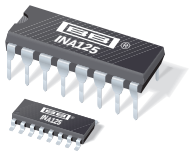
Stempel *Seal*	Datum *Date*	Leiter des Kalibrierlaboratoriums *Head of the calibration laboratory*	Bearbeiter *Person in charge*
Deutscher DKD-K 11801 Kalibrierdienst	23.05.2013	Gruttenberg	Eugen Gann

KERN & Sohn GmbH, Ziegelei 1, D-72336 Balingen, Germany
Phone +49-7433-99330,Fax +49-7433-9933-149

QXC37 (rev12)

Archiv: 00251783

BURR-BROWN®



INA125

INSTRUMENTATION AMPLIFIER With Precision Voltage Reference

FEATURES

- LOW QUIESCENT CURRENT: 460µA
- PRECISION VOLTAGE REFERENCE: 1.24V, 2.5V, 5V or 10V
- SLEEP MODE
- LOW OFFSET VOLTAGE: 250µV max
- LOW OFFSET DRIFT: 2µV/°C max
- LOW INPUT BIAS CURRENT: 20nA max
- HIGH CMR: 100dB min
- LOW NOISE: 38nV/$\sqrt{Hz}$ at f = 1kHz
- INPUT PROTECTION TO ±40V
- WIDE SUPPLY RANGE
  Single Supply: 2.7V to 36V
  Dual Supply: ±1.35V to ±18V
- 16-PIN DIP AND SO-16 SOIC PACKAGES

APPLICATIONS

- PRESSURE AND TEMPERATURE BRIDGE AMPLIFIERS
- INDUSTRIAL PROCESS CONTROL
- FACTORY AUTOMATION
- MULTI-CHANNEL DATA ACQUISITION
- BATTERY OPERATED SYSTEMS
- GENERAL PURPOSE INSTRUMENTATION

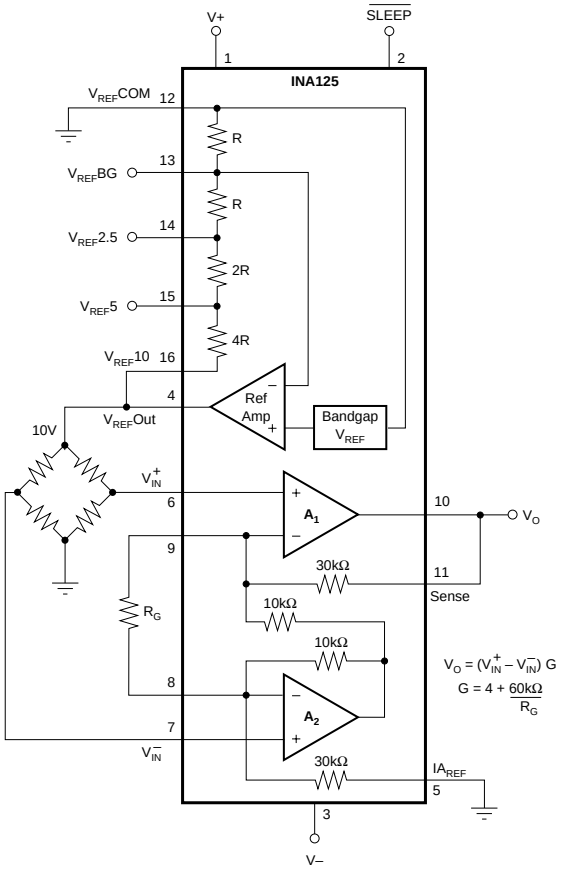
DESCRIPTION

The INA125 is a low power, high accuracy instrumentation amplifier with a precision voltage reference. It provides complete bridge excitation and precision differential-input amplification on a single integrated circuit.

A single external resistor sets any gain from 4 to 10,000. The INA125 is laser-trimmed for low offset voltage (250µV), low offset drift (2µV/°C), and high common-mode rejection (100dB at G = 100). It operates on single (+2.7V to +36V) or dual (±1.35V to ±18V) supplies.

The voltage reference is externally adjustable with pin-selectable voltages of 2.5V, 5V, or 10V, allowing use with a variety of transducers. The reference voltage is accurate to ±0.5% (max) with ±35ppm/°C drift (max). Sleep mode allows shutdown and duty cycle operation to save power.

The INA125 is available in 16-pin plastic DIP and SO-16 surface-mount packages and is specified for the –40°C to +85°C industrial temperature range.



International Airport Industrial Park • Mailing Address: PO Box 11400, Tucson, AZ 85734 • Street Address: 6730 S. Tucson Blvd., Tucson, AZ 85706 • Tel: (520) 746-1111 • Twx: 910-952-1111
Internet: http://www.burr-brown.com/ • FAXLine: (800) 548-6133 (US/Canada Only) • Cable: BBRCORP • Telex: 066-6491 • FAX: (520) 889-1510 • Immediate Product Info: (800) 548-6132

©1997 Burr-Brown Corporation
PDS-1361B Printed in U.S.A., February, 1998

SPECIFICATIONS: V_S = ±15V

At T_A = +25°C, V_S = ±15V, IA common = 0V, V_{REF} common = 0V, and R_L = 10kΩ, unless otherwise noted.

PARAMETER	CONDITIONS	INA125P, U MIN	INA125P, U TYP	INA125P, U MAX	INA125PA, UA MIN	INA125PA, UA TYP	INA125PA, UA MAX	UNITS
INPUT								
Offset Voltage, RTI								
Initial			±50	±250		*	±500	µV
vs Temperature			±0.25	±2		*	±5	µV/°C
vs Power Supply	V_S = ±1.35V to ±18V, G = 4		±3	±20		*	±50	µV/V
Long-Term Stability			±0.2			*		µV/mo
Impedance, Differential			10^{11} || 2			*		Ω || pF
Common-Mode			10^{11} || 9			*		Ω || pF
Safe Input Voltage				±40			*	V
Input Voltage Range			See Text			*		
Common-Mode Rejection	V_{CM} = –10.7V to +10.2V							
	G = 4	78	84		72	*		dB
	G = 10	86	94		80	*		dB
	G = 100	100	114		90	*		dB
	G = 500	100	114		90	*		dB
BIAS CURRENT	V_{CM} = 0V		10	25		*	50	nA
vs Temperature			±60			*		pA/°C
Offset Current			±0.5	±2.5		*	±5	nA
vs Temperature			±0.5			*		pA/°C
NOISE, RTI	R_S = 0Ω							
Voltage Noise, f = 10Hz			40			*		nV/√Hz
f = 100Hz			38			*		nV/√Hz
f = 1kHz			38			*		nV/√Hz
f = 0.1Hz to 10Hz			0.8			*		µVp-p
Current Noise, f = 10Hz			170			*		fA/√Hz
f = 1kHz			56			*		fA/√Hz
f = 0.1Hz to 10Hz			5			*		pAp-p
GAIN								
Gain Equation			4 + 60kΩ/R_G			*		V/V
Range of Gain		4		10,000	*		*	V/V
Gain Error	V_O = –14V to +13.3V							
	G = 4		±0.01	±0.075		*	±0.1	%
	G = 10		±0.03	±0.3		*	±0.5	%
	G = 100		±0.05	±0.5		*	±1	%
	G = 500		±0.1			*		%
Gain vs Temperature								
	G = 4		±1	±15		*	*	ppm/°C
	G > 4[1]		±25	±100		*	*	ppm/°C
Nonlinearity	V_O = –14V to +13.3V							
	G = 4		±0.0004	±0.002		*	±0.004	% of FS
	G = 10		±0.0004	±0.002		*	±0.004	% of FS
	G = 100		±0.001	±0.01		*	*	% of FS
	G = 500		±0.002			*		% of FS
OUTPUT								
Voltage: Positive		(V+)–1.7	(V+)–0.9		*	*		V
Negative		(V–)+1	(V–)+0.4		*	*		V
Load Capacitance Stability			1000			*		pF
Short-Circuit Current			–9/+12			*		mA
VOLTAGE REFERENCE	V_{REF} = +2.5V, +5V, +10V							
Accuracy	I_L = 0		±0.15	±0.5		*	±1	%
vs Temperature	I_L = 0		±18	±35		*	±100	ppm/°C
vs Power Supply, V+	V+ = (V_{REF} + 1.25V) to +36V		±20	±50		*	±100	ppm/V
vs Load	I_L = 0 to 5mA		3	75		*	*	ppm/mA
Dropout Voltage, (V+) – V_{REF}[2]	Ref Load = 2kΩ	1.25	1		*	*		V
Bandgap Voltage Reference			1.24			*		V
Accuracy	I_L = 0		±0.5			*		%
vs Temperature	I_L = 0		±18			*		ppm/°C

The information provided herein is believed to be reliable; however, BURR-BROWN assumes no responsibility for inaccuracies or omissions. BURR-BROWN assumes no responsibility for the use of this information, and all use of such information shall be entirely at the user's own risk. Prices and specifications are subject to change without notice. No patent rights or licenses to any of the circuits described herein are implied or granted to any third party. BURR-BROWN does not authorize or warrant any BURR-BROWN product for use in life support devices and/or systems.

SPECIFICATIONS: V_S = ±15V (CONT)

At T_A = +25°C, V_S = ±15V, IA common = 0V, V_{REF} common = 0V, and R_L = 10kΩ, unless otherwise noted.

PARAMETER	CONDITIONS	INA125P, U MIN	INA125P, U TYP	INA125P, U MAX	INA125PA, UA MIN	INA125PA, UA TYP	INA125PA, UA MAX	UNITS
FREQUENCY RESPONSE								
Bandwidth, –3dB	G = 4		150			*		kHz
	G = 10		45			*		kHz
	G = 100		4.5			*		kHz
	G = 500		0.9			*		kHz
Slew Rate	G = 4, 10V Step		0.2			*		V/µs
Settling Time, 0.01%	G = 4, 10V Step		60			*		µs
	G = 10, 10V Step		83			*		µs
	G = 100, 10V Step		375			*		µs
	G = 500, 10V Step		1700			*		µs
Overload Recovery	50% Overdrive		5			*		µs
POWER SUPPLY								
Specified Operating Voltage			±15			*		V
Specified Voltage Range		±1.35		±18	*		*	V
Quiescent Current, Positive	I_O = I_{REF} = 0mA		460	525		*	*	µA
Negative	I_O = I_{REF} = 0mA		–280	–325		*	*	µA
Reference Ground Current[3]			180			*		µA
Sleep Current (V_{SLEEP} ≤ 100mV)	R_L = 10kΩ, Ref Load = 2kΩ		±1	±25		*	*	µA
SLEEP MODE PIN[4]								
V_{IH} (Logic high input voltage)		+2.7		V+	*		*	V
V_{IL} (Logic low input voltage)		0		+0.1	*		*	V
I_{IH} (Logic high input current)			15			*		µA
I_{IL} (Logic low input current)			0			*		µA
Wake-up Time[5]			150			*		µs
TEMPERATURE RANGE								
Specification Range		–40		+85	*		*	°C
Operation Range		–55		+125	*		*	°C
Storage Range		–55		+125	*		*	°C
Thermal Resistance, θ_{JA}								
16-Pin DIP			80			*		°C/W
SO-16 Surface-Mount			100			*		°C/W

* Specification same as INA125P, U.

NOTES: (1) Temperature coefficient of the "Internal Resistor" in the gain equation. Does not include TCR of gain-setting resistor, R_G. (2) Dropout voltage is the positive supply voltage minus the reference voltage that produces a 1% decrease in reference voltage. (3) V_{REF}COM pin. (4) Voltage measured with respect to Reference Common. Logic low input selects Sleep mode. (5) IA and Reference, see Typical Performance Curves.

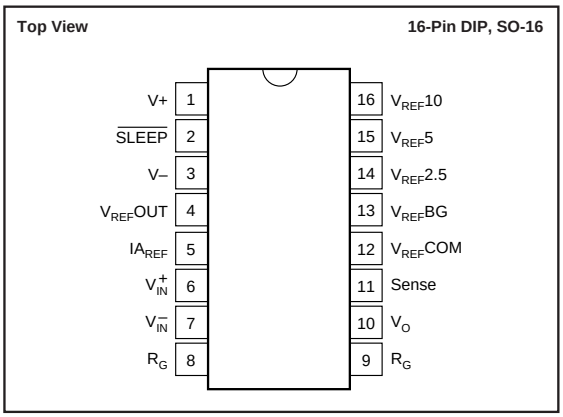
SPECIFICATIONS: V_S = +5V

At T_A = +25°C, V_S = +5V, IA common at V_S/2, V_{REF} common = V_S/2, V_{CM} = V_S/2, and R_L = 10kΩ to V_S/2, unless otherwise noted.

PARAMETER	CONDITIONS	INA125P, U MIN	INA125P, U TYP	INA125P, U MAX	INA125PA, UA MIN	INA125PA, UA TYP	INA125PA, UA MAX	UNITS
INPUT								
Offset Voltage, RTI								
Initial			±75	±500		*	±750	µV
vs Temperature			±0.25			*		µV/°C
vs Power Supply	V_S = +2.7V to +36V		3	20		*	50	µV/V
Input Voltage Range			See Text			*		
Common-Mode Rejection	V_{CM} = +1.1V to +3.6V							
	G = 4	78	84		72	*		dB
	G = 10	86	94		80	*		dB
	G = 100	100	114		90	*		dB
	G = 500	100	114		90	*		dB
GAIN								
Gain Error	V_O = +0.3V to +3.8V							
	G = 4		±0.01			*		%
OUTPUT								
Voltage, Positive		(V+)–1.2	(V+)–0.8		*	*		V
Negative		(V–)+0.3	(V–)+0.15		*	*		V
POWER SUPPLY								
Specified Operating Voltage			+5			*		V
Operating Voltage Range		+2.7		+36	*		*	V
Quiescent Current	I_O = I_{REF} = 0mA		460	525		*	*	µA
Sleep Current (V_{SLEEP} ≤ 100mV)	R_L = 10kΩ, Ref Load = 2kΩ		±1	±25		*	*	µA

* Specification same as INA125P, U.

PIN CONFIGURATION



ELECTROSTATIC DISCHARGE SENSITIVITY

This integrated circuit can be damaged by ESD. Burr-Brown recommends that all integrated circuits be handled with appropriate precautions. Failure to observe proper handling and installation procedures can cause damage.

ESD damage can range from subtle performance degradation to complete device failure. Precision integrated circuits may be more susceptible to damage because very small parametric changes could cause the device not to meet its published specifications.

ABSOLUTE MAXIMUM RATINGS(1)

Power Supply Voltage, V+ to V–	36V
Input Signal Voltage	±40V
Output Short Circuit	Continuous
Operating Temperature	–55°C to +125°C
Storage Temperature	–55°C to +125°C
Lead Temperature (soldering, 10s)	+300°C

NOTE: Stresses above these ratings may cause permanent damage.

PACKAGE INFORMATION

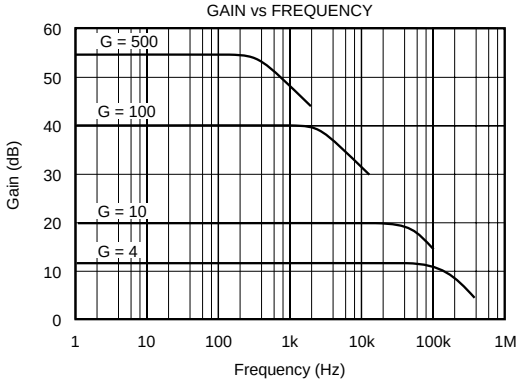
PRODUCT	PACKAGE	PACKAGE DRAWING NUMBER(1)
INA125PA	16-Pin Plastic DIP	180
INA125P	16-Pin Plastic DIP	180
INA125UA	SO-16 Surface-Mount	265
INA125U	SO-16 Surface-Mount	265

NOTES: (1) For detailed drawing and dimension table, please see end of data sheet, or Appendix C of Burr-Brown IC Data Book.

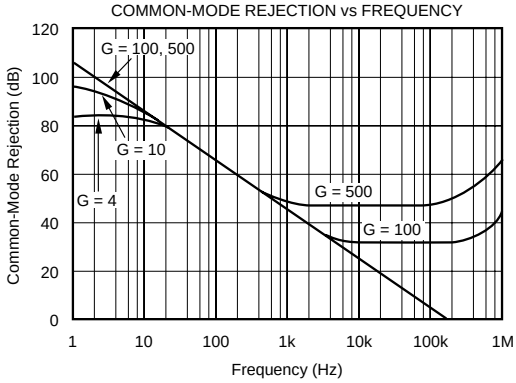
TYPICAL PERFORMANCE CURVES

At T_A = +25°C and V_S = ±15V, unless otherwise noted.

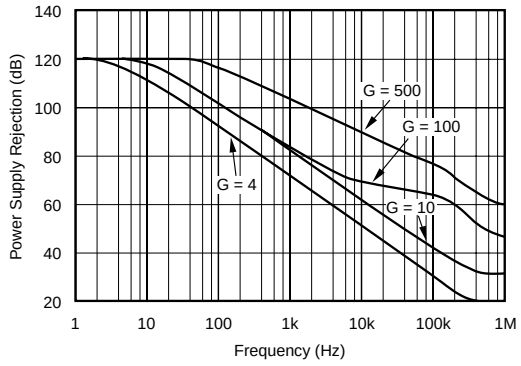
GAIN vs FREQUENCY



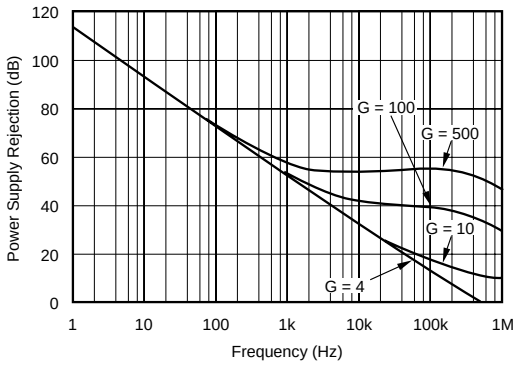
COMMON-MODE REJECTION vs FREQUENCY



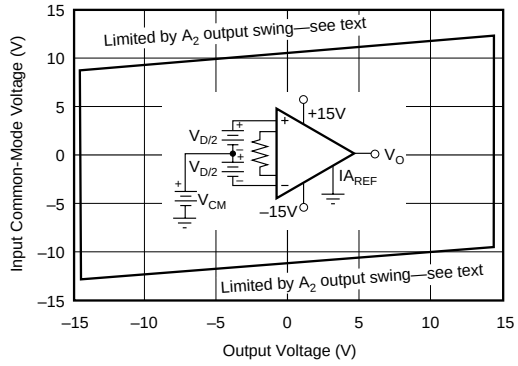
POSITIVE POWER SUPPLY REJECTION vs FREQUENCY



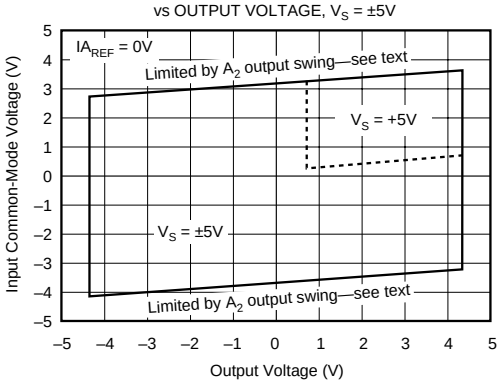
NEGATIVE POWER SUPPLY REJECTION vs FREQUENCY



INPUT COMMON-MODE VOLTAGE vs OUTPUT VOLTAGE, V_S = ±15V



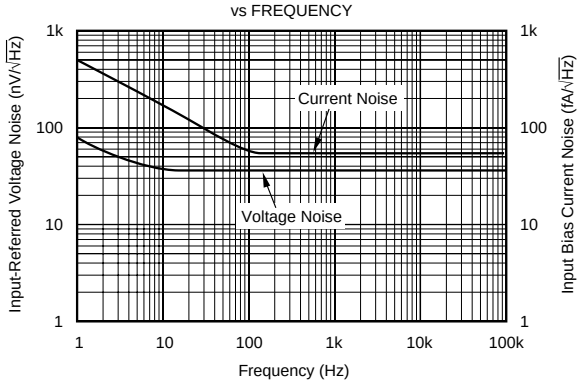
INPUT COMMON-MODE VOLTAGE vs OUTPUT VOLTAGE, V_S = ±5V



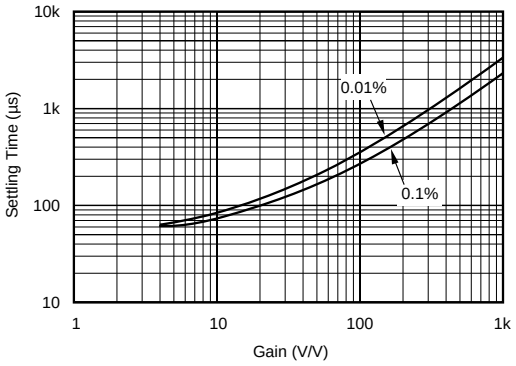
TYPICAL PERFORMANCE CURVES (CONT)

At T_A = +25°C and V_S = ±15V, unless otherwise noted.

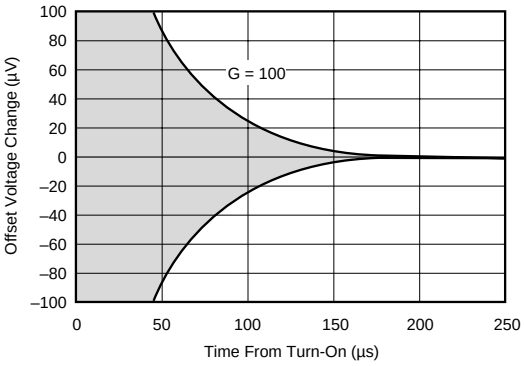
INPUT-REFERRED VOLTAGE AND CURRENT NOISE vs FREQUENCY



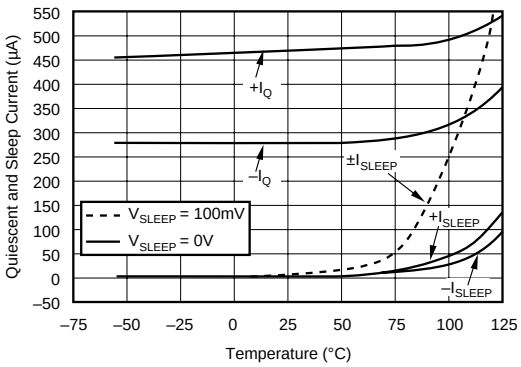
SETTLING TIME vs GAIN



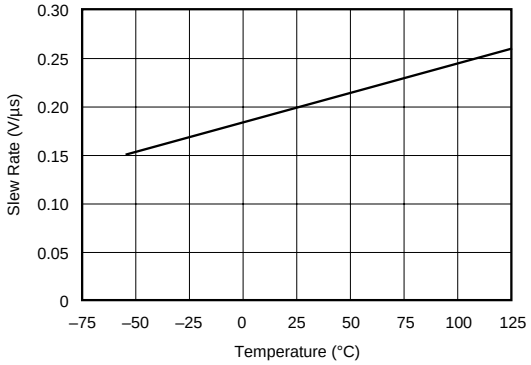
INPUT-REFERRED OFFSET VOLTAGE vs SLEEP TURN-ON TIME



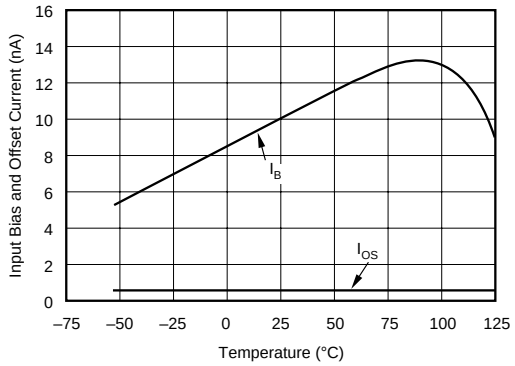
QUIESCENT CURRENT AND SLEEP CURRENT vs TEMPERATURE



SLEW RATE vs TEMPERATURE



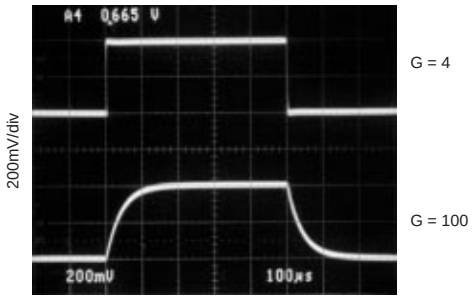
INPUT BIAS AND OFFSET CURRENT vs TEMPERATURE



TYPICAL PERFORMANCE CURVES (CONT)

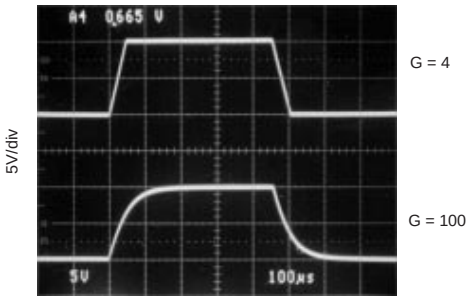
At T_A = +25°C and V_S = ±15V, unless otherwise noted.

SMALL-SIGNAL RESPONSE



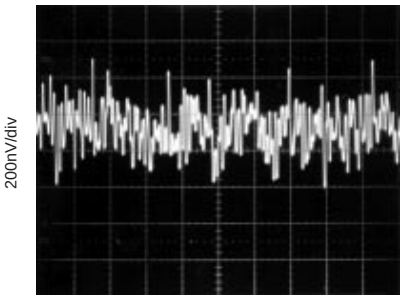
100µs/div

LARGE-SIGNAL RESPONSE



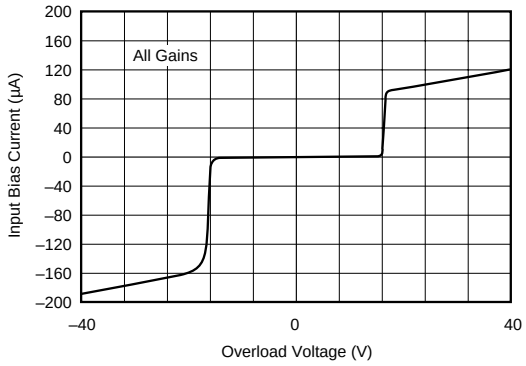
100µs/div

INPUT-REFERRED NOISE, 0.1Hz to 10Hz

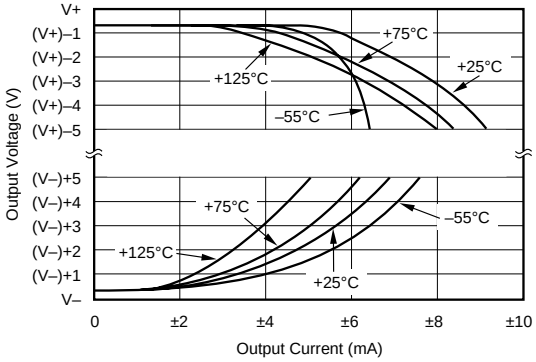


1µs/div

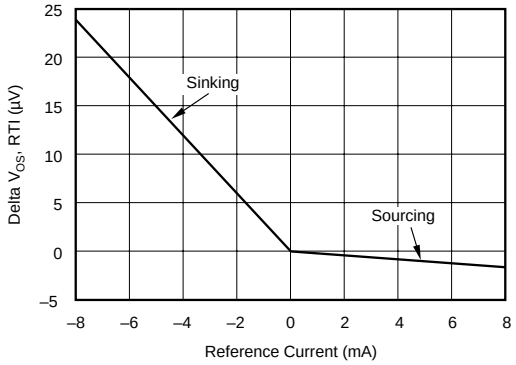
INPUT BIAS CURRENT
vs INPUT OVERLOAD VOLTAGE



OUTPUT VOLTAGE SWING
vs OUTPUT CURRENT



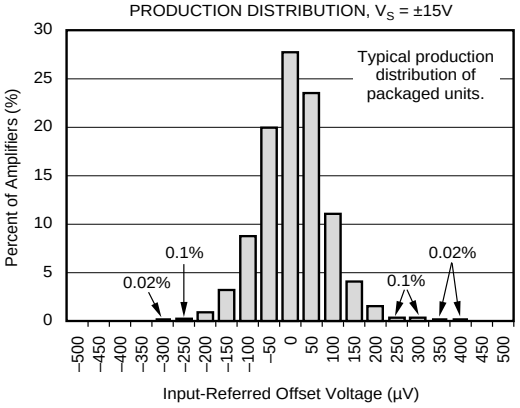
DELTA V_{OS} vs REFERENCE CURRENT



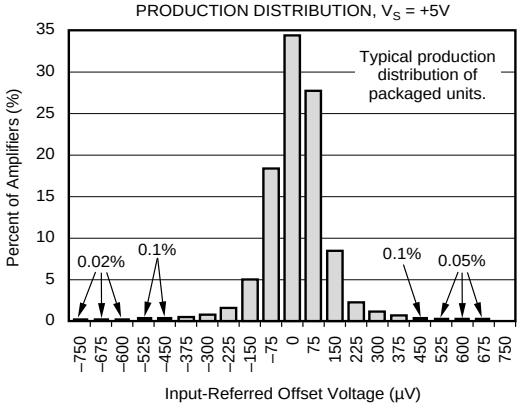
TYPICAL PERFORMANCE CURVES (CONT)

At T_A = +25°C and V_S = ±15V, unless otherwise noted.

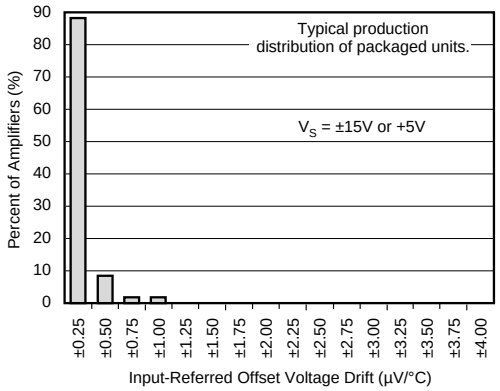
INPUT-REFERRED OFFSET VOLTAGE
PRODUCTION DISTRIBUTION, V_S = ±15V



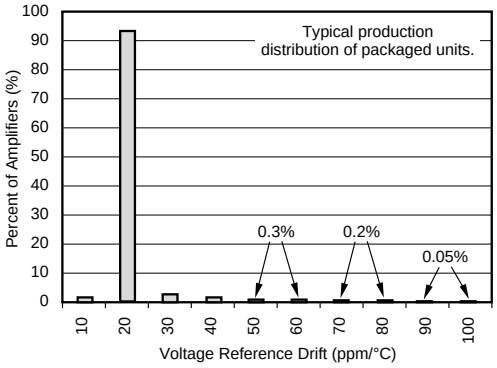
INPUT-REFERRED OFFSET VOLTAGE
PRODUCTION DISTRIBUTION, V_S = +5V



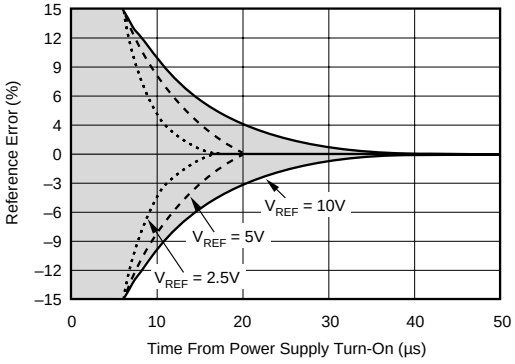
INPUT-REFERRED OFFSET VOLTAGE DRIFT
PRODUCTION DISTRIBUTION



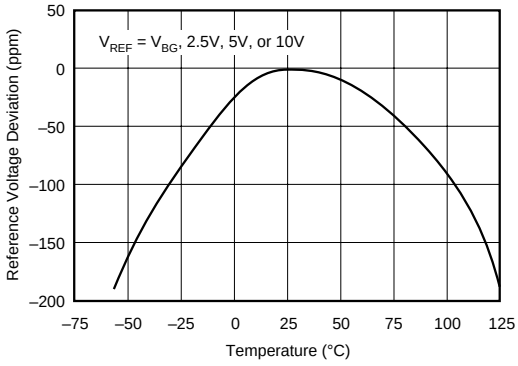
VOLTAGE REFERENCE DRIFT
PRODUCTION DISTRIBUTION



REFERENCE TURN-ON SETTLING TIME



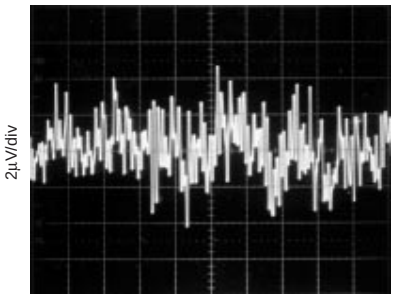
REFERENCE VOLTAGE DEVIATION
vs TEMPERATURE



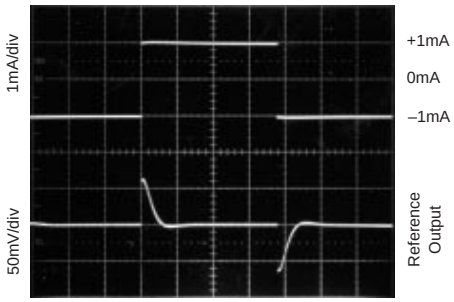
TYPICAL PERFORMANCE CURVES (CONT)

At T_A = +25°C and V_S = ±15V, unless otherwise noted.

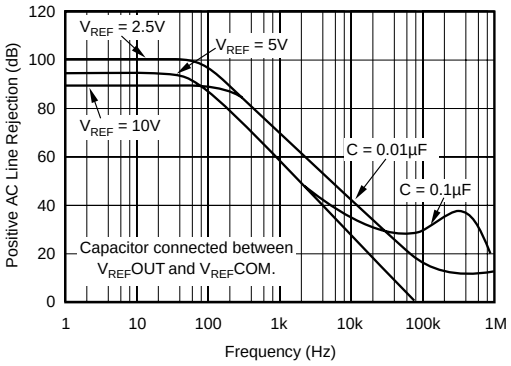
0.1Hz to 10Hz REFERENCE NOISE
V_{REF} = 2.5V, C_L = 100pF



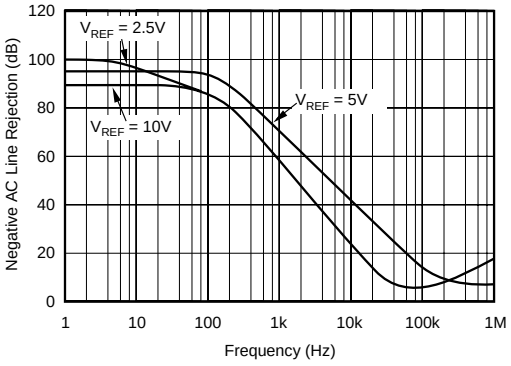
REFERENCE TRANSIENT RESPONSE
V_{REF} = 2.5V, C_L = 100pF



POSITIVE REFERENCE AC LINE REJECTION vs FREQUENCY



NEGATIVE REFERENCE AC LINE REJECTION vs FREQUENCY



APPLICATION INFORMATION

Figure 1 shows the basic connections required for operation of the INA125. Applications with noisy or high impedance power supplies may require decoupling capacitors close to the device pins as shown.

The output is referred to the instrumentation amplifier reference (IA_{REF}) terminal which is normally grounded. This must be a low impedance connection to assure good common-mode rejection. A resistance of 12Ω in series with the IA_{REF} pin will cause a typical device to degrade to approximately 80dB CMR (G = 4).

Connecting $V_{REF}OUT$ (pin 4) to one of the four available reference voltage pins ($V_{REF}BG$, $V_{REF}2.5$, $V_{REF}5$, or $V_{REF}10$) provides an accurate voltage source for bridge applications.

For example, in Figure 1 $V_{REF}OUT$ is connected to $V_{REF}10$ thus supplying 10V to the bridge. It is recommended that $V_{REF}OUT$ be connected to one of the reference voltage pins even when the reference is not being utilized to avoid saturating the reference amplifier. Driving the $\overline{SLEEP}$ pin LOW puts the INA125 in a shutdown mode.

SETTING THE GAIN

Gain of the INA125 is set by connecting a single external resistor, R_G, between pins 8 and 9:

$$G = 4 + \frac{60k\Omega}{R_G} \quad (1)$$

Commonly used gains and R_G resistor values are shown in Figure 1.

DESIRED GAIN (V/V)	R_G (Ω)	NEAREST 1% R_G VALUE (Ω)
4	NC	NC
5	60k	60.4k
10	10k	10k
20	3750	3740
50	1304	1300
100	625	619
200	306	309
500	121	121
1000	60	60.4
2000	30	30.1
10000	6	6.04

NC: No Connection.

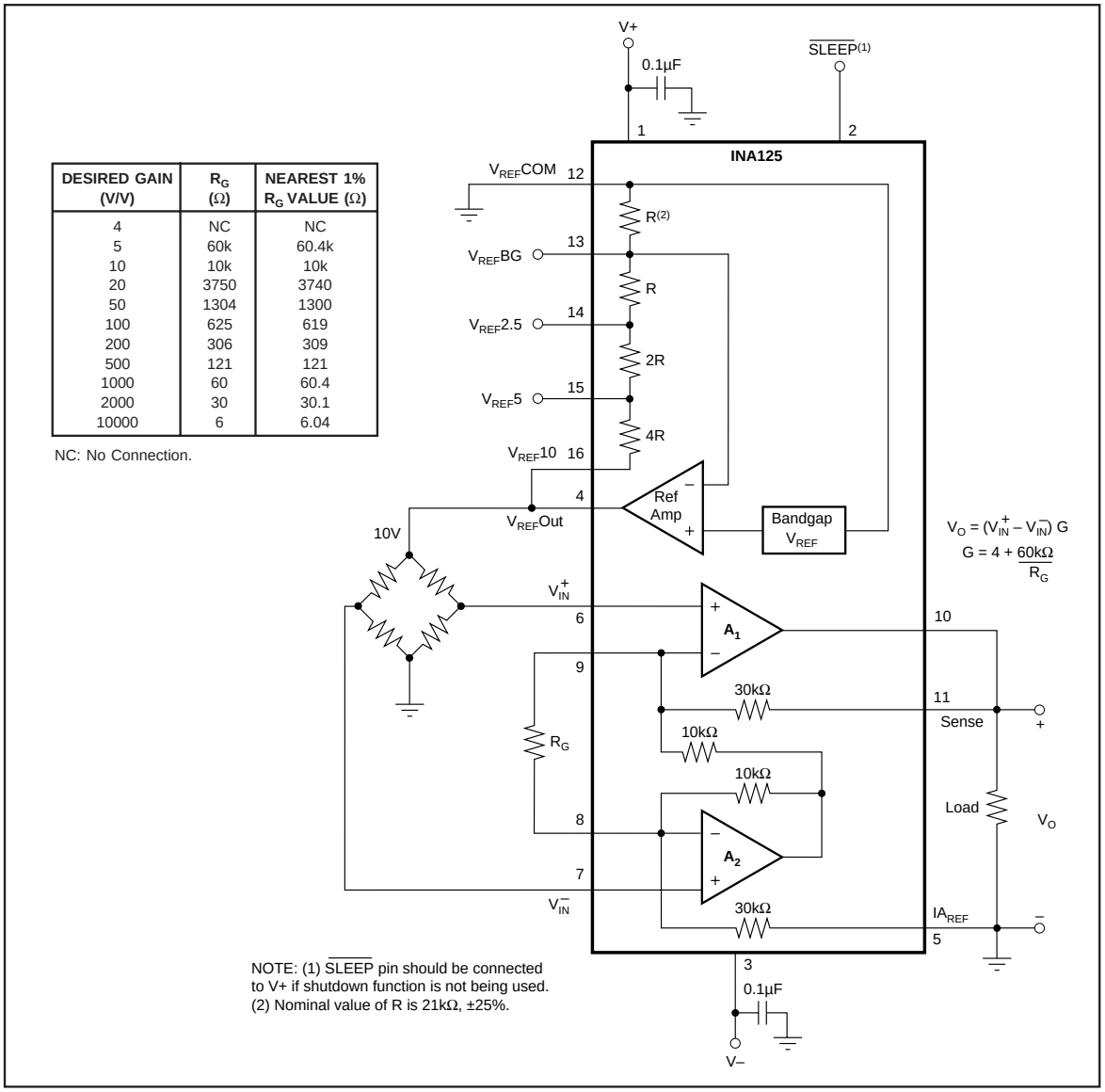


FIGURE 1. Basic Connections.

The 60kΩ term in equation 1 comes from the internal metal film resistors which are laser trimmed to accurate absolute values. The accuracy and temperature coefficient of these resistors are included in the gain accuracy and drift specifications of the INA125.

The stability and temperature drift of the external gain setting resistor, R_G, also affects gain. R_G's contribution to gain accuracy and drift can be directly inferred from the gain equation (1). Low resistor values required for high gain can make wiring resistance important. Sockets add to the wiring resistance, which will contribute additional gain error (possibly an unstable gain error) in gains of approximately 100 or greater.

OFFSET TRIMMING

The INA125 is laser trimmed for low offset voltage and offset voltage drift. Most applications require no external offset adjustment. Figure 2 shows an optional circuit for trimming the output offset voltage. The voltage applied to the IA_{REF} terminal is added to the output signal. The op amp buffer is used to provide low impedance at the IA_{REF} terminal to preserve good common-mode rejection.

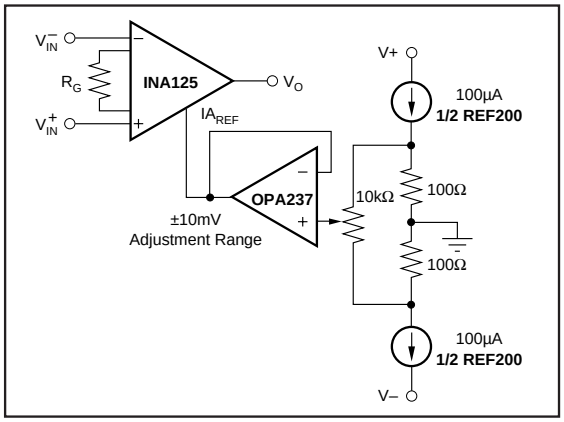


FIGURE 2. Optional Trimming of Output Offset Voltage.

INPUT BIAS CURRENT RETURN

The input impedance of the INA125 is extremely high—approximately $10^{11}\Omega$. However, a path must be provided for the input bias current of both inputs. This input bias current flows out of the device and is approximately 10nA. High input impedance means that this input bias current changes very little with varying input voltage.

Input circuitry must provide a path for this input bias current for proper operation. Figure 3 shows various provisions for an input bias current path. Without a bias current path, the inputs will float to a potential which exceeds the common-mode range, and the input amplifiers will saturate.

If the differential source resistance is low, the bias current return path can be connected to one input (see the thermocouple example in Figure 3). With higher source impedance, using two equal resistors provides a balanced input with possible advantages of lower input offset voltage due to bias current and better high frequency common-mode rejection.

INPUT COMMON-MODE RANGE

The input common-mode range of the INA125 is shown in the typical performance curves. The common-mode range is limited on the negative side by the output voltage swing of A_2, an internal circuit node that cannot be measured on an external pin. The output voltage of A2 can be expressed as:

$$V_{02} = 1.3V_{IN}^{-} - (V_{IN}^{+} - V_{IN}^{-})\ (10k\Omega/R_G)$$

(voltages referred to IA_{REF} terminal, pin 5)

The internal op amp A_2 is identical to A_1. Its output swing is limited to approximately 0.8V from the positive supply and 0.25V from the negative supply. When the input common-mode range is exceeded (A_2's output is saturated), A_1 can still be in linear operation, responding to changes in the non-inverting input voltage. The output voltage, however, will be invalid.

PRECISION VOLTAGE REFERENCE

The on-board precision voltage reference provides an accurate voltage source for bridge and other transducer applications or ratiometric conversion with analog-to-digital converters. A reference output of 2.5V, 5V or 10V is available by connecting V_{REF}OUT (pin 4) to one of the V_{REF} pins (V_{REF}2.5, V_{REF}5, or V_{REF}10). Reference voltages are laser-trimmed for low inital error and low temperature drift. Connecting V_{REF}OUT to V_{REF}BG (pin 13) produces the bandgap reference voltage (1.24V ±0.5%) at the reference output.

Positive supply voltage must be 1.25V above the desired reference voltage. For example, with V+ = 2.7V, only the 1.24V reference (V_{REF}BG) can be used. If using dual supplies V_{REF}COM can be connected to V–, increasing the

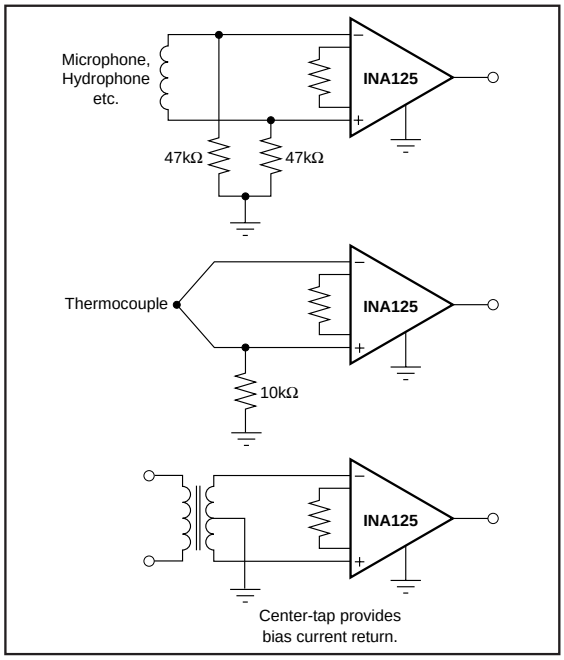


FIGURE 3. Providing an Input Common-Mode Current Path.

amount of supply voltage headroom available to the reference. Approximately 180µA flows out of the V_{REF}COM terminal, therefore, it is recommended that it be connected through a low impedance path to sensor common to avoid possible ground loop problems.

Reference noise is proportional to the reference voltage selected. With V_{REF} = 2.5V, 0.1Hz to 10Hz peak-to-peak noise is approximately 9µVp-p. Noise increases to 36µVp-p for the 10V reference. Output drive capability of the voltage reference is improved by connecting a transistor as shown in Figure 4. The external transistor also serves to remove power from the INA125.

Internal resistors that set the voltage reference output are ratio-trimmed for accurate output voltages (±0.5% max). The absolute resistance values, however, may vary ±25%. Adjustment of the reference output voltage with an external resistor is not recommended because the required resistor value is uncertain.

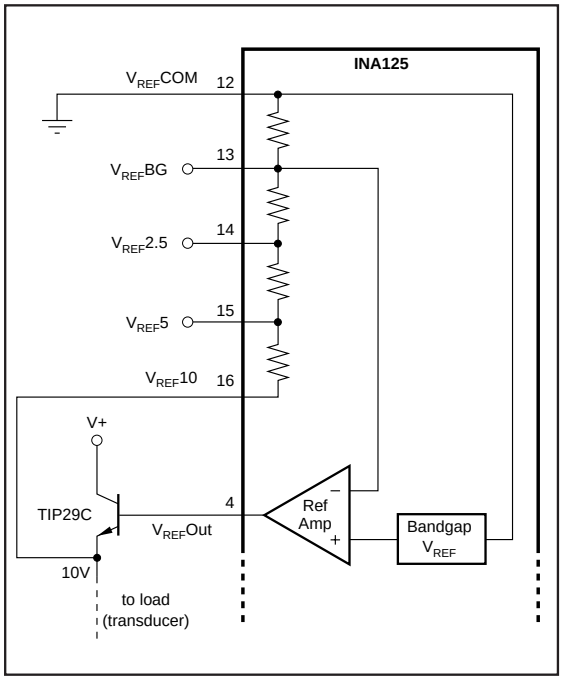


FIGURE 4. Reference Current Boost.

SHUTDOWN

The INA125 has a shutdown option. When the $\overline{\text{SLEEP}}$ pin is LOW (100mV or less), the supply current drops to approximately 1µA and output impedance becomes approximately 80kΩ. Best performance is achieved with CMOS logic. To maintain low sleep current at high temperatures, V_{SLEEP} should be as close to 0V as possible. This should not be a problem if using CMOS logic unless the CMOS gate is driving other currents. Refer to the typical performance curve, "Sleep Current vs Temperature."

A transition region exists when V_{SLEEP} is between 400mV and 2.7V (with respect to V_{REF}COM) where the output is unpredictable. Operation in this region is not recommended. The INA125 achieves high accuracy quickly following wake-up (V_{SLEEP} ≥ 2.7V). See the typical performance curve "Input-Referred Offset Voltage vs Sleep Turn-on Time." If shutdown is not being used, connect the $\overline{\text{SLEEP}}$ pin to V+.

LOW VOLTAGE OPERATION

The INA125 can be operated on power supplies as low as ±1.35V. Performance remains excellent with power supplies ranging from ±1.35V to ±18V. Most parameters vary only slightly throughout this supply voltage range—see typical performance curves. Operation at very low supply voltage requires careful attention to ensure that the common-mode voltage remains within its linear range. See "Input Common-Mode Voltage Range." As previously mentioned, when using the on-board reference with low supply voltages, it may be necessary to connect V_{REF}COM to V– to ensure $V_S - V_{REF} \geq 1.25V$.

SINGLE SUPPLY OPERATION

The INA125 can be used on single power supplies of +2.7V to +36V. Figure 5 shows a basic single supply circuit. The IA_{REF}, V_{REF}COM, and V– terminals are connected to ground. Zero differential input voltage will demand an output voltage of 0V (ground). When the load is referred to ground as shown, actual output voltage swing is limited to approximately 150mV above ground. The typical performance curve "Output Voltage Swing vs Output Current" shows how the output swing varies with output current.

With single supply operation, careful attention should be paid to input common-mode range, output voltage swing of both op amps, and the voltage applied to the IA_{REF} terminal. V_{IN+} and V_{IN-} must both be 1V above ground for linear operation. You cannot, for instance, connect the inverting input to ground and measure a voltage connected to the noninverting input.

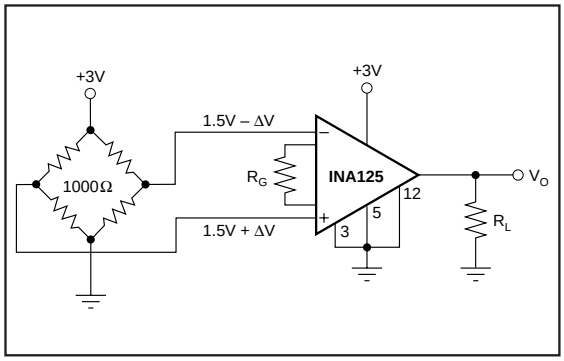
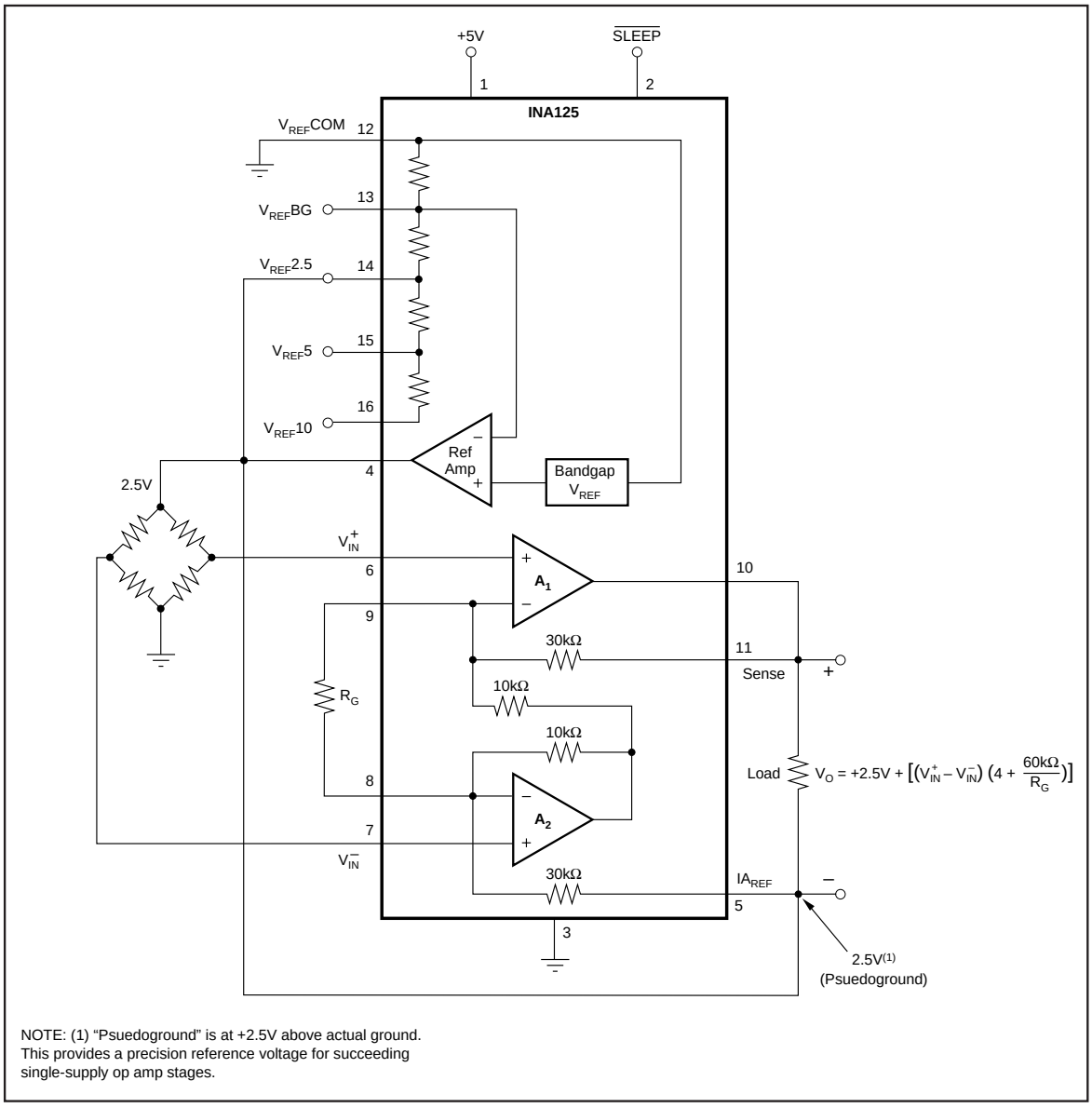


FIGURE 5. Single Supply Bridge Amplifier.

INPUT PROTECTION

The inputs of the INA125 are individually protected for voltage up to ±40V. For example, a condition of –40V on one input and +40V on the other input will not cause damage. Internal circuitry on each input provides low series impedance under normal signal conditions. To provide equivalent protection, series input resistors would contribute excessive noise. If the input is overloaded, the protection circuitry limits the input current to a safe value of approximately 120µA to 190µA. The typical performance curve "Input Bias Current vs Input Overload Voltage" shows this input current limit behavior. The inputs are protected even if the power supplies are disconnected or turned off.



NOTE: (1) "Psuedoground" is at +2.5V above actual ground. This provides a precision reference voltage for succeeding single-supply op amp stages.

FIGURE 6. Psuedoground Bridge Measurement, 5V Single Supply.

TEXAS INSTRUMENTS
www.ti.com

PACKAGE OPTION ADDENDUM

16-Feb-2009

PACKAGING INFORMATION

Orderable Device	Status (1)	Package Type	Package Drawing	Pins	Package Qty	Eco Plan (2)	Lead/Ball Finish	MSL Peak Temp (3)
INA125P	ACTIVE	PDIP	N	16	25	Green (RoHS & no Sb/Br)	CU NIPDAU	N / A for Pkg Type
INA125PA	ACTIVE	PDIP	N	16	25	Green (RoHS & no Sb/Br)	CU NIPDAU	N / A for Pkg Type
INA125PAG4	ACTIVE	PDIP	N	16	25	Green (RoHS & no Sb/Br)	CU NIPDAU	N / A for Pkg Type
INA125PG4	ACTIVE	PDIP	N	16	25	Green (RoHS & no Sb/Br)	CU NIPDAU	N / A for Pkg Type
INA125U	ACTIVE	SOIC	D	16	40	Green (RoHS & no Sb/Br)	CU NIPDAU	Level-3-260C-168 HR
INA125U/2K5	ACTIVE	SOIC	D	16	2500	Green (RoHS & no Sb/Br)	CU NIPDAU	Level-3-260C-168 HR
INA125U/2K5E4	ACTIVE	SOIC	D	16	2500	Green (RoHS & no Sb/Br)	CU NIPDAU	Level-3-260C-168 HR
INA125UA	ACTIVE	SOIC	D	16	40	Green (RoHS & no Sb/Br)	CU NIPDAU	Level-3-260C-168 HR
INA125UA/2K5	ACTIVE	SOIC	D	16	2500	Green (RoHS & no Sb/Br)	CU NIPDAU	Level-3-260C-168 HR
INA125UA/2K5E4	ACTIVE	SOIC	D	16	2500	Green (RoHS & no Sb/Br)	CU NIPDAU	Level-3-260C-168 HR
INA125UAG4	ACTIVE	SOIC	D	16	40	Green (RoHS & no Sb/Br)	CU NIPDAU	Level-3-260C-168 HR
INA125UE4	ACTIVE	SOIC	D	16	40	Green (RoHS & no Sb/Br)	CU NIPDAU	Level-3-260C-168 HR

(1) The marketing status values are defined as follows:
ACTIVE: Product device recommended for new designs.
LIFEBUY: TI has announced that the device will be discontinued, and a lifetime-buy period is in effect.
NRND: Not recommended for new designs. Device is in production to support existing customers, but TI does not recommend using this part in a new design.
PREVIEW: Device has been announced but is not in production. Samples may or may not be available.
OBSOLETE: TI has discontinued the production of the device.

(2) Eco Plan - The planned eco-friendly classification: Pb-Free (RoHS), Pb-Free (RoHS Exempt), or Green (RoHS & no Sb/Br) - please check http://www.ti.com/productcontent for the latest availability information and additional product content details.
TBD: The Pb-Free/Green conversion plan has not been defined.
Pb-Free (RoHS): TI's terms "Lead-Free" or "Pb-Free" mean semiconductor products that are compatible with the current RoHS requirements for all 6 substances, including the requirement that lead not exceed 0.1% by weight in homogeneous materials. Where designed to be soldered at high temperatures, TI Pb-Free products are suitable for use in specified lead-free processes.
Pb-Free (RoHS Exempt): This component has a RoHS exemption for either 1) lead-based flip-chip solder bumps used between the die and package, or 2) lead-based die adhesive used between the die and leadframe. The component is otherwise considered Pb-Free (RoHS compatible) as defined above.
Green (RoHS & no Sb/Br): TI defines "Green" to mean Pb-Free (RoHS compatible), and free of Bromine (Br) and Antimony (Sb) based flame retardants (Br or Sb do not exceed 0.1% by weight in homogeneous material)

(3) MSL, Peak Temp. -- The Moisture Sensitivity Level rating according to the JEDEC industry standard classifications, and peak solder temperature.

Important Information and Disclaimer: The information provided on this page represents TI's knowledge and belief as of the date that it is provided. TI bases its knowledge and belief on information provided by third parties, and makes no representation or warranty as to the accuracy of such information. Efforts are underway to better integrate information from third parties. TI has taken and continues to take reasonable steps to provide representative and accurate information but may not have conducted destructive testing or chemical analysis on incoming materials and chemicals. TI and TI suppliers consider certain information to be proprietary, and thus CAS numbers and other limited information may not be available for release.

TEXAS INSTRUMENTS
www.ti.com

PACKAGE OPTION ADDENDUM

16-Feb-2009

In no event shall TI's liability arising out of such information exceed the total purchase price of the TI part(s) at issue in this document sold by TI to Customer on an annual basis.

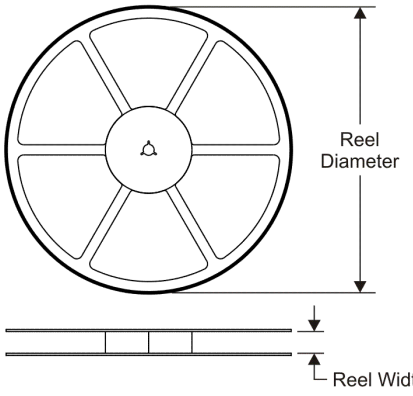
TEXAS INSTRUMENTS
www.ti.com

PACKAGE MATERIALS INFORMATION

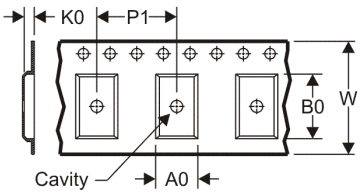
5-Sep-2008

TAPE AND REEL INFORMATION

REEL DIMENSIONS

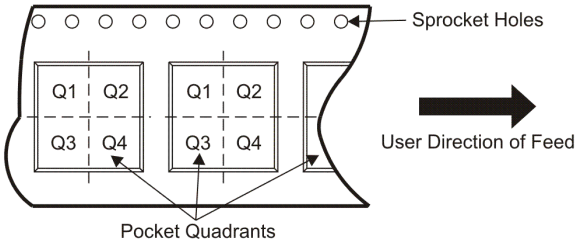


TAPE DIMENSIONS



A0	Dimension designed to accommodate the component width
B0	Dimension designed to accommodate the component length
K0	Dimension designed to accommodate the component thickness
W	Overall width of the carrier tape
P1	Pitch between successive cavity centers

QUADRANT ASSIGNMENTS FOR PIN 1 ORIENTATION IN TAPE



*All dimensions are nominal

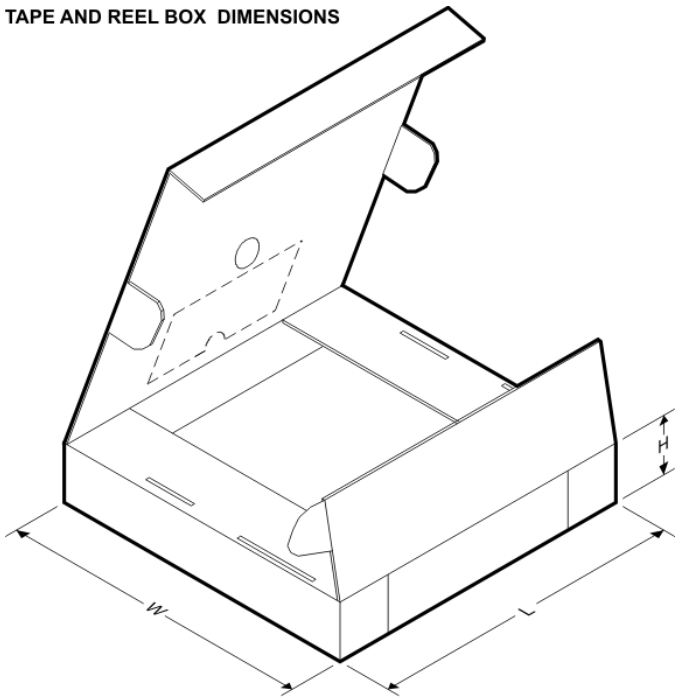
Device	Package Type	Package Drawing	Pins	SPQ	Reel Diameter (mm)	Reel Width W1 (mm)	A0 (mm)	B0 (mm)	K0 (mm)	P1 (mm)	W (mm)	Pin1 Quadrant
INA125U/2K5	SOIC	D	16	2500	330.0	16.4	6.5	10.3	2.1	8.0	16.0	Q1
INA125UA/2K5	SOIC	D	16	2500	330.0	16.4	6.5	10.3	2.1	8.0	16.0	Q1

TEXAS INSTRUMENTS
www.ti.com

PACKAGE MATERIALS INFORMATION

5-Sep-2008

TAPE AND REEL BOX DIMENSIONS



*All dimensions are nominal

Device	Package Type	Package Drawing	Pins	SPQ	Length (mm)	Width (mm)	Height (mm)
INA125U/2K5	SOIC	D	16	2500	346.0	346.0	33.0
INA125UA/2K5	SOIC	D	16	2500	346.0	346.0	33.0

IMPORTANT NOTICE

Texas Instruments Incorporated and its subsidiaries (TI) reserve the right to make corrections, modifications, enhancements, improvements, and other changes to its products and services at any time and to discontinue any product or service without notice. Customers should obtain the latest relevant information before placing orders and should verify that such information is current and complete. All products are sold subject to TI's terms and conditions of sale supplied at the time of order acknowledgment.

TI warrants performance of its hardware products to the specifications applicable at the time of sale in accordance with TI's standard warranty. Testing and other quality control techniques are used to the extent TI deems necessary to support this warranty. Except where mandated by government requirements, testing of all parameters of each product is not necessarily performed.

TI assumes no liability for applications assistance or customer product design. Customers are responsible for their products and applications using TI components. To minimize the risks associated with customer products and applications, customers should provide adequate design and operating safeguards.

TI does not warrant or represent that any license, either express or implied, is granted under any TI patent right, copyright, mask work right, or other TI intellectual property right relating to any combination, machine, or process in which TI products or services are used. Information published by TI regarding third-party products or services does not constitute a license from TI to use such products or services or a warranty or endorsement thereof. Use of such information may require a license from a third party under the patents or other intellectual property of the third party, or a license from TI under the patents or other intellectual property of TI.

Reproduction of TI information in TI data books or data sheets is permissible only if reproduction is without alteration and is accompanied by all associated warranties, conditions, limitations, and notices. Reproduction of this information with alteration is an unfair and deceptive business practice. TI is not responsible or liable for such altered documentation. Information of third parties may be subject to additional restrictions.

Resale of TI products or services with statements different from or beyond the parameters stated by TI for that product or service voids all express and any implied warranties for the associated TI product or service and is an unfair and deceptive business practice. TI is not responsible or liable for any such statements.

TI products are not authorized for use in safety-critical applications (such as life support) where a failure of the TI product would reasonably be expected to cause severe personal injury or death, unless officers of the parties have executed an agreement specifically governing such use. Buyers represent that they have all necessary expertise in the safety and regulatory ramifications of their applications, and acknowledge and agree that they are solely responsible for all legal, regulatory and safety-related requirements concerning their products and any use of TI products in such safety-critical applications, notwithstanding any applications-related information or support that may be provided by TI. Further, Buyers must fully indemnify TI and its representatives against any damages arising out of the use of TI products in such safety-critical applications.

TI products are neither designed nor intended for use in military/aerospace applications or environments unless the TI products are specifically designated by TI as military-grade or "enhanced plastic." Only products designated by TI as military-grade meet military specifications. Buyers acknowledge and agree that any such use of TI products which TI has not designated as military-grade is solely at the Buyer's risk, and that they are solely responsible for compliance with all legal and regulatory requirements in connection with such use.

TI products are neither designed nor intended for use in automotive applications or environments unless the specific TI products are designated by TI as compliant with ISO/TS 16949 requirements. Buyers acknowledge and agree that, if they use any non-designated products in automotive applications, TI will not be responsible for any failure to meet such requirements.

Following are URLs where you can obtain information on other Texas Instruments products and application solutions:

Products		**Applications**	
Amplifiers	amplifier.ti.com	Audio	www.ti.com/audio
Data Converters	dataconverter.ti.com	Automotive	www.ti.com/automotive
DLP® Products	www.dlp.com	Broadband	www.ti.com/broadband
DSP	dsp.ti.com	Digital Control	www.ti.com/digitalcontrol
Clocks and Timers	www.ti.com/clocks	Medical	www.ti.com/medical
Interface	interface.ti.com	Military	www.ti.com/military
Logic	logic.ti.com	Optical Networking	www.ti.com/opticalnetwork
Power Mgmt	power.ti.com	Security	www.ti.com/security
Microcontrollers	microcontroller.ti.com	Telephony	www.ti.com/telephony
RFID	www.ti-rfid.com	Video & Imaging	www.ti.com/video
RF/IF and ZigBee® Solutions	www.ti.com/lprf	Wireless	www.ti.com/wireless

Mailing Address: Texas Instruments, Post Office Box 655303, Dallas, Texas 75265
Copyright © 2009, Texas Instruments Incorporated

Klosbachstrasse 48
8032 Zurich
Téléphone 043 488 40 30
Fax 043 488 40 39
info@mobilitepietonne.ch

www.fussverkehr.ch
www.mobilitepietonne.ch
www.mobilitapedonale.ch

Fussverkehr Schweiz
Fachverband der FussgängerInnen

Mobilité piétonne
Association suisse des piétons

Mobilità pedonale
Associazione svizzera dei pedoni

Fiche Info

2013/02

Statistiques piétonnes



Impressum

Éditeur	Mobilité piétonne Klosbachstrasse 48 8032 Zurich Tél. +41 (0)43 488 40 30 Fax +41 (0)43 488 40 39 info@mobilitepietonne.ch www.mobilitepietonne.ch
Auteur(s)	Thomas Schweizer Samuel Flückiger Lucile Develey
Rédaction	Lucile Develey
Image de couverture	Mobilité piétonne
Design / Impression	Mobilité piétonne
Proposition de citation	Schweizer, Thomas, *Statistiques piétonnes*, Mobilité piétonne, Zurich, FicheInfo, Février 2013



FicheInfo 2013/02

Statistiques piétonnes

1. Introduction et objectifs

Le but de cette FicheInfo est de présenter les principales statistiques concernant les piétons en Suisse, suite à la publication par l'Office fédéral de la statistique des résultats du microrecensement mobilité et transports 2010[1]. Cette enquête statistique a permis d'interroger plus de 62'000 personnes sur leurs comportements de mobilité.

Après quelques résultats globaux sur la part de la marche par rapport aux autres moyens de transport, des analyses plus détaillées sur la distance, la durée de trajet et le nombre d'étapes à pied seront présentées.

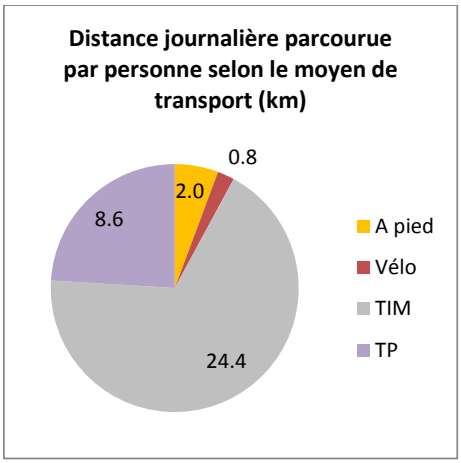
[1] OFS et ARE, 2012, *La mobilité en Suisse. Résultats du microrecensement mobilité et transports 2010*, Neuchâtel : Office fédéral de la statistique. Disponible sur : http://www.bfs.admin.ch/bfs/portal/fr/index/news/publikationen.html?publicationID=4773 (consulté le 23.01.2013)

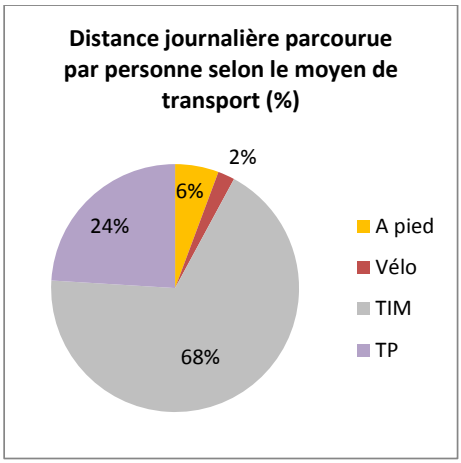
Mobilité piétonne
Klosbachstr. 48
8032 Zurich
Tel. 043 488 40 30
Fax 043 488 40 39
www.mobilitepietonne.ch
info@mobilitepietonne.ch

2. Principales statistiques

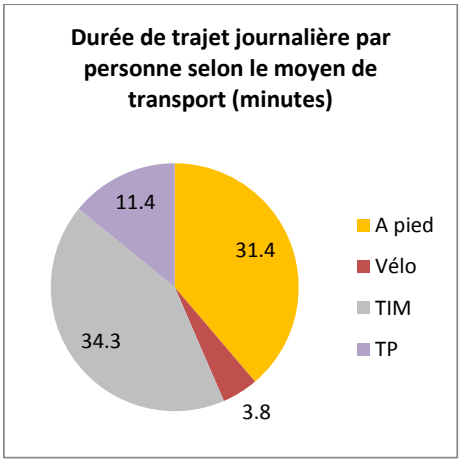
2.1. Répartition modale

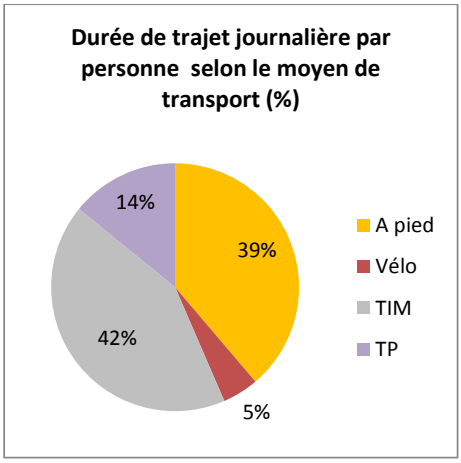
La répartition modale indique la part que chaque moyen de transport représente par rapport aux autres dans les distances parcourues, la durée de trajet ou le nombre d'étapes (OFS et ARE 2012 : 47). La marche ne représente en 2010 qu'un petit pourcentage des 37 kilomètres parcourus par personne quotidiennement en moyenne en Suisse, tous moyens de transport confondus. En effet, seuls 6% des kilomètres sont effectués à pied (2 km par jour par personne en moyenne). La majorité des kilomètres est parcourue avec les moyens de transports plus rapides, c'est-à-dire les transports individuels motorisés (TIM) avec lesquels sont effectués 68% des kilomètres et les transports publics (TP) pour 24% des kilomètres.



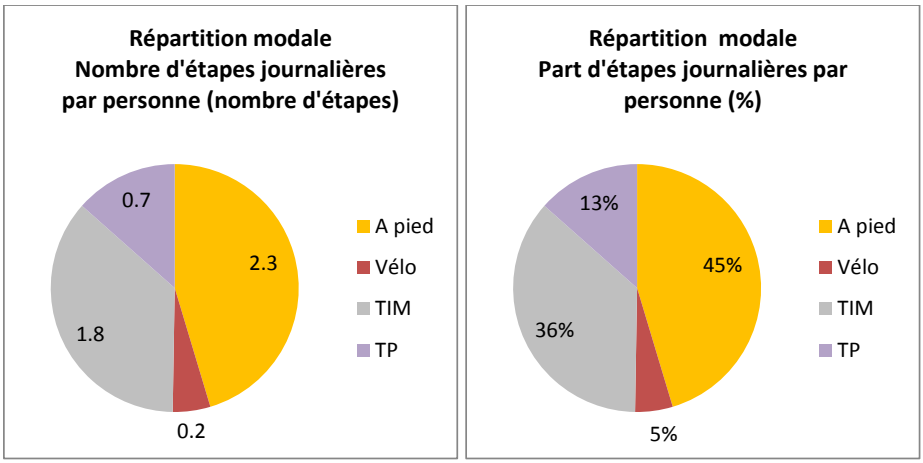


Par contre, si on considère le temps consacré à chaque moyen de transport en 2010, la marche vient en deuxième position, après les transports individuels motorisés. En effet, en moyenne 31.4 minutes par jour sont consacrées à la marche en Suisse par personne, ce qui représente 39% du temps consacré à l'ensemble des modes de transports (83 minutes en moyenne). Depuis 2005, le temps consacré à la marche a cependant diminué de quasiment 4 minutes, passant de 35.1 minutes à 31.4 minutes, au profit des transports publics et des transports individuels motorisés, dont la durée de trajet a augmenté.



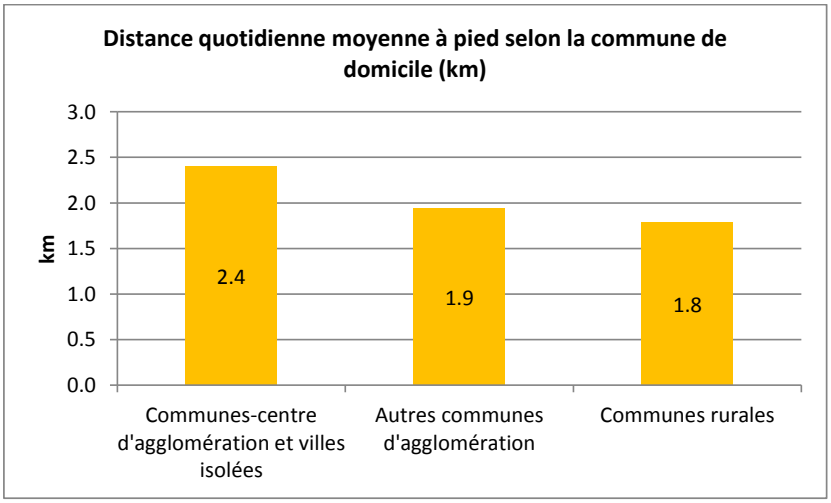


La marche a également une place importante par rapport au nombre d'étapes. Une étape est définie comme une partie d'un déplacement qui est parcourue avec le même moyen de transport (OFS et ARE 2012 : 112). Par exemple, pour se rendre de son domicile à son lieu de travail, une personne peut aller à pied jusqu'à la gare, prendre le train, puis utiliser le vélo pour rejoindre le travail, ce qui fait trois étapes pour un même déplacement. En Suisse en 2010, quasiment la moitié des étapes journalières ont été effectuées à pied (45%), c'est-à-dire 2.3 étapes par rapport aux 5 étapes effectuées quotidiennement par personne en moyenne.

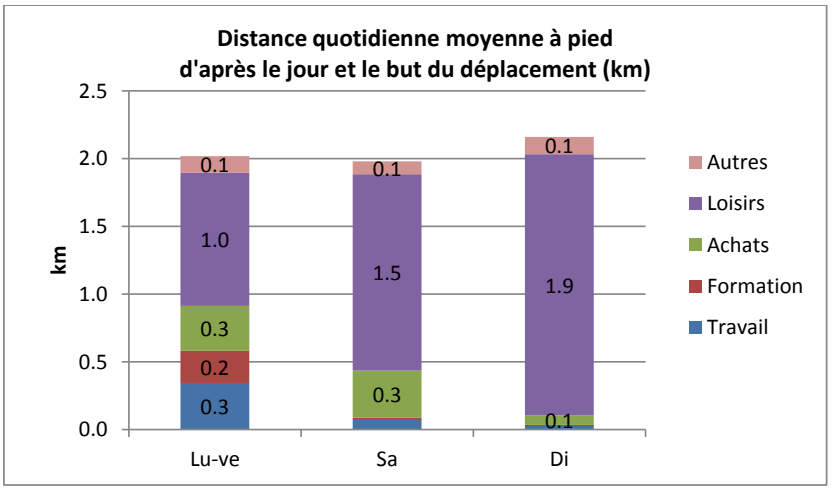


2.2. Distance parcourue à pied

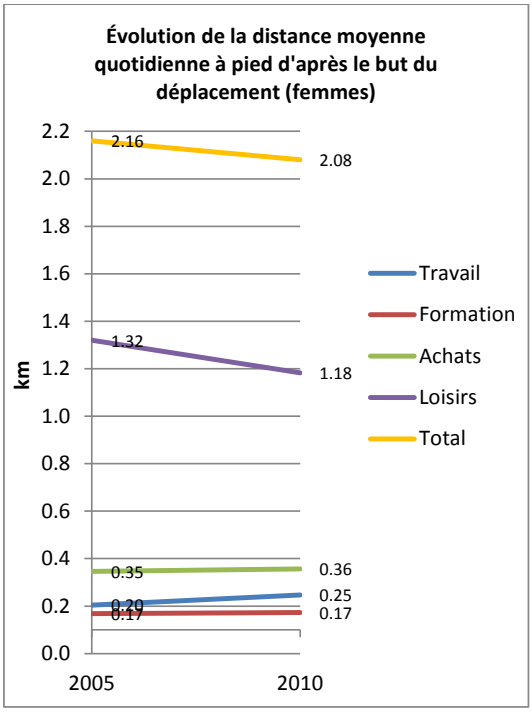
La distance parcourue à pied, dont la moyenne en Suisse est de 2 kilomètres par personne par jour en 2010, varie selon de nombreux facteurs. La région géographique joue premièrement un rôle. Alors que dans les régions germanophones 2.1 km sont parcours chaque jour à pied, dans les régions francophones ce sont 1.9 km et dans les régions italophones 1.8 km. La distance parcourue dépend également de la structure du territoire. Dans les communes-centres d'agglomération et les villes isolées, c'est-à-dire les villes sans agglomération, la distance parcourue quotidiennement à pied est de 2.4 km. Cette dernière est de 1.9 km dans les autres communes d'agglomération et descend à 1.8 km dans les communes rurales, qui sont les communes situées hors d'une agglomération.

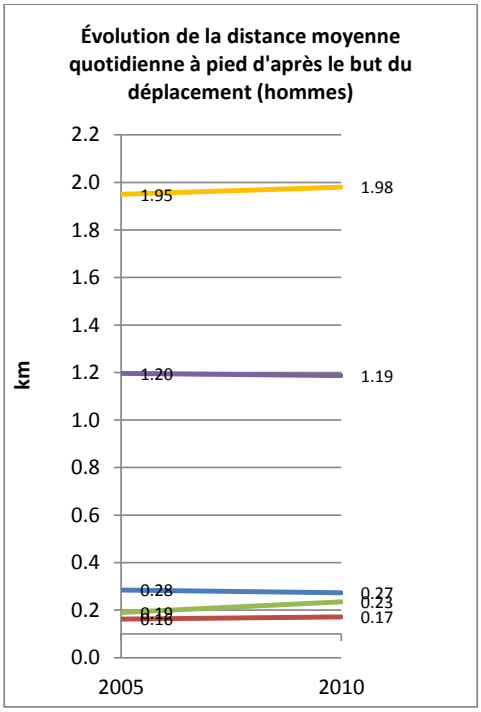


C'est le dimanche que la distance parcourue à pied est la plus élevée (2.2 km), ce qui est lié au fait qu'on y pratique davantage de loisirs que les autres jours de la semaine. 1.2 km sont parcourus quotidiennement en moyenne pour les loisirs. Cette distance est trois fois plus longue que celle parcourue pour d'autres motifs de déplacements, tels que les le travail (0.3 km), la formation (0.2 km) ou les achats (0.3 km). Les loisirs sont le principal motif de déplacement pour l'ensemble des moyens de transport. En effet, 40% des distances sont effectuées dans un but de loisirs, tous moyens de transport confondus.



Alors que la distance moyenne parcourue à pied par les hommes a légèrement augmenté entre 2005 et 2010 (passant de 1.95 km à 1.98 km), celle parcourue par les femmes a diminué (de 2.16 km à 2.08 km). Lorsqu'on analyse les détails de cette évolution, on peut constater que pour les hommes, la distance parcourue à pied pour les achats a légèrement augmenté, tandis que pour les femmes, c'est celle parcourue pour les loisirs qui a diminué, alors que les autres déplacements restent stables.

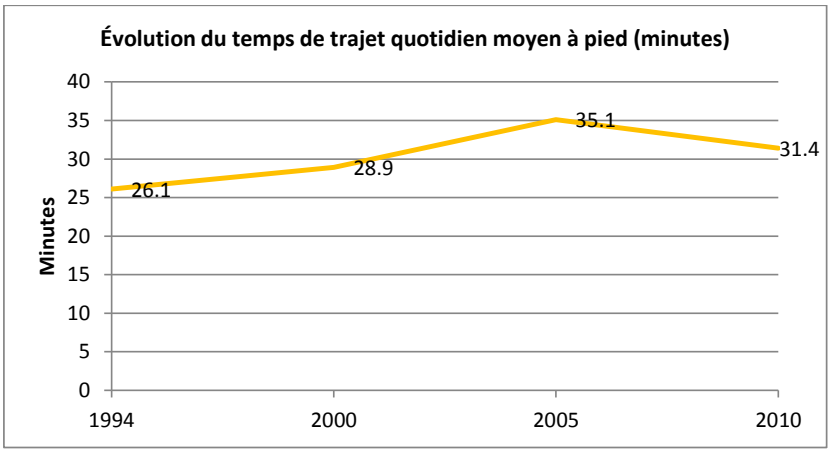




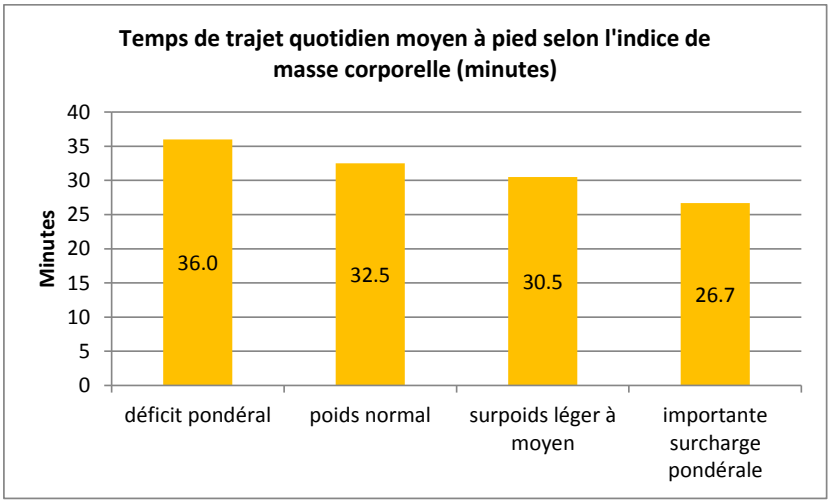
-5-

2.3. Temps de trajet à pied

En moyenne en 2010, les suisses ont marché chaque jour durant 31 minutes. Alors que le temps de trajet quotidien moyen à pied avait connu une augmentation de quasiment 10 minutes depuis 1994, il est redescendu de 4 minutes entre 2005 (35 minutes) et 2010 (31 minutes).



Les différences spatiales sont assez similaires pour le temps de trajet quotidien à pied que celles concernant la distance moyenne à pied : les personnes habitant dans les régions germanophones et dans les communes-centres d'agglomération marchent en moyenne 2 à 6 minutes de plus que les autres. De même, le temps de trajet à pied est plus élevé pour les loisirs (20 minutes) que pour les achats (4 minutes), le travail (3 minutes) et la formation (2 minutes). Une différence de 8 minutes est à noter entre les personnes actives, qui marchent quotidiennement pendant 28 minutes en moyenne, et les personnes non actives, pour lesquels le temps moyen est de 36 minutes. Il est à constater que plus l'indice de masse corporelle[2] de la personne augmente, moins elle marchera longtemps. Finalement, les personnes qui marchent en moyenne le plus longtemps, avec plus de 38 minutes par jour, sont les personnes âgées de 65 à 79 ans.

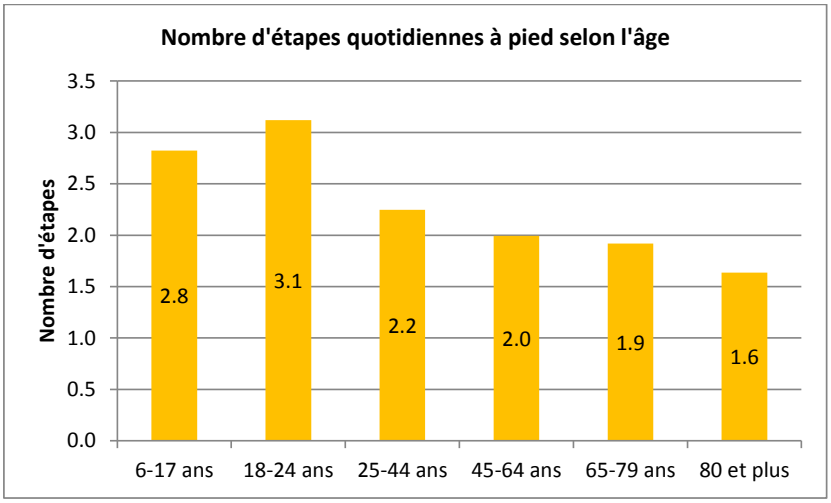


[2] L'Indice de masse corporelle (IMC) est un indicateur pondéral qui se calcule à partir du poids en kilos, divisé par la taille au carré. Un IMC de moins de 18.5 est considéré comme déficit pondéral, entre 18.5 et 24.9 comme poids normal, entre 25 et 29.9 comme surpoids léger à moyen et de plus de 30 comme importante surcharge pondérale (OFS et ARE 2012 : 112).

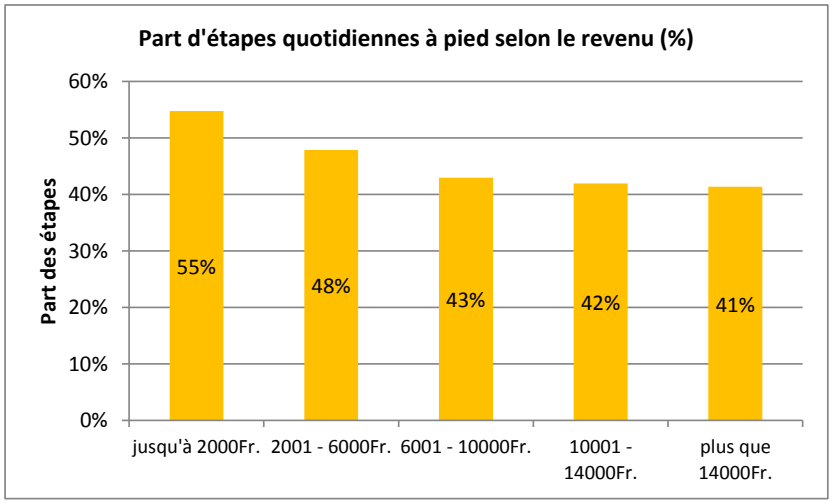
-6-

2.4. Nombre d'étapes effectuées à pied

En 2010, le nombre d'étapes quotidiennes effectuées à pied était en moyenne de 2.2 en Suisse, ce qui représente le 45% de l'ensemble des étapes effectuées, tous moyens de transport confondus. Contrairement au temps et à la distance, le nombre d'étapes effectuées à pied est plus importante durant les jours de semaine (2.5 étapes) que le samedi (1.9 étapes) et le dimanche (1.2 étapes). Ce sont les personnes entre 18 et 24 qui font le plus d'étapes à pied par jour, avec une moyenne de 3.1 étapes. Plus l'âge augmente, moins le nombre d'étape à pied est nombreux. En lien avec ce constat, on peut encore noter que les personnes en formation font d'avantage d'étapes à pied (3 étapes) que les personnes actives (2.2 étapes) et les personnes non actives (1.9 étapes).

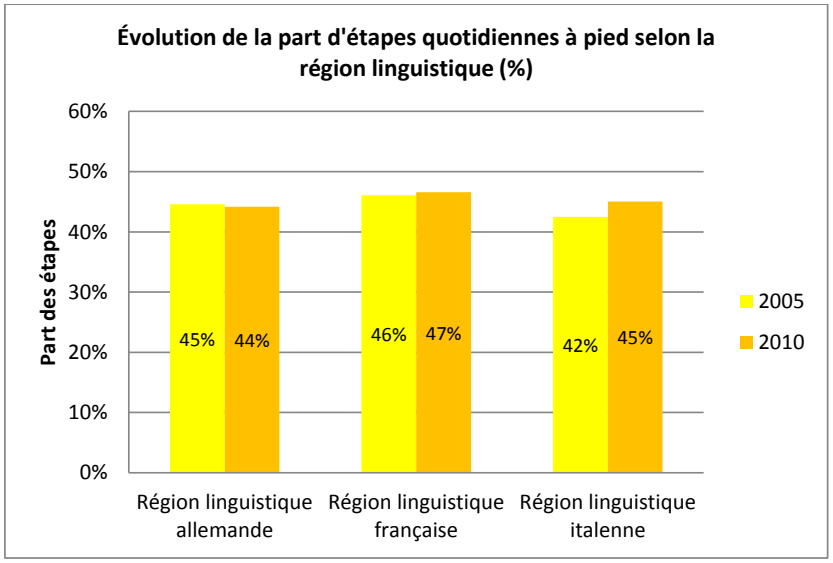


Plus le revenu augmente, moins le pourcentage d'étapes effectuées à pied est élevé. Par contre, le nombre d'étapes reste quasiment similaire, passant de 2.2 pour un revenu jusqu'à 2000 Fr. à 2.4 pour un revenu de plus de 14000 Fr. Cela est lié au fait que plus le salaire augmente, plus le nombre d'étapes est élevé, tous moyens de transport confondus.

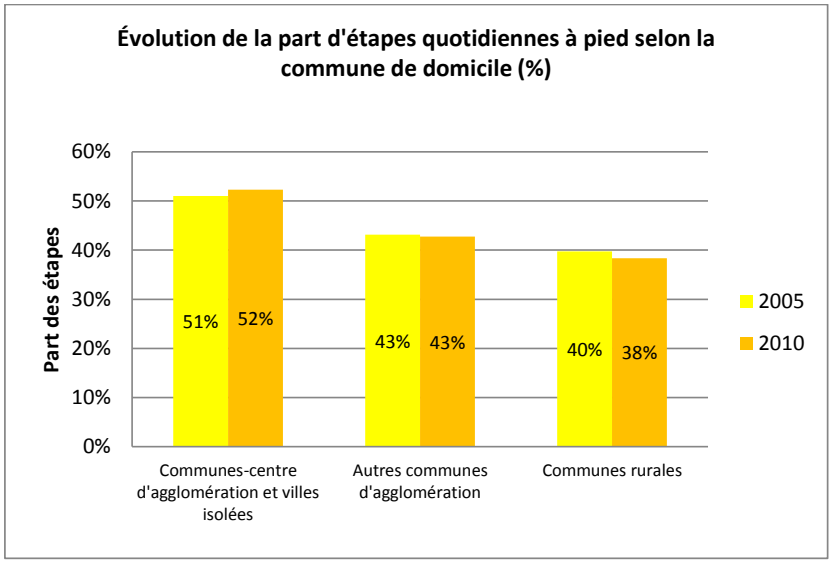


-7-

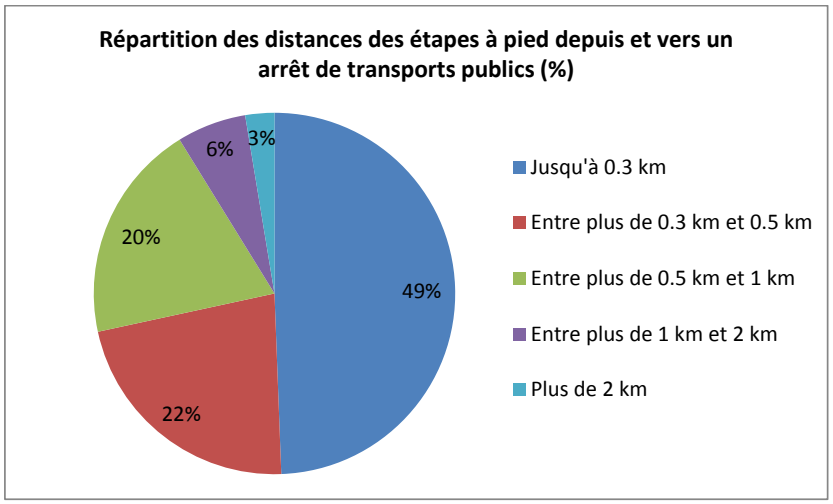
Entre 2005 et 2010, la part des étapes effectuées à pied a légèrement augmenté dans les régions francophones et italophones (respectivement de 0.5% et de 3% des étapes) alors qu'elle a diminué de 0.5% dans les régions germanophones.



C'est dans les communes-centres d'agglomération et les villes isolées que la part d'étapes effectuées à pied est le plus élevée (52% des étapes), cette dernière ayant augmenté d'1% depuis 2005. Dans les autres communes d'agglomération et dans les communes rurales, ce pourcentage est en légère diminution.



Il est finalement intéressant de noter que la part des étapes à pied précédant ou suivant immédiatement une étape en transports publics est d'autant plus élevée que la distance est faible. En effet, si la distance est inférieure à 300 mètres, la moitié des étapes sont effectuées à pied pour rejoindre l'arrêt, alors que si celle-ci se situe entre 300 et 500 mètres, ce ne sont plus qu'un quart des étapes qui sont effectuées à pied.

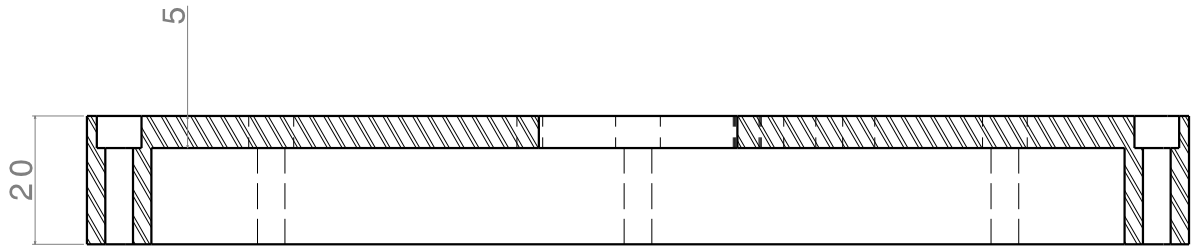


3. Conclusion

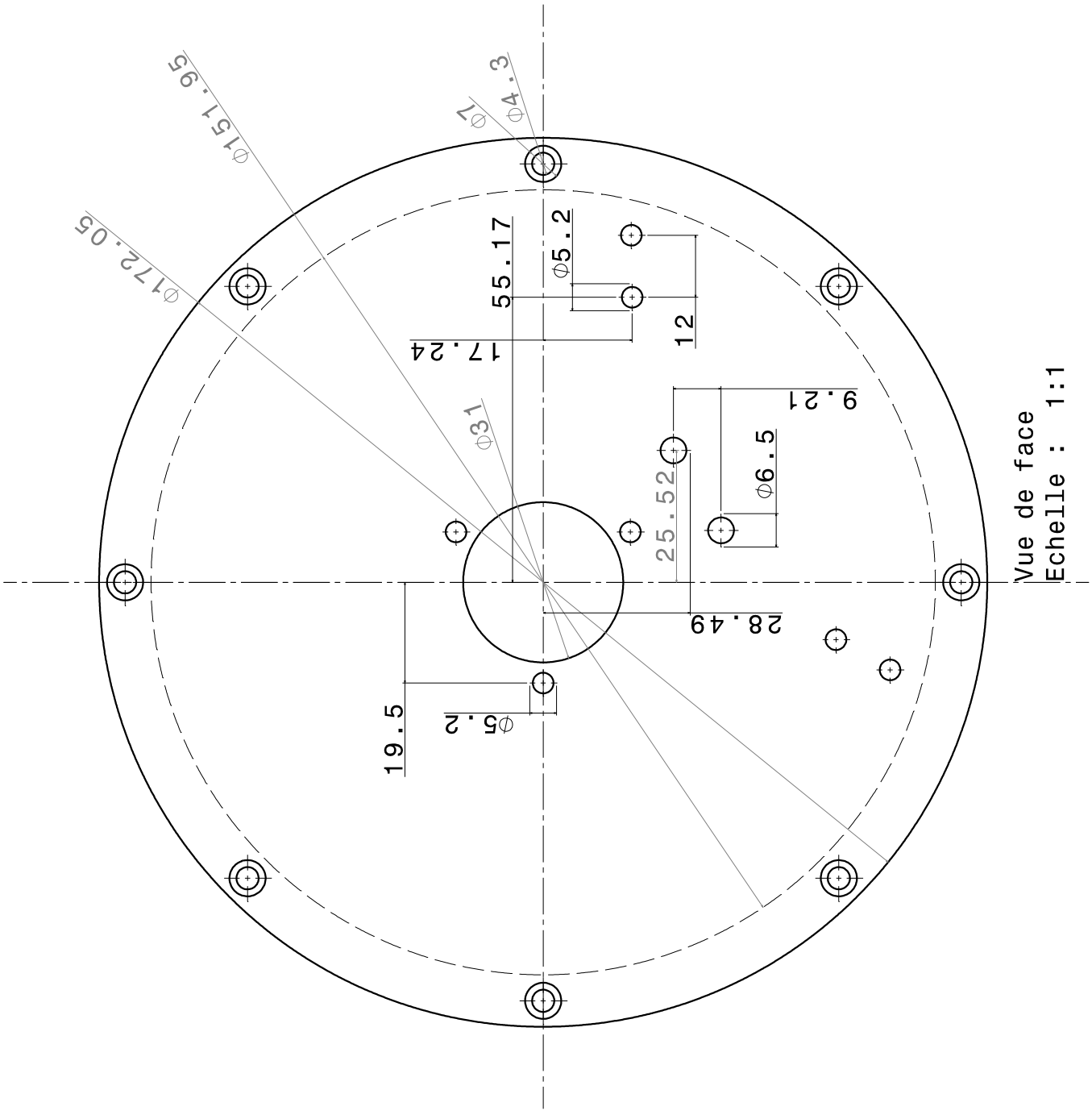
Les résultats du microrecensement mobilité et transports 2010 montrent que la marche est un moyen de transport qui constitue une part importante des déplacements en Suisse. En effet, plus d'un tiers de la durée de trajet journalière moyenne et quasiment la moitié des étapes se font à pied.

Cela confirme le fait que la marche doit être prise en compte sérieusement, tant au niveau politique que du point de vue de la planification.

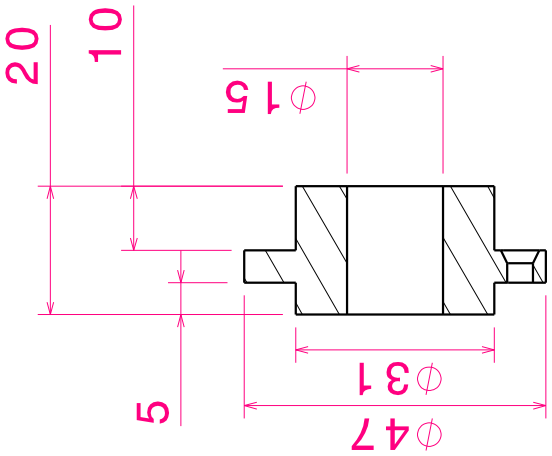
Mobilité piétonne 02.2013



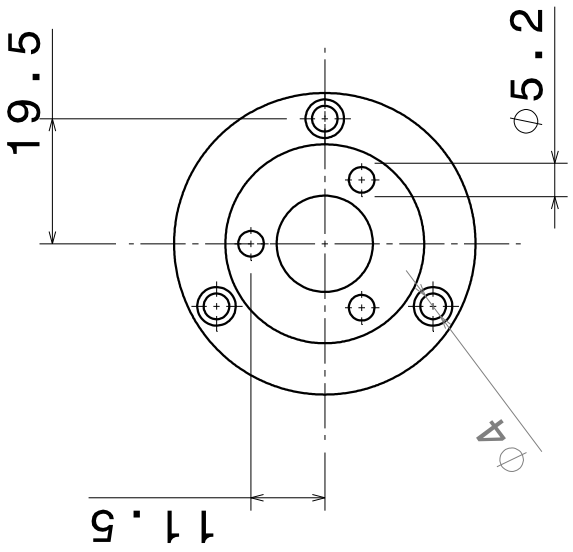
Coupe A-A
Echelle : 1:1



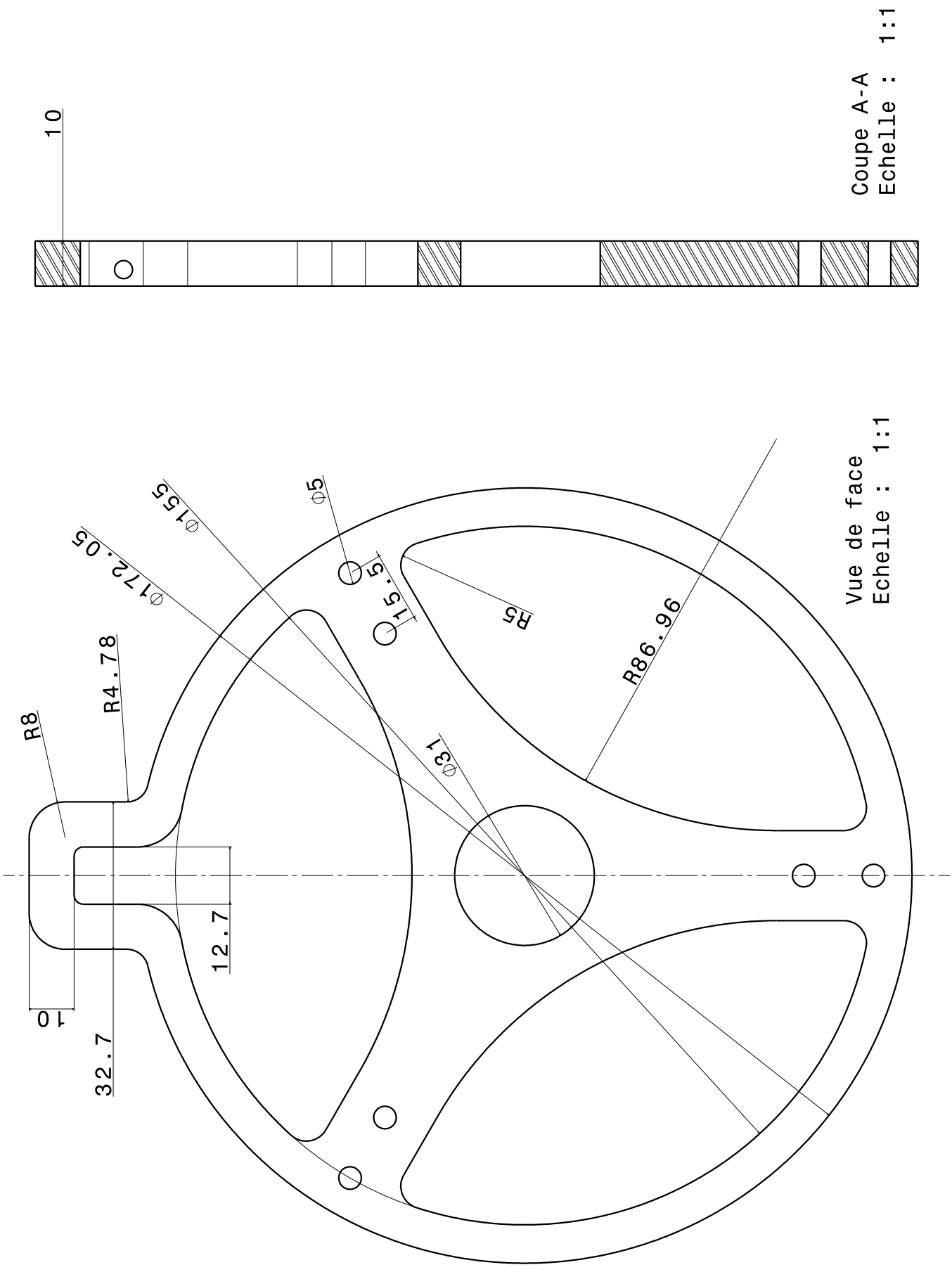
Vue de face
Echelle : 1:1

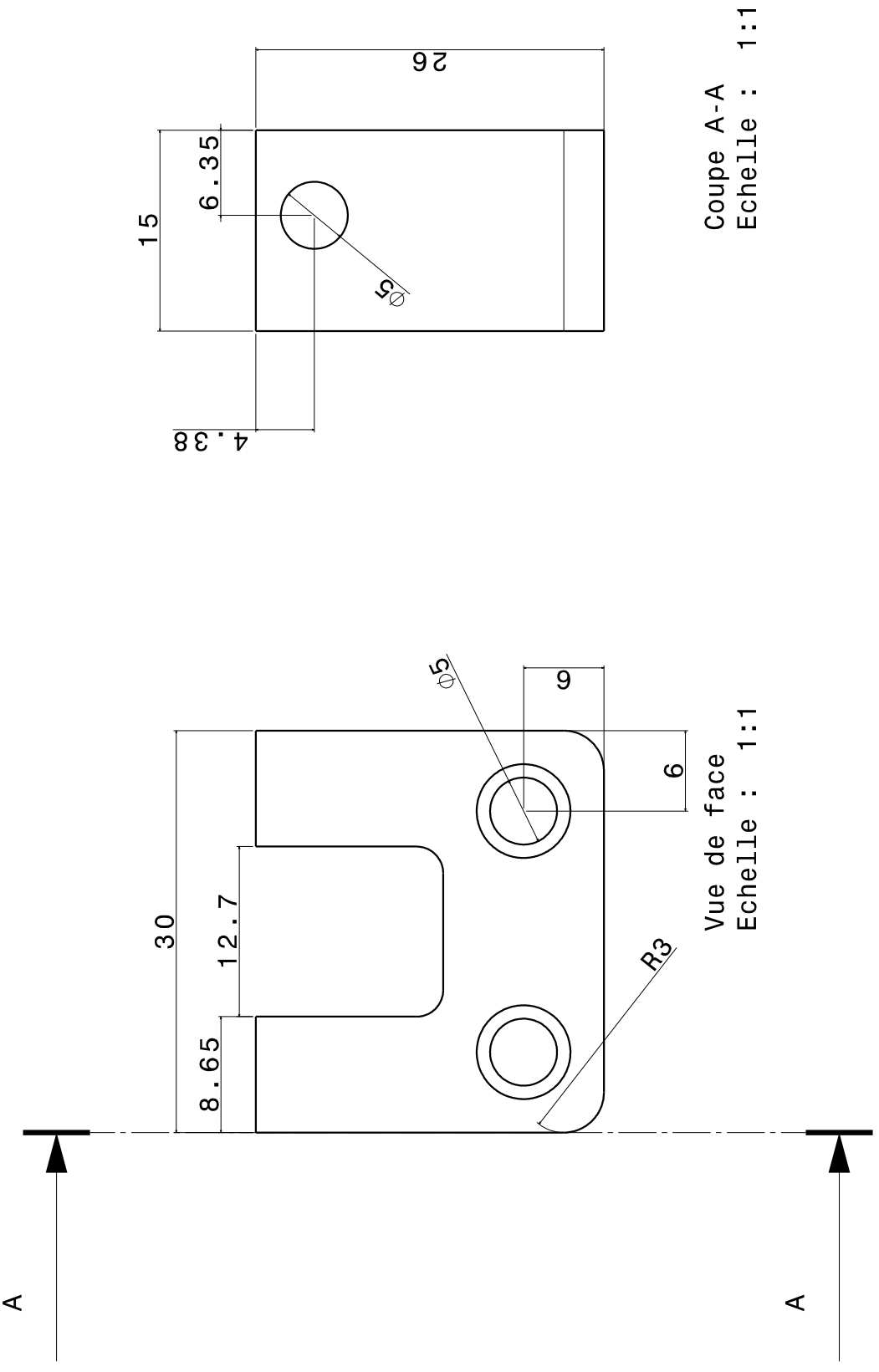


Coupe A-A
Echelle : 1:1



Vue de face
Echelle : 1:1


Coupe A-A
Echelle : 1:1
10
Vue de face
Echelle : 1:1
R8
R4.78
Ø172.05
Ø155
Ø5
5.5
1.5
R5
R86.96
Ø31
12.7
10
32.7


26
6.35
15
Ø5
4.38
Coupe A-A
Echelle : 1:1
Ø5
9
6
30
12.7
8.65
R3
Vue de face
Echelle : 1:1
A
A

15
Coupe A-A
Echelle : 1:1
Ø4
9
4
20
A
12
A
Vue de face
Echelle : 1:1

Source : http://arduino-info.wikispaces.com/Nrf24L01-2.4GHz-HowTo

nRF24L01 2.4GHz Radio/Wireless Transceivers How-To

Having two or more Arduinos be able to communicate with each other wirelessly over a distance opens lots of possibilities:

- Remote sensors for temperature, pressure, alarms, much more
- Robot control and monitoring from 50 feet to 2000 feet distances
- Remote control and monitoring of nearby or neighborhood buildings
- Autonomous vehicles of all kinds

These are a series of 2.4 GHz Radio modules that are all based on the Nordic Semiconductor nRF24L01+ chip. (Details) The Nordic nRF24L01+ integrates a complete 2.4GHz RF transceiver, RF synthesizer, and baseband logic including the Enhanced ShockBurst™ hardware protocol accelerator supporting a high-speed SPI interface for the application controller. The low-power short-range (200 feet or so)Transceiver is available on a board with Arduino interface and built-in Antenna for less than $3! See it here.

See: EXAMPLE SOFTWARE SKETCHES AT END OF PAGE:

NOTE! Power Problems:

Many users have had trouble getting the nRF24L01 modules to work. Many times the problem is that the 3.3V Power to the module does not have enough current capability, or current surges cause problems. Here are suggestions:

- Connect a .1uF to 10 uF (MicroFarad) capacitor **directly on the module** from +3.3V to Gnd (Watch + and - !)
- Use a higher-current power source. This could be:
  - A separate 3.3V power supply (Maybe this one?)
  - A YourDuinoRobo1 Arduino compatible, which has an added 3.3V regulator (But maybe add a .1 uF capacitor on the radio module).
- This is especially important if you are connecting the module with jumper wires.
- If you design a printed circuit board that the module plugs into, add .1uf and 10uf capacitors close to the GND and 3.3V pins.

This is particularly noticeable when 3.3V power comes from a MEGA, Nano etc. that has only 50 ma of 3.3V power available. Newer boards like the YourDuinoRobo1 have 350 ma or more available and can run the high-power modules directly.

Range??

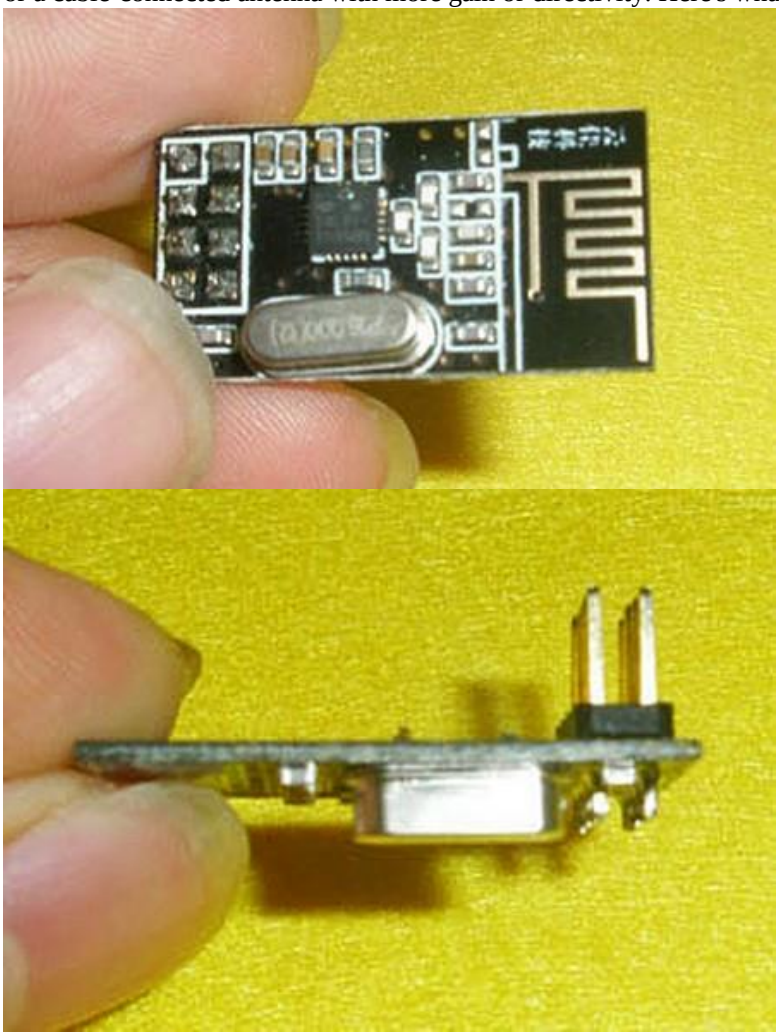
Range is very dependent on the situation and is much more with clear line of sight outdoors than indoors with effects of walls and materials. The usual distance quoted by different suppliers for the low-power version module with the single chip is 200 Feet or 100 Meters. This is for open space between units operating at 250KHz. Indoors the range will be less due to walls etc...

We suggest you test two units at your actual locations before making a decision. There are units with an Antenna Preamplifier for the receiver and transmitter power amplifier and external antenna. The range between that type unit and several low-power units will be better than between two low-power units. Every situation is a little different and difficult to get an exact number without actual tests.

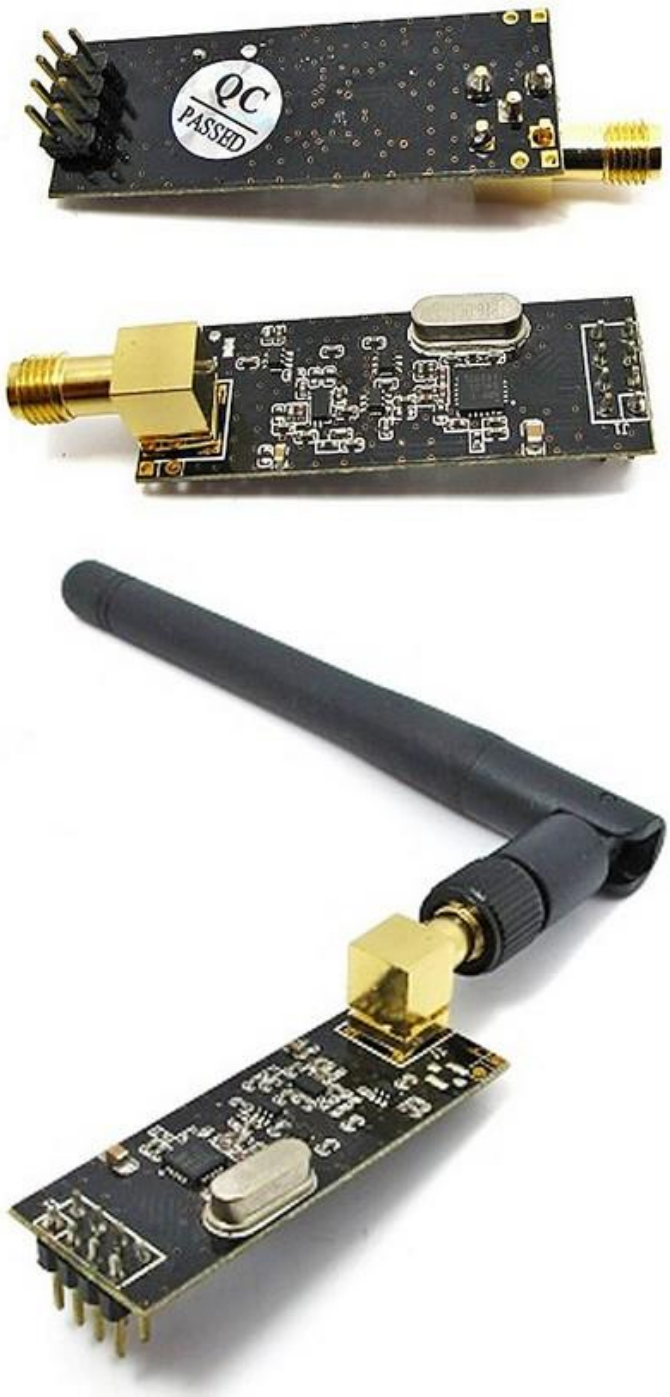
Link to nRF24L01+ Data Sheet. You don't have to, but if you want to understand more about what you can do with this

"little" radio, download the data sheet. In particular you may want to read pages 7-8-9 (For Overview and Features), and page 39 (MultiCeiver, which allows 6 Arduinos to talk to a Primary Arduino in an organized manner). Fortunately the board-level products we have take care of many of the physical and electrical details and Antenna Impedance Matching etc., and this library takes care of lots of register initialization and operational details.

There are additional modules which add Transmitter power amplifiers and Receiver preamplifiers for longer distances.. up to 1 Km (3000 feet). See them all here. These modules use an external antenna which can be a simple directly-attached one or a cable-connected antenna with more gain or directivity. Here's what some of these look like:



On the left is the low-power version, with it's built-in zig-zag antenna. On the right you can see the pins sticking down (up in this photo) that connect to Arduino. Later we will show the pinout.



Above is the version with Transmit Power amplifier and Receive Preamplifier. Our low-cost antenna is on the unit shown on the right. The same 8 pins connect to Arduino and the same software is used.

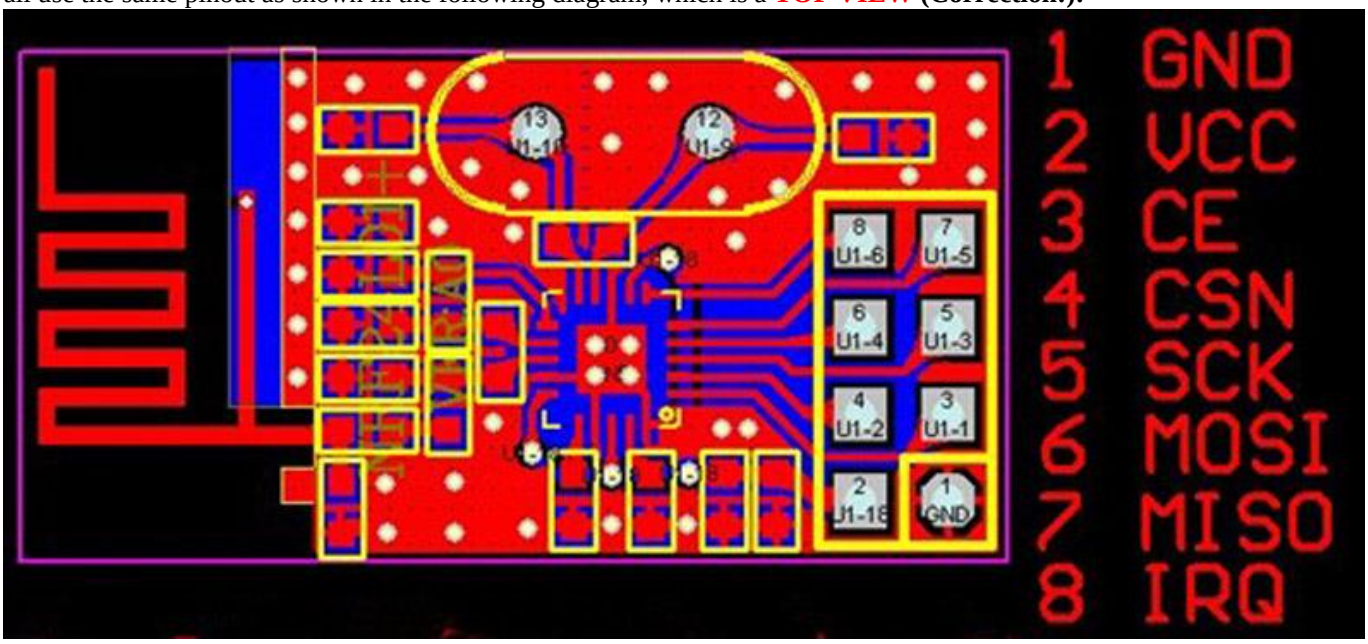
Here's a link to a Home-Brew antenna design:

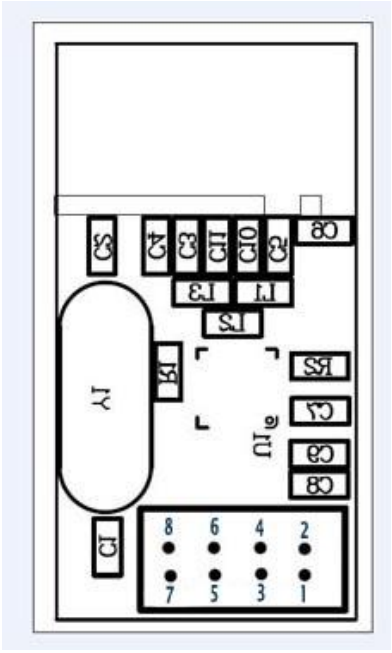
These transceivers use the 2.4 GHz unlicensed band like many WiFi routers, some cordless phones etc.

Transceivers like these both send and receive data in 'packets' of several bytes at a time. There is built-in error correction and resending, and it is possible to have one unit communicate with up to 6 other similar units at the same time.

These amazing low-cost units have a lot of internal complexity but some talented people have written Arduino libraries that make them easy to us. We have other pages that show examples and point to the free software libraries you may need. They

all use the same pinout as shown in the following diagram, which is a **TOP VIEW** **(Correction!):**





BOTTOM VIEW

Here's details of the Pinout and connections to Arduino (updated):

Signal	RF Module	COLOR	Arduino pin for RF24 Library	Arduino pin for Mirf Library	MEGA2560 pin RF24 Library	Arduino Pin for RH_NRF24 RadioHead Library	MEGA2560 Pin for RH_NRF24 RadioHead Library
GND	**1**	**Brown**	**GND ***	**GND**	**GND ***	**GND ***	**GND ***
VCC	**2**	**Red**	**3.3V ***	**3.3V**	**3.3V ***	**3.3V ***	**3.3V ***
CE	**3**	**Orange**	**9**	**8**	**9**	**8**	**8**
CSN	**4**	**Yellow**	**10**	**7**	**53**	**10**	**53**
SCK	**5**	**Green**	**13**	**13**	**52**	**13**	**52**
MOSI	**6**	**Blue**	**11**	**11**	**51**	**11**	**51**

MISO	**7**	**Violet**	**12**	**12**	**50**	**12**	**50**
IRQ	**8**	**Gray**	**2 ***		**per library**	**N/C**	**N/C**

- NOTE!! Most *** problems with intermittent operation** are because of electrical noise on the 3.3V Power supply. The MEGA is more of a problem with this. Solution: ADD bypass capacitors across GND and 3.3V ON the radio modules. One user said, "Just Solder a 100nF ceramic cap across the gnd and 3.3v pins direct on the nrf24l01+ modules!" Some have used a 1uF to 10uF capacitor.
- NOTE: Pin 8 IRQ is Unused by most software, but the RF24 library has an example that utilizes it.

The COLOR is for optional color-coded flat cable such as THIS. We'll add some photos soon showing easiest ways to cable these...

NOTE: These units VCC connection **must go to 3.3V not 5.0V,** although the Arduino itself may run at 5.0V and the signals will be OK. The NRF24L01+ IC is a 3.3V device, but its I/O pins are 5 V tolerant , which makes it easier to interface to Arduino/YourDuino.
Arduino UNO and earlier versions have a 3.3V output that can run the low-power version of these modules (See Power Problems at the top of this page!), but the high-power versions must have a separate 3.3V supply. The YourDuinoRobo1 has a higher power 3.3V regulator and can be used to run the high-power Power Amplifier type module without a separate 3.3V regulator.

nRF24L01 SOFTWARE AND LIBRARIES:

We will show an example of transmit and receive software below, and there are many examples on the RF24 Library download page. You will need a library of software to run the nRF24L01 radios. There are lots of details but you can ignore many of them that the library will take care of.

Get Maniacbug's excellent RF24 Library:
Download it HERE: (Click "Download ZIP" on the lower right of the page)
Then see our page about installing libraries HERE:
When you have the library installed, you can run the examples below.

More Information on these pages:

RF24 Library and Examples: Many good details and more features like error correction and Networking.
RF24 Network System information: A many-node network under development
ManiacBug's Blog entry and discussion of the Network

RadioHead: A very full-featured Library with support for may different radios, not just nRF24L01:

http://www.airspayce.com/mikem/arduino/RadioHead/index.html

Mirf Library Example: A simpler demonstration

80%
20%
80%
20%
RIGHT
WHEEL
LEFT
WHEEL
EMERGENCY
BRAKE
OFF
ON
OFF
ON
ASSISTANCE
ASSISTANCE

DimensionEngineering

SyRen 50 User's Guide

February 2011



Single Channel 50A continuous/100A peak
Brushed motor controller

Basic Information:

Input voltage: 6-30V nominal, 33.6V absolute max.

Output Current: Up to 50A continuous. Peak loads may be up to 100A for a few seconds. These ratings are for input voltages up to 30V in still air without any additional heatsinking.

Recommended power sources are:

- 5 to 24 cells NiMH or NiCd
- 2s to 8s lithium ion or lithium polymer. SyRen motor drivers have a lithium battery mode to prevent cell damage due to over-discharge of lithium battery packs.
- 6v to 30v lead acid
- 6v to 30v power supply (when in parallel with a suitable battery).

Dimensions:

- Size: 3.0" x 3.5" x 1.3" / 76.5mm x 89mm x 33mm
- Weight: 176g / 6.2oz

Features

Synchronous regenerative drive:
Going one step farther than just regenerative braking, a SyRen motor driver will return power to the battery any time a deceleration or motor reversal is commanded. This can lead to dramatic improvements in run time for systems that stop or reverse often, like a placement robot or a vehicle driving on hilly terrain. This drive scheme also saves power by returning the inductive energy stored in the motor windings to the battery each switching cycle, instead of burning it as heat in the motor windings. This makes part-throttle operation very efficient.

Ultra-sonic switching frequency:
SyRen 50 features a PWM frequency of 32kHz, which is well above the maximum frequency of human hearing. Unlike some other motor drivers, there is no annoying whine when the motor is on, even at low power levels.

Thermal and overcurrent protection:
SyRen 50 features dual temperature sensors and overcurrent sensing. It will protect itself from failure due to overheating, overloading and short circuits.

Easy mounting and setup:
SyRen has screw terminals for all inputs and outputs. There are four mounting holes, which accept 4-40 screws. Mounting hardware is included. All operating modes and options are set with DIP switches – there are no jumpers to struggle with or lose. No soldering is required.

Compact Size:
SyRen utilizes surface mount construction to provide the most power from a compact package. Its small size and light weight mean you have more space for cargo, batteries, or can make your robot smaller and more nimble than the competition.

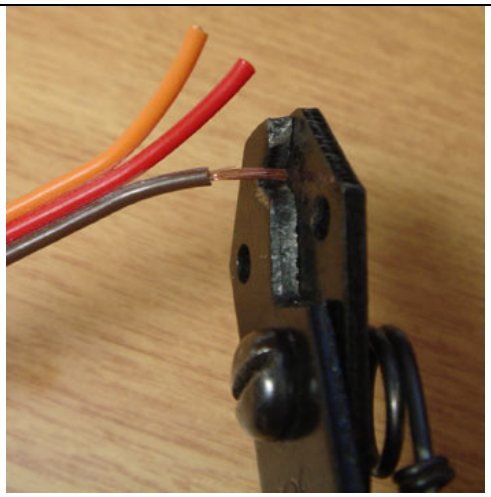
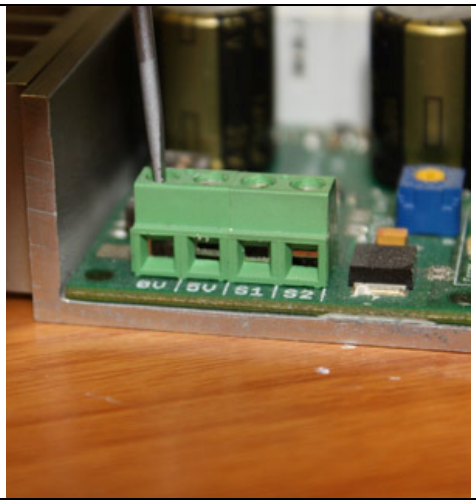
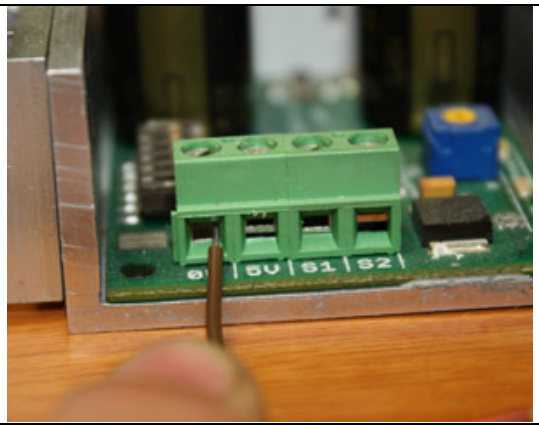
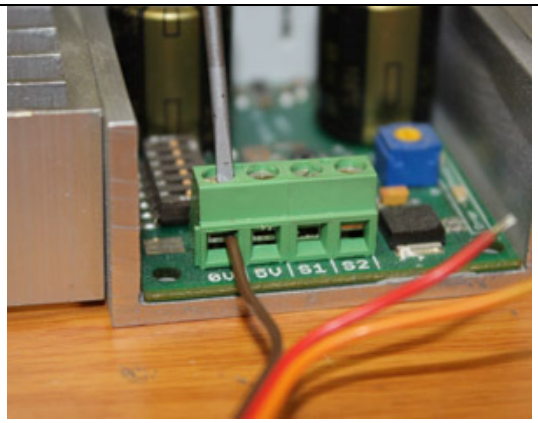
Carefree reversing:
Unlike some other motor drivers, there is no need for the SyRen to stop before being commanded to reverse. You can go from full forward immediately to full reverse or vice versa. Braking and acceleration are proportional to the amount of reversal commanded, so gentle or rapid reversing is possible.

Many operating modes:
With analog, R/C and serial input modes, as well as dozens of operating options, the SyRen has the flexibility to be used over and over, even as your projects grow more sophisticated. Yet it is simple enough to use for your first project.

Sabertooth software compatibility: The SyRen 50 is compatible with the Sabertooth software available for Windows. This software suite can be used to control the SyRen50 from a PC using a packet serial interface.

Hooking up the SyRen motor driver

All connections to the SyRen are done with screw terminals. This makes it easy to set up and reconfigure your project. If you've never used screw terminal connections before, here is a quick overview.

<table>
<tr>
<td>  </td>
<td> 
</td>
</tr>
<tr>
<td>Step 1: Strip the wire which you are using approximately ¼" The wires may be 14 gauge to 30 gauge</td>
<td>Step 2: With a small screwdriver, turn the top screw counter-clockwise until it stops gently.</td>
</tr>
<tr>
<td> 
</td>
<td> 
</td>
</tr>
<tr>
<td>Step 3: Insert the stripped portion of the wire into the opening in the screw terminal</td>
<td>Step 4: Turn the top screw clockwise until you encounter resistance, then tighten the screw firmly. Pull on the wire gently to ensure that it is secured.</td>
</tr>
</table>

Motor Terminals M1 and M2

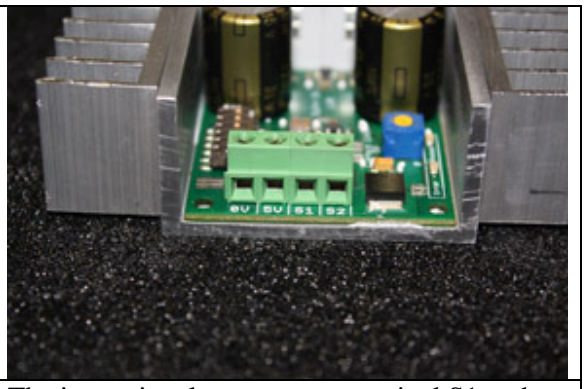
The motor is connected to terminals M1 and M2 as shown below. If the motor runs in the opposite way that you want, you may reverse the motor wires to reverse rotation.



The motor connects to terminals M1 and M2

Signal Input Terminals S1 and S2

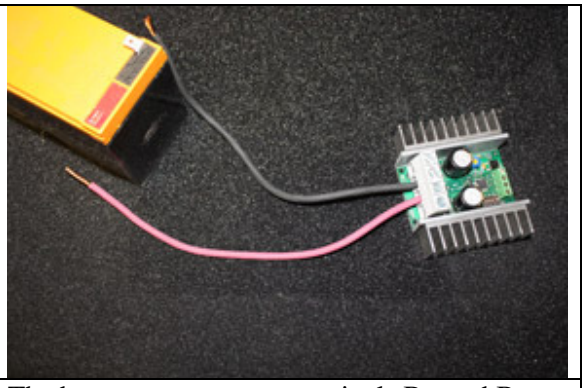
The input signals that control the SyRen are connected to terminals S1 and S2. S1 is the primary input, and must always be connected. S2 is the secondary input, and may or may not be connected, depending on which operating mode and options you have selected. If you are running in analog mode, it is important to have the signal wires to the motor driver connected before applying power to the device. Otherwise, the motor may start unexpectedly.



The input signal connects to terminal S1 and sometimes S2

Battery Terminals B+ and B

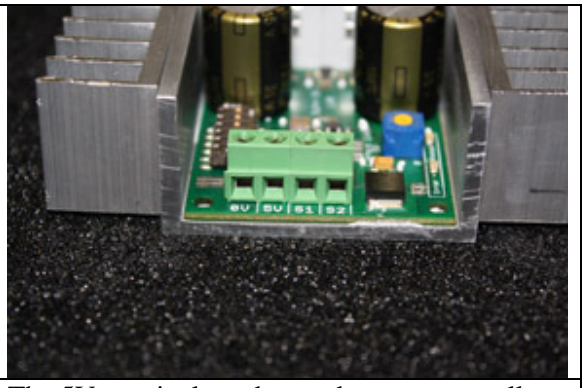
The battery or power supply is connected to terminals B- and B+. B- connects to the negative side of the battery (usually black.) B+ connects to the positive side of the battery (usually red or yellow.) Often it is convenient to connect the battery through a connector instead of directly to the motor driver. This makes it easy to unplug the battery for charging, and prevents plugging in the battery backwards.



The battery connects to terminals B+ and B-

Warning! Be very careful to wire and plug in the battery and connector correctly. Connecting the battery backwards will destroy the SyRen and will void the warranty.

Power terminals 0V and 5V



The 5V terminal can be used to power small loads, like a potentiometer or a radio receiver. The 0V signal must be connected to the ground of the device generating the input signal.

The 0V and 5V connections are used to power and interface to low-power control circuits.

The 5V connection is a 5v power **output**. This is useful for supplying power to low-current devices, such as a potentiometer or a radio receiver. The 5v terminal is capable of supplying 100 milliamps if the source battery is 12.6v or less. If the source battery is greater than 12.6 volts, the 5v terminal is capable of supplying 10 milliamps. If more power is needed, we recommend using a ParkBEC or SW050 to supply the needed 5V power to the rest of the robot.

The 0V connection is the signal ground for the SyRen. In order to receive input signals correctly, it must be connected to the ground of the device sending the signals. 0V is internally connected to B-.

Using the 0V and 5v connections to power a radio receiver in R/C mode and potentiometer in analog mode is shown in Figures 2.1 and 2.2. If you are using multiple SyRens running from the same radio receiver, only one should have the 5v line connected.

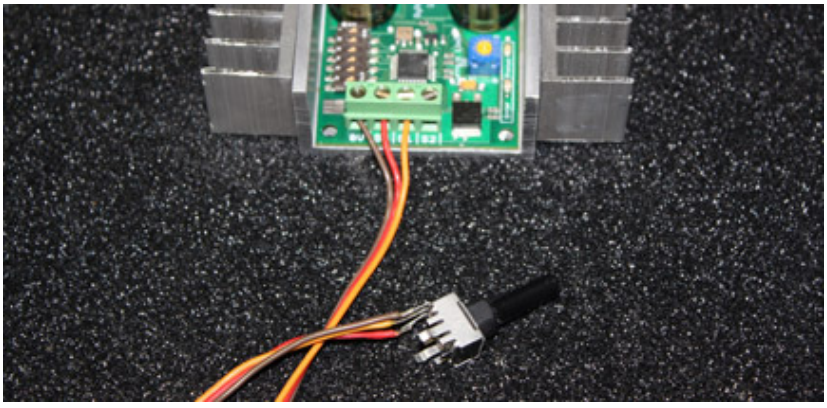


Figure 2.1: Analog input using a potentiometer powered from terminal 5V

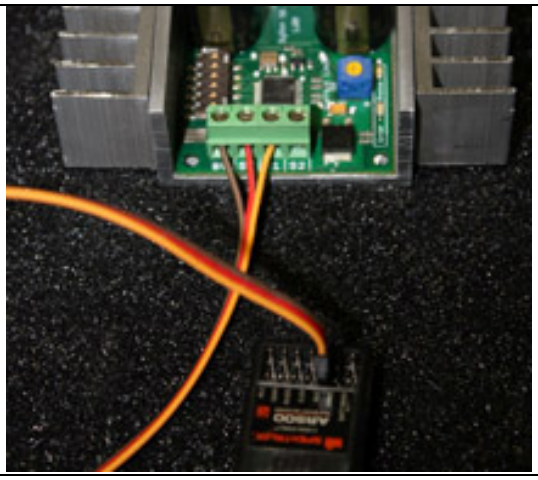
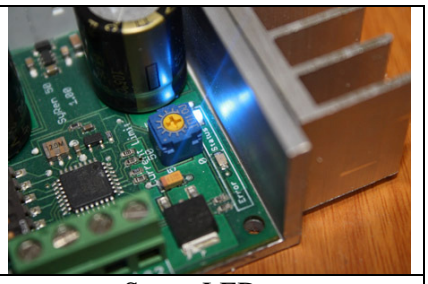


Figure 2.2: R/C input using a receiver powered from terminal 5V

Status and Error LEDs



Status LED on

The SyRen 50 has two indicator LEDs. The green LED marked status is used to communicate various information about the current state. Its operation depends on the operating mode. For example, if a lithium battery pack is selected, the status LED blinks the number of cells detected. Unless you are in lithium mode, the status LED will usually remain on.

The Error LED illuminates if the SyRen has detected a problem. It will light if the driver has shut down due to a depleted battery or due to overheating. If you are using a NiCd or NiMH battery, and commanding an acceleration causes the motor to jerk and the Error LED to flash on and off, the battery is depleted.

Mounting your SyRen

The SyRen is supplied with four mounting holes. These can be used to attach it to your robot. The centers of the mounting holes form a X" x X" rectangle. The holes are .125 inches in diameter. The proper size screw is a 4-40 round head machine or wood screw. Four 1" long machine screws and nuts are included.

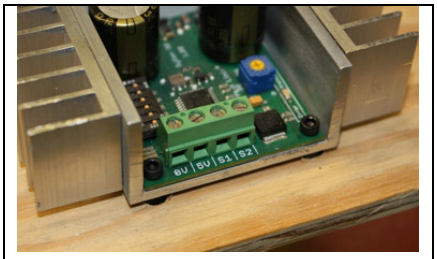


Figure 2.3: Mounted to a wood frame using standoffs

If your robot or device is constructed from insulating materials such as wood or plastic, it is advisable to use the four included plastic standoffs to allow air to circulate. This is shown in Figure 2.3

If your robot or device is constructed from metal, it is usually better to attach the SyRen directly to the frame, without standoffs. This will allow your frame to act as a heat sink and will cause the SyRen to run cooler. This is shown in Figure 2.4

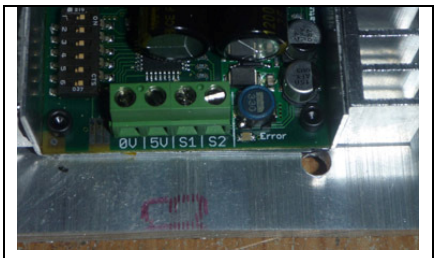


Figure 2.4: Mounted directly to a metal frame

Operating Modes Overview

Mode 1: Analog Input

Analog input mode takes one or two analog inputs and uses those to set the speed and direction of the motor. The valid input range is 0v to 5v. This makes the SyRen easy to control using a potentiometer, the PWM output of a microcontroller (with an R-C filter) or an analog circuit. Major uses include joystick or foot-pedal controlled vehicles, speed and direction control for pumps and machines and analog feedback loops. There is also a Diff-Drive mixing mode which takes two analog inputs for "tank style" steering.

Mode 2: R/C Input

R/C input mode takes one or two standard R/C channels and uses those to set the speed and direction of the motor. R/C mode can be set up as a single input driver for robots and vehicles that have steering wheels, as well as a 2-input mode for differential drive steering. This combines the ease of use of a dual motor driver with the flexibility of a single motor driver. There is an optional timeout setting. When timeout is enabled, the motor driver will shut down on loss of signal. This is for safety and to prevent the robot from running away should it encounter interference and should be used if a radio is being used to control the driver. If timeout is disabled, the motor driver will continue to drive at the commanded speed until another command is given. This makes the SyRen easy to interface to a Basic Stamp or other low-speed microcontrollers.

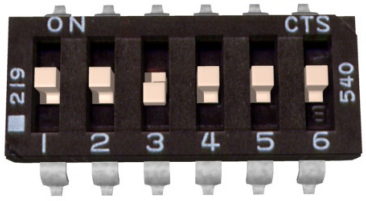
Mode 3: Simplified serial.

Simplified serial mode uses TTL level RS-232 serial data to set the speed and direction of the motor. This is used to interface the SyRen to a PC or microcontroller. If using a PC, a level converter such as a MAX232 chip must be used. The baud rate is set via DIP switches. Commands are single-byte, with 0 representing full reverse and 255 representing full forward. There is also a Slave Select mode which allows the use of multiple motors from a single microcontroller serial port.

Mode 4: Packetized serial

Packetized serial mode uses TTL level RS-232 serial data to set the speed and direction of the motor. There is a short packet format consisting of an address byte, a command byte, a data byte and a 7 bit checksum. SyRen 50 is set to 9600 baud from the factory. To change this, please navigate to the Packet serial section in this document and locate the commands page. Address bytes are set via dip switches. Up to 8 SyRen motor drivers may be ganged together on a single serial line. This makes packetized serial the preferred method to interface multiple SyRens to a PC or laptop.

Lithium cutoff:



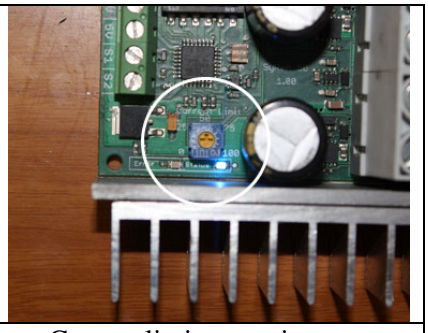
Lithium Cutoff enabled

Switch 3 of the DIP switch block selects lithium cutoff. If switch 3 is in the down position as shown the SyRen will automatically detect the number of series lithium cells at startup, and set a cutoff voltage of 3.0 volts per cell. The number of detected cells is flashed out on the Status LED.

If the number of cells detected is too low, your battery is in a severely discharged state and must be charged before operation. Failure to do so may cause damage to the battery pack. When 3.0V per cell is reached, the SyRen will shut down, preventing damage to the battery pack. This is necessary because a lithium battery pack discharged below 3.0v per cell will lose capacity and batteries discharged below 2.0v per cell may not recharge – ever.

Lithium cutoff mode may also be useful to increase the number of battery cycles you can get when running from a lead acid battery in non-critical applications. Because the system will continue to draw some power, even with the motor shut down, it is important to unplug the battery from the SyRen promptly once the cutoff is reached when using lithium batteries. If the SyRen is being run from NiCd, NiMH or alkaline batteries, or from a power supply, switch 3 should be in the up position.

User-adjustable current limit:


Current limit potentiometer

The blue potentiometer on the board sets the current limit. The SyRen 50 can handle up to a 100A limit. There are many circumstance where you may need 50A, but do not want to let the system draw more than 60A or 70A. Some motors may have a rated stall current of 60A. You can set the SyRen 50's adjustable current limit to 50A and never put your motor in harm's way with a dangerous stall.

This option can be used to limit acceleration and starts with too much torque. It will basically act as an on-demand ramp that will only activate when you've reached the set limit. In some situations, long wire runs will prevent higher amount of current to be drawn due to heat. This option can reduce the amount of current being drawn and thusly reduce heat through the wire.
If you have an application where a vehicle could run into a wall, or an automatic door could pin someone or something, the adjustable current limit could be set to detect this and greatly reduce output to the motors.

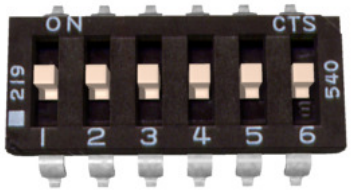
Mode 1: Analog Input

Analog input mode is selected by setting switches 1 and 2 to the UP position. Switch 3 should be either up or down, depending on the battery type being used. Inputs S1 and S2 are configured as analog inputs. The output impedance of the signals fed into the inputs should be less than 10k ohms for best results. If you are using a potentiometer to generate the input signals, a 1k, 5k or 10k linear taper pot is recommended. Remember to connect 0V to the ground of your control circuit.

There are 6 operating options for analog input. These are selected with switches 4 and 5.

Option 1: Analog Bi-direction

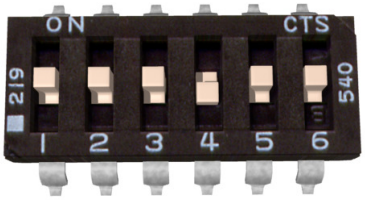
A signal of 2.5 volts corresponds to the motor being stopped. 0v corresponds to full power reverse, and 5v corresponds to full power forward mode. This is useful for direct bi-directional control of motors. There is one input, which is connected to S1.



Analog Bi-direction mode

Option 2: Analog One-direction

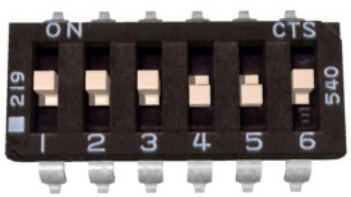
A signal of 0v corresponds to the motor being fully stopped. 5v corresponds to full power forward. The motor acts single-direction only, and cannot be commanded to reverse. This is useful for fans, pumps, propellers and other single-direction only loads. There is one input, which is connected to S1



Analog One-direction mode

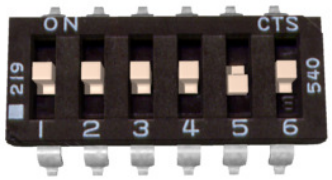
Option 3: Analog One-direction with forward/reverse select on S2

A signal on S1 of 0v corresponds to the motor being fully stopped. 5v corresponds to full power. A second signal is fed to S2. If the signal on S2 is greater than 2.5 volts, the SyRen will drive the motor forward. If the signal on S2 is less than 2.5 volts, the SyRen will drive the motor backwards. The signal on S2 can be either an analog signal or a digital signal. This is useful for oscillating loads that go back and forth at a preset speed, as well as vehicles with a reverse selector switch.



Analog One-direction mode with forward/reverse select on S2

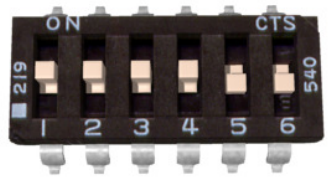
Option 4: Max Speed – Single Direction



Max Speed Mode – Single Direction

This option is set by flipping switch 5 OFF, or down, and flipping switch 6 ON, or up. Max Speed Mode allows you to connect another potentiometer to S2 and set the max speed. If you set this potentiometer to 50%, the potentiometer on S1 will scale between 0% and 50% over the entire length of its travel. This mode is very useful if you are, for example, running off of 24V and want to limit the top speed somewhere around 14V.

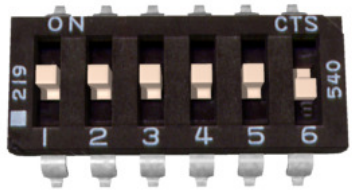
Option 5: Max Speed – Bi-directional



Max Speed Mode – Bi-directional

This option is set by flipping switched 5 and 6 OFF, or down. Max Speed Mode allows you to connect another potentiometer to S2 and set the max speed. This potentiometer will set the maximum speed of both directions. This is very useful for limiting the top speed without having to lower the input voltage.

Option 6: Analog motor reverse



Analog One-direction reverse

Switch 6 reverses the direction of the motor driver in all analog operating modes except Diff-Drive Mix, in which case it is the right/left select switch. This is sometimes better than physically reversing the motor connections, but accomplishes the same thing.

Note on using filtered PWM in Analog Mode

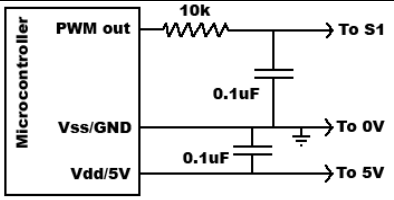


Figure 4.1: Fast filtering

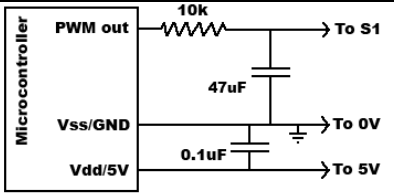


Figure 4.2: Very smooth filtering

If you are using a filtered PWM signal from a microcontroller to generate the analog voltage, an R-C filter with component values 10k ohms and at least .1uf is recommended as shown in Figure 4.1. This will provide a fast response to changes in duty cycle, and is suitable for PWM rates of 20+kHz. Using a larger value filter capacitor such as 47uf (Figure 4.2) will result in smoother motor operation and greater efficiency. However, the transient response will be slower. This extra capacitance is strongly recommended when using slower PWM frequencies – as low as 1kHz. Tweaking the value of the capacitor to suit your individual needs is safe way to optimize your robot's performance.

Mode 2: R/C Input

R/C input mode is used with a standard hobby Radio control transmitter and receiver, or a microcontroller using the same protocol. R/C mode is selected by setting switch 1 to the DOWN position and switch 2 to the UP position. If running from a receiver, it is necessary to obtain one or more servo pigtails and hook them up according to figure 5.1. If there are only motor drivers being used it is acceptable to power the receiver directly from a SyRen as shown. If the system also has to power servos or other 5v loads, we recommend a ParkBEC or a receiver battery pack, as shown in figure 5.2. If using a receiver pack, do not connect power to the 5V line of the SyRen because the maximum voltage it can tolerate is 6V.

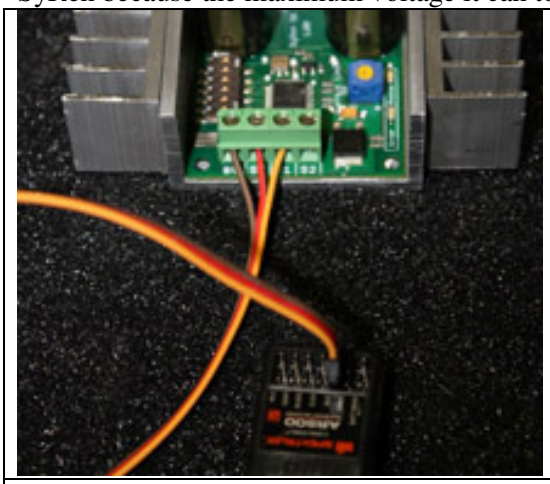


Figure 5.1: R/C connection

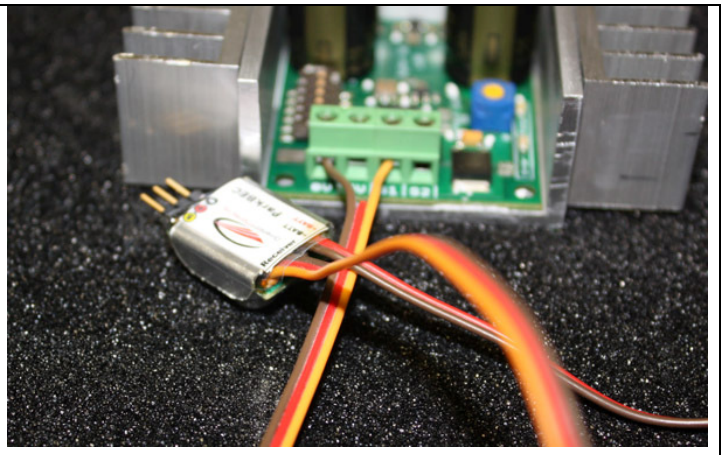
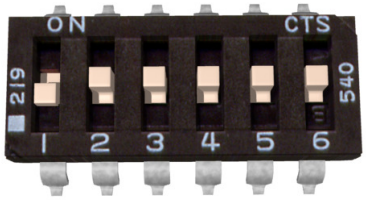


Figure 5.2: R/C with a ParkBEC

There are two operating modes for R/C. These are selected with switch 5.

Option 1: Standard R/C mode

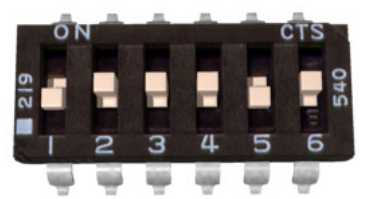
A standard R/C pulse is fed into S1. A 1500us pulse is zero speed, a 1000 us pulse is full reverse and a 2000 us pulse is full forward. Because different transmitter manufacturers use different default pulse widths, if it seems like you are not getting full power, it may be necessary to increase the transmitter's ATV to 120%.



Standard R/C Mode

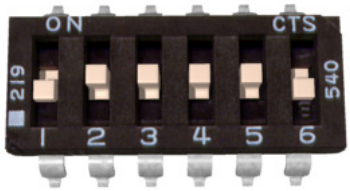
Option 2: R/C Auto-Calibrate Mode

R/C Auto-Calibrate mode is used to interface to R/C systems that do not use 1500us as their center point. Examples are pistol-style transmitters with a "70/30" throttle and airplane style throttles where a single-direction control is desired. In R/C auto-calibrate mode, the position the control stick is when the driver is powered up is taken as the neutral point. During operation, the driver will detect the minimum and maximum control inputs, and use those to set the control range. If the driver is initialized with the control stick at either extreme, the driver will operate in single-direction mode.



R/C Auto-Calibrate Mode

Switch 6: R/C Failsafe Timeout



R/C Failsafe Timeout Disabled

In all the R/C modes, if switch 6 is set to the UP position, then Timeout Failsafe mode is active. This will bring the motor to a stop if the servo signal is interrupted. Once several valid control signals are sent, the motor will restart. This is useful to prevent to robot driving away if it encounters interference, drives out of range, or if the transmitter is inadvertently de-activated. Many robot competitions require this feature.

If switch 6 is set in the DOWN position, then Timeout Failsafe mode is de-activated. This means that the SyRen will continue to drive the motor according to the last command until another command is given. If the control link is possible unreliable – like a radio - then this can be dangerous due to the robot not stopping. However, it is extremely convenient if you are controlling the SyRen from a microcontroller. In this case, commanding the controller can be done with as little as three lines of code.

Output_High(Pin connected to S1)
Delay(1000us to 2000us)
Output_Low(Pin connected to S1)

This makes it easy to use R/C mode without having to set up a repeating pulse stream. This is most advantageous on controllers like Basic Stamps, which don't have the ability to perform background tasks.

A note on certain microprocessor receivers

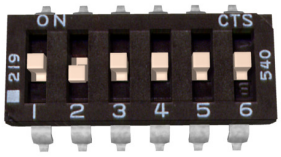
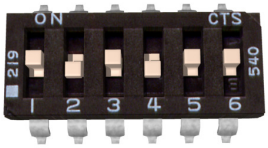
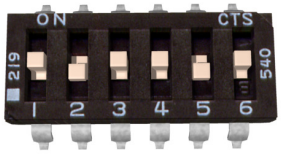
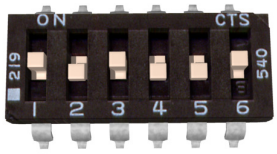
Some receivers, such as the Spektrum AR6000, will output servo pulses before a valid transmitter signal is present. This will cause the SyRen to autocalibrate to the receiver's startup position which may not correspond to the center stick position, depending on trim settings. This may cause the motors to move slowly, even when the transmitter stick is centered. If you encounter this, either consult your receiver manual to reprogram the startup position, or adjust your transmitter trims until the motors stop moving. As a last resort, you can enter R/C microcontroller mode which will disable SyRen's autocalibration.

Mode 3: Simplified Serial Mode

Simplified serial uses TTL level single-byte serial commands to set the motor speed and direction. This makes it easy to interface to microcontrollers and PCs, without having to implement a packet-based communications protocol. Simplified serial is a one-direction only interface. The transmit line from the host is connected to S1. The host's receive line is not connected to the SyRen. Because of this, multiple drivers can be connected to the same serial transmitter. If using a true RS-232 device like a PC's serial port, it is necessary to use a level converter to shift the –10V to 10V rs-232 levels to the 0v-5v TTL levels the SyRen is expecting. This is usually done with a Max232 type chip. If using a TTL serial device like a microcontroller, the TX line of the microcontroller may be connected directly to S1.

Baud Rate Selection

Simplified Serial operates with an 8N1 protocol – 8 data bytes, no parity bits and one stop bit. The baud rate is selected by switches 4 and 5 from the following 4 options

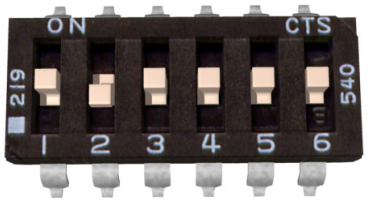
	
2400 Baud	9600 Baud
	
19200 Baud	38400 Baud

What baud rate to use is dependent on what your host can provide and the update speed necessary. 9600 baud or 19200 baud are recommended as the best starting points. If communication is unreliable, decrease the baud rate. If communications are reliable, you may increase the baud rate. The maximum update speed on the SyRen 50 is approximately 2000 commands per second. Sending characters faster than this will not cause problems, but it will not increase the responsiveness of the controller either.

The baud rate may be changed with power on by changing the DIP switch settings. There is no need to reset or cycle power after a baud rate change.

There are 2 operating options for Simplified Serial. These are selected by the position of Switch 6.

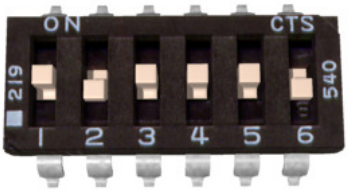
Option 1: Standard Simplified Serial Mode



Standard Simplified Serial

Serial data is sent to input S1. The baud rate is selected with switches 4 and 5. Commands are sent as single bytes. Sending a value of 0 will cause the motor to drive full forward, and sending a value of 255 will cause the motor to drive reverse. A value of 127 will cause the motor to stop.

Option 2: Simplified Serial with Slave Select



Simplified Serial with Slave Select

This mode is used when it is desirable to have multiple SyRen 50s running from the same serial transmitter, but you do not wish to use packetized serial. A digital signal (0v or 5v) is fed to the S2 input. This is controlled by the host microcontroller. If the signal on S2 is logic high (5v) when the serial command is sent, then the driver will change to the new speed. If the signal on S2 is not high when the command is sent, then command will be ignored. Pseudo-code demonstrating this is shown below. After sending the signal, allow about 50 us before commanding the Slave Select line to a logic LOW to allow time for processing. A hookup diagram and example pseudo-code are shown in **Figures 6.2** and **6.3**.

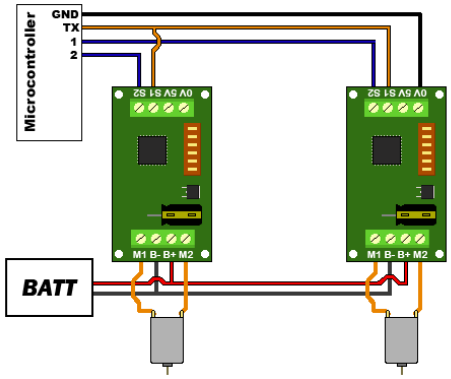


Figure 6.2: Hookup for Slave Select

```
//set controller 1's speed
Output_High (S2 pin on controller 1)
USART_TX(controller 1 speed, 0 to 255)
Delay_us(50)
Output_Low (S2 pin on controller 1)

//set controller 2's speed
Output_High (S2 pin on controller 2)
USART_TX(controller 2 speed, 0 to 255)
Delay_us(50)
Output_Low (S2 pin on controller 2)
```

Figure 6.3: Pseudocode for Slave Select

Mode 4: Packetized Serial Mode

Packetized Serial uses TTL level multi-byte serial commands to set the motor speed and direction. Packetized serial is a one-direction only interface. The transmit line from the host is connected to S1. The host's receive line is not connected to the SyRen 50. Because of this, multiple SyRens can be connected to the same serial transmitter. If using a true RS-232 device like a PC's serial port, it is necessary to use a level converter to shift the –10V to 10V rs-232 levels to the 0v-5v TTL. Packetized serial uses an address byte to select the target device. The baud rate is **set to 9600 baud from the factory.** To change the baud rate, see the list of serial commands later in this section.

Packet Overview

The packet format for the SyRen 50 consists of an address byte, a command byte, a data byte and a seven bit checksum. Address bytes have value greater than 128, and all subsequent bytes have values 127 or lower. This allows multiple types of devices to share the same serial line.

An example packet and pseudo-code to generate it are shown in **Figures 7.1** and **7.2**

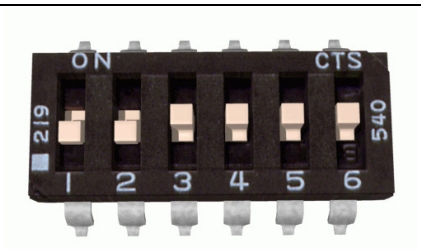
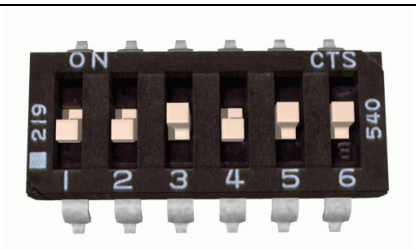
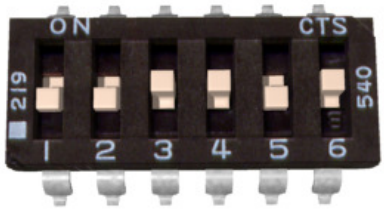
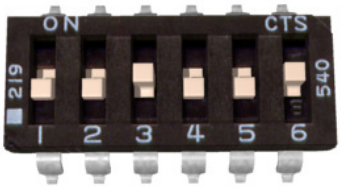
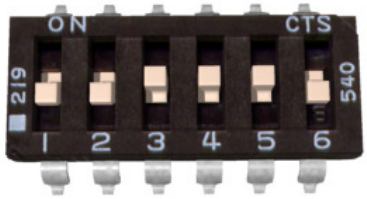
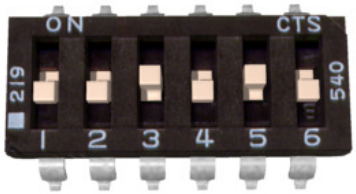
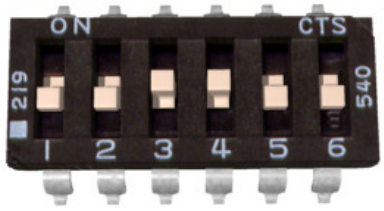
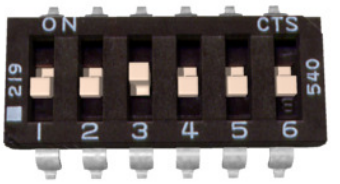
Packet Address: 130 Command : 0 Data: 64 Checksum: 66	Void DriveForward(char address, char speed) { Putc(address); Putc(0); Putc(speed); Putc((address + 0 + speed) & 0b01111111); }
Figure 7.1: Example 50% forward	Figure 7.2: Pseudocode to generate 7.1

Baud Rate Selection:

Packetized Serial operates with an 8N1 protocol – 8 data bytes, no parity bits and one stop bit. The baud rate is automatically calculated by the first character sent. This character must be 170 (binary 10101010) and must be sent before any serial communications are done. It is not possible to change the baud rate once the bauding character has been sent. The valid baud rates are 2400, 9600, 19200 and 38400 baud. Until the bauding character is sent, the driver will accept no commands and the green status light will stay lit. Please note that the SyRen 50 may take up to a second to start up after power is applied, depending on the power source being used. Sending the bauding character during this time period may cause undesirable results. **When using Packetized Serial mode, please allow a two second delay between applying power and sending the bauding character to the drivers.**

Address Byte Configuration:

Address bytes are set by switches 4, 5 and 6. Addresses start at 128 and go to 135. The switch settings for the addresses are shown in the chart below

	
Address: 128	Address: 129
	
Address: 130	Address: 131
	
Address: 132	Address: 133
	
Address: 134	Address: 135

Commands:

The command byte is the second byte of the packet. There are four possible commands in packetized serial mode. Each is followed by one byte of data

0: Drive forward (decimal 0, binary 0b00000000, hex 0h00)

This is used to command the SyRen 10 and 20 to drive forward. Valid data is 0-127 for off to full forward drive. If a command of 0 is given, the SyRen will go into power save mode after approximately 4 seconds.

1: Drive backwards (decimal 1, binary 0b00000001, hex 0h01)

This is used to command the SyRen 10 and 20 to drive forward. Valid data is 0-127 for off to full reverse drive. If a command of 0 is given, the SyRen will go into power save mode after approximately 4 seconds.

2: Min voltage (decimal 3, binary 0b00000011, hex 0h03)

This is used to set a custom minimum voltage for the battery feeding the SyRen 50. If the battery voltage drops below this value, the output will shut down. This value is cleared at startup, so much be set each run. The value is sent in .2 volt increments with a command of zero corresponding to 6v, which is the minimum. Valid data is from 0 to 120. The function for converting volts to command data is

Value = (desired volts-6) x 5

3: Max voltage (decimal 4, binary 0b00000100, hex 0h04)

This is used to set a custom maximum voltage. If you are using a power supply that cannot sink current such as an ATX supply, the input voltage will rise when the driver is regenerating (slowing down the motor) Many ATX type supplies will shut down if the output voltage on the 12v supply rises beyond 16v. If the driver detects an input voltage above the set limit, it will put the motor into a hard brake until the voltage drops below the set point again. This is inefficient, because the energy is heating the motor instead of recharging a battery, but may be necessary. The driver comes preset for a maximum voltage of 30V. The range for a custom maximum voltage is 0v-25v. The formula for setting a custom maximum voltage is

Value = Desired Volts*5.12

If you are using any sort of battery, then this is not a problem and the max voltage should be left at the startup default.

Checksum:

To prevent data corruption, each packet is terminated with a checksum. If the checksum is not correct, the data packet will not be acted upon. The checksum is calculated as follows:

Checksum = address byte +command byte +data byte

The checksum should be added with all unsigned 8 bit integers, and then ANDed with the mask 0b01111111 in an 8 bit system.

Example of Packetized Serial:

The following is an example function for commanding a pair of SyRen 10s or 20s using Packetized Serial Mode. **Figure 7.3** shows an example hookup and **Figure 7.4** shows an example function.

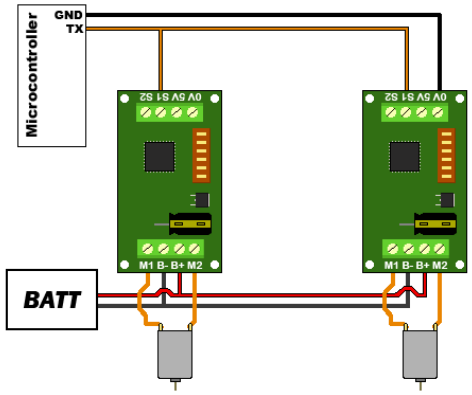


Figure 7.3: Packetized serial hookup

```
Void DriveForward(char address, char speed)
{
  Putc(address);
  Putc(0);
  Putc(speed);
  Putc((address + 0 + speed) & 0b01111111);
}
```

Figure 7.4: Packetized Serial Function

Example: So in this function, if address is 130, command is 0 (for driving forward), speed is 64, the checksum should calculate as follows:
130+0+64 = 194
194 in binary is 0b11000010
0b11000010 & 0b01111111 = 0b01000010

Once all the data is sent, this will result in the SyRen with address 130 driving forward at roughly half throttle.

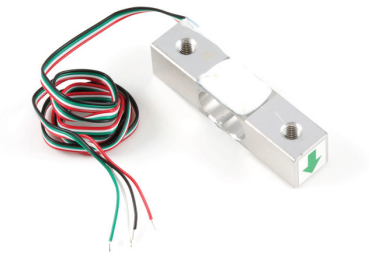
The SyRen's 7 bit design is done this way to allow different products that don't use the same protocol to live on the same bus.

Emergency Stop:

In Packetized Serial mode, the S2 input is configured as an active-low emergency stop. It is pulled high internally, so if this feature isn't needed, it can be ignored. If an emergency stop is desired, all the S2 inputs can be tied together. Pulling the S2 input of one or more SyRen 50s low will cause the driver to shut down. This should be tied to an emergency stop button if used in a device that could endanger humans.

Datasheet

3135 - Micro Load Cell (0-50kg) - CZL635



Contents

1 What do you have to know?
1 How does it work - For curious people
1 Installation
2 Calibration
2 Product Specifications
3 Glossary

What do you have to know?

A load cell is a force sensing module - a carefully designed metal structure, with small elements called strain gauges mounted in precise locations on the structure. Load cells are designed to measure a specific force, and ignore other forces being applied. The electrical signal output by the load cell is very small and requires specialized amplification. Fortunately, **the 1046 PhidgetBridge will perform all the amplification and measurement of the electrical output.**

Load cells are designed to measure force in one direction. They will often measure force in other directions, but the sensor sensitivity will be different, since parts of the load cell operating under compression are now in tension, and vice versa.

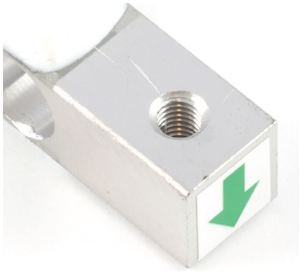
How does it work - For curious people

Strain-gauge load cells convert the load acting on them into electrical signals. The measuring is done with very small resistor patterns called strain gauges - effectively small, flexible circuit boards. The gauges are bonded onto a beam or structural member that deforms when weight is applied, in turn deforming the strain-gauge. As the strain gauge is deformed, it's electrical resistance changes in proportion to the load.

The changes to the circuit caused by force is much smaller than the changes caused by variation in temperature. Higher quality load cells cancel out the effects of temperature using two techniques. By matching the expansion rate of the strain gauge to the expansion rate of the metal it's mounted on, undue strain on the gauges can be avoided as the load cell warms up and cools down. The most important method of temperature compensation involves using multiple strain gauges, which all respond to the change in temperature with the same change in resistance. Some load cell designs use gauges which are never subjected to any force, but only serve to counterbalance the temperature effects on the gauges that measuring force. Most designs use 4 strain gauges, some in compression, some under tension, which maximizes the sensitivity of the load cell, and automatically cancels the effect of temperature.

Installation

This Single Point Load Cell is used in small jewelry scales and kitchen scales. It's mounted by bolting down the end of the load cell where the wires are attached, and applying force on the other end **in the direction of the arrow.** Where the force is applied is not critical, as this load cell measures a shearing effect on the beam, not the bending of the beam. If you mount a small platform on the load cell, as would be done in a small scale, this load cell provides accurate readings regardless of the position of the load on the platform.



Calibration

A simple formula is usually used to convert the measured mv/V output from the load cell to the measured force:

*Measured Force = A * Measured mV/V + B* (offset)

It's important to decide what unit your measured force is - grams, kilograms, pounds, etc.

This load cell has a rated output of 1.0±0.15mv/v which corresponds to the sensor's capacity of 50kg.

To find A we use

*Capacity = A * Rated Output*

A = Capacity / Rated Output

A = 50 / 1.0

A = 50

Since the Offset is quite variable between individual load cells, it's necessary to calculate the offset for each sensor. Measure the output of the load cell with no force on it and note the mv/V output measured by the PhidgetBridge.

Offset = 0 - 50 * Measured Output

Product Specifications

Mechanical	
Housing Material	Aluminum Alloy
Load Cell Type	Strain Gauge
Capacity	50kg
Dimensions	55.25x12.7x12.7mm
Mounting Holes	M5 (Screw Size)
Cable Length	550mm
Cable Size	30 AWG (0.2mm)
Cable - no. of leads	4
Electrical	
Precision	0.05%
Rated Output	1.0±0.15 mv/V
Non-Linearity	0.05% FS
Hysteresis	0.05% FS
Non-Repeatability	0.05% FS
Creep (per 30 minutes)	0.1% FS
Temperature Effect on Zero (per 10°C)	0.05% FS
Temperature Effect on Span (per 10°C)	0.05% FS
Zero Balance	±1.5% FS
Input Impedance	1130±10 Ohm
Output Impedance	1000±10 Ohm
Insulation Resistance (Under 50VDC)	≥5000 MOhm
Excitation Voltage	5 VDC
Compensated Temperature Range	-10 to ~+40°C
Operating Temperature Range	-20 to ~+55°C
Safe Overload	120% Capacity
Ultimate Overload	150% Capacity

Glossary

Capacity
The maximum load the load cell is designed to measure within its specifications.

Creep
The change in sensor output occurring over 30 minutes, while under load at or near capacity and with all environmental conditions and other variables remaining constant.

FULL SCALE or FS
Used to qualify error - FULL SCALE is the change in output when the sensor is fully loaded. If a particular error (for example, Non-Linearity) is expressed as 0.1% F.S., and the output is 1.0mV/V, the maximum non-linearity that will be seen over the operating range of the sensor will be 0.001 mV/V. An important distinction is that this error doesn't have to only occur at the maximum load. If you are operating the sensor at a maximum of 10% of capacity, for this example, the non-linearity would still be 0.001mV/V, or 1% of the operating range that you are actually using.

Hysteresis
If a force equal to 50% of capacity is applied to a load cell which has been at no load, a given output will be measured. The same load cell is at full capacity, and some of the force is removed, resulting in the load cell operating at 50% capacity. The difference in output between the two test scenarios is called hysteresis.

Excitation Voltage
Specifies the voltage that can be applied to the power/ground terminals on the load cell. In practice, if you are using the load cell with the PhidgetBridge, you don't have to worry about this spec.

Input Impedance
Determines the power that will be consumed by the load cell. The lower this number is, the more current will be required, and the more heating will occur when the load cell is powered. In very noisy environments, a lower input impedance will reduce the effect of Electromagnetic interference on long wires between the load cell and PhidgetBridge.

Insulation Resistance
The electrical resistance measured between the metal structure of the load cell, and the wiring. The practical result of this is the metal structure of the load cells should not be energized with a voltage, particularly higher voltages, as it can arc into the PhidgetBridge. Commonly the load cell and the metal framework it is part of will be grounded to earth or to your system ground.

Maximum Overload
The maximum load which can be applied without producing a structural failure.

Non-Linearity
Ideally, the output of the sensor will be perfectly linear, and a simple 2-point calibration will exactly describe the behaviour of the sensor at other loads. In practice, the sensor is not perfect, and Non-linearity describes the maximum deviation from the linear curve. Theoretically, if a more complex calibration is used, some of the non-linearity can be calibrated out, but this will require a very high accuracy calibration with multiple points.

Non-Repeatability
The maximum difference the sensor will report when exactly the same weight is applied, at the same temperature, over multiple test runs.

Operating Temperature
The extremes of ambient temperature within which the load cell will operate without permanent adverse change to any of its performance characteristics.

Output Impedance
Roughly corresponds to the input impedance. If the Output Impedance is very high, measuring the bridge will distort the results. The PhidgetBridge carefully buffers the signals coming from the load cell, so in practice this is not a concern.

Rated Output
Is the difference in the output of the sensor between when it is fully loaded to its rated capacity, and when it's unloaded. Effectively, it's how sensitive the sensor is, and corresponds to the gain calculated when calibrating the sensor. More expensive sensors have an exact rated output based on an individual calibration done at the factory.

Safe Overload
The maximum axial load which can be applied without producing a permanent shift in performance characteristics beyond those specified.

Compensated Temperature
The range of temperature over which the load cell is compensated to maintain output and zero balance within specified limits.

Temperature Effect on Span
Span is also called rated output. This value is the change in output due to a change in ambient temperature. It is measured over 10 degree C temperature interval.

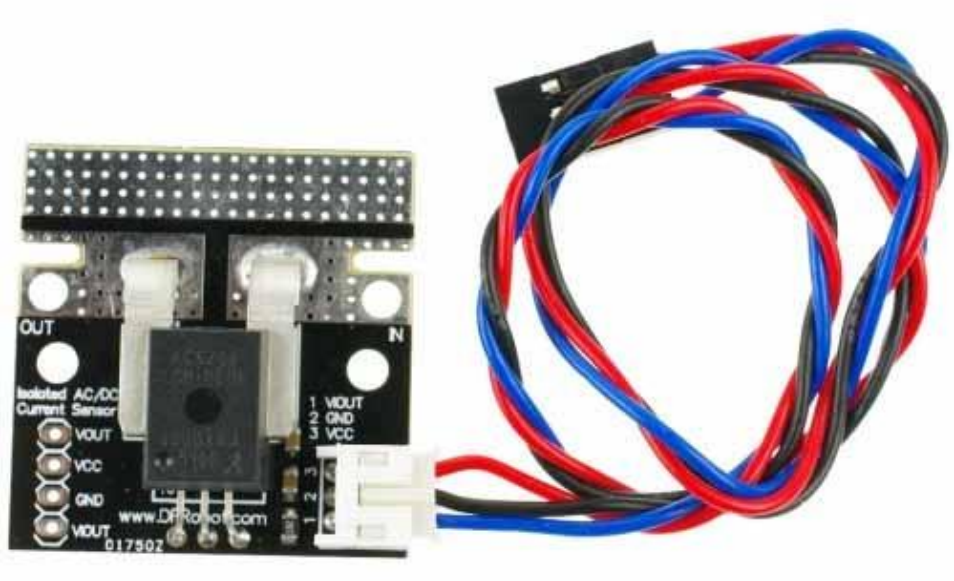
Temperature Effect on Zero
The change in zero balance due to a change in ambient temperature. This value is measured over 10 degree C temperature interval.

Zero Balance
Zero Balance defines the maximum difference between the +/- output wires when no load is applied. Realistically, each sensor will be individually calibrated, at least for the output when no load is applied. Zero Balance is more of a concern if the load cell is being interfaced to an amplification circuit - the PhidgetBridge can easily handle enormous differences between +/-. If the difference is very large, the PhidgetBridge will not be able to use the higher Gain settings.

RB-Dfr-149

DFRobot 50A Current Sensor (AC/DC)

Introduction



This is a breakout board for the fully integrated Hall Effect based linear ACS758 current sensor. The sensor gives precise current measurement for both AC and DC signals.The thickness of the copper conductor allows survival of the device at high overcurrent conditions. The ACS758 outputs an analog voltage output signal that varies linearly with sensed current. This current sensor enables you to monitor currents in your project every second for energy saving or circuit protecting purposes.

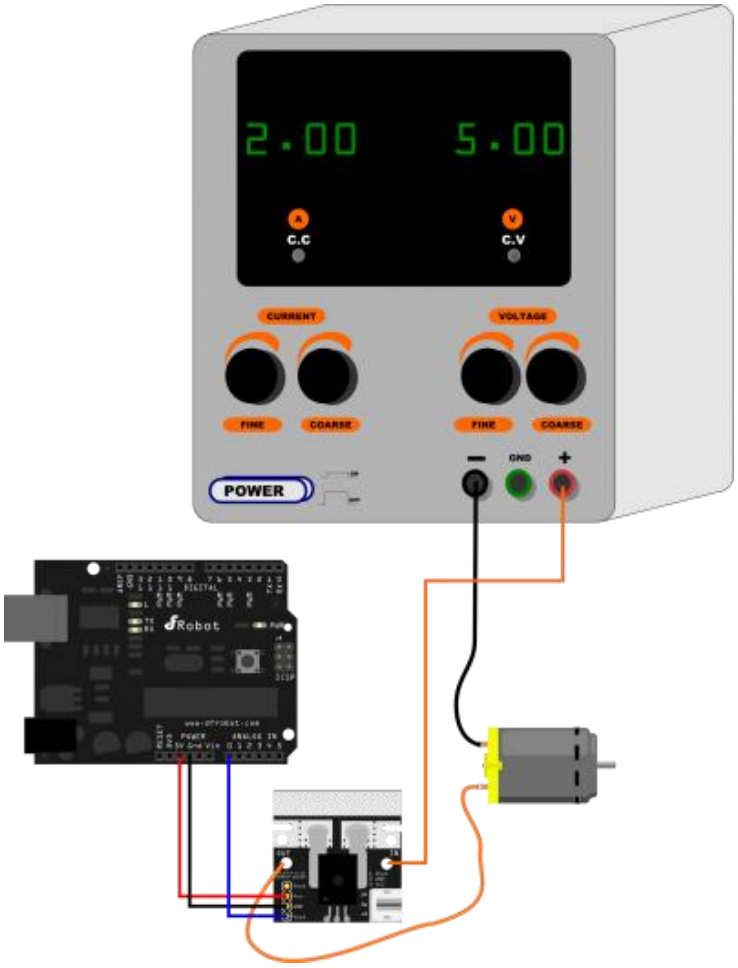
Features

- Arduino interface compatible
- 120 kHz typical bandwidth
- 3 µs output rise time in response to step input current
- Output voltage proportional to AC or DC currents
- Factory-trimmed for accuracy
- Extremely stable output offset voltage
- Nearly zero magnetic hysteresis
- Total output error improvement through gain and offset trim over temperature
- Monolithic Hall IC for high reliability
- Ultra-low power loss: 100 µΩ internal conductor resistance

Specifications

- Operating Voltage(analog): 5V
- Peak Measuring Voltage:3000V(AC),500V(DC)
- Current Measuring Rang:-50~50A
- Sensitivity:40 mV/A
- Operating Temperature: -40~150°C
- Dimension:34x34mm

Connection Diagram



This is a sample connection diagram, intended to give you an idea of how it is used.

Sample code

```
/*
50A Current Sensor(AC/DC)(SKU:SEN0098) Sample Code
This code shows you how to get raw datas from the sensor through Arduino and convert the raw datas to the value of the current according to the datasheet;
Smoothing algorithm (http://www.arduino.cc/en/Tutorial/Smoothing) is used to make the outputting current value more reliable;
Created 27 December 2011
By Barry Machine
www.dfrobot.com
Version:0.2
*/



const int numReadings = 30;
float readings[numReadings];      // the readings from the analog input
int index = 0;                  // the index of the current reading
float total = 0;                  // the running total
float average = 0;                // the average

float currentValue = 0;


void setup()
{
  Serial.begin(57600);
```

```
  for (int thisReading = 0; thisReading < numReadings; thisReading++)
    readings[thisReading] = 0;
}
void loop()
{
    total= total - readings[index];
    readings[index] = analogRead(0); //Raw data reading
    readings[index] = (readings[index]-510)*5/1024/0.04-0.04;//Data processing:510-raw data from
analogRead when the input is 0; 5-5v; the first 0.04-0.04V/A(sensitivity); the second 0.04-offset val;
    total= total + readings[index];
    index = index + 1;
    if (index >= numReadings)
      index = 0;
    average = total/numReadings;   //Smoothing algorithm
(http://www.arduino.cc/en/Tutorial/Smoothing)
    currentValue= average;
    Serial.println(currentValue);
    delay(30);
}
```